

Pressurizzando simultaneamente entrambe le camere del cilindro, la forza generata è quasi due volte più grande di quella di un cilindro standard dello stesso diametro.

Poiché il cilindro è in grado di dare una forza superiore a quella di un normale cilindro di pari diametro, esso può essere impiegato dove lo spazio disponibile per l'installazione è limitato.

## Cilindro multi posizione

Le due posizioni estreme di un cilindro standard sono due posizioni fisse. Se sono richieste più di due posizioni, può essere impiegata una combinazione di due cilindri a doppio effetto.

Sono disponibili due sistemi.

Il primo sistema è adatto per tre posizioni e consente il fissaggio del cilindro. E' particolarmente adatto per movimenti verticali, ad esempio negli equipaggiamenti di movimentazione di parti.

Il secondo sistema consiste nel montare assieme due cilindri indipendenti mediante le due testate posteriori. Ciò consente di ottenere quattro differenti posizioni. Il cilindro però non può essere fisso. Una combinazione di tre cilindri fornisce 8 posizioni e una con quattro 16 posizioni.

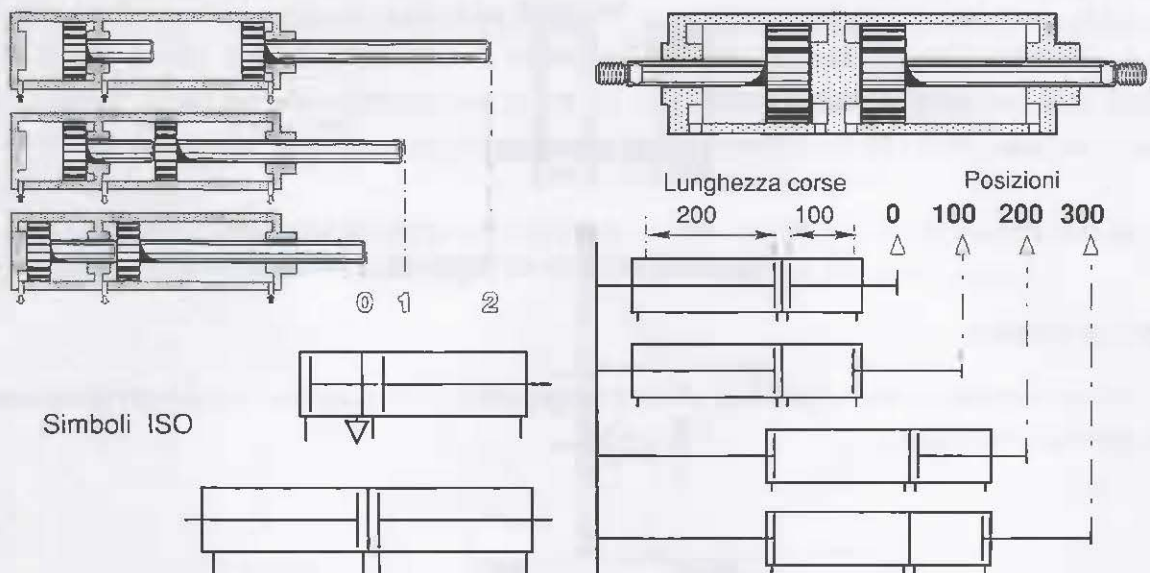


Fig. 6.10 Cilindro a tre e quattro posizioni

## MONTAGGIO DEL CILINDRO

Per assicurare che i cilindri siano montati correttamente, i costruttori offrono una selezione di montaggi per soddisfare tutte le richieste incluso il movimento pivotante con montaggio del tipo a cerniera.

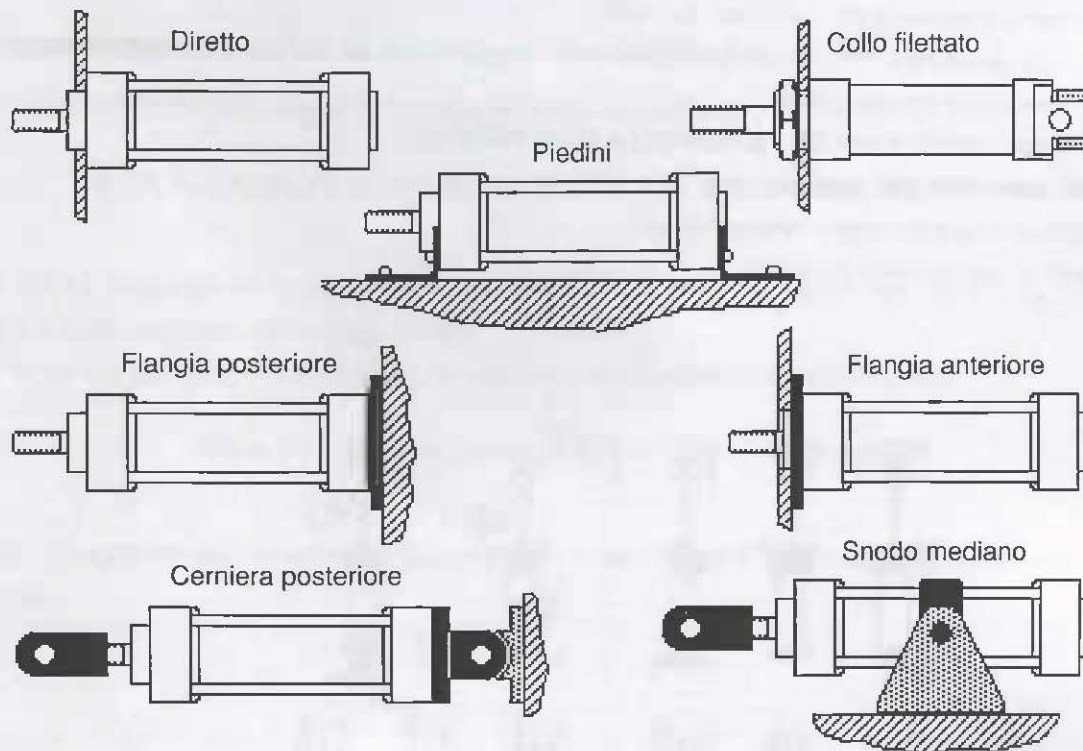


Fig. 6.11 I vari metodi di montaggio del cilindro

### Giunti a sfera

Per correggere inevitabili disallineamenti fra l'asse dello stelo del cilindro e la traiettoria dell'oggetto da muovere, deve essere montato un giunto a sfera sull'estremità dello stelo.

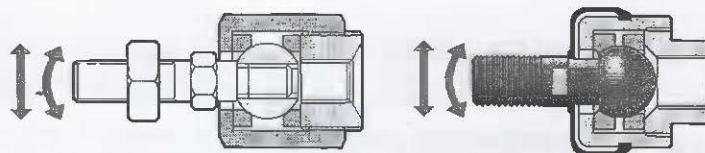


Fig. 6.12 Giunto a sfera

## Flessione dello stelo

Quando una sollecitazione eccessiva è applicata ad un cilindro deve essere considerata la flessione dello stelo. Questa sollecitazione si può manifestare quando c'è:

- 1 - sforzo di compressione
- 2 - se la parte sollecitata (es. il cilindro) è snella.

La deformata generata a carico di punta dipende nella maggior parte dei casi dal metodo di montaggio del cilindro. Esistono 4 casi principali:

- 1) Cilindro con vincolo rigido ad una estremità e libero dall'altra.
- 2) Vincolo a cerniera alle due estremità.
- 3) Incastro ad una estremità e cerniera all'altra.
- 4) Incastro ad entrambe le estremità.

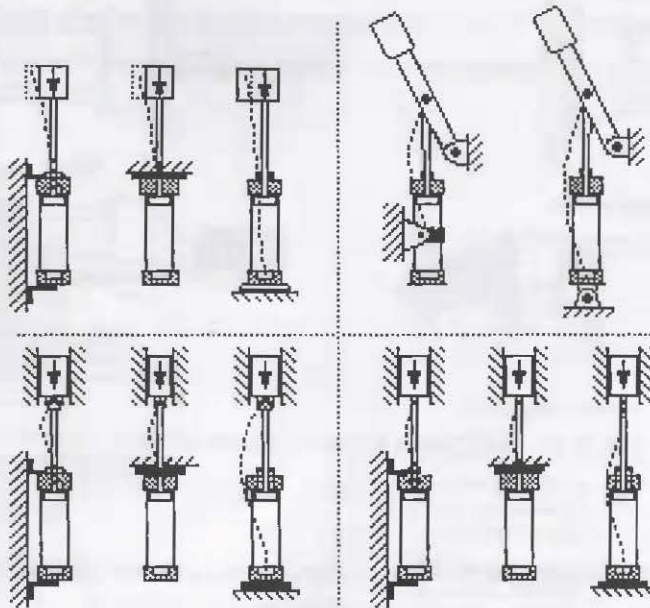


Fig. 6.13 I quattro casi di montaggio

Queste condizioni sono valide sia che il cilindro alzi o spinga il carico, essendo in entrambe le condizioni sottoposto a compressione. E' consigliabile controllare le tabelle di "massima corsa ammissibile" sui cataloghi dei costruttori per prevenire flessioni dello stelo, se la corsa di un cilindro con alesaggio superiore a 50 mm è più di tre volte l'alesaggio stesso o, in caso di piccoli diametri, se la corsa è più di 5 volte l'alesaggio e il cilindro deve spingere il carico. Questo per evitare che il cilindro stesso, a causa della sollecitazione, possa danneggiarsi anche gravemente.

## DIMENSIONAMENTO DEL CILINDRO

### FORZA DEL CILINDRO

#### *Forza teorica*

I cilindri lineari hanno i seguenti diametri raccomandati nelle ISO 4393 e ISO 497R10:

**8, 10, 12, 16, 20, 25, 32, 40, 50, 63, 80, 100, 125, 140, 160, 200, 250, 320 mm.**

La forza sviluppata da un cilindro è in funzione del diametro del pistone, della pressione dell'aria di lavoro e della resistenza dovuta agli attriti.

Per pistoni stazionari, i calcoli possono essere svolti usando la seguente formula:

$$\text{Forza (N)} = \text{Area del pistone (m}^2\text{)} \cdot \text{pressione dell'aria (N/m}^2\text{)}.$$

Di conseguenza per un cilindro a doppio effetto la forza sviluppata nella corsa in estensione è data dalla formula:

$$F_E = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot p$$

dove:  $F_E$  = forza teorica in estensione

$D$  = diametro del pistone

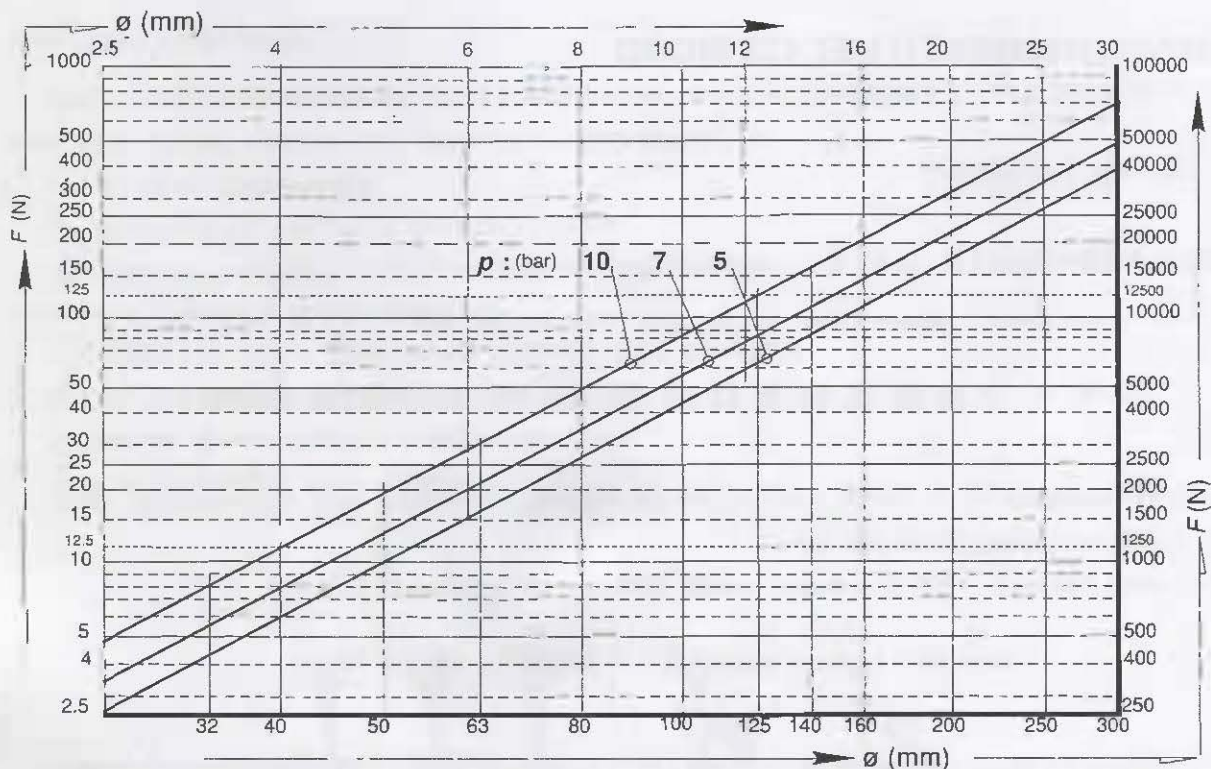
$p$  = pressione manometrica

Mentre, per un cilindro a semplice effetto, la forza sviluppata nella corsa in estensione è data dalla formula:

$$F_E = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot p - F_S$$

dove:  $F_S$  = forza della molla al termine della corsa

Potrebbe essere più rapido usare un diagramma come quello della figura 6.14 che mostra la forza teorica per una pressione di 10, 7 e 5 bar, o altre informazioni simili fornite dai costruttori per il dimensionamento del cilindro.



**Fig. 6.14** Forza teorica dei cilindri pneumatici da 2.5 a 30 mm (scale superiore e sinistra) e da 32 a 300 mm (scale inferiore e destra) per pressioni di esercizio di 10, 7 e 5 bar

*Esempio:* determinare la dimensione teorica di un cilindro operante alla pressione di 6 bar in grado di generare una forza di serraggio di 1600 N.

Assumendo una corsa in estensione:

$$F_E = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot p$$

si ricava:

$$D = \sqrt{\frac{4 F_E}{\pi \cdot p}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1600 \text{ N}}{\pi \cdot 600000 \text{ N/m}^2}} = 0.0583 \text{ m} = 58.3 \text{ mm}.$$

Un cilindro con alesaggio 63 mm va bene anche perché il leggero sovradimensionamento può servire per contrastare la resistenza di attrito.

Usando il diagramma cerchiamo 1600N sulla scala delle forze sul lato destro e, per semplicità seguiamo la linea tratteggiata indicante 1500N. Ci spostiamo verso sinistra fino alla metà della distanza fra le linee di 5 e 7 bar; dal punto ricavato scendiamo fino ad intersecare l'asse degli alesaggi e troviamo un punto compreso fra 50 e 63. Non ci sono dubbi che lo stesso diametro è corretto per 1600N invece di 1500N.

### Spinta richiesta

La forza richiesta dipende dalla massa del carico, dall'angolo del movimento o elevazione, dall'attrito, dalla pressione di lavoro e dall'area effettiva del pistone.

Il carico è costituito: dal peso della massa (Fig. 6.15 a), dalla forza  $R$  data dal coefficiente d'attrito moltiplicato per la massa (Fig. 6.15 b), e dall'accelerazione  $a$  richiesta (Fig. 6.15 c). La scomposizione di queste forze dipende dall'angolo che l'asse longitudinale del cilindro forma con il piano orizzontale (elevazione) come mostrato in Fig. 6.15 d).

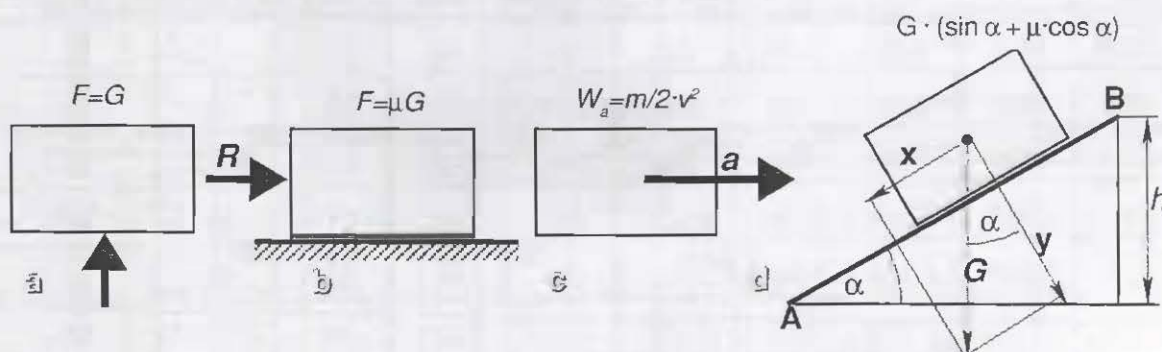


Fig. 6.15 Componenti delle forze del carico

In uno spostamento orizzontale (elevazione =  $0^\circ$ ) si deve considerare solo l'attrito. Il coefficiente d'attrito dipende dal tipo di movimento: strisciamento (attrito radente) o rotazione (attrito volvente) e dal tipo di materiale.

radente 0.1 ÷ 0.4 per parti metalliche

volvente 0.001 (sfere in un cuscinetto)

Questo fattore è usato nella formula come fattore moltiplicatore del coseno (Fig. 6.15 d).

La massa rappresenta un carico, uguale al suo peso, quando il movimento è verticale (elevazione =  $90^\circ$ ). Il peso è uguale alla massa moltiplicata per l'accelerazione di gravità, ossia  $9.80629 \text{ m/sec}^2$ . In un movimento orizzontale il peso non deve essere considerato in quanto completamente assorbito dal piano di scorrimento e quindi tutta la spinta del cilindro è disponibile per l'accelerazione del carico. Il valore del carico varia con l'inclinazione da 0 al 100%. Il suo valore, secondo la componente parallela al piano di scorrimento, dipende dal seno dell'angolo di inclinazione.

## RAPPORTO DI CARICO

Questo rapporto è definito come  $\frac{\text{Forza richiesta}}{\text{Forza teorica}} \cdot 100\%$ .

Un cilindro non dovrebbe avere un rapporto di carico superiore all'85%. Se è richiesta una accurata regolazione della velocità oppure i carichi variano ampiamente, non deve essere superato il 70%.

La tabella 6.16 mostra i rapporti di carico per cilindri da 25 a 100 mm di alesaggio a varie elevazioni e due coefficienti di attrito su acciaio volvente ( 0.01) e radente (0.2).

Dia cil.	Massa (kg)	↑	60°		45°		30°		↔	
			μ 0.01	μ 0.2	μ 0.01	μ 0.2	μ 0.01	μ 0.2	μ 0.01	μ 0.2
25	100	-	-	-	-	-	-	-	4	80
	50	-	-	-	-	-	-	-	2	40
	25	-	(87.2)	(96.7)	71.5	84.9	50.9	67.4	1	20
	12.5	51.8	43.6	48.3	35.7	342.5	25.4	33.7	0.5	10
32	180	-	-	-	-	-	-	-	4.4	-
	90	-	-	-	-	-	-	-	2.2	43.9
	45	-	(95.6)	-	78.4	(93.1)	55.8	73.9	1.1	22
	22.5	54.9	47.8	53	39.2	46.6	27.9	37	0.55	11
40	250	-	-	-	-	-	-	-	3.9	78
	125	-	-	-	-	-	(99.2)	-	2	39
	65	-	-	-	72.4	(86)	51.6	68.3	1	20.3
	35	54.6	47.6	52.8	39	46.3	27.8	36.8	0.5	10.9
50	400	-	-	-	-	-	-	-	4	79.9
	200	-	-	-	-	-	-	-	2	40
	100	-	87	(96.5)	71.3	84.8	50.8	67.3	1	20
	50	50	43.5	48.3	35.7	42.4	25.4	33.6	0.5	0
63	650	-	-	-	-	-	-	-	4.1	81.8
	300	-	-	-	-	-	-	-	1.9	37.8
	150	(94.4)	82.3	(91.2)	67.4	80.1	48	63.6	0.9	18.9
	75	47.2	41.1	45.6	33.7	40.1	24	31.8	0.5	9.4
80	1000	-	-	-	-	-	-	-	3.9	78.1
	500	-	-	-	-	-	-	-	2	39
	250	(97.6)	85	(94.3)	69.7	82.8	49.6	65.7	1	19.5
	125	48.8	42.5	47.1	34.8	41.4	24.8	32.8	0.5	9.8
100	1600	-	-	-	-	-	-	-	4	79.9
	800	-	-	-	-	-	-	-	2	40
	400	-	(87)	(96.5)	71.4	84.4	50.8	67.3	1	20
	200	50	43.5	48.3	35.7	42.2	25.4	33.6	0.5	10

**Tabella 6.16** Rapporto di carico per pressioni di esercizio di 5 bar

Il metodo pratico per trovare l'esatto alesaggio del cilindro è quello di conoscere il carico ammissibile in varie condizioni.

La tabella 6.17 mostra la massa del carico totale in kg come risulta da un fattore di carico dell'85%.

E' dedotta considerando una pressione di esercizio di 5 bar e ancora due coefficienti di attrito 0.01 (volvente - colonna a sinistra) e 0.2 (radente - colonna a destra). I valori sono le masse massime ammissibili.

	↑	60°		45°		30°		↔	
Alesaggio	μ:	0.01	0.2	0.01	0.2	0.01	0.2	0.01	0.2
<b>25</b>	21.2	24.5	22	30	25	42.5	31.5	2123	106
<b>32</b>	39.2	45	40.5	54.8	46.2	77	58.2	3920	196
<b>40</b>	54.5	62.5	56.4	76.3	64.2	107	80.9	5450	272.5
<b>50</b>	85	97.7	88	119	100.2	167.3	126.4	8500	425
<b>63</b>	135	155	139.8	189	159.2	265.5	200.5	13500	675
<b>80</b>	217.7	250	225.5	305	256.7	428	323.5	21775	1089
<b>100</b>	340.2	390.5	390.8	352	476.2	669.2	505.5	34020	1701

**Tabella 6.17** Massa movimentabile in kg. per cilindri da 25 a 100 mm. di alesaggio, per un rapporto di carico dell'85% con una pressione di esercizio di 5 bar

## REGOLATORE DI VELOCITÀ

La velocità di un cilindro è determinata dalla differenza della forza che esiste sulle due facce del pistone. Il fattore di carico non può superare l'85%.

Più basso è il fattore di carico, migliore è il controllo della velocità, specialmente quando il carico è soggetto a variazioni.

Un buon controllo della velocità è ottenuta regolando lo scarico del cilindro per mezzo di un regolatore che è una combinazione tra una valvola di ritegno e una strozzatura regolabile (valvola a spillo).

Un esempio di questi regolatori di velocità è mostrato nella sezione delle valvole nel capitolo dedicato alle valvole ausiliarie. Per ottenere una velocità costante il fattore di carico deve essere inferiore al 75%.

*Esempio:* Massa del carico 100 kg, pressione di esercizio 5 bar, diametro cilindro 32 mm, spostamento del carico orizzontale, coefficiente d'attrito  $\mu = 0.2$ , spinta teorica del cilindro 401.9 N, efficienza del cilindro  $h = 95$ .

La tabella 6.16 fornisce, per il caso di una massa di 90 kg, un rapporto di carico del 43.9% alla pressione di esercizio di 5 bar.

Questo significa per una massa di 100 kg :

$$43.9 \cdot \frac{100}{90} = 48.77\%$$

La forza che serve per contrastare il carico è quindi:

$$(401.9\text{N} \cdot 48.77)/100 = 196.05\text{N}$$

Avendo il cilindro una efficienza  $h = 95$  la forza rimanente serve per muovere ed accelerare il carico ovvero:

$$95 - 48.77 = 46.23\% \text{ ovvero } 185.8\text{N}$$

L'accelerazione è quindi:

$$185.8 \text{ kg} \cdot \text{m} \cdot \text{sec}^{-2} / 100 \text{ kg} = 1.85 \text{ m} \cdot \text{sec}^{-2}$$

Senza controllo il pistone dovrebbe raggiungere teoricamente la velocità di 1.8 m/sec in circa 1 secondo. Questo in teoria in quanto si suppone che non ci siano limiti nell'alimentazione dell'aria compressa in spinta e che non esista contropressione sulla faccia opposta del pistone.

La limitazione del flusso allo scarico crea un carico pneumatico, il quale è definito dalla velocità del pistone e dal volume del flusso attraverso la strozzatura del regolatore di velocità.

Ogni aumento di velocità del pistone incrementa anche la forza agente sull'altra faccia. Questo limita e stabilizza la velocità del pistone. Più alta è la componente "pneumatica" del carico totale e più difficile sarà stabilizzare la velocità del pistone.

Con un rapporto di carico dell'85% ed una efficienza del cilindro del 95% il 10% della forza serve per stabilizzare il carico pneumatico. Quando il carico meccanico ha una variazione di  $\pm 5\%$  c'è una compensazione di metà della influenza sul carico pneumatico.

Con un fattore di carico di circa il 50% queste variazioni non hanno un sensibile effetto sulla velocità del pistone.

*Nota:* Per una regolazione fine della velocità la capacità di flusso del tubo deve essere più elevata di quella del regolatore di velocità. Se il tubo dovesse avere un diametro troppo piccolo la portata sarebbe in gran parte limitata dal tubo stesso, e cambiando la regolazione dello spillo sul regolatore questo causerebbe solo una lieve variazione della velocità.

## PORTATA E CONSUMO

Ci sono due tipi di consumo d'aria per un cilindro o un sistema pneumatico.

Il primo è il consumo medio orario, esso è un metodo per calcolare il costo energetico come parte del costo totale di produzione o stimare la capacità del compressore o della linea.

Il secondo è il consumo massimo di un cilindro richiesto per dimensionare correttamente le valvole e le connessioni o, se si tiene conto dell'intero sistema, per dimensionare l'unità FRL e i tubi delle alimentazioni.

Il consumo d'aria di un cilindro è definito come:

Area pistone · corsa · numero di corse singole al minuto · pressione assoluta in bar

Spiegazione: quando il pistone è contro il fondo posteriore (Fig. 6.18a) il volume è zero. Se tiriamo fuori lo stelo il cilindro sarà riempito di aria a pressione atmosferica: 101325 Pa<sub>abs</sub> (Fig. 6.18b). Quando entra la pressione di alimentazione il volume occupato sarà uguale alla pressione di alimentazione per il volume disponibile sommato a quello che già occupava il cilindro a pressione atmosferica.

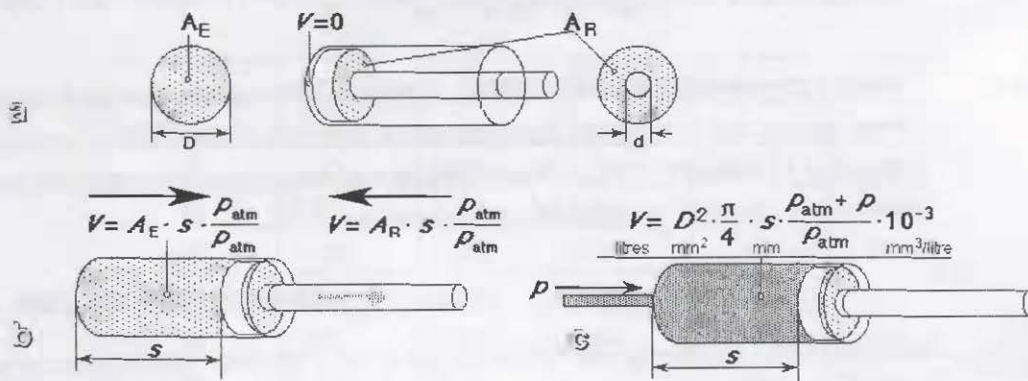


Fig. 6.18 Consumo teorico d'aria di un cilindro

Con questo il consumo d'aria teorico di un cilindro è per la corsa in uscita come indicato in fig. 6.18

e per la corsa di rientro  $A_R \cdot S \cdot (p = p_{atm})$ . Con  $A = D^2 \cdot \frac{\pi}{4}$  otteniamo per la corsa in uscita

$$D \text{ (m)} \cdot D \text{ (m)} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (p + 1.013) \cdot \text{corsa (m)} \cdot n \text{ (corsa / min)} \cdot 10^3 \text{ (l / min)}, \text{ o}$$

$$D \text{ (mm)} \cdot D \text{ (mm)} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (p + 1.013) \cdot \text{corsa (mm)} \cdot n \text{ (corsa / min)} \cdot 10^{-6} \text{ (l / min)}.$$

(dove  $p$  è la pressione manometrica e  $n$  è il numero di corse singole).

Per la corsa di rientro  $D$  è sostituito da  $(D - d)$ .

Il consumo dei tubi tra valvola e cilindro è uguale a :

sezione interna tubo (mm<sup>2</sup>) · lunghezza tubo (mm) · pressione in MPa

La tabella 6.19 mostra i consumi d'aria teorici per 100 mm di corsa, per vari alesaggi di cilindri e diverse pressioni di alimentazione.

Alesaggio	Pressione di lavoro in bar				
	3	4	5	6	7
20	0.124	0.155	0.186	0.217	0.248
25	0.194	0.243	0.291	0.340	0.388
32	0.319	0.398	0.477	0.557	0.636
40	0.498	0.622	0.746	0.870	0.993
50	0.777	0.971	1.165	1.359	1.553
63	1.235	1.542	1.850	2.158	2.465
80	1.993	2.487	2.983	3.479	3.975
100	3.111	3.886	4.661	5.436	6.211

**Tabella 6.19** Consumo d'aria teorico per cilindri a doppio effetto con alesaggio compreso fra 20 e 100 mm, in litri per 100 mm di corsa

*Esempio 1:* Trovare il costo energetico orario per un cilindro a doppio effetto con un alesaggio di 80 mm e corsa 400 mm con 12 corse complete al minuto e pressione di lavoro 6 bar. In tabella 6.19 vediamo che un cilindro di 80 mm di alesaggio consuma 3.5 litri per 100 mm di corsa. Quindi il calcolo della portata risulta:

$$Q = 3.5 \cdot 4 \text{ (consumo d'aria)} \cdot 24 \text{ (corse in entrata e uscita)} = 336 \text{ l/min}$$

Nella sezione 4 del paragrafo "Efficienza generale e termica" troviamo un consumo elettrico di 1 kW per generare 0.12 ÷ 0.15 Nm<sup>3</sup>/min a 7 bar.

Per produrre 1 Nm<sup>3</sup>/min perciò saranno richiesti approssimativamente circa 8 kW.

Assumendo un costo orario del kWh pari a 128.5 Lit. risulta che :

il costo di produzione di 1 Nm<sup>3</sup>/min è 128.5 Lit. · 8 kW / kW/h = 1028 Lit/h

Nel nostro esempio:

$$\frac{0.336 \text{ Nm}^3/\text{min}}{1 \text{ Nm}^3/\text{min}} \cdot 1028 \text{ Lit/h} = 345.4 \text{ Lit/h}$$

La somma di tutti i cilindri di una macchina, calcolata in questo modo, rappresenta il consumo d'aria totale ed il costo energetico.

Deve essere altresì noto che:

- il calcolo del consumo nell'esempio sopra non include il volume morto sia alla fine della corsa sia quello dei tubi di alimentazione.
- Non ci sono dissipazioni di energia.

Per dimensionare la valvola che pilota il cilindro occorre un altro dato: il consumo massimo. Questo dipende dalla velocità più elevata raggiungibile dal cilindro. La somma dei consumi massimi di tutti i cilindri che si muovono simultaneamente definisce la portata per la quale l'unità FRL deve essere dimensionata.

A questo punto non possiamo trascurare le perdite termiche. Nella sezione delle "Proprietà dei gas" abbiamo descritto la trasformazione adiabatica, la quale definisce una trasformazione senza trasferimento di calore: la legge di Boyle  $P \cdot V = \text{cost.}$  non è più applicabile ma diventa  $P \cdot V^K = \text{cost.}$ . L'esponente K per l'aria vale 1.4.

$P_{abs}$	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$Cf_{isobara}$	0.987	1.987	2.974	3.961	4.948	5.935	6.923	7.908	8.895	9.882
$Cf_{adiabatica}$	0.991	1.633	2.178	2.673	3.133	3.576	3.983	4.38	4.749	5.136
coefficiente	1	1.216	1.365	1.482	1.579	1.66	1.738	1.80	1.873	1.924

Per compensare i fenomeni causati da questa trasformazione, senza entrare nello specifico, il volume teorico del flusso deve essere moltiplicato del fattore 1.4, il quale rappresenta l'aumento medio di volume individuato in un numero accettabile di test pratici. Questo coefficiente è minore che in teoria ma la trasformazione non è al 100% adiabatica.

La tabella 6.20 mostra i coefficienti della tabella 6.19 corretti con questo fattore.

Alesaggio	Pressione di lavoro in bar				
	3	4	5	6	7
20	0.174	0.217	0.260	0.304	0.347
25	0.272	0.340	0.408	0.476	0.543
32	0.446	0.557	0.668	0.779	0.890
40	0.697	0.870	1.044	1.218	1.391
50	1.088	1.360	1.631	1.903	2.174
63	1.729	2.159	2.590	3.021	3.451
80	2.790	3.482	4.176	4.870	5.565
100	4.355	5.440	6.525	7.611	8.696

**Tabella 6.20** Consumo d'aria dei cilindri a doppio effetto, in litri per 100 mm di corsa, considerando la trasformazione adiabatica

*Esempio:*

Un cilindro di 63 mm diametro e 500 mm di corsa lavora a 6 bar. Quale sarà il suo consumo d'aria reale se deve operare con una frequenza di 15 cicli/min?

$$Q = 1.4 \cdot 63^2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 500 \text{mm} \cdot 30/\text{min} \cdot \frac{6 \text{ bar} + 1.023 \text{ bar}}{1.013 \text{ bar}} \cdot 10^{-6} \text{mm}^3/\text{litri} = 453.195 \text{ l/min}$$

Usando la tabella, noi troviamo 3.021 l/min per 100 mm di corsa. Questo valore deve essere moltiplicato per 150, per 5 volte i 100 mm di corsa e 30 volte al minuto:

$$150/\text{min} \cdot 3.021 \text{ litri} = 453.150 \text{ l/min.}$$

## ATTUATORI ROTANTI

### TIPO A PIGNONE E CREMAGLIERA

L'albero di uscita è dotato di un pignone che si ingrana direttamente su di una cremagliera solidale con il doppio pistone. Angoli standard di rotazione sono di  $90^\circ$  o di  $180^\circ$ .

Vengono generalmente usati quando si vuole avere un ingombro ridotto e una costruzione compatta.

Questo cilindro rotativo ha il vantaggio di fornire una coppia costante, direttamente proporzionale alla pressione di alimentazione.

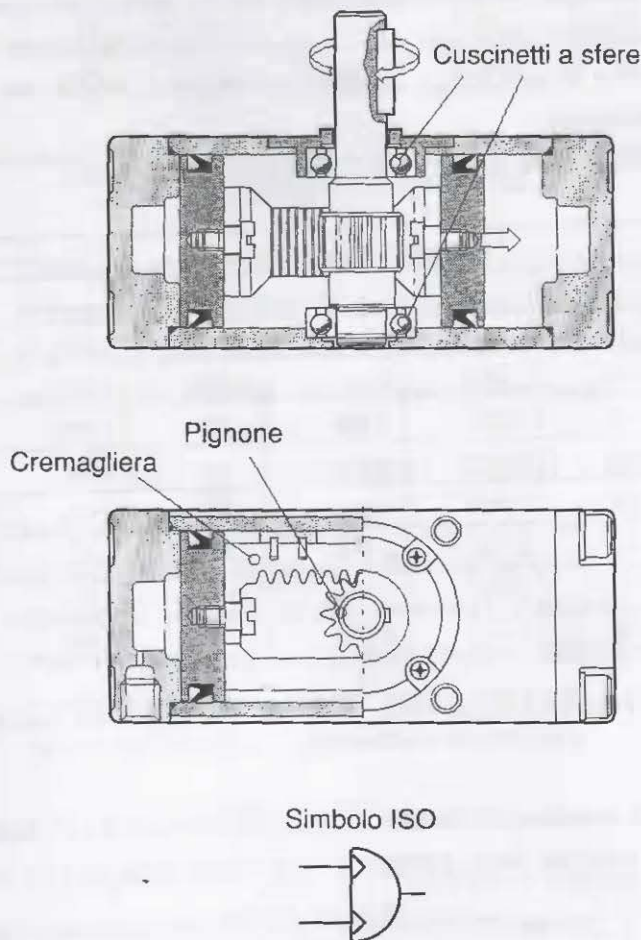


Fig. 6.21 Attuatore rotante a pignone e cremagliera

## ATTUATORI ROTANTI DEL TIPO A PALETTA

La pressione dell'aria agisce su di una paletta solidale con l'albero di uscita. La paletta è sigillata, contro le perdite, da una guarnizione in gomma o da un rivestimento in elastomero. Una guarnizione speciale tridimensionale fa tenuta fra il fermo, l'albero e l'involucro.

La dimensione del fermo definisce l'angolo di rotazione di 90°, 180° o 270°.

Fermi regolabili possono essere forniti per regolare qualsiasi angolo di rotazione dell'unità.

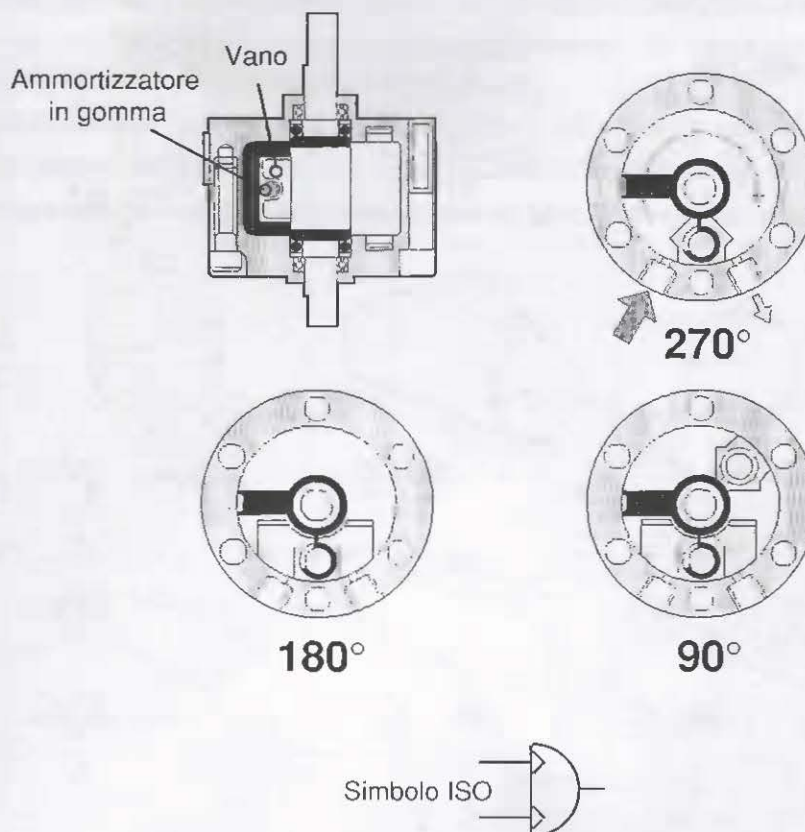


Fig. 6.22 Attuatore rotante del tipo a paletta

## DIMENSIONAMENTO DEGLI ATTUATORI ROTANTI

### Coppia e inerzia

Nei cilindri lineari viene creato un cuscinio d'aria per ridurre l'impatto quando il pistone raggiunge il fondo. Le proprietà di questo cuscinio dipendono dalla quantità di energia cinetica che riesce ad assorbire.

Questa energia è uguale a  $\frac{1}{2}mv^2$  e diventa molto importante quando un carico è movimentato con poco attrito ad elevata velocità.

Di questa dinamica è molto importante tenere conto anche nel caso degli attuatori rotanti. Lo stop improvviso di una massa rotante senza ammortizzo può causare la rottura del pignone o del vano che lo contiene. L'energia sopportabile dichiarata dal costruttore deve essere accuratamente rispettata.

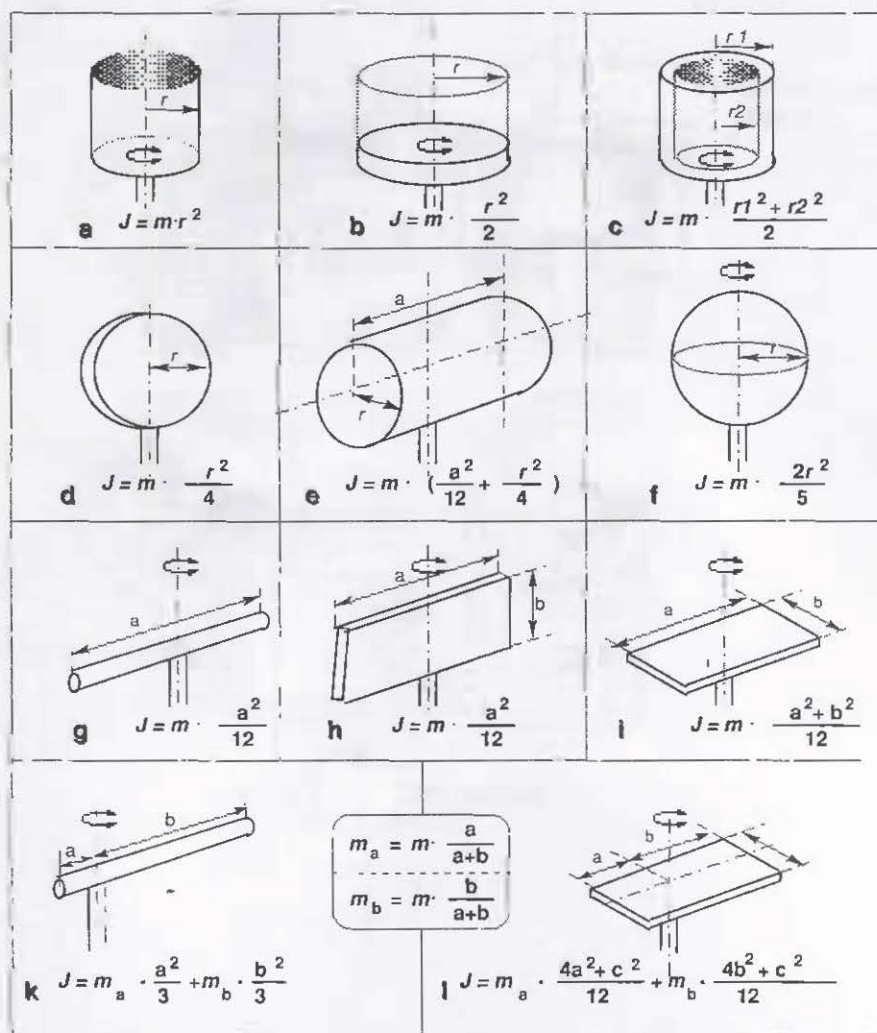


Fig. 6.23 Formule del momento d'inerzia per corpi di varie forme

Per definire questa energia occorre conoscere l'inerzia della massa rotante. Pensando ad un pezzo di forma complessa, esso è scomponibile in piccole parti di forme elementari. La somma della massa di ogni singola parte, moltiplicata per il quadrato della distanza dall'asse di rotazione, dà il momento d'inerzia del corpo.

Il caso base è il cilindro cavo. Il suo momento d'inerzia è uguale alla sua massa moltiplicata il raggio al quadrato (Fig. 6.23a).

$$J = m \cdot r^2 \text{ (kg} \cdot \text{m}^2\text{)}$$

Come detto sopra il momento d'inerzia di un corpo avente forma complessa deve essere calcolato come sommatoria dei momenti di inerzia delle forme semplici nelle quali il corpo può essere scomposto.

La Fig. 6.23 mostra le formule per alcune forme basi.

Laddove è possibile le masse rotanti devono essere fermate contro un fermo meccanico preferibilmente uno smorzatore. Questo deve essere piazzato il più lontano possibile dall'asse di rotazione (Fig. 6.24a).

Ogni fermo vicino al centro crea una reazione (Fig. 2.24b).

Se non è possibile avere un fermo sul braccio stesso, questo può essere ottenuto con una leva calettata sull'estremità opposta dell'albero. Dato che in questo modo l'albero è soggetto ad elevate forze di reazione questo sistema deve essere impiegato solo dopo l'approvazione del fornitore.

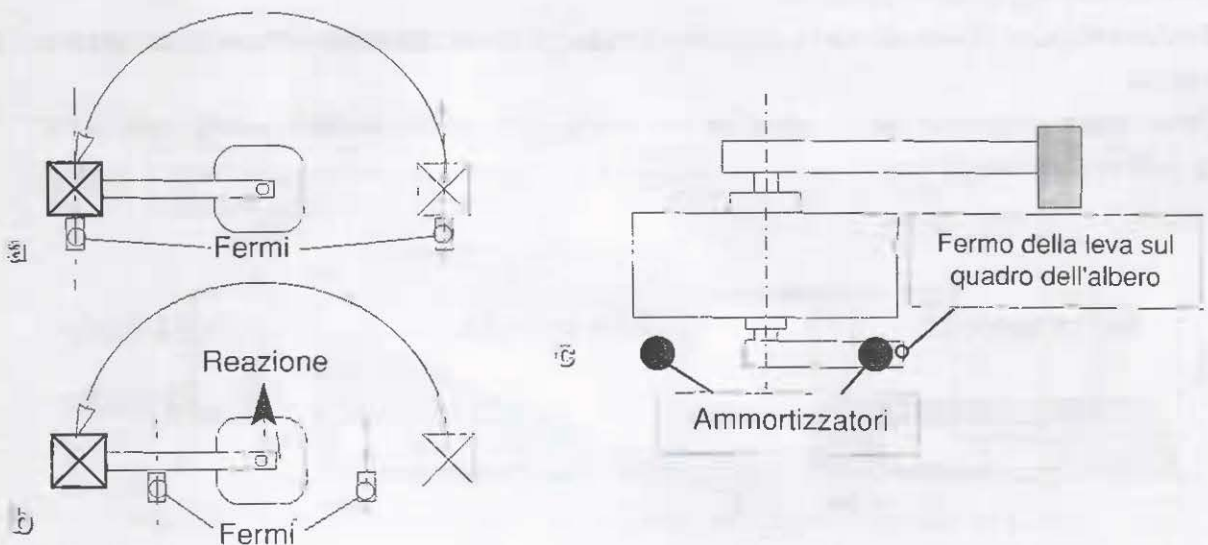


Fig. 6.24 Fermare un braccio in movimento

Il momento di inerzia è per un corpo in rotazione ciò che una massa in movimento è per un moto lineare. L'energia è definita dalla propria velocità. In un moto rotatorio la velocità è definita come "Velocità Angolare  $\omega$  ed è espressa in radianti al secondo.

La Fig. 6.25 illustra questo.

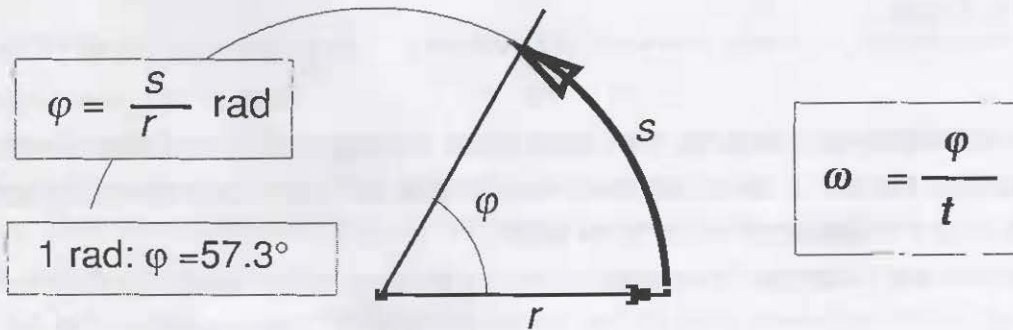


Fig. 6.25 Definizione di velocità angolare

Come per la capacità di assorbimento in un moto lineare anche nel moto rotatorio dobbiamo, per trovare la massima energia assorbibile, considerare la velocità finale rapportata all'attuatore rotante.

Un'accelerazione dovuta all'aria compressa, se non consideriamo l'effetto di contropressione agente sull'altra camera, si può definire costante.

Il movimento parte da velocità nulla e raggiunge il doppio della velocità media (singola corsa) alla fine della corsa.

Per movimenti pneumatici veloci i calcoli devono tenere conto del doppio della velocità media come la Fig. 6.26 rende evidente.

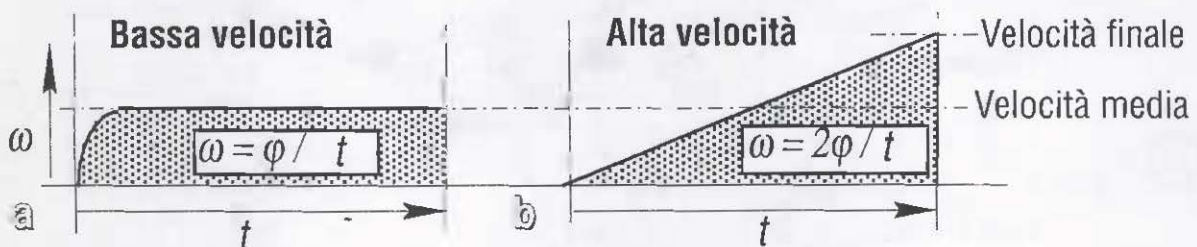


Fig. 6.26 Velocità media e finale

## ATTUATORI SPECIALI

### CILINDRI CON BLOCCAGGIO

Un cilindro può essere dotato di una testata con bloccaggio al posto della testata normale. Essa è in grado di tenere bloccato lo stelo in qualsiasi posizione. L'azione di bloccaggio è meccanica. In tal modo si garantisce che lo stelo sia trattenuto con sicurezza anche a pieno carico.



Fig. 6.27 Tipico cilindro con bloccaggio

### CILINDRI

*Con accoppiamento magnetico senza guide*

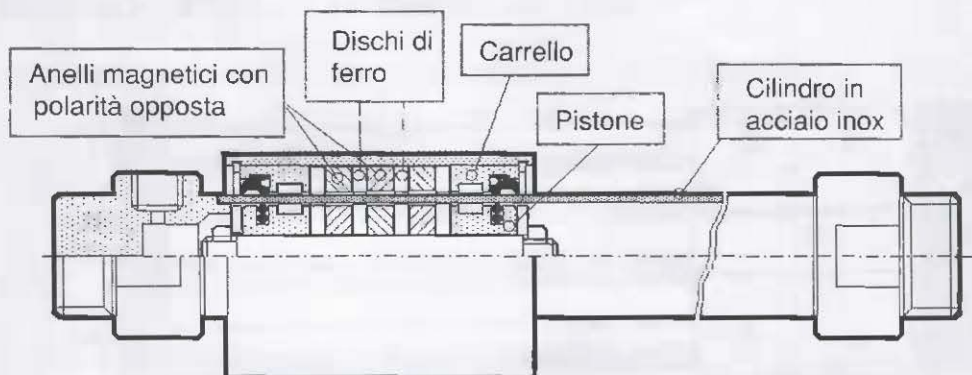
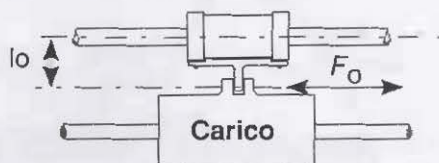


Fig. 6.28 Tipico cilindro senza stelo con accoppiamento magnetico fra pistone e carrello

Un cilindro convenzionale, ad esempio di 500 mm di corsa può avere una dimensione con stelo fuori tutto di circa 1100 mm. Un cilindro senza stelo con la medesima corsa può essere installato in uno spazio molto più corto pari a circa 600 mm. Esso è particolarmente vantaggioso quando sono richieste corse molto lunghe. E' disponibile fino alla lunghezza standard di 1 m.

La forza disponibile di un cilindro senza stelo con accoppiamento magnetico è definita dalla forza di attrazione dei suoi magneti. Essa eguaglia quella di un normale cilindro fino ad una pressione di esercizio di 7 bar, ma se soggetto a sollecitazioni dinamiche, è possibile la separazione del carrello dal pistone. Sono perciò sconsigliabili movimenti verticali, a meno di un margine di sicurezza specificato dal costruttore.

Quando l'accoppiamento tra il carrello ed il carico da movimentare non può essere fatto sull'asse del cilindro, ma ad una certa distanza, (es. Fig. 6.29) la forza disponibile decresce drasticamente. I dati forniti dai costruttori devono essere rigidamente osservati per prevenire gravi danni al cilindro.



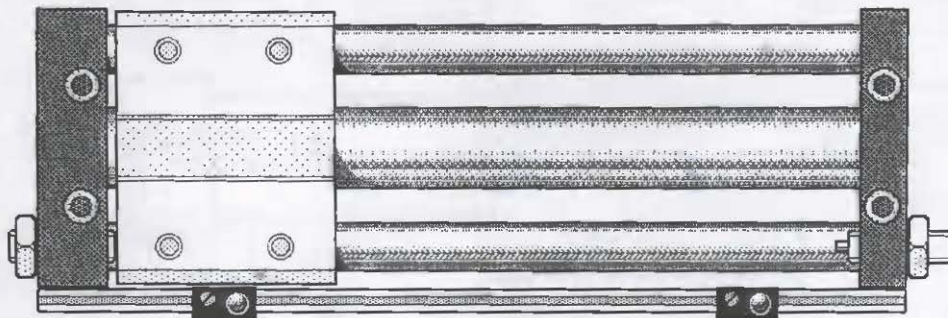
**Fig. 6.29** La posizione del carico riduce la forza disponibile

### *Slitte ad accoppiamento magnetico con guide*

La soluzione del posizionamento del carico può essere risolta o meno a seconda del tipo di guida usato.

Con cuscinetti volventi per guide, il carico può essere elevato così come la corsa. Guide con tolleranze molto strette fanno sì che la più piccola deformazione può aumentare la resistenza all'attrito. Per queste tipologie di cilindri la lunghezza della corsa è il fattore principale per determinare la forza disponibile. I costruttori forniscono dati per ogni possibile posizionamento di utilizzo e orientamento del carico.

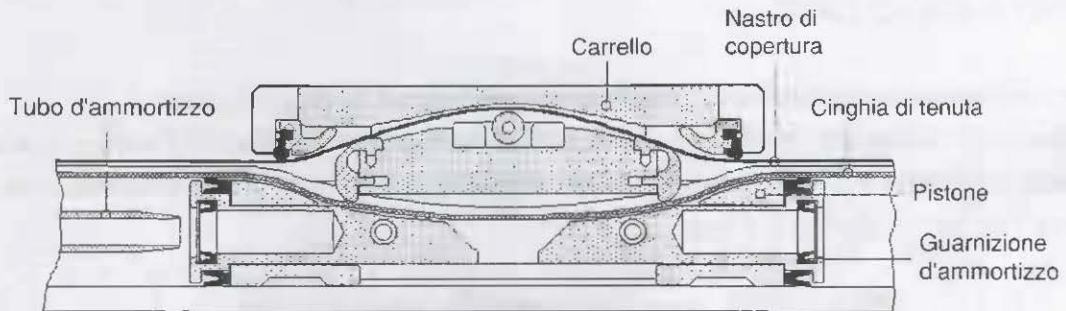
La Fig. 6.30 mostra una tipica slitta con accoppiamento magnetico tra pistone e carrello.



**Fig. 6.30** Slitta con ammortizzatori di fine corsa e sensori di posizione

E' consigliabile decelerare il carrello dolcemente mediante ammortizzatori ad entrambe le estremità; in Fig. 6.30, essi sono già montati. Si possono anche montare i sensori magnetici di estremità sulla apposita barretta profilata.

*Guide, con accoppiamento meccanico*

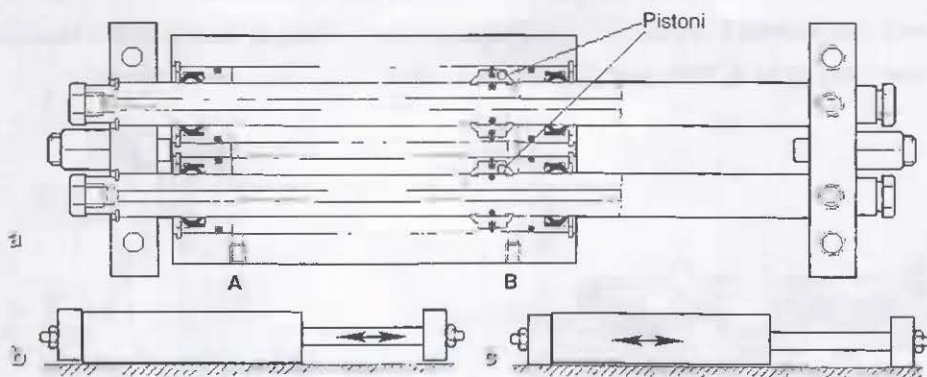


**Fig. 6.31** Cilindri senza stelo con accoppiamento meccanico

Per alzare o movimentare carichi pesanti, un cilindro tipo "slotted" esclude il rischio di distacco del carrello dal pistone in presenza di elevate sollecitazioni dinamiche, non è però esente da perdite d'aria come il tipo ad accoppiamento magnetico.

**UNITÀ A SLITTA**

L'unità a slitta è un attuttore lineare di precisione di dimensioni compatte che può essere utilizzato per macchine automatiche per la lavorazione e l'assemblaggio di parti.



**Fig. 6.32** Tipica unità a slitta

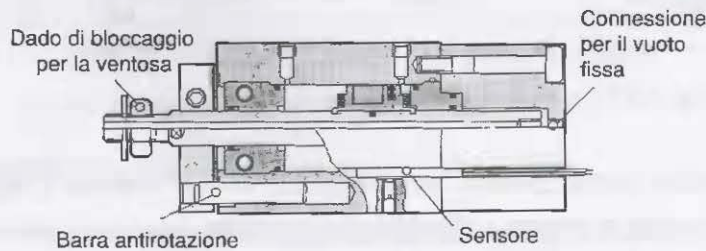
Superfici di montaggio lavorate con elevata precisione e steli di guida del pistone paralleli assicurano un accurato movimento lineare quando le unità vengono impiegate come parti costruttive di macchine per il trasferimento e il posizionamento di parti.

In una posizione, il corpo può essere fissato e gli steli con le barre terminali possono muoversi (b).  
In posizione capovolta, le barre terminali toccano la superficie di montaggio e il corpo può muoversi (c).  
In entrambi i casi, la valvola può essere connessa alla parte fissa o attraverso le vie **A** e **B**, o **A** e **B** in fig. 6.32 a.

## CILINDRO A STELO CAVO

Questo attuatore è specificatamente progettato per applicazioni di "pick and place".

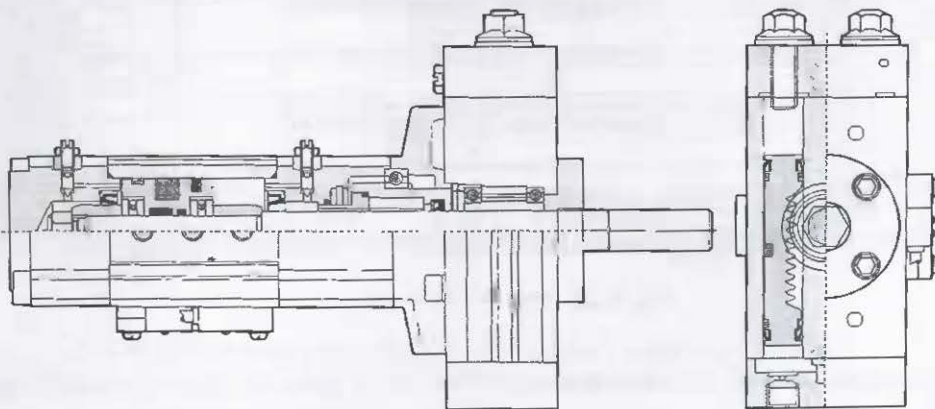
Lo stelo cavo consente una connessione diretta fra l'equipaggiamento che produce il vuoto e la ventosa direttamente montata sull'estremità dello stelo. Il tubo di connessione sul lato posteriore del cilindro rimane fermo mentre lo stelo si estende e si ritrae.



**Fig. 6.33** Cilindro a stelo cavo con connessione fissa per il vuoto

## ATTUATORE COMBINATO

L'attuatore combinato è un insieme di un cilindro lineare con un cilindro rotante a cremagliera. Il braccio rotante può essere attaccato all'albero ed essere equipaggiato con una pinza ed una ventosa per movimentare i pezzi da lavorare e depositarli in un'altra posizione dopo la rotazione del braccio. Questo fa dell'attuatore una vera unità di "pick and place" per la movimentazione del materiale.



**Fig. 6.34** Attuatore combinato

PINZE

E' un attuttore progettato per la manipolazione dei componenti in applicazioni di tipo robotico. Il modello mostrato utilizza due pistoni opposti per aprire e chiudere le dita della pinza pneumatica.

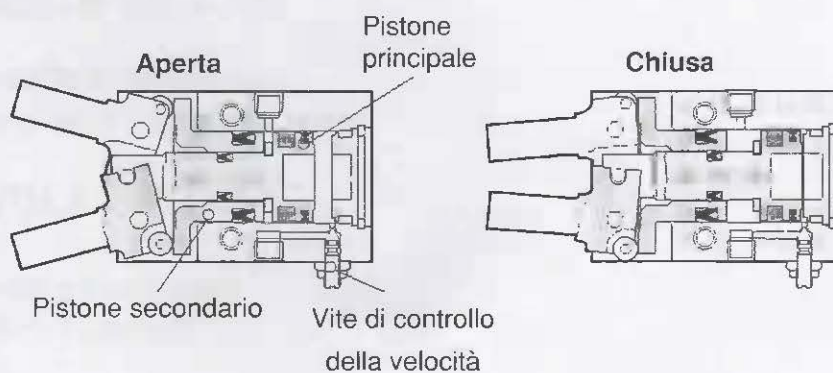


Fig. 6.35 Tipica pinza pneumatica del tipo a fulcro

La Fig. 6.36 mostra tre tipiche applicazioni con gli ultimi due elementi

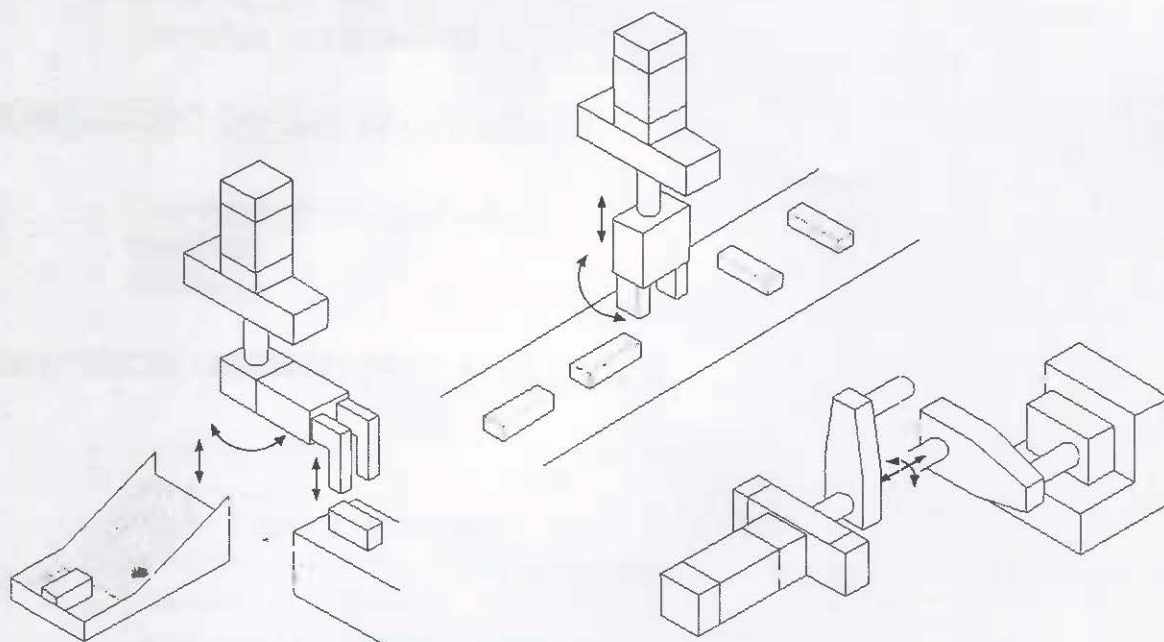


Fig. 6.36 Tipiche applicazioni di cilindri combinati e pinze

# 7. VALVOLE DI CONTROLLO DIREZIONALI

## FUNZIONI DELLE VALVOLE

- *Identificazione delle vie*
- *Monostabile e bistabile*

## TIPI DI VALVOLA

- *Valvole ad otturatore*
- *Valvole a cassetto*

## COMANDO DELLA VALVOLA

- *Comando meccanico*
- *Comando manuale*
- *Comando ad aria*
- *Comando con solenoide*

## MONTAGGIO DELLE VALVOLE

- *Connessione diretta ai tubi*
- *Manifolds*
- *Sottobasi*

## DIMENSIONAMENTO DELLA VALVOLA

- *Capacità di flusso*
- *Unità in uso*
- *Flusso sonico e subsonico*
- *La capacità di flusso di tubi e raccordi*
- *Valvole di nonritorno*
- *Regolatori di velocità*
- *Valvola selettiva*
- *Valvola di scarico rapido*

## VALVOLE DI CONTROLLO DIREZIONALI

### FUNZIONI DELLE VALVOLE

Una valvola di controllo direzionale determina il flusso d'aria fra le sue vie aprendo, chiudendo o cambiando le connessioni interne.

Le valvole sono catalogate in termini di:

- numero delle vie
- numero delle posizioni di commutazione, posizione normale (non azionata)
- metodo di azionamento.

I primi due punti sono normalmente espressi con i termini 5/2 (si legge cinque due), 3/2 (si legge tre due), 2/2 (si legge due due), ecc.

La prima cifra si riferisce al numero delle vie o bocche della valvola escludendo le vie di pilotaggio possibili, mentre la seconda cifra indica il numero di posizioni che la valvola è in grado di assumere nel tempo.

Inoltre per le valvole a due o tre vie viene specificata come posizione di riposo, cioè in assenza di comando, la condizione di passaggio dell'aria in pressione.

Quindi una valvola è normalmente chiusa quando l'aria di alimentazione (P) è intercettata mentre sarà normalmente aperta quando l'aria di alimentazione (P) è collegata verso l'uscita (ad esempio verso l'attacco ad una camera di un cilindro).

Per la valvola a 3 posizioni deve essere specificata la terza posizione (ad esempio: centri chiusi, centri pressurizzati, ecc.) che è, di solito, la posizione preferenziale in mancanza di segnali di comando data dalla forza contrapposta di due molle.

Le funzioni principali delle valvole e delle loro applicazioni rappresentate in Tabella 7.1 con relativi simboli ISO.

### MONOSTABILE E BISTABILE

Le valvole con ritorno a molla sono monostabili. Esse possiedono una posizione preferita predefinita nella quale ritornano automaticamente.

Una valvola bistabile non ha posizione preferita e rimane in una o nell'altra posizione fino a quando uno dei due segnali non è azionato.

Queste ultime vengono anche denominate valvole di "memoria".

Simbolo	Principio costruttivo	Funzione	Applicazioni
		2/2 ON/OFF senza scarico.	Motori ad aria ed utensili pneumatici
		3/2 Normalmente chiusa (NC), pressurizzando o scaricando l'uscita A	Cilindri a semplice effetto (tipo a spinta), segnali pneumatici
		3/2 Normalmente aperta (NO), pressurizzando o scaricando l'uscita A	Cilindri a semplice effetto (tipo a trazione), segnali pneumatici inversi
		4/2 Commutando tra le uscite A e B, con lo scarico comune	Cilindri a doppio effetto
		5/2: Commutando tra le uscite A e B, con scarichi separati	Cilindri a doppio effetto
		5/3, Centri aperti. Come la 5/2 ma con gli scarichi aperti nella posizione mediana.	Cilindri a doppio effetto, con la possibilità di depressurizzare i cilindri
		5/3 Centri chiusi. Come la 5/2 ma con la posizione mediana con le vie completamente chiuse	Cilindri a doppio effetto, con possibilità di fermate.
		5/3 Centri pressurizzati	Applicazioni speciali. es.: cilindri Lock-up

Tabella 7.1 Simbologia delle valvole, principi, descrizione e principali applicazioni

## IDENTIFICAZIONE DELLE VIE

Originariamente i codici identificabili delle vie erano i vecchi codici dei componenti idraulici.

La lettera P per la via di alimentazione derivava da "Pompa" che in idraulica è la macchina che produce energia fluida.

L'uscita di una valvola 2/2 o 3/2 è sempre stata indicata con la lettera A e la seconda via antivalente alla prima con la lettera B.

Lo scarico era inizialmente indicato con R da "Ritorno" dell'olio al serbatoio. La seconda via di scarico in una 5/2 era denominata con una S oppure R1 per la prima e R2 per la seconda.

La porta pilota che connette la potenza (aria in pressione) nel condotto A era originalmente denominata Z e la porta pilota che collega l'aria in pressione in B era denominata Y (le lettere esterne dell'alfabeto vanno insieme).

Dopo 20 anni di diatribe attorno alla simbologia idraulica e pneumatica, un membro del gruppo di lavoro dell'ISO ebbe l'idea che le vie dei componenti dovevano essere rappresentate da numeri al posto delle lettere posticipando così la conclusione della normativa ISO1219 di altri 6 anni.

Alla fine la normativa prevede il numero "1" per il condotto di alimentazione, i numeri pari "2", "4" per i condotti di uscita verso gli utilizzzi e i numeri dispari, ad esclusione del numero "1", quindi il "3", "5" per i condotti di scarico.

Il condotto pilota che permette la connessione tra l'alimentazione "1" e l'uscita "2" prende il numero "12", mentre il condotto pilota che permette la connessione tra l'alimentazione "1" e l'uscita "4" prende il numero "14".

La Tabella 7.2 mostra le quattro tipologie fondamentali possibili per l'identificazione delle vie in uso. I preferiti sono oggi i numeri.

Alimentazione	NC uscita	NO uscita	Scarico di NC	Scarico di NO	Pilota per NC	Pilota per NO
P	A	B	R	S	Z	Y
P	A	B	R1	R2	Z	Y
P	A	B	EA	EB	PA	PB
1	2	4	3	5	12	14

**Tabella 7.2** Le più usate identificazioni delle vie

## TIPICI DI VALVOLA

I due principali metodi di costruzione sono ad otturatore e a cassetto con tenute elastiche o metalliche. La Fig. 7.1 fa riferimento alle diverse combinazioni.

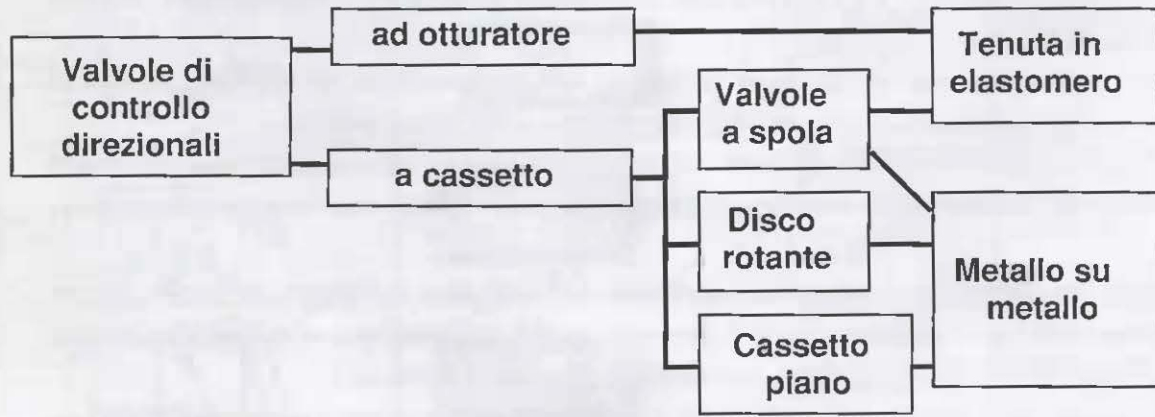


Fig. 7.3 I vari tipi di valvole e metodi di tenuta

## VALVOLE AD OTTURATORE

Il flusso attraverso una valvola ad otturatore è controllato da un disco o da un tappo che si solleva perpendicolarmente alla sede dotato di guarnizione elastica.

Le valvole a otturatore possono essere valvole a due o a tre vie. Per avere una valvola a quattro o cinque vie, due o più valvole devono essere unite in una valvola sola.

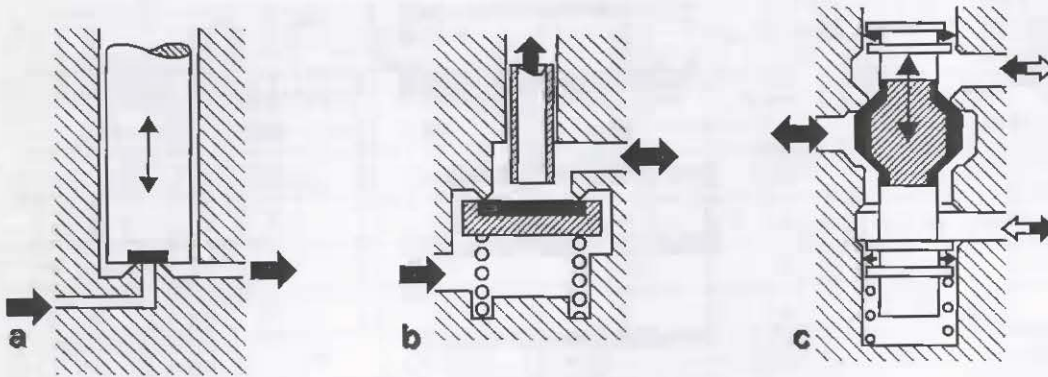


Fig. 7.4 I tipi principali ad otturatore

In Fig. 7.4 a, la pressione in ingresso tende a sollevare la tenuta dalla sua sede. Ciò richiede una forza sufficiente (molla) per tenere la valvola chiusa. In b, la pressione in ingresso aiuta la molla di ritorno tenendo la valvola chiusa. In tal caso, la forza di azionamento varia con le differenti pressioni. Questi fattori limitano le costruzioni a valvole con vie da 1/8" o più piccole.

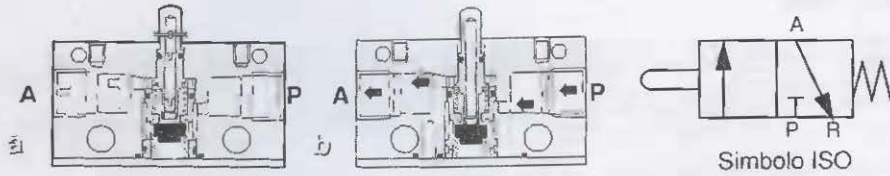


Fig. 7.5 Valvola a diaframma azionata meccanicamente

La Fig. 7.5 mostra una valvola ad otturatore 3/2 NC (normalmente chiusa) come riportata in Fig. 7.4 b.

Nella posizione non attuata a, l'uscita scarica attraverso il puntale. Quando è azionata b, la via di scarico si chiude e l'aria fluisce dalla via di alimentazione P all'uscita A.

La Fig. 7.6 mostra una valvola ad otturatore bilanciata. La pressione in ingresso agisce su aree opposte uguali come riportato schematicamente in Fig. 7.4 c.

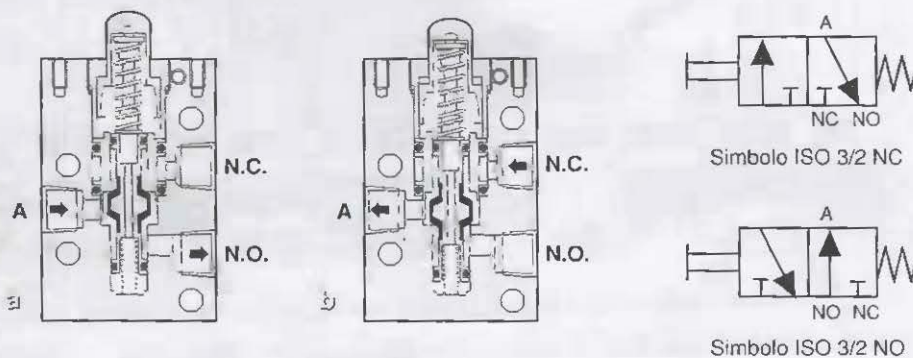


Fig. 7.6 Valvola 3/2 ad otturatore bilanciata

Questo accorgimento permette alle valvole di essere collegate normalmente chiuse (NC) o normalmente aperte (NO).

Le valvole normalmente aperte possono essere usate per abbassare o far tornare attuatori pressurizzati. Più comunemente sono impiegate nei circuiti di sicurezza o di sequenza.

## VALVOLE A CASSETTO

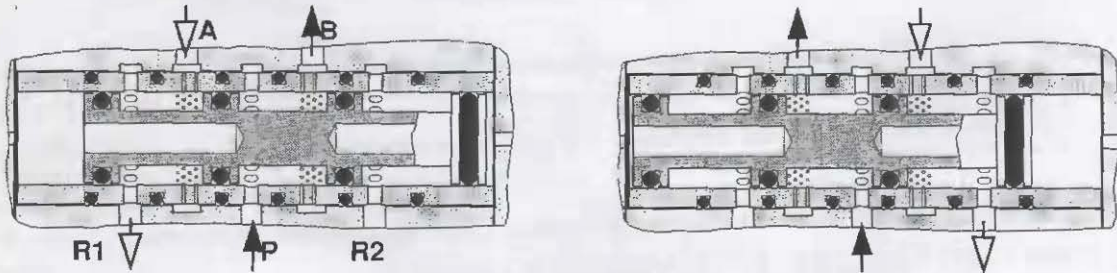
Le valvole a cassetto, a spola, rotanti e piane usano un movimento a scorrimento rettilineo per aprire e chiudere le vie di collegamento.

### Valvole a spola

Una spola cilindrica scorre longitudinalmente nel corpo della valvola mentre l'aria di alimentazione scorre perpendicolarmente alla direzione del movimento della spola. Le spole hanno aree di tenuta uguali di conseguenza sono bilanciate in pressione.

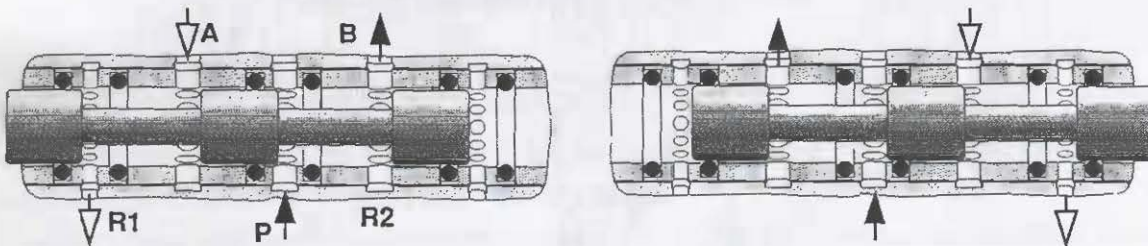
*Tenuta in elastomero*

La spola di base e i posizionamenti delle tenute sono mostrati nelle Figg. 7.7 e 7.8. Nella Fig. 7.7, gli O-ring sono incassati in cave sulla spola e si muovono all'interno di un manicotto metallico.



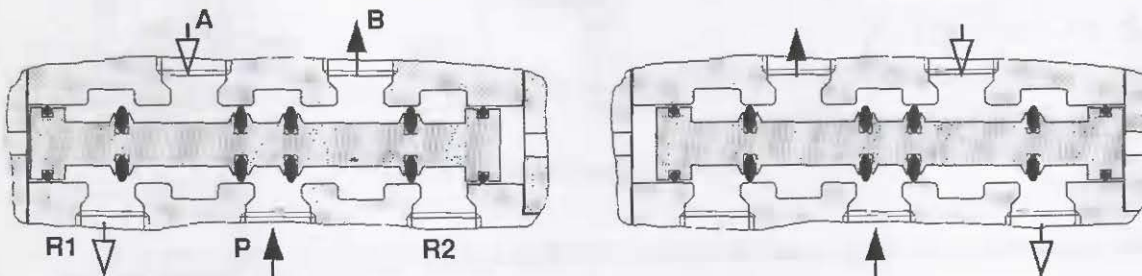
**Fig. 7.7** Valvola a spola con O-ring sulla spola attraversante le vie al cilindro

La valvola nella Fig. 7.8 ha le tenute poste nel corpo della valvola trattenute in posizione da distanziali.



**Fig. 7.8** Valvola a spola con O-ring nel corpo valvola

La Fig. 7.9 mostra una valvola a spola con anelli ovali. Nessuno di essi deve attraversare una via, ma solo aprire o chiudere la propria sede. Questa costruzione offre una tenuta senza perdite con minimo attrito e vita estremamente lunga.



**Fig. 7.9** Valvola con spola ad anelli ovali

### Tenuta metallica

Le valvole con spola metallica lappata e relativo manicotto offrono una resistenza d'attrito molto bassa, frequenza di commutazione elevata e vita di lavoro eccezionalmente lunga. Anche con un gioco di 3µm, si ha una perdita interna contenuta a circa 1 l/min. Questo trafilamento non provoca conseguenze fino a quando il cilindro non deve essere trattenuto in posizione, per un certo tempo, da una valvola 5/3 a centri chiusi.

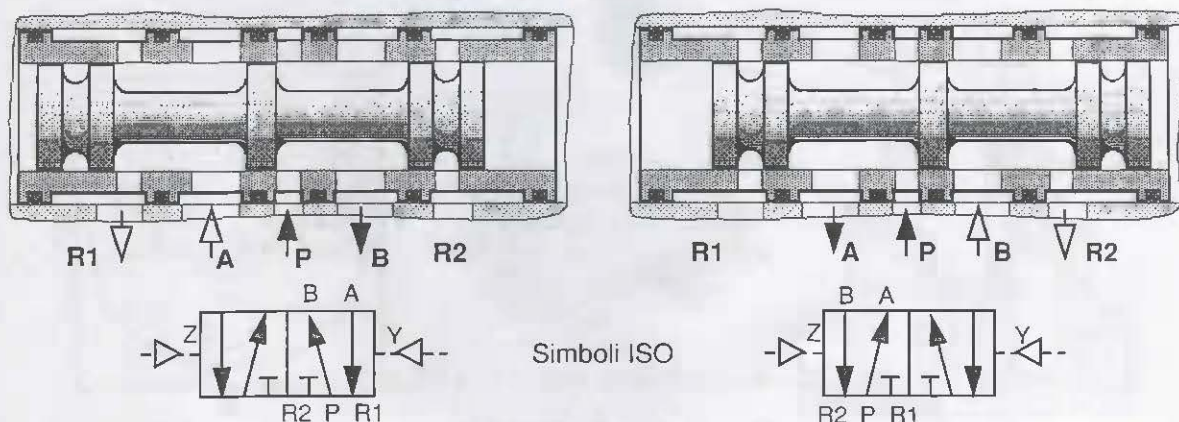


Fig. 7.10 Principio della valvola a spola e manicotto senza tenute

### Valvola a cassetto piano

Nelle valvole a cassetto piano il flusso attraverso le vie è controllato dalla posizione di un cassetto realizzato in metallo, nylon o altro materiale plastico mosso da una spola azionata ad aria con tenuta in elastomero.

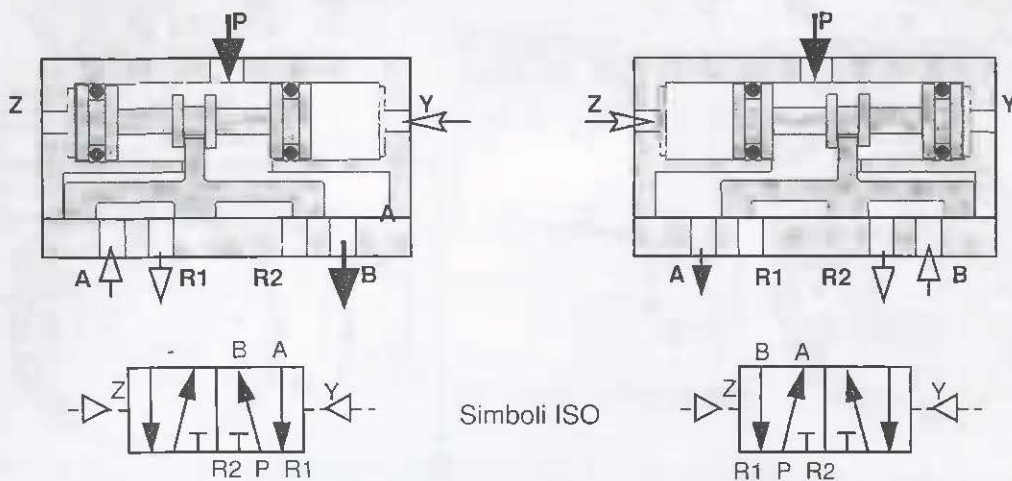


Fig. 7.11 Valvola a cassetto piano 5/2