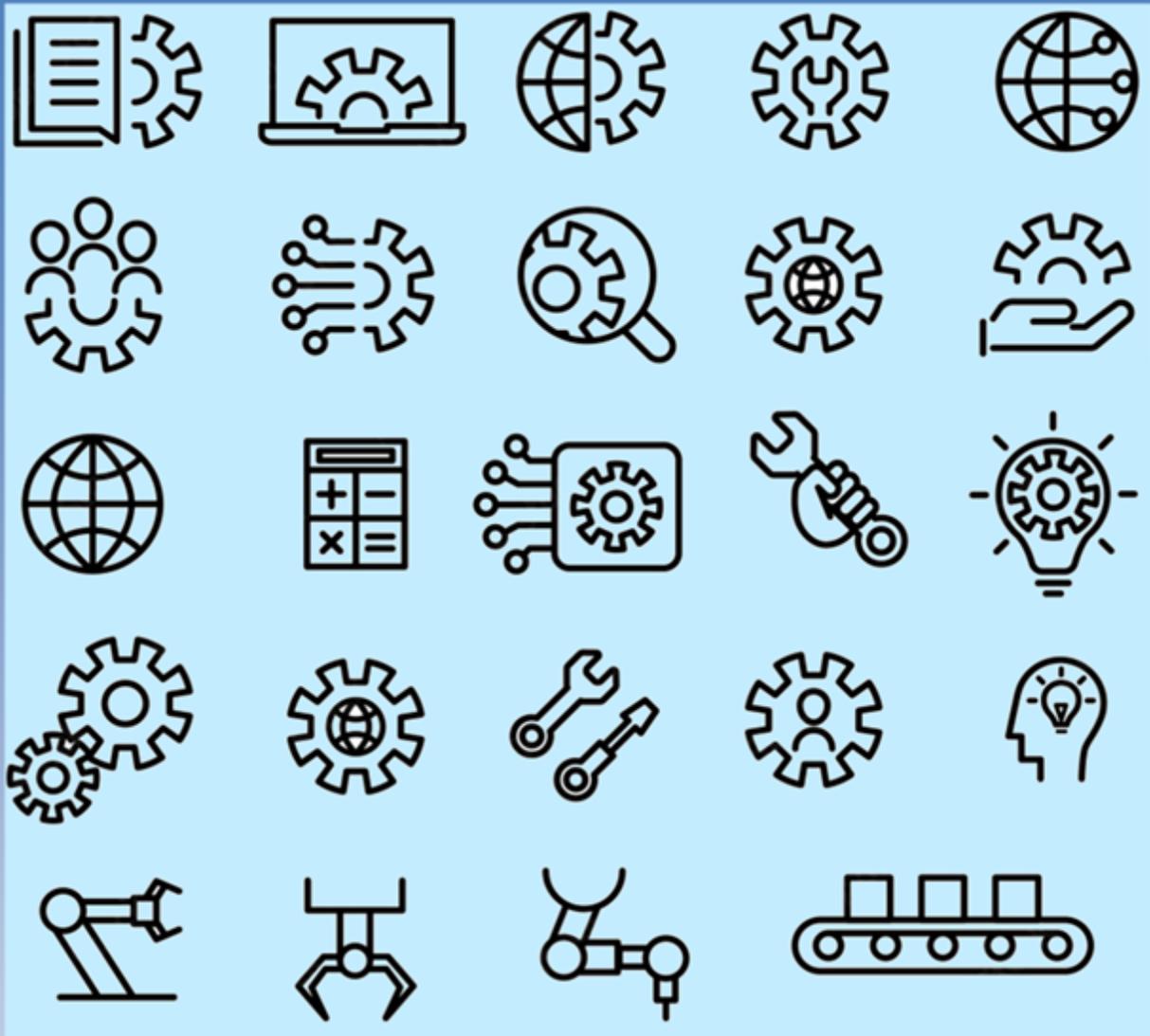


Automazione Industriale

Con EXCEL, THINKERCAD, WOKWI, ARDUINO

2° PARTE



Arduino Simulations
in TinkerCAD Without Hardware



Excel

WOKWI

Questo testo contiene una serie di lezioni ed esercitazioni che possono essere realizzate con:

- il simulatore **ThinkerCad** disponibile sul sito <https://www.tinkercad.com/>
- il simulatore **Wokwi** disponibile sul sito <https://wokwi.com/>
- il simulatore **CircuitJS** disponibile sul sito <https://www.falstad.com/circuit/circuitjs.html>
- il simulatore **SimulIDE** disponibile sul sito <https://www.simulide.com/p/home.html>
- il simulatore **NL5 lite** disponibile sul sito <https://sidelinesoft.com/nl5/index.php?page=download>
- un foglio di calcolo (**Excel**, Calc ...)
- un kit Arduino R1

I simulatori in oggetto permettono di programmare una scheda Arduino UNO e di risolvere semplici problemi di automazione industriale utilizzando i più comuni componenti elettronici ed una serie di sensori ed attuatori.

La maggior parte delle esercitazioni proposte contiene una breve descrizione dei componenti utilizzati. Per ulteriori dettagli è necessario fare riferimento a testi specifici di elettronica ed automazione.

Una conoscenza di base dell'elettronica e dell'elettrotecnica è necessaria per capire gli schemi proposti.

Quasi tutti gli esercizi presentano una possibile soluzione software da caricare su una scheda Arduino.

Il vantaggio offerto dall'utilizzo di ThinkerCAD, rispetto ad altri software di simulazione, è la possibilità di replicare in modo identico il circuito su una breadboard e di utilizzare lo stesso programma simulato sulla scheda Arduino.

*Questo testo può essere utilizzato liberamente **SOLO PER SCOPI DIDATTICI**.*

Qualsiasi altro utilizzo deve essere concordato con l'autore e non può essere distribuito su altri siti web.

Il testo aggiornato periodicamente è reperibile a questo indirizzo web:

<http://www.energiazero.org/cartelle.asp?dir=thinkercad>

Si ringrazia in anticipo per eventuali segnalazioni di errori e/o miglioramenti apportabili al testo alla seguente mail: energiazero.org@gmail.com

NOTA BENE:

Alcuni esempi e immagini sono stati trovati sul web cercando materiale che non fosse coperto da copyright. Si ringraziano tutti quelli che hanno reso disponibile il materiale.

Se per errore fosse stato inserito materiale protetto, cortesemente segnalatelo alla mail sopra citata.

Prof. Delbarba

SOMMARIO

INTRODUZIONE	2
IMPIANTI AD ARIA COMPRESSA	10
SCHEMA PRODUZIONE ARIA COMPRESSA	11
SCHEMA DISTRIBUZIONE ARIA COMPRESSA	12
Simbologia Pneumatica	13
COMPRESSORE.....	14
POTENZA richiesta PER LA PRODUZIONE DI ARIA COMPRESSA.....	16
SERBATOIO ACCUMULO ARIA COMPRESSA.....	17
Classificazione della qualità dell'aria compressa Standard ISO 8573.1	18
consumo di aria compressa per utilizzi comuni	19
PORTATA ARIA COMPRESSA	20
CONDENSA PRODOTTA DA UN COMPRESSORE.....	20
PROPRIETA' FISICHE DELL'ARIA.....	21
Pressione ATMOSFERICA (esperienza di Torricelli)	21
PRESSIONE ATMOSFERICA STANDARD	22
PRESSIONE RELATIVA	22
Umidità dell'aria.....	23
RETI PER aria compressa	31
NORMAL LITRO	31
PORTATA	31
IMPIANTO	31
RETI di tubazioni in alluminio.....	33
RETI di tubazioni in acciaio inossidabile per ambienti difficili.....	34
tubi E RACCORDI pneumatici	35
Poliuretano - PU.....	35
Polyamid - PA.....	35
Polietilene - PE	35
PTFE / PTFA / PFA.....	35
ESERCIZIO IMPIANTO PNEUMATICO DI UNA OFFICINA MECCANICA	36
ATTUATORI pneumatici	41
Cilindri, GUIDE LINEARI, ATTUATORI ROTATIVI, PINZE	41
Parti principali DI UN CILINDRO PNEUMATICO.....	42
Disegno valido dall'alesaggio 32 all'alesaggio 125	43

Disegno valido dall'alesaggio 160 all'alesaggio 200	44
Cilindri compatti guidati.....	45
Cilindri A DOPPIO STELO	47
Cilindri antirotazione compatti	48
CAMPI APPLICAZIONE CILINDRO COMPATTO GUIDATO	49
DIMENSIONAMENTO CILINDRI	50
IL CICLO DI LAVORO DEL CILINDRO	50
Consumo aria CILINDRI	51
FORZADI SPINTA E VELOCITA' PISTONE	52
cilindri commerciali.....	54
Ammortizzo: capacità di assorbimento ENERGIA CINETICA	55
Pressione di frenatura.....	56
SISTEMI DI BLOCCO (VINCOLO) DEI CILINDRI PNEUMATICI	57
ESERCIZIO	58
CARICHI DINAMICI	59
Impulso di forza e quantità di moto.....	59
MOTO UNIFORMEMENTE ACCELERATO	59
OSSERVAZIONI SULLA VELOCITA' DI DEL PISTONE DOVUTA ALL'ARIA COMPRESSA	59
Sollevamento verticale	60
SPOSTAMENTO orizzontale.....	61
SPOSTAMENTO su piano inclinato	61
moto circolare uniformemente accelerato	62
ESERCIZIO	66
ESERCIZI	67
ESERCIZI	68
MOMENTO DI INERZIA PER MASSE ROTANTI FORATE	69
ESERCIZIO CALCOLO MOMENTO INERZIA sistema di masse collegate fra loro	70
ATTUATORE ROTANTE SERIE R3	71
ATTUATORE ROTANTE SERIE R3K CON DECELERATORI ESTERNI	72
ATTUATORI ROTANTI	73
OSSERVAZIONI SULLA VELOCITA' DI ROTAZIONE DOVUTA ALL'ARIA COMPRESSA	73
esercizio	74

MOMENTO DI INERZIA DI UN SISTEMA DI PICK & PLACE SEMPLIFICATO	75
ORGANI DI PRESA: TIPOLOGIE E CARATTERISTICHE	76
PINZE PNEUMATICHE.....	77
Vantaggi e limiti delle pinze pneumatiche.....	77
Classificazione dei tipi di presa: Force-fit e Form-fit.....	78
FORMULA CALCOLO FORZA PRESA GENERALE	79
FORZA PRESA PARALLELA su OGGETTO CILINDRICO	79
ESEMPIO DIMENSIONAMENTO PINZA dita parallele DA CATALOGO COSTRUTTORE.....	80
VENTOSE PNEUMATICHE	81
VUOTO INDUSTRIALE E FORZA DI PRESA	81
GENERATORE DEL VUOTO AD EFFETTO VENTURI.....	82
Tipologia sistema generazione del vuoto	83
FORZA DI PRESA VENTOSE.....	84
Parametri da valutare nella scelta delle ventose	85
Tipologie VENTOSE.....	86
ESTRATTO CATALOGO PNEUMAX.....	88
Ventose	88
Generatore di vuoto monostadio	89
DIMENSIONAMENTO DI UN SISTEMA DI SOLLEVAMENTO LAMIERE CON VENTOSE PNEUMATICHE	91
Forza di presa teorica di una ventosa	92
SPOSTAMENTO VERSO L'ALTO.....	93
SPOSTAMENTO LATERALE	94
RIBALTAMENTO DEL PEZZO	95
Selezione delle ventose.....	96
Selezione degli elementi di fissaggio	98
Selezione dei tubi per vuoto	99
Selezione dei distributori	100
Selezione dei generatori di vuoto	101
Selezione della tecnologica delle valvole	104
Selezione dei vacuo stati (interuttori di pressione a vuoto).....	105
Calcolo dei tempi di evacuazione.....	106
MACCHINE PNEUMATICHE TECNOLOGICHE.....	107
PROPRIETA' METALLI	108
PIEGATURA.....	110

IMBUTITURA	113
TRANCIATURA.....	117
TRANCIATURA FINE.....	119
TRANCIATURA E PUNZONATURA PNEUMATICA DI LAMIERE	120
FORATURA	122
Formule foratura.....	123
Foratura Acciaio.....	124
Foratura ALLUMINIO.....	125
Tecnica circuitale sistemi sequenziali	162
Definizione dei comandi	163
Segnale continuo, segnale impulsivo, segnale bloccante	164
AUTOMATISMO CON SEGNALI BLOCCANTI	166
ANNULLAMENTO SEGNALI BLOCCANTI	171
ANNULLAMENTO CON FINECORSIA UNIDIREZIONALI	171
ANNULLAMENTO CON GENERATORE DI IMPULSI	173
ANNULLAMENTO CON Metodo a cascata.....	175
METODI DI REGOLAZIONE DELLA VELOCITA' DEI CILINDRI	177
Regolazione tramite regolatore di flusso singolo	178
Regolazione DOPPIO effetto con RFU.....	179
Regolazione DE con RFU in alimentazione.....	179
DIMENSIONAMENTO DI SISTEMA PNEUMATICO DI PIEGATURA LAMIERINI	126
MASSE IN GIOCO.....	127
Dimensionamento del cilindro A	129
Dimensionamento del cilindro B.....	130
Consumo di aria CILINDRI E COMPRESSORE	131
Sequenza LOGICA DI PIEGATURA.....	132
Soluzione con SEQUENZIATORE.....	132
sistema DI Pick & Place	133
ESERCIZIO.....	133
Masse in giocoNEI CILINDRI AD ASTE GEMELLATE DELLA METALWORKS	134
ESERCIZIO FORATURA	138
ESERCIZIO TAGLIO LAMIERA	140
ESERCIZIO STAZIONE RIEMPIMENTO BOTTIGLIE	Errore. Il segnalibro non è definito.

ESERCIZIO INCISIONE	143
ESERCIZIO FORATURA	147
ESERCIZIO RETTIFICA.....	148
ESERCIZI FORMATURA	149
ESERCIZI INCISIONE	150
ESERCIZI SMISTAMENTO PEZZI	157
ESERCIZI FORATURA + ALESATURA	151
ESERCIZI= DI SMISTAMENTO.....	156
ESERCIZIO MOLATURA.....	152
ESERCIZIO ASSEMBLAGGIO	155
ESERCIZIO FORMATURA.....	153
ESERCIZI DI ASSEMBLAGGIO	158
ESERCIZIO PICK AND PLACE.....	154
ESERCIZIO STAZIONE DI LAVORO	159
MOTORI ELETTRICI.....	195
PER L'AUTOMAZIONE.....	195
Motori a corrente alternata.....	195
Motori A corrente continua	196
Motori passo passo	197
La protezione motori e altri componenti.....	197
Motore in corrente continua	198
Il circuito equivalente elettrico DEL MOTORE DC	199
FORMULARIO MOTORI CC	200
ESERCIZI MOTORI C.C.....	200
Soluzioni.....	201
Regolare la velocità in "anello aperto"	202
Regolare la velocità in "anello chiuso"	202
La dinamo tachimetrica	203
L'encoder incrementale	203
Il pilotaggio on/off	204
Perché si usano sempre tanti diodi ?	204
Il pilotaggio pwm.....	205

MOTORI DC 775	206
Curve / TABELLA del motore RS775 (12V 6000Rpm)	207
RIDUTTORE DI GIRI.....	208
Riduttore Epicicloidale	209
Il rapporto di riduzione	211
Gli stadi di riduzione	211
Transistor Darlington	212
REGOLAZIONE VELOCITA' DI UN MOTORE CC 775	213
REGOLAZIONE DELLA VELOCITA' CON PWM	214
RILEVAZIONE DEL NUMERO DI GIRI	215
SIMULAZIONE DEL CIRCUITO DI REGOLAZIONE	215
<u>SIMULAZIONE THINKERCAD</u>	216
CODICE ARDUINO.....	217
SUPPORTO SENSORE LM393.....	218
Motore passo-passo (stepper)	219
Cos'è un motore passo-passo?	219
Costruzione del motore passo-passo.....	220
Tipi di motori passo-passo	222
Motore passo-passo a riluttanza variabile.....	223
Costruzione del motore passo-passo a riluttanza variabile	223
Funzionamento del motore passo-passo a riluttanza variabile	223
Funzionamento del motore passo-passo a riluttanza variabile	224
Motore passo-passo a magnete permanente.....	225
Costruzione Motore passo-passo a magnete permanente.....	225
Funzionamento del motore passo-passo a magnete permanente	225
Motore passo-passo ibrido	227
Costruzione del motore passo-passo ibrido	227
Funzionamento del motore passo-passo ibrido	227
Motori passo-passo unipolari e bipolari	228
Funzionamento del motore passo-passo unipolare a 2 fasi	228
Modalita' di passo di un motore passo-passo	228
Modalità Microstepping.....	229

Coppia incrementale per micropasso/passo completo	229
Quando usare il microstepping	230
Vantaggi e svantaggi dei motori passo-passo	231
Applicazioni dei motori passo-passo.....	231
COME INDIVIDUARE LA COPPIA DI BOBINE IN UN NEMA 17 BIPOLARE	232
SCHEDE TECNICHE.....	233
NEMA 17 Stepper Motor 2 Phase Hybrid 42HS	234
COLLEGAMENTO NEMA 17 Stepper CON ARDUINO e DRIVER A4998.....	235
COLLEGAMENTO NEMA 17 Stepper CON ARDUINO e DRIVER A4998.....	236
DRIVER TB6600	237
Cablaggio – Collegamento del TB6600 al motore passo-passo e all'Arduino	238
Connessioni TB6600.....	238
Come determinare LE FASI del motore passo-passo a 4 FILI (BIPOLARE)	239
Impostazioni microstep TB6600.....	240
Tabella microstep TB6600.....	240
Impostazioni correnti TB6600.....	240
1. Esempio di codice base TB6600 con Arduino	241
2. Esempio di codice per controllare rotazione, velocità e direzione	242
Installazione della libreria AccelStepper	243
3. Codice di esempio AccelStepper	244
TB6600 Stepper Motor Driver with Arduino.....	245
TB6600 Stepper Motor driver hardware description.....	245
Difference between TB6600 and TB6560 Stepper Motor drivers.	245
MISURA DELLA COPPIA DI UN MOTORE PASSO PASSO SERIE NEMA 17	246
Motore asincroni trifase brushless	247
DATI DI TARGA MOTORE TRIFASE 220V.....	248
VFD (Inverter).....	249

IMPIANTI AD ARIA COMPRESSA



Suono – Rumore – Vibrazioni

I compressori possono causare livelli di pressione acustica superiori agli 85 dB. Utilizzate compressori insonorizzati o ubicate il locale del compressore lontano dai posti di lavoro.

Compressori

I compressori richiedono un sufficiente spazio per facilitare la manutenzione. Una buona accessibilità, a lunga scadenza, ha il suo tornaconto.

Aria di evacuazione

Per i compressori raffreddati ad aria, il calore in eccesso (100% della potenza del compressore) deve essere evacuato tramite un sistema di ventilazione. In inverno, l'aria di evacuazione può essere sfruttata per riscaldare un edificio (p. es. un padiglione). [13]

Accumulatore di aria compressa

Irrinunciabile per tutti gli impianti. L'accumulatore rende l'impianto più flessibile, ma richiede parecchio spazio. Questo fattore può limitarne la grandezza. Considerate anche l'impiego di accumulatori decentratizzati. [6]

Trattamento dell'aria compressa

L'essiccatoio e i filtri garantiscono la necessaria qualità dell'aria compressa. Per la sicurezza dell'approvvigionamento (ridondanza) fanno stato le medesime regole come per i compressori. [10]

Sistema di mantenimento della pressione (valvola)

Permette di disconnettere (automaticamente) l'intera rete di aria compressa all'infuori degli orari di lavoro, in modo da ridurre al minimo le perdite e di risparmiare sui costi.

Aria di ricircolo

L'aria di ricircolo impedisce che l'impianto congeli quando le temperature esterne sono basse. Mediante delle clappe, una parte dell'aria di evacuazione calda viene soffiata nel locale.

Comando

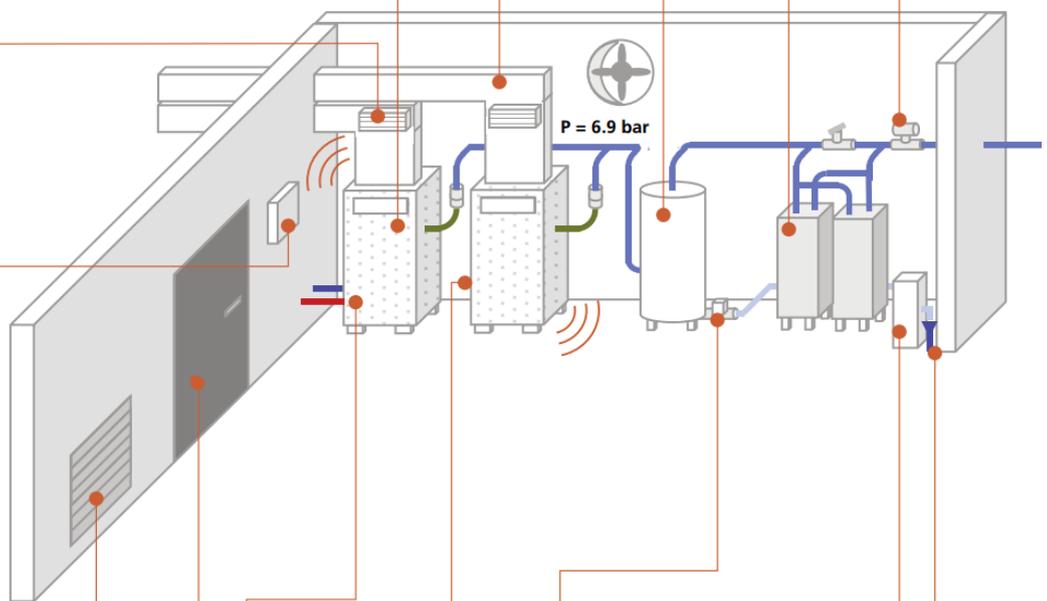
I moderni comandi autoregolanti «imparano» mentre sono in funzione e consentono così una perfetta interazione dei compressori. Con un convertitore di frequenza (CF) il compressore si adatta alle variazioni del fabbisogno. I CF hanno un autoconsumo del 5% ca. della potenza del compressore e non andrebbero impiegati per utilizzatori costanti.

Aria di apporto

L'aria aspirata deve essere fresca e pulita (priva di polvere e di sostanze inquinanti, senza carichi chimici ecc.). Se possibile, evitare di aspirare l'aria dal lato sud dell'edificio e predisporre sempre una griglia di protezione contro le intemperie. [8]

Garantire l'accessibilità

Prima o poi si dovrà procedere a una sostituzione e i nuovi compressori dovranno essere installati nel locale del compressore. Oppure l'impianto va potenziato con un accumulatore di aria compressa supplementare. [9]



Allacciamento elettrico

Oltre all'alimentazione, al collegamento equipotenziale e all'interruttore dell'impianto, si dovrà in ogni caso installare un contatore elettrico. Sorvegliate anche la procedura di avvio (evitare le punte di carico).

Recupero del calore

Con i compressori raffreddati ad acqua (ca. il 94%) o ad aria (fino al 70%) è possibile recuperare il calore residuo e convogliarlo in una rete di riscaldamento (riscaldamento, energia di processo, acqua calda). [14], [15]

Scarico della condensa

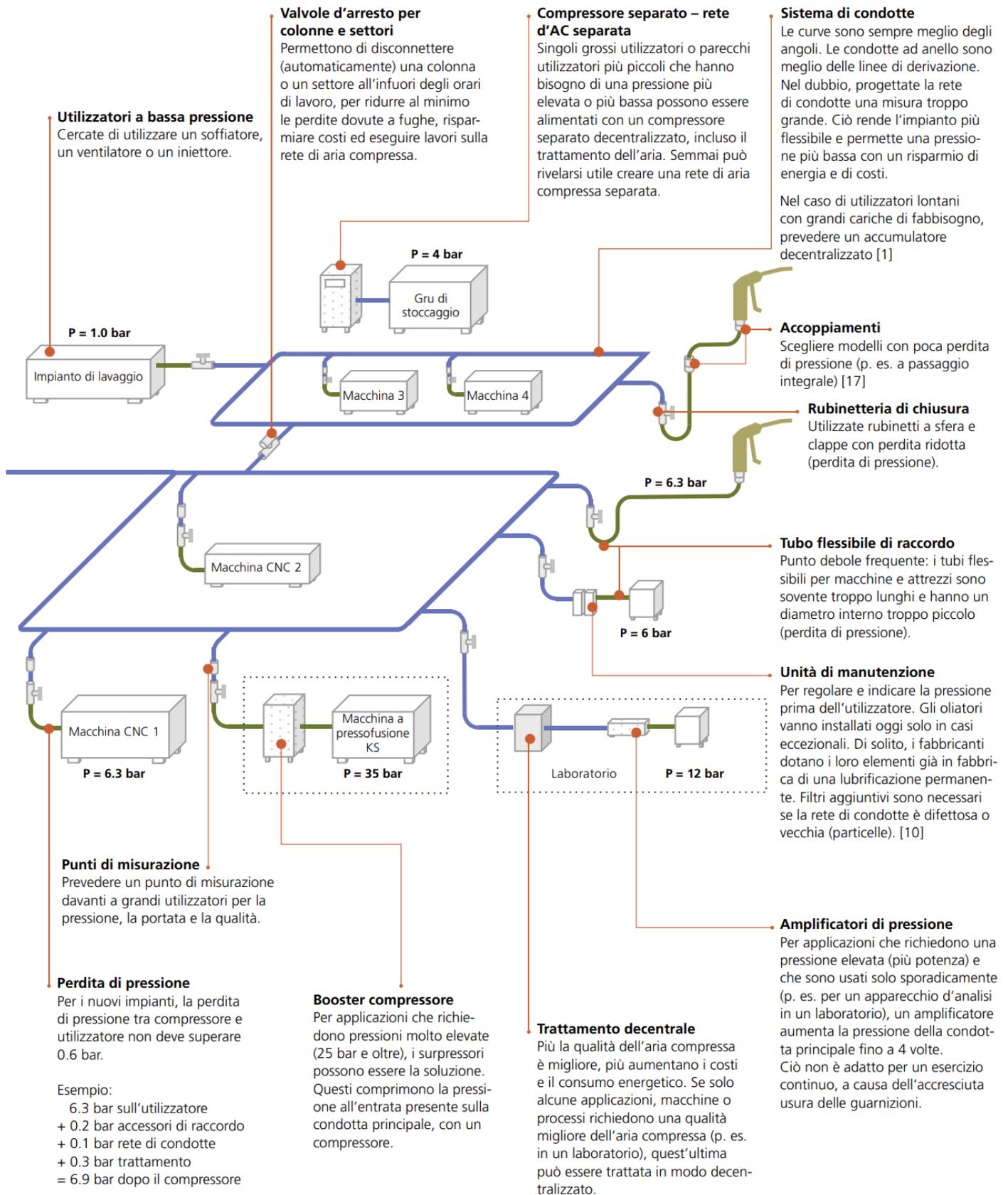
Gli scarichi della condensa comandati in funzione del livello evacuano la condensa solo se necessario, per risparmiare energia e denaro.

Trattamento della condensa

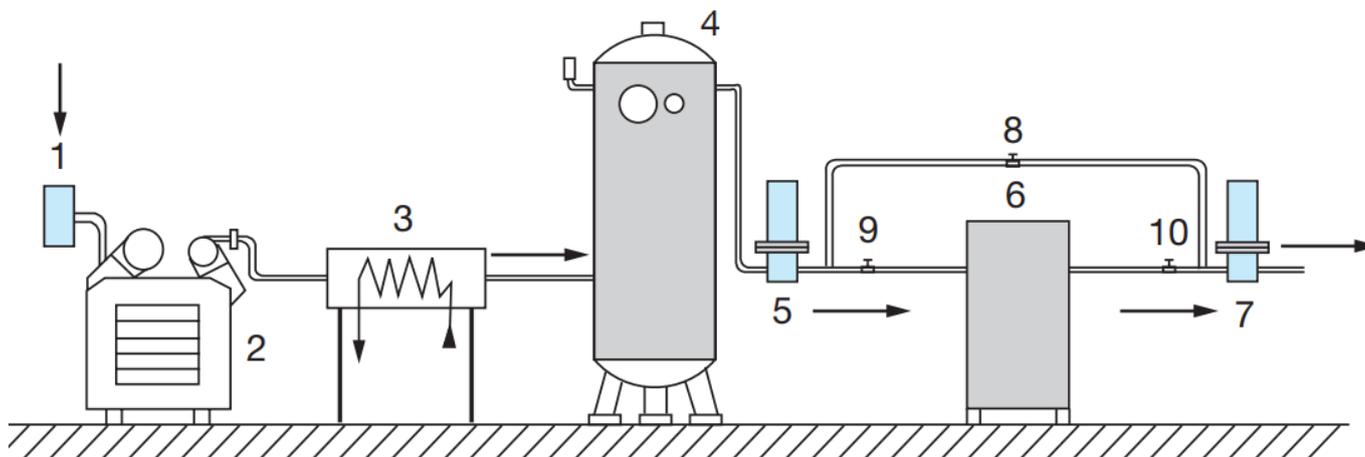
L'acqua di condensazione contiene tracce di olio e deve essere trattata prima di essere immessa nella canalizzazione (separatore di olio). [16]

Canalizzazione

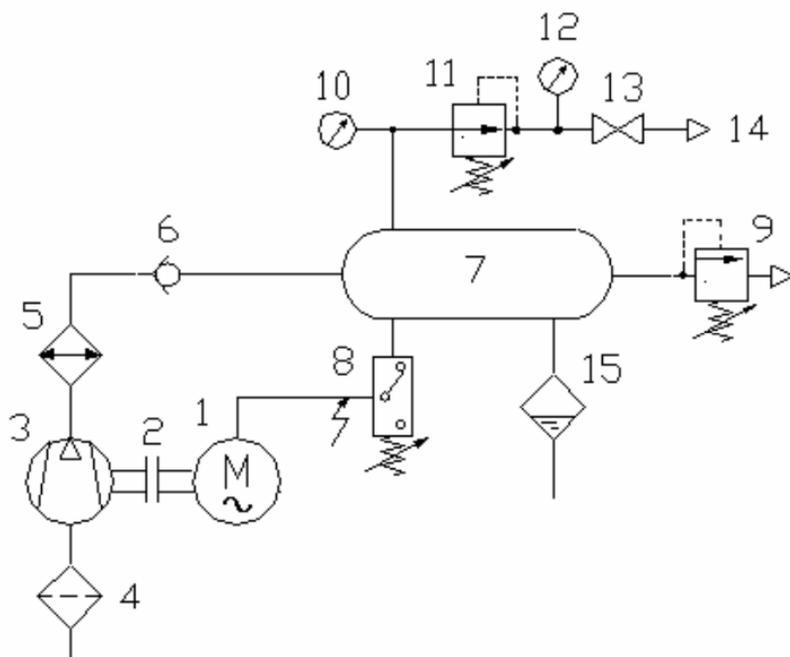
Nella centrale va predisposto un allacciamento al collettore di fondo. Attenzione: Nessuna evacuazione tramite scarico da pavimento a causa dell'olio dei compressori – semmai prevedere una vasca.



Le figure sottostanti mostano lo schema di un impianto di produzione aria compressa e la relativa simbologia ISO.



1 Filtro di aspirazione; 2 Compressore; 3 Trattamento (raffreddatore, separatore e scaricatore automatico di condensa) ;
 4 Serbatoio di accumulo; 5 Filtro e scaricatore automatico dell'olio; 6 Essiccatore; 7 Filtro polveri e particelle;
 8 Linea di by-pass; 9-10 Valvole di esclusione



	Manometro		Lubrificatore
	Valvola di esclusione		Flusso pneumatico
	Linea		Compressore
	Filtro		Sorgente di pressione o di energia
	Refrigeratore		Motore elettrico
	Separatore di condensa con spurgo automatico		Serbatoio pressurizzato
	Essiccatore		

1.Motore elettrico a corrente alternate; 2. Giunto; 3. Compressore; 4. Filtro aspirazione aria; 5. Scambiatore di calore;
 6. Valvola unidirezionale; 7. Serbatoio; 8. Pressostato; 9. Valvola di massima pressione o valvola di sicurezza;
 10. Manometro pressione serbatoio; 11. Valvola di regolazione della pressione; 12. Manometro pressione aria utilizzatore;
 13. Valvola di intercettazione; 14. Uscita utilizzatore; 15. Scaricatore di condensa

Funzionamento.

L'aria, aspirata attraverso il filtro 4 è compressa e successivamente raffreddata dallo scambiatore di calore 5 per diminuirne il volume. La valvola di non ritorno 6 evita lo svuotamento del serbatoio 7 quando il compressore 3 è fermo. Al raggiungimento della pressione di taratura, indicata dal manometro 10, il pressostato 8 commuta i contatti interni arrestando il motore elettrico 1. Per maggior sicurezza viene montata una valvola di massima pressione 9 che è tarabile ed è una valvola normalmente chiusa. L'aria compressa viene inviata, attraverso la valvola di intercettazione 13, all'utilizzatore 14, con la dovuta pressione, misurata dal manometro 12 e regolata dalla valvola 11, che è normalmente aperta. Una valvola di scarico 15 della condensa, inserita nella parte bassa del serbatoio elimina l'eventuale umidità presente nell'aria.

COMPRESSORE

Si sceglie sulla base della pressione p_c e della portata Q_a richieste dall'impianto.

Caratteristiche di ogni compressore sono:

- la portata Q_a in NI/min (per compressori piccoli) oppure Nm^3/h
- il rapporto di compressione (in pratica la pressione p_c in uscita al compressore in bar).

Il NI (Normal litro) consiste in un litro di gas (aria) alla pressione atmosferica.

La portata di un compressore in NI/min oppure Nm^3/min è uno dei parametri usati per definire la sua prestazione.

La portata esprime quindi la quantità d'aria libera aspirata alla pressione atmosferica.

Le portate fornibili possono variare, secondo il tipo di costruzione, da pochi NI/min fino a $50.000 Nm^3/min$.

Per la pneumatica si usano soltanto alcuni tipi di compressori condizionati dalla necessaria pressione di lavoro.

I comandi pneumatici funzionano normalmente con una pressione d'aria di circa 6 bar.

Il limite inferiore è di circa 3 bar: al di sotto di questa pressione le valvole distributrici presentano problemi di commutazione.

Il limite superiore è di circa 15 bar a causa di problemi di sicurezza.

Compressori		Pressione (MPa)	Portata (Nm^3/h)
Alternativi	monostadio	0,7-1	< 1200
	multistadio	> 2	
A palette		0,2-1	< 6000
A vite	Lubrificati: monostadio bistadio	0,3-1,3 < 2	< 4200
	A secco: monostadio multistadio	< 0,4 0,4-1	< 6000
A lobi (Roots)	monostadio	< 0,1	< 18 000
	bistadio	< 0,25	

Le grandezza principali sono:

- $r = \beta = p_2/p_1$ = rapporto di compressione
- p_2 = pressione assoluta di mandata
- p_1 = pressione assoluta di aspirazione
- la portata effettiva, espressa in Nm^3/h

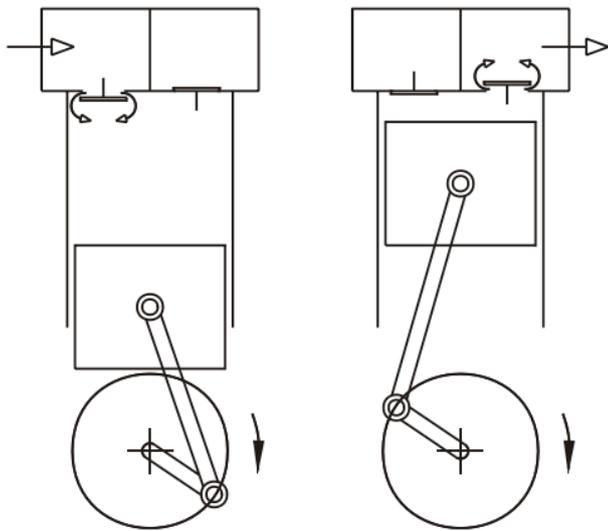
La previsione della portata in fase progettuale è effettuata sulla base dei consumi medi degli utilizzatori previsti, maggiorando il totale con un'opportuna percentuale di sicurezza.

La portata è spesso suddivisa tra due o più compressori per eventuali avarie e manutenzioni.

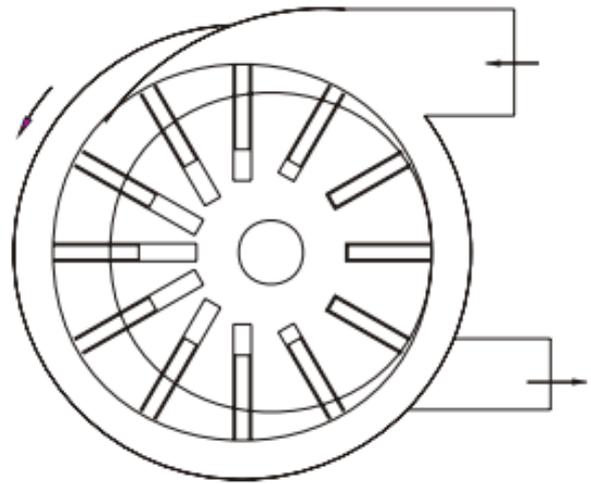
La pressione di esercizio, presente nel serbatoio (usualmente 0,7-1,4 MPa, 7-14 BAR).

La pressione di lavoro, necessaria nella specifica utilizzazione, per i componenti pneumatici normalmente è di 0,6 MPa (6 BAR).

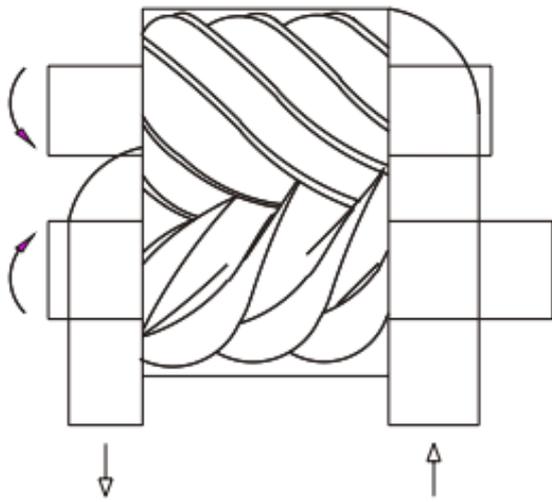
Schematizzazione compressori per aria.



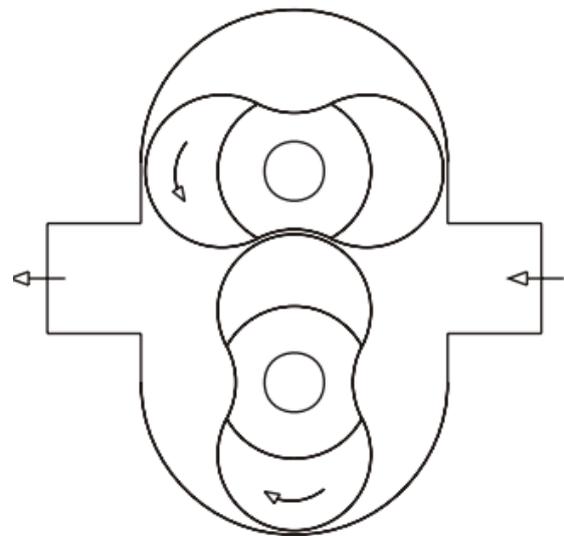
ALTERNATIVO



A PALETTE



A VITE



A LOBI

POTENZA RICHIESTA PER LA PRODUZIONE DI ARIA COMPRESSA

Le macchine che la producono sono i compressori che, azionati da motori, prelevano l'aria atmosferica e la trasferiscono, una volta compressa, verso le utenze.

Le grandezze che li contraddistinguono sono:

- Pressione di aspirazione p_a (pascal)
- Pressione di mandata p_m (pascal)
- Portata all'aspirazione Q_a (nm³/s)
- Portata alla mandata Q_c (m³/s)
- Rapporto di compressione $r = P_m/P_a$

Come già accennato, il termine normal (n) esprime il volume di aria in condizioni normali, cioè quelle atmosferiche con temperatura a 20°C quindi nm³ e nl. I dati sulle prestazioni dei compressori d'aria devono corrispondere alle condizioni della norma ISO 1217: p_a ambiente di 1 bar, una temperatura (aria e acqua di raffreddamento) di 20°C e una umidità relativa di 0%.

La potenza nominale del compressore si riferisce alla potenza elettrica nominale del motore di azionamento.

Ipotesizzando una compressione isoterma ideale dell'aria la potenza vale :

$$Pot = Q_a \cdot p_a \ln(p_m/p_a) \quad [W]$$

Esempio

Q	0,1	nm ³ /s		
p_{atm}	100000	Pa		
r	9			
p_2	900000	Pa		
P	21972,25	w	22	kW
Q_m	0,0111111	m ³ /s		

Per trovare la potenza effettivamente assorbita serve il rendimento totale del compressore (50-80% tipico)

Tipo	Range di pressione [bar]	Potenza assorbita [kW]	Grado di efficienza [isoterma]	Note
Compressore a pistoni a due stadi	4-500	0.1-30	60%	Senza funzionamento continuo
Compressore a vite senza olio	4-16	5-500	50%	
Compressore a vite	4-16	5-500	60%	
Turbocompressore	3-8	30-1000	80%	
Compressore per refrigerazione	4-8	1-5	50%	
Soffiatore a vite	0.3-1.5	10-1000	70%	
Pistone rotante (Roots)	0.1-1	0.1-1000	60%	
Soffiante	0.1-0.2	0.1-1000	80%	

Potenza specifica

Il rapporto tra la potenza elettrica assorbita e la quantità di aria fornita alla corrispondente pressione di esercizio è detto potenza specifica.

$$P_{spec} = \frac{\text{potenza elettrica assorbita}}{\text{quantità di aria fornita}}$$

SERBATOIO ACCUMULO ARIA COMPRESSA

Generalmente a valle del compressore è presente un serbatoio in pressione.

La funzione del serbatoio è quella di immagazzinare l'aria compressa e di restituirla alle utenze al bisogno.

I serbatoi dei compressori alternativi possono essere semplicemente calcolati con la seguente formula:

$$C = Q_c / 60$$

C = capacità in m³ del serbatoio

Q_c = portata in m³/ora alla pressione di accumulo (FAD)

Ad es. se un compressore a pistoncini ha una portata di 50 m³/ora necessiterà di un serbatoio a valle di 0,83 m³ (830 litri).
Sceghieremo un serbatoio standard di 1000 litri.

I compressori rotativi, provvisti di regolazione in aspirazione, non necessiterebbero di serbatoio a valle, comunque in caso di necessità si può utilizzare la formula che segue:

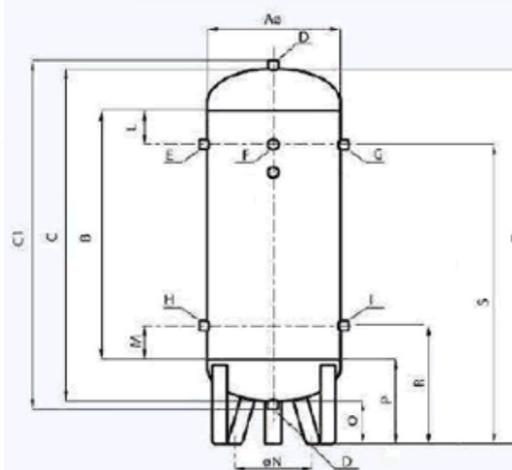
$$C = Q_c / 600$$

Per un compressore a palette con le medesime caratteristiche di portata del precedente, il serbatoio sarà di 0,083 m³ (83 litri).
Sceghieremo un serbatoio standard di 100 litri.



Capacità:	25 – 500 Lt
Pressione:	11 – 15 bar
Test:	2009/105 CE Ex: 87/404 CE
Materiale:	Acciaio al carbonio
Finitura:	Grezzo – Verniciato RAL 5015 - Zincato

Capacity:	25 – 500 Lt
Pressure:	11 – 15 bar
Testing:	2009/105 CE Ex: 87/404 CE
Material:	Carbon Steel
Finishing:	Unpainted – Painted RAL 5015 - Galvanized



Lt*	A mm	B mm	C mm	C1 mm	D	E	F	G	H	I	L mm	M mm	N mm	O mm	P mm	R mm	S mm	T mm
25	240	420	546	578	1/2"	1/2"	3/8"	-	-	1/2"	100	100	190	77	140	240	465	619
50	300	590	774	806	1/2"	1/2"	3/8"	-	-	1/2"	100	100	230	152	244	344	734	925
100	370	800	1014	1046	1/2"	3/4"	3/8"	3/4"	3/4"	3/4"	100	100	300	141	248	348	950	1152
150	400	1000	1224	1256	1/2"	1"	3/8"	1"	1"	1"	150	150	350	140	252	402	1103	1360
200	440	1100	1354	1386	1/2"	1"	3/8"	1"	1"	1"	150	150	390	133	260	410	1210	1485
270	490	1150	1456	1488	1/2"	1"	3/8"	1"	1"	1"	150	150	440	200	353	503	1356	1650
300	490	1300	1606	1638	1/2"	1"	3/8"	1"	1"	1"	150	150	440	200	353	503	1503	1800
500	600	1500	1856	1898	1"	1"	1/2"	1"	1/2"	1"	200	200	530	184	362	562	1664	2054

CLASSIFICAZIONE DELLA QUALITÀ DELL'ARIA COMPRESSA STANDARD ISO 8573.1

Il comitato europeo dei costruttori di apparecchiature pneumatiche (PNEUROP) ha sviluppato uno standard ISO per la classificazione del contenuto dell'aria compressa in termini di particelle solide, acqua e olio.

Classe di qualità	Contenuto di particelle solide		Contenuto di acqua		Contenuto d'olio
	Quantità max µg	Quantità max mg/m ³	Punto di rugiada °C	Quantità g/m ³	Quantità max mg/m ³
1	0,1	0,1	- 70	0,003	0,01
2	1	1	- 40	0,11	0,1
3	5	5	- 20	0,88	1,0
4	40	10	+ 3	6,0	5
5	-	-	+ 7	7,8	25
6	-	-	+ 10	9,4	-

Requisiti tipici per le classi di qualità dell'aria compressa secondo lo standard ISO 8573.1 per alcuni usi

Aree di applicazione	Classe di qualità		
	Contenuto di particelle solide	Contenuto di acqua	Contenuto d'olio
Agitatore ad aria	3	6	3
Motori pneumatici, grandi	4	5-2	5
Motori pneumatici, miniaturizzati	3	4-2	3
Turbine pneumatiche	2	3	3
Trasporto di granulati	3	5	3
Trasporto di polvere	2	4	2
Fluidistor	2	3-2	2
Macchinario per fonderia	4	5	5
Ventose pneumatiche	2	4	1
Attrezzi pneumatici, uso industriale	4	6-5	4
Macchinario per miniere	4	6	5
Macchine da imballaggio	4	4	3
Macchine tessili	4	4	3
Cilindri pneumatici	3	4	5
Macchine per pellicolatura	1	2	1
Regolatori di precisione	3	3	3
Strumenti di processo	2	3	3
Sabbiatura	-	4	3
Verniciatura a spruzzo	3	4-3	3
Saldatrici	4	5	5
Aria officina, generale	5	4	5

Attrezzatura	Consumo d'aria compressa l/min.	Fattore di utilizzo* dell'azienda	
		Produzione	Centro di manutenzione
Trapano da 10 mm	500	0,2	0,1
Smerigliatrice angolare da 5"	900	0,2	0,2
Smerigliatrice angolare da 7"	1 600	0,1	0,1
Lucidatrice	900	0,1	0,2
Avvitatore ad impulsi da 1/2"	450	0,2	0,1
Avvitatore ad impulsi da 1"	800	0,2	0,1
Scalpellatore	400	0,1	0,05
Verniciatura professionale	500	0,2	0,3
Pistola di soffiaggio	350	0,05	0,05
Pistola di verniciatura	300	0,6	0,1
Pistola di soffiaggio piccola	300	0,1	0,2
Sabbiatrice a getto libero da 6 mm	2 000	0,6	0,1
Sabbiatrice a getto libero da 8 mm	3 500	0,6	0,1
Maschera di respirazione, applicazioni leggere	50	0,6	0,2
Maschera di respirazione, applicazioni pesanti	200	0,6	0,2

*)) Il fattore di utilizzo può variare significativamente nelle diverse applicazioni. Il valore indicato può essere utilizzato solo come linea guida.

Esempio di calcolo di richiesta media di aria compressa in un'officina:

2 trapani	2 x 500 x 0,1 =	100
2 avvitatori ad impulsi 1/2"	2 x 450 x 0,1 =	90
1 lucidatrice	900 x 0,2 =	180
1 smerigliatrice	500 x 0,3 =	150
1 pistola a spruzzo	300 x 0,1 =	30
3 pistole di soffiaggio	3 x 350 x 0,05 =	53
consumo:		603 l/min
Aggiunta per 10% di perdite:		60
Aria di riserva 30%:		180
Base per la scelta del compressore:		843 l/min

Per la scelta del compressore, è necessario considerare il relativo livello di utilizzo. Per i compressori a vite, è possibile selezionare un tasso di utilizzo del 70%, ovvero una capacità del compressore adeguata di circa 1200 l/min.

Il calcolo deve tenere in considerazione anche il numero di macchine che funzionano contemporaneamente. La formula per una stima approssimativa del consumo d'aria compressa di un cilindro pneumatico è la seguente:

$$x S \times P \times A \times F = L \quad \frac{D \times D \times 3,14}{4}$$

S = lunghezza della corsa in dm
 D = diametro del pistone in dm
 P = pressione di esercizio in bar
 A = comportamento: doppia azione = 2, azione singola = 1
 F = frequenza, numero di corse/min
 L = consumo d'aria in l/min

La formula non tiene conto del volume del pistone, che comporta un valore leggermente più alto rispetto all'accuratezza che si desidera raggiungere. Tuttavia, questo può essere un fattore marginale nel calcolo pratico.

PORTATA ARIA COMPRESSA

Il valore del flusso viene calcolato utilizzando la seguente caduta di pressione: 10% della pressione iniziale per 30 m di tubazioni con diametro di 6-15 mm, 5% della pressione iniziale per tubo di 30 m con diametro di 20-80 mm.

Flusso di aria compressa massimo consigliato attraverso i tubi (flusso misurato in l/s)

Pressione		Diametro del tubo interno nominale										
bar	kPa	6 mm	8 mm	10 mm	15 mm	20 mm	25 mm	32 mm	40 mm	50 mm	65 mm	80 mm
0,4	40	0,3	0,6	1,4	2,6	4	7	15	25	45	69	120
0,6	60	0,4	0,9	1,9	3,5	5	10	20	30	60	90	160
1,0	100	0,5	1,2	2,8	4,9	7	14	28	45	80	130	230
1,6	160	0,8	1,7	3,8	7,1	11	20	40	60	120	185	330
2,5	250	1,1	2,5	5,5	10,2	15	28	57	85	170	265	470
4,0	400	1,7	3,7	8,3	15,4	23	44	89	135	260	410	725
6,3	630	2,5	5,7	12,6	23,4	35	65	133	200	390	620	1085
8,0	800	3,1	7,1	15,8	29,3	44	83	168	255	490	780	1375
10,0	1000	3,9	8,8	19,5	36,2	54	102	208	315	605	965	1695
12,5	1250	4,8	10,9	24,1	44,8	67	127	258	390	755	1195	2110
16,0	1600	6,1	13,8	30,6	56,8	85	160	327	495	955	1515	2665
20,0	2000	7,6	17,1	38	70,6	105	199	406	615	1185	1880	3315

Diametro interno minimo consigliato per tubazioni in mm (a 700 kPa e una caduta di pressione di 10 kPa)

Flusso d'aria	Lunghezza tubazioni in metri								
l/s	25	50	75	100	150	200	300	400	500
10	16	18	20	21					
20	21	24	26	27	30				
30	24	28	30	32	34	36	39		
50	29	33	38	41	44	47	51		
75	33	39	42	44	48	51	55	58	61
100	37	43	46	49	53	56	61	65	68
125	41	47	50	53	58	61	67	70	74
150	43	50	54	62	66	71	75	79	83
200	48	55	60	64	69	73	79	84	88
300	56	64	70	74	80	85	92	97	102
400	62	71	77	82	89	94	102	108	113
500	68	78	83	89	97	102	111	117	123
600	72	83	90	95	103	109	119	126	131

CONDENSA PRODotta DA UN COMPRESSORE

Prerequisiti per la tabella:

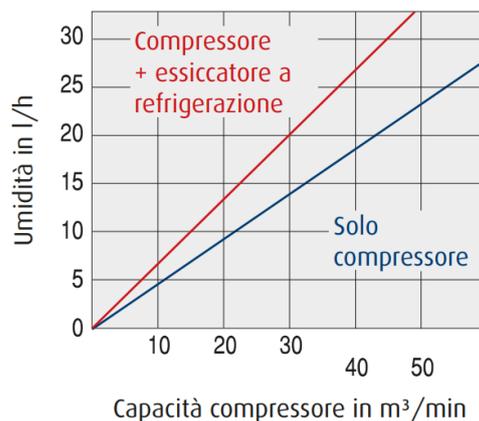
La quantità di condensa viene calcolata con una temperatura dell'aria in ingresso nel compressore di 20 °C, 70% di UR e una pressione di esercizio di 800 kPa.

Esempio:

Capacità del compressore: 20 m³/min (con conseguente essiccazione a refrigerazione).

Tempo di produzione: 10 ore/giorno, 20 giorni/mese.

Volume di condensa prodotto: 13,5 l/h, ovvero 135 litri/giorno oppure 2700 l/mese.



PROPRIETA' FISICHE DELL'ARIA

Nell'aria si trovano disciolti i seguenti elementi:

Elemento	Volume
Azoto	78%
Ossigeno	21%
Gas rari ed altri	1%

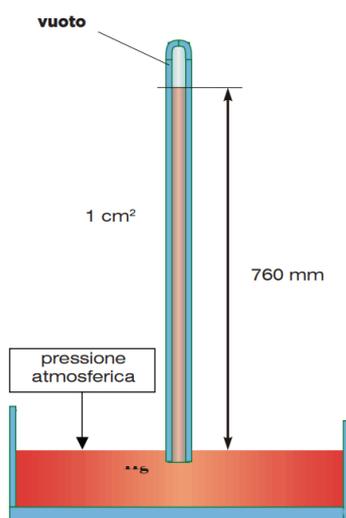
Nella composizione dell'aria si verificano piccole variazioni dovute alla presenza di particelle solide come polveri e cristalli oppure tracce di altri gas come ossido di carbonio, ossido di azoto, ammoniaca ecc. L'aria atmosferica contiene inoltre vapore acqueo che ne determina il livello di umidità.

PRESSIONE ATMOSFERICA (ESPERIENZA DI TORRICELLI)

La pressione viene indicata con p ed è la grandezza fisica che sta ad indicare la distribuzione di una forza sulla superficie a cui essa è applicata. Il suo valore è determinato dalla forza che agisce staticamente (e perpendicolarmente) sull'unità di superficie.

L'aria esercita una pressione di $1,033 \text{ kg/cm}^2 \rightarrow p_{\text{atm}} = \text{spinta atmosferica} = 10,033 \text{ kg/cm}^2$

$$\text{Peso unitario della colonna di mercurio} = \frac{\text{peso (kg)}}{\text{sezione (cm}^2\text{)}} = 1,033 \text{ kg/cm}^2$$



Prendiamo un tubo trasparente chiuso ad una estremità ed aperto nell'altra lungo circa un metro.

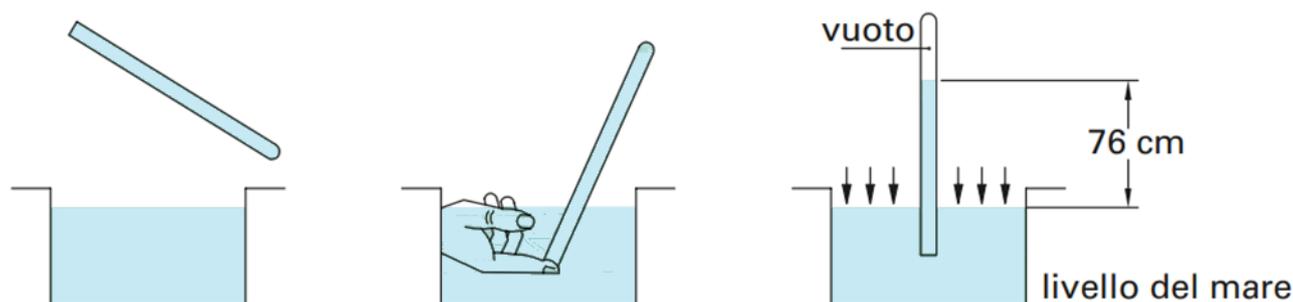
Se lo si riempie interamente di mercurio (Hg) e si chiude con un dito l'estremità aperta, capovolgendolo ed immergendolo in un recipiente contenente altro mercurio, si nota che, dopo avere tolto il dito dalla estremità aperta, una parte del mercurio contenuto nel tubo passa nella vaschetta.

Il mercurio finisce di passare nella vaschetta quando il livello nel tubo ha raggiunto un ben determinato punto. Infatti misurando la differenza di livello tra mercurio della vaschetta e quello del tubo si riscontra che tale differenza vale circa 76 cm.

Il motivo che non ha permesso al mercurio di vuotarsi nella vaschetta è dovuto esclusivamente al peso dell'aria atmosferica.

impiegando acqua al posto del mercurio, utilizzando un tubo lungo 11 metri, si vedrà che il livello dell'acqua nell'interno del tubo si porta a 10,033 m dal pelo della vaschetta.

Questa spinta equivale, rapportata alla sezione del tubo, ad $1,033 \text{ kg}$ sulla superficie di 1 cm^2 .



PRESSIONE ATMOSFERICA STANDARD

La pressione atmosferica normale (standard) è quella misurata alla latitudine di 45° ($g=9,80655\text{m/s}^2$), al livello del mare e ad una temperatura di 15 °C su una superficie unitaria di 1 cm², che corrisponde alla pressione di una colonna di mercurio di 760 mm.

$p_{\text{atm}} = 1 \text{ atm} = 760 \text{ torr (o mmHg)} = 101325 \text{ Pa} = 1013,25 \text{ mbar} = 10,33 \text{ mca.}$

PRESSIONE RELATIVA

E' la pressione assoluta depurata dalla pressione atmosferica standard:

$$p_{\text{rel}} = p_{\text{ass.}} - p_{\text{atm}}$$

Nella potenza a fluido, salvo diverse prescrizioni, ci si intende sempre alla pressione relativa quando ci si riferisce ad una pressione di esercizio di una apparecchiatura o di un impianto.

Industrialmente la pressione relativa si misura con strumenti detti manometri, di cui il tipo più usato è il Bourdon. Esso si basa sulla deformazione elastica di una molla metallica tubolare a sezione lenticolare, ripiegata a forma semicircolare e soggetta interamente alla pressione esercitata dal fluido.



I **vacuometri** sono manometri per la misura di pressioni inferiori alla pressione atmosferica.

Negli impianti industriali la depressione si misura con strumenti di tipo Bourdon che possono essere graduati in decimi di bar, in cm di mercurio o mm di acqua, a seconda dello scopo a cui sono destinati.



Nell'aria è sempre presente una certa quantità di umidità che è in relazione generalmente alla temperatura stessa dell'aria. Maggiore è infatti la temperatura dell'aria e maggiore è la quantità di vapore acqueo che può essere presente. La capacità di assorbire umidità aumenta quindi con la temperatura. Il massimo contenuto possibile di vapore che può essere contenuto è riportato nella tabella ed indicato con: *umidità assoluta di saturazione o punto di rugiada*.

Temperatura in °C	-10	0	5	10	15	20	30	50	70	90
Vapore acqueo in g/m ³	2.1	4.9	7	9.5	13	17	30	83	198	424

Si può notare dalla tabella che 1 m³ di aria avente la temperatura di 30 °C può contenere fino a 30 g di acqua. Questo non significa che 1 m³ d'aria a 30°C contenga sempre 30 g di acqua, cioè il 100% della sua capacità. Se per esempio ne contiene solo 6 g, allora l'umidità assoluta (*grammi di vapore contenuti nell'aria*) è di 6g/m³, mentre l'umidità relativa (*umidità assoluta / umidità assoluta di saturazione*) può essere calcolata con:

$$Umidità \cdot relativa = \frac{6}{30} = 0,2$$

mentre

$$Umidità \cdot relativa \cdot \% = 20\%$$

La presenza di condense nell'aria compressa dipende dall'umidità relativa dell'aria aspirata e dalla temperatura. L'umidità relativa viene indicata in percentuale (rapporto fra umidità assoluta e quantità massima di vapore acqueo che l'acqua può contenere allorché è satura, come da tabella). Generalmente l'umidità relativa dell'aria varia, in funzione delle condizioni atmosferiche, tra il 20% ed il 90%.

Il compito del compressore è quello di comprimere l'aria che si trova alla pressione atmosferica (circa 1 bar) e portarla ad una pressione p . Alla fine della compressione il volume dell'aria è diminuito passando dal valore iniziale v_i , a quello finale v_f

$$v_f = \frac{v_i}{p+1}$$

ESEMPIO

Tenendo conto che l'aria atmosferica contiene, secondo le condizioni meteorologiche, umidità relativa del 60-90%, si vogliono comprimere 70 N m³/h di aria atmosferica a 30°C e 80% di umidità relativa ad una temperatura di 20°C e ad una pressione di 6 bar.

Si vuole determinare la portata di acqua che viene scaricata dal compressore.

Soluzione

Innanzitutto si determina la portata di aria in uscita dal compressore.

$$v_f = \frac{v_i}{p+1} = \frac{70m^3 / h}{6+1} = 10m^3 / h$$

L'umidità assoluta dell'aria a 30° è, secondo i valori della tabella

$$30 \text{ g/m}^3 \times 80/100 = 24 \text{ g/m}^3.$$

Qualora l'aria si raffreddi a 20 °C, il valore massimo di umidità contenuto nell'aria è di 17g/m³ e pertanto ogni m³ di aria perderà

$$24-17 = 7g.$$

Con un consumo di aria aspirata di 70 Nm³/h, ogni ora, si hanno quindi

$$7g \times 70 = 490 \text{ g /h di acqua.}$$

Densità aria compressa ρ

Ra 287,05 J/ kg K costante gas perfetti aria

Pressione di esercizio pneumatica

p 7 BAR (6 BAR relativa)

T 35 °C

La densità varia con la pressione e la temperatura (legge gas perfetti).

$$p/\rho = Ra T$$

$\rho =$ 7,91 kg/m³

Viscosità dinamica aria compressa μ

La viscosità nei gas non dipende dalla "p" e aumenta con la "T".

Dalla tabella possiamo ricavare la seguente formula

$$\mu [\text{cP}] = -9\text{E-}09T^2[^\circ\text{C}] + 4\text{E-}05T[^\circ\text{C}] + 0,0168$$

ottenuta per interpolazione dai dati tabellati.

Dividere per 1000 per passare al S.I.

T 35 °C

$\mu =$ 1,82E-05 Kg/m s

viscosità cinematica

$\nu =$ 2,30E-06 m²/s

VISCOSITA' DELL'ARIA

T [°C]	μ [mN s/m ²]=[cP]	μ [kg/ m s]
-100	0,0122	1,220E-05
-50	0,0149	1,490E-05
0	0,0170	1,700E-05
20	0,0177	1,770E-05
50	0,0189	1,890E-05
100	0,0210	2,100E-05
150	0,0226	2,260E-05
200	0,0245	2,450E-05
500	0,0350	3,500E-05
1000	0,0490	4,900E-05

Velocità dell'aria nelle tubature v

La velocità dell'aria non deve essere troppo bassa per garantire il trasporto di umidità e detriti negli appositi filtri e gambe di scarico e non deve essere troppo alta per evitare rumori e una eccessiva perdita di pressione.

Una velocità alta garantisce diametri tubature inferiori e di conseguenza costi inferiori del materiale ma causa l'aumento delle perdite di pressione e quindi aumentano i costi di produzione dell'aria compressa.

Generalmente si assume compresa fra 6-10 m/s.

Numero di Reynold Re

$$Re = \frac{\rho u L}{\mu}$$

ρ =densità del fluido
 u =velocità di flusso
 L =dimensione lineare caratteristica (diametro d)
 μ =viscosità dinamica del fluido

v 6 m/s

d 0,05 m/s

T 35 °C

p 7 bar

ρ 7,91 kg/m³

μ 1,82E-05 m²/s

ν 2,30E-06 m²/s

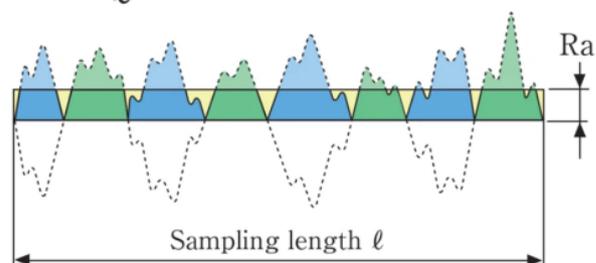
$Re =$ 130447 --> MOTO TURBOLENTO

Scabrezza tubature ϵ

Tubazione	ϵ mm
Tubi nuovi PE, PVC, PRFV, Rame, Acciaio Inox	0 - 0,02
Tubi nuovi Gres, Ghisa rivestita, Acciaio	0,05 - 0,15
Tubi in Cemento ordinario, tubi con lievi incrostazioni	0,10 - 0,4
Tubi con incrostazioni e depositi	0,6 - 0,8

ϵ acciaio = 0,00015 m 1,50E-04 m

$$Ra = \frac{1}{\ell} \int_0^{\ell} |Z(x)| dx$$

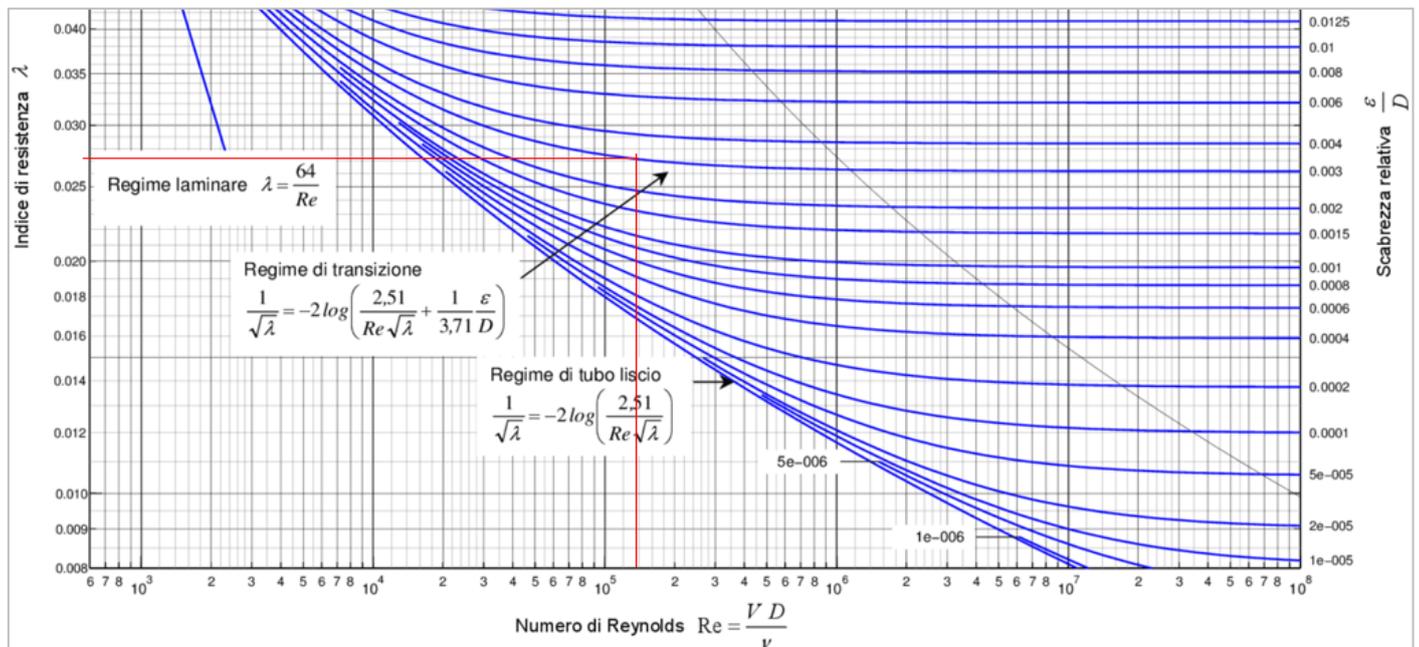


Coefficiente di attrito f, λ

Si ricava dall'abaco di Moody in funzione della scabrezza relativa (ε/d) e del numero di Re.

$\varepsilon/d =$ 0,003 scabrezza relativa

$\lambda = f =$ 0,0273



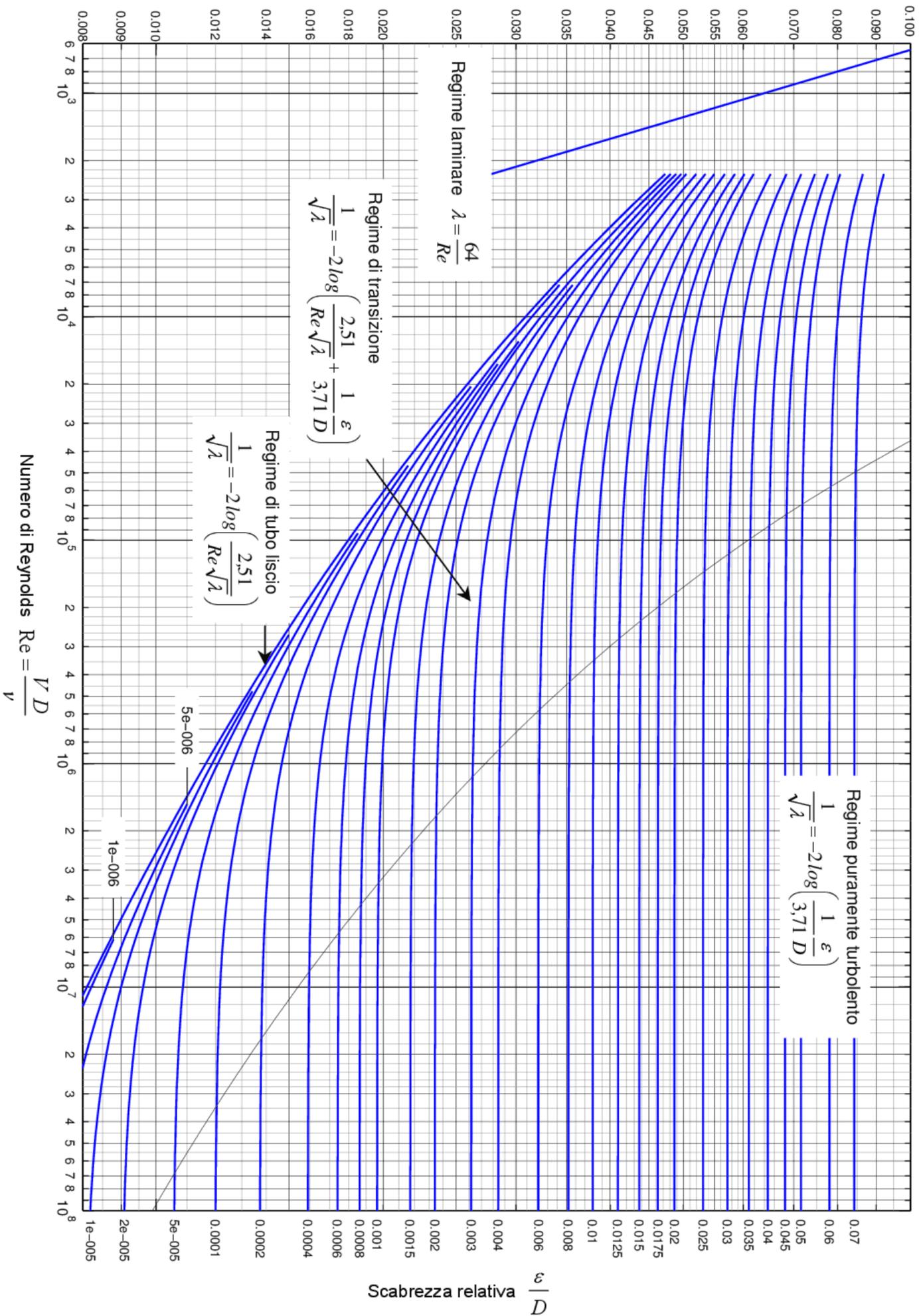
In alternative, con un piccolo errore, possiamo usare una formula empirica:

$$f = \frac{1,325}{\left[\ln \left(\frac{s}{3,7} + 5,74 \text{Re}^{-0,9} \right) \right]^2}$$

con $s =$ scabrezza relativa ε/d

$f =$ 0,0274

Indice di resistenza λ



Perdite di pressione continua Y_c (per attrito)

Si utilizza la formula generale che fornisce il risultato in m.

$$y_c = \lambda \frac{L}{d} \cdot \left(\frac{v^2}{2g} \right)$$

$\lambda = f =$ coeff. Attrito

L = lunghezza tubo

d = diametro tubo

L = 250 m

$Y_c = 266,055$ m perdita di carico in metri

La perdita di pressione per attrito si trova moltiplicando Y_c per il peso specific del fluido

$$\gamma = \rho g$$

Δp attrito = 20654,7 Pa 0,207 BAR

Perdite di pressione localizzate Y_L

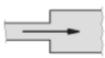
Le perdite di carico delle valvole dovrebbero essere calcolate con la formula seguente in funzione dei valori di K forniti dai produttori dei component presenti nella linea di distribuzione dell'aria:

$$Y_{loc} = K_1 * v_1^2 / 2g + K_2 * v_2^2 / 2g + K_3 * v_3^2 / 2g + \dots \quad (m)$$

Nel caso non sia disponibile il K fornito dal costruttore si può fare riferimenti, in prima approssimazione, alle tabelle seguenti.

Le perdite di pressione localizzate si trovano moltiplicando Y_L per il peso specifico del fluido.

COEFFICIENTI PERDITE DI CARICO LOCALIZZATE PER CAMBIO DI DIREZIONE

<i>Diametro interno tubi in acciaio inox, rame e materiale plastico</i>		8 + 16 mm	18 + 28 mm	30 + 54 mm	> 54 mm
<i>Diametro tubi in acciaio</i>		3/8" + 1/2"	3/4" + 1"	1 1/4" + 2"	> 2"
<i>Tipo di resistenza localizzata</i>	<i>Simbolo</i>				
Curva stretta a 90° <i>r/d = 1,5</i>		2,0	1,5	1,0	0,8
Curva normale a 90° <i>r/d = 2,5</i>		1,5	1,0	0,5	0,4
Curva larga a 90° <i>r/d > 3,5</i>		1,0	0,5	0,3	0,3
Curva stretta a U <i>r/d = 1,5</i>		2,5	2,0	1,5	1,0
Curva normale a U <i>r/d = 2,5</i>		2,0	1,5	0,8	0,5
Curva larga a U <i>r/d > 3,5</i>		1,5	0,8	0,4	0,4
Allargamento		1,0			
Restringimento		0,5			
Diramazione semplice con T a squadra		1,0			
Confluenza semplice con T a squadra		1,0			
Diramazione doppia con T a squadra		3,0			
Confluenza doppia con T a squadra		3,0			
Diramazione semplice con angolo inclinato (45° - 60°)		0,5			
Confluenza semplice con angolo inclinato (45° - 60°)		0,5			
Diramazione con curve d'invito		2,0			
Confluenza con curve d'invito		2,0			

COEFFICIENTI PERDITE DI CARICO LOCALIZZATE PER ELEMENTI PRESNETI SUL PERCORSO

<i>Diametro interno tubi in acciaio inox, rame e materiale plastico</i>		8 + 16 mm	18 + 28 mm	30 + 54 mm	> 54 mm
<i>Diametro esterno tubi in acciaio</i>		3/8" + 1/2"	3/4" + 1"	1 1/4" + 2"	> 2"
<i>Tipo di resistenza localizzata</i>	<i>Simbolo</i>				
Valvola di intercettazione diritta		10,0	8,0	7,0	6,0
Valvola di intercettazione inclinata		5,0	4,0	3,0	3,0
Saracinesca a passaggio ridotto		1,2	1,0	0,8	0,6
Saracinesca a passaggio totale		0,2	0,2	0,1	0,1
Valvola a sfera a passaggio ridotto		1,6	1,0	0,8	0,6
Valvola a sfera a passaggio totale		0,2	0,2	0,1	0,1
Valvola a farfalla		3,5	2,0	1,5	1,0
Valvola a ritegno		3,0	2,0	1,0	1,0
Valvola per corpo scaldante tipo diritto		8,5	7,0	6,0	—
Valvola per corpo scaldante tipo a squadra		4,0	4,0	3,0	—
Detentore diritto		1,5	1,5	1,0	—
Detentore a squadra		1,0	1,0	0,5	—
Valvola a quattro vie		6,0		4,0	
Valvola a tre vie		10,0		8,0	
Passaggio attraverso radiatore		3,0			
Passaggio attraverso caldaia a terra		3,0			

Perdite di pressione in una centrale di produzione aria compressa.

Componenti	ΔP_{sc} [bar]
Filtro dell'olio	0,14
Essiccatore a refrigerazione	0,09
Filtro della polvere	0,2
Sistema di tubazioni	0,05
Totale	0,48

RETI PER ARIA COMPRESSA

NORMAL LITRO

Nel sistema SI la portata dei gas, e perciò dell'aria, viene espressa in:

$Q = \text{m}^3/\text{s}$ o m^3/h (portata volumetrica)

$M = \text{kg}/\text{s}$ o kg/min (portata massica)

In pneumatica, si fa riferimento all'aria allo stato libero (cioè non compressa) e perciò viene impiegato il normal litro, indicato simbolicamente NL. Sarebbe preferibile usare la lettera minuscola per non confonderla con N (Newton) ma è di uso comune l'utilizzo della lettera maiuscola. Impiegando come unità di misura del volume il metro cubo, si parlerà di normal metro cubo (nm^3).

Il normal litro viene generalmente utilizzato come unità di misura e, data la sua praticità, viene ammessa come il bar, dal sistema internazionale.

PORTATA

Si definisce portata volumetrica Q il volume di fluido che passa attraverso una sezione nota nell'unità di tempo.

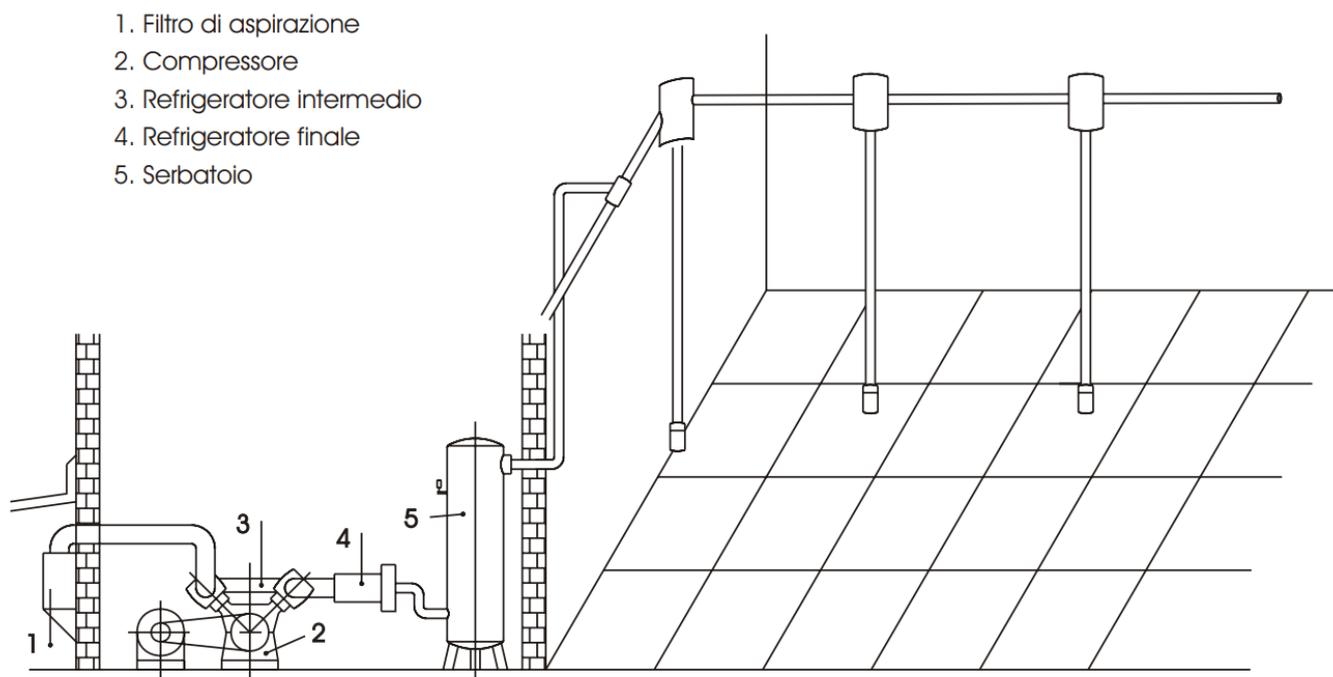
$$Q = \frac{V}{t} \left[\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right]$$

In una tubatura la portata si calcola moltiplicando la velocità del fluido u (o v) per l'area A della sezione di passaggio.

$$Q = u \times A \quad (\text{m}^3/\text{s})$$

IMPIANTO

In fig. è rappresentato schematicamente un impianto per aria compressa ed una rete di utilizzazione.



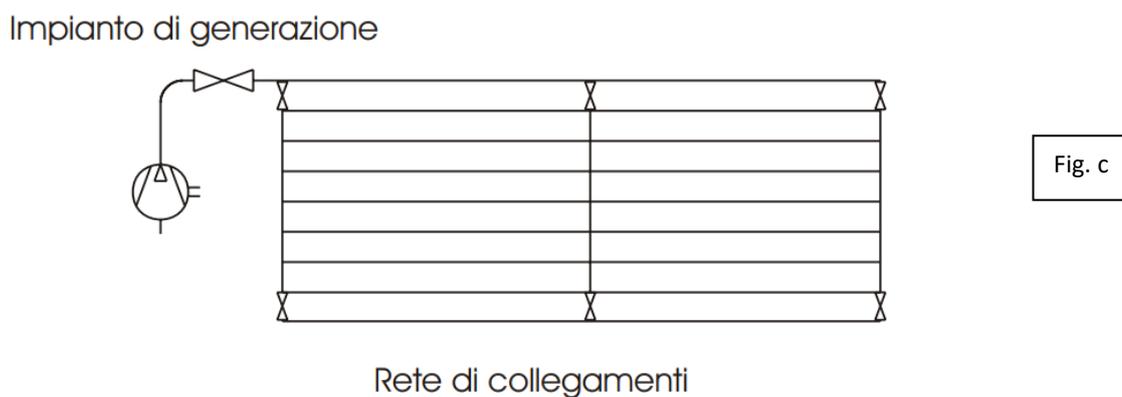
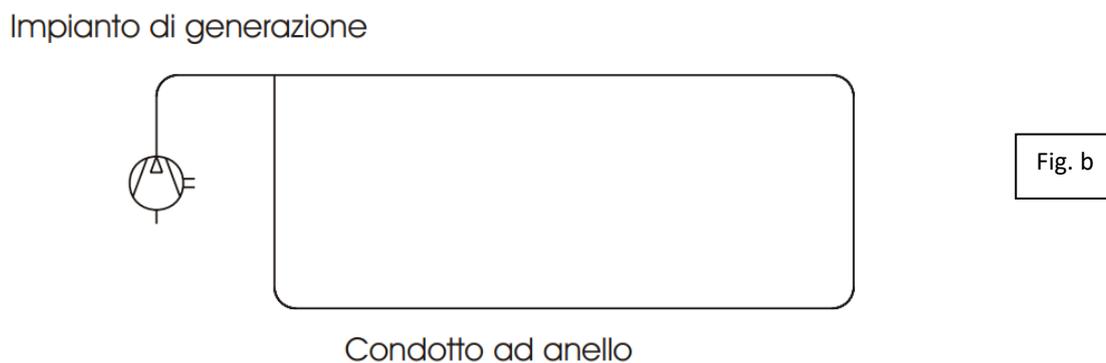
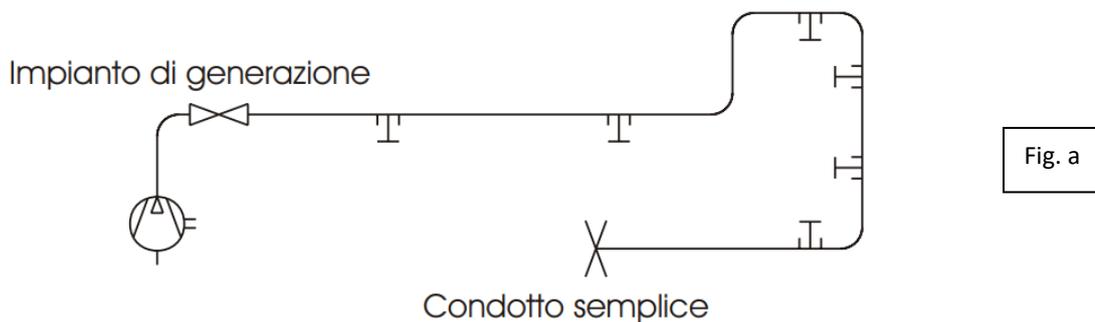
La realizzazione di un sistema di rete d'aria compressa varia da caso a caso, perché dipende da numerosi fattori quali:

- dimensione, struttura dell'ambiente,
- numero dei punti di erogazione dell'aria compressa,
- la loro disposizione ecc.

Il tracciato di fig.a, salvo casi di installazione nuova, è il più delle volte il risultato di successivi ingrandimenti, la rete perciò è di tipo misto con derivazioni ramificate.

Il metodo migliore è quello consistente nel realizzare la tubazione principale a forma di anello chiuso, ved. fig. b, con previsti attacchi per connettere tubazioni parallele a formare una eventuale maglia sulla parte della superficie da servire.

Con altre piccole derivazioni l'aria può essere disponibile in ogni punto. Il sistema a maglie fig.c, ha il vantaggio di offrire al passaggio dell'aria diverse vie parallele da un punto all'altro con riduzione delle perdite di carico.





PIPES

20 (3/4") - 25 (1") - 40 (1 1/2") - 50 (2") - 63 (2 1/2") - 80 (3") - 100 (4") - 158 (6") mm

Applications	Compressed Air and Vacuum	EN standard
Additional Gasses	Nitrogen, Helium, Argon, Neon, Xenon and Krypton	
Material	Extruded aluminum alloy EN AW-6060 T6 (similar to alloy 6063T5)	EN 755-2 (ASTM B241)
Safety factor	64bar - 4x MAWP for all diameters (burst pressure)	(according to ASME B31.1)
Working pressure	Max 16 bar(g) (Max 232 psig) (D158: max 13 bar (188 psig) acc. ASME B31.1)	
Working temperature	-20°C to 80°C (-4°F to 176°F)	
Vacuum level	13 mbar(a) (0.189 psia)	
Dewpoint	Lowest allowable pressure dewpoint is -40°C (-40°F)	
Outside treatment	Polyester powder paint (according to QUALICOAT Standards)	
Inside treatment	Chrome free conversion treatment	
Colors	Blue RAL 5012, Green RAL 6018 and Grey RAL 7001	

L'alluminio è diventato lo standard del settore per i sistemi completi di tubazioni dell'aria compressa perché è anticorrosivo, leggero e facile da maneggiare.



Il sistema di tubazioni in acciaio inossidabile AIRnet garantisce una distribuzione dell'aria priva di olio al 100% dalla generazione al punto di utilizzo, in conformità con i più elevati standard qualitativi. Grazie alle sue proprietà anticorrosive, le tubazioni in acciaio inossidabile possono essere installate in ambienti di produzione difficili come l'industria farmaceutica e sanitaria, alimentare e delle bevande e di processo.

Le tubazioni in acciaio inossidabile garantiscono un'erogazione e prestazioni ottimali dell'aria compressa:

- Perdite di attrito minime grazie alla superficie interna liscia
- Tutto il materiale delle tubazioni è esente da corrosione e contaminazione
- Raccordi in materiale approvato dalla FDA con guarnizioni FKM
- Senza silicone e senza teflon

Product Range	Pipes SS304L: D15 (1/2"), D22 (3/4"), D28 (1"), D35 (1 1/4"), D42 (1 1/2"), D54 (2"), D76 (2 3/4"), D89 (3 1/2"), D108 (4") Pipes SS316L: D15 (1/2"), D22 (3/4"), D28 (1"), D42 (1 1/2")	
Applications	Compressed Air, Vacuum, Nitrogen, Helium, Argon, Neon, Xenon and Krypton.	
Material	Stainless Steel AISI 316L 1.4404 Stainless Steel AISI 304L 1.4301	EN10088 ASTM A666
Safety factor	4, Burst pressure > 64 Bar (> 928 PSI)	
Working pressure	16 Bar (232 PSI)	
Working temperature	-20°C to 120°C (-4°F to 248°F)	
Vacuum level	20 mbar (0.29 PSI) abs	
Dewpoint	Lowest allowable pressure dewpoint is -70°C (-94°F)	
Treatment	304L - Unannealing 316L - Annealing	
Fittings	D15 (1/2"), D22 (3/4"), D28 (1"), D35 (1 1/4"), D42 (1 1/2"), D54 (2"), D76 (2 3/4"), D89 (3 1/2"), D108 (4")	
Connection	Press fit system	
Materials	Stainless steel AISI 316L 1.4404	EN10088 ASTM A666
Seal fittings	FKM (fluoroelastomer)	



TUBI E RACCORDI PNEUMATICI

Questa tipologia di tubi plastici viene generalmente impiegata per le linee di distribuzione secondarie e per il collegamento delle macchine pneumatiche all'impianto di distribuzione dell'aria.



Il materiale di un tubo pneumatico deve essere adattato alle esigenze individuali. I diametri interni sono molteplici e variano spesso da produttore a produttore.

POLIURETANO - PU

I tubi pneumatici in poliuretano, in breve tubi in PU, sono la prima scelta quando si devono collegare comandi pneumatici. Sono disponibili in numerose dimensioni e si distinguono per la loro flessibilità e i raggi di curvatura ridotti. I tubi pneumatici in PU sono disponibili in molti colori diversi, il che è pratico per tenere traccia delle singole linee durante il cablaggio di comandi complessi. Soddisfano numerosi requisiti, in quanto possiedono proprietà speciali diverse, come la protezione dagli schizzi di saldatura, il ritardante di fiamma o la conduttività elettrica.

POLYAMID - PA

Rispetto ai tubi in PU, i tubi pneumatici in polyamid, in breve tubi in PA, sono più resistenti alla temperatura e quindi alla pressione. Di conseguenza, il materiale del tubo è più robusto e meno flessibile - la polyamid è semi-rigida e non si piega facilmente. Di norma, i tubi in PA sono completamente resistenti alla pressione, a una temperatura compresa tra -50°C e $+20^{\circ}\text{C}$ (che diminuisce con l'aumento della temperatura), e sono quindi ideali per l'utilizzo come tubazioni per aria compressa e per cavi e freni.

POLIETILENE - PE

I tubi pneumatici in polietilene, in breve tubi in PE, sono molto leggeri, resistenti agli urti e in gran parte ad acidi, alcali e soluzioni saline. I tubi in PE sono adatti all'uso in un intervallo di temperatura compreso tra -30°C e $+80^{\circ}\text{C}$ e sono la variante più economica tra i tubi pneumatici.

PTFE / PTFA / PFA

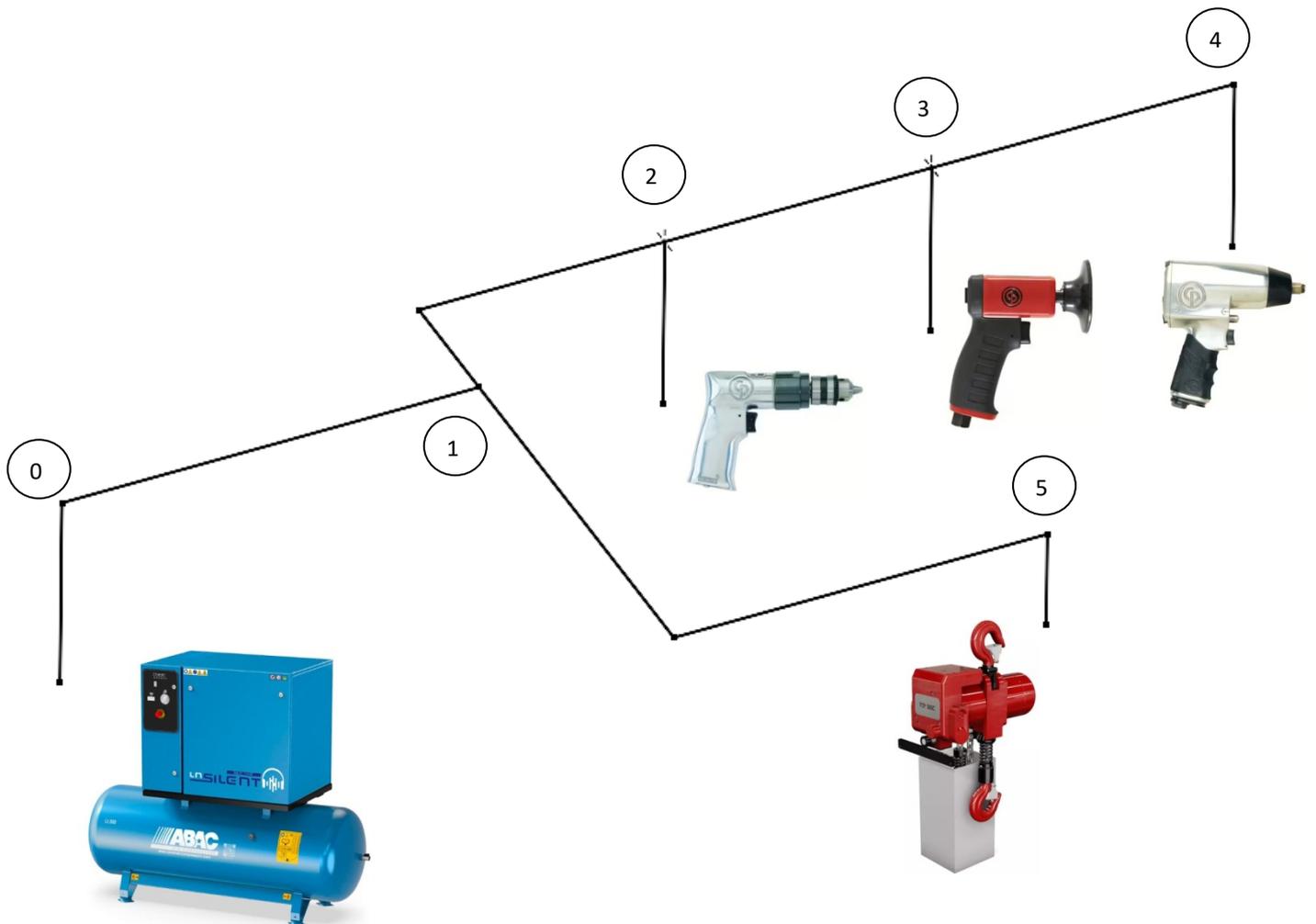
I tubi pneumatici PTFE / PTFA / PFA sono adatti per lavori a temperature estreme, da -20°C a $+150^{\circ}\text{C}$. Si adattano a tutti i tipi di connettori più comuni e sono disponibili di serie nei colori naturali e come tipo CS in verde e rosso. I tubi in PFA possono anche essere saldati.

ESERCIZIO IMPIANTO PNEUMATICO DI UNA OFFICINA MECCANICA

Dimensionare l'impianto di distribuzione dell'aria compressa di un'area produttiva meccanica che deve servire delle utenze pneumatiche alla pressione di 7BAR come indicato nella tabella seguente.

Impiegare tubature commerciali in acciaio inox.

Schema della rete di distribuzione dell'aria compressa nell'officina



Macchine pneumatiche e lunghezze tratti rete.

Area	Tipo	Q.tà	Nodo	Tratti	Lunghezza m
				0-1	20
Officina	Trapano	2	2	1-2	15
	Smerigliatrice	2	3	2-3	15
	Avvitatore	2	4	3-4	15
Magazzino	Paranco	1	5	1-5	25

Consumi di aria macchine pneumatiche e portata compressore (FAD)

FAD = Free Air Delivery = Portata di aria libera resa = $Q_a (p_a/p_c) (T_c/T_a)$ NB: temperature in K!

Q_a (NI/min) è il consumo di aria di una macchina pneumatica alla pressione atmosferica in condizioni standard.

La FAD di un compressore è la portata di aria riespansa e ricondotta alle condizioni di aspirazione, che viene immessa dalla macchina nel sistema di distribuzione.

	A	B	C	D	E	F	G
1	DATI DI PROGETTO						
2	Ta	15 °C		temperatura ingresso compressore			
3	pa	1,01 BAR		pressione aspirazione compressore			
4	Tc	30 °C		temperatura uscita compressore			
5	pc	7 BAR		pressione uscita compressore			
6							
7	Area	Tipo	Consumo	p. Lavoro	Q.tà		
8			NI/min	bar			
9	Officina	Trapano	1000	7	2		
10		Smerigliatrice	1200	7	2		
11		Avvitatore	1100	7	2		
12	Magazzino	Paranco	1800	7	1		
13							
14	<i>Fattore contemporaneità utilizzo macchine</i>			80	%		
15							
16	Calcolo dei consumi aria libera (alla pa)						
17							
18	Area	Tipo	Q.tà	Consumo	Cons. tot	Cons. tot	
19				NI/min	NI/min	m3/s	
20	Officina	Trapano	2	1000	2000	0,033	
21		Smerigliatrice	2	1200	2400	0,040	
22		Avvitatore	2	1100	2200	0,037	
23	Magazzino	Paranco	1	1800	1800	0,030	
24						Qa TOT.	0,140
25						Qa 80%	0,112
26							
27	<i>NB: la Qa 80% è la portata da usare per la scelta del compressore!</i>						
28							
29	Portata FAD generata dal compressore da immettere nella rete di distribuzione						
30	La portata in uscita al compressore va calcolata con Qa 80%						
31	Qc = FAD =	0,0170 m3/s		= Qa (pa/pc) (Tc/Ta)			
32	<i>NB: questa è la portata da usare per dimensionare l'eventuale serbatoio di accumulo dell'aria compressa</i>						

Scelta tubi commerciali

34 Rete di distribuzione aria compressa a 7 bar con tubi in acciaio

35 v aria MAX. 10 m/s

36 D15 (1/2"), D22 (3/4"), D28 (1"), D35 (1 1/4"), D42 (1 1/2"),
 37 Per il dimensionamento dei tubi usiamo la Qa tot D54 (2"), D76 (2 3/4"), D89 (3 1/2"), D108 (4")

39	Tratti	Lunghezza (m)	Nodi	Macchine	Portata m3/s	d tubi (mm)	d commerc. (mm)	v effettiva (m/s)
40					alla pc			
41	0-1	20			0,0200	50	54	8,74
42	1-2	15	2	2 trapani	0,0157	45	54	6,86
43	2-3	15	3	2 smerigliat.	0,0110	37	42	7,91
44	3-4	15	4	2 avvitatori	0,0052	26	28	8,51
45	1-5	25	5	1 paranco	0,0043	23	28	6,96

46 La portata nei vari tratti di tubi si trova alla pc (va divisa quella alla pa!)

47 Il tubo commerciale in genere si sceglie in modo da non superare la v max fissata inizialmente!

Dividere per la pc in BAR

Perdite di pressione per attrito

Il tratto della rete di distribuzione che presente la perdita di carico per attrito maggiore in genere coincide con quello che serve il punto più lontano dal compressore. In questo caso il tratto 0-4.

49 Perdite di carico per attrito

50 Tc 30 °C

51 pc 7 bar

52 ρ 8,05 kg/m³

53 μ 1,80E-05 Kg/m s

54 scabrezza 1,500E-04 m 150 micron

56	Tratti	Lunghezza (m)	d comm. (mm)	v effettiva (m/s)	Re	f	Yc (m)	Δpc (Pa)
57			mm	m/s			m	Pa
58	0-1	20	54	8,74	2,111E+08	0,026	36,9	2913
59	1-2	15	54	6,86	1,659E+08	0,026	17,1	1349
60	2-3	15	42	7,91	1,486E+08	0,027	31,3	2472
61	3-4	15	28	8,51	1,066E+08	0,031	61,3	4842
62	1-5	25	28	6,96	8,724E+07	0,031	68,4	5403

64 Il tratto più sfavorito, cioè quello che ha le perdite maggiori è 0-4

65 Yc max 147 m

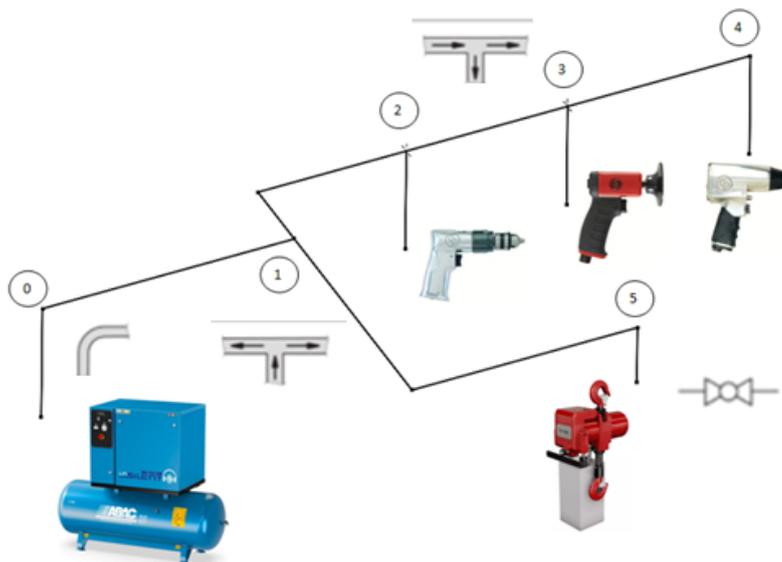
66 Δpc max 11.576 Pa 0,12 BAR

68 NB: le perdite massime per attrito nell'impianto NON sono la somma di tutte le perdite ma solo quelle del ramo più sfavorito (quello più lungo)

Perdite di pressione localizzate

Anche per le perdite di carico localizzate va individuato il ramo più sfavorito, cioè quello che presente più curve, diramazioni e organi di filtraggio e/o distribuzione. In una rete di distribuzione normale coincide quasi sempre con il tratto che serve il punto più lontano. In questo caso il tratto 0-4.

70	71 Perdite di carico localizzate	
73	Tipologia	k
74	curve a 90 (<28mm)	1
75	curve a 90 (28-54mm)	0,5
76	diramaz. T doppia	3
77	diramaz. T semplice	1
78	valvole a sfera (<28mm)	0,2
79	valvole a sfera (28-54mm)	0,1



86 Coefficienti di perdita nei vari tratti

88	Tratti	d comm. mm	v effettiva m/s	K tot	Y _L m
90	0-1	54	8,74	3,5	13,6
91	1-2	54	6,86	2	4,8
92	2-3	42	7,91	1	3,2
93	3-4	28	8,51	1	3,7
94	1-5	28	6,96	2	4,9

96 Il tratto più sfavorito, cioè quello che ha le perdite maggiori è 0-4

97	Y _L max	25 m
98	Δp _L max	1.998 Pa
		0,02 BAR

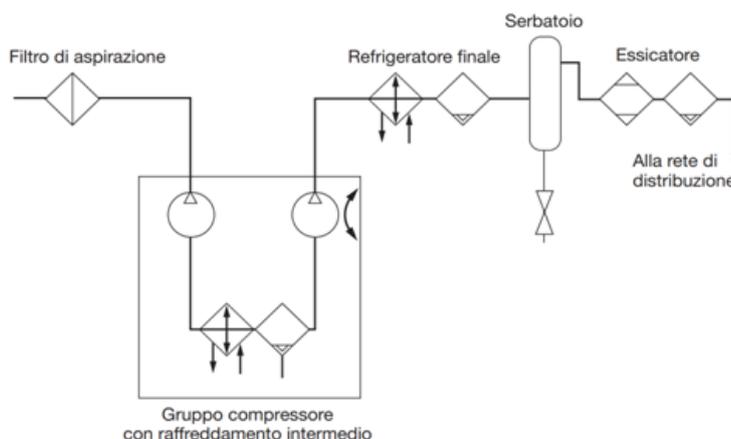
Perdite di pressione nella centrale aria compressa

100 Alla perdita di carico fino all'utenza critica si aggiungono inoltre le perdite
101 dell'essiccatore, filtri e tubazioni nella sala compressori

103	Componenti	ΔP _{sc} [bar]
104	Filtro dell'olio	0,14
105	Essiccatore a refrigerazione	0,09
106	Filtro della polvere	0,2
107	Sistema di tubazioni	0,05
108	Totale	0,48

111 Perdita di pressione complessiva:

112	Δp tot max	0,62 BAR
-----	------------	----------



114

Scelta compressore e valutazione dei costi di esercizio

115 I dati per la scelta del compressore sono quindi:

116 pressione pc 7,62 BAR
117 portata 0,1120 m³/s 403,2 m³/h

118

119 Per la portata in genere si introduce un coefficiente di sicurezza:

120 k sicurezza 1,25 funzionamento intermittente del compressore, fughe d'aria ecc.
121 portata secur. 0,140 m³/s 504 m³/h

122

123 Con queste richieste è sufficiente un compressore alternativo.

124 La capacità del serbatoio di accumulo vale quindi:

125 $C = Q_c / 60$ 1,10 m³ NB: la portata è quella alla pressione pc!

126

127 Considerando un rendimento tipico del compressore η 0,6

128 La potenza del compressore Pot. vale 47.611 w 47,6 Kw

129

130 Costo energia elettrica C el. 0,25 €/Kwh

131 Numero giornate lavorative all'ar 300 gg

132 Numero ore lavorative 8 ore

133

134 Costo energia compressore anno 28.567 €



ATTUATORI PNEUMATICI

CILINDRI, GUIDE LINEARI, ATTUATORI ROTATIVI, PINZE

Alla base di tutti questi attuatori c'è un pistone libero di muoversi in un cilindro grazie alla pressione esercitata dall'aria compressa immessa ai lati del cilindro.

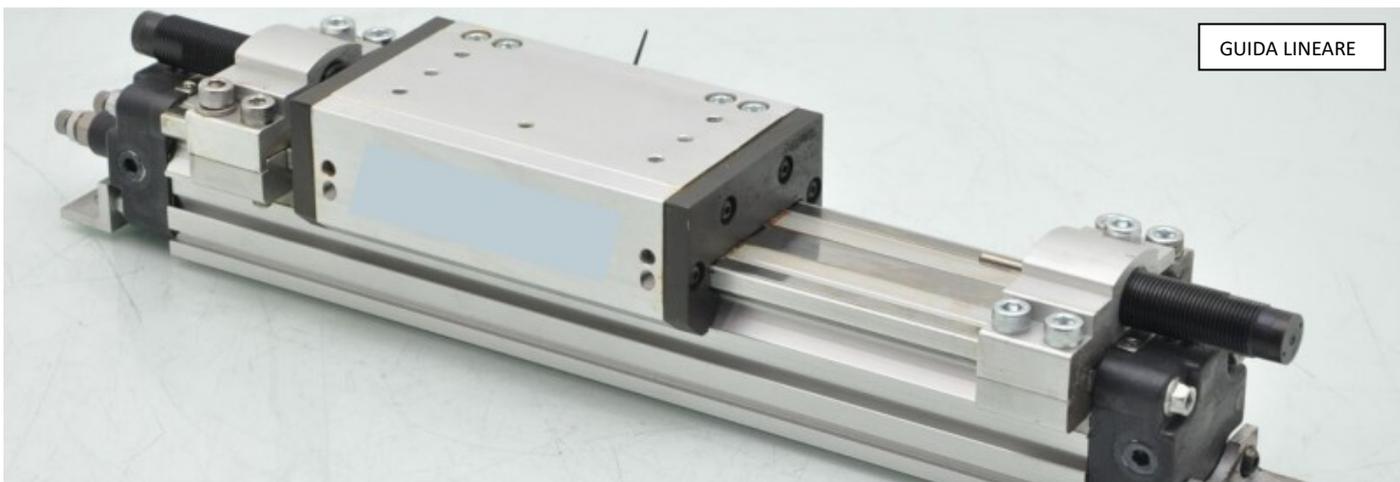
CILINDRO



CILINDRO GUIDATO



GUIDA LINEARE



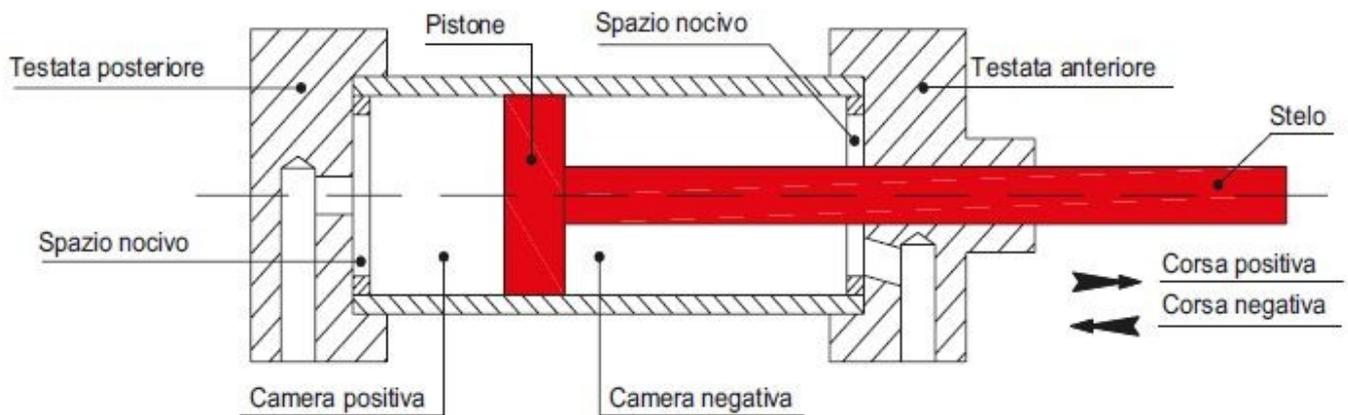
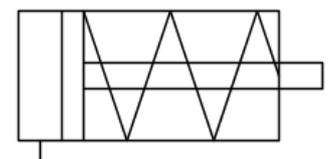
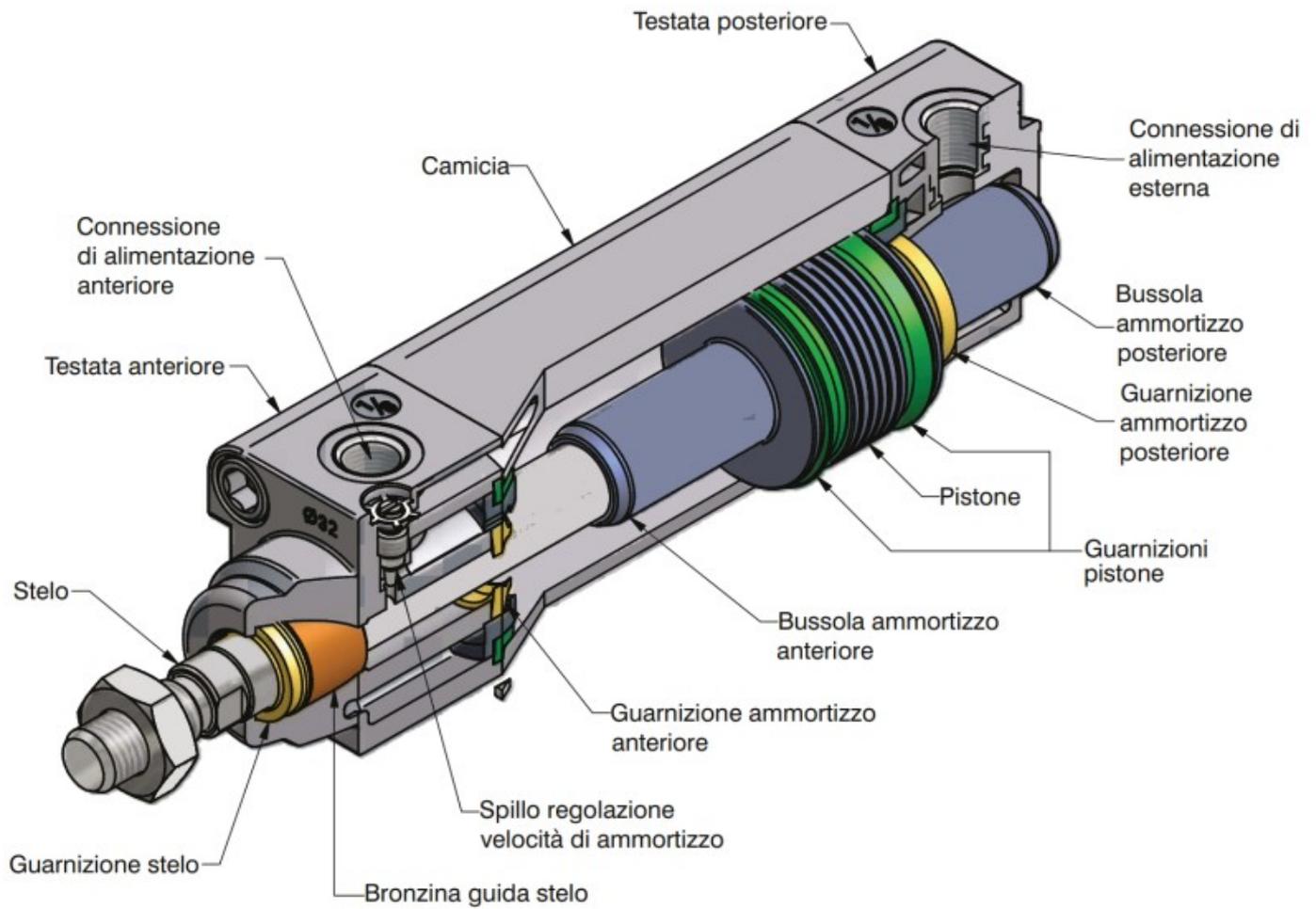
ROTATIVO

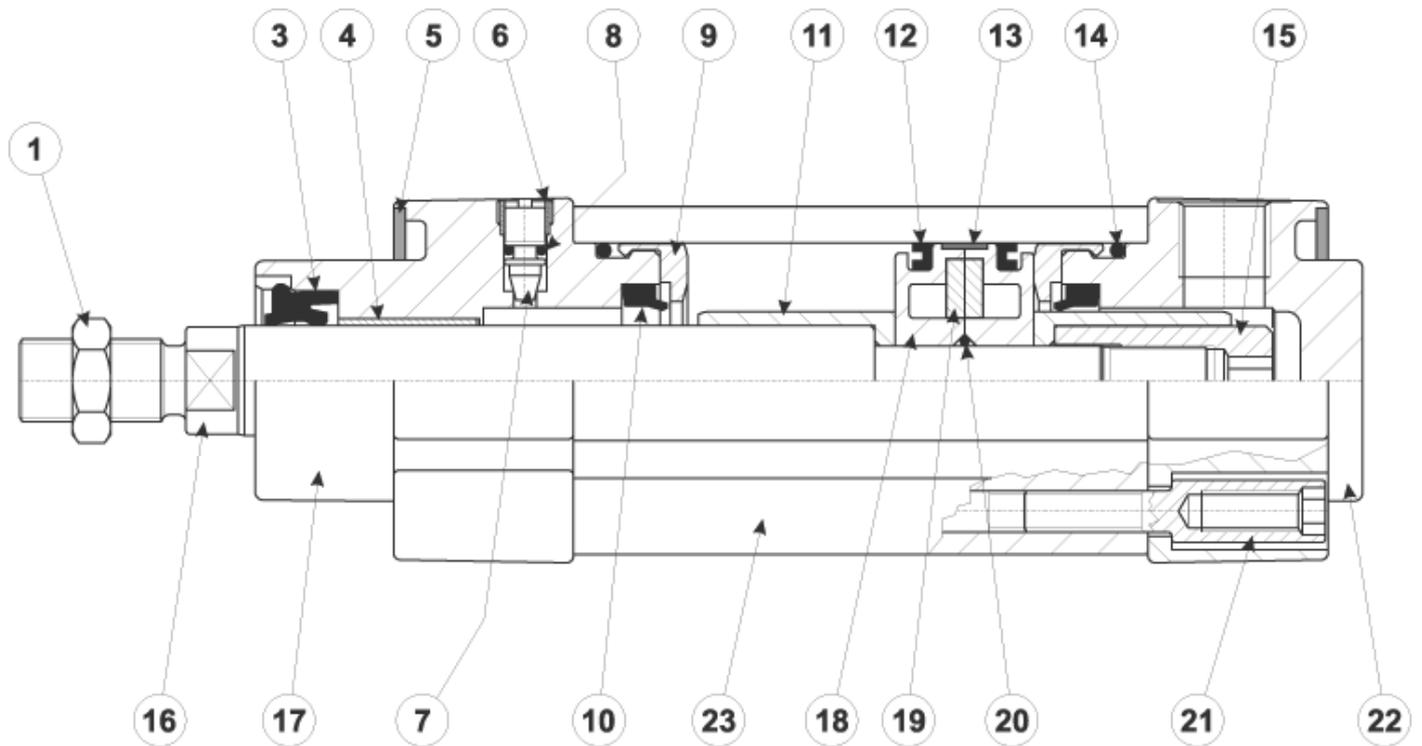


PINZE

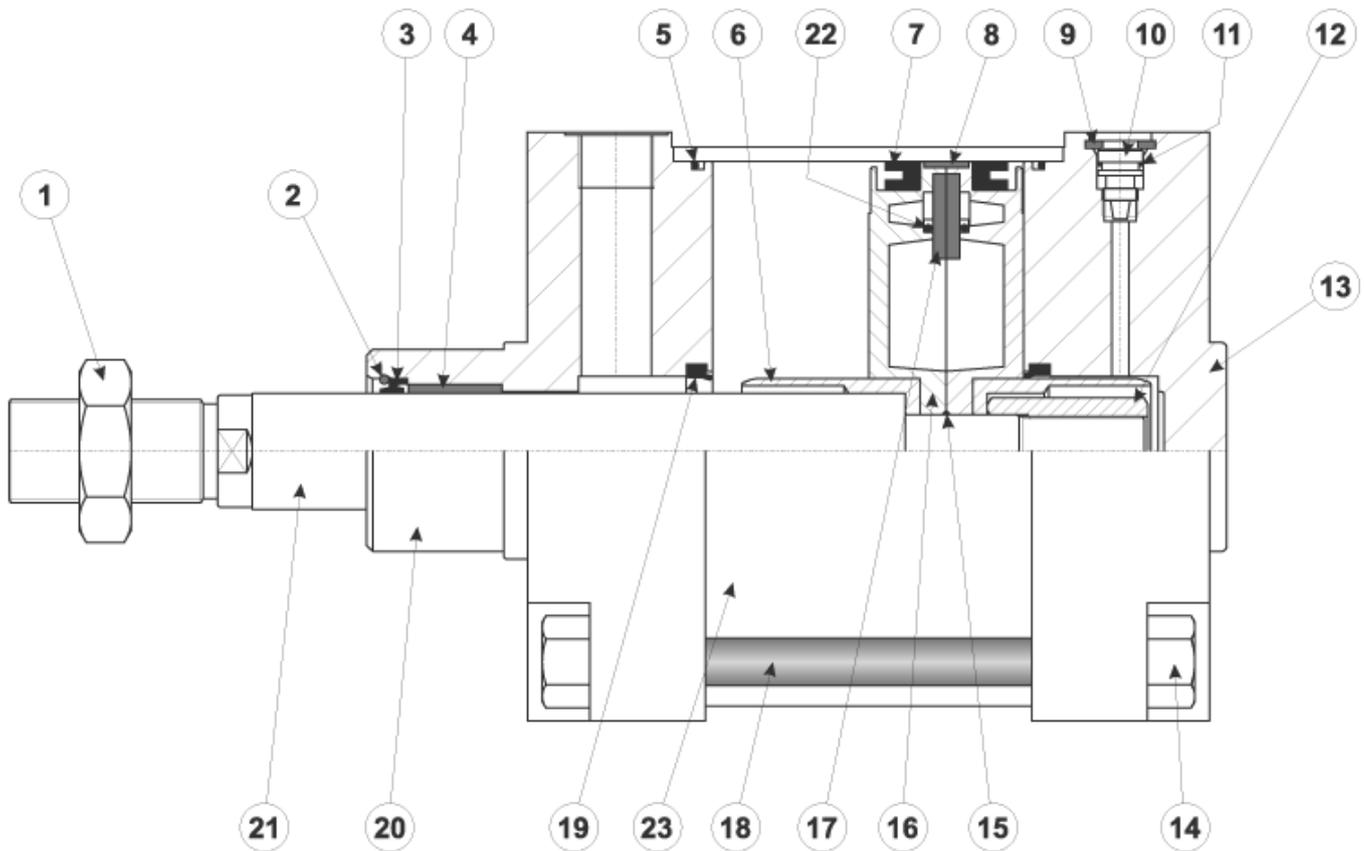


PARTI PRINCIPALI DI UN CILINDRO PNEUMATICO





1. Dado esagonale per stelo
3. Guarnizione stelo: poliuretano o VITON
4. Boccola guida: materiale autolubrificante
5. Piastrina di protezione: MOPLEN
6. Ghiera per vite ammortizzo: ottone nichelato
7. Vite ammortizzo: ottone nichelato
8. Guarnizione O-Ring per vite ammortizzo: NBR o VITON
9. Paracolpi: HYTREL
10. Guarnizione ammortizzo: poliuretano o VITON
11. Ogiva: alluminio
12. Guarnizione a labbro per pistone: poliuretano o VITON
13. Anello guida per pistone: bronzo PTFE
14. O-Ring per tenuta testate: NBR o VITON
15. Bussola per bloccaggio stelo: materiale UNI 5105 35S Mn Pb 10, zincato
16. Stelo: acciaio C45 cromato o INOX AISI 304
17. Testata anteriore: lega alluminio da pressofusione
18. Pistone: alluminio
19. Magnete: plastroferrite
20. O-Ring per tenuta pistone: NBR o VITON
21. Vite per assemblaggio testate: autofilettante fino all'alesaggio 63, poi normale a maschiare
22. Testata posteriore: lega alluminio da pressofusione
23. Camicia: alluminio profilato, calibrato e anodizzato



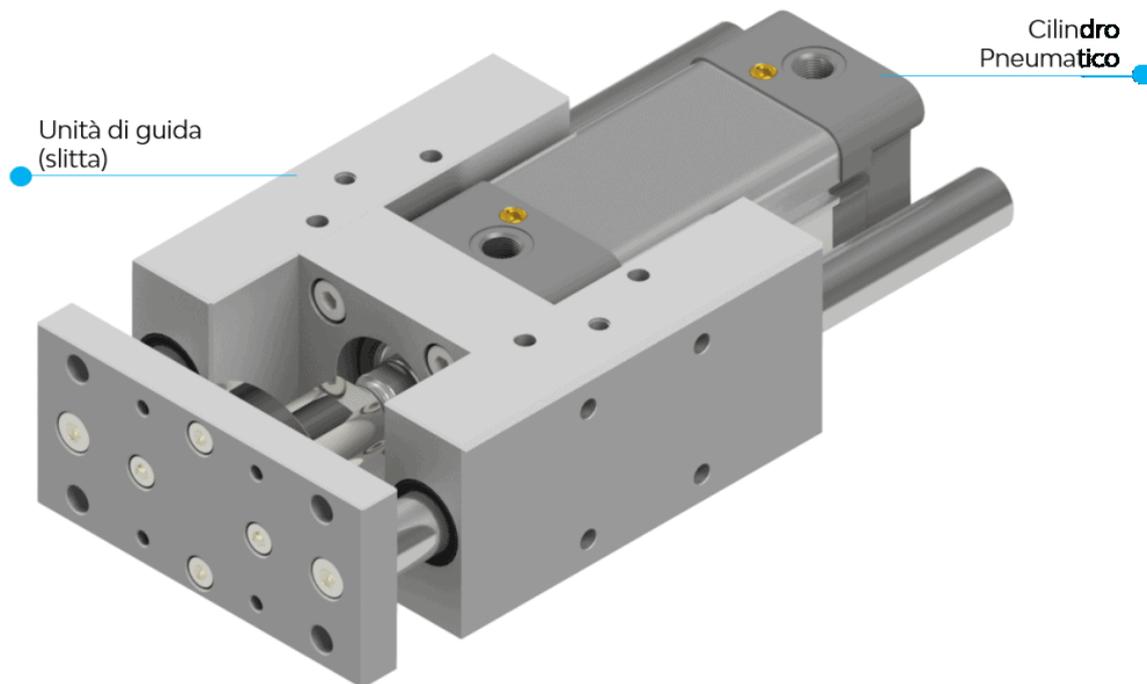
1. Dado esagonale per stelo
2. Anello INOX per fissaggio guarnizione
3. Guarnizione stelo: poliuretano o VITON
4. Boccola guida: bronzo sinterizzato
5. O-Ring per tenuta testate: NBR o VITON
6. Ogiva: alluminio
7. Guarnizione a labbro per pistone: poliuretano o VITON
8. Anello guida per pistone
9. Anello per sicurezza ammortizzo
10. Vite ammortizzo: ottone OT 58
11. Guarnizione O-Ring per vite ammortizzo: NBR o VITON
12. Bussola per bloccaggio stelo
13. Testata posteriore: lega alluminio da fusione in conchiglia
14. Vite per assemblaggio testate
15. O-Ring per tenuta pistone: NBR o VITON
16. Pistone: alluminio
17. Magnete: plastroferrite
18. Tirante: INOX
19. Guarnizione ammortizzo: NBR o VITON
20. Testata anteriore: lega alluminio da fusione in conchiglia
21. Stelo: acciaio C45 cromato o INOX
22. Guarnizione O-Ring per tenuta pistone: NBR o VITON
23. Camicia: alluminio, tubo tondo

CILINDRI COMPATTI GUIDATI

Impiegati per Operazioni Complesse Che Richiedono Grande Affidabilità

Tipicamente, il cilindro compatto guidato è composto da un profilo estruso nel quale sono ricavate una camera centrale con funzione pneumatica e dei canali laterali per l'alloggiamento degli steli di guida.

Il cilindro compatto guidato svolge una funzione equivalente alla versione composta da un cilindro pneumatico con unità di guida montata, ma la soluzione compatta resta quella più adatta a trasportare carichi pesanti.



Esempio di Unità di Guida (comunemente chiamata slitta) fissata ad un cilindro pneumatico a norma ISO per ottenere l'effetto "guidato". Lo stesso tipo di configurazione viene ottenuta con i cilindri compatti guidati che sono, però, caratterizzati da un corpo monoblocco compatto e non scomponibile.



L'unico svantaggio del cilindro compatto guidato è che al termine della sua vita utile, va sostituito l'intero corpo unico, perché la sua alta affidabilità è garantita dalla compattezza costruttiva.

E' altrettanto chiaro che se da un lato consente di sostituire i cilindri al termine della vita utile senza dover cambiare l'unità di guida, dall'altro obbliga a realizzare quest'ultima da un blocco pieno con un evidente svantaggio in termini di costi.

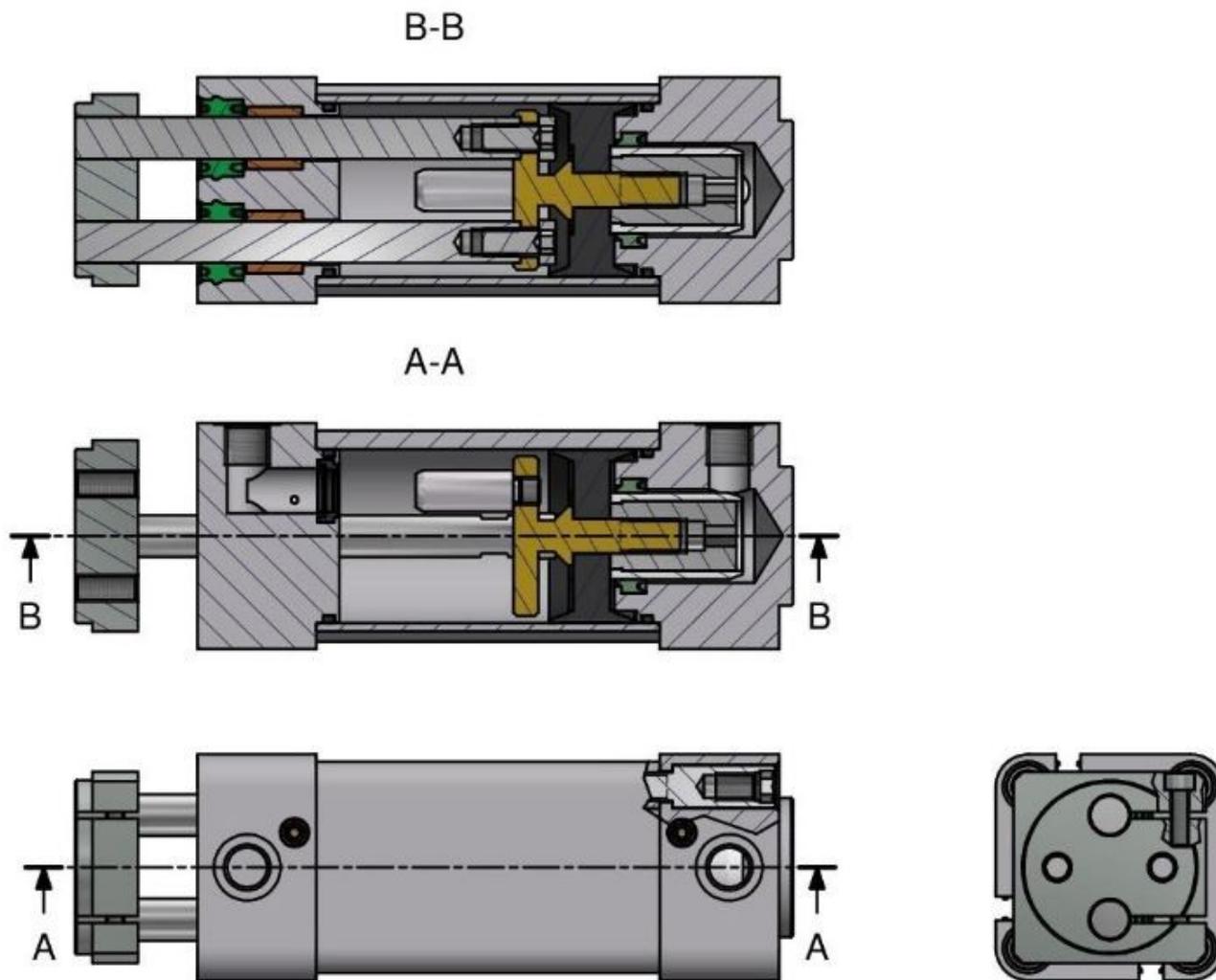
In questo caso però il costo iniziale sarà nettamente inferiore rispetto a quello di un cilindro ISO con unità di guida, pertanto la versione compatta resta sempre quella più vantaggiosa.

CILINDRO CON UNITÀ DI GUIDA ASSEMBLATA	CILINDRO COMPATTO GUIDATO
Maggiore complessità di montaggio dato che sono banalmente più componenti da montare. Ciò comporta un maggiore tempo di installazione ma anche una maggiore probabilità di commettere errori	Assemblaggio non necessario perché si tratta di un pezzo unico
Ingombri e pesi elevati	Ingombri e pesi ridotti
Nel caso di applicazioni particolarmente gravose che generino elevati livelli di usura del cilindro ad esempio per la presenza di polveri o sostanze chimiche permette di sostituire solo il cilindro pneumatico.	Soluzione usa e getta. Essendo un componente unico va sostituito tutto quando il cilindro esaurisce la vita utile, ma è caratterizzato da un costo iniziale minore.
Soggetto all'accumulo di sporco. Essendo un assemblato di più componenti è naturalmente penalizzato dalla maggiore presenza di recessi e intercapedini.	La soluzione compatta permette di ridurre al minimo la complessità del profilo esterno. Essendo ridotti al minimo i recessi dovuti all'accoppiamento dei diversi componenti, si riducono le zone di accumulo della sporcizia e in particolare utilizzando fascette copri cava sensore si può facilmente ottenere una soluzione estremamente pulita.

CILINDRI A DOPPIO STELO

Quando un cilindro ha due o più steli affiancati, è naturalmente dotato di una funzione anti rotazione ma non è necessariamente dotato di una guida maggiorata.

A titolo d'esempio possiamo citare i cilindri Twin Rods che svolgono egregiamente la funzione antirotazione ma non sono pensati come cilindri atti a sostenere carichi laterali particolarmente elevati e dispongono di bocche di guida sostanzialmente paragonabili a quelle dei normali cilindri a stelo singolo.



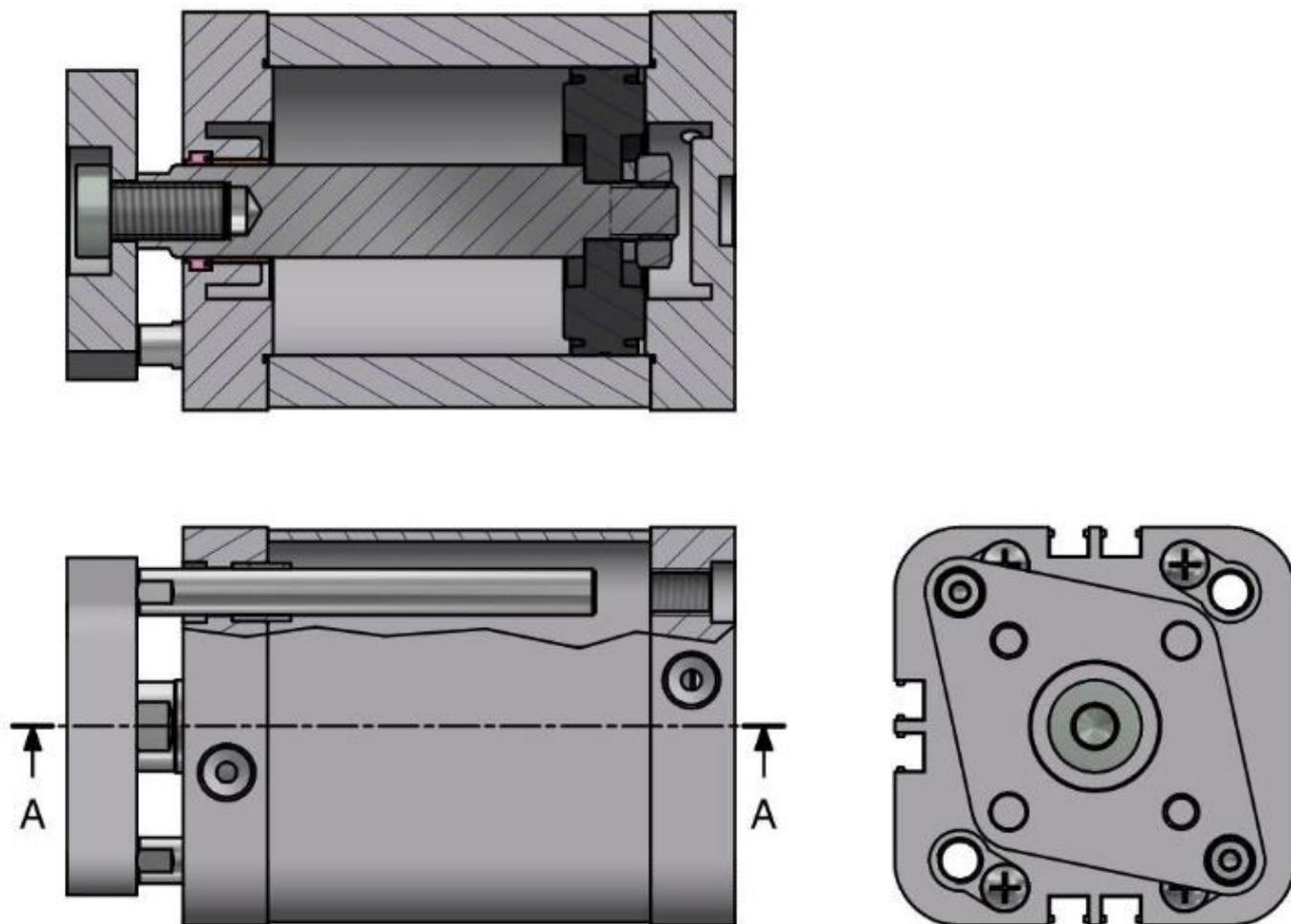
Esempio di cilindro Twin Rods

CILINDRI ANTIROTAZIONE COMPATTI

In questo caso il cilindro è dotato di veri e propri steli di guida, cioè steli pensati con l'unica funzione di guidare lo stelo principale del cilindro.

Il cilindro è pensato come versione intercambiabile, per dimensioni, al cilindro a stelo singolo. Conseguentemente le dimensioni delle guide sono sostanzialmente limitate dalle dimensioni del cilindro standard.

A-A



Esempio di cilindro compatto con anti rotazione

I cilindri Compatti Guidati sono invece cilindri sono la scelta ottimale per applicazioni che necessitano di resistenza ai movimenti e ai carichi laterali. In questo caso infatti le dimensioni degli steli e dei cuscinetti di guida non sono limitate da altre esigenze e sono dimensionati in modo tale da garantire un effetto di guida considerevole.

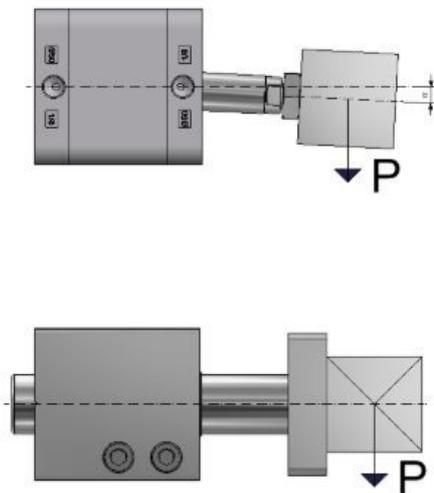
Il cilindro compatto guidato deve essere preso in considerazione quando vogliamo realizzare un movimento sufficientemente preciso in presenza di carichi laterali o di torsione gravosi. Non dispone però della resistenza ai carichi delle unità di guida vere e proprie e nemmeno la precisione nell'ordine dei centesimi delle tavole di scorrimento.

In questo senso il compatto guidato è una scelta che dobbiamo considerare quando vogliamo una soluzione facile da usare e installare, compatta ed economica in grado di realizzare un movimento senza necessità di ulteriori guide o supporti.

Il cilindro compatto guidato lo troviamo principalmente nel settore del pick & place, della logistica e nelle linee automatiche.

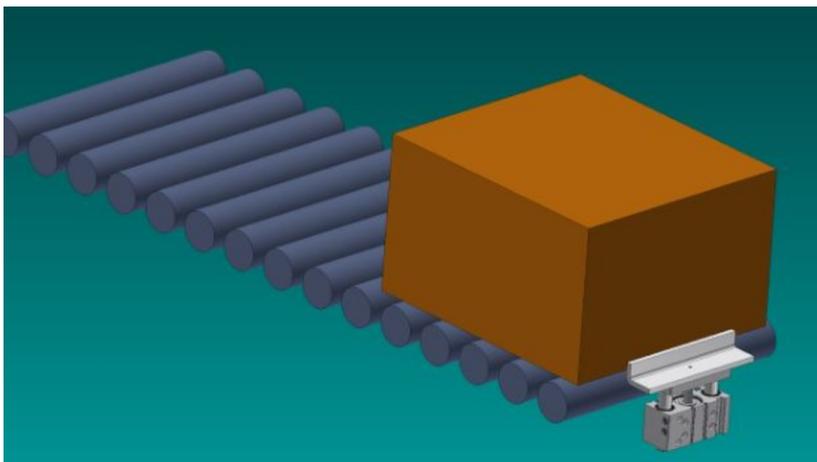
Trasporta pesi

Il cilindro guidato è capace di sostenere autonomamente pesi anche direzionati trasversalmente allo stelo mantenendosi comunque correttamente allineato



Rispetto a un cilindro tradizionale la flessione dello stelo in seguito all'applicazione di carichi laterali è nettamente minore.

Lavorare come stopper all'interno di linee automatiche di trasporto



Il cilindro compatto guidato, grazie alla sua resistenza alle sollecitazioni laterali, svolge egregiamente la funzione di stopper anche per componenti con pesi notevoli.

Esempio di cilindro compatto guidato che svolge la funzione di stopper

Adatto per operazioni di posizionamento

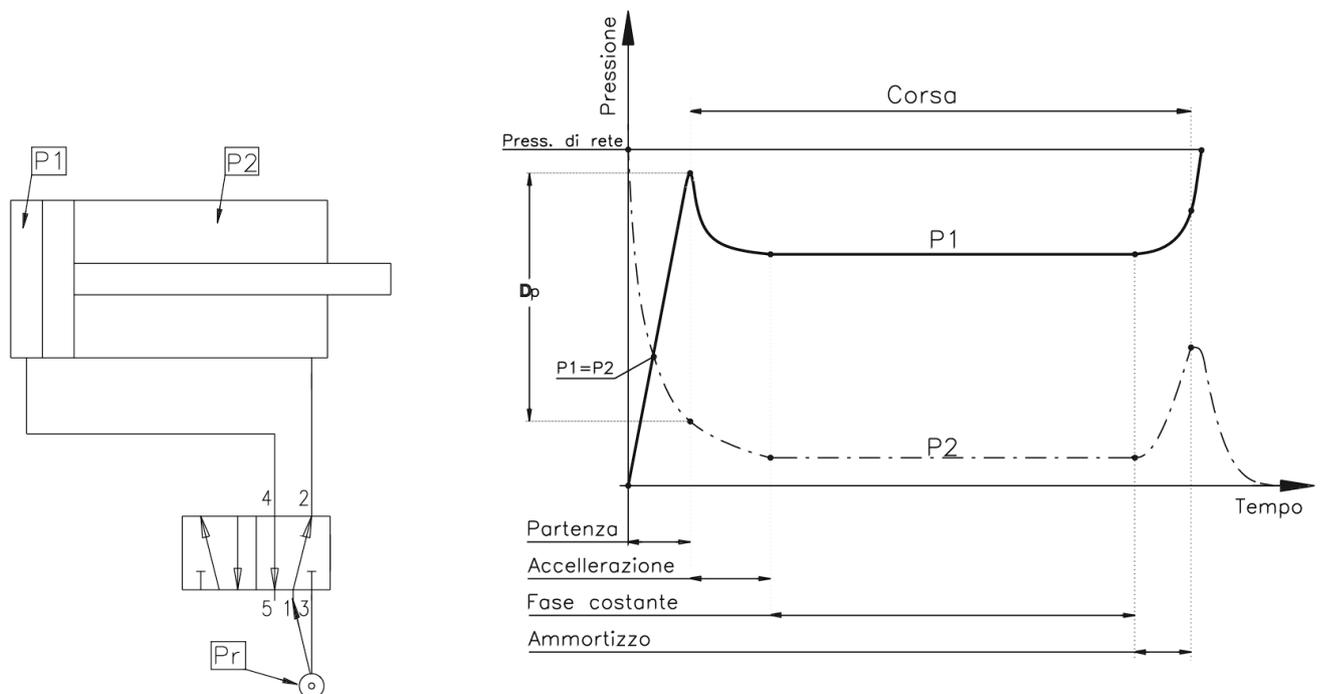
L'elevata precisione lo rende ideale per costruire movimenti anche complessi utilizzando 2 o più cilindri in combinazione. Risulta in particolare adatto per le operazioni di posizionamento grazie all'elevata ripetibilità e precisione delle posizioni di fine corsa.

DIMENSIONAMENTO CILINDRI

IL CICLO DI LAVORO DEL CILINDRO

Il ciclo di lavoro di un cilindro è composto da 4 fasi: partenza, accelerazione, fase costante e ammortizzo.

Consideriamo il circuito sotto riportato con il cilindro in posizione di riposo (stelo tutto dentro) collegato ad un distributore 5/2, anch'esso in posizione di riposo (con alimentazione in 2): P1=pressione atmosferica P2=pressione di rete (Pr).



Partenza: azionando il distributore 5/2, l'aria, da 2, passa in 4, pressurizzando la camera posteriore del cilindro; così facendo P1 sale, mentre la camera anteriore scarica la pressione attraverso le connessioni 2->3 con P2 che cala. - appena la P1 supera il punto di equilibrio tra le due pressioni, il cilindro potrebbe partire ma serve una pressione sufficiente a vincere gli attriti e il carico applicato al cilindro. Quando questa Dp è maggiore degli attriti e del carico applicato, il cilindro comincia a muoversi.

Accelerazione: la massima velocità del cilindro si raggiunge intorno al 15-30% della corsa ed è direttamente proporzionale al volume della camera in scarico e quindi alla corsa; ne consegue che, a parità di alesaggio cilindro, maggiore sarà l'accelerazione, quanto minima sarà la corsa.

Fase costante: una volta raggiunto un equilibrio tra le due camere, il pistone scorre fino alla fase successiva. La velocità di traslazione non è sempre costante e dipende da molti fattori tra i quali gli attriti interni, il carico applicato, la posizione di montaggio cilindro, la portata del distributore, ecc...

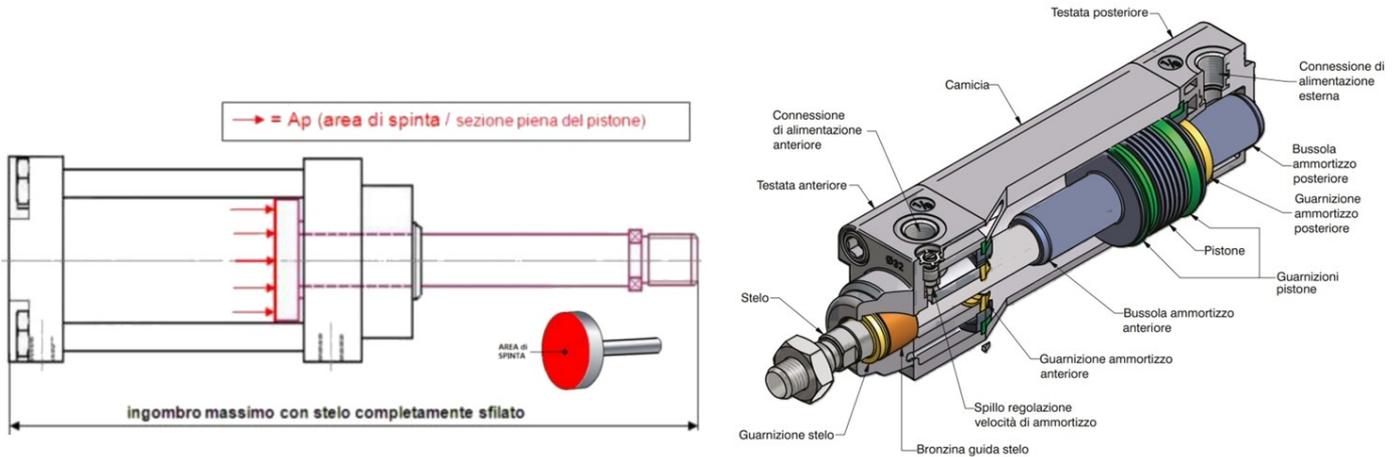
Regolando la portata in scarico è possibile controllare la velocità del cilindro, tenendo bene in considerazione di utilizzare un distributore con massima portata possibile in quanto la regolazione della velocità sarà per valori inferiori alla massima velocità data dal distributore.

Ammortizzo: è la fase finale della corsa con lo scarico della camera anteriore strozzato; così facendo P2 sale opponendosi alla P1 e rallentando la corsa del pistone fino alla fine della corsa, quando P1 sale al valore massimo fornito dalla rete e P2=pressione atmosferica.

Il consumo si misura in Normal Litri (NI) che corrispondono al volume che occuperebbe una determinata quantità di aria compressa se venisse riportata alla pressione atmosferica e a 0°C.

$C_a = \text{Consumo aria} = p_{\text{ass}} \cdot c \cdot A_p \text{ [NI]}$

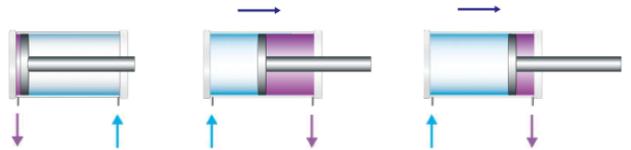
$P_a = \text{Portata} = C_a \cdot n^{\circ}_{\text{corse/h}} \text{ [NI/h]}$



Analizzare la richiesta di aria e la velocità dello stelo nella corsa positiva di un cilindro, affinché compia la corsa positiva in 1 s.

DATI

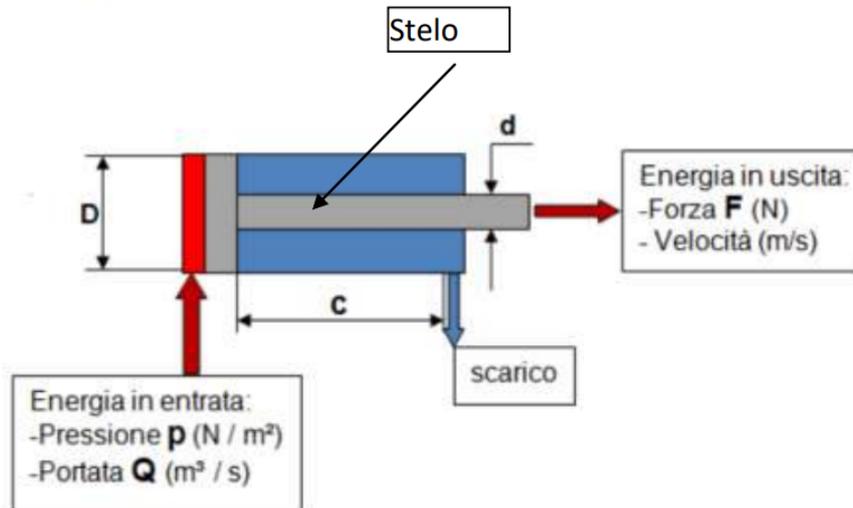
diametro D	50 mm
corsa c	250 mm
pressione p	6 bar
tempo t	1 s



$A_p = \pi \cdot r^2 =$	1962,5 mm ²	
V_{spinta}	490625 mm ³	0,491 dm ³
Il consumo d'aria per effettuare la spinta a 6 bar vale		
$C = p_{\text{ass}} V_s$	3,43 nL	NB: $p_{\text{ass}} = 6+1$
Poiché la corsa deve avvenire in 1.5 s la portata da immettere nel cilindro vale		
$Q = C/t$	3,434 nL/s	206,1 NL/min
Nota la corsa c del cilindro possiamo ricavare la velocità media del pistone		
$v_p = c/t$	250,000 mm/s	0,250 m/s
Per garantire la portata in ingresso al cilindro il diametro del tubo vale		
v_{ingresso}	20 m/s	
$A_{\text{ing}} = Q/v_{\text{ing}}$	0,00017 m ²	
d_{ing}	0,01479 m	15 mm

Le caratteristiche principali di un cilindro sono:

- ✓ Diametro del pistone **D** in mm.
- ✓ Corsa del cilindro **c** in mm.
- ✓ Diametro asta **d** in mm.



L'energia in entrata è data dalla pressione **p** e dalla portata **Q**.

La forza meccanica in uscita **F (N)** è data dalla pressione **p** agente su di un pistone con

un'area/sezione **A** secondo la formula $F = p \left(\frac{N}{m^2} \right) \cdot A (m^2) = N$

Si possono ottenere forze da pochi **Newton** fino a oltre **3.000 kN**.

La velocità di spostamento del pistone /asta è data dalla formula $v = \frac{Q \left(\frac{m^3}{s} \right)}{A (m^2)} = m/s$

La velocità di rientro $v_1 = \frac{Q}{A - A_s} = m/s$. Dove **A_s** indica l'area dell'asta.

Riassumendo la forza **F** è in funzione della pressione **p**,
la velocità **v** è in funzione della portata **Q**.

Per avere movimenti uniformi e controllabili è richiesta una forza superiore del 25%-50% rispetto a quella teorica. Questa maggiorazione è dovuta principalmente all'attrito interno ed esterno e per contrastare la forza sviluppata dalla camera di scarico. È buona norma sovradimensionare del 25% i cilindri operanti ad alte velocità e del 50% i cilindri operanti a basse velocità.

Per **velocità** del pistone s'intende il tempo che esso impiega per fare tutta la sua corsa ed è direttamente proporzionale alla portata. A causa delle differenze di sezione tra l'andata e il ritorno, a parità di portata, si avrà una velocità maggiore in fase di rientro.

Per evitare la collisione del pistone contro le testate del cilindro idraulico, sono installati degli ammortizzatori che frenano drasticamente la fuoruscita dell'olio e di conseguenza, si riduce la velocità finale del pistone.

Generalmente la velocità è compresa da 0,5 a 1 m/s. Un'eccessiva alta o bassa velocità porta ad una rapida usura delle guarnizioni causando perdite di olio.

Quando la velocità del cilindro è troppo bassa, avviene il fenomeno di stick-slip, che comporta un movimento intermittente del cilindro.

La velocità ammessa varia in funzione del diametro interno (alesaggio) del cilindro e i valori indicativi sono riportati nella tabella sotto.

Fare sempre riferimento ai dati tecnici dei costruttori.

Alesaggio (mm.)	Ø 25/32/40/50	Ø 63/80	Ø 100/125	Ø 160/200
Velocità max. (m/s.)	1	0,8	0,6	0,5

ESEMPIO CALCOLO

Si deve generare una spinta pari a 1000 N con aria compressa a 6 BAR.

Area necessaria: $A = F / p = 1000 / 600000 = 0,00166666 \text{ m}^2$

In prima approssimazione, trascurando la sezione dello stelo, il diametro sarà:

$$D = (4 * A / 3.14)^{0,5} = (4 * 0,001666 / 3.14)^{0,5} = 0,046 \text{ m} \rightarrow 4,6 \text{ cm}$$

Per tenere conto dell'area dello stelo bisogna scegliere il diametro "d" dello stelo che è proporzionale al diametro D del cilindro (più alta è la spinta esercitata e più grande sarà il diametro dello stelo in modo che non si fletta → verifica a carico di punta).

Maggiorando all'inizio del calcolo la forza di spinta si può trascurare l'area dello stelo.

$$F = 1000 \text{ N} + 50\% = 1500 \text{ N} \rightarrow A = 0,0025 \text{ m}^2 \rightarrow D = 0,0564 \text{ m} \rightarrow 5,64 \text{ cm}$$

Ovviamente si sceglierà il cilindro a catalogo con diametro più vicino maggiore a quello calcolato.

TO DO: Con diametro stelo d=8 mm quanti vale D senza trascurare area stelo?

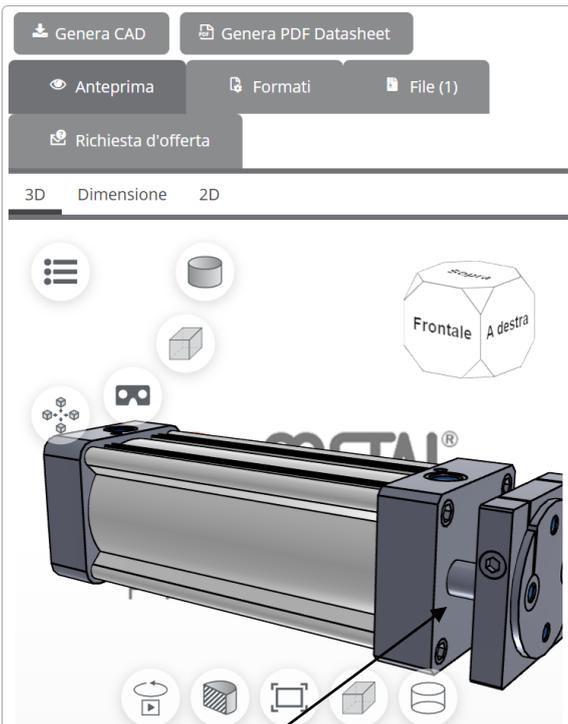
Se voglio una velocità del pistone di 1 m/s allora la portata di aria varrà:

$$Q = v * A = 1 * 0,0025 = 0,0025 \text{ m}^3/\text{s}$$

Valutare la forza massima esercitabile da un cilindro **Metalworks W1403A10200**.

Aggiungi al confronto

Azienda	Metalwork		
Descrizione	Cilindro aste gemellate serie TWNC versione serie 3		
Lista materiale	W1403A10200		
CODE Codice	W1403A10200		
D Diametro	100		
TYPE Tipo	Doppio effetto magnetico ammortizzato		
EX Esecuzione	Serie 3		
HUB Corsa	25 <input type="text" value="200"/> 500		mm
HUBST Posizione stelo	0 <input type="text" value="200"/> 200		mm



Diametro 100 mm
 Corsa 200 mm
 D steli 22 mm

A+ 0,00785 m2
 A- 0,00709 m2
 V+ 0,00157 m3
 V- 0,00142 m3

NB: 2 steli

FORZE	Diametro 100mm	
	F+ (N)	F- (N)
5	3925	3545
6	4710	4254
7	5495	4963
8	6280	5672
9	7065	6381
10	7850	7090

CONSUMO ARIA (CORSA COMPLETA)

p (BAR)	Consumo litri
5	14,9
6	17,9
7	20,9
8	23,9
9	26,9
10	29,9

FORZE EFFETTIVE

Alle forze teoriche calcolate bisogna sempre detrarre il 10-15% del valore totale per le perdite di carico dovute agli attriti delle guarnizioni.

CONSUMO EFFETTIVO

Il consumo di aria di un cilindro è definito come:

$$C = \text{Area del pistone} \times \text{corsa} \times n^{\circ} \text{ di corse singole al minuto} \times p.\text{ass.}$$

tenendo conto, per i cilindri a stelo singolo, che nella corsa di rientro bisogna detrarre dall'area del pistone quella occupata dallo stelo.

Si utilizza sempre un fattore correttivo $K = 1,2$ che moltiplica il valore calcolato per compensare i fenomeni di trasformazione di volume dovute alle perdite di calore per espansione che avvengono in maniera veloce all'atto dell'apertura di una valvola quando scarica l'aria compressa in atmosfera.

Il consumo è misurato in litri.

AMMORTIZZO: CAPACITÀ DI ASSORBIMENTO ENERGIA CINETICA

L'ammortizzo a cuscino d'aria regolabile ha, come detto, il compito di assorbire l'energia cinetica alla fine della corsa di un cilindro per evitare significativi urti contro le testate.

L'energia cinetica da assorbire corrisponde al lavoro svolto e viene misurata in J (Joule).

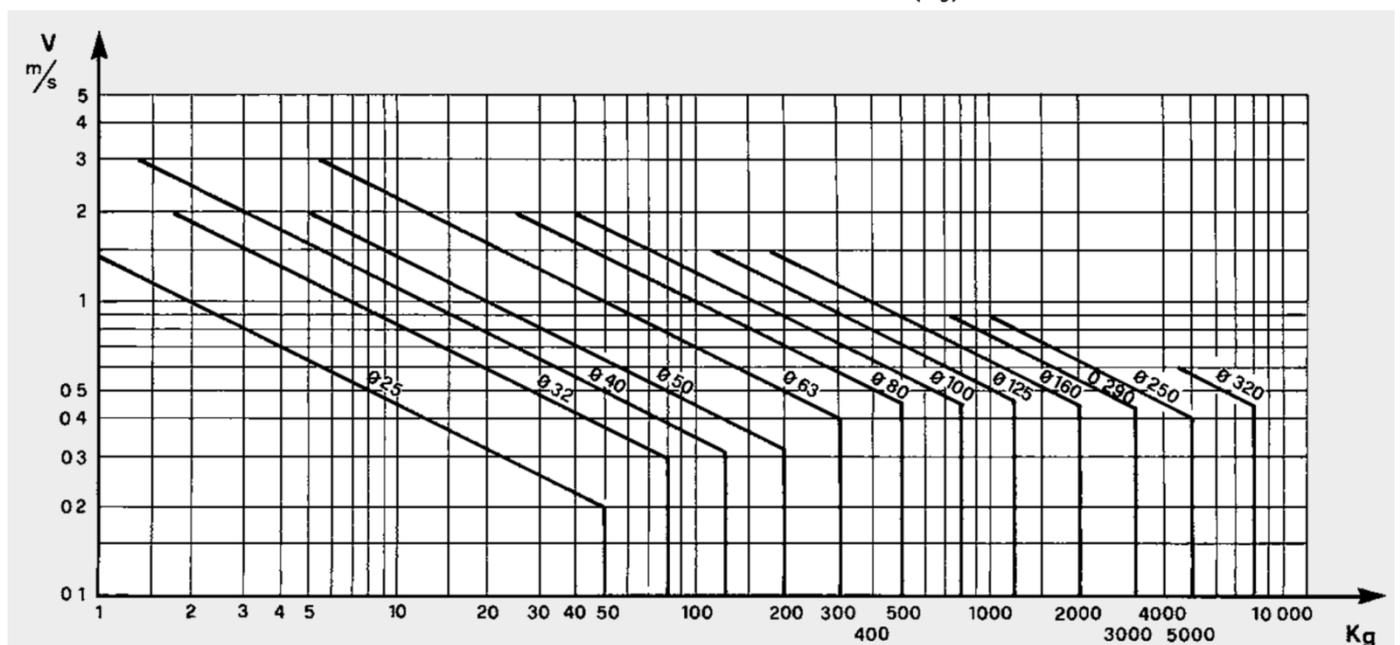
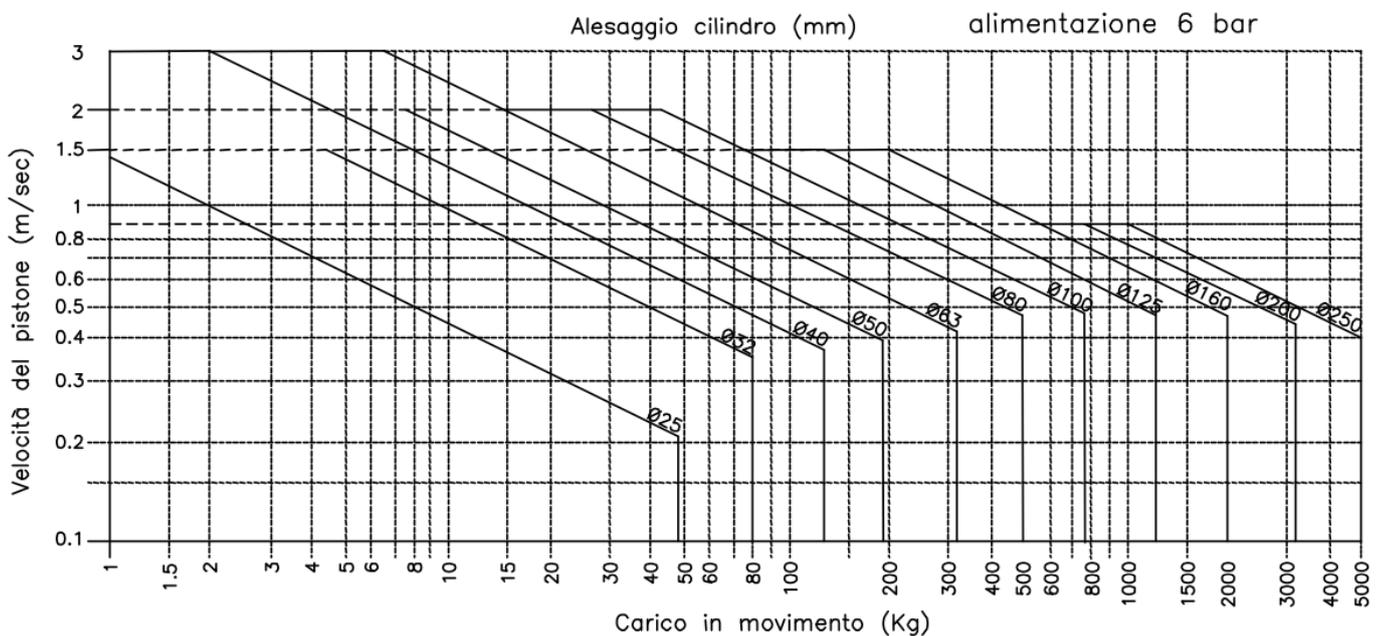
Una volta scelto il cilindro in funzione della spinta, velocità e posizione di lavoro, bisogna verificare che la propria capacità di assorbimento sia in grado di decelerare il carico.

Conoscendo la massa in Kg e la velocità in m/sec, si risale facilmente alla energia cinetica utilizzando la formula nota:

$$E_c = \frac{1}{2} m V^2 \quad \text{la massa } m \text{ comprende quello del cilindro, dello stelo e tutto ciò che è collegato ad essi.}$$

Il valore calcolato di E_c dovrà essere confrontato con i dati tecnici forniti dai costruttori sui loro cataloghi per la verifica dell'applicabilità.

A volte sono disponibili sulle documentazioni tecniche diagrammi sui quali conoscendo massa, velocità e pressione di alimentazione, si può immediatamente verificare il corretto dimensionamento del cilindro. Ad esempio:



L'ammortizzazione è consigliata quando la velocità del pistone è superiore a 0,5 m/s perché aumenta la durata del cilindro proteggendolo da urti sulle testate. I cataloghi dei costruttori più qualificati riportano le istruzioni per il calcolo dell'assorbimento dell'energia cinetica sviluppata dalla massa in movimento. Una scelta errata dell'ammortizzatore può portare a premature rotture a fatica del cilindro.

Un corpo di massa m (kg) che si muove a una velocità v ($\frac{m}{s}$) immagazzina un'energia cinetica (di movimento) $E_c = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2$ (Joule), ed esso restituisce l'energia accumulata quando è arrestato. L'azione di frenatura, che avviene attraverso il passaggio strozzato, ha lo scopo di dissipare questa energia cinetica con un lavoro negativo (L_f) che in un circuito idraulico è pari al lavoro della forza che agisce sulla superficie del pistone per la sua corsa (spostamento).

Possiamo scrivere. $L_f = F \cdot c$ (corsa) Joule o Nm

Sostituendo $F = p \cdot A$ diventa $L_f = p \cdot A \cdot c$.

Pertanto E_c è uguale a L_f e possiamo scrivere:

$$\frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2 = p \cdot A \cdot c$$

da cui si ricava la pressione di frenatura che sarà:

$$p = \frac{m \cdot v^2}{2 \cdot A \cdot c}$$

Esempio:

Massa del carico = 700 kg

Velocità del cilindro = 0,8 m/s

Area di frenatura = 7 cm² (d=30mm)

Corsa di frenatura = 40 mm (0,04 m)

Utilizzando la formula sopra si ricava la pressione di frenatura a cui è sottoposto il cilindro.

$$p_{frenatura} = \frac{700 \text{ (kg)} \cdot \left[0,8^2 \frac{m^2 \cdot m}{s^2} \right]}{2 \cdot 0,0007 \text{ (m}^2\text{)} \cdot 0,04 \text{ (m)}} = \frac{448 \text{ N (kg} \frac{m}{s^2}\text{)}}{0,000056 \text{ (m}^2\text{)}} = 8.000.000 \text{ pascal}$$

Per calcolare la pressione frenatura in **bar** devo dividere per 100.000.

$$\text{Quindi } p_{frenatura} = \frac{8.000.000}{100.000} = \mathbf{80 \text{ bar}}$$

Verifichiamo le unità di misura S.I impiegate, tralasciamo $\frac{1}{2}$, perché non fa parte delle unità di misura.

$$p = \frac{m \text{ (kg)} \cdot v^2 \left[\frac{m^2 \cdot m}{s^2} \right]}{A \text{ (m}^2\text{)} \cdot c \text{ (m)}} = \frac{N \left(\text{kg} \cdot \frac{m}{s^2} \right) \cdot m}{m^2 \cdot m} = \mathbf{N/m^2 \text{ (pascal)}}$$

Il cilindro ha un alesaggio di 63 mm, per cui la pressione di lavoro per spostare 700 kg è:

$$p = \frac{F}{A} = \frac{700 \text{ daN}}{31 \text{ cm}^2} = \mathbf{22,5 \text{ bar}}$$

La pressione di frenatura $p_{frenatura} = \mathbf{80 \text{ bar}}$ è superiore di 3,5 volte quella di esercizio, pertanto bisogna verificare sempre che questo valore non superi le caratteristiche di funzionamento del cilindro.

SISTEMI DI BLOCCO (VINCOLO) DEI CILINDRI PNEUMATICI

I cilindri possono essere vincolati in modo diversi all'interno di una macchina o un piano di lavoro.

Le figure successive mostrano tutte le varianti di vincolo e le relative lunghezze di libera inflessione da considerare (L_0 + corsa) nella verifica a CARICO DI PUNTA dello stelo.

Affinchè lo stelo non si deformi la forza applicata deve essere minore a quella calcolata con la formula di Eulero:

$$F_{cr} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J}{l^2}$$

F_{cr} carico critico da NON superare (N)

E modulo di elasticità del material (N/mm²)

J momento inerzia della sezione dello stelo = $3.14 \cdot d^4 / 64$ mm⁴

L lunghezza di libera inflessione = (L_0 + corsa) (mm)

Modulo di elasticità E:

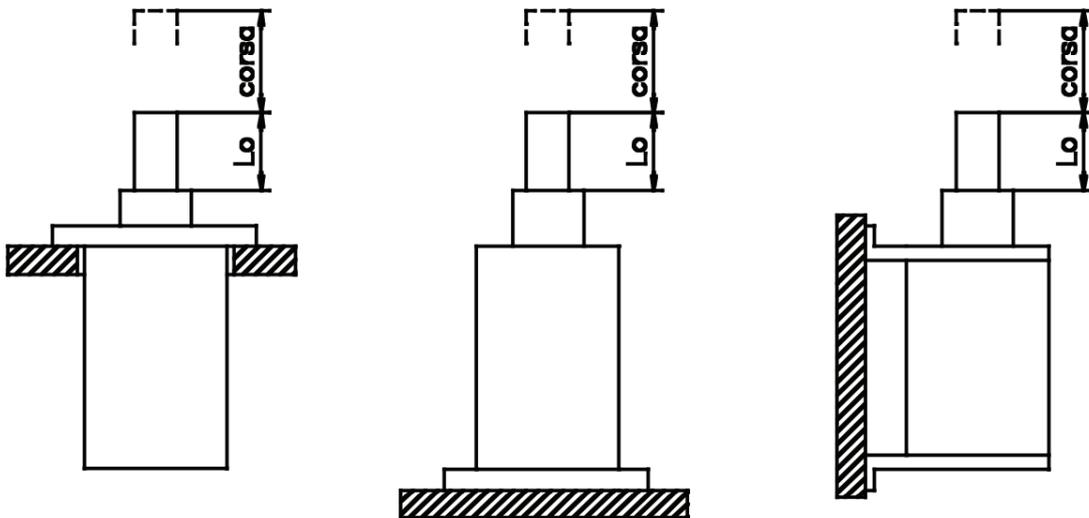
ferro E = 200000 [N/mm²]

acciaio E = 220000 [N/mm²]

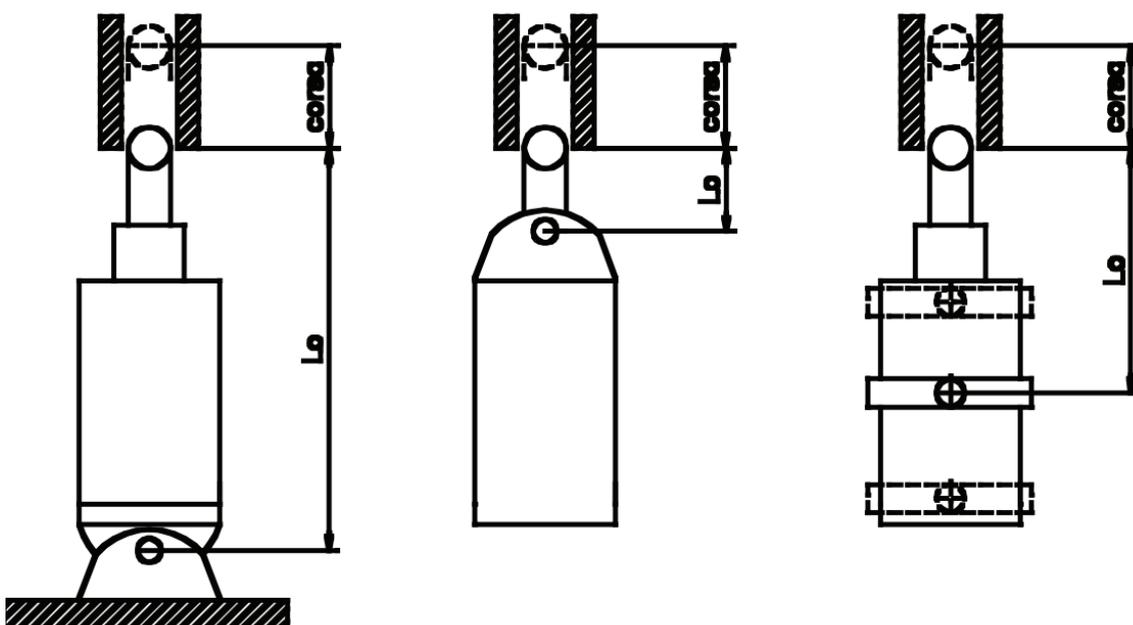
ghisa E = 100000 [N/mm²]

alluminio E = 66000 [N/mm²]

SITUAZIONE A



SITUAZIONE B



ESERCIZIO

Cilindro del diametro di 100mm con stelo in acciaio del diametro di 8mm e una corsa di 200mm.

Valutare se la massima forza esercitabile dal cilindro è compatibile con il diametro dello stelo.

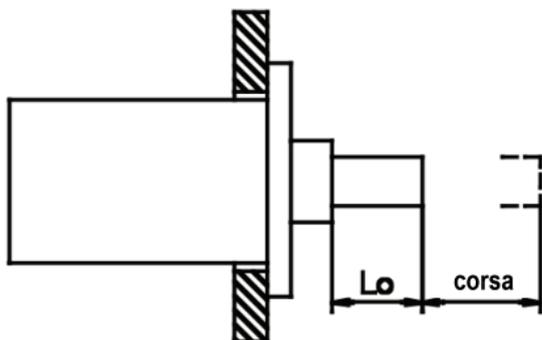
J è il momento di inerzia statico che per le barre tonde piene vale

$$J = \frac{\pi \cdot d^4}{64} [\text{mm}^4]$$

con d = diametro dello stelo [mm]

Per i cilindri pneumatici generalmente si assume un coeff. di sicurezza k_s pari a 5. Quindi il carico critico vale:

$$F = \frac{F_{cr}}{k_s} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J}{l^2 \cdot k_s}$$



In prima approssimazione trascuriamo L_0 .
La lunghezza di libera inflessione vale quindi:
 $L = L_0 + c = \text{corsa} = 0.2\text{m}$

Nota: L_0 si ricava dal catalogo costruttore

	A	B	C
1	D	100 mm	
2	d	8 mm	
3	c	200 mm	
4	p	6 BAR	
5			
6	E	220000 N/mm ²	
7	A	7850 mm ²	
8	Astelo	50,24 mm ²	
9	Fspinta	4710 N	
10			
11	J	200,96 mm ⁴	
12	k secur.	5	
13	F eulero	2180 N	

In condizioni di sicurezza quindi possiamo vincere una forza inferiore alla metà di quella massima.

EX: calcolare il diametro del cilindro in grado di generare una forza di spinta di 2180N.

IMPULSO DI FORZA E QUANTITÀ DI MOTO

Considerando l'equazione fondamentale della dinamica:

$$F = m \cdot a$$

Moltiplichiamo entrambi i membri per il tempo.

$$F \cdot t = m \cdot a \cdot t$$

Il fattore $a \cdot t$ nel moto uniformemente accelerato è la velocità finale v raggiunta da un corpo dotato dell'accelerazione a dopo un tempo t . Avremo dunque :

$$F \cdot t = m \cdot v$$

Il prodotto $F \cdot t$ è detto impulso di forza. Il prodotto $m \cdot v$ è detto quantità di moto ed è una grandezza vettoriale che ha la stessa direzione della velocità.

MOTO UNIFORMEMENTE ACCELERATO

Nel moto uniformemente accelerato con partenza da fermo abbiamo:

$$v = at \quad s = \frac{1}{2}at^2$$

Lo spazio percorso può quindi essere calcolato anche come

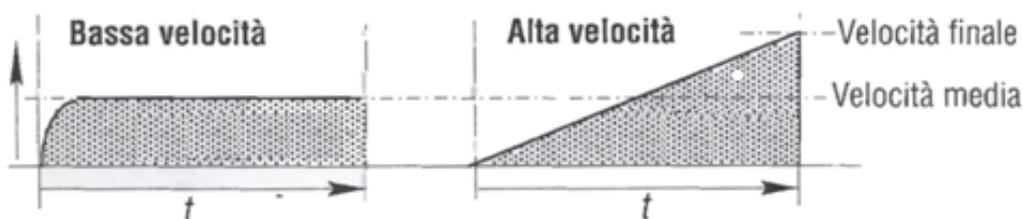
$$a = v/t, \quad s = \frac{1}{2}vt \rightarrow t = 2s/v$$

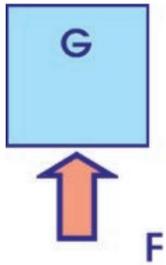
OSSERVAZIONI SULLA VELOCITÀ DI DEL PISTONE DOVUTA ALL'ARIA COMPRESSA

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





G = carico applicato
F = spinta del cilindro

La forza totale necessaria per sollevare il carico sarà:

$$F = FG + Fa \text{ [N]}$$

Dove FG è la forza utilizzata per equilibrare il carico o forza resistente (peso) ed Fa la forza che serve ad accelerarlo (inerzia). Bisognerà inoltre sapere quale è la velocità di attuazione per stabilire di quale entità sarà Fa per ottenerla.

ESERCIZIO:

Vogliamo sollevare di 400 mm (corsa del cilindro) una massa di 120 Kg con una velocità finale di 1m/sec.

Calcolare la forza totale necessaria ad una pressione di esercizio di 6 bar relativi.

Ricordiamo che una forza F è uguale ad una massa per una accelerazione mentre il lavoro L compiuto da una forza è uguale ad una forza per uno spostamento ed equivale all'energia cinetica sviluppata.

$$F = m a \quad E_c = L = F s = \frac{1}{2} m v^2 \quad (1)$$

m = massa in Kg

a = accelerazione in m/s^2

s = spostamento in m

v = velocità in m/sec.

g = accelerazione di gravità $9,81 m/s^2$

La forza peso vale:

$$FG = mg \text{ [N]} = 120 \times 9.81 = 1177.2 \text{ [N]}$$

La forza totale da applicare è data: $F = FG + Fa \quad (2)$

Dalla (1) possiamo risalire ad Fa perché conosciamo la velocità di spostamento di 1 m/sec, la massa da sollevare di 120 Kg e la corsa del cilindro di 0,4 m.

$$Fa = (\frac{1}{2} * 120 * 1^2) / 0,4 = 150N \quad (L = F s = \frac{1}{2} m v^2 \rightarrow \text{formula inversa per ricavare F})$$

Nota la Fa ricaviamo la F totale di sollevamento: $F = mg + Fa = 1177.2 + 150 = 1327,2 \text{ N}$

Se il movimento del carico fosse invertito e fosse discendente, bisogna sottrarre alla forza di accelerazione il peso del carico resistente quindi: $F = Fa - mg$

La forza peso anziché opporsi al movimento, lo favorisce ed incrementa la forza che genera accelerazione.

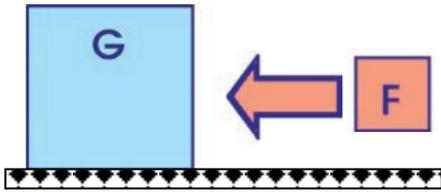
NOTA:

Nel moto uniformemente accelerato con partenza da fermo: $v = at \quad s = \frac{1}{2}at^2 \rightarrow s = \frac{1}{2} v t$

Noto s e v possiamo ricavare il tempo: $t = 2*s / v = 0.8 \text{ sec} \rightarrow a = v/t = 1.25 \rightarrow Fa = m*a = 1.25 * 120 = 150 \text{ N}$

SPOSTAMENTO ORIZZONTALE

Quando la posizione di lavoro è orizzontale la forza resistente che insiste sul piano deve essere moltiplicata per il coefficiente di attrito. Questo coefficiente varia a seconda dei materiali che entrano in contatto.

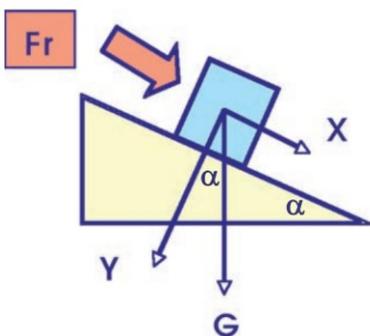


$$F = F_a + \mu FG \quad \text{con } FG = mg$$

Coefficiente attrito radente medio su superfici asciutte

Materiali a contatto	Coefficiente d'attrito statico	Coefficiente d'attrito cinetico
Acciaio su acciaio	0,15 ÷ 0,35	0,10 ÷ 0,15
Acciaio su ghisa o bronzo	0,20 ÷ 0,25	0,15 ÷ 0,20
Legno su metallo	0,50 ÷ 0,65	0,20 ÷ 0,50
Cuoio su metallo	0,60	0,25 ÷ 0,45
Gomma su metallo	0,80	0,50 ÷ 0,60
Ferodo su acciaio	--	0,50 ÷ 0,60

SPOSTAMENTO SU PIANO INCLINATO



La forza resistente F_r da vincere per sollevare il peso è data da: $F_r = \mu F_y + F_x$

Le componenti x e y della forza peso si trovano con la trigonometria di base:

$$F_x = FG \operatorname{sen} \alpha \quad F_y = FG \operatorname{cos} \alpha$$

quindi:

$$F_r = \mu (FG \operatorname{cos} \alpha) + FG \operatorname{sen} \alpha$$

Per il calcolo della forza totale vale quanto detto nei casi precedenti.

$$F = F_a + F_r$$

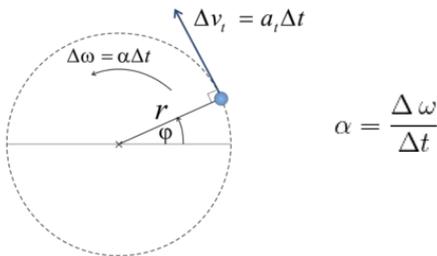
Se il peso va spostato verso il basso va vinta solo la forza di attrito.

MOTO CIRCOLARE UNIFORMEMENTE ACCELERATO

Nel moto rettilineo la velocità lineare v si misura in m/s e l'accelerazione lineare a in m/s^2 .

Nel moto circolare la velocità angolare ω si misura in rad/s e l'accelerazione angolare α si misura in rad/s^2 .

Nel moto circolare uniformemente accelerato la velocità angolare non è costante ma dipende dall'accelerazione angolare α :



$$\alpha = \frac{\Delta \omega}{\Delta t}$$

Il momento motore (o coppia motrice) M_m necessaria a far ruotare una massa m attorno ad un asse è data da:

$$M_m = J \cdot \Delta \omega / \Delta t = J \cdot \alpha \quad [Nm] \quad J \text{ (kg} \cdot \text{m}^2\text{)} = \text{momento d'inerzia totale (somma dei momenti d'inerzia delle masse rotanti)}$$

Quest'ultima è l'equazione fondamentale del moto rotatorio, analoga alla relazione $F=ma$ dei moti di traslazione.

Se vogliamo fermare un solido in moto rotatorio, il momento resistente da applicare deve essere tanto maggiore quanto più elevato è momento di inerzia del cilindro.

Nota la velocità angolare finale della massa che ruota e il tempo necessario a raggiungere tale velocità si può calcolare l'accelerazione angolare (con partenza da fermo) α :

$$\alpha = \Delta \omega / \Delta t \quad (\text{rad/s}^2)$$

$$\text{Oppure noto l'angolo percorso } \varphi : \quad \alpha = 2 \varphi / t^2 \quad (\text{rad/s}^2)$$

La potenza trasmessa mediante il movimento vale:

$$P_m = M_m \cdot \omega \quad [W]$$

$$\text{L'energia cinetica della massa in rotazione vale : } E_c = \frac{1}{2} \cdot J \cdot \omega^2$$

La velocità di rotazione può essere espressa anche come giri al minuto n .

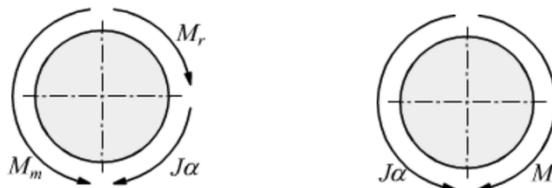
$$\text{Di conseguenza la velocità angolare vale: } \omega = 2 \cdot \pi \cdot N / 60 \quad [\text{rad/s}]$$

Nel caso più generale, il solido è soggetto a più di un momento a causa di eventuali resistenze passive.

Se indichiamo

- M_m = momento motore
- M_r = momento resistente

abbiamo



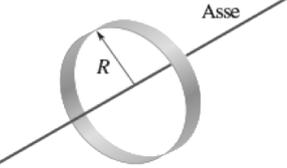
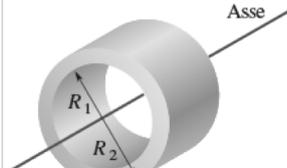
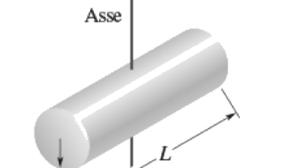
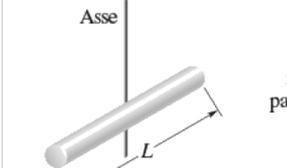
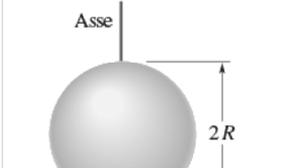
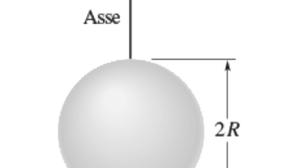
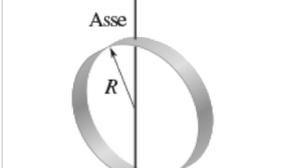
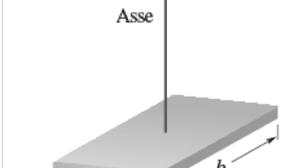
$$M_m - M_r = J \cdot \alpha$$

Se viene ad annullarsi il momento motore, la presenza del momento resistente M tende a rallentare il moto del solido.

$$M_r = J \cdot \alpha$$

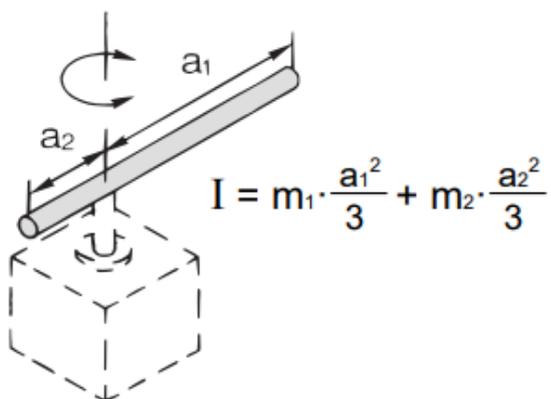
la componente di inerzia $J \cdot \alpha$, durante il moto, si oppone sempre alla risultante dei momenti attivi e resistenti.

Nella figura sottostante sono evidenziati i momenti di inerzia I di alcuni semplici solidi rispetto all'asse evidenziato.

 <p>Anello rispetto all'asse centrale</p> <p>$I = MR^2$</p> <p>(a)</p>	 <p>Cilindro anulare rispetto all'asse centrale</p> <p>$I = \frac{1}{2}M(R_1^2 + R_2^2)$</p> <p>(b)</p>	 <p>Cilindro pieno (o disco) rispetto all'asse centrale</p> <p>$I = \frac{1}{2}MR^2$</p> <p>(c)</p>
 <p>Cilindro pieno (o disco) rispetto a un diametro passante per il centro</p> <p>$I = \frac{1}{4}MR^2 + \frac{1}{12}ML^2$</p> <p>(d)</p>	 <p>Barra sottile rispetto a un asse passante per il centro e perpendicolare alla lunghezza</p> <p>$I = \frac{1}{12}ML^2$</p> <p>(e)</p>	 <p>Sfera piena rispetto a un diametro</p> <p>$I = \frac{2}{5}MR^2$</p> <p>(f)</p>
 <p>Sfera cava (o guscio) sottile, rispetto a un diametro</p> <p>$I = \frac{2}{3}MR^2$</p> <p>(g)</p>	 <p>Anello rispetto a un diametro</p> <p>$I = \frac{1}{2}MR^2$</p> <p>(h)</p>	 <p>Lastra rispetto a un asse perpendicolare passante per il centro</p> <p>$I = \frac{1}{12}M(a^2 + b^2)$</p> <p>(i)</p>

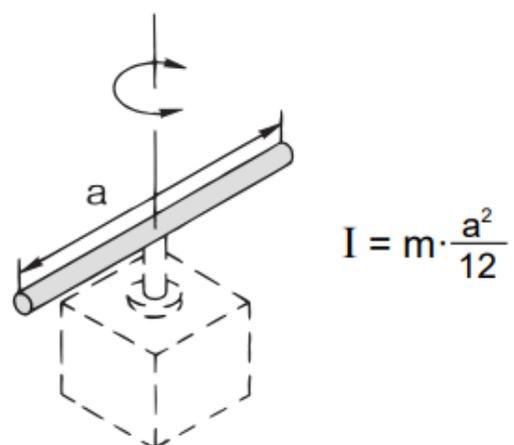
1. Barretta

Posizione dell'asse di rotazione: perpendicolare alla barretta passando da un'estremità.



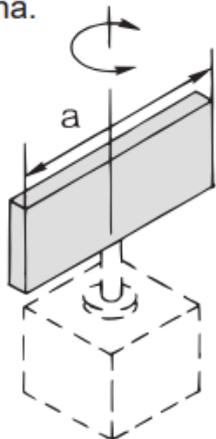
2. Barretta

Posizione dell'asse di rotazione: attraverso il centro di gravità della barretta.



3. Piastrina rettangolare (parallelepipedo a base rettangolare)

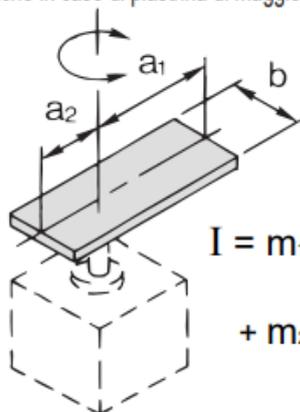
Posizione dell'asse di rotazione: attraverso il centro di gravità della piastrina.



$$I = m \cdot \frac{a^2}{12}$$

4. Piastrina rettangolare (parallelepipedo a base rettangolare)

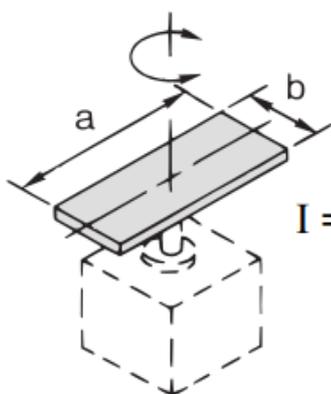
Posizione dell'asse di rotazione: Perpendicolare alla piastrina passando da un'estremità (anche in caso di piastrina di maggior spessore)



$$I = m_1 \cdot \frac{4a_1^2 + b^2}{12} + m_2 \cdot \frac{4a_2^2 + b^2}{12}$$

5. Piastrina rettangolare (parallelepipedo a base rettangolare)

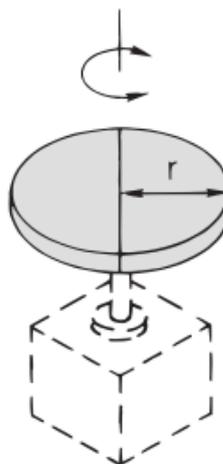
Posizione dell'asse di rotazione: attraverso il centro di gravità e perpendicolare alla piastrina (lo stesso vale per piastre più spesse).



$$I = m \cdot \frac{a^2 + b^2}{12}$$

6. Colonna (compresa la piastrina rotonda)

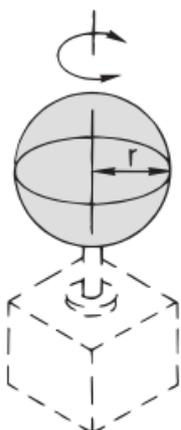
Posizione dell'asse di rotazione: asse centrale



$$I = m \cdot \frac{r^2}{2}$$

7. Sfera solida

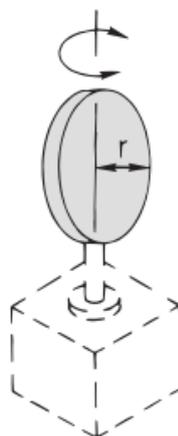
Posizione dell'asse di rotazione: diametro



$$I = m \cdot \frac{2r^2}{5}$$

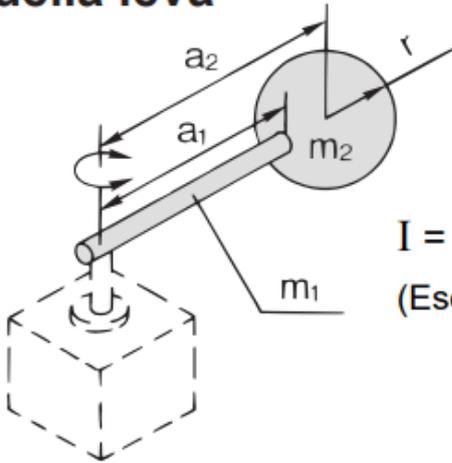
8. Piastrina rotonda

Posizione dell'asse di rotazione: Diametro



$$I = m \cdot \frac{r^2}{4}$$

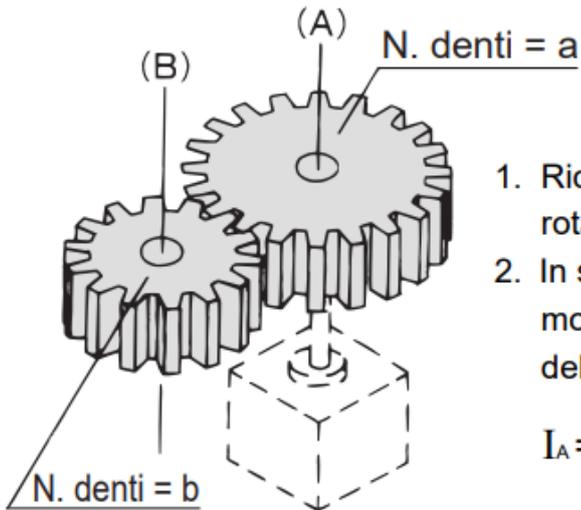
9. Carico sull'estremità della leva



$$I = m_1 \cdot \frac{a_1^2}{3} + m_2 \cdot a_2^2 + K$$

(Esempio) Quando la forma di m_2 è una sfera vedere 7 e $K = m_2 \cdot \frac{2r^2}{5}$

10. Cambio ad ingranaggi



1. Ricavare il momento d'inerzia I_B per la rotazione dell'asse (B).
2. In seguito, introdurre I_B per ricavare I_A , il momento d'inerzia per la rotazione dell'asse (A) come

$$I_A = \left(\frac{a}{b}\right)^2 \cdot I_B$$

ESERCIZIO

Valutare il tempo di arresto di una massa concentrata m posta in rotazione rispetto ad un asse.
Sulla massa agiscono un momento M_m per un tempo t_a e un momento resistente M_r (attriti) tutto il tempo.

DATI:

- $M_m = 1 \text{ Nm}$
- $M_r = 20\% M = 0,2 \text{ Nm}$
- $m = 3 \text{ kg}$
- $r = 3 \text{ m}$

Momento totale applicato alla massa

$$M_T = M - M_r = 1 - 0,2 = 0,8 \text{ Nm}$$

Momento inerzia della massa

$$J = \frac{mr^2}{2} = \frac{3 \cdot 3^2}{2} = 13,5 \text{ kgm}^2$$

Velocità angolare

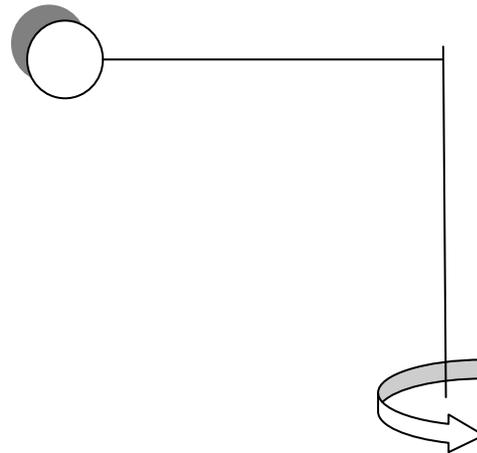
$$M_T t_a = J\omega \longrightarrow \omega = \frac{M_T t_a}{J} = \frac{0,8 \cdot 9}{13,5} = 0,53 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

Accelerazione angolare

$$\alpha = \frac{\omega}{t_a} = \frac{0,53}{9} = 0,06 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$$

Tempo di arresto

$$t_d = \frac{\omega}{\alpha} = \frac{0,53}{0,014} = 36 \text{ s}$$



Numero di giri

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} \longrightarrow n = \frac{60\omega}{2\pi} = \frac{60 \cdot 0,53}{2\pi} \cong 5 \frac{\text{giri}}{\text{m}} \text{ (likely rpm)}$$

Decelerazione angolare

$$\delta = \frac{M_r}{J} = \frac{0,2}{13,5} = 0,014 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$$

	A	B	C	D	E	F	G	H
1								
2		Disco pieno sottile				Massa concentrata		
3		r	0,4 m		r		3 m	
4		h	0,005 m					
5		ρ	7850 kg/m ³					
6		M_m	1 Nm		M_m		1 Nm	
7		M_r	0,2 Nm		M_r		0,2 Nm	
8		t attivaz.	10 s		t attivaz.		9 s	
9								
10		A	0,5027 m ²		A		28,274 m ²	
11		V	0,0025 m ³		V		0,1414 m ³	
12		massa	19,73 kg		massa		3,00 kg	
13								
14		M_t	0,8 Nm		M_t		0,8 Nm	
15		$J = 0,5 m r^2/2$	0,7892 kgm ²		$J = 0,5 m r^2/2$		13,5 kgm ²	
16		$\omega = M_t t_a / J$	10,137 rad/s		$\omega = M_t t_a / J$		0,5333 rad/s	
17		$n^\circ = 60 \omega / 6,28$	96,853 rpm		$n^\circ = 60 \omega / 6,28$		5,0955 rpm	
18		$\alpha = \omega / t_a$	1,0137 rad/s		$\alpha = \omega / t_a$		0,0593 rad/s	
19		$\alpha \text{ dec} = M_r / J$	0,2534 rad/s		$\alpha \text{ dec} = M_r / J$		0,0148 rad/s	
20		t arresto = $\omega / \alpha \text{ dec}$.	40 s		t arresto = $\omega / \alpha \text{ dec}$.		36 s	

ESERCIZI

Un volano di massa $m=2000\text{kg}$ e raggio $r=50\text{cm}$ viene posto in rotazione con accelerazione costante attorno al suo asse e raggiunge la velocità angolare $\omega=10\text{ rad/s}$ in un intervallo $t=40\text{s}$ calcolare:

- Il momento meccanico M necessario per porre in rotazione il volano.
- L'accelerazione angolare α del volano.
- Il lavoro necessario per portarlo a velocità angolare ω .
- Il numero di giri compiuti nel tempo t .

la seconda legge della dinamica per il moto rotatorio vale:

$$M = J\alpha = J\left(\frac{\omega - \omega_0}{t - t_0}\right) = J\frac{\omega}{t}$$

perchè partendo da fermo all'istante $t_0=0$ avremo $\omega_0=0$ come velocità angolare iniziale.

Possiamo assimilare il volano ad un cilindro con momento di inerzia:

$$J = \frac{1}{2}mr^2 \text{ dunque sarà}$$

$$M = \frac{1}{2}mr^2 \frac{\omega}{t} = \frac{2000 \cdot 0,5^2 \cdot 10}{2 \cdot 40} = 62,5 \text{ Nm}$$

mentre l'accelerazione angolare sarà

$$\alpha = \frac{\omega}{t} = \frac{10}{40} = 0,25 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$$

Il lavoro L assorbito dal volano corrisponderà con l'energia cinetica acquisita

$$L = K = \frac{1}{2}J\omega^2 = \frac{1}{2}\left(\frac{mr^2}{2}\right)\omega^2 = \frac{mr^2\omega^2}{4}$$

$$L = \frac{2000 \cdot 0,5^2 \cdot 10^2}{4} = 12.500 \text{ J}$$

il numero di giri compiuti può essere facilmente dedotto considerando che il moto del volano è uniformemente accelerato, quindi, l'angolo percorso nel tempo t , essendo nullo l'angolo iniziale vale

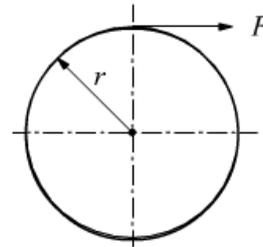
$$\theta = \frac{1}{2}\alpha t^2 = \frac{1}{2}0,25 \cdot 40^2 = 200 \text{ rad}$$

dato che 1giro equivale a $2\pi\text{rad}$

$$n = \frac{200}{2\pi} = 31,8 \text{ giri}$$

Un disco di massa 50kg e raggio 180cm ruota attorno al suo asse. Sull'orlo del disco viene applicata una forza $F=19,6\text{N}$. Il disco parte da fermo. Calcola:

- La sua accelerazione angolare
- L'angolo descritto dopo 5 sec.
- Il momento della quantità di moto
- La sua energia cinetica dopo 5sec.



Trattandosi di moto rotatorio:

$$J\alpha = M \longrightarrow \alpha = \frac{M}{J}$$

$$\text{con } M = Fb = 19,6 \cdot 1,8 = 35,28 \text{ Nm}$$

$$\text{inoltre: } J = \frac{1}{2}mr^2 = \frac{50 \cdot 1,8^2}{2} = 81 \text{ kgm}^2$$

$$\alpha = \frac{M}{J} = \frac{35,28}{81} = 0,435 \text{ rad/s}^2$$

l'angolo descritto dopo 5sec. di moto

$$\omega = \alpha \cdot t = 0,435 \cdot 5 = 2,18 \text{ rad/s}$$

questa è la velocità angolare dopo 5 sec.

Essendo il moto uniformemente accelerato la velocità angolare media è:

$$\omega_m = \frac{\omega_f + \omega_i}{2} = \frac{2,18 + 0}{2} = 1,09 \text{ rad/s}$$

$$\theta = \omega_m \cdot t = 1,09 \cdot 5 = 5,45 \text{ rad}$$

allo stesso risultato si arriva applicando la formula

$$\theta = \frac{1}{2}\alpha \cdot t^2 = \frac{0,435 \cdot 5^2}{2} = 5,4 \text{ rad}$$

considerando angolo e velocità angolare iniziali nulli. Abbiamo detto che quando il corpo ruota attorno ad un asse principale di inerzia Il momento L della quantità di moto totale è parallelo alla velocità angolare ω , che è sempre diretta come l'asse di rotazione e vale:

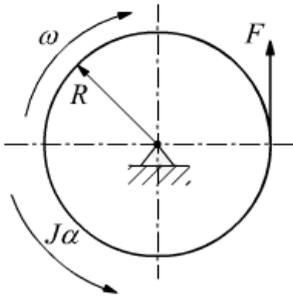
$$L = J \cdot \omega = 81 \cdot 2,18 = 176,58 \text{ kgm}^2/\text{s}$$

$$K = \frac{1}{2}J\omega^2 = \frac{81 \cdot 2,18^2}{2} = 192,47 \text{ J}$$

ESERCIZI

Un cilindro di massa 20kg e di raggio $R=0,25m$ ruota attorno all'asse passante per il suo centro. ad $n=1200g/m$.

Quale è la forza tangenziale costante che è necessaria applicargli per fermarlo in 1800 giri?



in questo sistema il corpo è in moto rotatorio ma manca il momento motore, è invece presente un momento resistente. L'eq.

$$M_m - M_r - J\alpha = 0 \text{ diventa}$$

$$-M_r = J\alpha \rightarrow -FR = J\alpha$$

$$\text{con } J = \frac{1}{2}mR^2 \text{ dunque } \alpha = -\frac{2F}{mR}$$

usando la formula

$$\omega_f^2 = \omega_i^2 + 2\alpha(\theta_f - \theta_i)$$

$$0 = \omega_i^2 - \frac{4F}{mR}\theta \rightarrow \frac{4F}{mR}\theta = \omega_i^2 \rightarrow F = \frac{\omega_i^2 mR}{4\theta}$$

avendo posto $\theta_i=0$ ed inoltre

ω_f =velocità angolare finale

ω_i =velocità angolare iniziale pertanto

$$\text{con } \omega = \frac{2\pi n}{60} \text{ allora è}$$

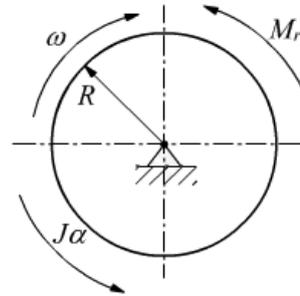
$$\omega_i = \frac{2\pi \cdot 1200}{60} = 40\pi \frac{r}{s}$$

notiamo che 1800 giri sono

$$\theta = 1800 \cdot 2\pi = 3600\pi \text{ rad}$$

$$F = \frac{(40\pi)^2 \cdot 20 \cdot 0,25}{4 \cdot 3600\pi} = \frac{5}{9}\pi \text{ N} \cong 1,74 \text{ N}$$

Una ruota è soggetta, durante la rotazione, ad un attrito sull'asse del momento pari 10Nm. Il raggio della ruota è di 0,6 m, la sua massa è di 100kg e la sua velocità angolare è di 175 rad/s. Quanto tempo impiega la ruota per fermarsi, quanti giri farà prima di fermarsi?



dalla formula $M_m - M_r = J\alpha$ possiamo già trovare l'accelerazione angolare. In questo caso manca, infatti, il momento motore

$$-M_r = \frac{1}{2}mR^2\alpha \rightarrow \alpha = -\frac{2M_r}{mR^2}$$

$$\alpha = -\frac{2 \cdot 10}{100 \cdot 0,6^2} = -\frac{5}{9} \frac{r}{s^2}$$

$$\omega = \omega_o + \alpha t \rightarrow 0 = \omega_o + \alpha t$$

$$t = -\frac{\omega_o}{\alpha} = \frac{9 \cdot 175}{5} = 315 \text{ s}$$

poi dalla formula

$$\omega^2 = \omega_o^2 + 2\alpha(\theta - \theta_o)$$

$$0 = \omega_o^2 + 2\alpha\theta \rightarrow \theta = -\frac{\omega_o^2}{2\alpha}$$

$$\theta = -\frac{175^2}{2 \cdot \left(-\frac{5}{9}\right)} = 27.562 \text{ r} =$$

$$\theta = \frac{27.562}{2\pi} = 4386 \text{ giri}$$

MOMENTO DI INERZIA PER MASSE ROTANTI FORATE

Per selezionare correttamente il motore appropriato a far ruotare una massa è necessario calcolare la sua inerzia rispetto all'asse di rotazione.

Se il centro di rotazione si trova su un asse diverso dal centro di massa CM i calcoli inerziali possono diventare impegnativi.

Prendiamo ad esempio la rotazione di una tavola forata come in figura.

Momento di inerzia	
D	1 m
d	0,2 m
x	0,375 m
h	0,01 m
densità	7850 kg/m ³
Massa tavola piena	M = 61,6225 kg
Massa fori	m = 2,46 kg
Mtot	46,83 kg
Momento inerzia rispetto asse	
JM	7,703 kg m ²
Jm	0,0123 kg m ²
Momento inerzia trasportato	
JmG	0,359 kg m ²
Momenti inerzia tavola forata	
Jtot = JM - 6*JmG	
Jtot	5,549 kg m ²
	5549106 kg mm ²

Il teorema degli assi paralleli

$$J_{PA} = J_{CM} + md^2$$

$$J = \frac{1}{2} \cdot m \cdot r^2$$

Quanto vale la coppia motrice necessaria a portare in rotazione la tavola forata alla velocità di 500 rpm in 5 secondi partendo da ferma?

n°	500 giri/min = rpm
ω	52,3 rad/s
t	5 sec
α	10,5 rad/s ²
J	5,5 kg m ²
Cm	58,08 N m
Pm	3039,6 W
	3,0 kW

Analisi con Inventor

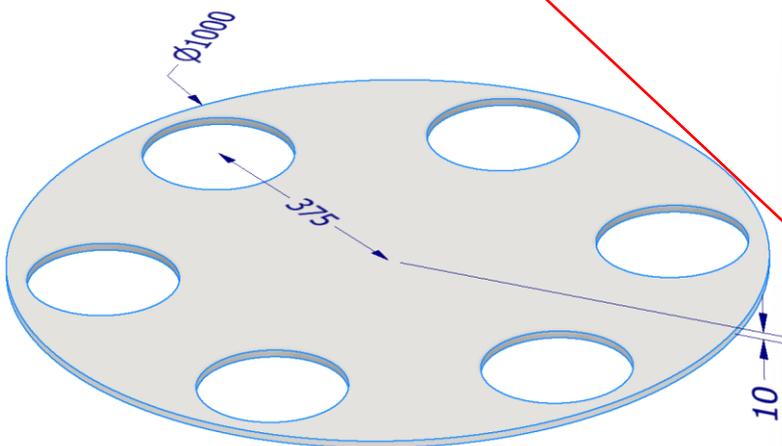


tavola forata ((Primario)) - iProperties

Generale Riepilogo Progetto Stato Personalizzate Salva Fisiche

Solidi: La parte [Aggiorna]

Materiale: Acciaio [Appunti]

Densità: 7,850 g/cm³ Precisione richiesta: Bassa

Proprietà generali

Baricentro	
Massa	46,857 kg (Errore rel)
Area	1262920,247 mm ²
Volume	5969026,042 mm ³
X	-0,000 mm (Errore re)
Y	5,000 mm (Errore re)
Z	-0,000 mm (Errore re)

Proprietà di inerzia

Principale [Globale] [Baricentro]

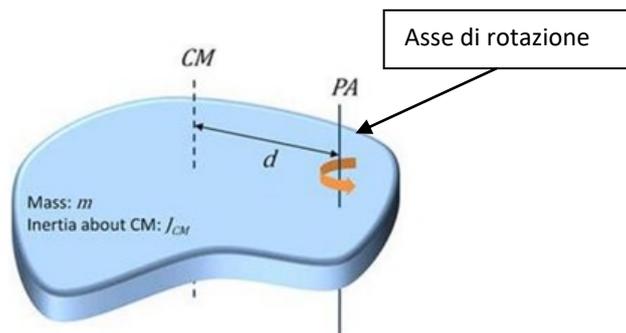
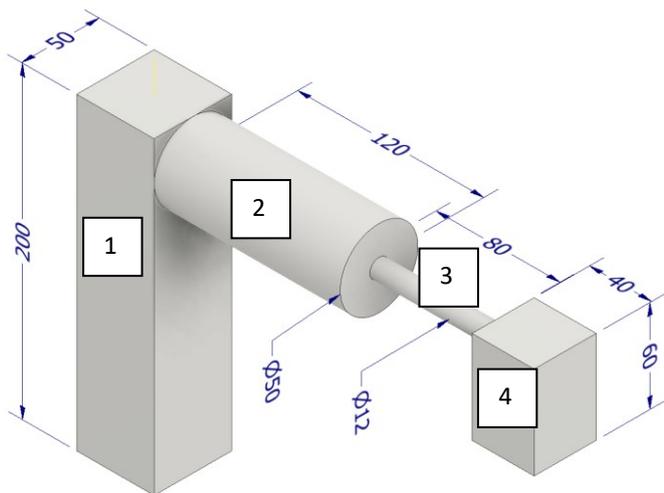
Momenti di massa

Ixx	2777522,251 kg mm ²	Calcolo eseguito con integrale negativo.
Ixy	0,000 kg mm ²	Iyy 5551920,712 kg mm ²
Ixz	0,001 kg mm ²	Iyz 0,000 kg mm ²
		Izz 2777522,251 kg mm ²

[?] [Chiudi] [Annulla] [Applica]



ESERCIZIO CALCOLO MOMENTO INERZIA SISTEMA DI MASSE COLLEGATE FRA LORO



Il teorema degli assi paralleli

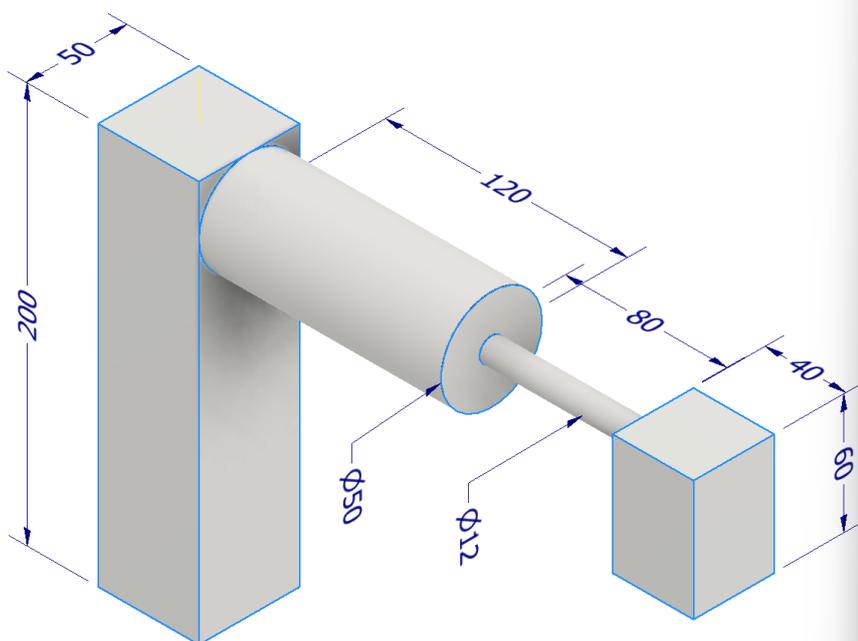
$$J_{PA} = J_{CM} + md^2$$

Se il centro di rotazione di una massa si trova su un asse diverso dal centro di massa CM è necessario applicare il teorema degli assi paralleli:

Per il solido assegnato abbiamo:

	A	B	C	D	E	F
1	Densità	7850 kg/m ³				
2	M1	3,93 kg		J1	1635,42 kg mm ²	
3	M2	1,85 kg		J2	15863,94 kg mm ²	
4	M3	0,07 kg		J3	2468,10 kg mm ²	
5	M4	0,75 kg		J4	45435,80 kg mm ²	
6						
7	Mtot	6,60 kg		Jtot	65403,26 kg mm ²	

L'analisi fisica fatta in Inventor fornisce $J = 65412 \text{ kg mm}^2$



Generale Riepilogo Progetto Stato Personalizzate Salva Fisiche

Solidi
La parte

Materiale
Acciaio

Densità
7,850 g/cm³ Precisione richiesta: Molto alta

Proprietà generali

Baricentro

Massa 6,599 kg (Errore rela) X 53,792 mm (Errore r

Area 79439,290 mm² (E) Y 128,494 mm (Errore

Volume 840667,236 mm³ (Z 0,000 mm (Errore re

Proprietà di inerzia

Principale Globale Baricentrico

Momenti di massa

Ixx 131778,195 kg Calcolo eseguito con integrale negativo.

Ixy -59053,133 kg Iyy 65412,560 kg n

Ixz 0,000 kg mm² Iyz -0,000 kg mm² Izz 194775,095 kg

ATTUATORE ROTANTE SERIE R3

Attuatore a doppia cremagliera con sistema a ripresa del gioco. Angolo di rotazione, regolabile, da 0° a 180°.

Gli attuatori rotanti della serie R3 possono essere forniti con finecorsa meccanico o ammortizzo di fine corsa idraulico. Esiste una versione con flangia ed una con albero (per $\varnothing 16-20-25-30$).

Sul corpo sono state ricavate scanalature per l'inserimento dei sensori magnetici di prossimità di tipo a scomparsa, due per ogni lato. Nella flangia è stato ricavato un foro utile per il passaggio di tubi dell'aria o fili elettrici.



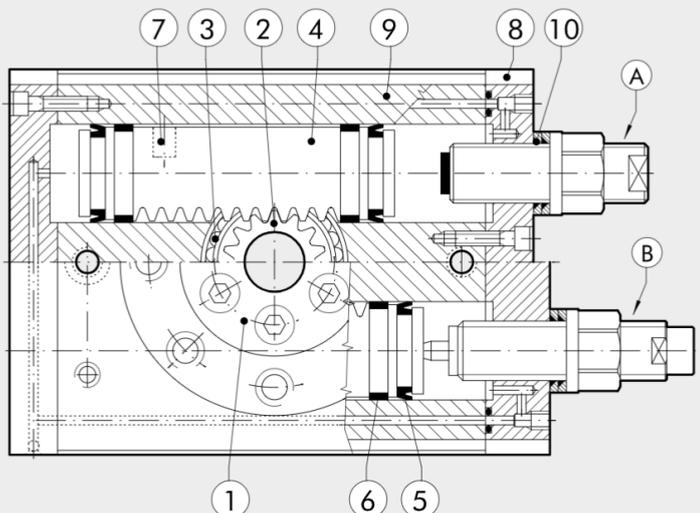
DATI TECNICI		R3-16	R3-20	R3-22	R3-25	R3-30	R3-40
Pressione d'esercizio	bar						3 ÷ 7
	MPa						0.3 ÷ 0.7
	psi						43.5 ÷ 101
Temperatura d'esercizio	°C						-10 ÷ +80
Campo di regolazione	gradi						0° ÷ 180°
Fluido	Aria filtrata 20 µm essicata o lubrificata, se utilizzata la lubrificazione deve essere continua						
Versioni	Con fine corsa meccanico / Con deceleratore idraulico						
Alesaggio	mm	16	20	22	25	30	40
Alesaggi	mm	2 x 16	2 x 20	2 x 22	2 x 25	2 x 30	2 x 40
Coppia teorica a 6 bar	Nm	0.9	1.8	2.7	4.6	9.3	22
Carico assiale MAX	N	74	135	195	300	340	360
Carico radiale MAX	N	78	137	360	450	490	560
Momento ribaltante MAX	Nm	2.4	4	5.3	9.7	12	18
Peso	kg	0.53	0.99	1.29	2.08	3.9	6.7
Tempo di rotazione senza carico	s	0.2	0.2	0.2	0.2	0.3	0.3
Energia cinetica ammissibile	Joule						
CON FINECORSO MECCANICO (con flangia W1630__2180 e con albero W1630__5180)		0.007	0.025	0.049	0.082	0.090	0.150
CON DECELERATORI INTERNI (con flangia W1630__2180 e con albero W1630__5180)		-	-	-	0.29	1.10	1.60

COMPONENTI

- ① FLANGIA ROTANTE: alluminio anodizzato
- ② PIGNONE: acciaio temprato
- ③ CUSCINETTO A SFERE
- ④ PISTONE - CREMAGLIERA: acciaio temprato
- ⑤ GUARNIZIONE PISTONE: NBR
- ⑥ PATTINO DI GUIDA: PTFE
- ⑦ MAGNETE: neodimio
- ⑧ TESTATA: alluminio anodizzato
- ⑨ CAMICIA: alluminio anodizzato
- ⑩ GUARNIZIONE DI TENUTA: NBR

VERSIONE:

- Ⓐ Regolatore corsa
- Ⓑ Regolatore corsa con deceleratore idraulico (a partire dal $\varnothing 25$)



ATTUATORE ROTANTE SERIE R3K CON DECELERATORI ESTERNI

Attuatore a doppia cremagliera con sistema di ripresa del gioco. I deceleratori idraulici sono disposti all'esterno ed agiscono ad una distanza dall'asse di rotazione maggiore rispetto ai deceleratori interni. In questo modo l'energia cinetica assorbibile è da 4 a 8 volte superiore rispetto a quelli interni. Gli ingombri longitudinali sono ridotti, dato che mancano le viti di regolazione.

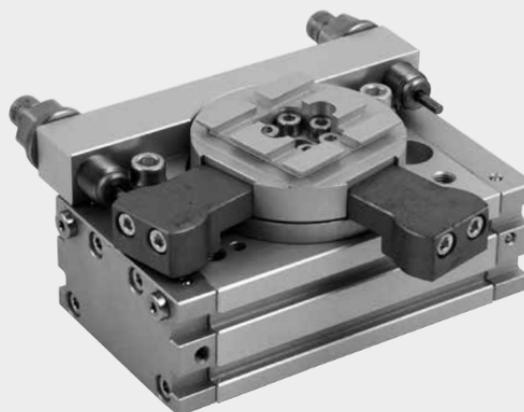
Esiste una versione per rotazione di 90° ed una con rotazione di 180°. Sulla tavola rotante e sulla parte inferiore del corpo è presente la tipica coda di rondine V-Lock con relative scanalature.

Sul corpo sono ricavate le scanalature per l'inserimento dei sensori magnetici del tipo a scomparsa, due per ogni lato.

Nella flangia è ricavato un foro utile per il passaggio di tubi dell'aria o fili elettrici.

N.B.: si consiglia sempre l'uso di micro regolatori di flusso.

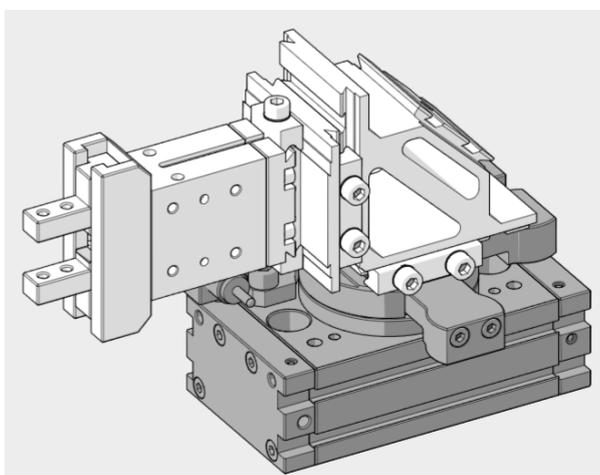
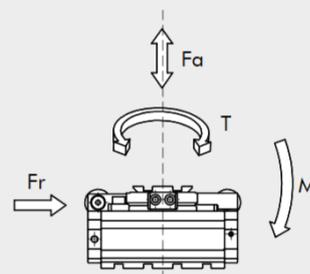
Nella messa in servizio dell'attuatore, iniziare con micro regolatore CHIUSO, aprendo gradualmente sino al raggiungimento della velocità desiderata.



DATI TECNICI		R3K-16	R3K-20	R3K-25
Pressione d'esercizio	bar		3 ÷ 7	
	MPa		0.3 ÷ 0.7	
	psi		43 ÷ 101	
Temperatura d'esercizio	°C		-10 ÷ 80	
	Fluido	Aria filtrata 20 µm con o senza lubrificazione. Se si utilizza aria lubrificata la lubrificazione deve essere continua		
Alesaggio	mm	2 x 16	2 x 20	2 x 25
Coppia teorica a 6 bar	Nm	0.9	1.8	4.6
Carico assiale massimo	N	74	135	300
Carico radiale massimo	N	78	137	450
Momento ribaltante massimo	Nm	2.4	4	9.7
Tempo di rotazione senza carico	s	0.2	0.2	0.2
Energia cinetica ammissibile	Joule	0.16	0.55	1.40
Peso	kg	0.76	1.43	2.86

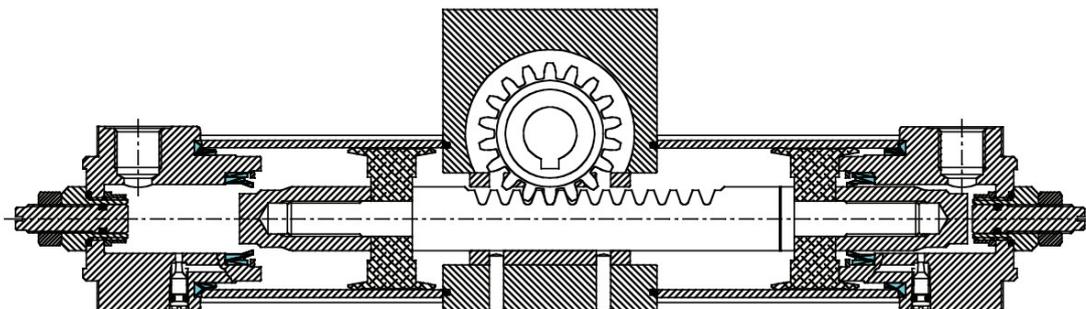
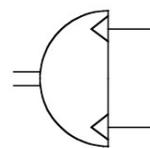
DIMENSIONAMENTO - FORZE E MOMENTO

Ø	T Coppia teorica a 6 bar [Nm]	FA Carico assiale max [N]	FR Carico radiale max [N]	M Momento ribaltante [Nm]
16	0.9	74	78	2.4
20	1.8	135	137	4
22	2.7	195	360	5.3
25	4.6	300	450	9.7



ATTUATORI ROTANTI

Il sistema pignone/cremagliera è il più utilizzato.



Quando si accelera una massa fissata ad un braccio, l'energia cinetica è infatti il parametro dominante.

In applicazioni di questo tipo non bisogna considerare la massa in Kg come nelle movimentazioni lineari, ma il momento di inerzia J in N/m^2 che nella formula dell'energia sostituirà la massa.

Nelle rotazioni, l'energia cinetica di un carico può danneggiare le parti interne, anche se la sua coppia necessaria è ridotta.

L'energia cinetica da rotazione E_c vale:

$$E_c = \frac{1}{2} \cdot J \cdot \omega^2 < \text{Energia ammissibile (dal costruttore)}$$

$$\alpha = \omega / t \quad (\text{per bassa velocità}) \quad \text{opure} \quad \alpha = 2 \omega / t \quad (\text{per alte velocità})$$

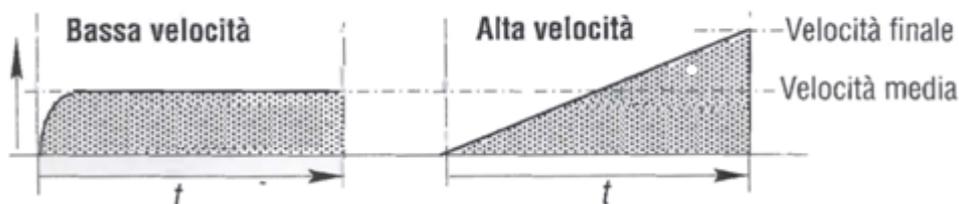
Ogni attuatore rotante possiede una capacità di ammortizzo propria espressa in Joule ed in funzione di questa si possono calcolare i tempi di rotazione di una determinata massa fissata ad un braccio.

OSSERVAZIONI SULLA VELOCITA' DI ROTAZIONE DOVUTA ALL'ARIA COMPRESSA

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.

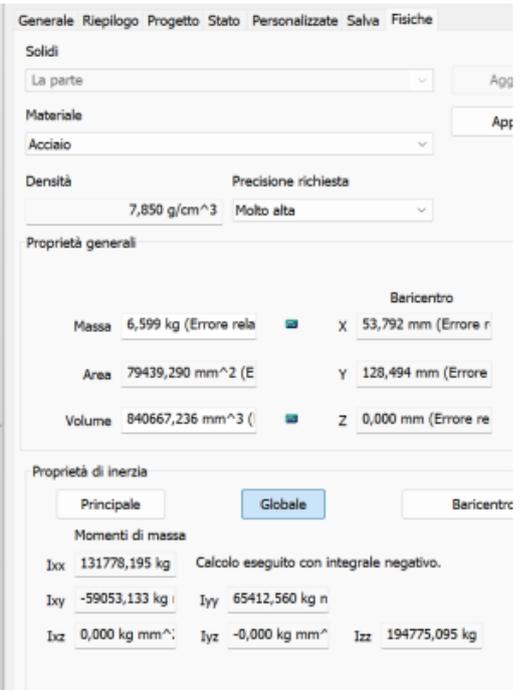
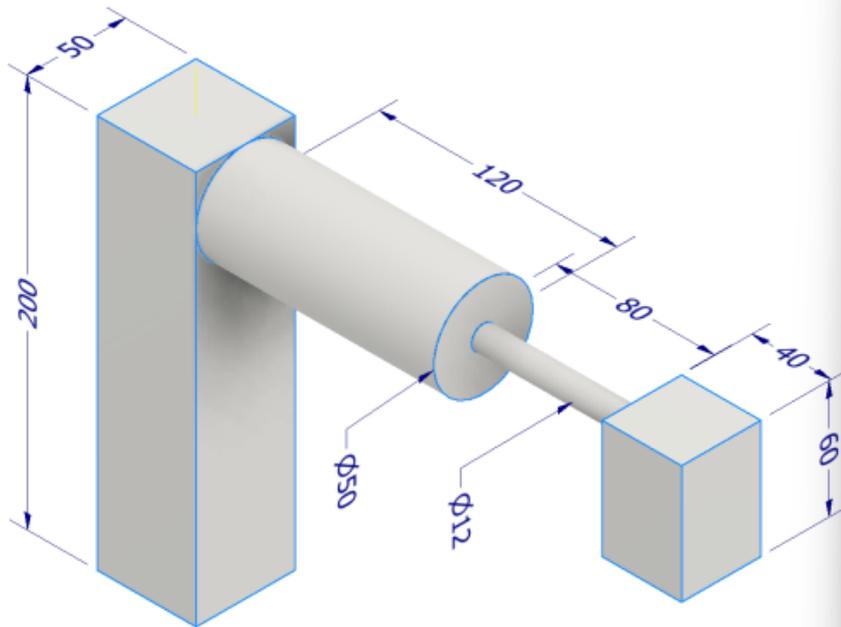
Per movimenti pneumatici veloci i calcoli devono tenere conto del doppio della velocità



ESERCIZIO

Valutare la coppia motrice necessaria a movimentare il sistema di figura.

Noto l'angolo spaziato e il tempo richiesto è possibile calcolare l'accelerazione angolare e di conseguenza la velocità angolare e la coppia motrice del moto uniformemente accelerato.



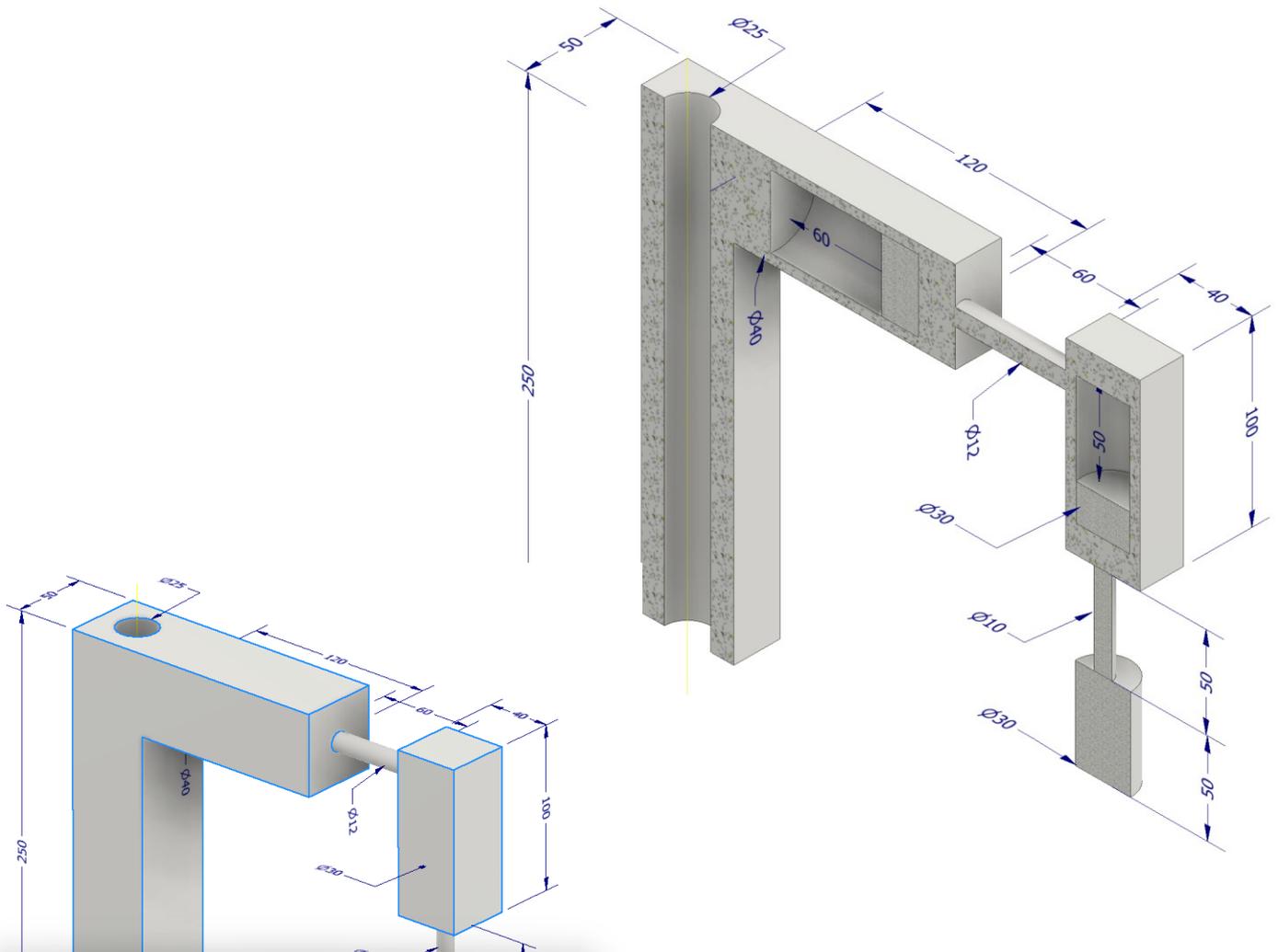
	A	B	C	D	E	F
1	COPPIA MOTTRICE ATTUATORE ROTANTE					
2	J momento inerzia	65412	kg mm ²			
3	m massa	6,6	kg			
4	ϑ angolo rotazione	90 °				
5	tempo rotazione	2 s				
6						
7	Accelerazione angolare moto unif. accelerato					
8	ϑ	1,57	rad			
9	α	0,79	rad/s ²	$\theta = \frac{1}{2} \alpha t^2$		
10						
11	Velocità angolare finale					
12	ω	1,57	rad/s	$\alpha = \frac{\omega}{t}$		
13						
14	Coppia motrice richiesta					
15	Mm	0,05	Nm	$M = J\alpha = J \left(\frac{\omega - \omega_0}{t - t_0} \right) = J \frac{\omega}{t}$		
16						
17	Energia cinetica sviluppata					
18	Ec	0,08	J	$L = K = \frac{1}{2} J \omega^2$		

Il modello di attuatore rotante necessario è il R3-25.

I modelli più piccoli non sono in grado di assorbire l'energia cinetica di 0.08J sviluppata!

MOMENTO DI INERZIA DI UN SISTEMA DI PICK & PLACE SEMPLIFICATO

Valuare il momento di inerzia e la coppia motrice del seguente sistema di masse in acciaio.



inerzia1.ipt ((Primario)) - iProperties

Generale Riepilogo Progetto Stato Personalizzate Salva Fische

Solidi
 La parte

Materiale
 Acciaio

Densità 7,850 g/cm³ Precisione richiesta Bassa

Proprietà generali

		Baricentro	
Massa	7,046 kg (Errore rela	X	64,524 mm (Errore r
Area	155645,592 mm ² (Y	157,919 mm (Errore
Volume	897596,144 mm ³ (Z	0,162 mm (Errore re

Proprietà di inerzia

Principale Baricentro

Momenti di massa

Ixx 215075,460 kg Calcolo eseguito con integrale negativo.

Ixy -84660,955 kg Iyy 85867,457 kg n

Ixz -257,607 kg mr Iyz -85,869 kg mm Izz 297766,250 kg

ORGANI DI PRESA: TIPOLOGIE E CARATTERISTICHE

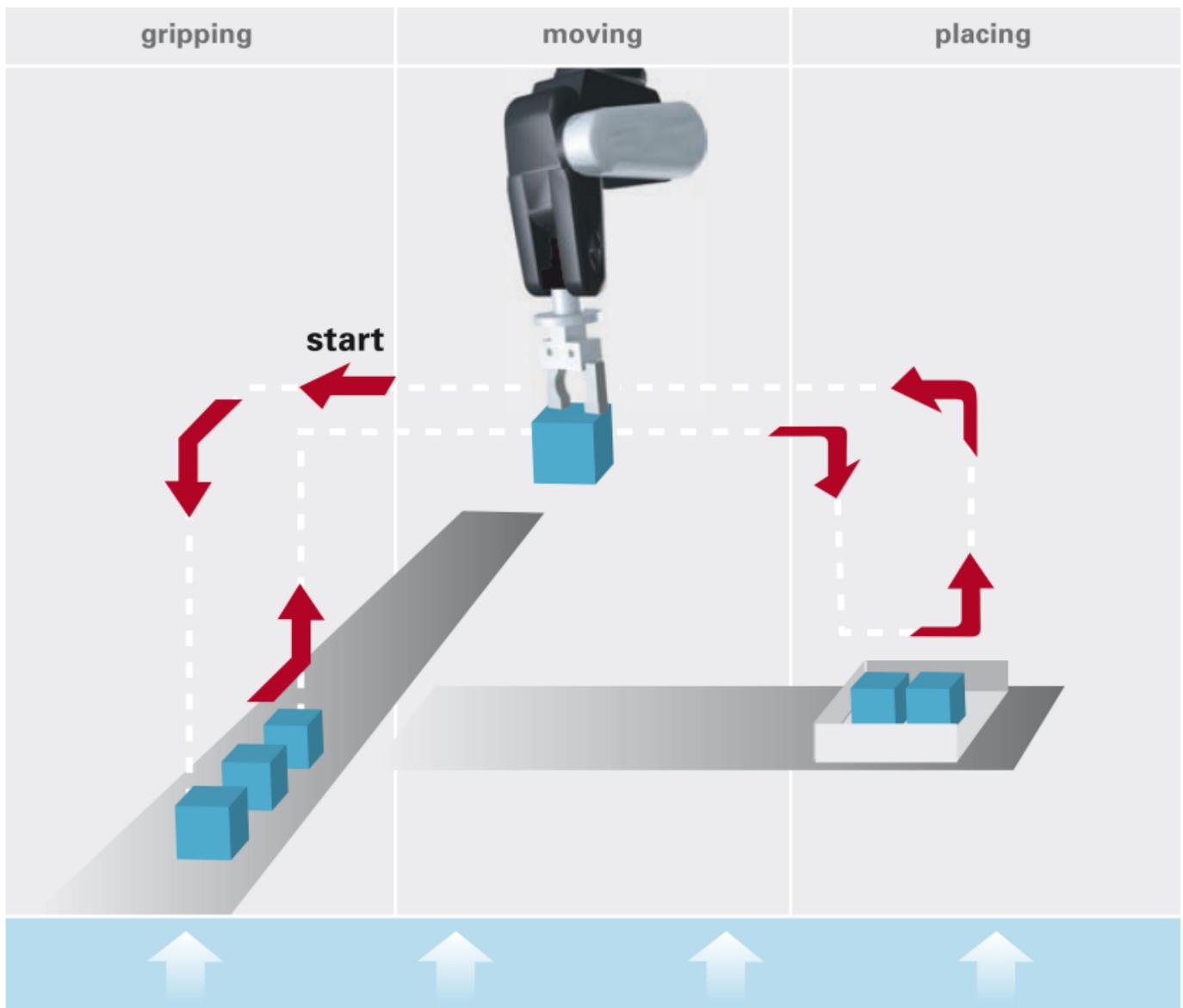
Gli organi di presa robotici, piú comunemente chiamati gripper, sono la parte terminale della catena cinematica di un robot industriale ovvero l'effettivo collegamento tra robot e l'oggetto da manipolare.

Una definizione di può essere la seguente:

I gripper sono sottosistemi dei meccanismi di presa che forniscono un contatto temporaneo con l'oggetto da afferrare, assicurandone posizione e orientamento durante la movimentazione.

La presa é ottenuta per mezzo di forze prodotte da appositi elementi. Il termine gripper viene anche usato nel caso non ci sia un effettivo serraggio, ma solo un contenimento o sostegno dell'oggetto. Le funzioni principali che un gripper deve svolgere sono:

- Assicurare temporaneamente una definita posizione e orientamento dell'oggetto relativamente a un sistema di riferimento. ^
- Mantenere in condizioni statiche o dinamiche determinate forze e momenti. ^
- Permettere la variazione di posizione e orientamento dell'oggetto in relazione a un sistema di riferimento. ^
- Consentire operazioni tecniche specifiche richieste dalla particolare applicazione.

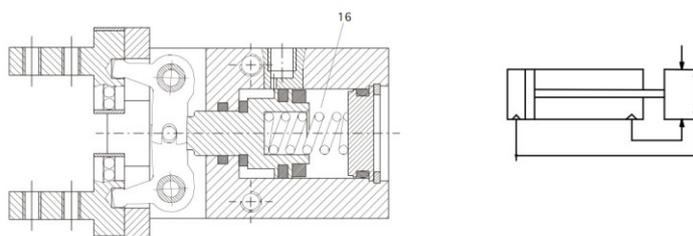


PINZE PNEUMATICHE

L'apertura e la chiusura delle dita può essere parallela, angolare a 30° e 180° oppure con funzione autocentrante nel caso delle pinze a tre dita.



Ogni famiglia di pinze offre differenti prestazioni in funzione dei diametri e della lunghezza degli accessori che si montano sulle dita.



La sezione mostra il sistema di leverismo adottato per il movimento parallelo delle dita.

VANTAGGI E LIMITI DELLE PINZE PNEUMATICHE

Un vantaggio chiave delle pinze pneumatiche rispetto ad altri tipi di pinze è che sono disponibili in numerose dimensioni e forze di presa, da pochi N a diversi kN e possono essere adattate a diverse applicazioni, comprese quelle che richiedono migliaia di ripetizioni all'ora.

Le pinze pneumatiche industriali offrono anche una ripetibilità senza pari per compiti di automazione di precisione.

Inoltre, le pinze pneumatiche:

- Sono economicamente vantaggiose ed efficienti dal punto di vista energetico
- Sono leggere e compatte - specialmente se paragonate a certe opzioni basate su motore e sull'idraulica

A differenza delle loro controparti idrauliche ed elettriche, le pinze pneumatiche in generale non sono interessate dall'ambiente di lavoro. Questo è in forte contrasto con le pinze ad azionamento elettrico che hanno un'elettronica sensibile e possono malfunzionare in ambienti umidi.

Naturalmente, le pinze pneumatiche hanno alcuni svantaggi e limiti. Questi sono principalmente legati al costo operativo e alla complessità dei progetti pneumatici e dei sistemi ad aria compressa in generale. La configurazione iniziale di tali sistemi può essere costosa e complicata. Detto questo, vi sono considerazioni importanti sull'economia di scala quando un'operazione industriale fa già uso di sistemi ad aria compressa altrove.

CLASSIFICAZIONE DEI TIPI DI PRESA: FORCE-FIT E FORM-FIT

Esistono due tecniche di presa principali: Force-fit e Form-fit

	principle of function		force lock	form lock
gripping with one contact surface	adhesive grip			
	reverse grip			
gripping with more than one contact surface	force-fit			
	force-fit/form-fit			
	form-fit			

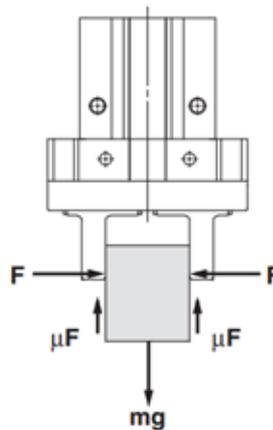
Nella presa Force-lock (o Force-fit) il sostegno dell'oggetto avviene unicamente per effetto delle forze di attrito tra superficie dell'oggetto e dita di presa. Per questo è necessario che le dita siano costruite con materiali ad alto coefficiente di attrito in relazione al materiale dell'oggetto da afferrare. La presa Form-lock (o Form-fit) invece si ottiene con dita adattate alla forma dell'oggetto grazie alle quali la forza si distribuisce lungo tutta la superficie di contatto. Il sostegno è generato quasi esclusivamente dal contenimento (encompassing) dell'oggetto, quindi la forza da esercitare per la presa risulta minore rispetto una corrispondente presa force-lock. La combinazione dei due casi precedenti dà luogo ad una presa mista. Una presa force-fit può diventare form-fit semplicemente cambiando orientamento al gripper.

FORMULA CALCOLO FORZA PRESA GENERALE

Una formula generale valida per ogni gripper per la stima della forza iniziale di presa richiesta:

$$F_G = \frac{m \cdot g \cdot f_s}{\mu \cdot n} \quad [N]$$

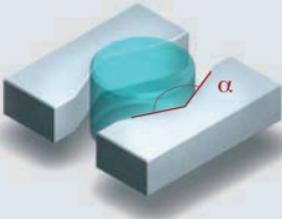
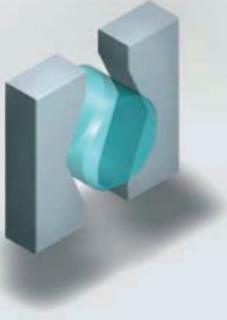
- m massa dell'oggetto [Kg]
- fs fattore di sicurezza
- g accelerazione di gravità ($g = 9.81 \dots [m/s^2]$)
- μ coefficiente di attrito
- n numero di griffe

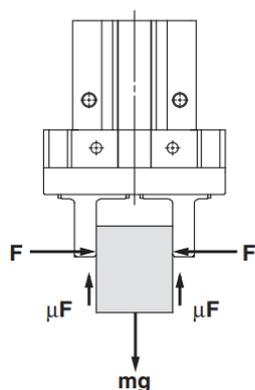


FORZA PRESA PARALLELA SU OGGETTO CILINDRICO

Nel seguente esempio sono riportate le formule per il calcolo della forza per la presa parallela di un oggetto cilindrico attraverso dita prismatiche.

- cilindro con massa $m = 5\text{Kg}$
- sottoposto ad un'accelerazione $a = 6\text{m/s}^2$
- dita di presa con $\alpha = 90^\circ$,
- coefficiente di attrito $\mu = 0.1$
- coefficiente di sicurezza $S = 2$.

force-fit gripping	form-fit gripping	
		
$F = \frac{m \cdot g}{2\mu} \left(1 + \frac{a}{g}\right) \sin \frac{\alpha}{2} \cdot S$	$F_G = m \cdot (a+g) \cdot S$	$F_G = m \cdot (a+g) \cdot \frac{\tan \frac{\alpha}{2}}{2}$
$F_G = \frac{5 \text{ kg} \cdot 10 \text{ m/s}^2}{2 \cdot 0,1} \left(1 + \frac{6 \text{ m/s}^2}{10 \text{ m/s}^2}\right) \sin \frac{90^\circ}{2} \cdot 2$	$F_G = 5 \text{ kg} \cdot (6 \text{ m/s}^2 + 10 \text{ m/s}^2) \cdot 2$	$F_G = 5 \text{ kg} \cdot (6 \text{ m/s}^2 + 10 \text{ m/s}^2) \frac{\tan 45^\circ}{2} \cdot 2$
$F_G = 565,7 \text{ N}$	$F_G = 160 \text{ N}$	$F_G = 80 \text{ N}$



“Forza di presa almeno 10/20 volte superiore al peso del pezzo”

Tale valore raccomandato da SMC viene calcolato con un margine di sicurezza di $a = 4$, per impatti che possono verificarsi durante il normale trasporto.

Quando $\mu = 0.2$	Quando $\mu = 0.1$
$F = \frac{mg}{2 \times 0.2} \times 4$ $= 10 \times mg$	$F = \frac{mg}{2 \times 0.1} \times 4$ $= 20 \times mg$

10 x peso del pezzo

20 x peso del pezzo

Durante la presa di un pezzo come nella figura a sinistra, e con le seguenti definizioni,

F: Forza di presa [N]

μ : Coefficiente di attrito tra gli accessori e il pezzo

m: massa del pezzo [kg]

g: Accelerazione gravitazionale (= 9.8 m/s²)

mg: Peso del pezzo [N]

le condizioni al di sotto delle quali il pezzo non cadrà sono

$$2 \times \mu F > mg$$

Numero dita

e quindi,

$$F > \frac{mg}{2 \times \mu}$$

Con “a” che rappresenta il margine, “F” è determinato dalla seguente formula:

$$F = \frac{mg}{2 \times \mu} \times a$$

- Anche nei casi in cui il coefficiente di attrito è maggiore di $\mu = 0.2$, per motivi di sicurezza, selezionare una forza di presa che sia almeno 10/20 volte superiore al peso del pezzo, come raccomanda SMC.
- Se durante il movimento si applicano elevate accelerazioni o forti impatti, prendere in considerazione l'adozione di un maggiore margine.

VENTOSE PNEUMATICHE

Le ventose per il vuoto sono componenti essenziali nell'ambito dell'automazione industriale, progettate per consentire la manipolazione sicura e precisa di oggetti di varie forme e dimensioni.



Questi dispositivi operano sfruttando il principio del vuoto per creare una presa stabile sugli oggetti, consentendo il sollevamento, il trasporto e il posizionamento degli stessi in modo efficiente. Le ventose sono disponibili in una vasta gamma di forme, dimensioni e materiali per adattarsi alle specifiche esigenze dell'applicazione, offrendo prestazioni affidabili e versatili in una varietà di settori industriali, come l'automotive, l'elettronica, l'imballaggio e molti altri.

VUOTO INDUSTRIALE E FORZA DI PRESA

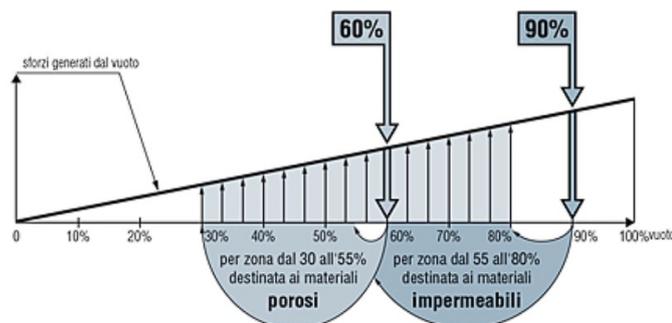
Con il termine vuoto industriale si intende un vuoto compreso tra -20 e -99 kPa. Questo range comprende la maggior parte delle applicazioni. Il vuoto industriale viene utilizzato in tutte quelle applicazioni di manipolazione, sollevamento e tenuta dei materiali. La forza di sollevamento è proporzionale alla superficie di contatto ed al grado di vuoto.

Se il grado di vuoto passa dal 60% al 90%, la forza di sollevamento aumenta al massimo di 1,5 volte.

Per limitare il consumo di energia è preferibile limitare il grado di vuoto ed aumentare invece la superficie della ventosa.



DUE LIVELLI STANDARD



. 60% per materiali porosi (vuoto dal 30 al 55%).

. 90% per materiali impermeabili (vuoto dal 55 al 80%).

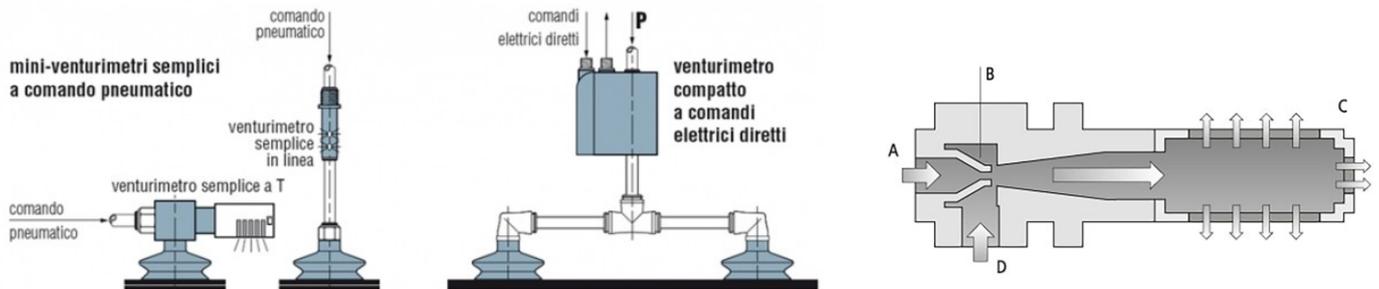
GENERATORE DEL VUOTO AD EFFETTO VENTURI

Le pompe a vuoto con venturimetro sono destinate ad ogni applicazione abituale di presa con il vuoto.

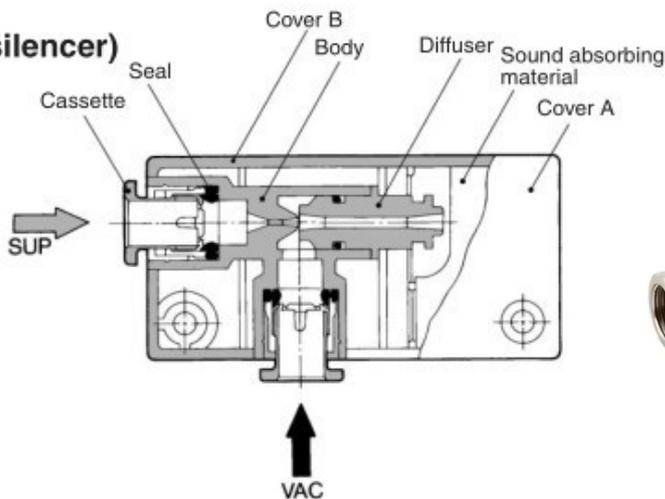
Compatti e leggeri, i venturimetri sono installati nelle immediate vicinanze delle ventose: poche perdite di carico e minimo volume di scarico minimo, da cui derivano tempi di risposta brevi ed un consumo di energia ridotto al minimo.

Su un piano pratico, occorre distinguere:

- venturimetri semplici a comando pneumatico, miniaturizzati per installazione sulle ventose.
- venturimetri completi a comando elettrico diretto, per installazione nelle immediate vicinanze delle ventose.



Box type (Built-in silencer)



L'aria compressa viene introdotta nell'eiettore (A).

Grazie al restringimento della sezione dell'ugello motore (ugello Venturi [B]), l'aria compressa viene accelerata.

La pressione dinamica aumenta, mentre la pressione statica dell'aria diminuisce simultaneamente.

Una volta superato l'ugello, l'aria accelerata si espande e si genera di vuoto nella ventosa grazie all'aria "aspirata" nell'eiettore attraverso l'attacco del vuoto (D).

L'aria compressa fuoriesce dall'eiettore attraverso il silenziatore (C) insieme all'aria "aspirata".

L'immissione di aria compressa deve persistere finchè è necessario l'effetto di presa.

Vantaggi

- I generatori di vuoto che funzionano secondo il principio di Venturi sono particolarmente adatti per accelerazioni molto elevate.
- Le pinze di presa a vuoto sono controllabili individualmente
- Eiettori di diverso design per una generazione di vuoto centrale o decentralizzata a seconda dell'applicazione
- Diverse classi di prestazione per adattarsi al pezzo e all'applicazione

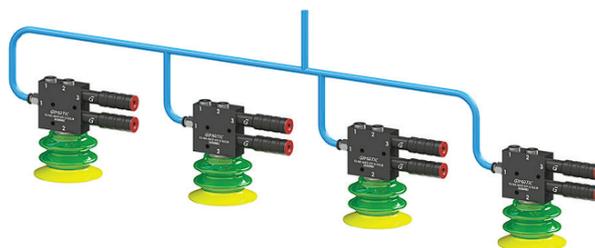
Abbiamo due tipologie principali.

SISTEMA CENTRALIZZATO



Un sistema centralizzato è caratterizzato da una pompa per vuoto collegata a più ventose. Spesso utilizzato per manipolare materiali a tenuta come la lamiera o il vetro.

SISTEMA DECENTRALIZZATO



Un impianto decentralizzato è progettato in modo che ogni ventosa abbia un generatore di vuoto dedicato, questo significa che tutte le ventose sono indipendenti una dall'altra, solitamente utilizzato in applicazioni porose.

VANTAGGI



- Unica fonte di vuoto
- Semplice realizzazione controsoffio
- Facile controllo livello vuoto

VANTAGGI

- Volumi da svuotare ridotti al minimo >Elevata velocità di presa e di rilascio
- Azzeramento delle perdite di carico >Dimensioni compatte delle pompe
- Ogni ventosa è indipendente
- Tubazioni di alimentazione ridotte

SVANTAGGI



- Tubazioni lunghe e di diametro maggiore
- Possibilità di perdite di carico
- Necessità di valvola di controsoffio o di rompivuoto per il distacco

SVANTAGGI

- Gestione del controsoffio più complicata (richiede valvole di non ritorno)
- Rilevamento dell'avvenuta presa più complicata
- Possibili problemi derivanti da sporcizia sull'impianto

FORZA DI PRESA VENTOSE

La forza di presa dipende da vari fattori (forma, livello del vuoto ecc.).
Si deve sempre fare riferimento alle indicazioni del costruttore.

La tabella sottostante di un costruttore mostra la forza di presa per ventose PIATTE con un livello del vuoto di -600mBar.



Ad esempio il modello PFYN 95 NBR con un diametro di 95 mm ha una capacità di aspirazione di 350 N.

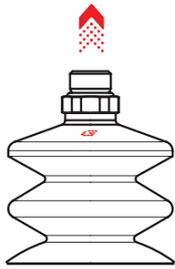
📄 Dati tecnici Ventose piatte PFYN

Tipo		Forza di presa (-600 mbar) [N]*	Volume [cm ³]	Raggio pezzo min. (convesso) [mm]	Diametro tubo flessibile (raccomandato) d [mm]**	Famiglia di nipples
PFYN	1,0	0,03	0,001	2	2	N 001
PFYN	1,5	0,06	0,001	2	2	N 002
PFYN	2,0	0,12	0,001	2	2	N 003
PFYN	3,5	0,42	0,002	8	2	N 003
PFYN	5,0	0,75	0,005	8	2	N 004
PFYN	6,0	1,20	0,008	8	2	N 004
PFYN	8,0	2,30	0,030	10	2	N 004
PFYN	10,0	4,00	0,070	13	2	N 004
PFYN	15,0	9,00	0,400	13	4	N 005
PFYN	20,0	15,50	0,800	20	4	N 006
PFYN	25,0	26,50	1,300	25	4	N 007
PFYN	30,0	34,00	1,300	40	4	N 007
PFYN	35,0	44,00	2,700	50	4	N 007
PFYN	40,0	57,70	3,800	50	4	N 007
PFYN	50,0	91,00	7,000	75	4	N 008
PFYN	60,0	125,00	10,000	100	6	N 009
PFYN	80,0	260,00	25,000	150	6	N 009
PFYN	95,0	350,00	35,000	200	6	N 009
PFYN	120,0	540,00	77,800	300	9	N 010
PFYN	150,0	842,00	176,300	300	9	N 010
PFYN	200,0	1.498,00	427,000	400	9	N 010

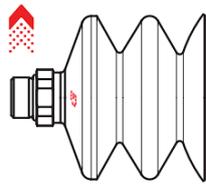
*I dati di aspirazione sono valori teorici a -0,6 bar di vuoto e superficie asciutta, piana e liscia del pezzo - vanno intesi come non comprendenti il fattore di sicurezza

**Il diametro del tubo flessibile consigliato si riferisce a una lunghezza tubo di ca. 2 m

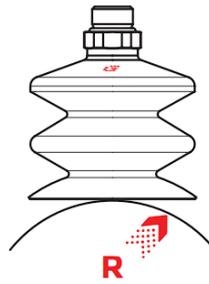
In genere vengono affiancate più ventose per raggiungere la forza di presa desiderata.



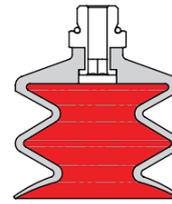
Forza [N] di sollevamento perpendicolare alla superficie, a diversi gradi di vuoto



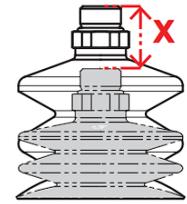
Forza [N] di sollevamento parallela alla superficie, a diversi gradi di vuoto



Raggio minimo curvatura



Volume



Movimento verticale massimo

La scelta della mescola da utilizzare viene fatta con l'aiuto delle tabelle tecniche in funzione della singola applicazione e dopo aver valutato attentamente quanto segue:

- Rugosità della superficie del carico da movimentare e la sua temperatura.
- Il peso e le dimensioni del carico.
- La presenza di sostanze chimiche, olii solventi ecc. sulla superficie di presa.
- L'intensità dei cicli di lavoro e la loro gravosità.
- L'importanza di non lasciare aloni sulla superficie di presa.

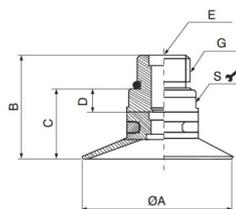
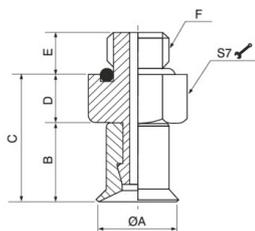
Materiale	Temperatura °C	Resistenza Abrasione	Resistenza all'olio	Resistenza agenti atmosferici
N-NBR	-20 ÷ +110	Eccellente	Eccellente	Molto buona
S-Silicone	-40 ÷ +200	Buona	Scarsa	Eccellente
PU-Poliuretano	10 ÷ 50	Eccellente	Eccellente	Eccellente
F-Gomma Fluorata	-10 ÷ +230	Eccellente	Molto buona	Molto buona

<p>Ventosa tonda standard</p> <p>Ventosa tonda standard, adatta per la presa e la movimentazione con vuoto, di oggetti con superfici piane o leggermente curve, consente la presa su superfici concave.</p>	
<p>Ventosa tonda a coppa</p> <p>Ventosa dalla tipica conformazione a coppa, adatta per la presa e la movimentazione con vuoto, di oggetti con superfici piane o leggermente curve, consente la presa su superfici concave.</p>	
<p>Ventosa tonda piana</p> <p>Ventosa tonda piana adatta per la presa e la movimentazione con vuoto di oggetti con superfici piane, offre una buona stabilità e un minimo spostamento. Raccomandata in applicazioni con forze parallele al piano di presa, idonea alla movimentazione di lastre di vetro, piani in legno, lamiere in acciaio e piani in plastica. I rinforzi interni impediscono che gli oggetti sottili vengano deformati ed aumentano l'attrito nelle applicazioni con forze parallele al piano di presa</p>	
<p>Ventosa tonda a soffietto</p> <p>Ventosa tonda a soffietto, la quale, grazie alla sua conformazione fa si che a contatto con la superficie del carico da prelevare ed in presenza di vuoto, collassi rapidamente, sollevando il carico di alcuni millimetri, indipendentemente dai movimenti dell'automatismo; questo rapido movimento impedisce al carico sottostante di rimanere attaccato a quello sollevato. Per questa loro caratteristica sono consigliate in quei casi dove serve sfogliare e movimentare fogli di cartone, lamiere sottili, pannelli di legno, lastre di vetro ecc. sono in oltre consigliate per l'utilizzo su superfici curve. Ventosa poco adatta a manipolare oggetti con forza di sollevamento parallela alla superficie.</p>	
<p>Ventosa a soffietto lungo</p> <p>Ventosa a soffietto lungo, la quale, grazie alla sua conformazione fa si che possa compensare differenze di altezza. Creando spostamenti verso l'alto è particolarmente indicata per la separazione di prodotti sottili e adatta alla movimentazione di alimenti confezionati in sacchetti di plastica e per oggetti fragili. Ventosa poco adatta a manipolare oggetti con forza di sollevamento parallela alla superficie.</p>	
<p>Ventosa a soffietto lungo per sacchetti</p> <p>Ventosa a soffietto lungo particolarmente indicata per la movimentazione di sacchetti, grazie al suo labbro molto sottile e alla dentellatura interna, riesce a garantire la presa con sicurezza anche su sacchetti pesanti e difficili da sollevare.</p>	

<p>Ventosa tonda elevato attrito</p> <p>Ventosa tonda elevato attrito adatta alla movimentazione di pezzi di forma e dimensioni diverse, la struttura interna rinforzata permette agli oggetti prelevati di non essere deformati ed incrementa la forza di attrito nelle applicazioni con forza parallela al piano di presa. Il design innovativo del piano d'appoggio interno alla ventosa, assicura un elevato coefficiente d'attrito con la superficie di presa in particolare su lamiere molto oleate o lastre di vetro e marmo molto bagnate, grazie alla facilità di drenaggio che la ventosa offre. Questa caratteristica è sinonimo di presa salda e sicura della ventosa e di conseguenza garanzia di posizionamento preciso del carico da movimentare.</p>	
<p>Ventosa tonda a soffietto elevato attrito</p> <p>Ventosa tonda a soffietto elevato attrito, adatta alla movimentazione di pezzi di forma e dimensioni diverse e dove è necessaria una compensazione di livello come ad esempio nel prelievo da caricatori. Particolarmente indicata nelle applicazioni con forza parallela al piano di presa. Il design innovativo del piano d'appoggio interno alla ventosa, assicura un elevato coefficiente d'attrito con la superficie di presa in particolare su lamiere molto oleate o lastre di vetro e marmo molto bagnate, grazie alla facilità di drenaggio che la ventosa offre. Questa caratteristica è sinonimo di presa salda e sicura della ventosa e di conseguenza garanzia di posizionamento preciso del carico da movimentare.</p>	
<p>Ventosa ellittica elevato attrito</p> <p>Ventosa ellittica elevato attrito adatta alla movimentazione di pezzi di forma allungata e sottile, la struttura interna rinforzata permette agli oggetti prelevati di non essere deformati ed incrementa la forza di attrito nelle applicazioni con forza parallela al piano di presa. Il design innovativo del piano d'appoggio interno alla ventosa, assicura un elevato coefficiente d'attrito con la superficie di presa in particolare su lamiere molto oleate o lastre di vetro e marmo molto bagnate, grazie alla facilità di drenaggio che la ventosa offre. Ventosa particolarmente indicata nelle applicazioni di manipolazione di parti in lamiera nell'industria "Automotive". Questa caratteristica è sinonimo di presa salda e sicura della ventosa e di conseguenza garanzia di posizionamento preciso del carico da movimentare.</p>	
<p>Ventosa tonda standard in poliuretano</p> <p>Ventosa tonda standard in poliuretano, adatta per la presa e la movimentazione con vuoto, di oggetti con superfici piane o leggermente curve, consente la presa su superfici concave. Il grande vantaggio di questa ventosa è che il materiale di cui è costituita, il poliuretano, ha una durata superiore ad altri materiali, ha un'ottima resistenza all'usura, una buona flessibilità e un'ottima resistenza alla trazione. Le ventose in poliuretano sono antialone.</p>	
<p>Ventosa tonda in gomma spugna</p> <p>Ventosa tonda in gomma spugna è realizzata con una speciale miscela denominata "NR", che ha una densità tale da consentire la presa anche su superfici molto ruvide e irregolari e di mantenere la propria elasticità anche dopo parecchi cicli lavorativi. Particolarmente idonea per la movimentazione di carichi con superfici grezze o molto ruvide quali: marmi bocciardati, segati o fiammati, lamiere grecate, antisdrucchiolo o bugnate, laterizi, manufatti in cemento grezzo, piastrelle da giardino ecc. e in generale in tutti quei casi dove non è possibile l'impiego delle ventose tradizionali. E' sconsigliato l'utilizzo per manipolare carichi con forza di sollevamento parallela alla superficie e per movimentazione di carichi con superfici oleate.</p>	

VENTOSE

Ventosa tonda standard



Codice ● = Versione N = NBR / S = Silicone	ØA	B	C	D	E	F
19VTN●.05.004.00	5	6.1	10.1	4	3.5	M5
19VTN●.05.008.00	9	7	11	4	3.5	M5
19VTN●.05.010.00	11	10.5	15.5	5	3.5	M5

Codice ● = Versione N = NBR / S = Silicone	ØA	B	C	D	E	G	S
19VTN●.18.020.00	22	15.5	9.5	1.5	M5	G1/8"	S12
19VTN●.18.030.00	32	17	11	1.5	M5	G1/8"	S12
19VTN●.18.040.00	42	25	18	5	-	G1/8"	S17
19VTN●.14.050.00	53	32.5	23.5	6	-	G1/8"	S24

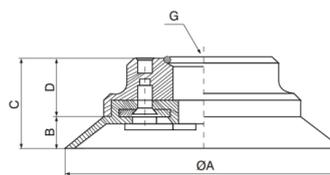
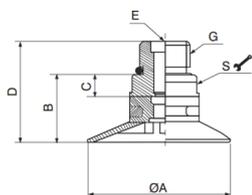
Ventosa tonda standard, adatta per la presa e la movimentazione con vuoto, di oggetti con superfici piane o leggermente curve, consente la presa su superfici concave.

Tabella forze di sollevamento

Codice ● = Versione N = NBR / S = Silicone	Volume cm ³	Forza di sollevamento in verticale (N)			Forza di sollevamento in parallelo (N)			Peso (gr.)
		-20kPa	-60kPa	-90kPa	-20kPa	-60kPa	-90kPa	
19VTN●.05.004.00	0.03	0.198	0.885	1.275	0.198	0.78	1	2.3
19VTN●.05.008.00	0.1	1	2.55	3.8	1	2.85	3.35	2
19VTN●.05.010.00	0.18	1.48	4.4	6.85	1.5	4.4	4.9	2.7
19VTN●.18.020.00	1	5.9	12.2	16	5.9	8.8	9.8	3
19VTN●.18.030.00	2	13	25	33	7.8	9.8	11	4.2
19VTN●.18.040.00	5.5	20	37.5	60	13.8	22	27.5	11
19VTN●.14.050.00	12	35.5	74	95	20	37	44	26.6

Materiale	Colore	Durezza °Shore A	Temperatura di lavoro °C
NBR	Nero	55	-20 ÷ 110
Silicone	Rosso	50	-40 ÷ 200

Ventosa tonda piana



Codice ● = Versione N = NBR / S = Silicone	ØA	B	C	D	E	G	S
19VTP●.18.020.00	22	9.5	1.5	15.5	M5	G1/8"	S12
19VTP●.18.025.00	27	10.5	1.5	16.5	M5	G1/8"	S12
19VTP●.18.030.00	32	11.5	1.5	17.5	M5	G1/8"	S12
19VTP●.18.040.00	42	18	5	25	-	G1/8"	S17
19VTP●.14.050.00	53	22.5	6	32.5	-	G1/4"	S24

Codice ● = Versione N = NBR / S = Silicone	ØA	B	C	D	G
19VTP●.14.075.00	77	8	26	18	G1/4"
19VTP●.12.110.00	112	14	29	15	G1/2"
19VTP●.12.150.00	152	18	33	14	G1/2"

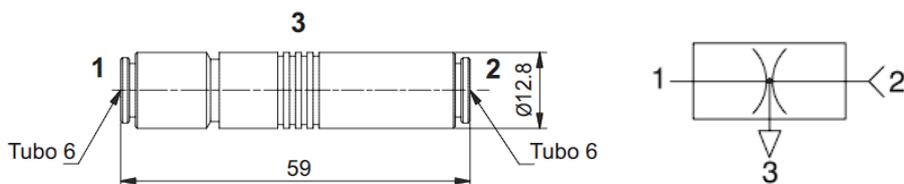
Ventosa tonda piana adatta per la presa e la movimentazione con vuoto di oggetti con superfici piane, offre una buona stabilità e un minimo spostamento. Raccomandata in applicazioni con forze parallele al piano di presa, idonea alla movimentazione di lastre di vetro, piani in legno, lamiere in acciaio e piani in plastica. I rinforzi interni impediscono che gli oggetti sottili vengano deformati ed aumentano l'attrito nelle applicazioni con forze parallele al piano di presa.

Tabella forze di sollevamento

Codice ● = Versione N = NBR / S = Silicone	Volume cm ³	Forza di sollevamento in verticale (N)			Forza di sollevamento in parallelo (N)			Peso (gr.)
		-20kPa	-60kPa	-90kPa	-20kPa	-60kPa	-90kPa	
19VTP●.18.020.00	1	6	15	18.7	5	7.95	8.45	3.1
19VTP●.18.025.00	1.1	9.2	19.3	24.9	7.95	8.95	10	3.6
19VTP●.18.030.00	2	13	24.8	30.8	11	15.98	20	4.5
19VTP●.18.040.00	4.8	20	40	50	15	25	29.5	11.5
19VTP●.14.050.00	10	37	74	96	24	40	50	27.9
19VTP●.14.075.00	20	80	201	272	60	110	140	121.3
19VTP●.12.110.00	70	141	418.5	562	140	248	299.7	245.3
19VTP●.12.150.00	160	300	845	1098	250	600	800	605

Materiale	Colore	Durezza °Shore A	Temperatura di lavoro °C
NBR	Nero	55	-20 ÷ 110
Silicone	Rosso	50	-40 ÷ 200

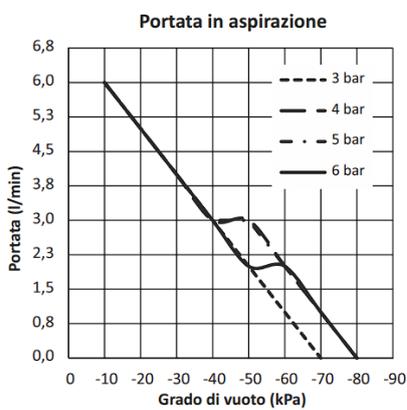
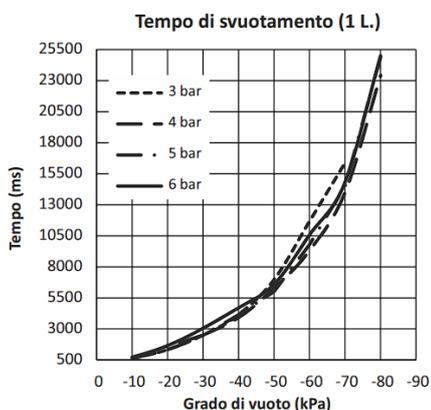
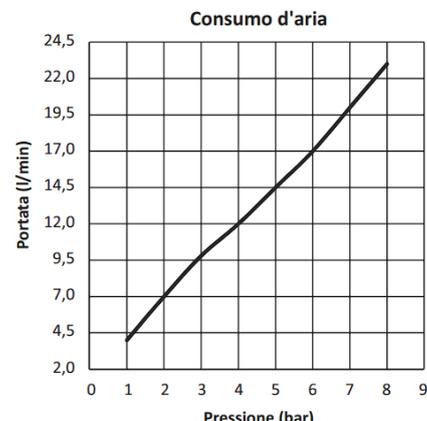
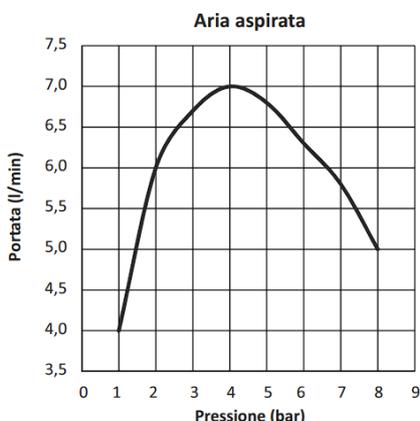
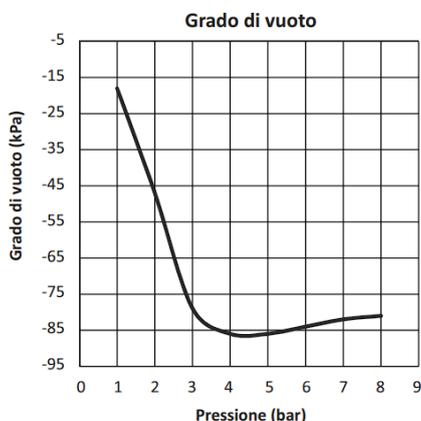
Generatore di vuoto monostadio T06.



Basano il loro funzionamento sul principio venturi; la caratteristica primaria è la presenza dell'alimentazione di pressione e la connessione per il vuoto, sullo stesso asse.

Questo permette di connettere le ventose direttamente sul generatore o tramite il porta ventose sempre comunque in asse con evidenti vantaggi in termini di lay-out e semplicità di impianto.

La connessione per lo scarico è filettata femmina G 1/8", o sulla circonferenza del T06.

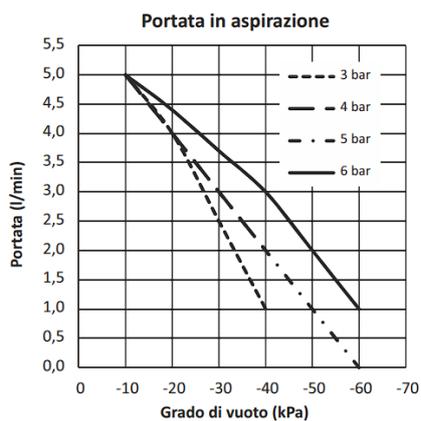
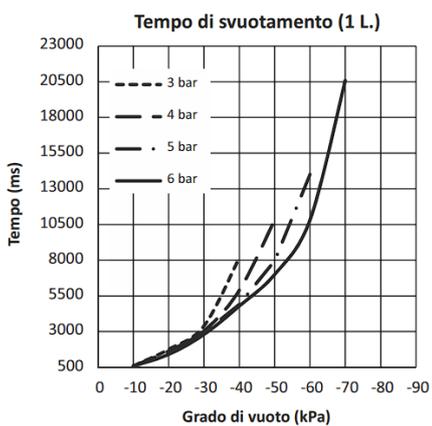
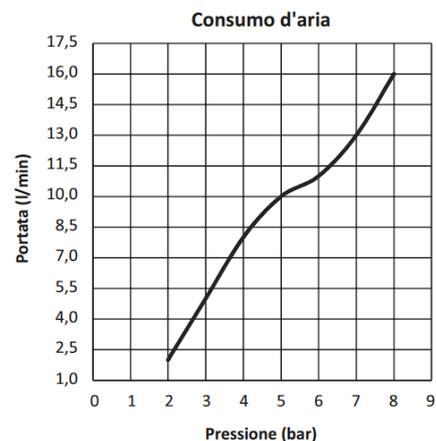
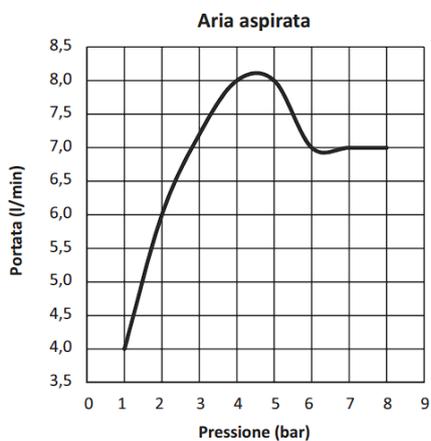
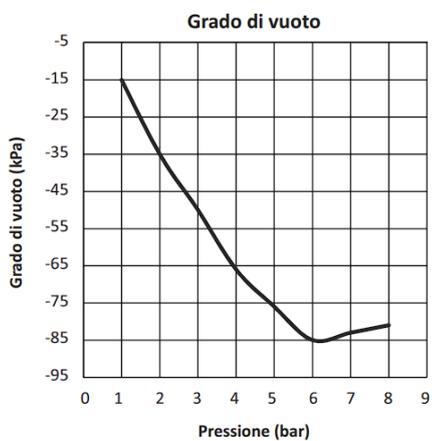
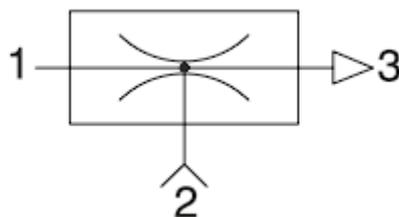


Generatore di vuoto monostadio M5

Generatori monostadio, robusti ed affidabili, di dimensioni compatte ed adatti per applicazioni che richiedono il raggiungimento rapido del grado di vuoto richiesto con portate limitate.

Funzionanti per principio venturi, presentano la connessione vuoto, ortogonale dall'asse di alimentazione e scarico.

Possano essere connessi direttamente alle ventose e/o porta ventose e applicati in ogni posizione.



Pezzo da sollevare

Materiale: lamiera d'acciaio, impilata su un p:

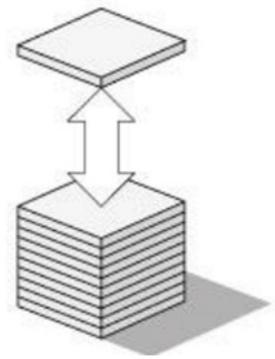
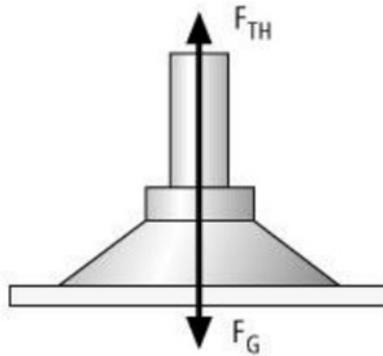
Superficie: liscia, piana, asciutta

Dimensioni:

lunghezza: max. 2.500 mm

larghezza: max. 1.250 mm

spessore: max. 2,5 mm



Sistema di movimentazione

Sistema impiegato: convertitore a portale

Aria compressa presente: 8 bar

Tensione di comando: 24 V DC

Ciclo di lavoro:

Spostamento orizzontale-orizzontale. Una lamiera di acciaio viene presa da un pallet, sollevata, trasportata in senso orizzontale e posata in un centro di lavorazione. Accelerazione max.: Asse X e asse Y: 5 m/s² Asse Z: 5 m/s²

Tempo ciclo: 30 s

Tempo previsto: per l'aspirazione: < 1s per la posa: < 1

Flusso per la progettazione del sistema

- 1 Calcolo delle forze
- 2 Scelta ventose
- 3 Scelta elementi di fissaggio
- 4 Scelta tubo flessibile a vuoto
- 5 Scelta distributori
- 6 Scelta macchina per la produzione del vuoto
- 7 Scelta valvole
- 8 Scelta vacuostato

CALCOLO DEL PESO DI UN PEZZO

Per poter eseguire i calcoli successivi è importante conoscere la massa m del pezzo. La massa può essere calcolata con la seguente formula:

$$m = L \times B \times H \times \rho$$

m = Massa [kg]

L = Lunghezza [m]

B = Larghezza [m]

H = Altezza [m]

ρ = Densità [kg/m³]

L'esempio

$$m = 2,5 \text{ m} \times 1,25 \text{ m} \times 0,0025 \text{ m} \times 7.850 \text{ kg/m}^3 = 61,33 \text{ kg}$$

Per il calcolo della forza di presa teorica vengono presentati e descritti di seguito i tre eventi di carico più importanti e frequenti.

Importante:

Nelle seguenti rappresentazioni semplificate degli eventi di carico deve essere utilizzato, come base per il calcolo, l'evento di carico più sfavorevole con la più alta forza di presa teorica.

Solo in questo modo è possibile garantire che la ventosa abbia una presa sicura sul pezzo durante l'intero processo di movimentazione.

Coefficiente di sicurezza S:

A seconda della composizione della superficie del pezzo è necessario adeguare il coefficiente di sicurezza S. Per il coefficiente di sicurezza si presume un valore minimo di 1,5 per pezzi lisci e compatti. Con pezzi critici, disomogenei, porosi, ruvidi o lubrificati deve essere impiegato un coefficiente di sicurezza di 2,0 o maggiore.

Valore di attrito μ :

Il valore di attrito μ definisce il rapporto tra la forza di attrito e la forza normale. Non è possibile rilevare dati generalmente validi relativi al valore di attrito tra la ventosa e il pezzo, pertanto è necessario rilevare concretamente il valore di attrito μ mediante test.

I seguenti valori possono essere applicati come valori orientativi.

= 0,2 . . . 0,3	per superfici bagnate
= 0,5	per legno, metallo, vetro, pietra, ...
= 0,6	per superfici ruvide

Calcolo con superfici lubrificate:

per le ventose standard per le quali non è indicata la forza trasversale nei dati tecnici si consiglia il valore orientativo $\mu = 0,1 \dots 0,3$.

Per ottenere un valore più preciso è necessario eseguire dei test con il pezzo originale.

Per le ventose per le quali è espressamente indicata la forza trasversale su superfici asciutte o lubrificate, è possibile determinare il valore di attrito μ in base alla seguente formula:

$$\mu = F_R / F_N \quad \text{forza trasversale su superfici asciutte o lubrificate/forza di presa}$$

Il valore μ 1 calcolato viene impiegato nella formula del rispettivo evento di carico (da I a III).

Evento di carico I – Ventosa orizzontale, direzione di forza verticale

Il pezzo (nel caso corrente la lamiera di acciaio con misure $2,5 \times 1,25$ m) viene sollevato da un pallet. In questo processo, il pezzo viene movimentato con un'accelerazione di 5 m/s^2 (nessun movimento trasversale).

$$F_{TH} = m \times (g + a) \times S$$

F_{TH} = Forza di presa teorica t [N]

m = Massa [kg]

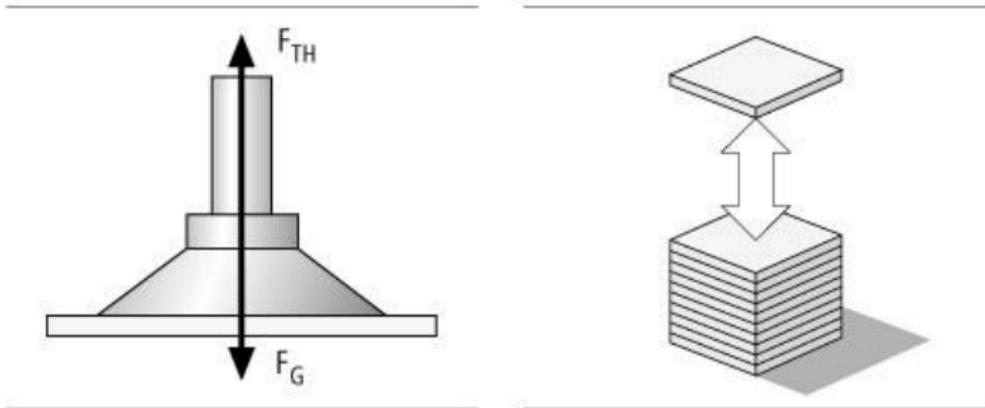
g = Accelerazione di gravità [$9,81 \text{ m/s}^2$]

a = Accelerazione [m/s^2] dell'impianto

S = Coefficiente di sicurezza

L'esempio

$$F_{TH} = 61,33 \text{ kg} \times (9,81 \text{ m/s}^2 + 5 \text{ m/s}^2) \times 1,5 = 1.363 \text{ N}$$



Le ventose si posano orizzontalmente su un pezzo che deve essere sollevato verso l'alto.

Evento di carico II - Ventosa orizzontale, direzione di forza orizzontale

Il pezzo (nel caso corrente la lamiera di acciaio con misure $2,5 \times 1,25$ m) viene sollevato orizzontalmente e trasportato orizzontalmente. L'accelerazione è in questo caso di 5 m/s^2 .

$$F_{TH} = m \times (g + a/\mu) \times S$$

F_{TH} = Forza di presa teorica [N]

F_a = Forza di accelerazione = $m \times a$

m = Massa [kg]

g = Accelerazione di gravità [$9,81 \text{ m/s}^2$]

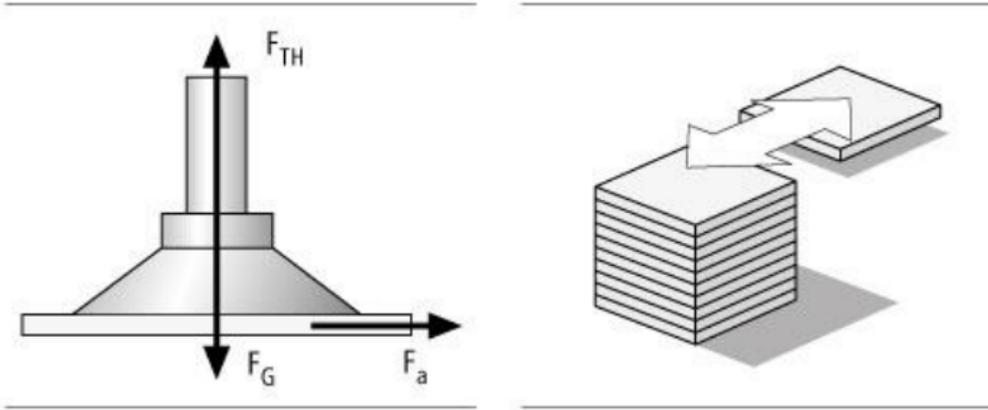
a = Accelerazione [m/s^2] dell'impianto (osservare la situazione di arresto di emergenza!)

μ = Coeff. di attrito

S = Coefficiente di sicurezza

L'esempio:

$$F_{TH} = 61,33 \text{ kg} \times (9,81 \text{ m/s}^2 + 5 \text{ m/s}^2/0,5) \times 1,5 = 1.822 \text{ N}$$



Le ventose si posano orizzontalmente su un pezzo che deve essere movimentato lateralmente.

Evento di carico III - Ventosa verticale, direzione di forza verticale

Descrizione dell'evento di carico: Il pezzo (nel caso corrente la lamiera di acciaio con misure 2,5 x 1,25 m) viene sollevato da un pallet e spostato, con un moto rotatorio, con un'accelerazione di m/s^2 .

$$F_{TH} = (m/\mu) \times (g + a) \times S$$

F_{TH} = Forza di presa teorica [N]

m = Massa [kg]

g = Accelerazione di gravità [$9,81 m/s^2$]

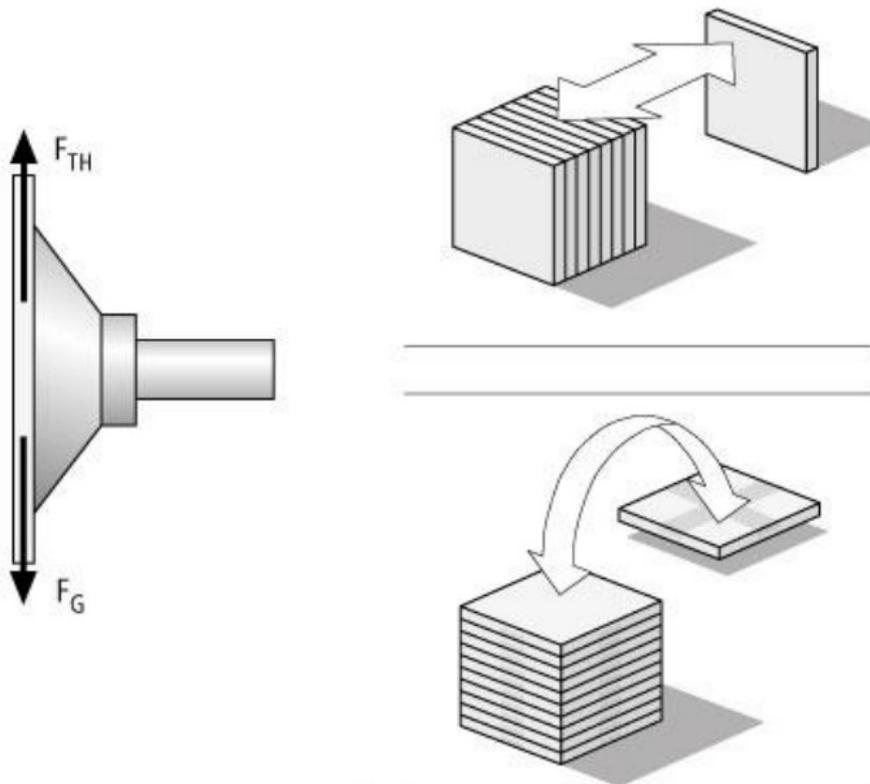
a = Accelerazione [m/s^2] dell'impianto (osservare la situazione di arresto di emergenza!)

μ = Coeff. di attrito

S = Coefficiente di sicurezza

L'esempio:

$$F_{TH} = (61,33 \text{ kg}/0,5) \times (9,81 \text{ m/s}^2 + 5 \text{ m/s}^2) \times 2 = 3.633 \text{ N}$$



Confronto

Secondo l'impostazione del problema il pezzo viene sollevato da un pallet, movimentato lateralmente e deposto in un centro di lavorazione. Il moto rotatorio dell'evento di carico III non è previsto nell'applicazione.

Per l'esempio deve quindi essere preso in considerazione solamente il risultato dell'evento di carico II.

In questo modo, per il corrente caso, risulta una forza di presa teorica massima (F_{TH}) di 1.822 N.

Questa forza di presa teorica agisce sulla ventosa durante il trasporto orizzontale del pezzo. Per poter risolvere il problema in modo sicuro, i seguenti calcoli si basano su questo valore.

La forza di presa teorica calcolata corrisponde alla forza minima che le ventose devono apportare affinché il pezzo possa essere movimentato in modo sicuro. Per poter selezionare le ventose adatte per l'applicazione devono essere però considerate anche le condizioni ambientali e il luogo di impiego dell'applicazione.

La selezione delle ventose si basa normalmente sui seguenti criteri:

Impiego: Sistema di multi-turni, vita prevista a fatica, ambiente chimico-aggressivo, temperatura ecc.

Materiale: Corrispondentemente ai requisiti, sono a disposizione ventose di diversi materiali, per esempio, sono particolarmente adatte per superfici lisce o ruvide, per pezzi oleosi o particolarmente delicati, ventose antistatiche per componenti elettronici, ventose che non lasciano impronte per componenti in plastica delicati ecc.

Superficie: A seconda della qualità della superficie si raccomandano forme specifiche delle ventose. Principalmente sono a disposizione ventose piatte o a soffiutto con i più svariati tipi di labbro di tenuta e bordo di tenuta, nonché diverse forme e geometrie.

Scegliamo una ventosa piatta

Questa ventosa costituisce una soluzione economica per la movimentazione di pezzi lisci e piani.

Per la soluzione dei problemi di movimentazione qui posto, la forza di presa teorica calcolata può essere apportata da una ventosa oppure distribuita in più ventose. Il numero di ventose da impiegare dipende dai singoli casi di applicazione.

Per la lamiera d'acciaio in formato medio (2.500 x 1.250 mm) del caso corrente, vengono utilizzate normalmente sei o otto ventose.

In questo esempio, il criterio fondamentale per definire il numero di ventose da impiegare è l'inflessione durante il trasporto. In connessione con il numero di ventose impiegate varia anche il loro diametro richiesto.

Da Catalogo costruttore

Ventose piatte PFYN

Superficie di aspirazione (Ø) da 1 mm a 200 mm



Idoneità per applicazioni specifiche del settore

Applicazioni

- Ventosa piatta e tonda per la movimentazione di pezzi piatti con superficie liscia o leggermente ruvida
- Manipolazione di pezzi roventi (HT1, SI, FPM)
- Manipolazione senza impronte e antistatica di pezzi sensibili (HT1, versioni AS)

Calcolo della capacità di aspirazione F_S [N]

$$F_S = F_{TH} / n$$

F_S = Capacità di aspirazione

F_{TH} = Forza di presa teorica

n = Numero ventose

L'esempio:

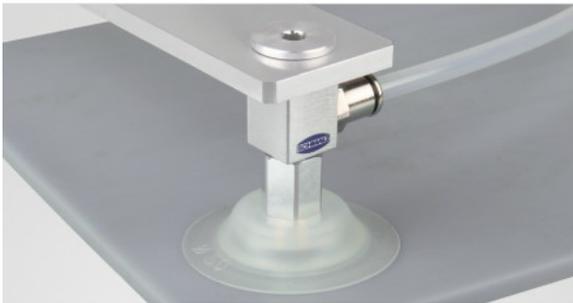
$$F_S = 1.822 \text{ N} / 6 = 304 \text{ N}$$

Secondo i dati tecnici della ventosa PFYN sono necessarie 6 x PFYN 95 NBR con un diametro di 95 mm e una capacità di aspirazione di 350 N ciascuna.

$$F_S = 1.822 \text{ N} / 8 = 228 \text{ N}$$

Secondo i dati tecnici della ventosa PFYN sono necessarie 8 x PFYN 80 NBR con un diametro di 80 mm e una capacità di aspirazione di 260 N ciascuna.

Scegliamo al soluzione con 6 ventose piatte del tipo PFYN 95 NBR.



📌 Dati tecnici Ventose piatte PFYN

Tipo		Forza di presa (-600 mbar) [N]*	Volume [cm³]	Raggio pezzo min. (convesso) [mm]	Diametro tubo flessibile (raccomandato) d [mm]**	Famiglia di nippli
PFYN	1,0	0,03	0,001	2	2	N 001
PFYN	1,5	0,06	0,001	2	2	N 002
PFYN	2,0	0,12	0,001	2	2	N 003
PFYN	3,5	0,42	0,002	8	2	N 003
PFYN	5,0	0,75	0,005	8	2	N 004
PFYN	6,0	1,20	0,008	8	2	N 004
PFYN	8,0	2,30	0,030	10	2	N 004
PFYN	10,0	4,00	0,070	13	2	N 004
PFYN	15,0	9,00	0,400	13	4	N 005
PFYN	20,0	15,50	0,800	20	4	N 006
PFYN	25,0	26,50	1,300	25	4	N 007
PFYN	30,0	34,00	1,300	40	4	N 007
PFYN	35,0	44,00	2,700	50	4	N 007
PFYN	40,0	57,70	3,800	50	4	N 007
PFYN	50,0	91,00	7,000	75	4	N 008
PFYN	60,0	125,00	10,000	100	6	N 009
PFYN	80,0	260,00	25,000	150	6	N 009
PFYN	95,0	350,00	35,000	200	6	N 009
PFYN	120,0	540,00	77,800	300	9	N 010
PFYN	150,0	842,00	176,300	300	9	N 010
PFYN	200,0	1.498,00	427,000	400	9	N 010

*I dati di aspirazione sono valori teorici a -0,6 bar di vuoto e superficie asciutta, piana e liscia del pezzo - vanno intesi come non comprendenti il fattore di sicurezza

**Il diametro del tubo flessibile consigliato si riferisce a una lunghezza tubo di ca. 2 m

Scegliamo 6 ventose piatte del tipo PFYN 95 NBR

SELEZIONE DEGLI ELEMENTI DI FISSAGGIO

Normalmente, il fissaggio delle ventose viene scelto, a piacere, dall'utente.
Tuttavia, talvolta ci sono ragioni che obbligano alla scelta di un determinato tipo di supporto:

Superfici non piane o irregolari

La ventosa deve potersi adattare all'inclinazione:
→ alloggiamento articolato

Diverse altezze/spessori

Per compensare le tolleranze in altezza è necessario un supporto di tipo molleggiato:
→ asta a molla

Nel caso corrente, le lamiere d'acciaio sono impilate su un pallet.
Se le lamiere sono più grandi del pallet si può dedurre che le estremità delle lamiere pendono.
Le ventose devono quindi essere in grado di compensare maggiori tolleranze in altezza ed inclinazioni.

Scegliamo:

Giunto Flexolink FLK 1/4" – 1/4" -IG

Flessibilità ottimale delle ventose per pezzi/superfici inclinati.



- Giunto snodato Flexolink per la movimentazione di pezzi obliqui mediante ventosa o piastra di aspirazione
- Manipolazione di pannelli grandi (ad es. lamiera, legno) che potrebbero flettersi durante il sollevamento (l'adeguamento mediante Flexolink impedisce lo sgancio anticipato dovuto al carico unilaterale)
- In combinazione con i giunti snodati per la compensazione delle differenze di altezza e delle asperità
- Ripristino automatico

Asta a molla FSTE 1/4" – 75 Sol.

Sollevamento massimo possibile per via delle lamiere che pendono dal pallet, filettatura 1/4" per la connessione al fissaggio con alloggiamento articolato Flexolink FLK selezionato.



- Asta a molla per la movimentazione di pezzi con altezze differenti (ad es. parti in lamiera arcuate)
- Manipolazione di pezzi molto sensibili senza tempi di controllo tecnici più lunghi (ad es. lastre di vetro), l'appoggio delicato è garantito

Nota:

Per la selezione degli elementi di fissaggio è necessario osservare sempre che questi possano essere avvitati alle ventose, quindi la filettatura deve essere quella adatta. Al contempo, questo assicura che la portata sia rispettata. Sono a disposizione diverse possibilità di fissaggio e dati tecnici.

I tubi per vuoto vengono selezionati in base al livello della portata e alle dimensioni delle ventose. La tabella "[Dati tecnici](#)" nella pagina della ventosa e dell'eiettore corrispondente, contiene delle raccomandazioni riguardanti la sezione dei tubi flessibili.

Scegliamo:

Tubo per vuoto VSL 8/6 con diametro interno di 6 mm

Ved. tabella „Dati tecnici“ per le ventose di tipo PFYN 95 NBR utilizzate nel caso corrente.



- Tubazione di sistemi a vuoto
- Tubi flessibili in poliuretano PU per sistemi di distribuzione dell'energia

SELEZIONE DEI DISTRIBUTORI

La selezione del distributore si basa sul diametro del tubo utilizzato e sul numero delle ventose

Esempio: Il tubo flessibile VSL 8/6 ha un diametro esterno di 8 mm e un diametro interno di 6 mm. Vengono utilizzate sei ventose.

La nostra selezione di componenti:

Raccordi a innesto STV-GE fil.1/4-fil. est. 8 per il tubo flessibile sopra selezionato VSL 8/6 con diametro esterno 8 mm, diametro interno 6 mm e filettatura 1/4" adattabile alla filettatura interna del distributore.



Per l'asta a molla è adatto il **raccordo a innesto STV-GE fil.3/8-fil. est. 8**



Distributore VTR G3/8-fil. int. 9xfil.1/4 con un ingresso (filettatura 3/8") e nove uscite (filettatura 1/4")



Tre viti di chiusura VRS-SB fil.1/4-fil. est. , per chiudere i tre scarichi aperti



SELEZIONE DEI GENERATORI DI VUOTO

La selezione del generatore di vuoto adatto (eiettore, pompa o soffiante) è determinata da diversi fattori:

- Tipo di pezzi: porosi, impermeabili all'aspirazione
- Possibile approvvigionamento di energia: corrente, aria compressa
- Restrizioni per grandezza e peso
- Osservanza dei tempi di ciclo
- Tempi di ciclo brevi: eiettore
- Lunghi tragitti di trasporto: pompa o soffiante



Capacità di aspirazione del generatore di vuoto

Dal diametro della ventosa risulta la capacità di aspirazione che un generatore di vuoto deve apportare per evacuare la ventosa. Sulla base dei valori empirici e di misurazione risultanti dalla progettazione dei sistemi, si consiglia una selezione basata sulla seguente tabella:

Capacità di aspirazione in funzione del diametro della valvola

VentosaØ	Capacità di aspirazione V_s	
fino a 60 mm	0,5 m ³ /h	8,3 l/min
fino a 120 mm	1,0 m ³ /h	16,6 l/min
fino a 215 mm	2,0 m ³ /h	33,3 l/min
fino a 450 mm	4,0 m ³ /h	66,6 l/min

Nota:

I valori indicati hanno validità indipendentemente dal tipo di creazione del vuoto.

La capacità di aspirazione raccomandata è indicata per ciascuna ventosa ed è valida solo per superfici lisce ed impermeabili. Per pezzi porosi e permeabili all'aria si raccomanda di eseguire prima un test adeguato.

Calcolo della capacità di aspirazione V [m³/h, l/min], che il generatore di vuoto deve apportare

$$V = n \times V_s$$

n = numero ventose

V_s = capacità di aspirazione necessaria per ciascuna singola ventosa [m³/h, l/min]

Esempio:

$$V = 6 \times 16,6 \text{ l/min}$$

$$V = 99,6 \text{ l/min}$$

Scegliamo:

Eiettore compatto SCPi 20 con capacità di aspirazione di 140 l/m in.

L'eiettore compatto è dotato sia delle valvole per il comando delle funzioni "aspirazione" e "scarico" sia del monitoraggio del sistema per garantire la sicurezza di processo durante la movimentazione. Inoltre, l'eiettore compatto SCPi è dotato di tecnologia IO-Link.

Questa rende le svariate funzioni di diagnosi visibili e utilizzabili sul piano di comando. Questo aumenta la disponibilità dell'impianto e rende i processi di automatizzazione ancora più efficienti.



- Eiettore compatto per la movimentazione di pezzi permeabili all'aria o leggermente porosi nei settori elettronico, elettrotecnico, della tecnica dell'imballaggio, la robotica e l'industria automobilistica

Nell'esempio corrente viene impiegato un eiettore compatto con tecnologia delle valvole integrata. In altri casi sono necessarie valvole elettromagnetiche per attivare la funzione "vuoto on/off".

Generalmente, queste vengono impiegate quando si utilizzano pompe o soffianti come generatori di vuoto.

La selezione delle valvole viene effettuata in base ai seguenti criteri:

- Capacità di aspirazione del generatore di vuoto
- Tensione di comando
- Funzionamento della valvola (NO/NC)

Fondamentalmente, la portata nominale della valvola magnetica non deve essere inferiore alla capacità di aspirazione del generatore di vuoto.

Calcolo del diametro nominale della valvola:

$$V_V = V_{VE}$$

V_V = Portata nominale della valvola magnetica [m³/h, l/min]

V_{VE} = Capacità di aspirazione presente del generatore di vuoto [m³/h, l/min]

Esempio:

$$V_V = 140 \text{ l/min} = 7 \text{ m}^3/\text{h}$$

Con la scelta:

L'eiettore compatto impiegato del tipo SCPi 20 è dotato di valvole, pertanto non sono necessarie valvole separate.

In alternativa, una valvola magnetica del tipo EMV-10 con una portata nominale di 20 m³/h sarebbe sufficiente per la funzione "aspirazione on/off".

Il vacuostato ed il manometro vengono normalmente selezionati in base ai requisiti riguardo la funzionalità e la frequenza di commutazione.

Sono possibili le seguenti funzioni:

- Punto di commutazione regolabile
- Isteresi fissa o regolabile
- Emissione di segnale digitale e/o analogica
- Indicatore di funzionamento LED
- Visualizzazione-display con tastiera di ingresso
- Collegamento per vuoto M5-fil. int., M8-fil. est., flangia o tubo ad innesto
- Collegamento per alimentazione e segnale con cavo o connettore M8

Scegliamo:

L'eiettore compatto impiegato del tipo SCPi 20



- Eiettore per la movimentazione di pezzi ermetici e leggermente porosi
- Generazione e controllo del vuoto in impianti automatizzati
- Impiego nella lavorazione di lamiere, nell'industria automobilistica, nelle macchine per imballaggi e nella robotica
- Applicazione pick and place con tempi di ciclo ridotti (aspirazione e deposito veloci grazie alla funzione power)

Per il calcolo dell'efficienza di un sistema per il vuoto è necessario conoscere il volume totale che deve essere evacuato.

$$V_G = V_1 + V_2 + V_3 + V_4 + V_5 + \dots$$

V_G = Volume da evacuare [m³]

V_1 = Volume delle ventose [m³]

V_2 = Volume degli elementi di fissaggio [m³]

V_3 = Volume dei tubi per vuoto [m³]

V_4 = Volume del distributore [m³]

V_5 = Volume dei prefiltri (se necessario) [m³]

V_6 = Volume della valvola magnetica (se necessario) [m³]

...

Esempio:

$$V_G = 6 \times 35 \text{ cm}^3 + 6 \times 9,5 \text{ cm}^3 + 6 \times 43 \text{ cm}^3 + 1 \times 38,5 \text{ cm}^3$$

$$V_G = 564 \text{ cm}^3 = 0,000564 \text{ m}^3$$

Calcolo del tempo di evacuazione t [h]

$$t = (V_G \times L_n (P_a/P_e) \times 1,3) / V$$

V_G = Volume da evacuare [m³]

L_n = Logaritmo naturale

P_a = Pressione iniziale assoluta [1.013 mbar]

P_e = Pressione finale assoluta [mbar]

V = Capacità di aspirazione del generatore di vuoto [m³/h]

Esempio:

$$t = (0,000564 \text{ m}^3 \times \ln (1.013 \text{ mbar} / *400 \text{ mbar}) \times 1,3) / 6,95 \text{ m}^3$$

$$t = 0,0000950 \text{ h} = 0,35 \text{ sec}$$

*60% = 400 mbar assoluta

MACCHINE PNEUMATICHE TECNOLOGICHE

Piegatrici, tranciatrici, punzonatrici ecc. .



Tabella proprietà fisiche e meccaniche di metalli (valori mediati).

		Modulo di elasticità alla trazione (Young).	Carico di rottura alla trazione.	Peso specifico, massa volumica.	Coef. di dilatazione termica.	Calore specifico.	Resistenza elettrica.	Cond. termica.	Temp. di fusione.
		E	Rm	p.sp	c	c.sp	Ω(ohm)	k	
Materiale:		N/mm ²	N/mm ²	kg/dm ³	mm/m/ °C	kcal/kg	ohm/mm ² m	kcal/m °C	°C
Ferro	Fe 37/360	190000	360	7,87	0,0123	0,12	0,0934	68	1550
Ferro	Fe 430	200000	430	7,87	0,0108	0,12	0,0934	68	
Ferro	Fe 510	210000	510	7,87	0,0108	0,12	0,0934	68	
Acciaio non legato	C40	220000	500	7,87	0,0108	0,12	0,142	57	1515
Acciaio non legato	C 45	220000	680	7,87	0,0108	0,12	0,142	57	
Acciaio legato	18NiCrMo5	230000	980	7,87	0,0124	0,12			
Acciaio legato	34CrNiMo6	220000	1100	7,87	0,0124	0,12			
Acciaio legato	42 CrMo 4	230000	1050	7,87	0,0124	0,12			
Acciaio per cilindri	St35 - St37	200000	480	7,87	0,0124	0,12			
Acciaio per cilindri	ST 52	220000	580	7,87	0,0124	0,12			
Acciaio per cilindri	ST E 460	220000	700	7,87	0,0124	0,12			
Acciaio INOX	AISI 304 X5CrNi 18-10	196000	515	7,91	0,0165	0,12	0,714	12,9	1398
Acciaio INOX	AISI 316 Z5CrNiMo 17-12-2	196000	515	8	0,0165	0,12	0,714	12,9	
Acciaio INOX	AISI 410 X12 Cr 13	198000	730	7,9	0,011	0,11	0,6	25,8	
Acciaio INOX	AISI 420 X30 Cr 13	198000	800	7,9	0,011	0,11	0,6	25,8	
Acciaio INOX	AISI 430 X6 Cr 17	200000	500	7,9	0,01	0,11	0,6	21,5	
Acciaio INOX	AISI 630 X5CrNiCuNb 16-4	196000	1200	8	0,011	0,12	0,7	13,8	
Acciaio INOX	AISI 904 X1NiCrMoCu25-20-5	192000	540	8	0,0161	0,108		10,3	
INOX temprato	X105 Cr Mo 17	196000	825	8		0,12			
Corten	Corten B	206000	500	7,87	0,0123	0,12	0,093	60	
		N/mm ²	N/mm ²	kg/dm ³	mm/m/ °C	kcal/kg	ohm/mm ² m	kcal/m °C	°C

		Modulo di elasticità alla trazione (Young).	Carico di rottura alla trazione.	Peso specifico, massa volumica.	Coef. di dilatazione termica.	Calore specifico.	Resistenza elettrica.	Cond. termica.	Temp. di fusione.
		E	Rm	p.sp	c	c.sp	Ω(ohm)	k	
		N/mm ²	N/mm ²	kg/dm ³	mm/m/ °C	kcal/kg	ohm/mm ² m	kcal/m °C	°C
Materiale:									
Alluminio laminato		70000	220	2,69	0,0234	0,21	0,0285	190	643
Anticorodal	tipo 110	70000	295	2,7		0,21	0,028	186	
Duralluminio	Avional	72500	345	2,7	0,0234	0,21	0,029		
Argento		73000		10,49	0,019	0,057	0,0158	359	1593
Bronzo		113000	350	8	0,0182	0,086	0,07	45	960
Ghisa grigia	G25	120000	125	7,3	0,0107	0,13		53	1176
Ghisa sferoidale	400-15	120000	400	7,3	0,0107	0,13		53	
Magnesio		44000	170	1,74	0,032	0,27	0,045	137	650
Mercurio				13,55	0,06	0,033	0,95		-39,5
NiCr	80/20			8,35		0,11	1	12,89	1388
Cromo		250000		7,14	0,006		0,026		
Nickel		214000		8,4	0,013		0,0769		
Ottone laminato	66 Cu, 34 Zn	100000	210	8,2	0,0193	0,094	0,063	96	932
Oro	18 k	76000	450	19,5	0,0132	0,031	0,0235	255	1062
Piombo		5000	25	11,4	0,028	0,032	0,21	30	326
Platino		147000		21,45	0,009	0,035	0,1	59,52	1773
Rame elettrolitico		122000	200	8,96	0,0166	0,095	0,0176	335	1082
Stagno		40000	35	7,4	0,023	0,054	0,142	56,5	232
Titanio	Ti Gr2	196000	345	4,4	0,0079	0,142	0,55	17	1668
Tungsteno		400000		19,3	0,0043	0,04	0,0549	140	3410
Zinco		95000	100	6,85	0,029	0,095	0,053	96	419
Antimonio		78000		6,75	0,0104	0,049			630
Costantana							0,5		
Mumetal	75Ni,2Cr,5Cu,18Fe						0,625		
		N/mm ²	N/mm ²	kg/dm ³	mm/m/ °C	kcal/kg	ohm/mm ² m	kcal/m °C	°C

NOTA: in mancanza di altre informazioni assumere il carico di senervamento pari ad 1/3 per materiali elastici.

22.6 Piegatura

La *piegatura* è un processo per deformazione plastica che consente di ottenere particolari piegati a partire da lamiere piane.

La *piegatura* può essere *libera* o può avvenire *in stampi* principalmente a V o a U. Nella piegatura libera il pezzo da deformare è posizionato su due appoggi e il punzone di forma a V è raccordato (fig. G.190).

Il processo di piegatura consiste, perciò, nel posizionare il particolare indeformato sullo stampo, nell'abbassare il punzone (fissato alla slitta della pressa) sino a far aderire il pezzo allo stampo, nel sollevare il punzone ed estrarre il pezzo deformato.

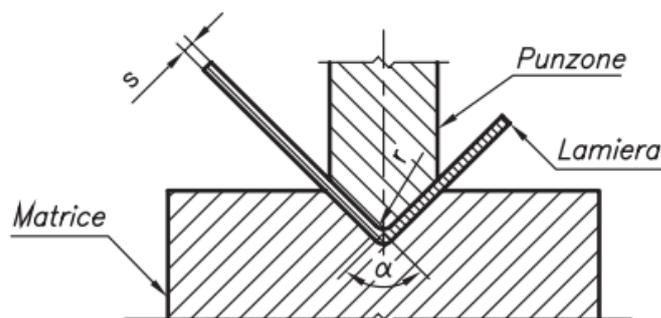


Figura G.190 Rappresentazione schematica di piegatura a V.

La *calandratura* è una curvatura particolare, eseguita mediante rulli, che consente di curvare le lamiere sino a far loro assumere una forma cilindrica o conica. Il raggio di piegatura necessario alla curvatura delle lamiere si ottiene applicando ai rulli un momento flettente tale da fargli raggiungere un raggio di piegatura minore di r_{imax} , raggio massimo di piegatura, condizione limite di plasticità:

$$r_{imax} = \frac{s \cdot E}{2R_{eH}}$$

- r_{imax} : massimo raggio di piegatura [mm];
- E : modulo di elasticità normale [N/mm²];
- R_{eH} : resistenza allo snervamento [N/mm²];
- s : spessore della lamiera [mm].

Per $r_{pieg} > r_{imax}$ non si realizza alcuna deformazione permanente.

Il minimo raggio di piegatura è limitato dalle dimensioni dei rulli.

Sviluppo delle lamiere

Per ottenere un oggetto piegato è necessario partire da un pezzo piano. È opportuno, perciò, determinare le dimensioni di sviluppo del pezzo piegato. Durante tale calcolo si introduce un coefficiente di correzione e (tab. G.71) che tiene conto che l'asse neutro è spostato verso l'interno, a causa della piegatura.

Tabella G.71 Rapporto di correzione e

R/s	5,0	3,0	2,0	1,2	0,8	0,5
e	1	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5

Il calcolo della lunghezza L del pezzo sviluppato è il risultato della somma delle lunghezze dei tratti rettilinei e di quelli incurvati (fig. G.192):

$$L = l_1 + \alpha \frac{\pi}{180} \left(R + e \cdot \frac{s}{2} \right) + l_2$$

in cui:

- L : lunghezza del pezzo sviluppato;
- R : raggio interno di curvatura;
- l_1, l_2 : lunghezze delle ali;
- s : spessore lamiera;
- α : angolo di piegatura;
- e : fattore di correzione.

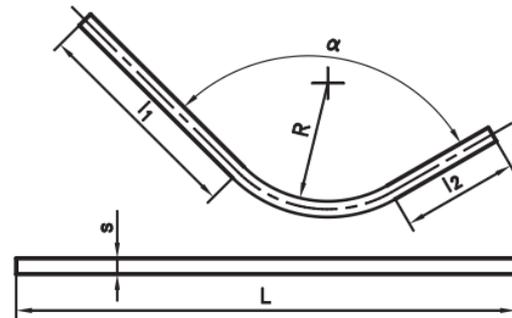


Figura G.192 Sviluppo in piano di una lamiera curva.

Raggio minimo di piegatura

Per *raggio minimo di piegatura* s'intende il raggio minimo ammissibile durante l'operazione. Perciò, quando si piega un materiale si deve verificare che il raggio di piegatura sia maggiore di quello minimo consentito e cioè: $r_i > r_{min}$.

$$r_{min} = s \cdot c \quad (G.132)$$

- r_{min} : raggio minimo ammissibile;
- r_i : raggio di piegatura;
- s : spessore della lamiera;
- c : coefficiente che dipende dal tipo di materiale.

Tabella G.72 Coefficienti c del materiale

Materiale	c
Al	0,01
Cu	0,01
Fe P02	0,01
C15 - C20	0,1
C35 - C40	0,3

Con la (G.132) è possibile calcolare il raggio minimo di piegatura mediante il coefficiente c riportato nella tabella G.72.

Calcolo della forza di piegatura

Il calcolo della forza è diverso a seconda che si tratti di piegatura in stampi a V o a U.

a) Piegatura in stampo a V

Si considera la lamiera appoggiata sullo stampo e caricata in mezzeria (fig. G.193), si assume la tensione di piegatura pari al carico di rottura σ_{Rm} e un coefficiente di correzione pari a 1,2; con questa ipotesi la forza di piegatura è:

$$F = 1,2 \frac{R_m \cdot b \cdot s^2}{l}$$

- F : forza massima di piegatura;
- R_m : carico di rottura;
- l : distanza tra gli appoggi;
- s : spessore lamiera;
- b : larghezza lamiera (profondità).

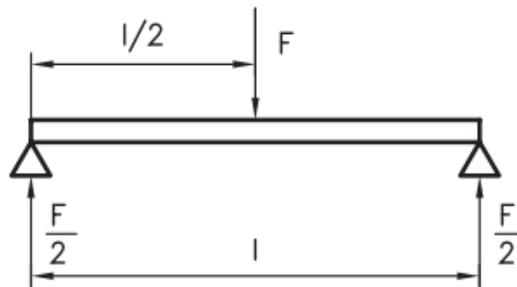


Figura G.193 Schema di calcolo per una piegatura in stampo a V.

b) Piegatura in stampo a U

In questo caso, con la notazione precedente, la forza di piegatura è data dalla seguente equazione:

$$F = 0,4 \cdot R_m \cdot b \cdot s$$

c) Piegatura a L (fig. G.194)

In questo caso, con la notazione precedente, la forza di piegatura è data dalla seguente equazione:

$$F = 0,2 \cdot R_m \cdot b \cdot s$$

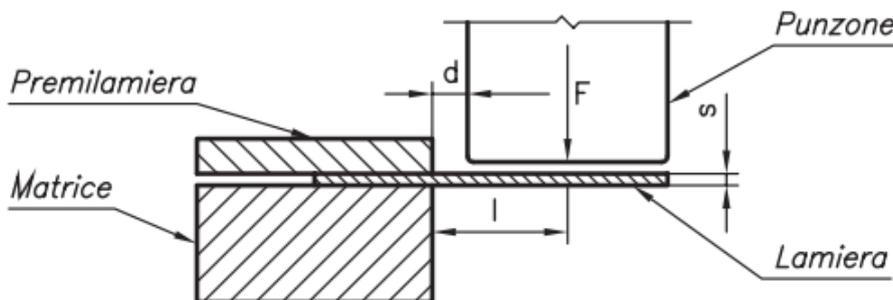


Figura G.194 Piegatura a L.

22.7 Imbutitura

L'*imbutitura* è un processo mediante il quale un pezzo piano tagliato a formato viene trasformato in un corpo cavo, generalmente a fondo piano, di forma variabile.

Gli elementi essenziali che fanno parte di un sistema d'imbutitura (*fig. G.195*) sono il punzone, la matrice e il prelamiera. Il processo consiste nel: posizionare e bloccare (con il prelamiera) sulla matrice, il pezzo da imbutire; azionare il punzone, che spinge il pezzo attraverso l'apertura della matrice, facendolo scorrere sotto il prelamiera e trasformandolo in un corpo cavo.

G-182

TECNOLOGIA MECCANICA

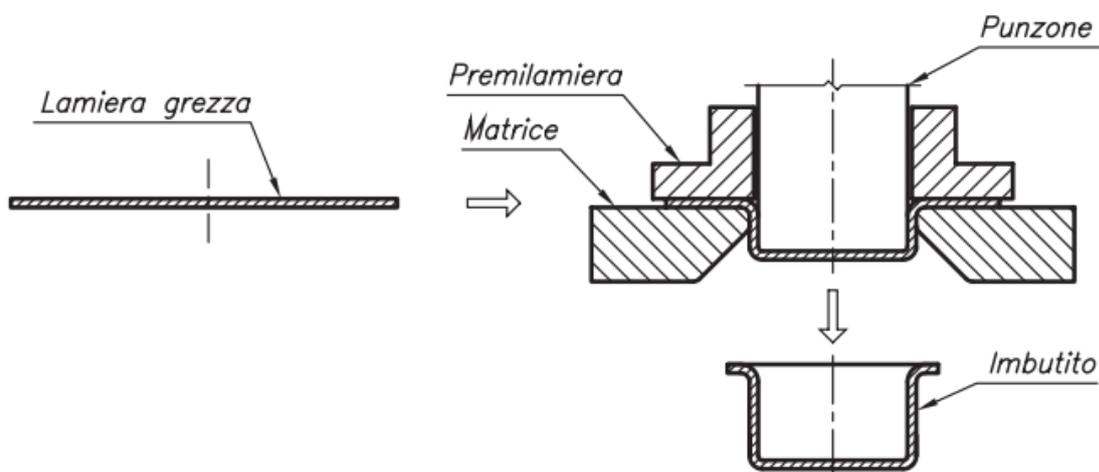


Figura G.195 Rappresentazione schematica di un processo di imbutitura.

Analisi della trasformazione

L'analisi del fenomeno parte dalla considerazione che durante il processo si ha la trasformazione, per deformazione plastica, di un corpo piatto in un corpo cavo. Se il prodotto finito è a simmetria cilindrica, si può pensare che sia formato dalla superficie di base (circolare) e dalla superficie laterale del cilindro. La superficie laterale è formata da un insieme di rettangoli (fig. G.196), tra i quali si inseriscono durante il processo i triangoli di materiale sovrabbondante. L'inserimento è guidato dal premilamiera che impedisce ai triangoli, materiale in eccesso, di formare grinze, trasformandoli in altezza del prodotto.

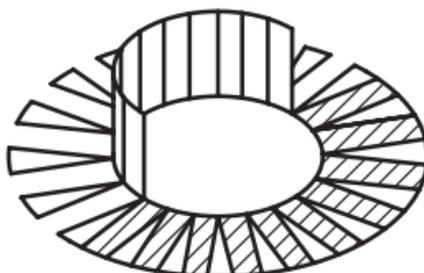


Figura G.196 Formazione di un imbutito a simmetria assiale.

L'operazione si considera come l'insieme di due azioni, una di ricalcatura e una di stiratura. L'imbutitura agisce prima sul fondo poi sulla sezione resistente della parete prossima al fondo, indebolendola.

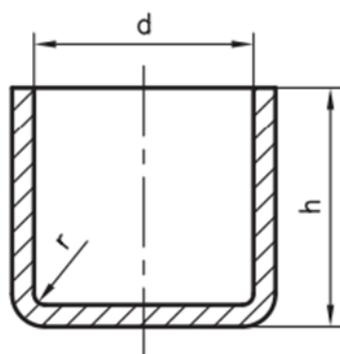


Figura G.197 Imbutito cilindrico.

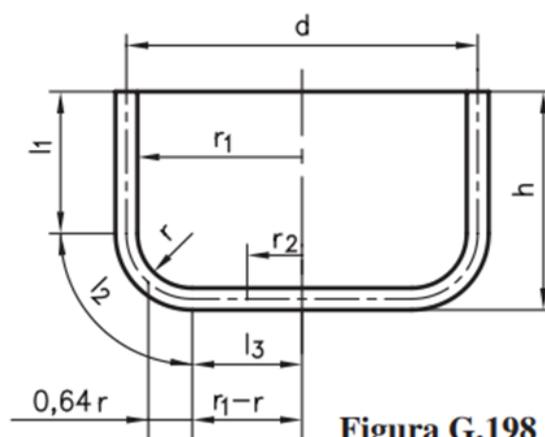


Figura G.198

Diametro di sviluppo imbutito con $r > 10$ mm.

Calcolo della forza di imbutitura per pezzi cilindrici

La forza di imbutitura è data da:

$$F_{id} = \pi \cdot d \cdot s \cdot R_m \cdot (\ln \beta - C)$$

- d : diametro punzone;
- R_m : carico di rottura;
- s : spessore lamiera;
- $C = 0,25$: costante;
- β : rapporto di imbutitura, definito come il rapporto tra il diametro di sviluppo e il diametro del punzone: $\beta = D/d$. In funzione del rapporto spessore lamiera / diametro di sviluppo (s/D) si definiscono i rapporti ottimali di imbutitura (tab. G.73).

Tabella G.73 Valori di $m = 1/\beta$ al variare del rapporto s/D (Perotti)

m	s/D [%]				
	$2 \div 1,5$	$1,5 \div 1,0$	$1,0 \div 0,6$	$0,6 \div 0,3$	$0,3 \div 0,10$
m_1	$0,48 \div 0,50$	$0,50 \div 0,53$	$0,53 \div 0,55$	$0,55 \div 0,58$	$0,58 \div 0,60$
m_2	$0,73 \div 0,75$	$0,75 \div 0,76$	$0,76 \div 0,78$	$0,78 \div 0,79$	$0,79 \div 0,80$
m_3	$0,76 \div 0,78$	$0,78 \div 0,79$	$0,79 \div 0,80$	$0,80 \div 0,81$	$0,81 \div 0,82$
m_4	$0,78 \div 0,80$	$0,80 \div 0,81$	$0,81 \div 0,82$	$0,82 \div 0,83$	$0,83 \div 0,85$
m_5	$0,80 \div 0,82$	$0,82 \div 0,84$	$0,84 \div 0,85$	$0,85 \div 0,86$	$0,86 \div 0,87$

La forza reale al primo passaggio è: $F_{z1} = F_{id}/\eta$ con $\eta = 0,5 \div 0,7$.
 Nel secondo passaggio la forza di imbutitura è data da:

$$F_{z2} = 0,5 F_{z1} + \frac{\pi \cdot d_2 \cdot s \cdot R_m \cdot (\ln \beta_2 - C)}{\eta}$$

Indicando con A la superficie di compressione, la forza F esercitata dal prelamiera è data da:

$$F = \left[(\beta - 1)^2 + \frac{d}{200 s} \right] \frac{R_m}{400} A$$

In *figura G.199* sono riportate le formule per il calcolo dei diametri di sviluppo di alcune forme ottenibili con il procedimento di imbutitura.

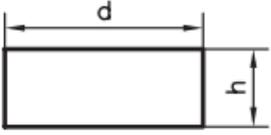
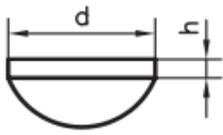
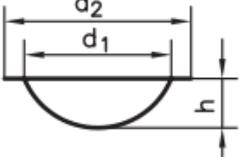
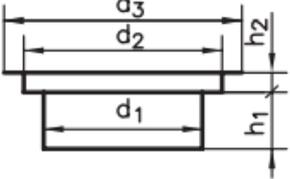
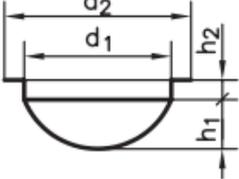
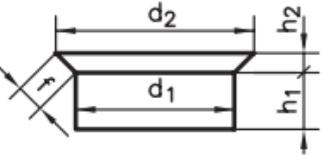
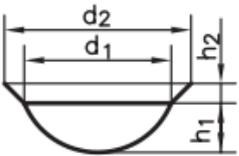
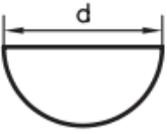
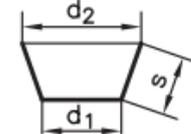
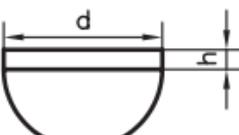
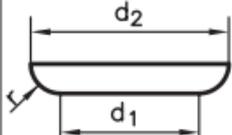
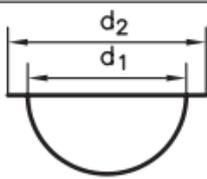
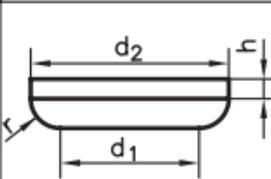
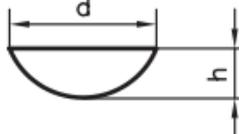
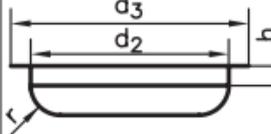
	$\sqrt{d^2 + 4 d h}$		$\sqrt{d^2 + 4 (h_1^2 + d h_2)}$
	$\sqrt{d_2^2 + 4 d_1 h}$		$\sqrt{d_2^2 + 4 h^2}$
	$\sqrt{d_3^2 + 4 (d_1 h_1 + d_2 h_2)}$		$\sqrt{d_2^2 + 4 (h_1^2 + d_1 h_2)}$
	$\sqrt{d_1^2 + 4 d_1 h + 2f (d_1 + d_2)}$		$\sqrt{d_1^2 + 4 h^2 + 2f (d_1 + d_2)}$
	$\sqrt{2 d_2^2} = 1.4 d$		$\sqrt{d_1^2 + 2 s (d_1 + d_2)}$
	$1,4 \sqrt{d^2 + 2 d h}$		$\sqrt{d_2^2 + 2.28 r d_2 - 0.56 r^2}$
	$\sqrt{d_1^2 + d_2^2}$		$\sqrt{d_2^2 + 2.28 r d_2 - 0.56 r^2 + 4 d_2 h}$
	$\sqrt{d^2 + 4 h^2}$		$\sqrt{d_3^2 + 4 d_2 (0.57 r + h) - 0.56 r^2}$

Figura G.199 Formule di calcolo dei diametri di sviluppo.

13.2 Taglio delle lamiere

La tranciatura delle lamiere può avvenire con taglio rettilineo o a perimetro chiuso.

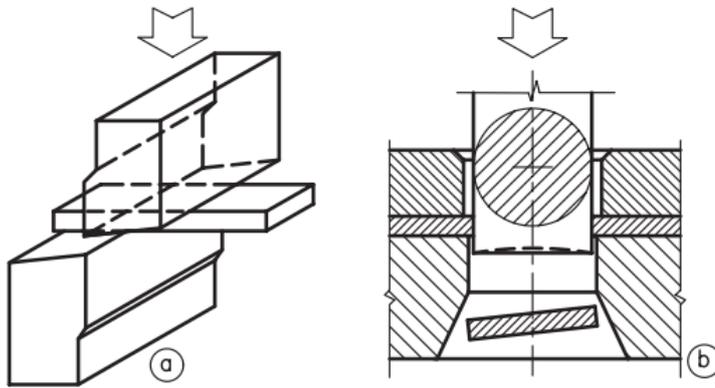


Figura G.106 Taglio rettilineo (a) e a perimetro chiuso (b).

Il taglio è *rettilineo* (fig. G.106a) quando avviene lungo una retta e gli utensili di taglio sono due coltelli paralleli o leggermente inclinati di $10^\circ \div 12^\circ$ (fig. G.107). La forza di tranciatura F_p vale:

$$F_t = L \cdot s \cdot \tau \quad \text{per il taglio rettilineo}$$

$$F_t = \frac{L \cdot s \cdot \tau}{2} \quad \text{per il taglio obliquo (fig. G.107)}$$

in cui τ è la resistenza specifica al taglio, s lo spessore e L la lunghezza di taglio.

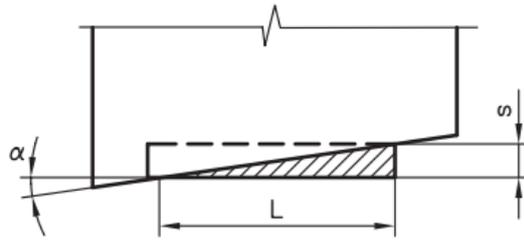


Figura G.107 Taglio obliquo.

Il *taglio a perimetro chiuso* (fig. G.106b) si ottiene mediante l'azione esercitata da un utensile (punzone) sulla lamiera appoggiata su un altro utensile (matrice) ed è, generalmente, preparatorio a operazioni successive. In questo caso il gioco tra punzone e matrice, dipendente dallo spessore della lamiera (tab. G.48), deve essere costante lungo l'intero filo del tagliente, altrimenti il profilo del tranciato non sarà rispettato e l'usura del punzone non risulterà uniforme. Nel caso in cui si abbiano giochi troppo stretti oppure ampi si possono ottenere pezzi con bave di tranciatura.

La forza di taglio, indicando con p il perimetro tranciato, sarà (tab. G.49):

$$F_t = p \cdot s \cdot \tau$$

Tabella G.48 Gioco punzone-matrice

Tipo di pezzi	Acciai legati	Resine fenoliche	Acciai dolci Rame	Acciai medi	Acciai duri	Alluminio
Piccoli con toller. ristrette	$(0,01 \div 0,03) \cdot s$	$0,03 \cdot s$	$0,05 \cdot s$	$0,06 \cdot s$	$0,07 \cdot s$	$0,07 \cdot s$
Medi	$(0,01 \div 0,03) \cdot s$	$0,04 \cdot s$	$0,08 \cdot s$	$0,10 \cdot s$	$0,12 \cdot s$	$0,10 \cdot s$
Grandi e spessi	$(0,01 \div 0,03) \cdot s$	$0,05 \cdot s$	$0,11 \cdot s$	$0,14 \cdot s$	$0,17 \cdot s$	$0,14 \cdot s$

Tabella G.48 Gioco punzone-matrice

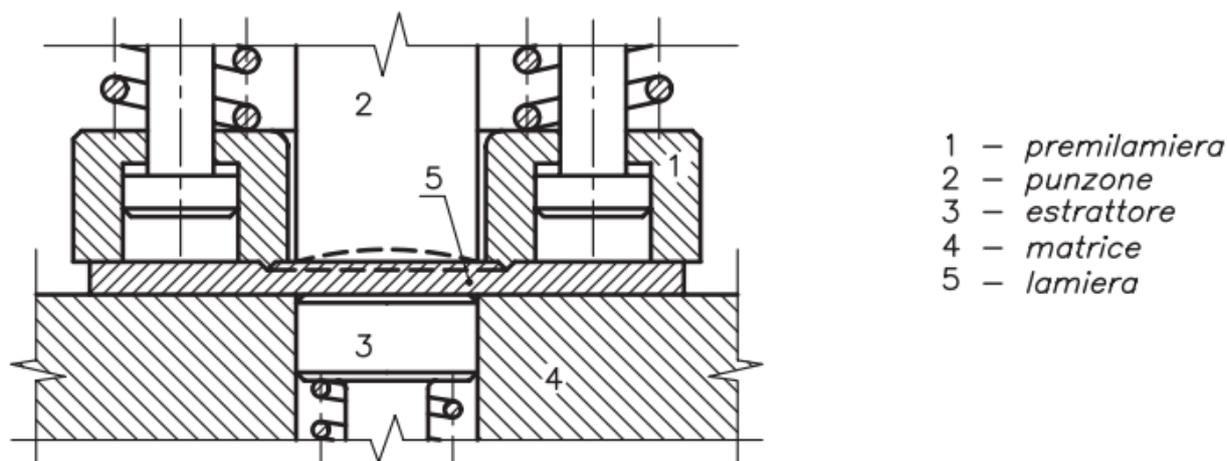
Tipo di pezzi	Acciai legati	Resine fenoliche	Acciai dolci Rame	Acciai medi	Acciai duri	Alluminio
Piccoli con toller. ristrette	$(0,01 \div 0,03) \cdot s$	$0,03 \cdot s$	$0,05 \cdot s$	$0,06 \cdot s$	$0,07 \cdot s$	$0,07 \cdot s$
Medi	$(0,01 \div 0,03) \cdot s$	$0,04 \cdot s$	$0,08 \cdot s$	$0,10 \cdot s$	$0,12 \cdot s$	$0,10 \cdot s$
Grandi e spessi	$(0,01 \div 0,03) \cdot s$	$0,05 \cdot s$	$0,11 \cdot s$	$0,14 \cdot s$	$0,17 \cdot s$	$0,14 \cdot s$

Tabella G.49 Resistenza specifica al taglio τ

Materiale della lamiera	τ [N/mm ²]
Acciaio con 0,1% C	256
Acciaio con 0,2% C	314
Acciaio con 0,3% C	354
Acciaio con 0,4% C	442
Acciaio con 0,6% C	550
Acciaio con 0,8% C	707
Acciaio con 1% C	785
Ottone	246
Rame	195
Leghe Al Cu Mg	215
Zinco	120
Acciaio inox	512

TRANCIATURA FINE

Per evitare superfici di tranciatura strappate, si ricorre alla tranciatura fine, il cui schema è rappresentato in figura G.108.

**Figura G.108** Schema di tranciatura fine.

A causa della forza esercitata dal premiamiera e della presenza dell'estrattore, la forza di taglio si calcola con la relazione:

$$F_t = 1,6 \cdot (p \cdot s \cdot \tau)$$

Tranciatura e punzonatura sono lavorazioni che sollecitano la lamiera tra due utensili (punzone e matrice) che hanno taglienti sagomati e che fratturano la lamiera per deformazione plastica localizzata.

La differenza sostanziale tra la tranciatura e la punzonatura consiste nella destinazione del materiale che viene separato dal pezzo originale.

Nella tranciatura il materiale separato costituisce il prodotto, mentre nella punzonatura esso costituisce lo scarto.

In particolare la tranciatura permette di sagomare il perimetro del particolare da lavorare, mentre la punzonatura permette di eseguire fori e intagli.

PUNZONE e MATRICE sono realizzati con materiali per utensili: acciai con elevato tenore di carbonio tipo X205Cr12KU, X155CrVMo12-1KU, 55WCrV8KU

Nel caso di lamiere sottili è presente un premilamiera un premilamiera per evitare che essa si pieghi durante la tranciatura). I contorni del punzone e del foro nella matrice costituiscono i taglienti.

Il valore massimo della **forza di tranciatura**, valido nel caso di UTENSILI PIATTI e PARALLELI vale

$$P_{\max} = \tau_R \cdot l \cdot s \cdot 1,2 \quad (N)$$

$$\tau_R \cong \frac{4}{5} \cdot R_m \left(\frac{N}{\text{mm}^2} \right) \quad \text{carico unitario di rottura a taglio del materiale (nel caso di ACCIAI)}$$

$\tau_R = 520 \div 600 \text{ N/mm}^2$	per gli acciai inossidabili
$\tau_R = 180 \div 300 \text{ N/mm}^2$	per il rame
$\tau_R = 220 \div 400 \text{ N/mm}^2$	per gli ottoni
$\tau_R = 70 \div 160 \text{ N/mm}^2$	per l'alluminio

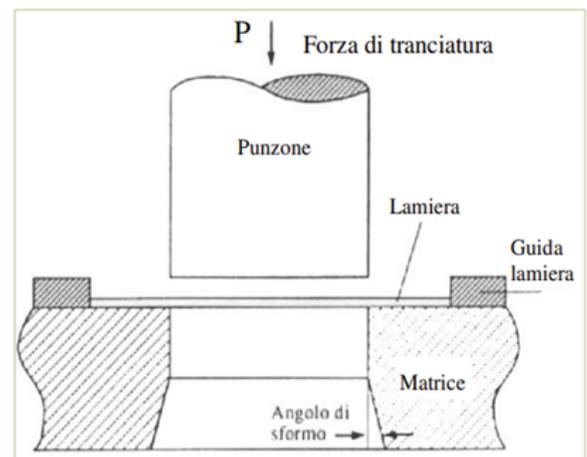
l (mm) perimetro del contorno tranciato
 s (mm) spessore della lamiera

NB: +20% ($\times 1,2$) per tenere conto degli attriti nello stampo

Il lavoro teorico di tranciatura si calcola come

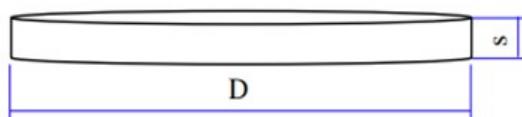
$$L_{\text{teorico}} = P_{\max} \cdot s \quad (J)$$

essendo s , espresso in metri, lo spessore della lamiera.



Esercizio: DETERMINAZIONE DELLA FORZA MASSIMA E DEL LAVORO TEORICO DI TRANCIATURA.

Si deve tranciare un disco di diametro $D = 20 \text{ mm}$ da un nastro in acciaio avente $R_m = 500 \text{ N/mm}^2$ e spessore $s = 2 \text{ mm}$. Determinare la forza massima di tranciatura e il lavoro teorico di tranciatura.



La tensione a rottura di taglio vale

$$\tau_R \cong \frac{4}{5} \cdot R_m = \frac{4}{5} \times 500 = 400 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

La sezione resistente che si oppone al taglio è rappresentata dall'area laterale del cilindro, pertanto

$$A_{\text{resistente}} = l \cdot s = \text{circonferenza} \times \text{spessore} = \pi \cdot D \cdot s = 3,14 \times 20 \times 2 = 125,6 \text{ mm}^2$$

La forza massima di tranciatura, considerando anche gli attriti, vale

$$P_{\text{max}} = \tau_R \cdot l \cdot s \cdot 1,2 = 400 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \times 125,6 \text{ mm}^2 \times 1,2 = 60288 \text{ N}$$

Il lavoro teorico di tranciatura, ipotizzando di utilizzare utensili piatti e paralleli, vale

$$L_{\text{teorico}} = P_{\text{max}} \cdot s = 60288 \text{ N} \times 0,002 \text{ m} = 120,58 \text{ J}$$

Ipotizzando una velocità di tranciatura di 1 m/s e una corsa del cilindro di 25 mm il tempo vale

$$\text{tempo} = 0,025 \text{ s}$$

La potenza di tranciatura vale

$$\text{Pot.} = 4823 \text{ w}$$

ESERCIZIO

Si deve tranciare una lamiera in acciaio avente $R_m = 500 \text{ N/mm}^2$, spessore $s = 2 \text{ mm}$ e larghezza 20 mm .

Determinare la forza massima di tranciatura e il lavoro teorico di tranciatura.



$$\tau_R = 400 \text{ N/mm}^2$$

La sezione resistente vale:

$$A_{\text{res}} = 40 \text{ mm}^2$$

La forza MAX di tranciatura

$$P_{\text{max}} = 19200 \text{ N}$$

Il lavoro teorico di tranciatura

$$L_{\text{teor.}} = 38,4 \text{ J}$$

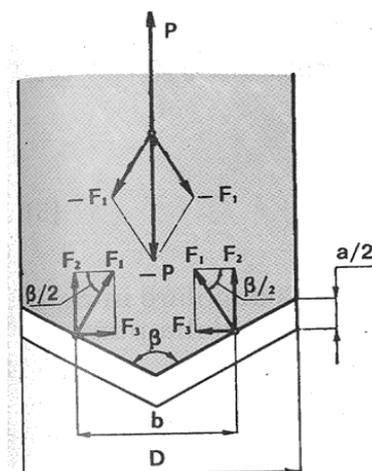
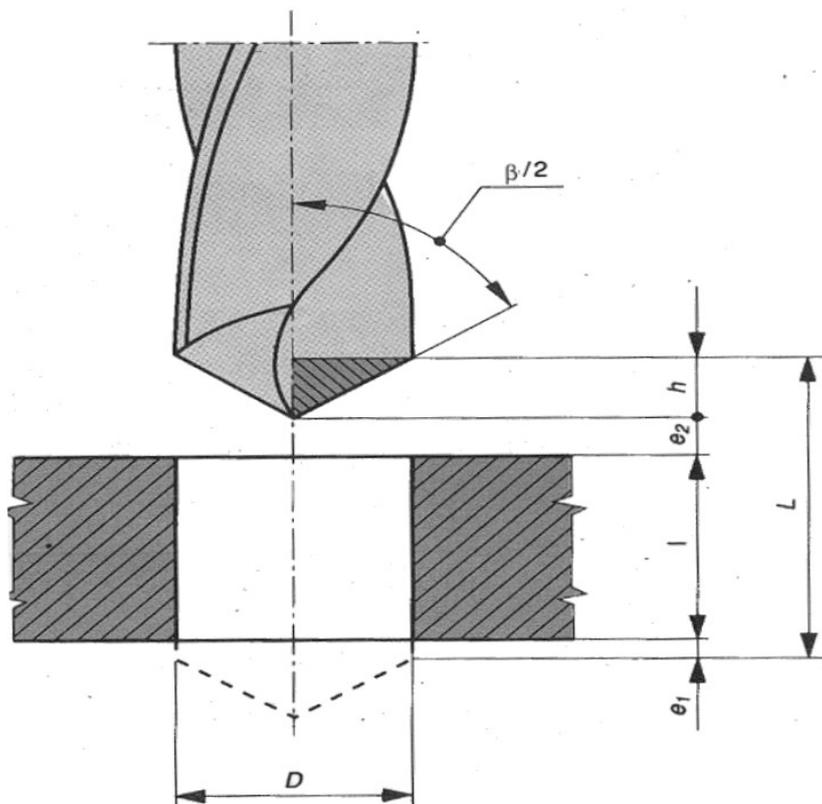
Ipotizzando una velocità di tranciatura di 1 m/s e una corsa del cilindro di 25 mm il tempo vale

$$\text{tempo} = 0,025 \text{ s}$$

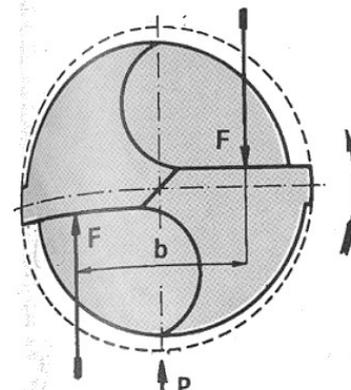
La potenza di tranciatura vale

$$\text{Pot.} = 1536 \text{ w}$$

La foratura è una lavorazione per asportazione truciolo che permette di realizzare fori mediante l' utilizzo di un utensile rotante e traslante in direzione assiale.



Sollecitazioni sulla punta durante l'esecuzione di un foro.



Velocità di taglio e avanzamento per punte elicoidali acciaio superrapido

materiale da lavorare	velocità di taglio m/min	avanzamento mm/giro
acciai da costruzione non legati ($R_m \leq 700 \text{ N/mm}^2$)	25 ÷ 40	0,015 ÷ 0,45
acciai da costruzione non legati ($R_m > 700 \text{ N/mm}^2$)	20 ÷ 30	0,01 ÷ 0,40
acciai legati ($R_m \leq 900 \text{ N/mm}^2$)	15 ÷ 20	0,01 ÷ 0,30
acciai legati ($R_m > 900 \text{ N/mm}^2$)	8 ÷ 15	0,007 ÷ 0,25
ghisa tenera ($\leq 200 \text{ HBW } 10/3 \text{ 000}$)	20 ÷ 30	0,025 ÷ 0,55
ghisa dura ($> 200 \text{ HBW } 10/3 \text{ 000}$)	10 ÷ 25	0,012 ÷ 0,40
acciai inossidabili	5 ÷ 10	0,01 ÷ 0,30
ottone ($\text{Cu} \leq 58\%$)	65 ÷ 100	0,03 ÷ 0,70
ottone ($\text{Cu} > 58\%$), rame, bronzo	40 ÷ 65	0,02 ÷ 0,45
leghe di alluminio	50 ÷ 120	0,02 ÷ 0,50
leghe di magnesio	60 ÷ 150	0,03 ÷ 0,75

scegliere i valori minimi della velocità di taglio e dell'avanzamento per le punte di piccolo diametro, quelli maggiori per le punte di grande diametro.

Piccolo diametro: $d < 10 \text{ mm}$; grande diametro: $d > 25 \div 30 \text{ mm}$

Carico di strappamento unitario del materia K_s (N/mm^2)

Mediamente si può ritenere $K_s = (4,8 \div 6) R_m$ per l'acciaio e per gli altri materiali non ferrosi e $K_s = (4,2 \div 5) R_m$ per la ghisa (tenere presente, nella scelta dei valori, che K_s diminuisce con l'aumentare del diametro e con il crescere dell'avanzamento).

$$n = \frac{1000v_t}{\pi D}$$

$$t = \frac{L}{v_a} = \frac{l + \frac{D}{2} \operatorname{tg} \frac{\beta}{2} + e}{a \cdot n}$$

$$h \cdot \operatorname{tg} \frac{\beta}{2} = \frac{D}{2}$$

Con:

v_t velocità di taglio (m/min),

a avanzamento assiale (mm/giro),

l è la profondità del foro (mm),

D è il diametro del foro (mm),

t tempo di lavorazione (s)

β_2 è l'angolo tra i taglienti principali

$e = e_1 + e_2$ è l'extracorsa di attacco e di uscita: mediamente $3 \div 4$ mm.

$$F = K_S S^1$$

$$S = \left(\frac{a D}{2}\right) \cdot 2$$

$$S^1 = \frac{a D}{2}$$

$$M_t = F \cdot b$$

$$b = (0,45 \div 0,60) D$$

Ciascuno dei due taglienti asporta ad ogni giro della punta una sezione di truciolo S^1

S è la sezione del truciolo distaccato dalla punta = $2 S^1$

M_t momento torcente (o momento resistente di torsione) (Nm)

F reazione all'azione di asportazione compiuta dai taglienti della punta (N)

$b/2$ è la distanza tra l'asse di rotazione della punta e il punto in cui si suppone applicata la forza; si prendono valori bassi di b nella foratura di materiali fragili, alti in quella di materiali tenaci

$$N_t = M_t \omega = M_t \frac{2\pi n}{60}$$

$$F_2 = F \operatorname{sen} \beta_2 = K_S \frac{aD}{4} \operatorname{sen} \beta_2$$

$$P = 2F_2$$

N_t potenza assorbita dal motore (W)

P resistenza all'avanzamento= forza assiale in grado di garantire la penetrazione della punta nel pezzo (N)

Utensile punta elicoidale in acciaio superrapido

D punta =	20 mm
Angolo β =	120 °

Materiale da forare

Acciaio con Rm	500 N/mm ²
Profondità foro l	25 mm
Extracorsa e = e1+e2=(3-4)mm	3 mm

Valori medi Parametri di taglio da tabelle:

Avanzamento a	0,2325 mm/giro
Vel. Taglio vt	32,5 m/min

Calcolo numero di giri

$$n^\circ = 1000 vt / 3,14 D \quad 517,3 \text{ giri/min}$$

Velocità di avanzamento punta

$$va = a * n \quad 120,3 \text{ mm/min}$$

Calcolo tempo di foratura

$$t = l + e + D / 2tg(\beta/2) / va \quad 0,28 \text{ min}$$

$$16,85 \text{ s}$$

Calcolo carico strappamento unitario del materiale

$$Ks = 5,5 * Rm \quad 2750 \text{ N/mm}^2$$

Calcolo sezione del truciolo asportata da 1 dente dalla punta

$$S = (a/2)*(D/2) \quad 1,1625 \text{ mm}^2$$

Calcolo forza di taglio su 1 dente

$$F = Ks * S \quad 3196,88 \text{ N}$$

Calcolo braccio forza di taglio

$$b = (0,45 - 0,6) D \quad 12 \text{ mm}$$

Calcolo del Momento torcente da applicare

$$Mt = F * b \quad 38,3625 \text{ Nm}$$

Potenza ideale assorbita dal motore

$$P \text{ id.} = Mt * \omega \quad 2076,92 \text{ w}$$

Calcolo forza assiale di penetrazione (resistenza all'avanzamento):

$$P = 2 * D \text{ sen}(\beta/2) \quad 5537,1 \text{ N}$$

Sceita CILINDRO ad aria compressa:

pressione	6 BAR
-----------	-------

Calcolo area cilindro pneumatico

$$A \text{ cilindro} = P/p \quad 0,00923 \text{ m}^2$$

Calcolo dimatro del cilindro

$$D \text{ cilindro} = (4 * A / 3,14)^{0,5} \quad 0,10843 \text{ m}$$

$$108 \text{ mm}$$

Si sceglie il diametro commerciale maggiore + vicino.

Utensile punta elicoidale in acciaio superrapido

D punta =	20 mm
Angolo β =	120 °

Materiale da forare

Lega AL con Rm	150 N/mm ²
Profondità foro l	25 mm
Extracorsa e	3 mm

Valori medi Parametri di taglio da tabelle:

Avanzamento a	0,26 mm/giro
Vel. Taglio vt	85 m/min

Calcolo numero di giri

$$n^{\circ} = 1000 vt / 3,14 D \quad 1352,8 \text{ giri/min}$$

Velocità di avanzamento punta

$$va = a * n \quad 351,7 \text{ mm/min}$$

Calcolo tempo di foratura

$$t = l + e + D / 2 \operatorname{tg}(\beta/2) / va \quad 0,10 \text{ min}$$

$$5,76 \text{ s}$$

Calcolo carico strappamento unitario del materiale

$$Ks = 5,5 * Rm \quad 825 \text{ N/mm}^2$$

Calcolo sezione del truciolo asportata da 1 dente dalla punta

$$S = (a/2) * (D/2) \quad 1,3 \text{ mm}^2$$

Calcolo forza di taglio su 1 dente

$$F = Ks * S \quad 1072,5 \text{ N}$$

Calcolo braccio forza di taglio

$$b = (0,45 - 0,6) D \quad 12 \text{ mm}$$

Calcolo del Momento torcente da applicare

$$Mt = F * b \quad 12,87 \text{ Nm}$$

Potenza ideale assorbita dal motore

$$P \text{ id.} = Mt * \omega \quad 1822,33 \text{ w}$$

Calcolo forza assiale di penetrazione (resistenza all'avanzamento):

$$P = 2 * D \operatorname{sen}(\beta/2) \quad 1857,6 \text{ N}$$

Scelta CILINDRO ad aria compressa:

pressione 6 BAR

Calcolo area cilindro pneumatico

$$A \text{ cilindro} = P/p \quad 0,0031 \text{ m}^2$$

Calcolo dimatro del cilindro

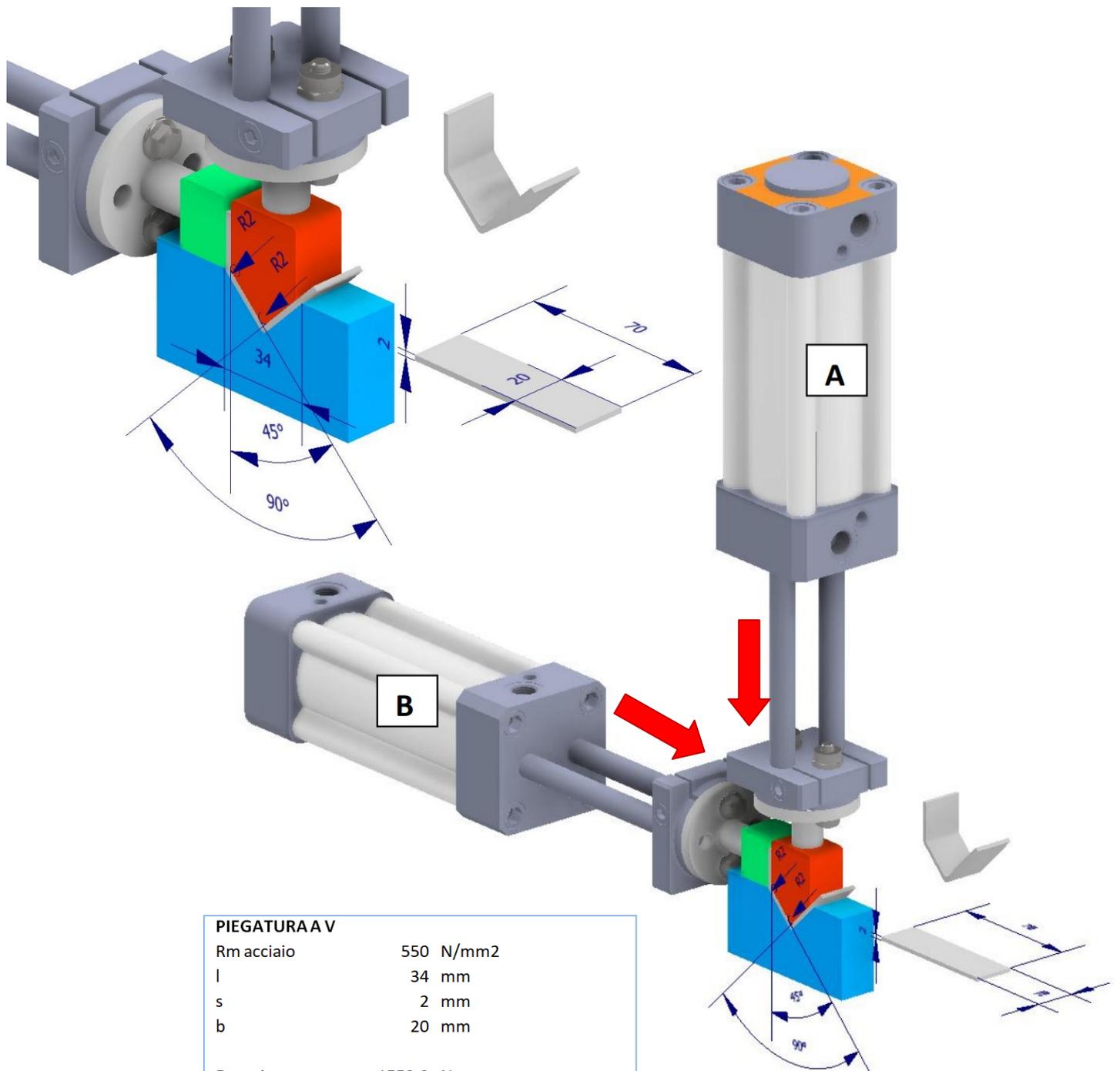
$$D \text{ cilindro} = (4 * A / 3,14)^{0,5} \quad 0,0628 \text{ m}$$

$$63 \text{ mm}$$

Si sceglie il diametro commerciale maggiore + vicino.

DIMENSIONAMENTO DI SISTEMA PNEUMATICO DI PIEGATURA LAMIERINI

Il sistema impiega due cilindri pneumatici ad aste gemellate della METALWORKS alimentati con aria a 10BAR per eseguire la sequenza di piegatura del lamierino in acciaio inox assegnato ($R_m=550\text{N/mm}^2$). La corsa di entrambi i cilindri è di 80mm.



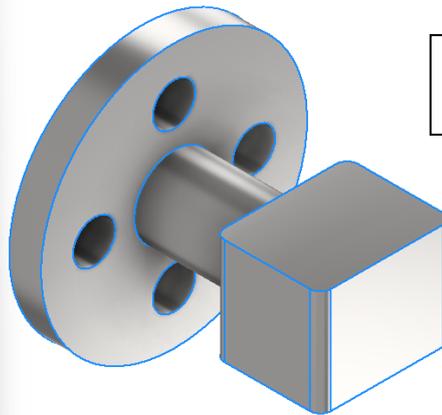
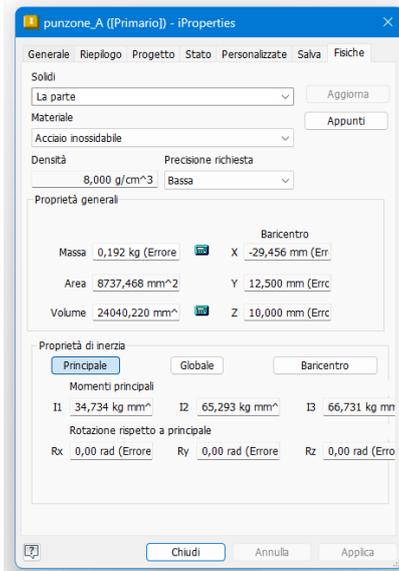
PIEGATURA A V

Rm acciaio	550 N/mm ²
l	34 mm
s	2 mm
b	20 mm

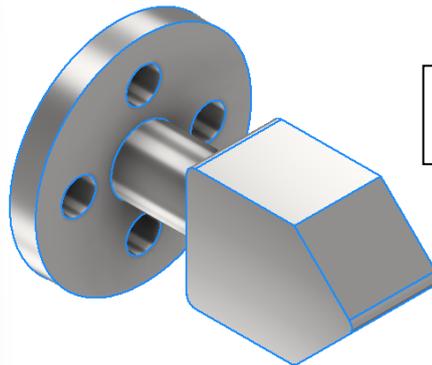
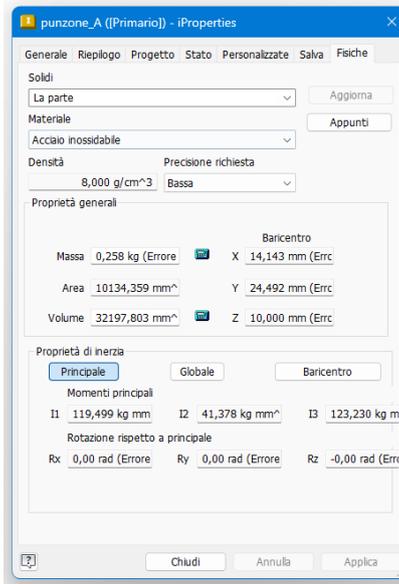
F teorica	1552,9 N
k sicurezza	1,25
Feff.	1941,2 N

Dimensionamento di massima del cilindro pneumatico

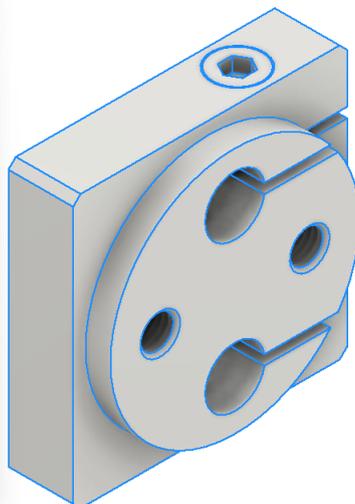
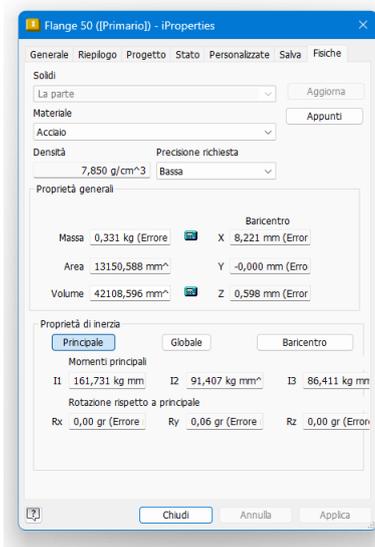
p	10 bar
A	0,0019412 m ²
D	0,049715 m
	49,7 mm



m = 0.192 Kg

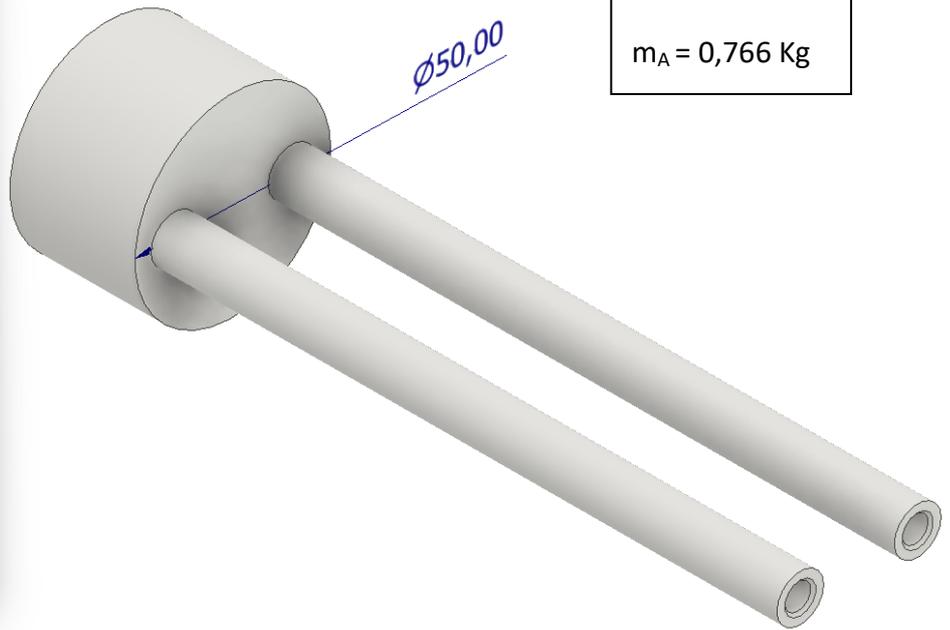
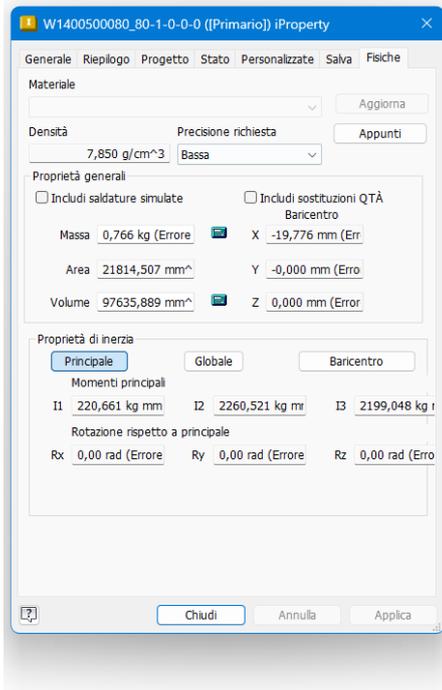


m = 0.258 Kg

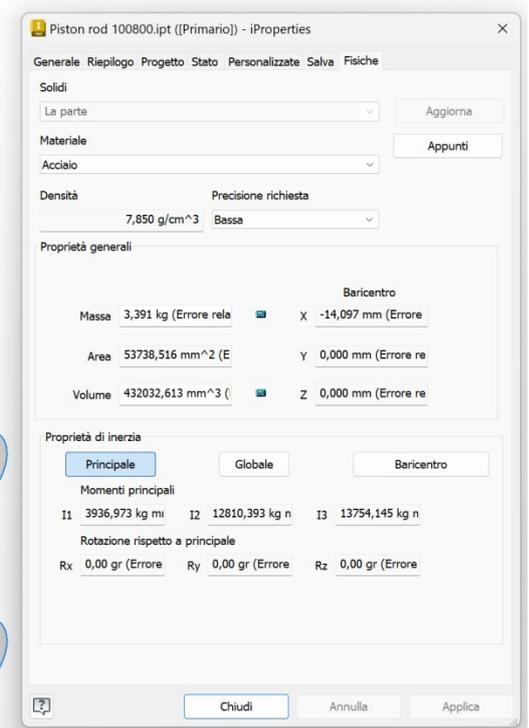
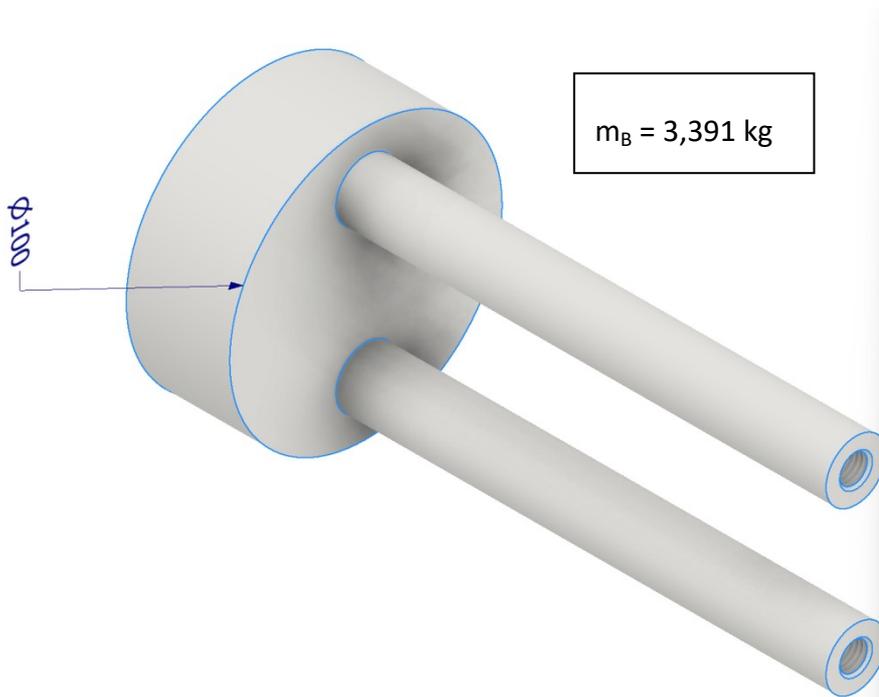


m = 0.331 Kg

La massa del pistone e relativi steli varia con il diametro del cilindro scelto. Per un diametro di 50mm abbiamo:



Per un diametro da 100mm abbiamo:



La massa complessiva movimentata da un cilindro di diametro 50mm e corsa $c=80\text{mm}$ si trova sommando la massa del pistone-stelo, la massa del blocco di testa e la massa del punzone.

Ad esempio per il cilindro A da 50mm, trascurando la massa dei bulloni:

$$m_A = 0.766 \text{ Kg} + 0.331 \text{ Kg} + 0.258 \text{ Kg} = 1,355 \text{ Kg}$$

Per il cilindro B invece:

$$m_B = 3.391 \text{ Kg} + 0.331 \text{ Kg} + 0.258 \text{ Kg} = 3.914 \text{ Kg}$$

PIEGATURA A V

Rm acciaio	550 N/mm ²
l	34 mm
s	2 mm
b	20 mm

$$F = 1,2 \frac{R_m \cdot b \cdot s^2}{l}$$

F teorica	1552,9 N
k sicurezza	1,25
Feff.	1941,2 N

Dimensionamento di massima del cilindro pneumatico

p	10 bar
A	0,0019412 m ²
D	0,049715 m
	49,7 mm

Prendiamo un cilindro con D=50mm e corsa=80mm

La forza massima ottenibile vale

F max	1963,5 Pa
-------	-----------

Valutiamo ora le forze di inerzia in gioco

m tot	1,355 Kg	massa tot. movimentata dal cilindro A
FG	13,29 N	F peso
c	80 mm	corsa
v	2 m/s	velocità finale desiderata pistone
t	0,08 m/s	tempo impiegato per fare la corsa A+
a	25 m/s ²	accelerazione media
Fa	34 N	forza inerzia
F resistente	20,58 N	Fa - FG

La forza complessiva che deve esercitare il cilindro A vale quindi:

F tot A	1961,8 N
---------	----------

Essendo la forza <= a quella massima il cilindro scelto va bene.

Verifica a CARICO di PUNTA con la forza applicata

D steli = 22mm

L₀ = 91 mm (dalla scheda tecnica del costruttore)

L = L₀ + c = 91 + 80 mm

PIEGATURA A L

Rm acciaio	550 N/mm ²
s	2 mm
b	20 mm

F teorica	4400,0 N
k sicurezza	1,25
Feff.	5500,0 N

$$F = 0,2 \cdot R_m \cdot b \cdot s$$

Dimensionamento di massima del cilindro pneumatico

p	10 bar
A	0,0055 m ²
D	0,08368284 m
	83,7 mm

Prendiamo un cilindro con D=100mm e corsa=80mm

Deff	100 mm
------	--------

La forza massima ottenibile vale

F max	7854,0 Pa
-------	-----------

Valutiamo ora le forze di inerzia in gioco

m tot	3,914 Kg	massa tot. movimentata dal cilindro B
c	80 mm	corsa
v	2 m/s	velocità finale desiderata pistone
t	0,08 m/s	tempo impiegato per fare la corsa B+
a	25 m/s ²	accelerazione media
Fa	98 N	forza inerzia

La forza complessiva che deve esercitare il cilindro A vale quindi:

F tot B	5597,9 N
---------	----------

Essendo la forza <= a quella massima il cilindro scelto va bene.

Verifica a CARICO di PUNTA con la forza applicata

D steli = 22mm

L₀ = 91 mm (dalla scheda tecnica del costruttore)

L = L₀ + c = 91 + 80 mm

CONSUMO DI ARIA CILINDRI E COMPRESSORE

Il consumo di aria Q_a (NI/min) di una macchina pneumatica va calcolato alla pressione atmosferica in condizioni standard. Il compressore fornisce una portata inferiore Q_c alla pressione p_c richiesta. Espandendosi fino alla pressione atmosferica la portata Q_c diventerà pari a Q_a .

Per valutare il consumo di aria è necessario conoscere i tempi delle fasi del ciclo e i tempi di posizionamento ed estrazione dei lamierini. Ipotizziamo un tempo di posizionamento e di estrazione di 10s.

$$t_{\text{ciclo}} = t_{A+} + t_{B+} + t_{B-} + t_{A-} = 0,084 = 0,32s \rightarrow t_{\text{tot}} = 10 + 0,32 = 10,32s$$

La portata di aria Q_a necessaria a compiere un ciclo si trova sommando il volume delle camere dei cilindri in spinta e in tiro. Quest'aria dovrà essere fornita dal compressore alla pressione di $p_c=10$ BAR e di conseguenza la portata in uscita al compressore Q_c (FAD) sarà 10 volte inferiore se trascuriamo la temperatura T_c in uscita al compressore.

CALCOLI

t tot	10,32 s
prod.	349 pezzi / h
corsa	8,00E-02 m
d steli	2,20E-02 m
A steli	7,60E-04 m ² (2 steli)

CILINDRO A

dA	5,00E-02 m
AA+	1,96E-03 m ²
AA-	1,20E-03 m ²
VA+	1,57E-04 m ³
VA-	9,62E-05 m ³

CILINDRO B

dB	1,00E-01 m
AB+	7,85E-03 m ²
AB-	7,09E-03 m ²
VB+	6,28E-04 m ³
VB-	5,67E-04 m ³

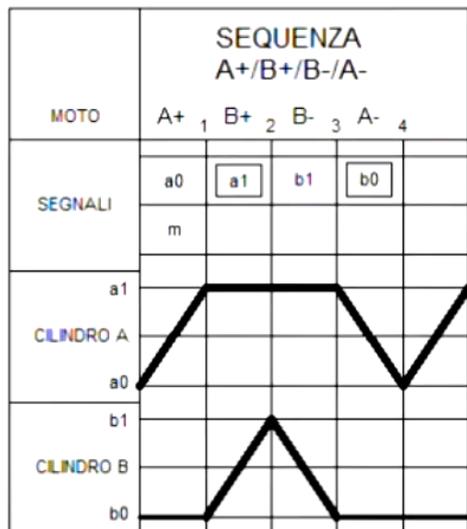
V 1 ciclo	1,45E-03 m ³
Qa oraria	0,505 m ³ / h
k sicurez.	1,3

Qa eff.	0,657 m ³ / h
p lavoro	6 BAR
Ta	293 K
Tc	303 K
FAD	0,10 m ³ /h

SEQUENZA LOGICA DI PIEGATURA

La sequenza che i due cilindri pneumatici devono svolgere quando viene premuto un pulsante di marcia "m" è la seguente:

A+/B+/B-/A-



FINECORSA Istantanei: a0 b1

FINECORSA CONTINUI: a1 b0

FINECORSA BLOCCANTI: a1 b0

I GRUPPO: A+/B+ - II GRUPPO: B-/A-

EQUAZIONI LOGICHE

$$m * a0 = L1$$

$$L1 = A+$$

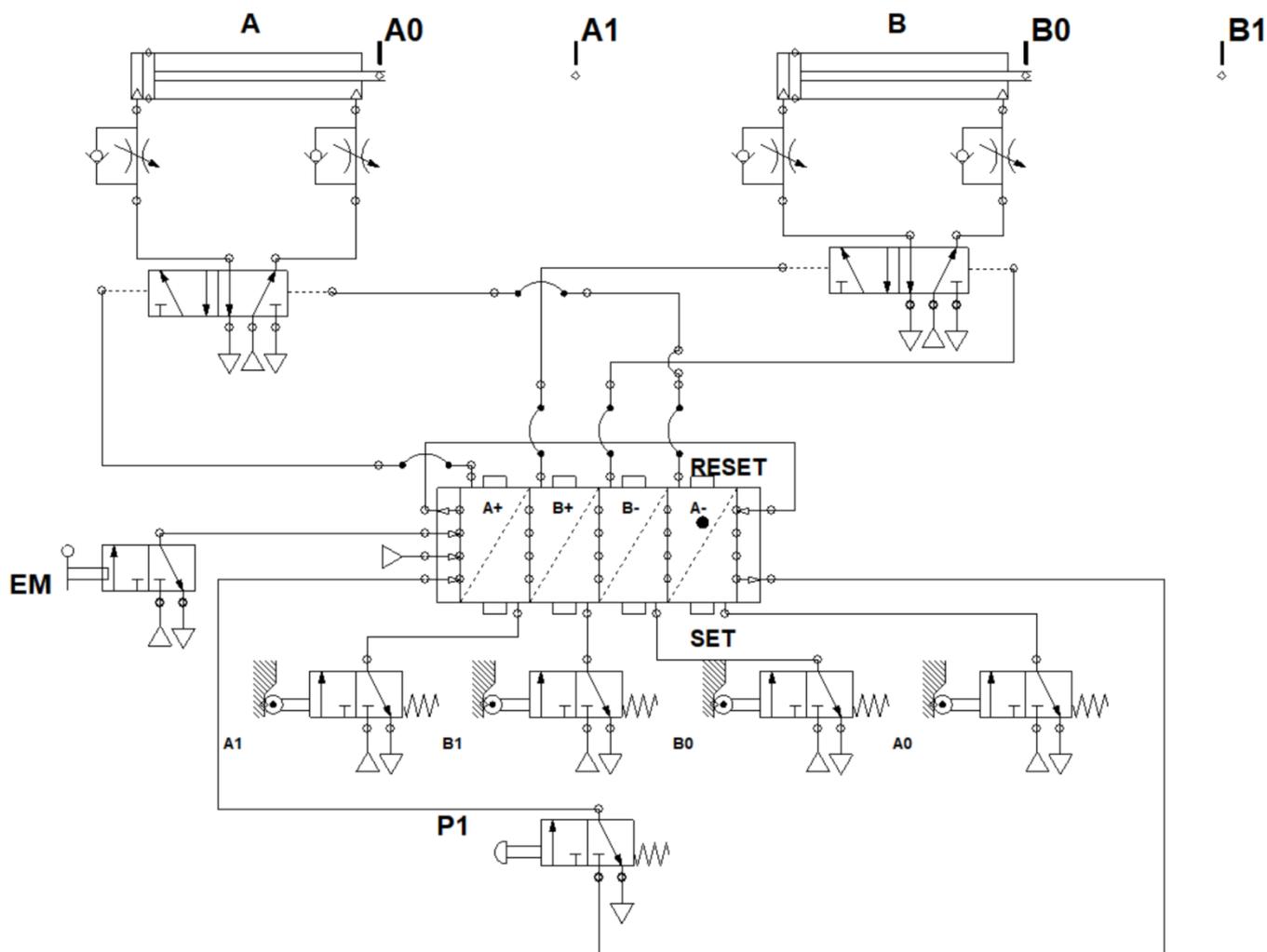
$$L1 * a1 = B+$$

$$L1 * b1 = L2$$

$$L2 = B-$$

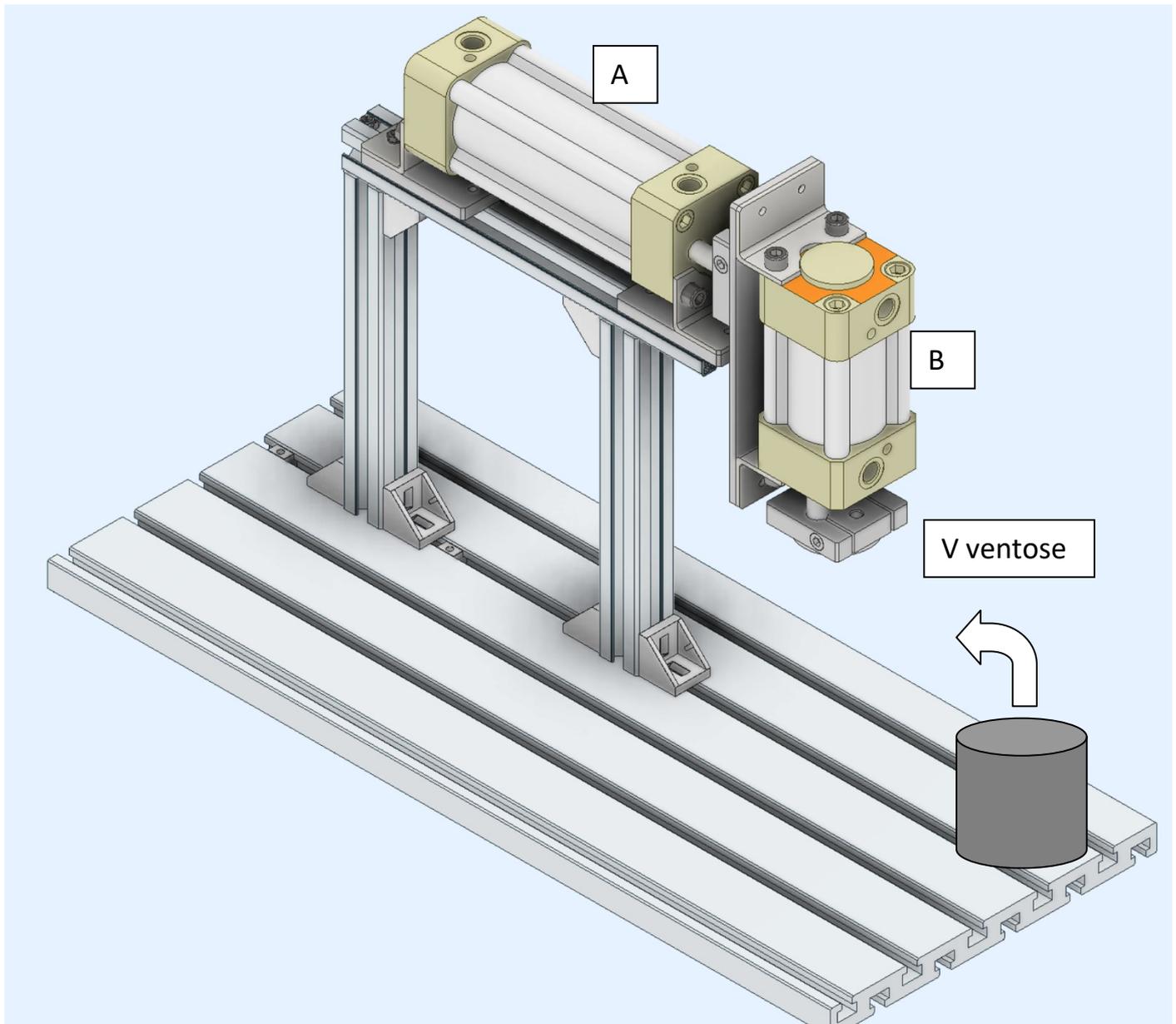
$$L2 * b0 = A-$$

SOLUZIONE CON SEQUENZIATORE



SISTEMA DI PICK & PLACE

La funzione di questo dispositivo é quella di trasferire il pezzo da un'area iniziale ad un'area di scarico finale, utilizzando come "end effector" delle ventose o una pinza pneumatica.



ESERCIZIO

Dimensionare un sistema di pick & place che deve spostare pezzi cilindrici di acciaio ($d=80\text{mm}$, $h=100\text{mm}$) come in figura.

Lo spostamento orizzontale è di 300mm. Lo spostamento verticale è di 150mm

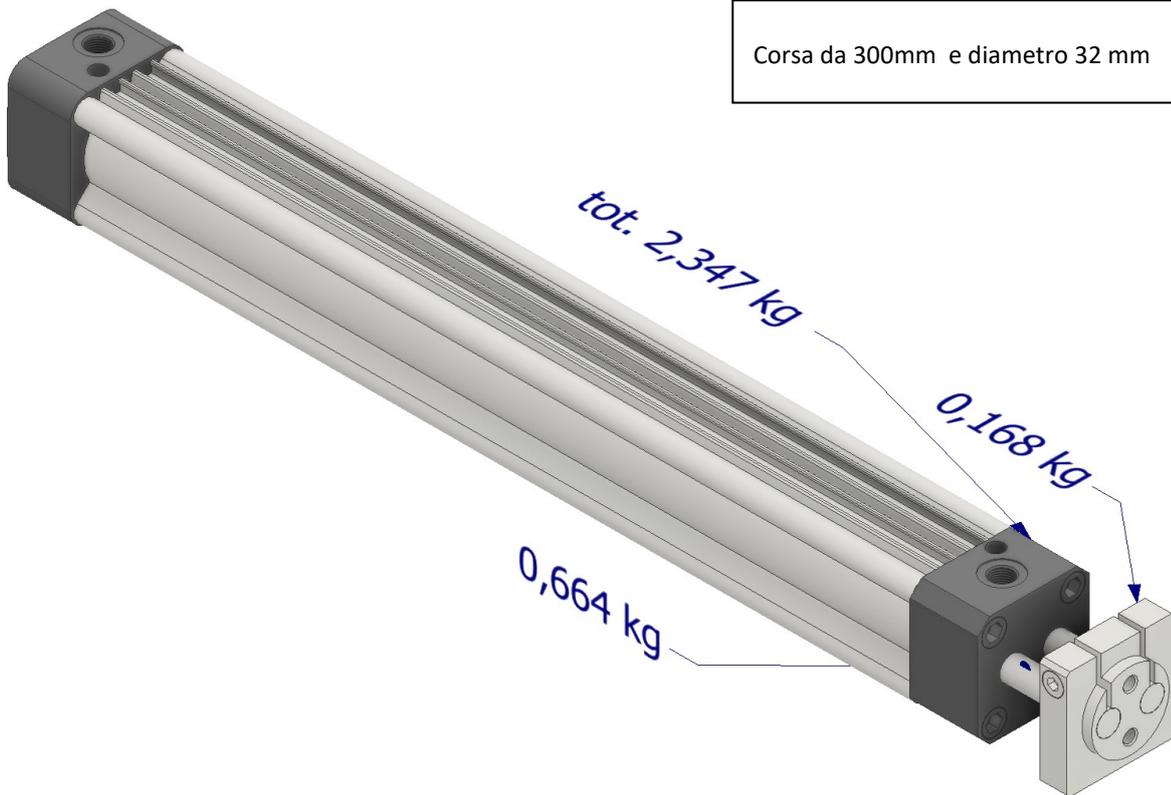
La velocità finale dei pistoni va limitata a 2 m/s.

Il sistema è dotato di un pulsante di START , uno di ARRESTO e uno di connessione alla rete elettrica.

NB: verificare a flessione gli steli del cilindro A $f = y = \frac{F \cdot l^3}{3E \cdot I}$

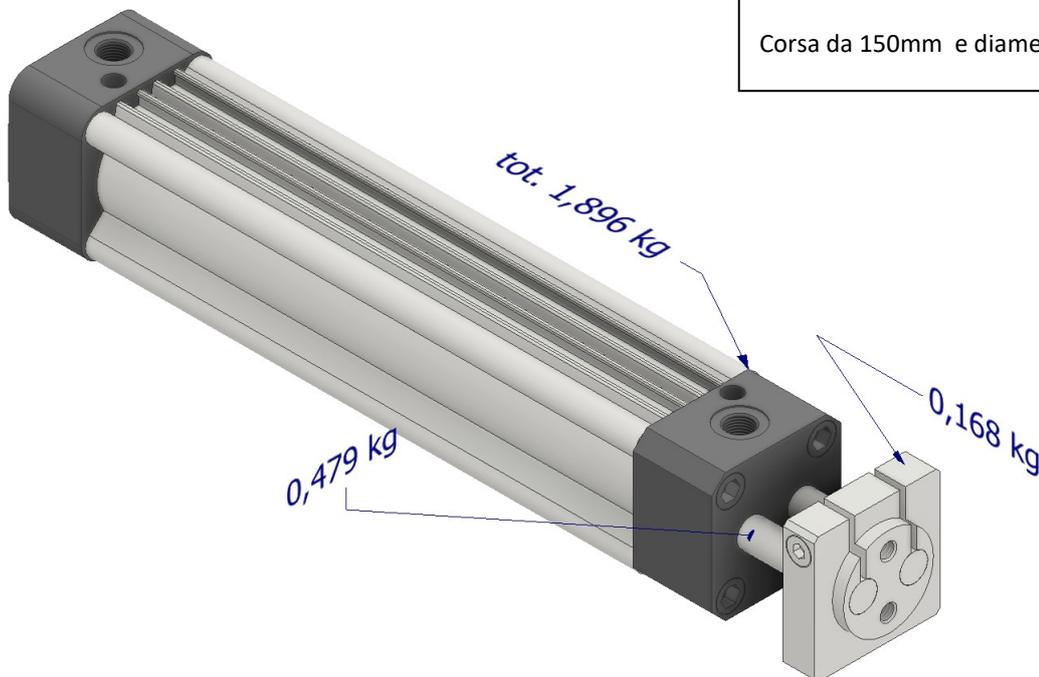
Cilindo A

Corsa da 300mm e diametro 32 mm



Cilindro B

Corsa da 150mm e diametro 32 mm



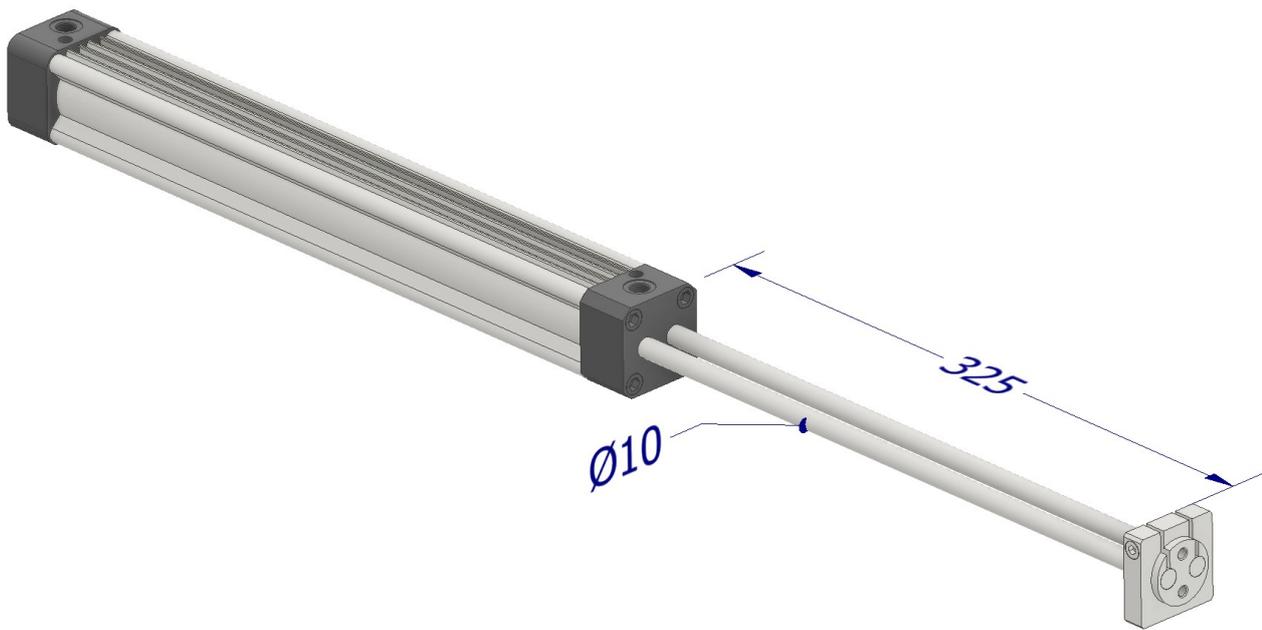
Piastra e supporti per il cilindro B: $m_{bs} = 0,3 \text{ kg}$

	A	B	C	D	E	F
1	PICK & PLACE PNEUMATICO					
2						
3	Pressione	600000 Pa		6 BAR		
4						
5	PEZZO DA SPOSTARE					
6	Densità	7870 Kg/m ³				
7	D pezzo	0,08 m				
8	H pezzo	0,1 m				
9	Volume	0,0005024 m ³				
10	Massa	3,95 Kg				
11						
12	Partiamo con i cilindri più piccoli da 32mm di diametro					
13	Cilindro A			Cilindro B		
14	m cilindro tot.	2,347 Kg		m cilindro tot.	1,896 Kg	
15	m pist.+ steli	0,832 kg		m pist.+ steli	0,647 Kg	
16	m blocco testa	0,168 kg		m blocco testa	0,168 kg	
17	D	0,032 m		D	0,032 m	
18	c	0,3 m		c	0,15 m	
19				m piastra supporti	0,3 kg	
20	d steli	0,01 m		d steli	0,01 m	
21						
22	Forza esercitabile dai cilindri in tiro					
23	Cilindro A			Cilindro B		
24	Area-	0,00064684 m ²		Area-	0,00064684 m ²	
25	F- max	388 N		F- max	388 N	
26	k secur.	1,5		k secur.	1,5	
27	F utile	259 N		F utile	259 N	
28						
29	FORZE INERZIA					
30	Cilindro A			Cilindro B		
31	v	2 m/s		v	2 m/s	
32	t corsa	0,15 s		t corsa	0,075 s	
33	a	13,3 m/s ²		a	26,7 m/s ²	
34	m movim.	7,0 kg		m movim.	4,6 kg	
35	Fa	93,1 N		Fa	122,7 N	
36						
37	FORZA RICHIESTA AI CILINDRI					
38	Cilindro A			Cilindro B		
39	spostamento orizzontale			spostamento verticale		
40	m movim.	7,0 kg		m movim.	4,6 kg	
41	f attrito pistone	0,5				
42	f attrito pistone	34,2 N		F peso	45,1 N	
43	F tot.	127,3 N		F tot.	167,8 N	
44	Il cilindro va bene			Il cilindro va bene		
45						

Nota: il cilindro A fa uno spostamento orizzontale in aria e di conseguenza la forza peso da vincere è nulla; per riuscire ad effettuare lo spostamento però è necessario vincere la forza di attrito del pistone nel cilindro A e quella nei cuscinetti lineari di centraggio degli steli.

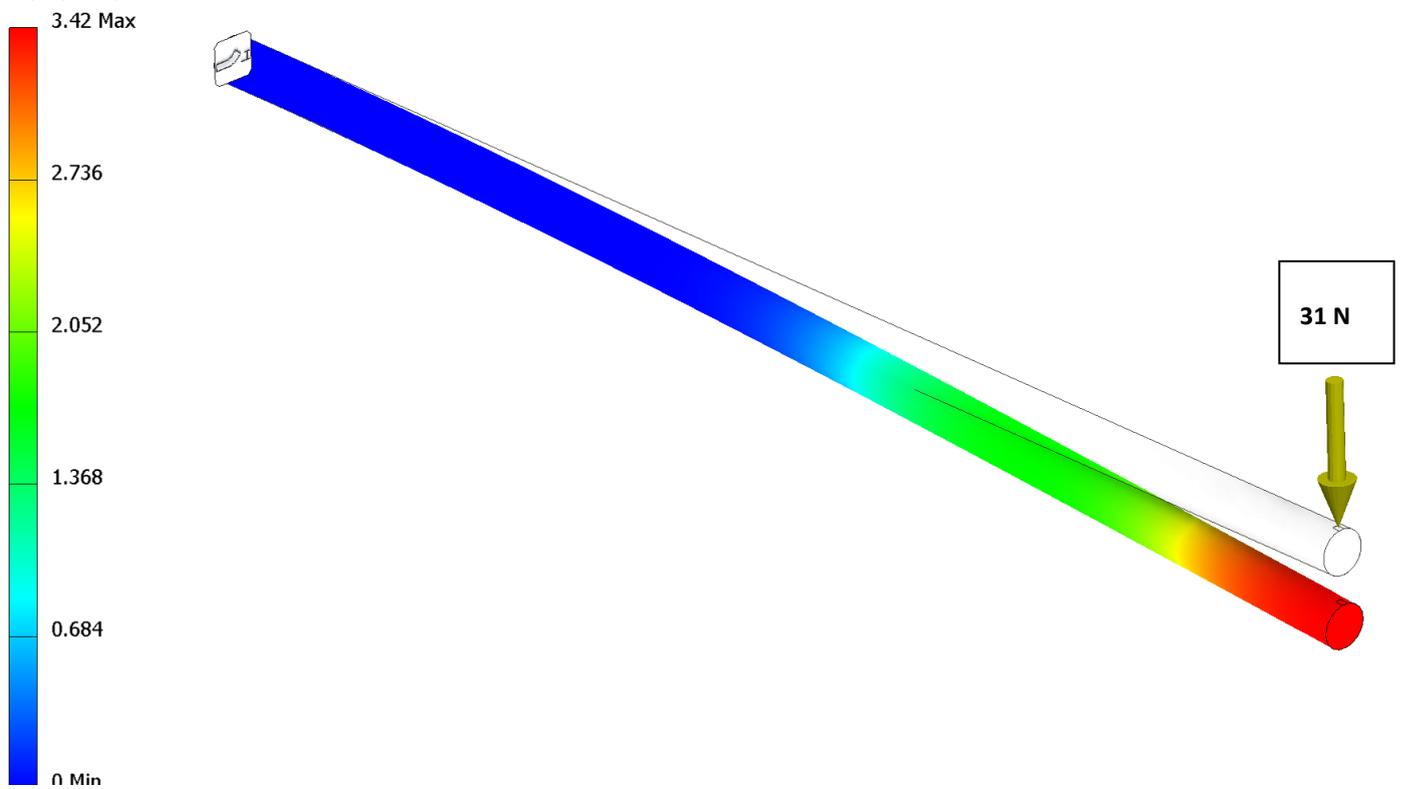
Inflessione steli cilindro A

La massa da sostenere è di 6,32 kg (3,95 + 1,896 + 0,3 + 0,168)



Analisi statica in Inventor con forza concentrata di 30N e asta in acciaio.

Tipo: Spostamento
Unità: mm
10/12/2024, 19:08:42



CALCOLI CON FORMULE DELLA MECCANICA

Sezione	Area della sezione	Distanza dal baricentro	Momento di inerzia	Modulo di resistenza
	A cm ²	a cm	J cm ⁴	W cm ³
	$\frac{\pi \cdot D^2}{4}$	$\frac{D}{2}$	$\frac{\pi \cdot D^4}{64}$	$\frac{\pi \cdot D^3}{32}$

δ = Freccia in **mm**

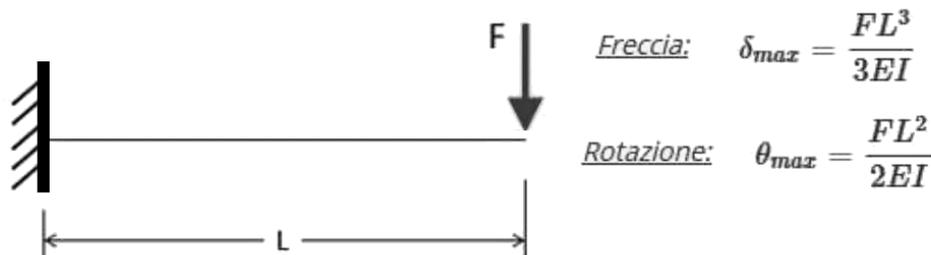
θ = Pendenza (adimensionale)

F = Carico concentrato in **N**

L = Lunghezza libera della trave in **mm**

E = Modulo di Young del materiale in **MPa**
(oppure **N/mm²**)

I = Momento d'inerzia della sezione in **mm⁴**

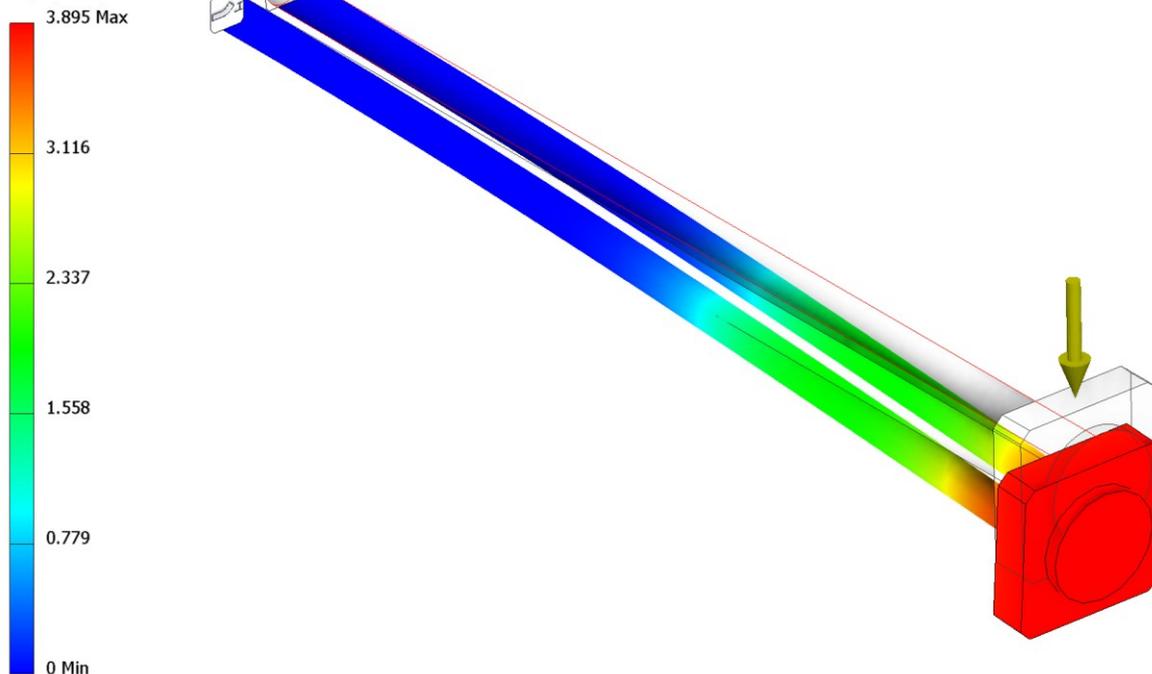


47 INFLESSIONE STELI

- 48 massa 6,32 kg
- 49 F mensola 31,0 N considero metà forza peso su uno stelo
- 50 J 490,625 mm⁴ (3.14* d⁴/64)
- 51 E 210000 N/mm²
- 52 l 325 mm
- 53
- 54 freccia 3,44 mm $f = y = \frac{F \cdot l^3}{3E \cdot I}$
- 55

Considerando gli steli completi del blocco finale in Inventor:

Tipo: Spostamento
Unità: mm
10/12/2024, 19:02:19



ESERCIZIO FORATURA

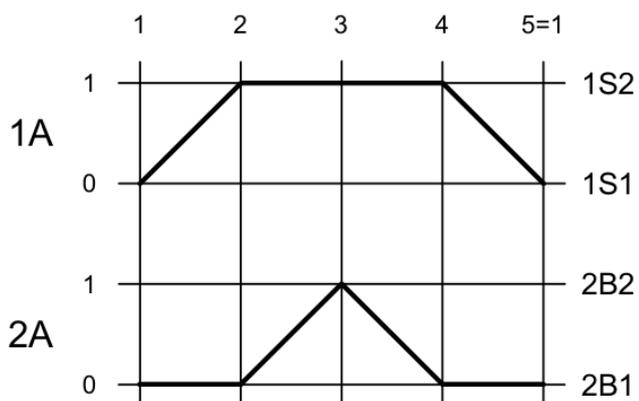
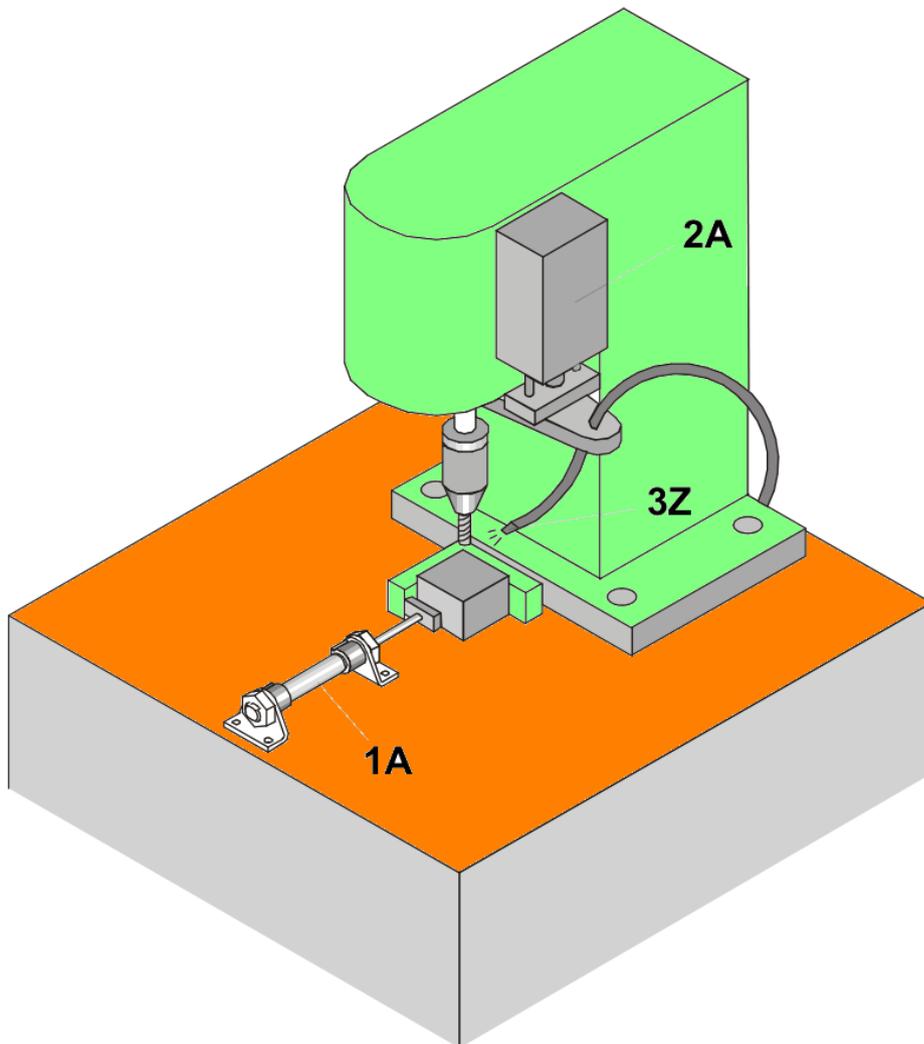
I pezzi vengono inseriti manualmente nel dispositivo di serraggio.

Il cilindro di serraggio 1A deve estendersi quando si preme il pulsante di avvio.

Quando il pezzo viene serrato, deve essere forato tramite l'unità di alimentazione 2A e la punta deve essere nuovamente retratta.

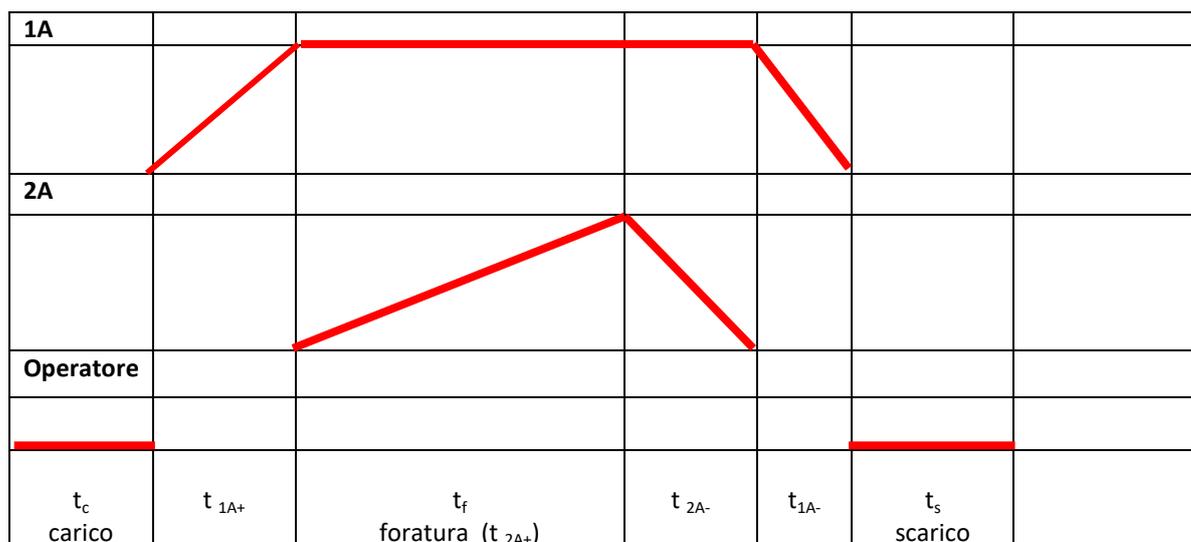
Allo stesso tempo, i trucioli devono essere soffiati via da un getto d'aria 3Z.

Quindi, il cilindro di serraggio 1A deve rilasciare il pezzo che verrà tolto manualmente dal dispositivo.



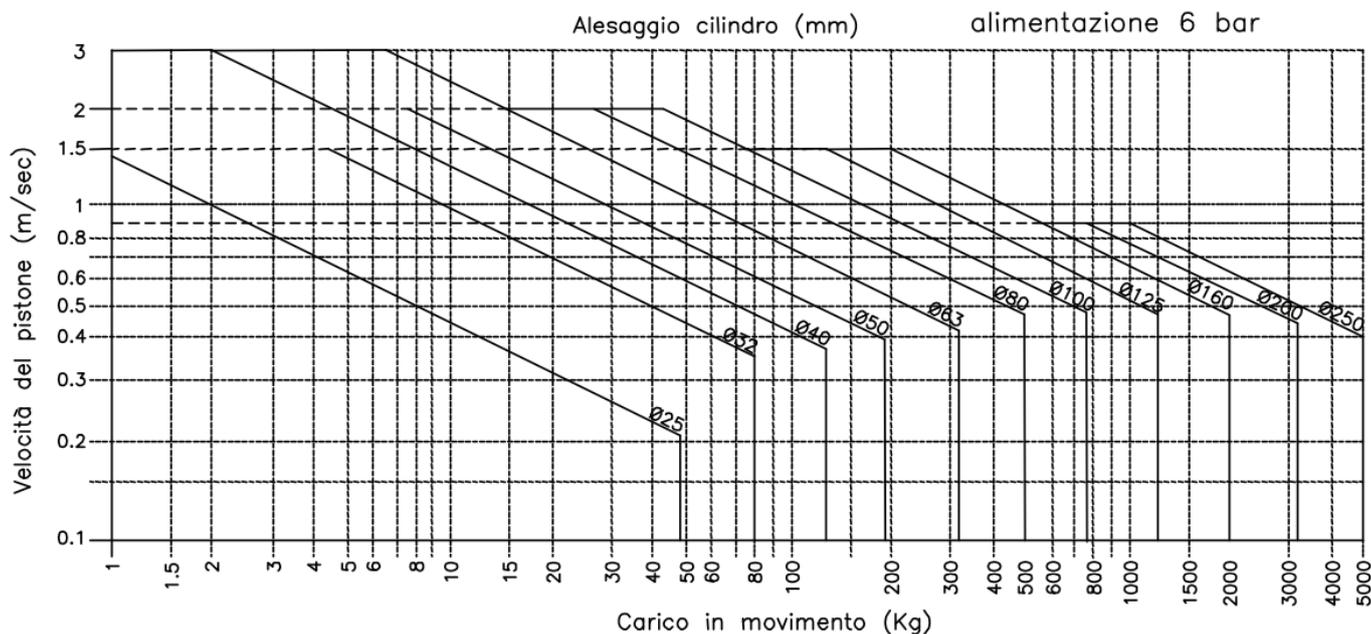
Valutazione tempi di produzione

Il diagramma delle fasi non tiene conto dei tempi effettivi necessari a svolgere le lavorazioni tecnologiche e i tempi di fermo per l'intervento di operatori. E' necessario mettere in evidenza tutti i tempi di esecuzione delle varie fasi.



tempo totale lavorazione → produzione oraria → costo lavorazione

Le velocità nelle fasi non di lavorazione si possono ricavare dal diagramma note le masse movimentate (e le inerzie nel caso di accelerazioni importanti).



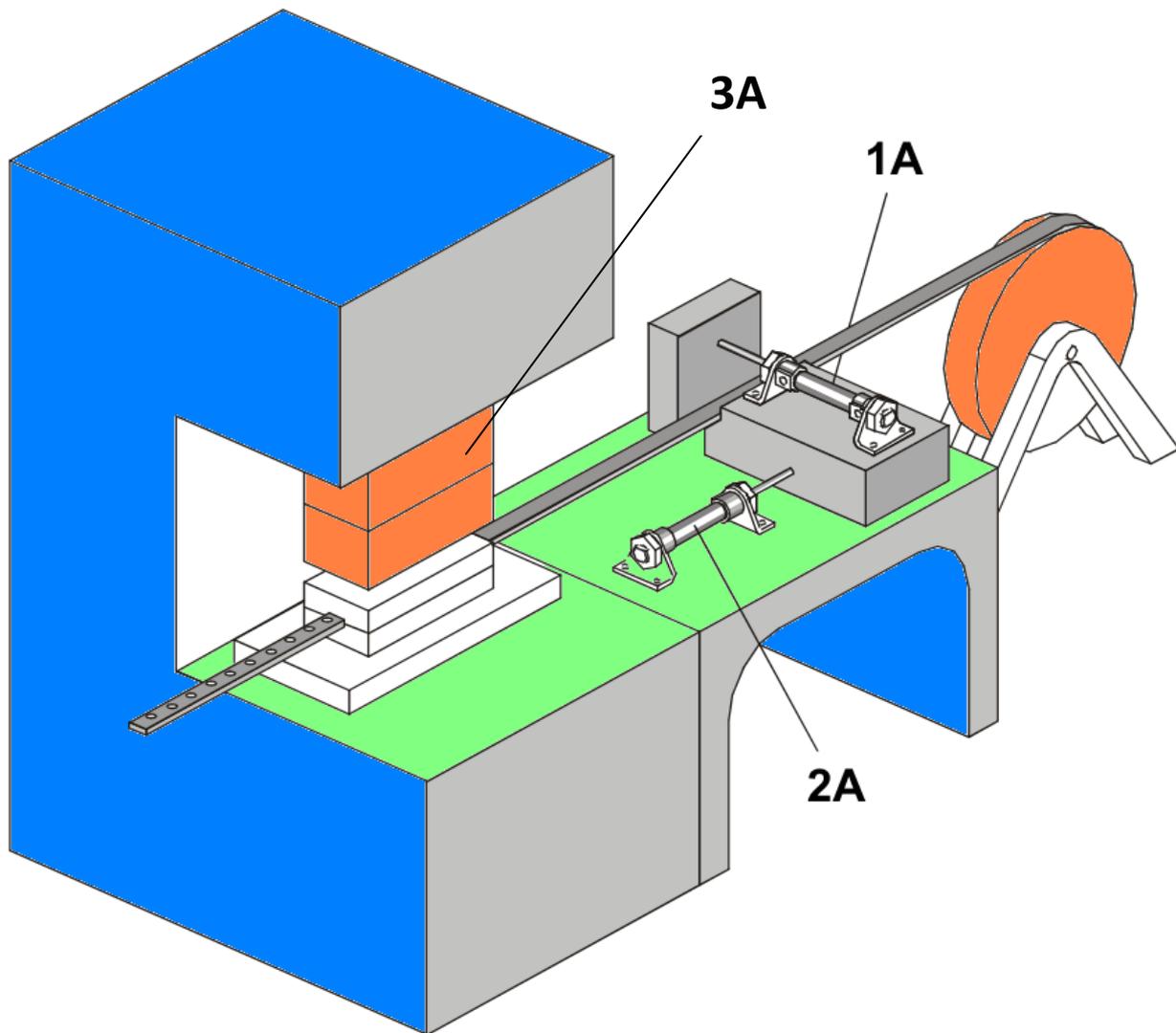
Ricordiamo che il movimento del pistone nei cilindri pneumatici è di tipo **uniformemente accelerato**:

$$v = at \quad s = \frac{1}{2}at^2$$

$$a = v/t, \quad s = \frac{1}{2}vt \rightarrow t = 2s/v$$

ESERCIZIO PUNZONATURA LAMIERA

Una striscia di lamiera avvolta su un tamburo deve essere posizionata sotto l'utensile di taglio (punzonatrice). Il cilindro 1A (1A-) blocca la lamiera in modo che il cilindro 2A possa farla avanzare sotto la punzonatrice (2A-). A questo punto il cilindro 3A esegue la punzonatura (3A+ / 3A-). Al termine della lavorazione il cilindro 1A sblocca la striscia (1A+) e il cilindro 2A (2A+) esce per poter ripetere il ciclo.



DATI

Striscia di lamiera di alluminio di spessore 1mm avvolta su un tamburo per una lunghezza totale di 20m.

Tempo cambio bobina pari a 2 minuti. Tempo rimozione striscia lavorata pari a 1 minuto.

La punzonatrice deve effettuare 5 fori da 5mm su una lunghezza di 100mm.

Dimensionare i cilindri pneumatici (con verifica ad ammortizzamento) e valutare le forze di inerzia in gioco.

Valutare il tempo di lavorazione di una bobina e i costi della lavorazione di 1000 bobine.

CILINDRI UTILIZZATI

1A	cilindro che blocca il nastro (in tiro) → forza si attrito statico $f=0,2$
m1A	1 Kg → massa movimentata
2A	cilindro che fa avanzare nastro (in tiro) → ipotizziamo Forza in tiro di 500N
m2A	5 Kg → massa movimentata
3A	cilindro punzonatrice
m3A	20 Kg → massa movimentata

Nastro di Al avvolto su bobina

larghezza	20 mm
spessore	1 mm
Diametro fori	5 mm
n. fori	5
Tau R Al	115 N/mm ²

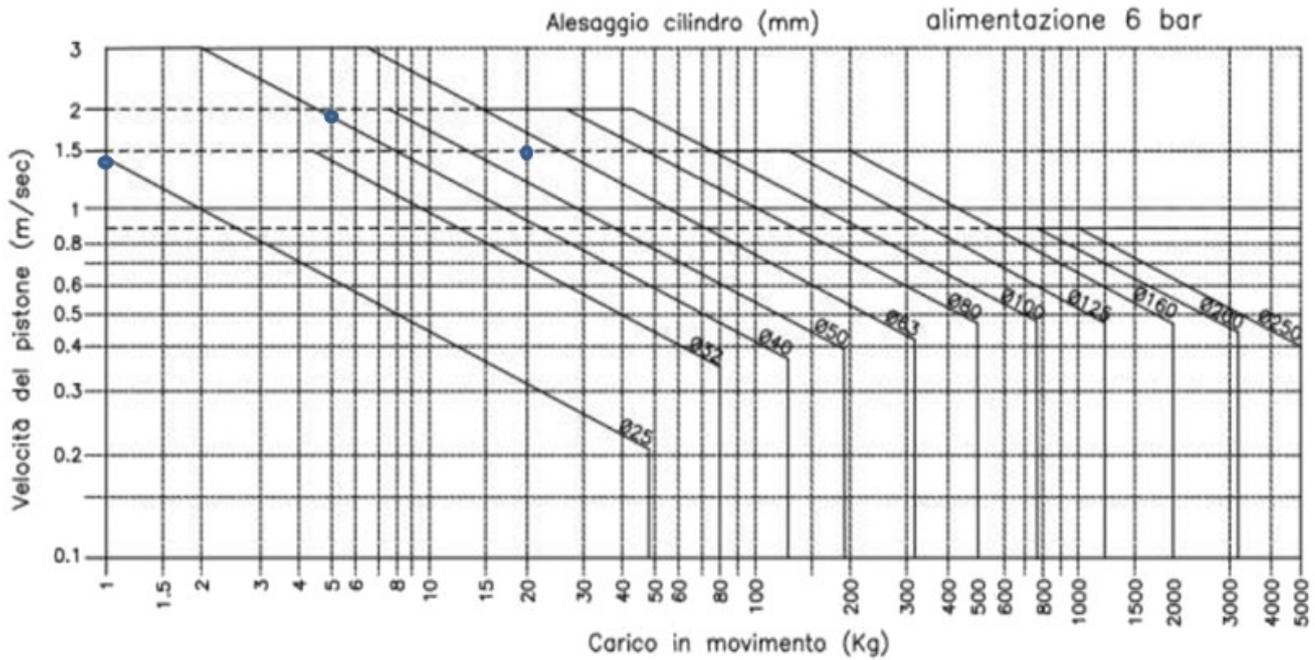
Calcolo delle forze in gioco per il dimensionamento dei cilindri

PUNZONATRICE		SBOBINAMENTO		BLOCCO	
F punz.	10833 N	Forza 2A sbobinamento		Forza 1A blocco	
Suddividiamo su 2 cilindri		Ipotizzo		Attrito statico $f=0,2$	
F3A	5416,5 N	F sbob.	500 N	F sbob.	100 N
p	600000 Pa	p	600000 Pa	p	600000 Pa
A pistone	0,0090275 m ²	A pistone	0,00083333 m ²	A pistone	0,00016667 m ²
D3A teorico	0,10723805 m	D2A teorico	0,03258176 m	D2A teorico	0,01457101 m
Prendiamo		Prendiamo		Prendiamo	
D3A	125 mm	D3A	40 mm	D3A	25 mm
d stelo	20 mm	d stelo	10 mm	d stelo	10 mm
Fmax	7359 N	Fmax	707 N	Fmax	247 N
La v max con la m3A vale		La v max con la m2A vale circa 1.9m/s		La v max con la m1A vale circa 1.4m/s	
v 3A	1,5 m/s	v 2A	1,5 m/s	v 2A	1 m/s
corsa	50 mm	corsa	100 mm	corsa	50 mm
t	0,07 s	t	0,13 s	t	0,10 s
a	22,5 m/s ²	a	11,25 m/s ²	a	10 m/s ²
Finerzia	450 N	Finerzia	56,25 N	Finerzia	10 N
Ftot	5867 N	Ftot	556 N	Ftot	110 N
Tempi produzione					
t carico	120 s				
t scarico	60 s				

Note le forze in gioco si procede alla scelta dei cilindri pneumatici tramite il diagramma delle velocità che evitano di incorrere in problemi di ammortizzamento.

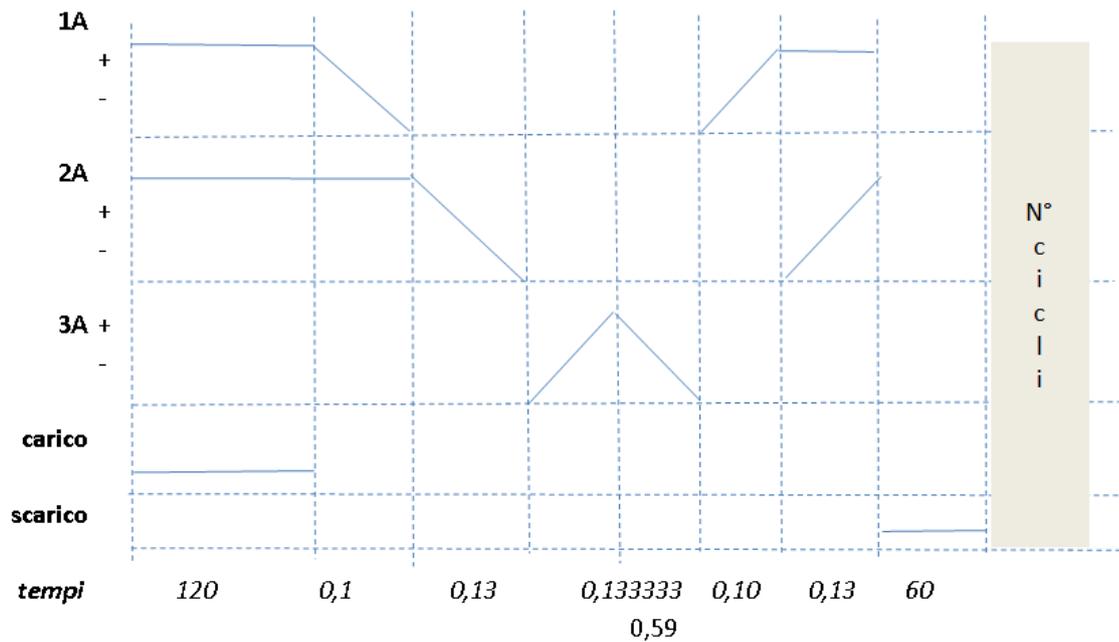
Note le velocità e le corse dei cilindri si valutano le accelerazioni e le forze di inerzia in gioco.

E' necessario verificare che la forza totale richiesta al cilindro sia compatibile.



Si procede a tracciare il diagramma temporale evidenziando tutti i tempi in gioco.

Diagramma temporale sequenza: 2A- 1A- 3A+ 3A- 1A+ 2A+



Il tempo totale per lavorare un singolo nastro è di 298.7 secondi. Procediamo a valutare il costo della totale.

Bobine da punzonare

N° bobine	1000
Lunghezza	20 m
n° cicli	200
Tempo 1 bob.	298,7 s
Tempo tot.	83,0 ore

COSTI

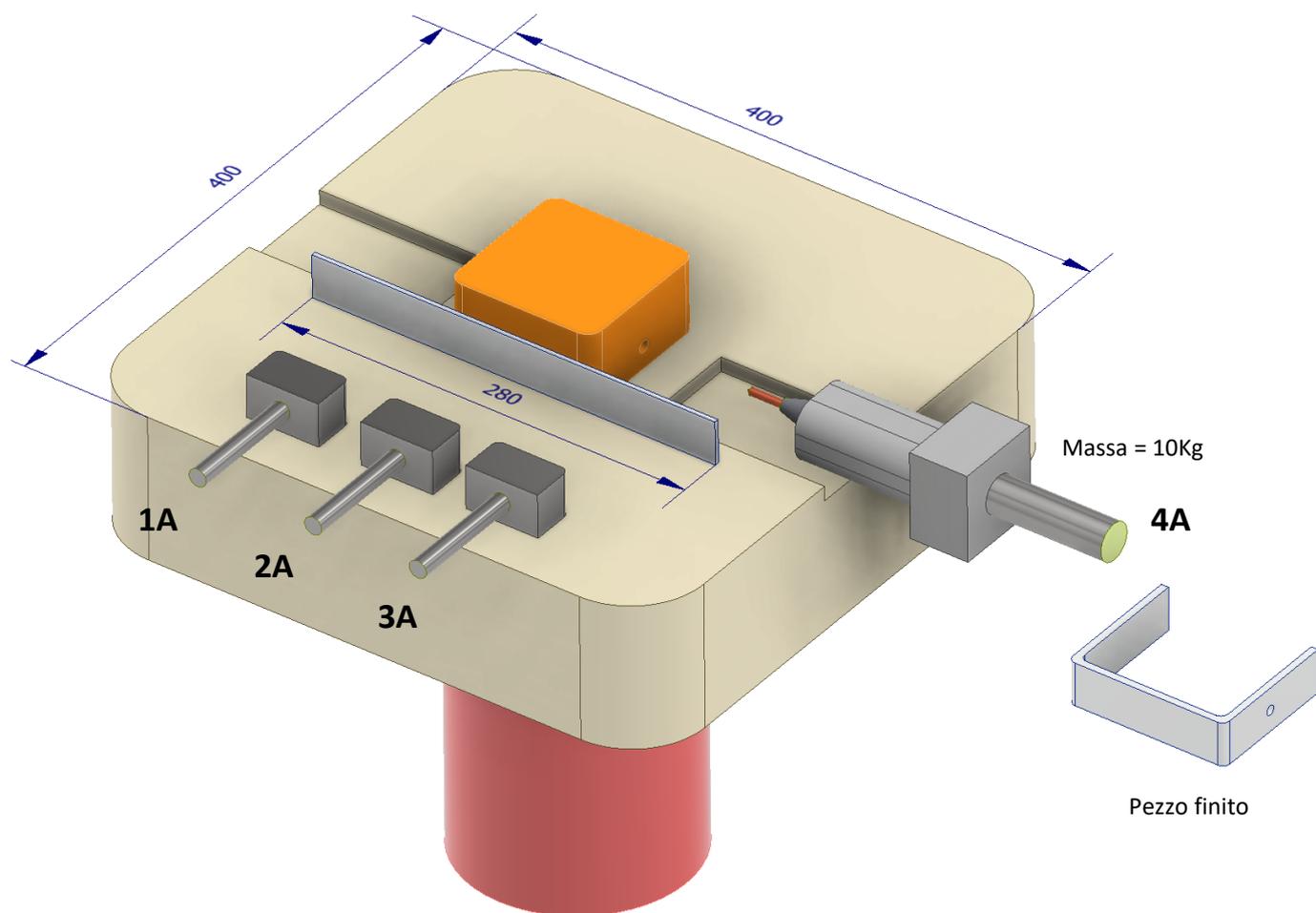
Costo operaio	30 €/h
Guadagno	15 €/h
Attrezzaggio	1000 €
Preventivo	4733 €

ESERCIZIO PIEGATURA LATERALE E FORATURA

Il sistema ha a disposizione quattro cilindri lineari per effettuare una doppia piegatura laterale e una foratura su un lato. Il pezzo da lavorare è una lastra di alluminio di spessore 3mm, lunghezza 280mm e altezza 30mm. Il raggio di piegatura è di 3mm. Il foro da realizzare è di $\varnothing 8$.

Dopo aver fatto le opportune ipotesi (giustificate):

- Individuare la sequenza logica per realizzare il pezzo richiesto posizionato a mano da un operatore nella posizione di figura.
- Dimensionare i cilindri pneumatici (diametro e corsa) e verificare le forze in gioco.
- Calcolare il preventivo per una commessa di 1000 pezzi sapendo che:
 - costo attrezzaggio macchina: 800€
 - costo manodopera operaio: 30€/ora
 - guadagno oraio azienda: 20 €/h
 - tempo posizionamento pezzo: 10 s
 - tempo rimozione pezzo: 5 s

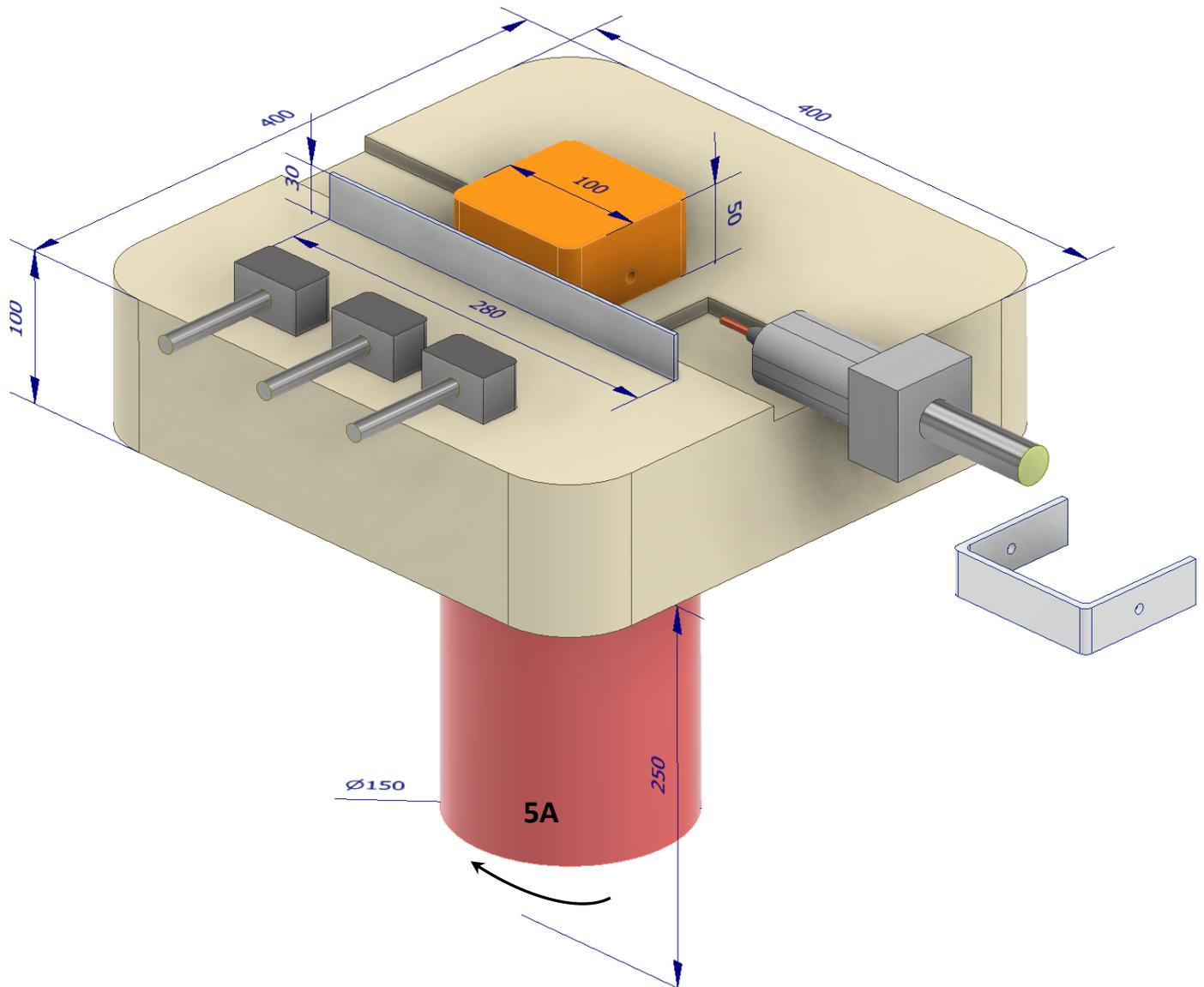


ESERCIZIO PIEGATURA LATERALE E DOPPIA FORATURA

Supponendo di rendere girevole la tavola di lavoro mediante un cilindro rotativo 5A aggiornare il sistema dell'esercizio precedente per effettuare la foratura su entrambe le parti piegate.

Valutare le masse in rotazione sapendo che :

- il blocco arancione da 100x100mm è in acciaio
- la tavola rotante è in alluminio
- il blocco di rotazione è in alluminio

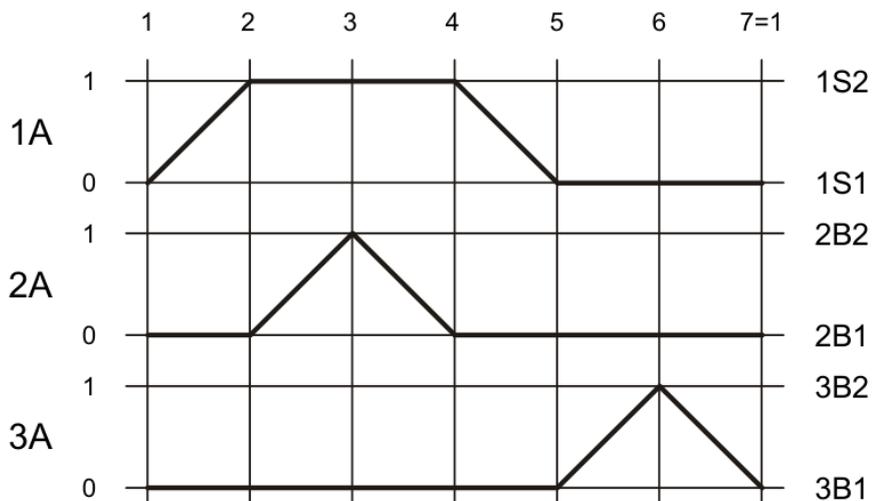
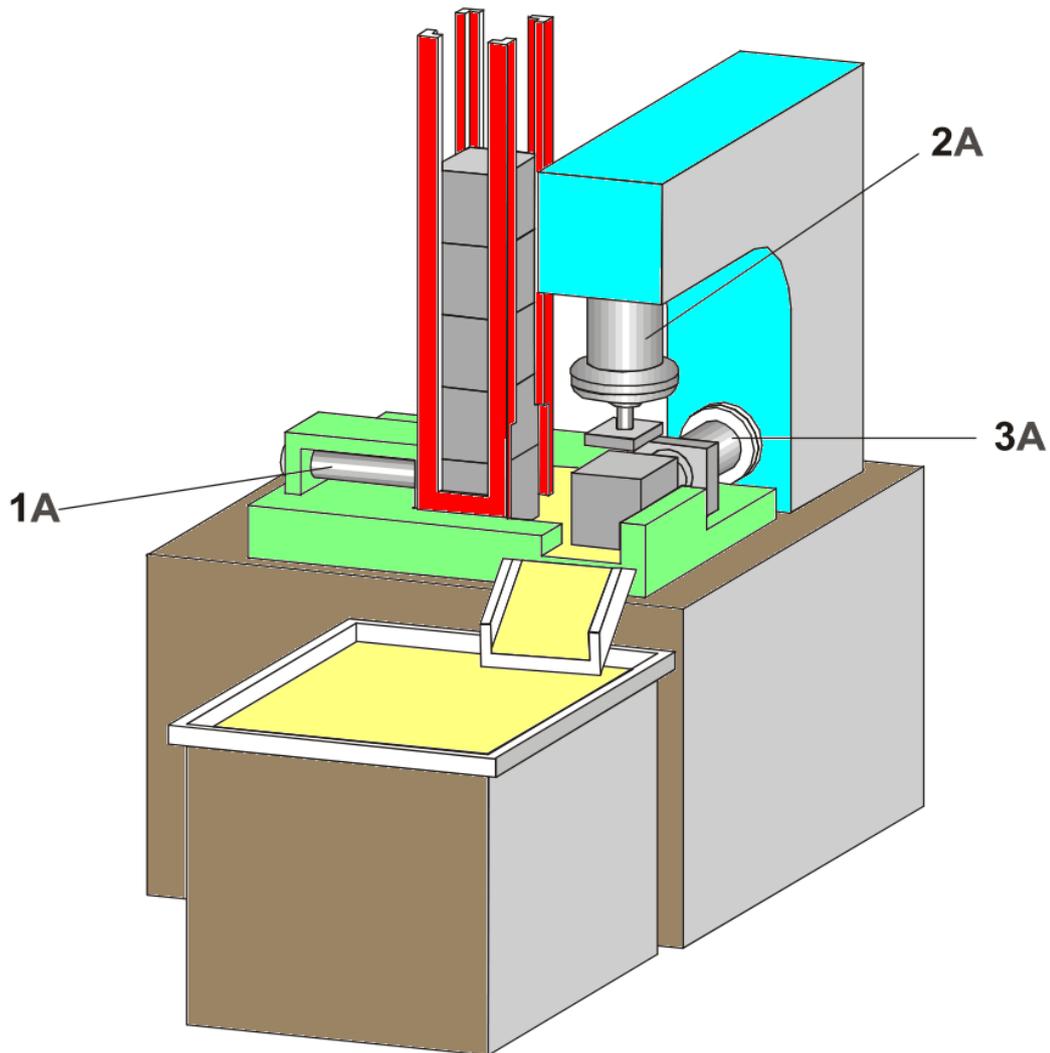


ESERCIZIO INCISIONE

Il cilindro 1A spinge i pezzi fuori dal caricatore a gravità e li blocca in posizione di lavoro.

Il cilindro 2A realizza l'incisione sul pezzo al termine della quale il cilindro 1A rientra nella posizione di riposo.

Il pezzo viene espulso dal cilindro 3A, che poi torna alla posizione di riposo ritratta.

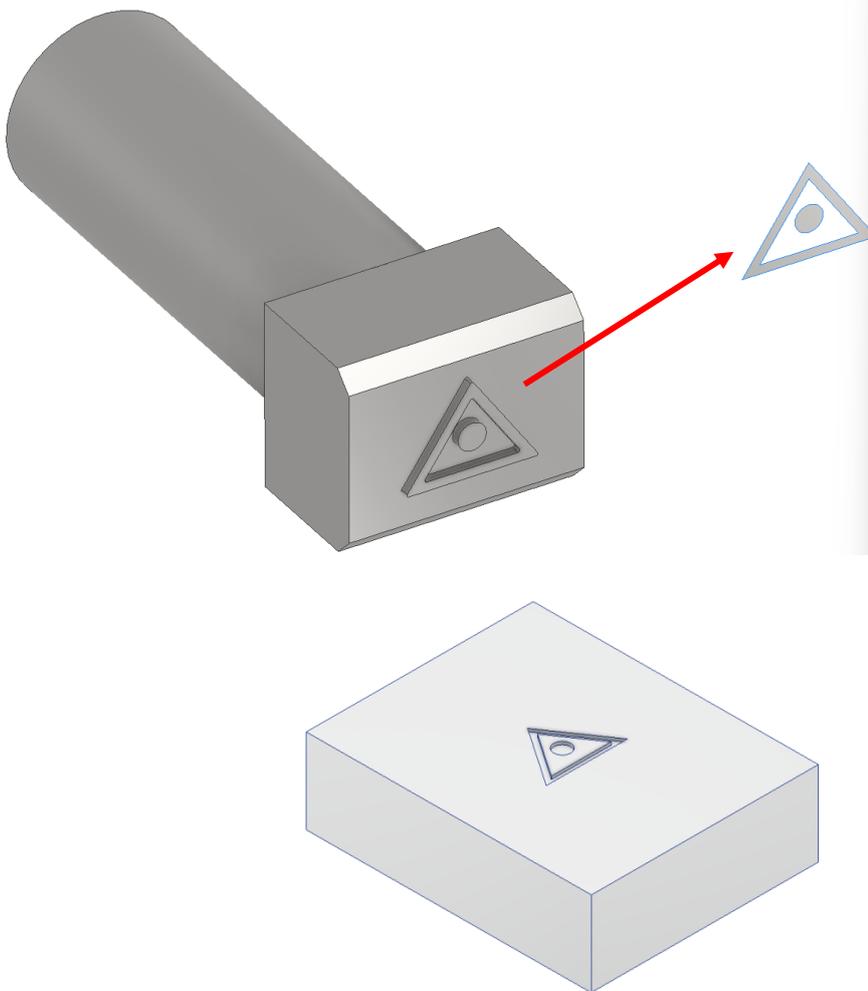


DATI

Il pezzo da marchiare è in alluminio laminato ($R_m=210 \text{ N/mm}^2$). Assumere $R_s=1/3 R_m$.

Il punzone in acciaio inox deve incidere (lievemente) il logo assegnato in figura sui pezzi.
Assumere una velocità di marcatura lenta. Il rientro alla massima velocità.

Per marcatura lieve possiamo approssimare la forza pari a quella necessaria a snervare il materiale: $F_s = R_s * A \text{ (N)}$



punzone.ipt ([Primario]) - iProperties

Generale Riepilogo Progetto Stato Personalizzate Salva Fische

Solidi
Solido3

Materiale
Acciaio inossidabile

Densità Precisione richiesta

Proprietà generali

		Baricentro	
Massa	0,000 kg (Errore rel)	X	0,778 mm (Errore r)
Area	82,741 mm^2 (Errc)	Y	0,000 mm (Errore r)
Volume	0,004 mm^3 (Error)	Z	-45,447 mm (Errore r)

Proprietà di inerzia

Momenti principali

I1	0,000 kg mm^2	I2	0,000 kg mm^2	I3	0,000 kg mm^2
----	---------------	----	---------------	----	---------------

Rotazione rispetto a principale

Rx	0,00 gr (Errore i)	Ry	0,00 gr (Errore i)	Rz	0,00 gr (Errore i)
----	--------------------	----	--------------------	----	--------------------

Area da incidere pari a 82,741 mm^2

Si deve marciare un lotto di 2000 pezzi.

Il caricatore a gravità può contenere al massimo 100 pezzi.

Il tempo di ricarica del magazzino da parte dell'operatore è pari a 30 secondi.

Ogni 200 pezzi il contenitore dei pezzi marcati va sostituito con uno vuoto. Il tempo di sostituzione è di 60 secondi.

Valutare un preventivo di massima per l'attività richiesta stimando un costo della manodopera di 40€/ora e un guadagno minimo orario del cliente di 20€/ora.

Stimare un costo di attrezzaggio della macchine già disponibile in azienda pari a 400 €.

ESERCIZIO FORATURA

I getti rettangolari devono essere forati in 4 posizioni.

I getti vengono inseriti a mano e bloccati da una camma eccentrica.

L'unità di alimentazione 3A con cilindro di ammortizzazione idraulico è allineata verticalmente (asse Z).

I cilindri di posizionamento 1A e 2A spostano il tavolo in direzione X e Y in modo che le posizioni di foratura (1), (2), (3) e (4) possano essere avvicinate consecutivamente.

Il primo foro viene forato tramite l'unità di alimentazione 3A dopo che è stato premuto il pulsante START.

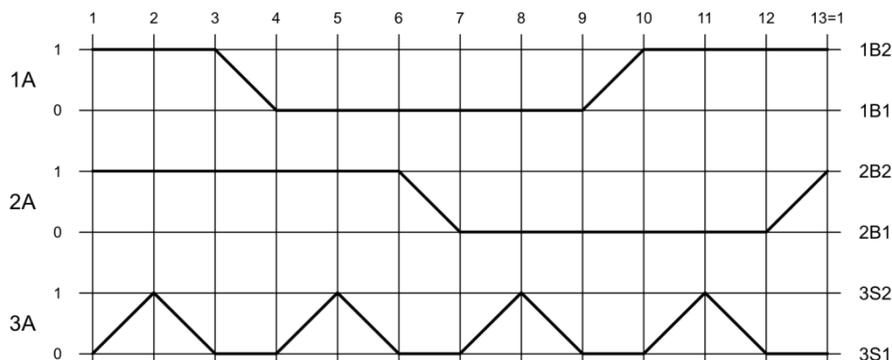
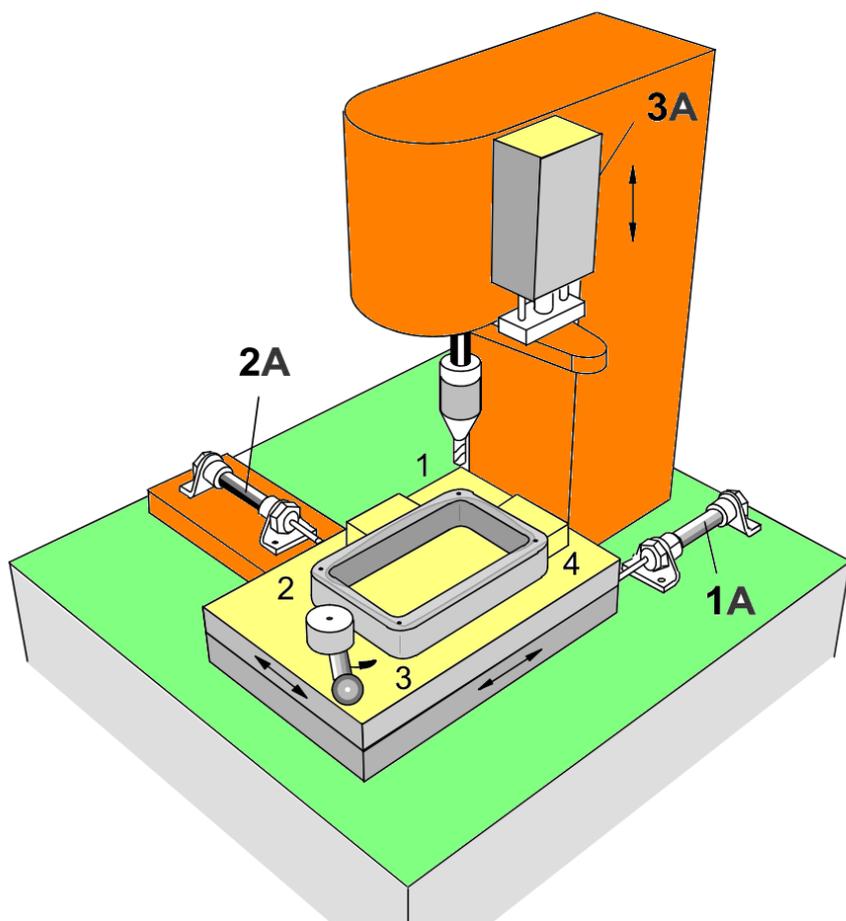
In seguito, il cilindro a doppio effetto 1A si ritrae e viene eseguito il secondo processo di foratura.

Dopo che il cilindro a doppio effetto 2A si è ritratto, l'unità di alimentazione 3A esegue la terza doppia corsa.

Quando il cilindro 1A ha nuovamente raggiunto la sua posizione finale anteriore, viene forato il quarto foro.

Nella 12a fase, il cilindro 2A si estende ancora una volta e si ottiene la posizione iniziale. Per garantire che la durata utile della punta non venga superata, questa deve essere monitorata tramite un contatore.

Questo deve emettere un segnale e interrompere il ciclo una volta che è stato eseguito un numero predeterminato di operazioni di foratura. Una volta che la punta è stata sostituita e il contatore è stato reimpostato manualmente, il ciclo deve riprendere.



ESERCIZIO RETTIFICA

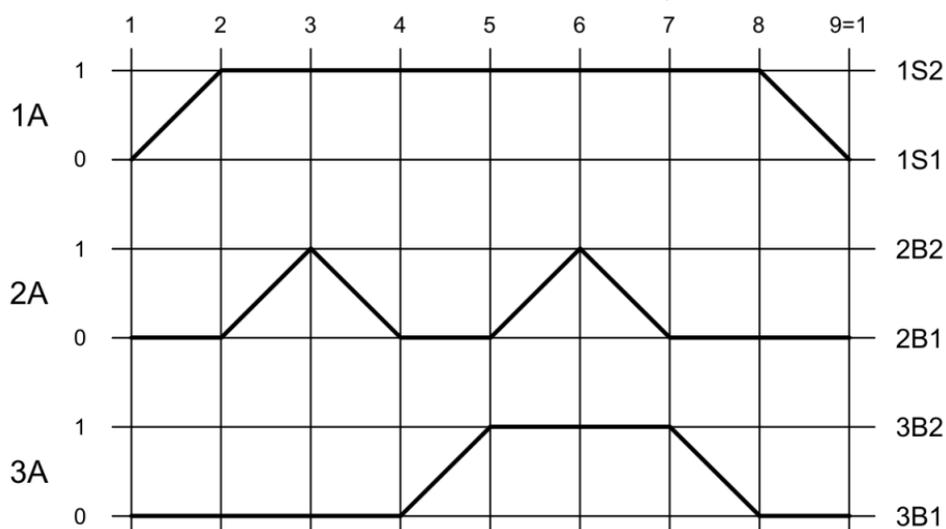
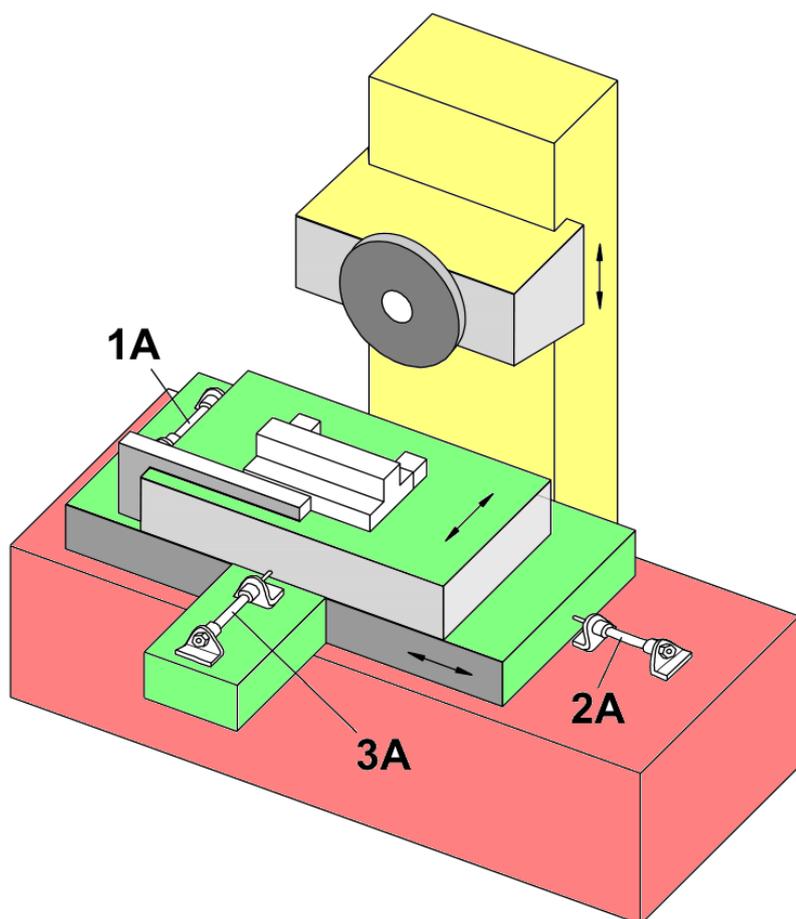
Delle flange semilavorate devono essere posizionate manualmente in un'unità di serraggio e rettifica, serrate pneumaticamente e rettificate a destra e a sinistra.

Una volta che il cilindro di serraggio a semplice effetto 1A ha raggiunto la sua posizione di fine corsa anteriore e la pressione di serraggio si è accumulata nella camera del pistone, l'unità di alimentazione 2A esegue una doppia corsa.

La flangia viene rettificata a destra.

Il cilindro di alimentazione trasversale a doppio effetto 3A si estende prima che l'unità di alimentazione 2A esegua la seconda doppia corsa e fresa la parte sinistra.

Il cilindro di serraggio 1A rilascia il pezzo quando il cilindro 3A ha raggiunto la sua posizione di fine corsa retratta.



ESERCIZI FORMATURA

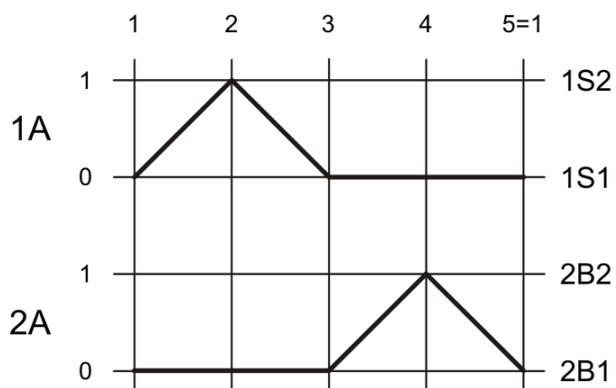
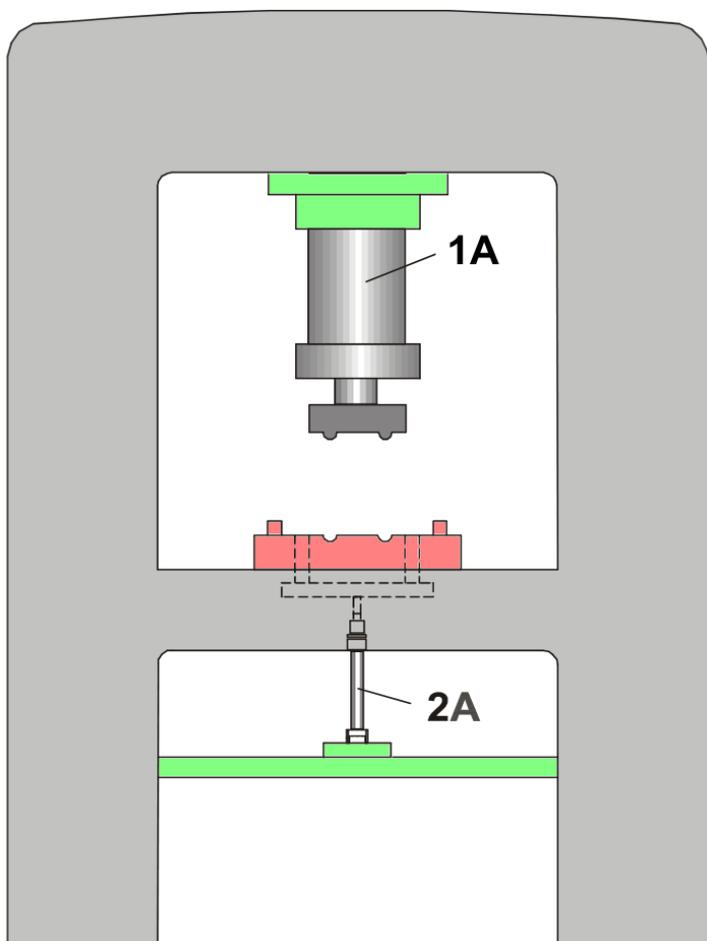
Una piastra metallica viene inserita manualmente nella pressa di formatura.

Un profilo deve essere stampato nella piastra metallica mediante un'operazione a due mani.

Quando l'operazione è completata, la parte metallica formata deve essere espulsa mediante il cilindro di espulsione 2A.

Il segnale di AVVIO viene ottenuto tramite un controllo di sicurezza a due mani con temporizzatore di accensione ritardato.

Quando viene premuto il pulsante di ARRESTO DI EMERGENZA, i due cilindri devono tornare immediatamente alle loro posizioni iniziali.



ESERCIZI INCISIONE

I pezzi da incidere vengono inseriti manualmente in un fermo e spinti sotto il punzone di incisione dal cilindro 1A.

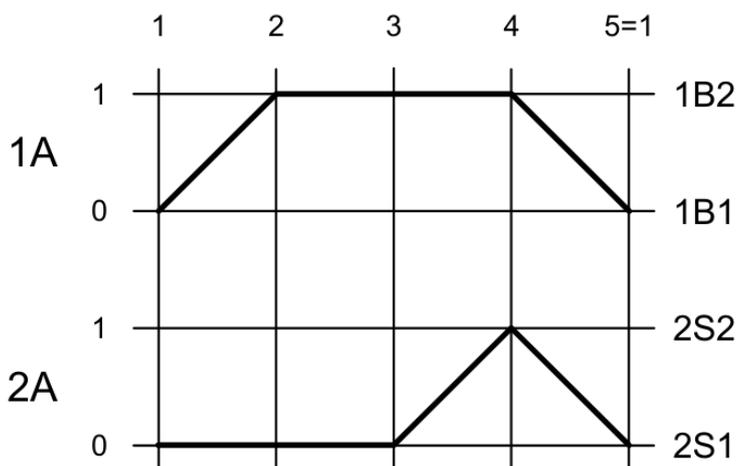
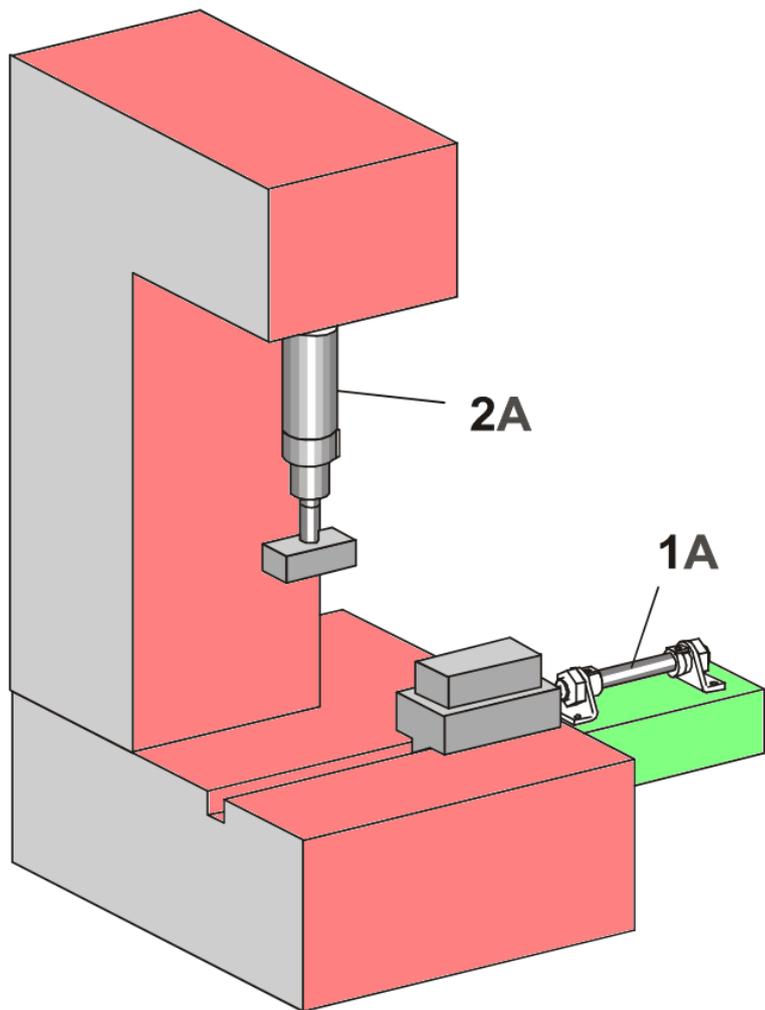
Il cilindro 2A si estende e goffa il pezzo. Quindi, il cilindro 2A si ritrae di nuovo seguito dal cilindro 1A.

Deve essere possibile eseguire i singoli movimenti passo dopo passo tramite un pulsante (modalità passo manuale).

Inoltre, i passi 2A+/2A- devono essere ripetibili per consentire la regolazione del cilindro di incisione.

Il cilindro 2A+ deve essere spostato in modalità passo manuale, il che significa che il movimento 2A- deve essere effettuato tramite un pulsante aggiuntivo.

La ripetizione del passo e la modalità passo manuale dovrebbero essere possibili solo quando non è presente alcun segnale di AVVIO.



ESERCIZI FORATURA + ALESATURA

1- Foratura (Cilindro 1A).

Le parti che devono solo essere forate vengono bloccate a mano. La parte viene forata quando viene azionato il pulsante START.

2- Alesatura (cilindro 3A).

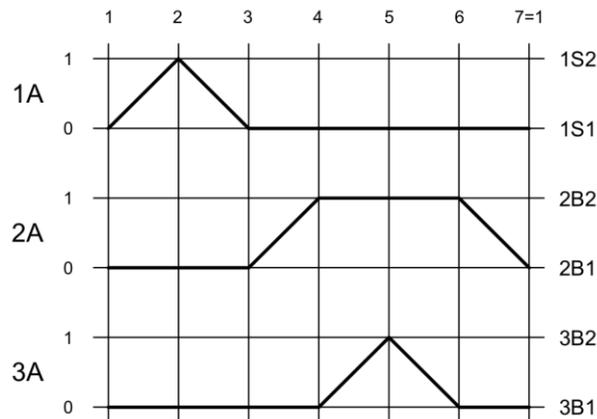
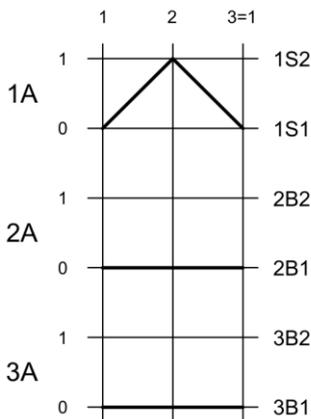
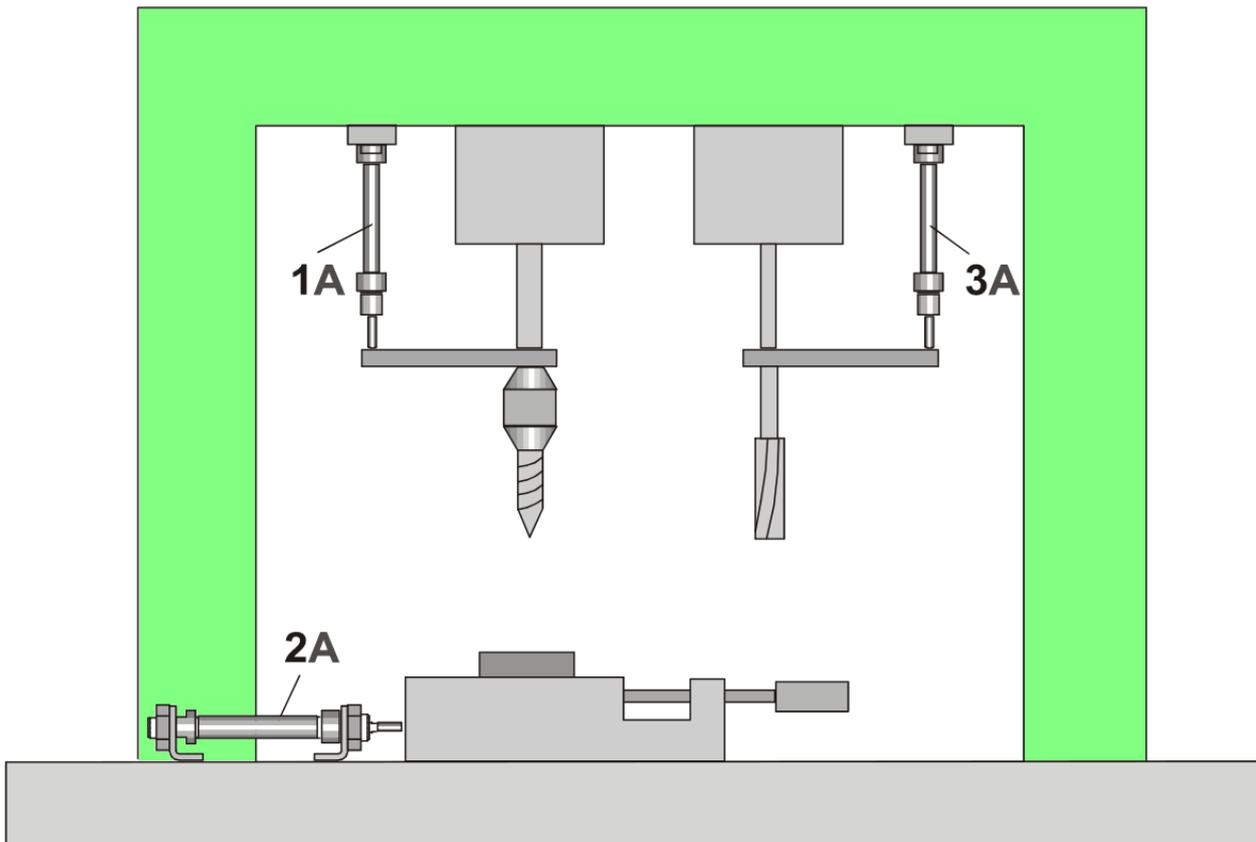
Le parti che devono anche essere alesate vengono bloccate a mano. Quindi, all'azionamento di un pulsante PROGRAM SELECTOR e del pulsante START, il cilindro 1A avvia il processo di foratura.

Quando il processo di foratura è completato, il cilindro di posizionamento 2A si estende e trasferisce la parte forata alla stazione di alesatura.

Quando l'alesatura della parte ha avuto luogo, il cilindro di posizionamento 2A si ritrae e la parte può essere rimossa.

Il pulsante PROGRAM SELECTOR deve essere azionato prima del pulsante START per avviare il programma 2.

Se questi pulsanti non vengono azionati, il programma 1 deve essere eseguito automaticamente.



ESERCIZIO MOLATURA

I pezzi vengono alimentati lungo un nastro trasportatore.

Il primo pezzo viene spinto contro l'arresto da quello successivo.

Quando un pezzo è presente, viene segnalato da un sensore (interruttore) e l'arresto di serraggio viene sollevato (cilindro 1A).

Successivamente, il cilindro 2A deve serrare il pezzo e segnalare quando è stata raggiunta la pressione di serraggio in modo che il processo di rettifica possa iniziare.

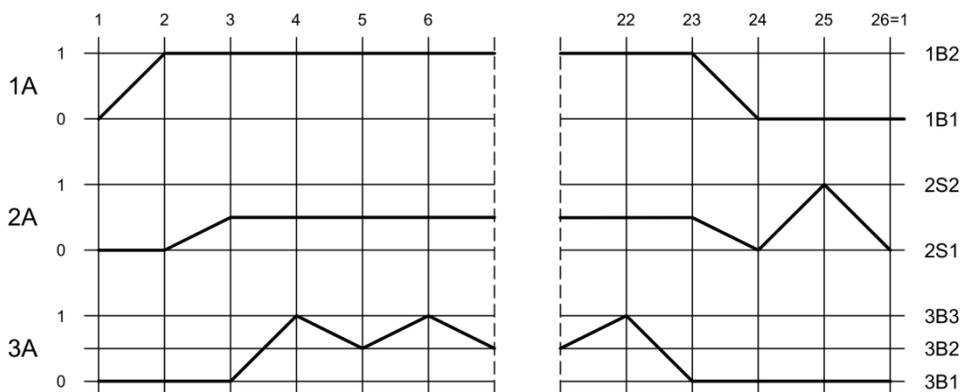
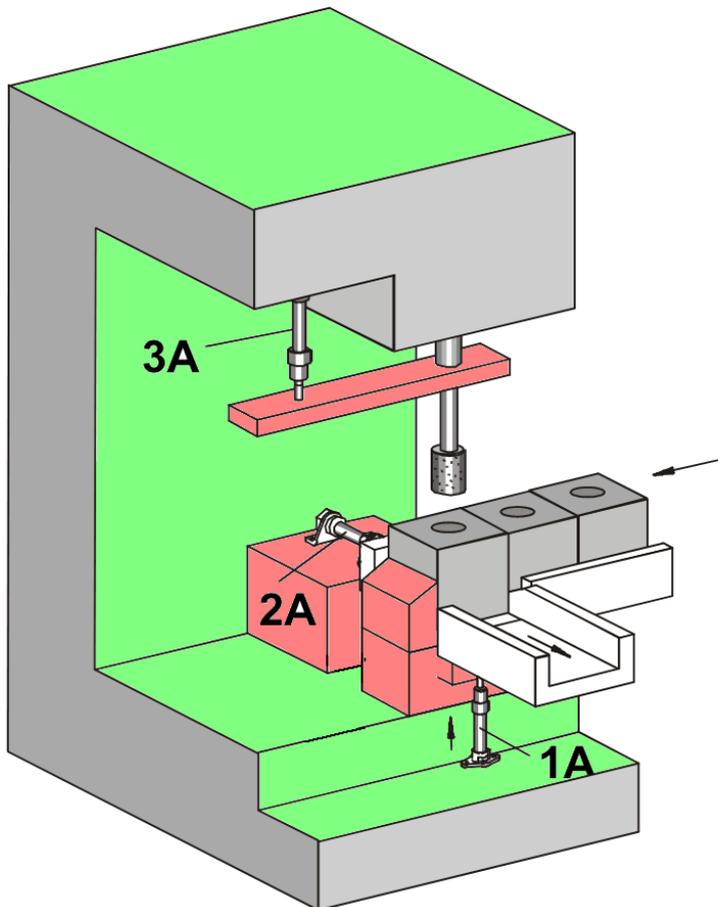
Il cilindro 3A deve avanzare e la mola deve essere accesa simultaneamente (simulazione tramite indicatore visivo). Quindi il cilindro 3A deve salire e scendere dieci volte (mezze corse) e quindi tornare alla posizione di partenza iniziale.

In seguito, i cilindri 1A e 2A devono ritrarsi simultaneamente.

Il cilindro 2A ora deve estendersi di nuovo e spingere il pezzo sul nastro trasportatore che deve portarlo via (solo una sezione minima della corsa era richiesta per l'operazione di serraggio).

Quando il cilindro 2A è tornato ancora una volta e un altro pezzo ha raggiunto l'arresto, il ciclo deve essere ripetuto.

START e STOP alla fine di ogni ciclo sono controllati ciascuno da un pulsante.



ESERCIZIO FORMATURA

Le piastre di plastica devono essere formate da pellet duroplastici.

I pellet vengono inseriti manualmente nella parte inferiore dello stampo.

Quando si preme il pulsante START (controllo di sicurezza a due mani), la parte superiore dello stampo viene guidata nella parte inferiore dello stampo.

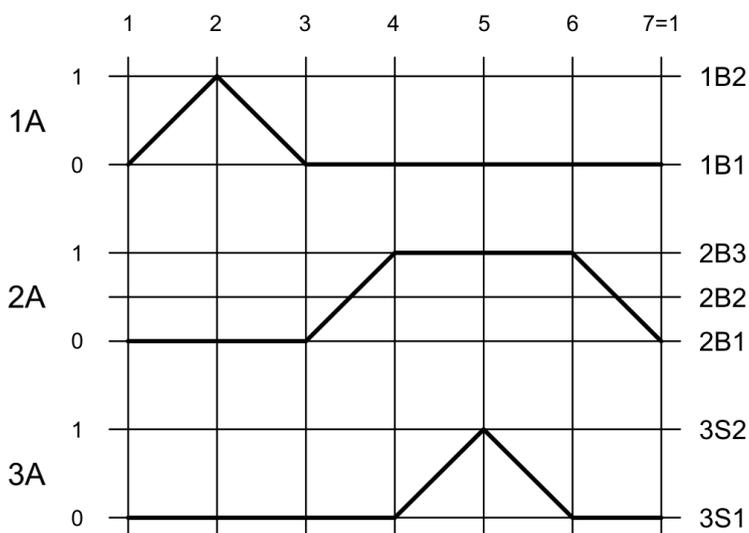
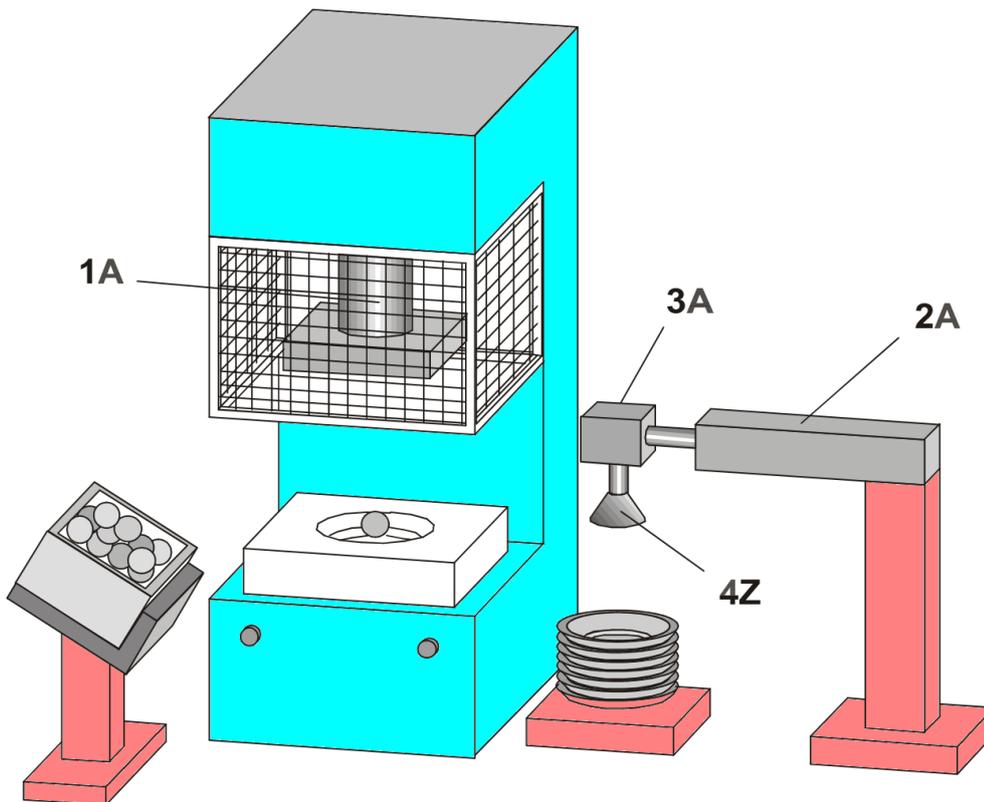
Quando si raggiunge la posizione finale anteriore, la pressione deve essere mantenuta per circa dieci secondi per garantire l'indurimento della parte formata.

Quindi, le piastre vengono rimosse dall'utensile dello stampo dall'unità di estrazione e impilate accanto alla pressa.

Il segnale START deve continuare finché il cilindro 1A non ha assunto la sua posizione finale anteriore.

Il cilindro della pressa può estendersi immediatamente non appena l'unità di estrazione è stata rimossa dall'area di lavoro (metà corsa di ritorno del cilindro 2A).

Il controllo di sicurezza a due mani tramite un relè. La funzione del generatore di vuoto 4Z deve essere rappresentata da una lampada.



ESERCIZIO PICK AND PLACE

Le parti cilindriche devono essere distribuite uniformemente dal canale di uscita 1 sui due canali di ingresso 2 e 3 (vedere il diagramma delle fasi di spostamento) L'unità deve essere azionata solo in ciclo continuo. "START" e "STOP

A FINE CICLO" devono essere effettuati ciascuno da un pulsante.

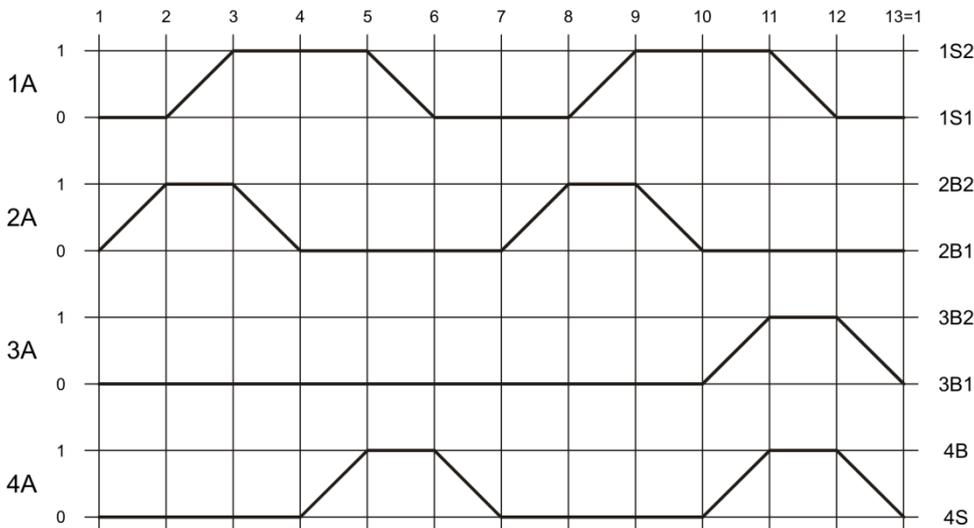
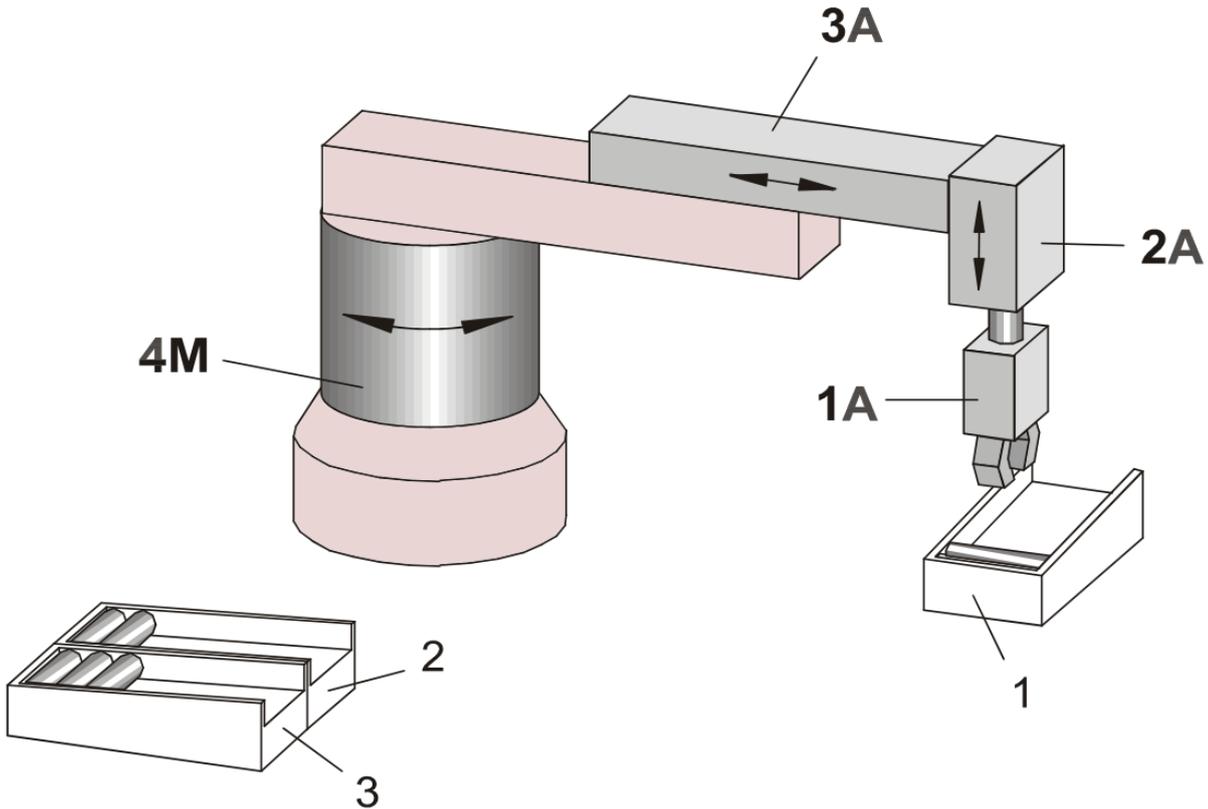
Il rilevamento delle parti sul canale 1 deve essere simulato da un interruttore. Se questo interruttore non è attivato, l'unità deve arrestarsi alla fine del ciclo.

Dopo che è stato eseguito il movimento di rotazione sui canali di ingresso 2 e 3, la pinza non deve aprirsi fino a quando non è trascorso un breve tempo di ritardo.

Dopo l'azionamento dell'interruttore di ARRESTO DI EMERGENZA, i cilindri 1A, 2A e 3A devono ritrarsi e il cilindro 4M commutato in una condizione non pressurizzata.

Quando l'ARRESTO DI EMERGENZA è stato sbloccato, il pulsante di ripristino deve riportare il cilindro 4M alla posizione iniziale.

Deve essere possibile limitare il numero di cicli utilizzando un contatore di preselezione.



ESERCIZIO ASSEMBLAGGIO

Le boccole che sono posizionate pronte per l'assemblaggio in un caricatore a gravità vengono premute in blocchi di metallo che vengono introdotti anche in modo simile.

Il cilindro 1A spinge un blocco di metallo dal caricatore fino a un arresto e lo blocca. Quindi, il cilindro 2A si estende e preme la prima boccola in posizione.

In seguito, viene attivato il cilindro 3A, che preme la seconda boccola in posizione.

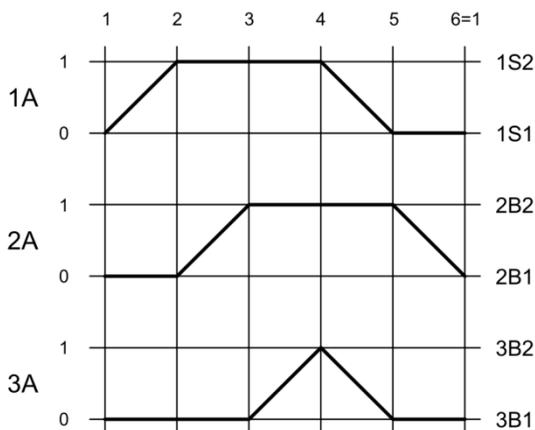
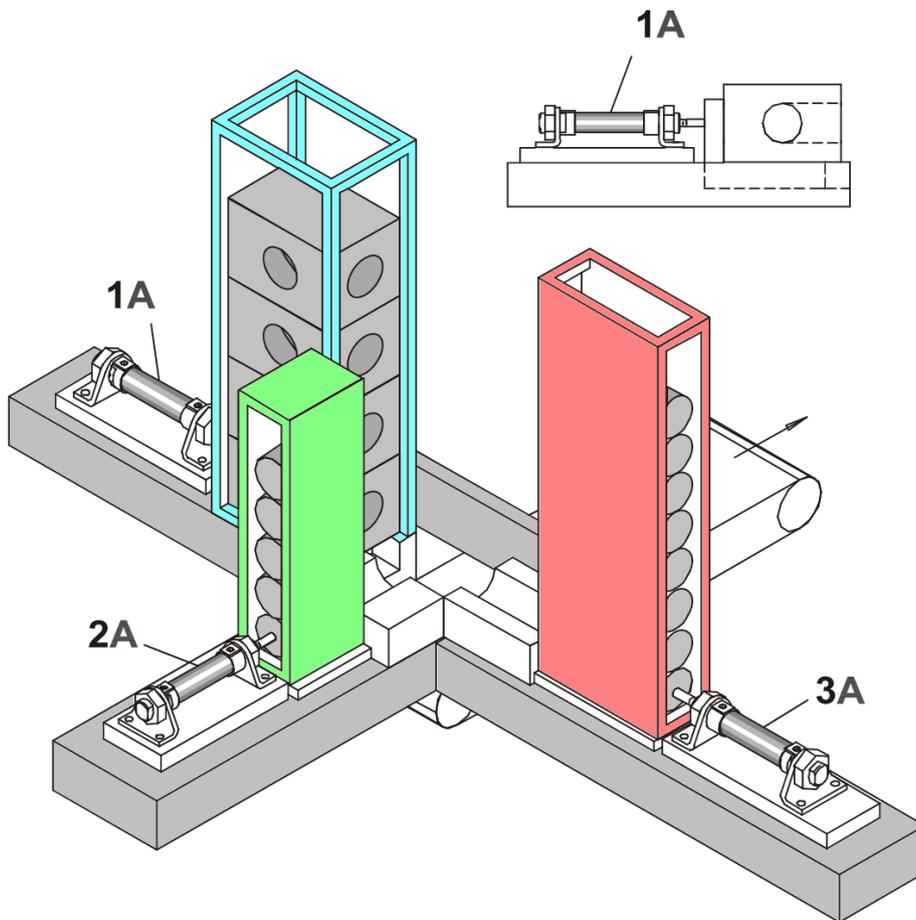
Quindi i cilindri 1A e 3A si ritraggono simultaneamente, seguiti dal cilindro 2A che si ritrae. Il blocco di metallo assemblato cade su un nastro trasportatore.

L'installazione deve funzionare in un ciclo continuo.

Deve essere possibile selezionare tra la modalità di funzionamento manuale e automatica.

Il funzionamento manuale deve essere indicato da una lampada H1.

Pulsanti separati devono azionare ciascuno dei cilindri. Questa installazione può essere eseguita solo in modalità manuale; solo un cilindro deve estendersi alla volta.



ESERCIZI SMISTAMENTO PEZZI

Le parti tonde devono essere alimentate da un dispositivo di movimentazione dal canale di uscita della stazione di lavorazione I al canale di ingresso della stazione di lavorazione II.

Come condizione di avvio aggiuntiva, il canale di uscita deve essere interrogato per le parti tonde.

Utilizzare pulsanti separati per CICLO SINGOLO/CONTINUO e ARRESTO DI EMERGENZA.

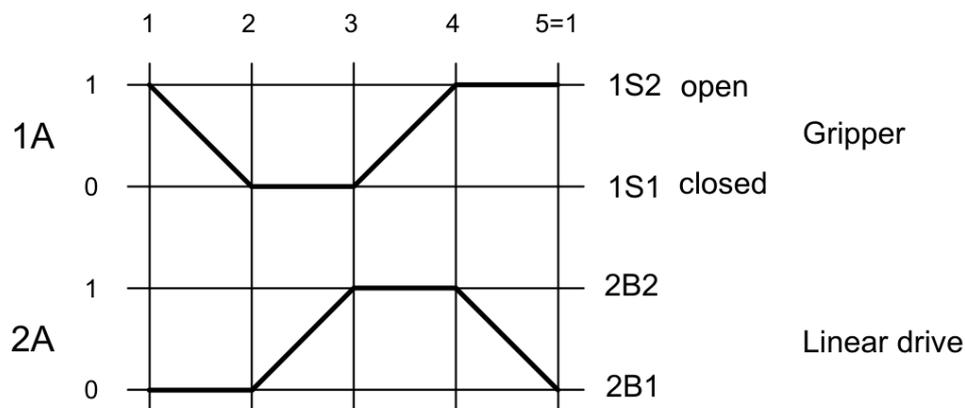
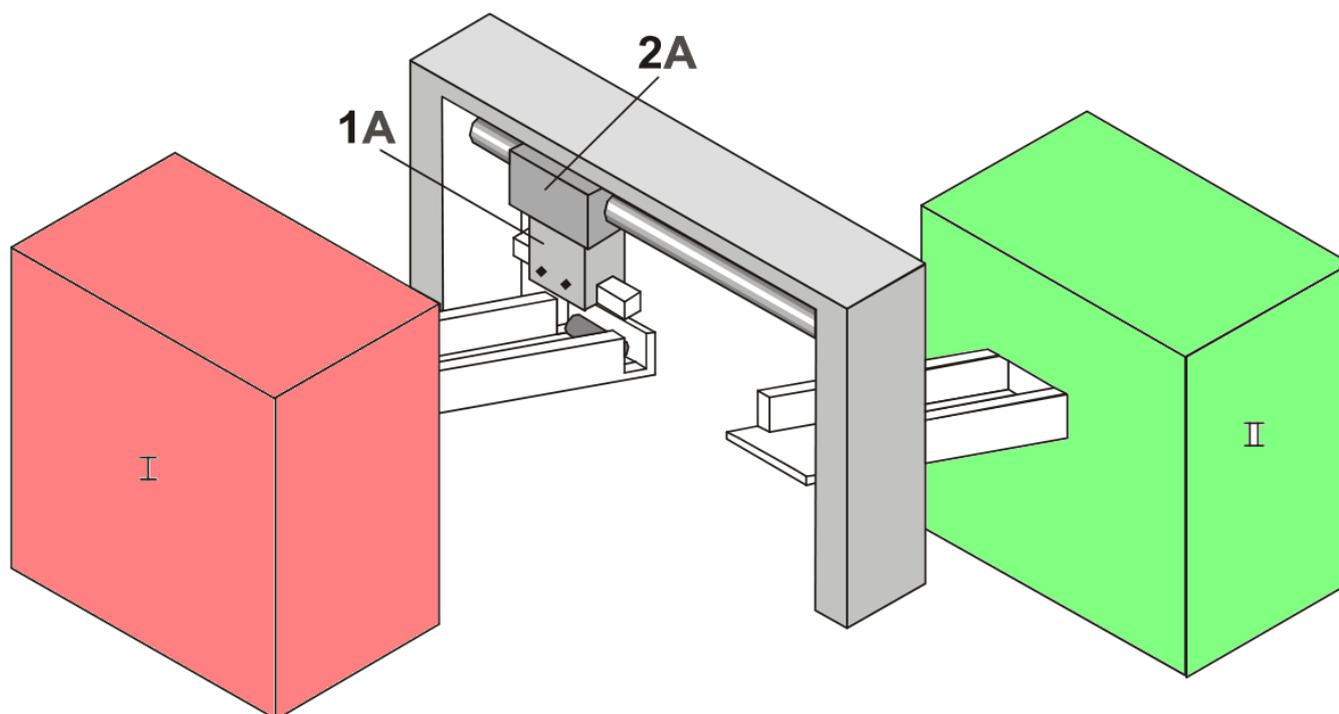
L'azionamento 2A è di tipo lineare a doppio effetto.

La pinza 1A deve rimanere chiusa o aperta a seconda dello stato.

Quando l'ARRESTO DI EMERGENZA non viene più azionato, premendo un pulsante si riporta l'azionamento lineare nella posizione iniziale.

Un secondo pulsante serve quindi a rilasciare la pinza (se questa era chiusa nello stato di ARRESTO DI EMERGENZA).

Questo pulsante deve anche bloccare contemporaneamente il pulsante di avvio (dopo l'ARRESTO DI EMERGENZA), in modo che sia possibile riavviare solo tramite il pulsante di AVVIO dopo che questo pulsante è stato premuto.



ESERCIZI DI ASSEMBLAGGIO

Un'unità a tre assi viene utilizzata per l'inserimento di parti dalla posizione 2 alle posizioni 3 e 4 di una scatola ingranaggi.

La pinza a vuoto 4Z deve essere simulata da una lampada (aspirazione della pinza = lampada accesa, nessuna aspirazione della pinza = lampada spenta).

La posizione di partenza deve essere la posizione 1, in cui la pinza è sollevata (asse Z) e non c'è aspirazione.

Quando si preme il pulsante START, ci si avvicina alla posizione 2 e una parte viene prelevata dalla tramoggia di alimentazione e quindi depositata nella posizione 3.

Un'altra parte viene quindi prelevata dalla posizione 2 e depositata nella posizione 4.

La pinza torna quindi alla posizione iniziale 1.

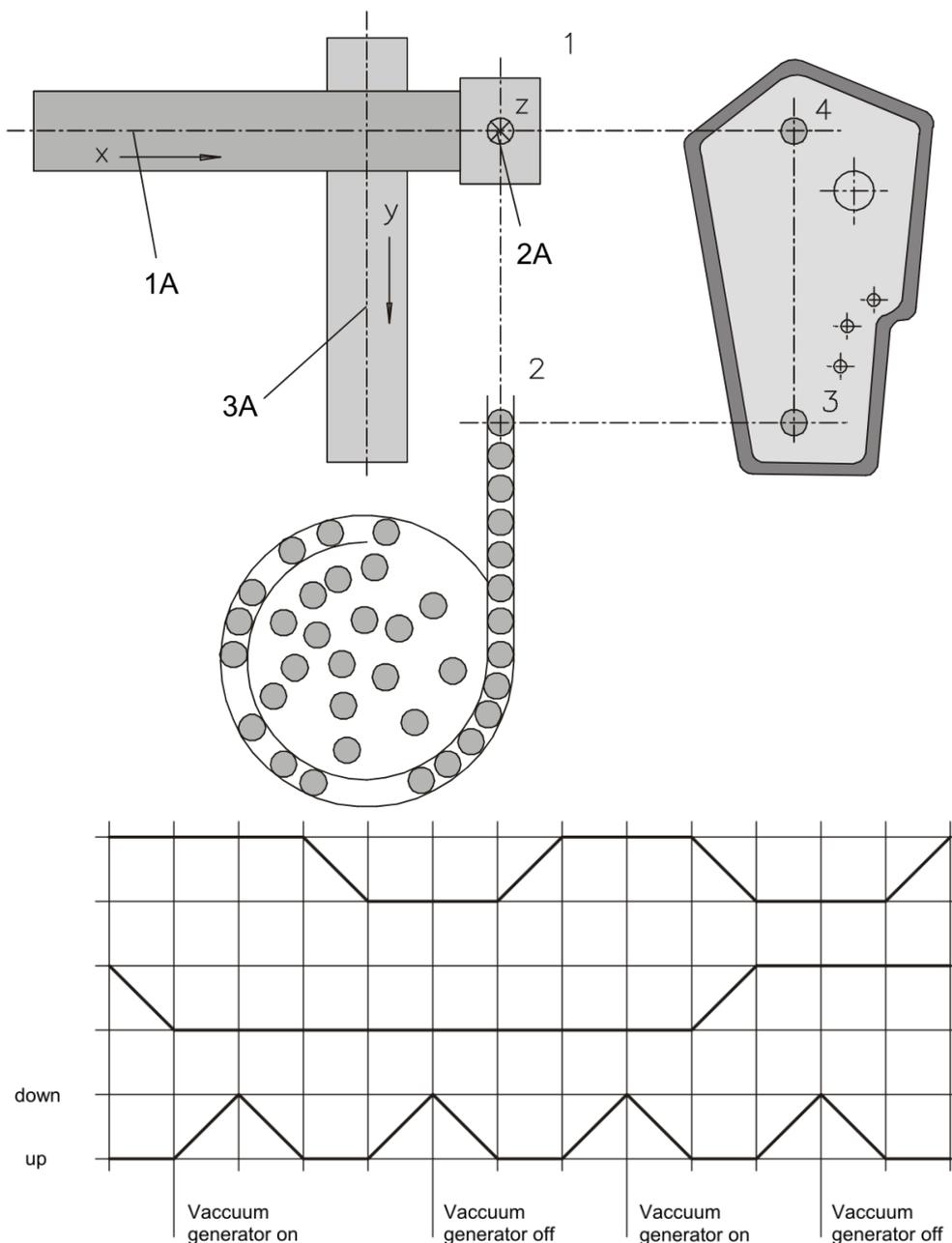
Rilevamento del caricatore (simulato da un interruttore e indicato tramite una lampada):

Quando il caricatore è vuoto, il sistema di controllo deve rimanere nella posizione 1 o nella posizione 2 e deve procedere o riavviarsi solo quando il caricatore è stato riempito e il pulsante di avvio è stato premuto.

Rilevamento dell'alloggiamento degli ingranaggi:

Serve a garantire che un alloggiamento degli ingranaggi inserito in un dispositivo venga rimosso dopo l'elaborazione (interruttore e lampada spenti).

Le posizioni di avvio iniziali dei cilindri a doppio effetto sono: 1A+, 2A+, 3A-.



I pezzi vengono forati verticalmente e orizzontalmente su una tavola rotante a otto stazioni.

Per le varie operazioni di lavorazione vengono utilizzate sei unità di alimentazione.

- Due per foratura, svasatura e svasatura.
- Due unità di trasferimento caricano e scaricano rispettivamente la macchina.

I cilindri di sollevamento 1A e 3A scendono sui pezzi.

Questi vengono presi tramite aspirazione (il funzionamento del generatore di vuoto deve essere indicato da una lampada) e quindi sollevati.

La corsa del cilindro 5A determina quindi l'indicizzazione della tavola di una posizione.

Contemporaneamente, i cilindri di trasferimento 2A e 4A si avvicinano alle posizioni per il posizionamento sulla tavola rotante e il deposito tramite il nastro trasportatore 2.

Quindi, il cilindro 5A aggancia la tavola rotante e i due cilindri di sollevamento 1A e 3A depositano i pezzi.

Contemporaneamente alla retrazione del cilindro di sollevamento, inizia la lavorazione tramite le unità di alimentazione da 6A a 11A.

Quando queste hanno raggiunto le loro posizioni finali anteriori, le unità di alimentazione e i cilindri di trasferimento tornano alle loro posizioni iniziali.

Prevedere scelta tra modalità operative manuali e automatiche.

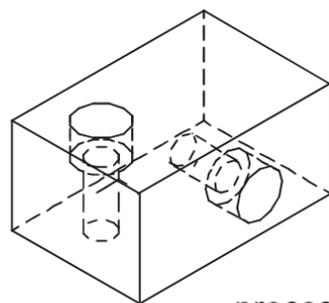
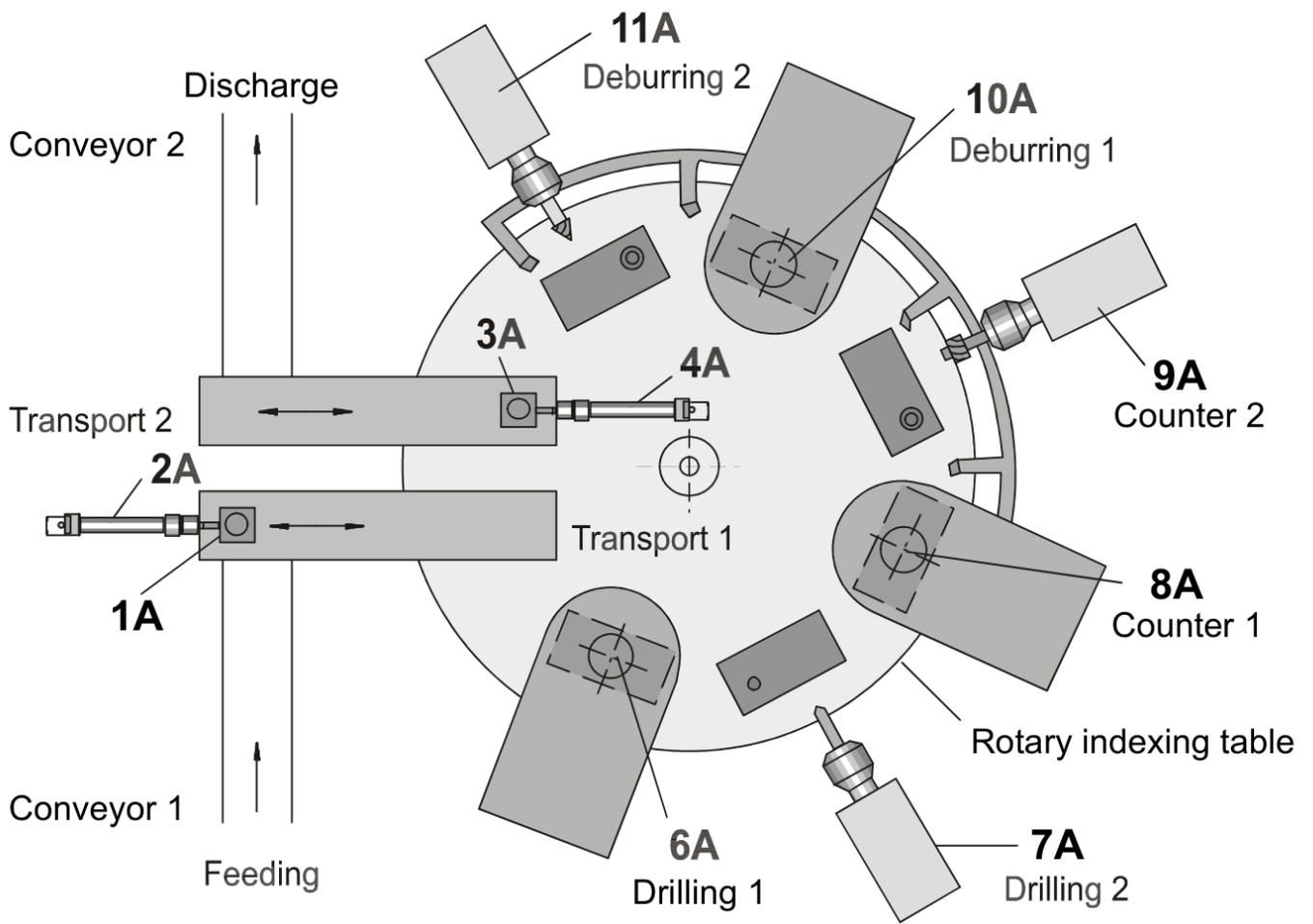
Pulsanti separati per START e STOP (ciclo continuo).

Il segnale di avvio deve essere mantenuto finché la macchina non è stata rifornita di lubrificante tramite un sistema di lubrificazione centralizzato (il motore della pompa deve essere simulato da una lampada).

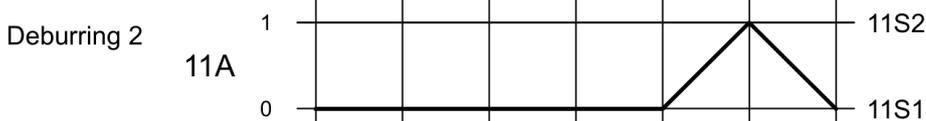
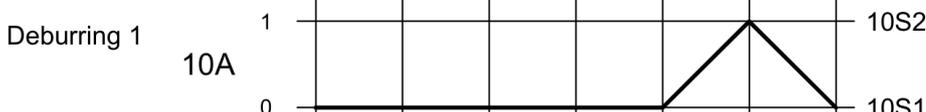
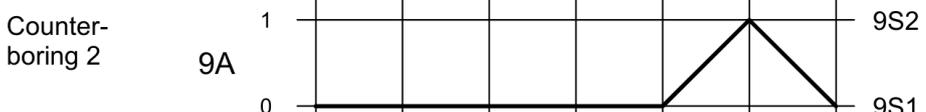
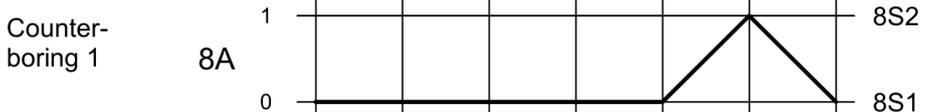
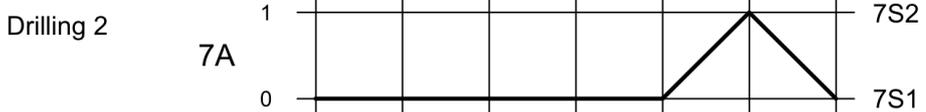
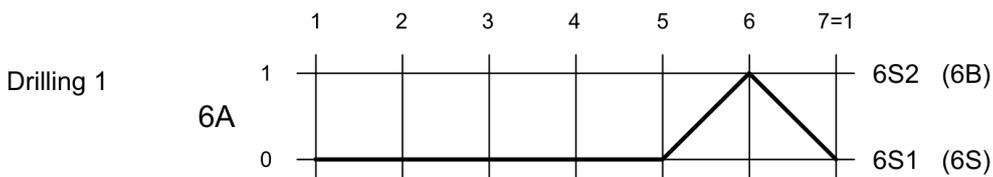
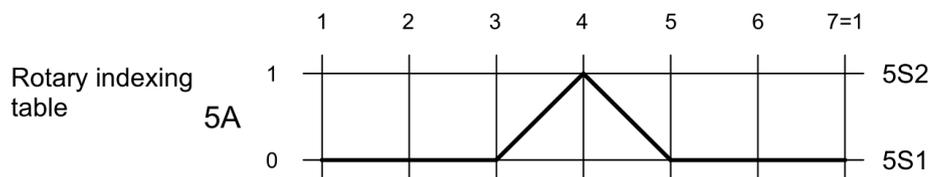
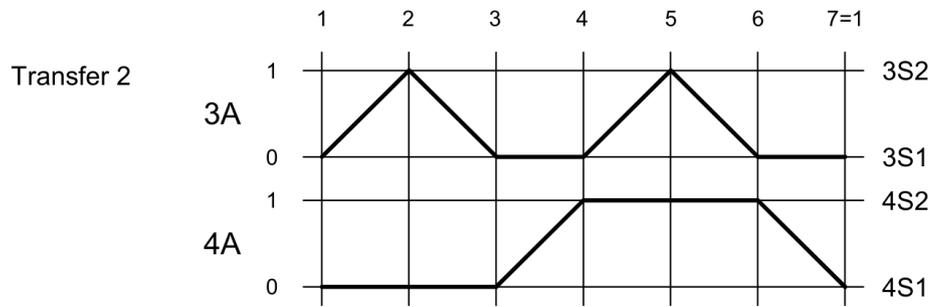
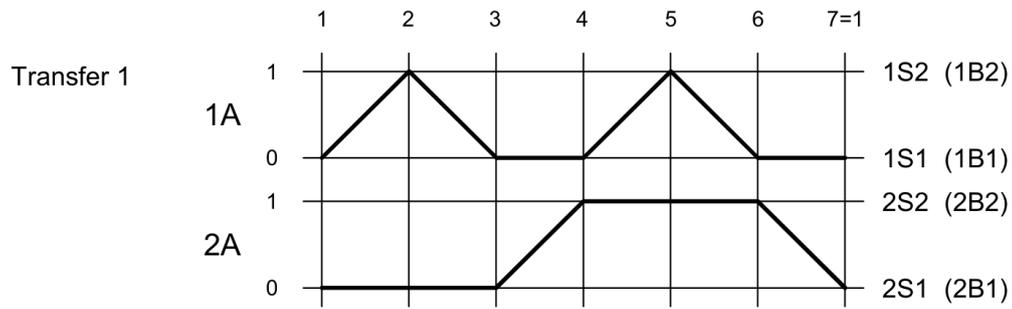
Quindi, il segnale di avvio deve essere memorizzato e indicato da una lampada.

Il rilevamento del pezzo in lavorazione sul nastro trasportatore 1 è simulato da un interruttore.

Il getto d'aria per la rimozione dei trucioli deve essere simulato utilizzando un'elettrovalvola.



processed workpiece



TECNICA CIRCUITALE SISTEMI SEQUENZIALI

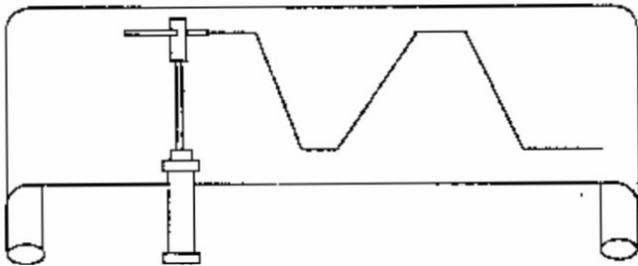
Con il termine "sequenza" s'intende definire il movimento di più cilindri attuati secondo un ciclo prestabilito. Per studiare un circuito pneumatico che deve realizzare una determinata sequenza bisogna:

- 1) descrivere la sequenza
- 2) disegnare i diagrammi di moto dei pistoni
- 3) definire la posizione di partenza e di arrivo dei segnali di comando
- 4) analizzare i detti comandi.

Ricordiamo che i cilindri si designano con lettere maiuscole e che il segno + sta ad indicare che lo stelo è in posizione fuori, mentre il segno - indica che è in posizione arretrata.

Per tracciare il diagramma spazio-tempo che rappresenti il moto dello stelo di un cilindro, immaginiamo di fissare solidamente all'estremità dello stelo una matita e farla tracciare una linea su un rotolo di carta che si svolge sotto di essa con velocità costante. Se lo stelo è fermo sulla carta si otterrà una linea continua orizzontale.

Quando lo stelo inizia il movimento di uscita la matita tratterà sul foglio una linea inclinata verso l'alto. Se lo stelo è fermo in posizione fuori la matita disegnerà una linea retta fino a quando il cilindro rientrando delinea una linea inclinata in senso opposto alla precedente. Più ripida sarà l'inclinazione, maggiore sarà la velocità del cilindro.



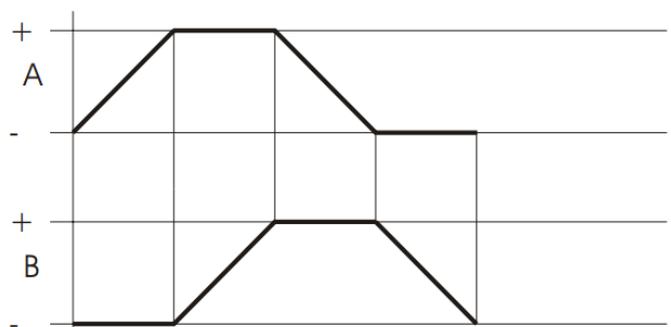
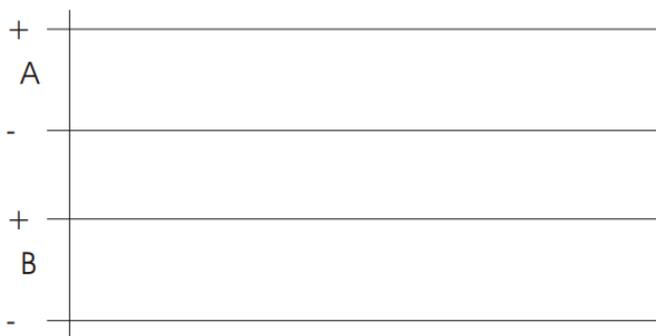
Proviamo ora a disegnare un diagramma dei moti, o delle fasi, di due cilindri che si muovono secondo la sequenza:

A+ /B+ /A- /B

Siccome i cilindri sono due si disegnano i due spazi per i diagrammi di moto in colonna e distanziati tra loro.

Si esegue la linea inclinata che va dalla posizione negativa (-) alla posizione positiva (+) con tratto grosso (cil. A), quindi in verticale, con linea sottile (linea di comando) dal punto d'intersezione dell'inclinata fino ad incontrare quella di posizione negativa (-) del cilindro B e così via procedendo secondo la sequenza indicata.

Si arriverà alla definizione finale del diagramma.



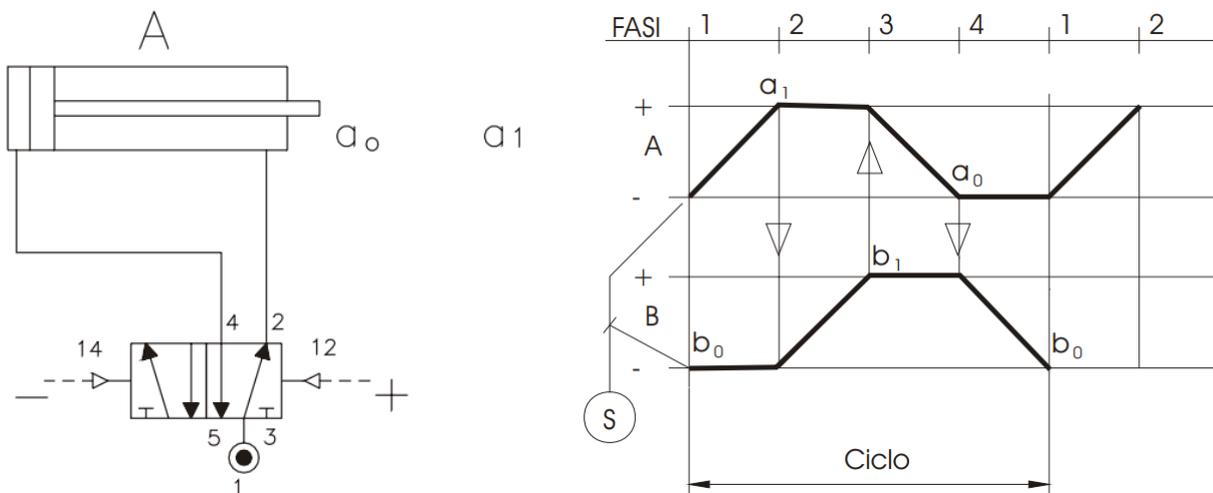
DEFINIZIONE DEI COMANDI

I comandi sono dati da valvole di fine corsa azionate dagli steli dei pistoni. Con questo sistema si ha la certezza che la sequenza programmata venga rigorosamente rispettata.

I comandi di partenza, arresto ed emergenza sono segnali che vengono inviati da valvole con comando manuale. Da ogni linea di comando visibile sul diagramma si rileva chiaramente il finecorsa azionato da cui parte il segnale ed il distributore che attua il cilindro a cui il segnale stesso è diretto.

Il segnale di comando è quindi emesso da un distributore (a comando manuale o meccanico) ed è diretto al distributore principale del cilindro interessato. Dicendo che un segnale di comando provoca A+ significa che il comando agisce nel lato positivo della valvola del cilindro A con conseguente avanzamento del suo pistone.

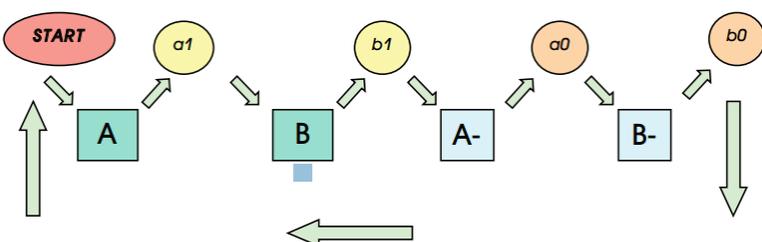
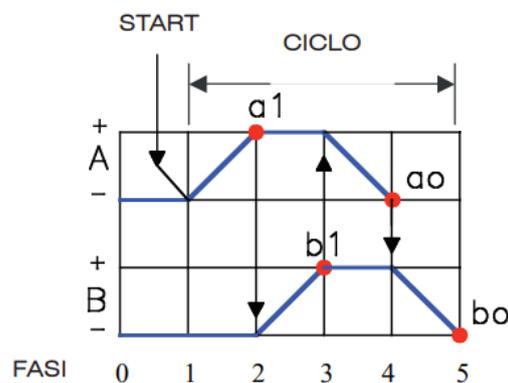
I finecorsa s'indicano con la lettera minuscola con cui è designato il cilindro relativo e, col codice zero s'indica il finecorsa azionato (premuto dalla camma), mentre con 1 quello in posizione rilasciata.



Riprendendo come esempio la sequenza A+/B+/A-/B- completiamo il diagramma con i numeri progressivi delle fasi, i simboli dei finecorsa all'inizio delle linee di comando, il punto in cui interviene lo start per l'inizio della sequenza e la descrizione letterale della sequenza con l'annotazione dei simboli degli elementi che provocano i singoli movimenti.

Si legga:

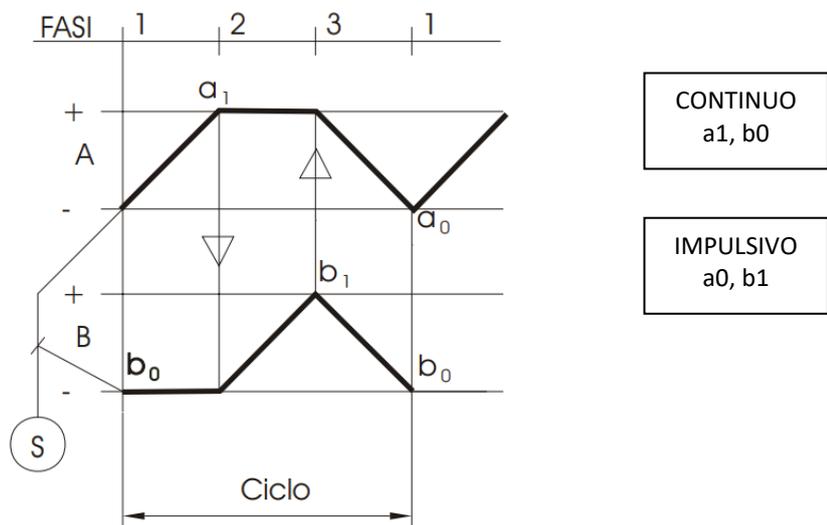
- fase 1: Start provoca A+
- fase 2: a₁ provoca B+
- fase 3: b₁ provoca A-
- fase 4: a₀ provoca B-
- fase 5: b₀ provoca stop ciclo o riavvio automatico.



Analizzando ora la sequenza **A+ /B+ /B- /A-** .

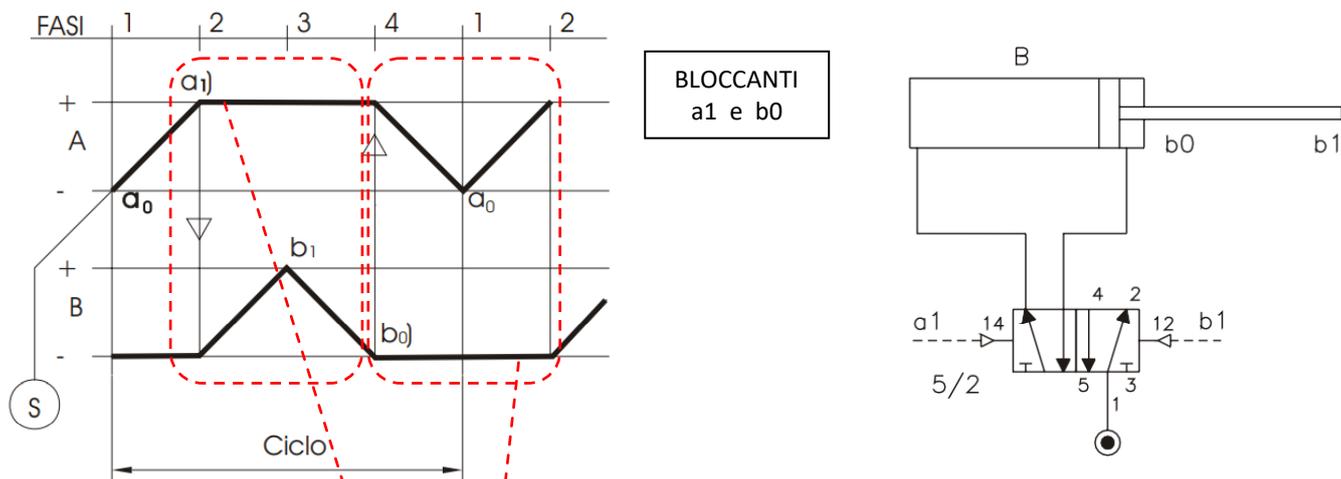
Notiamo che lo stelo del cilindro A ultimata la sua corsa +, aziona il finecorsa a1 da cui parte un segnale che provoca l'evento di attivazione della fase B+.

Il segnale rilasciato da a1 è mantenuto nel tempo fino a quando lo stelo del cilindro A stazionerà nella posizione +. Un segnale di questo tipo viene chiamato segnale **continuo**.



Il segnale invece rilasciato da b1 azionato da B+ provoca un segnale **impulsivo**, la sua linea di sosta infatti è ridotta ad un punto.

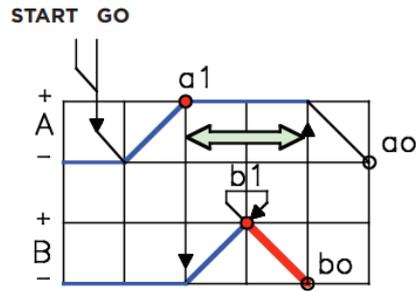
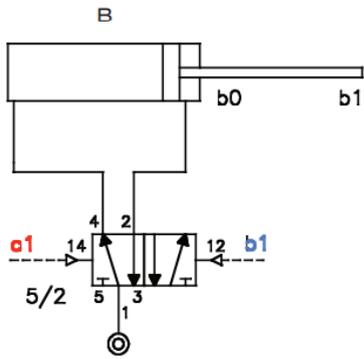
Se osserviamo la sequenza successiva alla sosta positiva del pistone A si rileva che il finecorsa a1 rimane azionato per tutto il tempo in cui lo stelo del cilindro B effettua la sua doppia corsa di andata e ritorno.



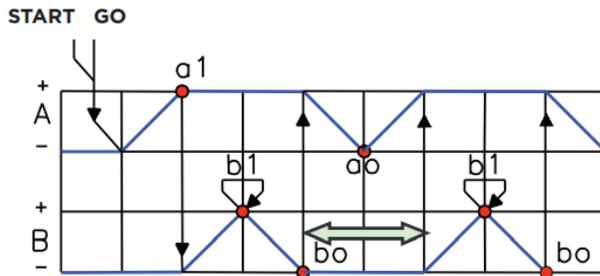
Per maggiore chiarezza si consideri il cilindro B ed il suo distributore principale.

Il segnale proveniente da a1 ha commutato il distributore principale portando lo stelo del cilindro B in posizione +. In questa posizione viene azionato b1 il cui segnale dovrebbe provocare l'arretramento dello stelo dello stesso cilindro B. Quest'ultimo segnale però rimane inefficace perché sul lato opposto del distributore insiste il segnale liberato da a1. Il ciclo non può proseguire ed il movimento si arresta. Un segnale continuo di questo tipo, che impedisce la continuazione del ciclo viene definito **bloccante**.

Il segnale è bloccante se la sua linea di sosta comprende la doppia corsa del pistone del cilindro da esso comandato.

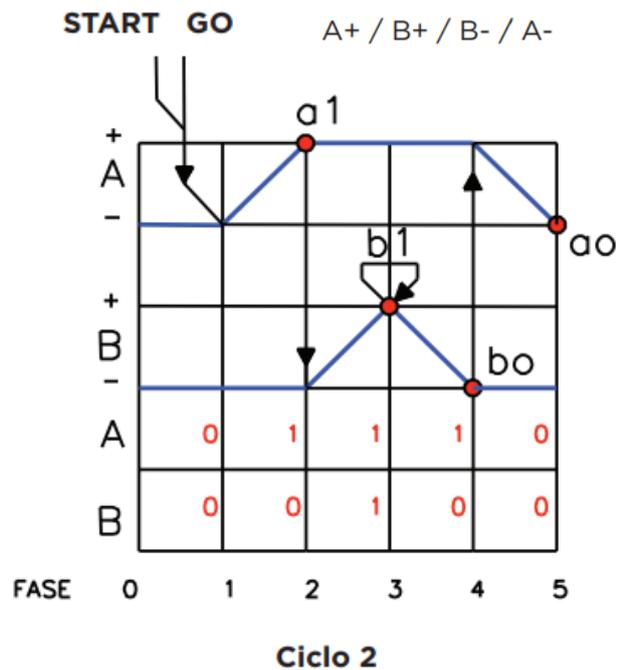
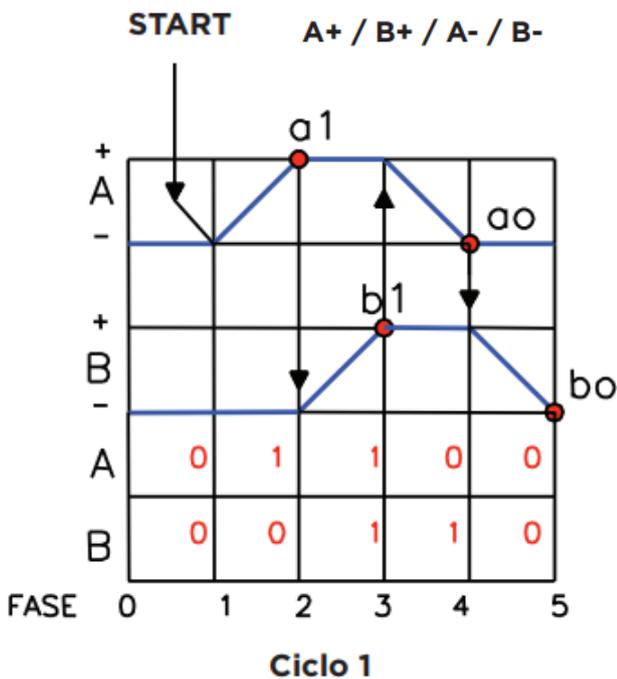


Sul diagramma possiamo infatti osservare che a1 emette il segnale di B+ anche quando b₁ impartisce l'ordine di B-. Il segnale a1 andrebbe interrotto quando b₁ è attivato.



Se il ciclo riparte automaticamente, ci accorgiamo che il fine corsa b₀ si comporta esattamente come a, e quindi anch'esso è bloccante.

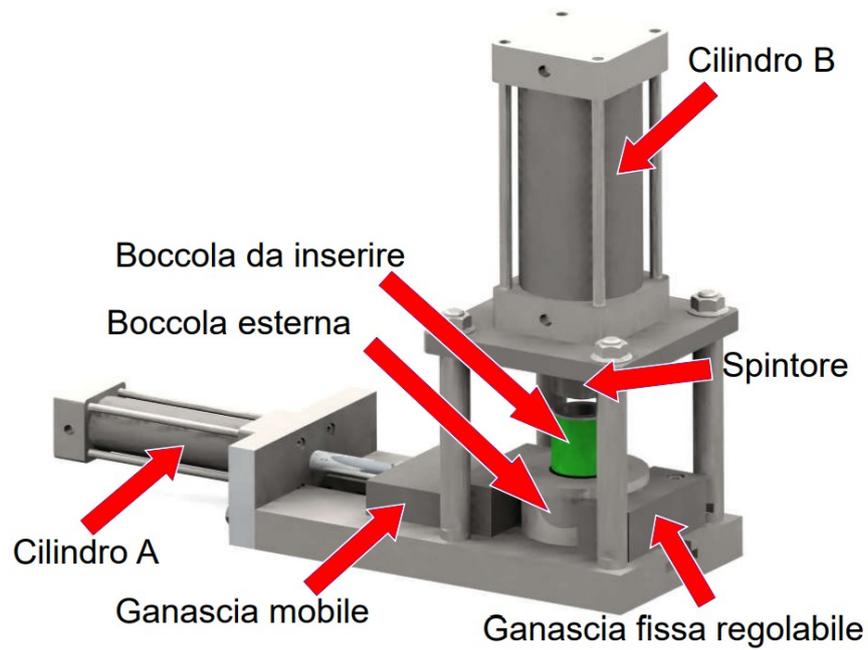
Per ogni fase del ciclo da 1 a 5, assegniamo il valore zero ai relativi cilindri A e B se questi sono in posizione meno ed il valore 1 quando sono in posizione più. Nel ciclo numero 1, analizzando tutte le fasi, non si trovano combinazioni di 0 ed 1 identiche, al contrario del ciclo numero 2 che nella fase 2 e nella fase 4 ripete la medesima combinazione nonostante la prima ordini la partenza di B+ e la seconda la partenza di A-. Come avevamo visto in precedenza i segnali liberati da a1 e da b0 erano stati riconosciuti bloccanti. Quindi quando due combinazioni si ripetono significa che i segnali liberati da quei fine corsa sono bloccanti. Anche la combinazione 0/0 si ripete, ma essendo le condizioni di inizio e fine ciclo coincidenti, consideriamo solo una delle due combinazioni. Possiamo eliminare indifferentemente la prima oppure l'ultima.



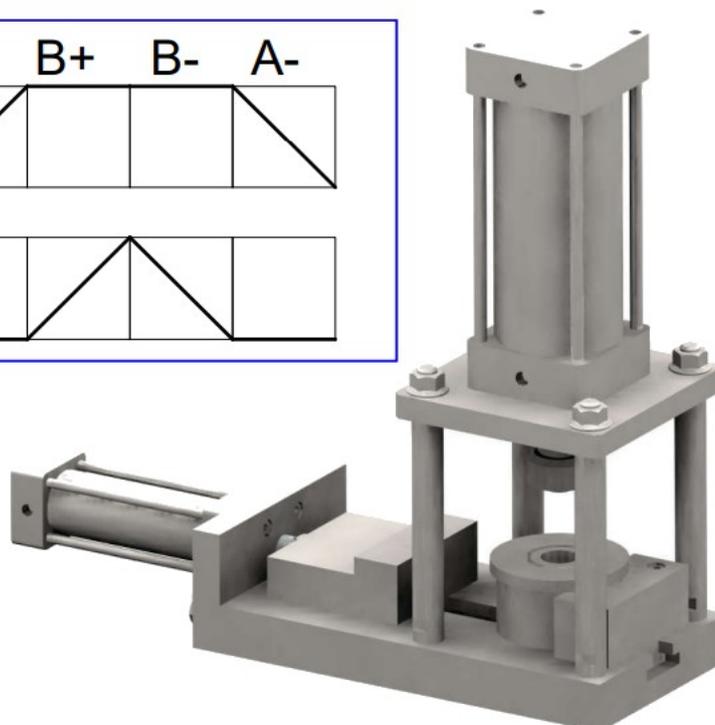
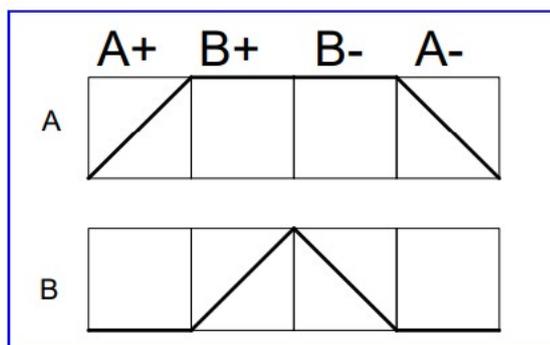
AUTOMATISMO CON SEGNALI BLOCCANTI

Analizziamo il seguente automatismo per l'inserimento a pressione di una boccola nella sua sede.

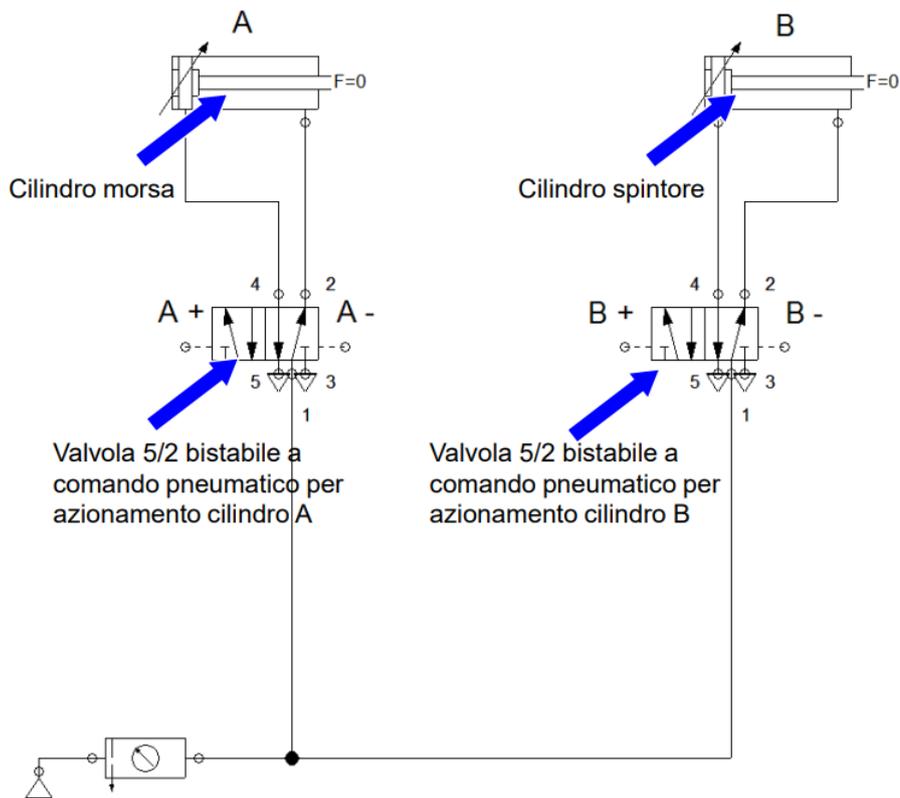
Tale attrezzatura prevede, una volta inseriti i particolari da assemblare e aver premuto start, il bloccaggio della boccola esterna e l'inserimento forzato della boccola interna.



La sequenza da eseguire è la seguente.

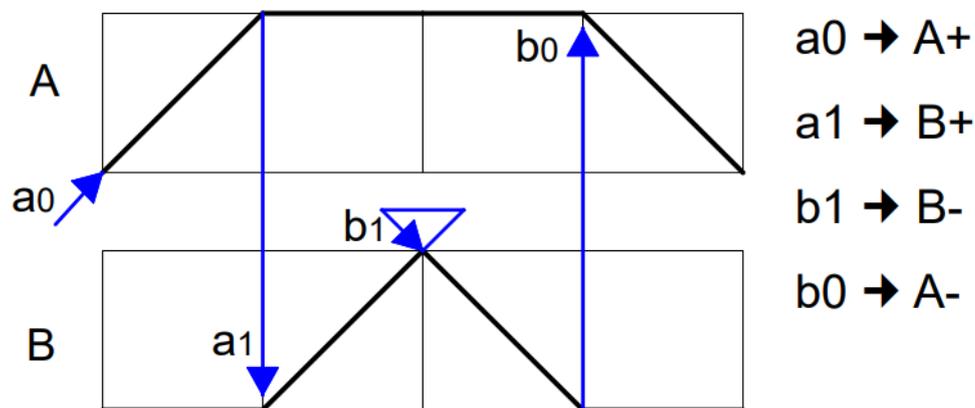
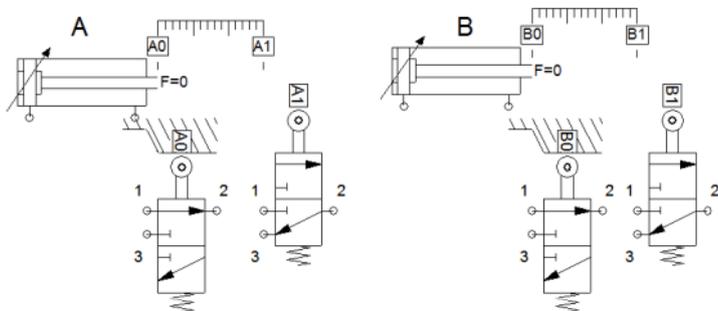


Lo schema pneumatico del circuito di potenza è il seguente.

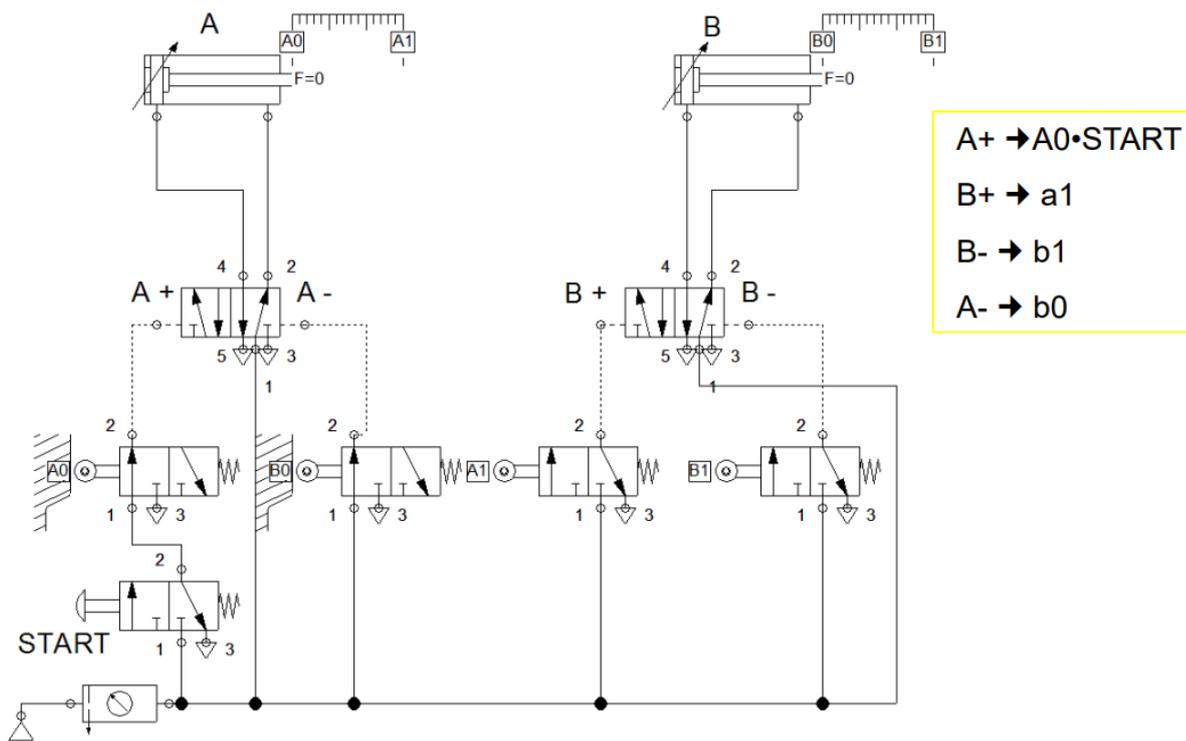


Per poter commutare le valvole 5/2, avremo bisogno di un idoneo circuito di pilotaggio. Poichè vogliamo un circuito automatico (o semiautomatico), si devono utilizzare dei finecorsa pneumatici.

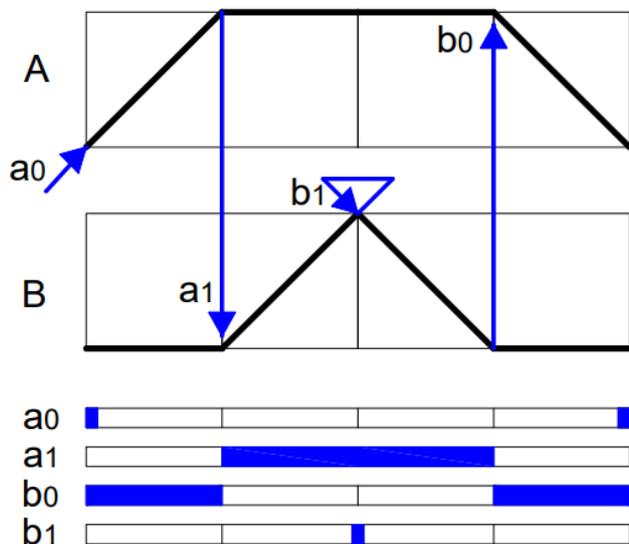
Vediamo quindi come agiscono i segnali dei finecorsa sull'avvio delle varie fasi della sequenza del ciclo:



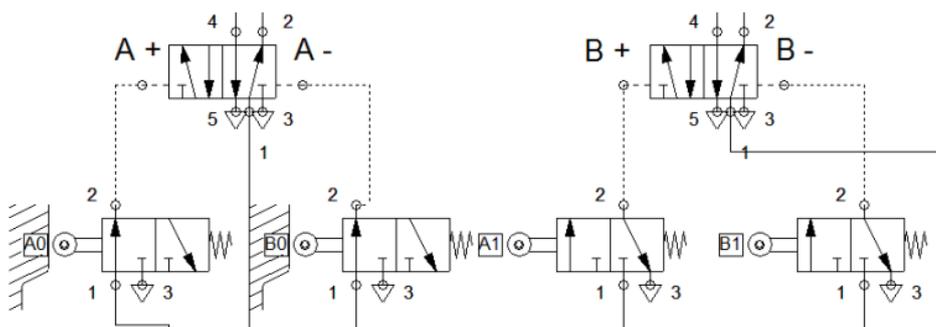
A questo punto si potrebbe procedere alla realizzazione dello schema del circuito pneumatico. Effettuando il cablaggio o la simulazione però ci si accorge subito che **non funziona** (neanche inizia).

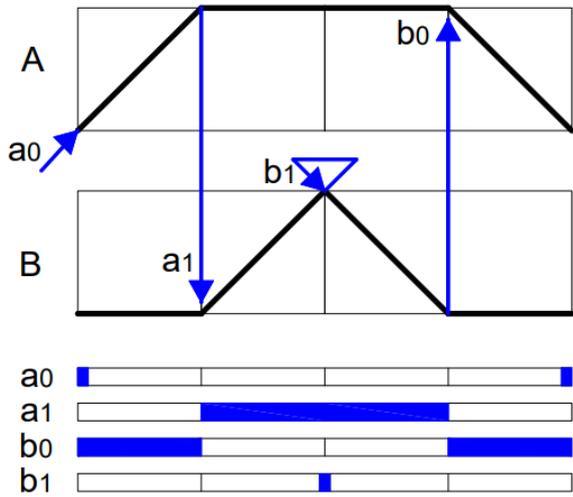


Studiamo innanzitutto i segnali dei finecorsa in relazione alle varie fasi del ciclo:

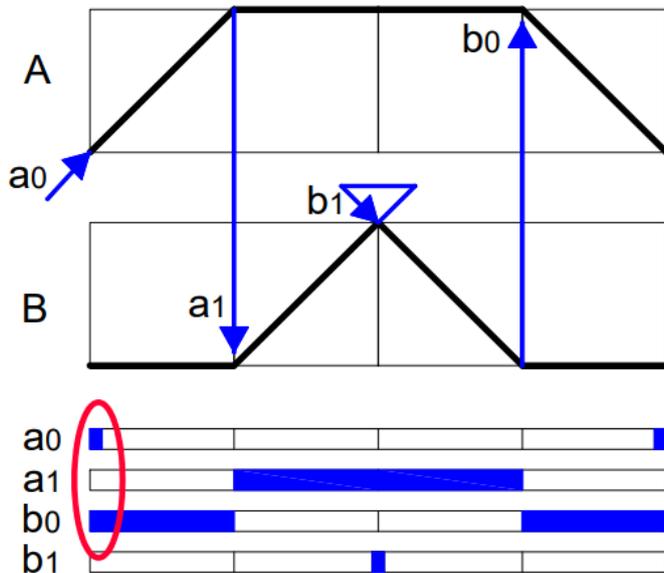
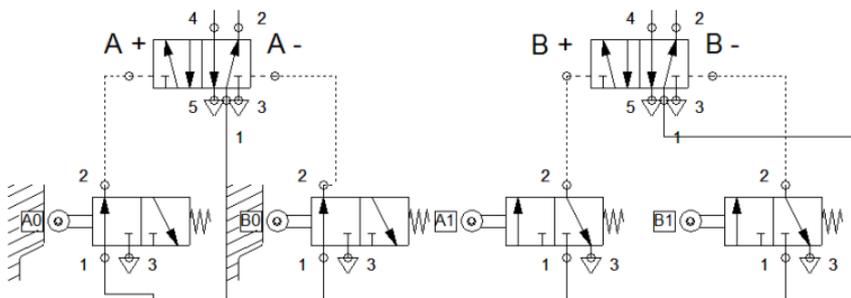


Sotto il diagramma delle fasi (ciclogramma), è riportato un istogramma che rappresenta gli ipotetici segnali dei finecorsa in relazione alle fasi del ciclo, se questo si potesse compiere: la barra colorata indica quando è presente il segnale del finecorsa relativo.

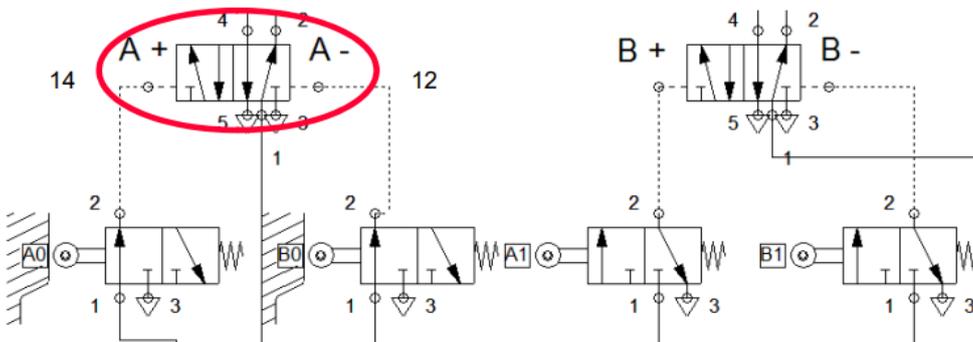


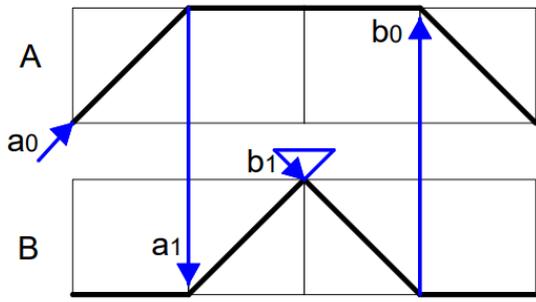


Dall'istogramma si nota che mentre i segnale dei finecorsa a_0 e b_1 sono impulsivi, i segnali dei finecorsa a_1 e b_0 permangono per ben due fasi

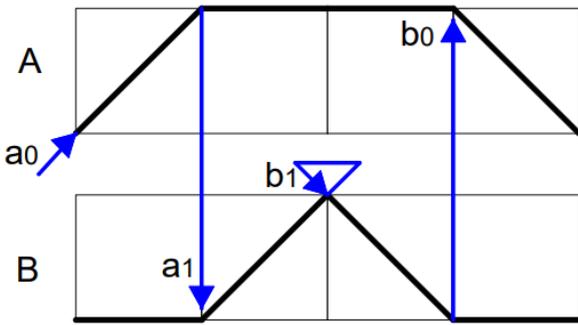
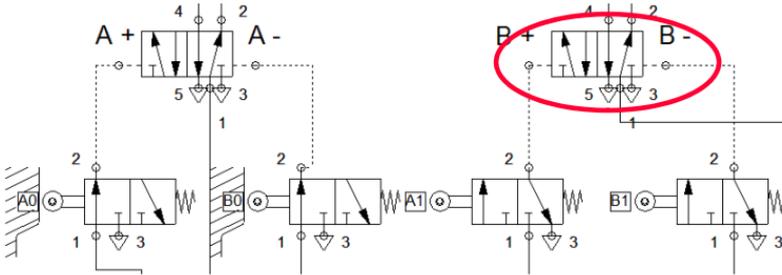
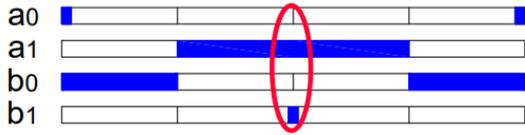


COME SI PUÒ NOTARE UNA VOLTA PREMUTO "START", I FINECORSA " a_0 " E " b_0 " FORNISCONO AMBEDUE E CONTEMPORANEMANTE IL PROPRIO SEGNALE AI DUE INGRESSI DI PILOTAGGIO (12 E 14) DELLA VALVOLA 5/2 CHE AZIONA IL CILINDRO A, PERTANTO **QUESTA VALVOLA NON È IN GRADO DI COMMUTARE.**

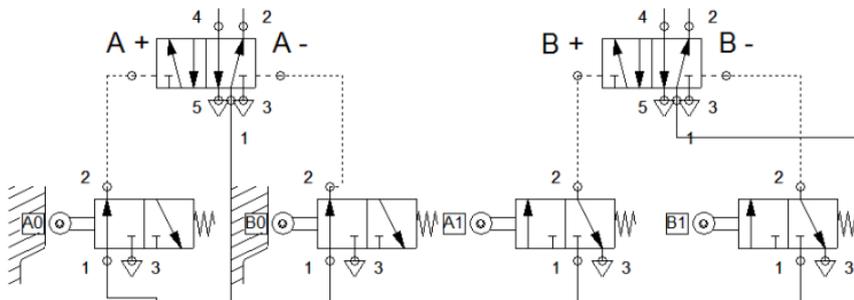
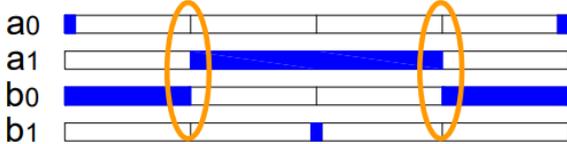




ANALOGAMENTE
SUCCEDEREBBE
ALL'INIZIO DELLA
TERZA FASE CON I
FINECORSA "a₁" E "b₁"
RISPETTO ALLA
VALVOLA 5/2 CHE
AZIONA IL CILINDRO B.



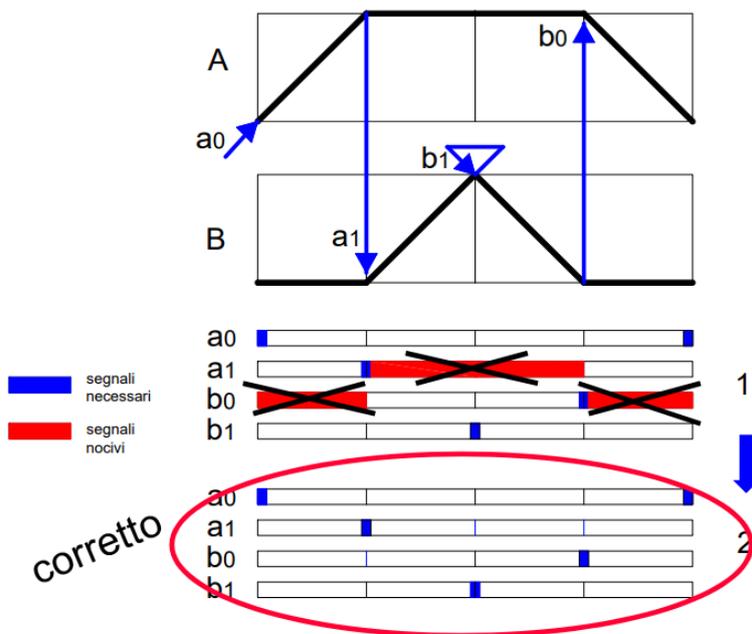
INOLTRE, LO STATO DEI
SEGNALI DEI
FINECORSA ALL'INIZIO
DELLA 2^a E DELLA 4^a
FASE SI EQUIVALE E
QUINDI IL CIRCUITO,
NON POTENDO
DISTINGUERE FRA
QUESTE DUE FASI, NON
PUÒ ESEGUIRE
CORRETTAMENTE IL
CICLO VOLUTO



ANNULLAMENTO SEGNALI BLOCCANTI

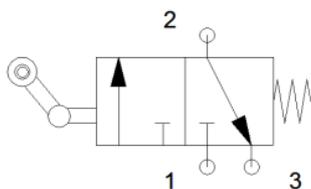
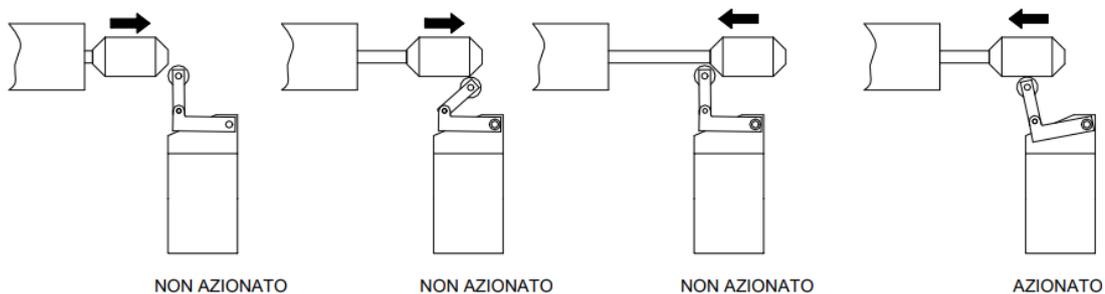
Nella realizzazione di un qualsiasi circuito pneumatico a più attuatori, spesso ci si imbatte nella presenza di segnali bloccanti, soprattutto ove sono previste soste degli attuatori stessi estese a più fasi. In particolare il segnale dovuto ad un finecorsa, che commutando una valvola determina il passaggio alla fase successiva, deve avere una durata tale da non essere più presente quando la stessa valvola deve essere ricommutata.

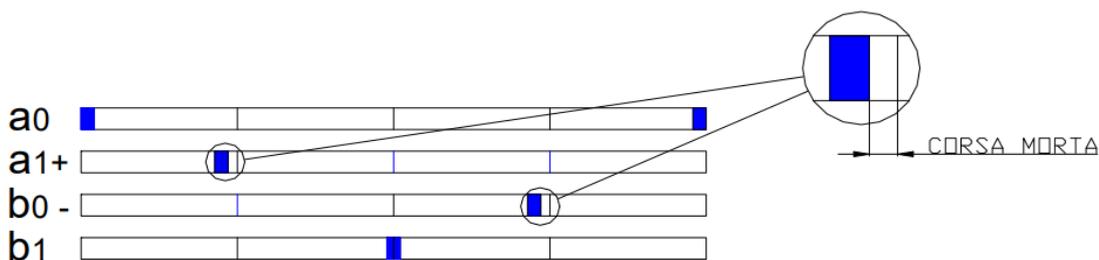
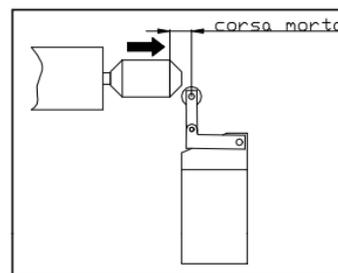
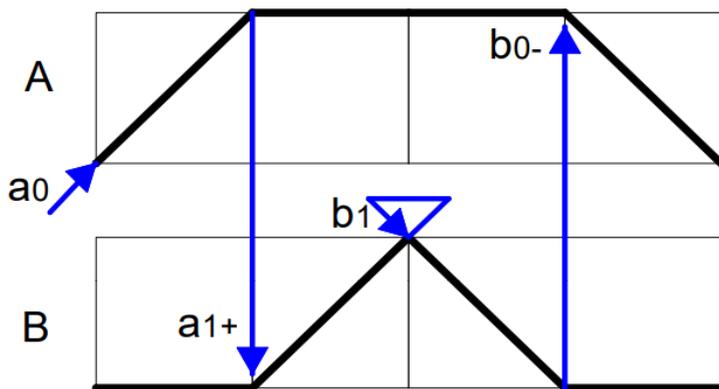
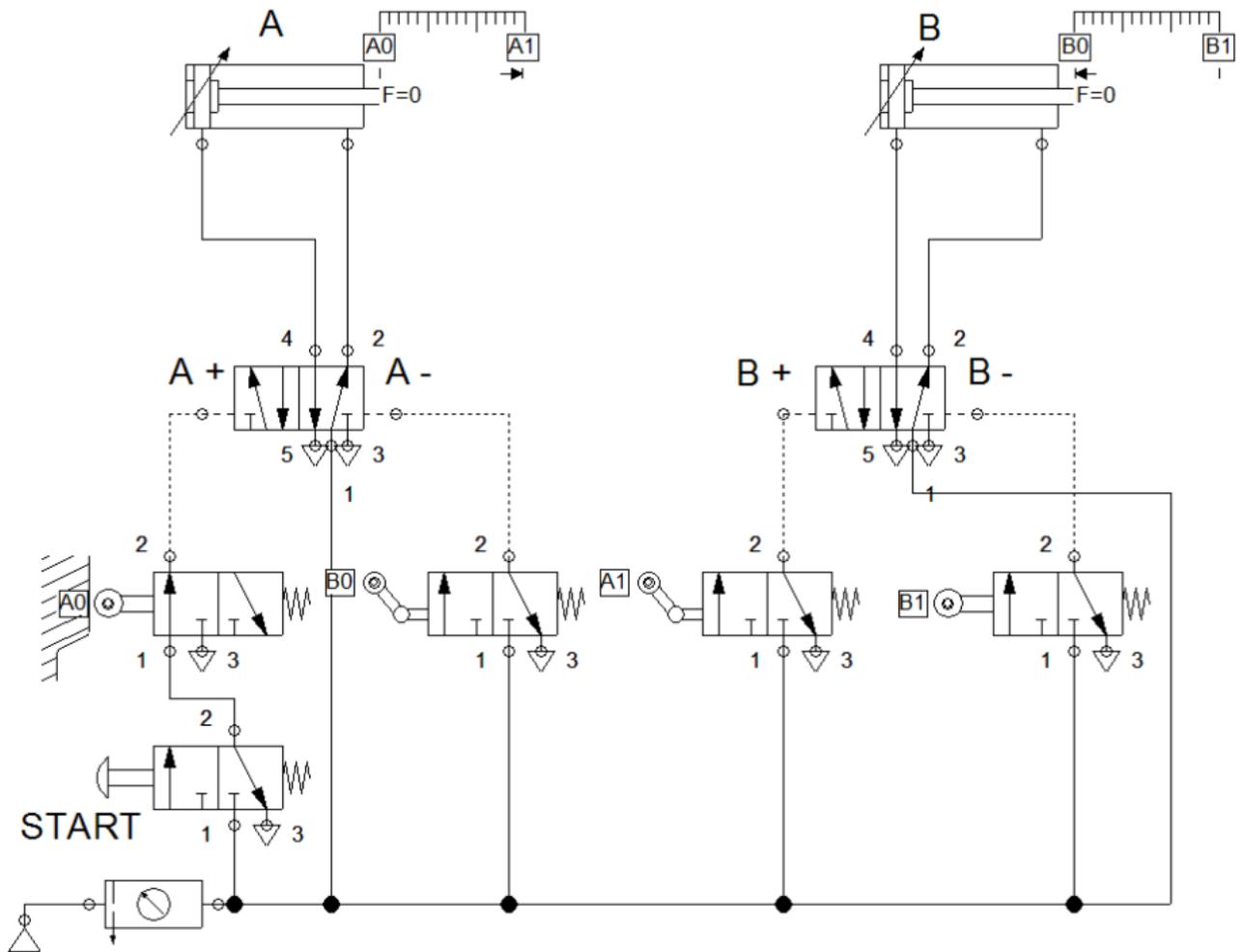
Questo segnale inoltre non deve più ricomparire nello stesso ciclo fino all'inizio di uno nuovo in cui deve essere dato lo stesso comando per evitare che la valvola possa essere ricommutata accidentalmente prima del tempo.

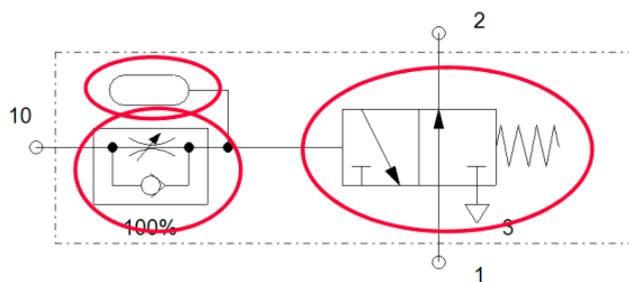


In pratica si deve fare in modo da avere il segnale di pilotaggio solamente al momento giusto, mentre deve “scompare” dove è dannoso al circuito. Si devono quindi eliminare i segnali “nocivi” per passare dalla situazione 1 alla situazione 2

ANNULLAMENTO CON FINECORSA UNIDIREZIONALI







Il generatore di impulsi, è costituito dai seguenti componenti:

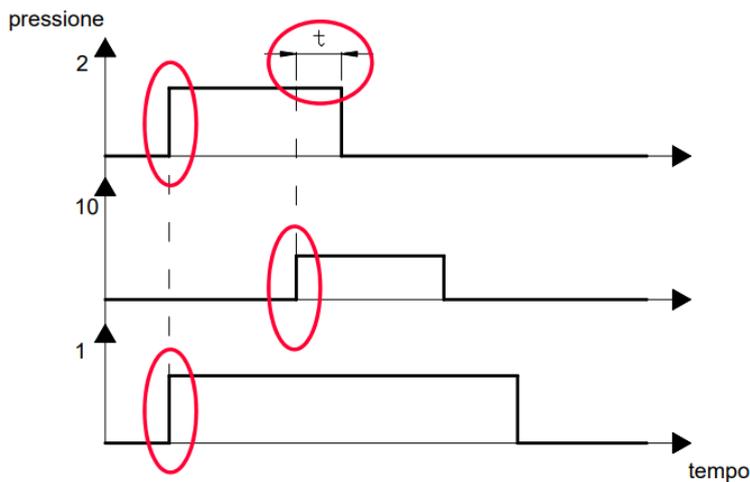
- VALVOLA 3/2 NA
- REGOLATORE DI FLUSSO UNIDIREZIONALE
- SERBATOIO

Alimentando la valvola (Attacco 1)

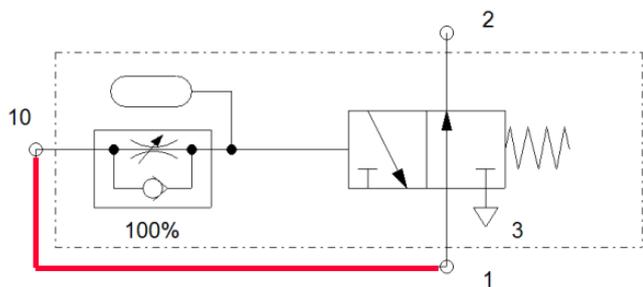
Si ha subito aria sull'uscita (2)

Una volta azionato il comando (10),

Dopo un certo tempo t , in funzione del regolatore, si ha l'interruzione dell'uscita dell'aria da (2)



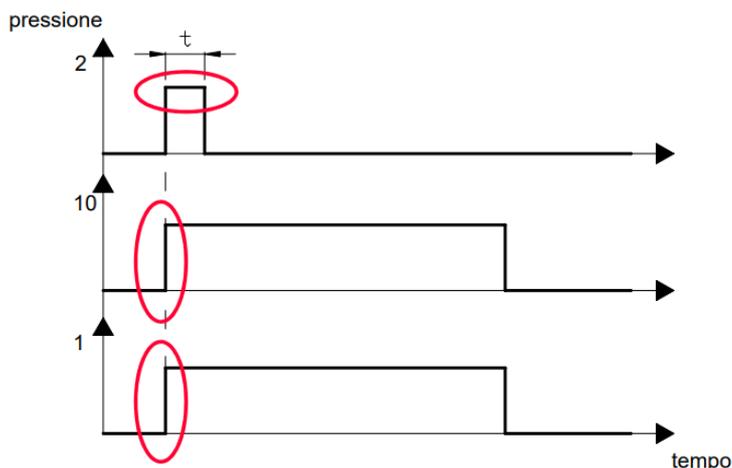
Andando ad alimentare il generatore di impulsi col segnale del finecorsa "nocivo", si trasforma questo segnale continuo in un segnale impulsivo, cioè esso "scompare" dopo un certo tempo t dopo che è stato generato.

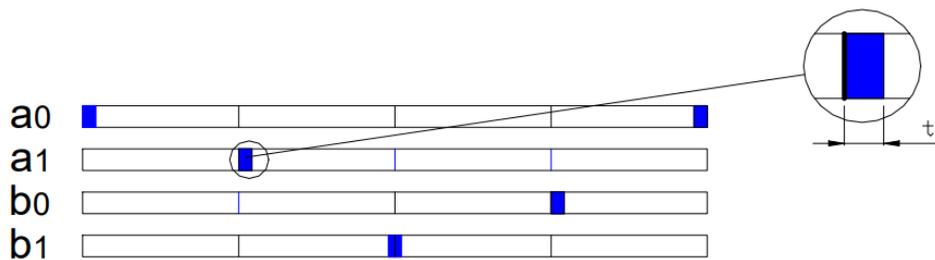
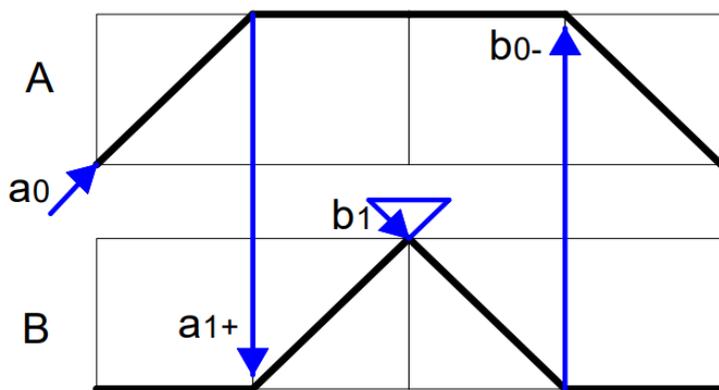
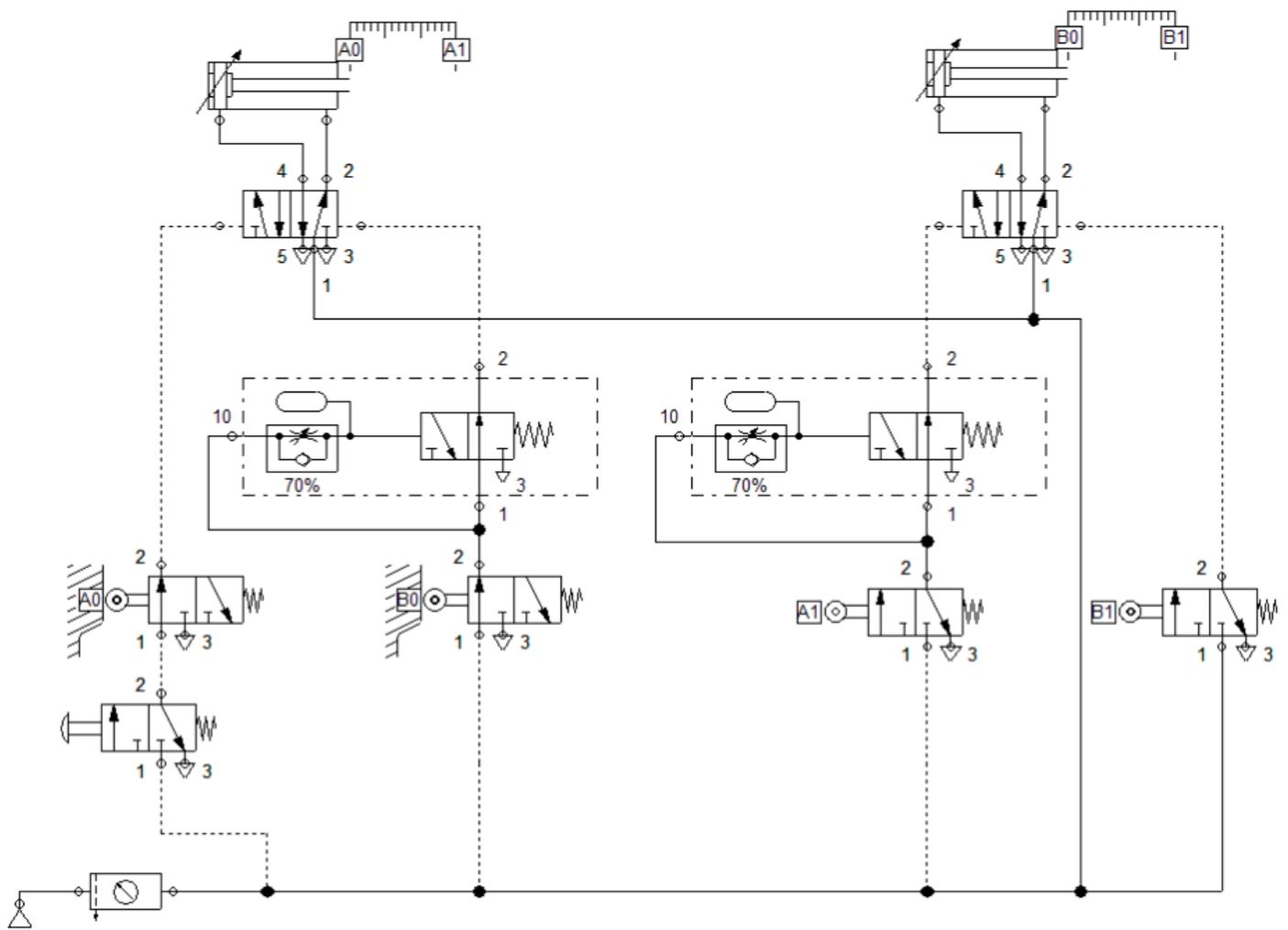


Collegando l'attacco (1) del generatore di impulsi con il (10), si ottiene il seguente funzionamento:

Alimentando la valvola (1), contemporaneamente si fornisce il segnale di comando (10)

L'aria esce subito da (2) e dopo un certo tempo t , in funzione del regolatore, si ha l'interruzione dell'uscita dell'aria





ANNULLAMENTO CON METODO A CASCATA

Il concetto è quello di rendere efficiente un segnale solo nel momento in cui debba essere utilizzato.

Questo si può realizzare attraverso l'utilizzo di distributori bistabili che alimentano i finecorsa solo quando questi debbano emettere il loro segnale di comando. Il problema è quello di decidere, durante il ciclo, con quali segnali i distributori bistabili devono essere commutati.

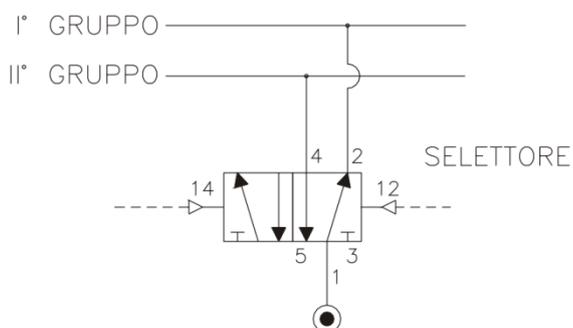
Si procede raggruppando i finecorsa e verificando quali finecorsa possono essere alimentati contemporaneamente e si suddivide la sequenza in gruppi ricordando che:

- in un unico gruppo si deve trovare un solo comando per l'uscita o il rientro del cilindro
- i gruppi devono essere più ampi possibili
- il comando di inizio ciclo o fine ciclo può essere nel mezzo di un gruppo.

Analizziamo la sequenza A+/B+/A-/B- possiamo individuare i seguenti 2 raggruppamenti:

a1 b1	b0 a0
A+ /B+	B+ B-
I° gruppo	II° gruppo

Tracciamo ora le linee riferite al gruppo I° e gruppo II° collegando loro le uscite del distributore bistabile di selezione.



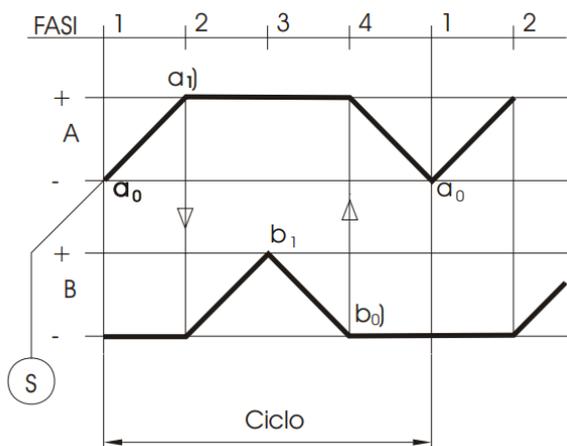
Alla linea del gruppo I° si collegano le alimentazioni dei finecorsa del gruppo eccetto l'ultimo in sequenza.

Alla stessa linea si collegano i comandi principali (es.START ecc.).

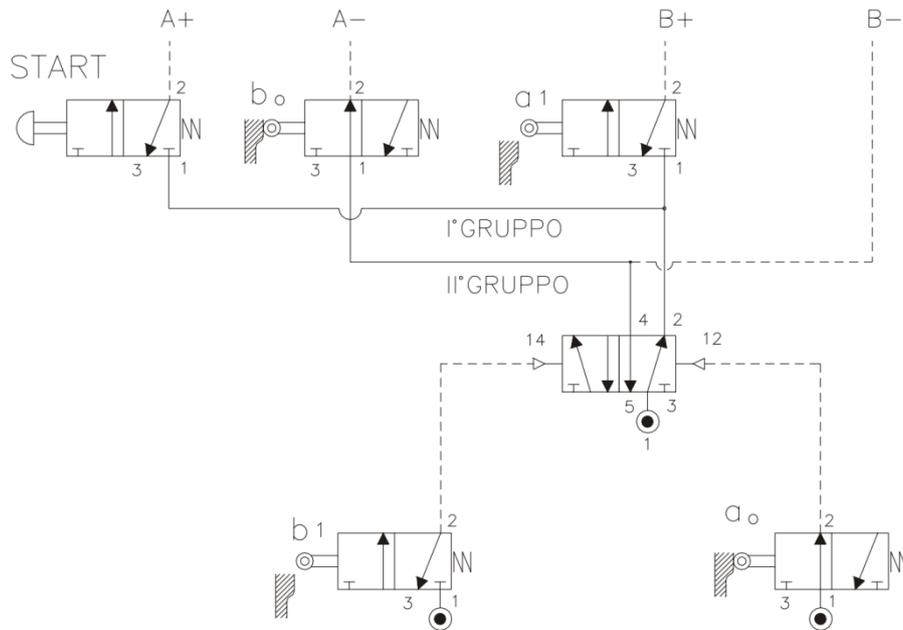
Il finecorsa che sente l'ultima corsa del gruppo I° inverte il selettore scaricando la linea I° e pressurizzando la linea II°.

Alla linea del gruppo II° si collegano le alimentazioni dei finecorsa del gruppo tranne l'ultimo.

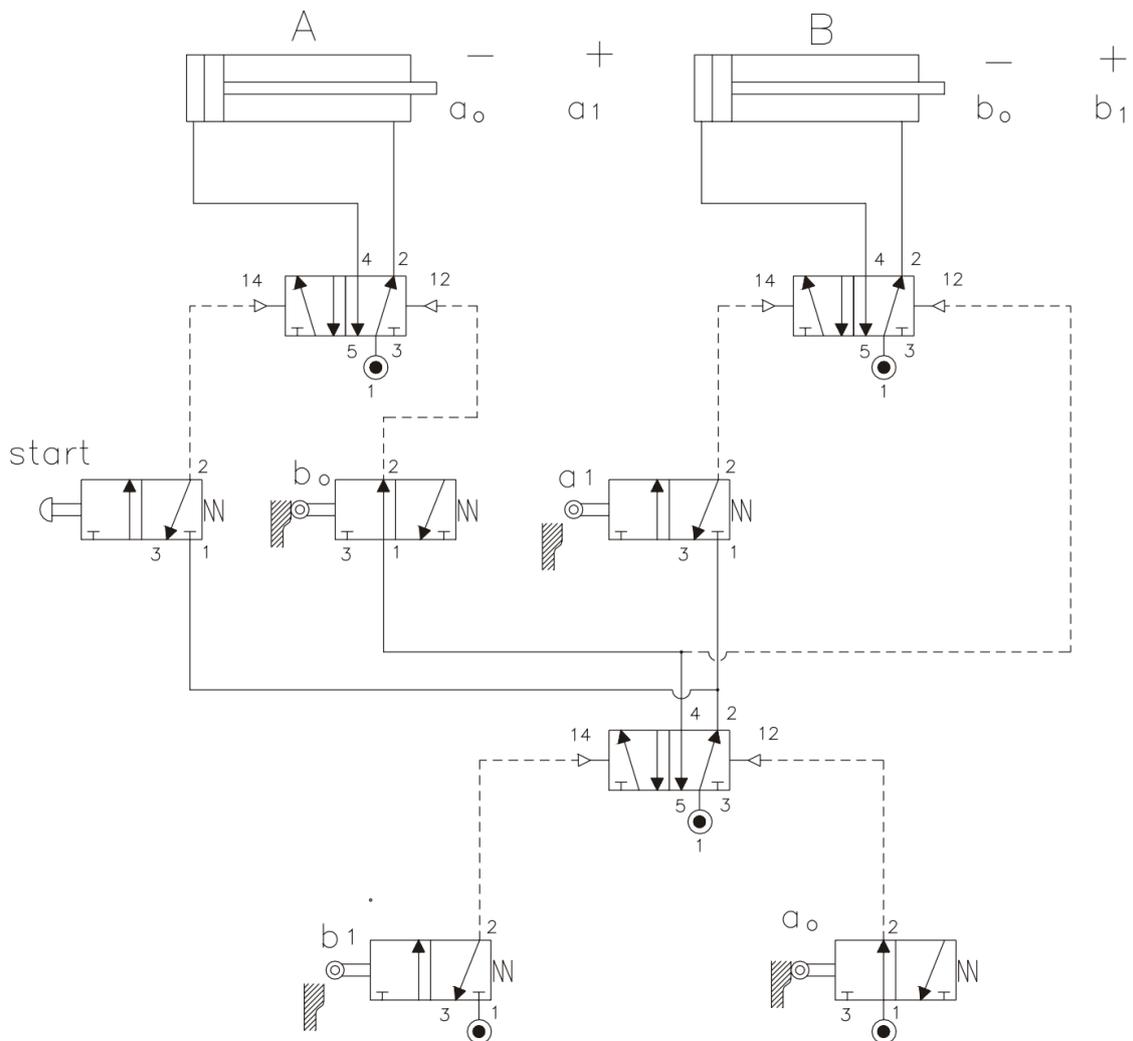
Il finecorsa che sente l'ultima corsa del gruppo II° ripristina la posizione del distributore di selezione.



Abbiamo quindi il seguente schema.



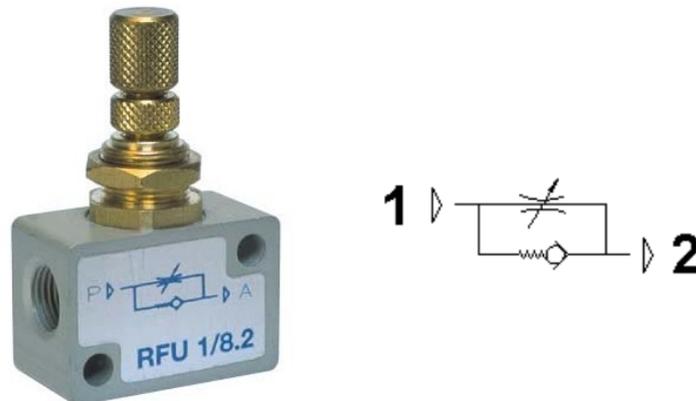
Le uscite dei finecorsa dovranno essere inviate alle valvole di potenza completando lo schema come segue.



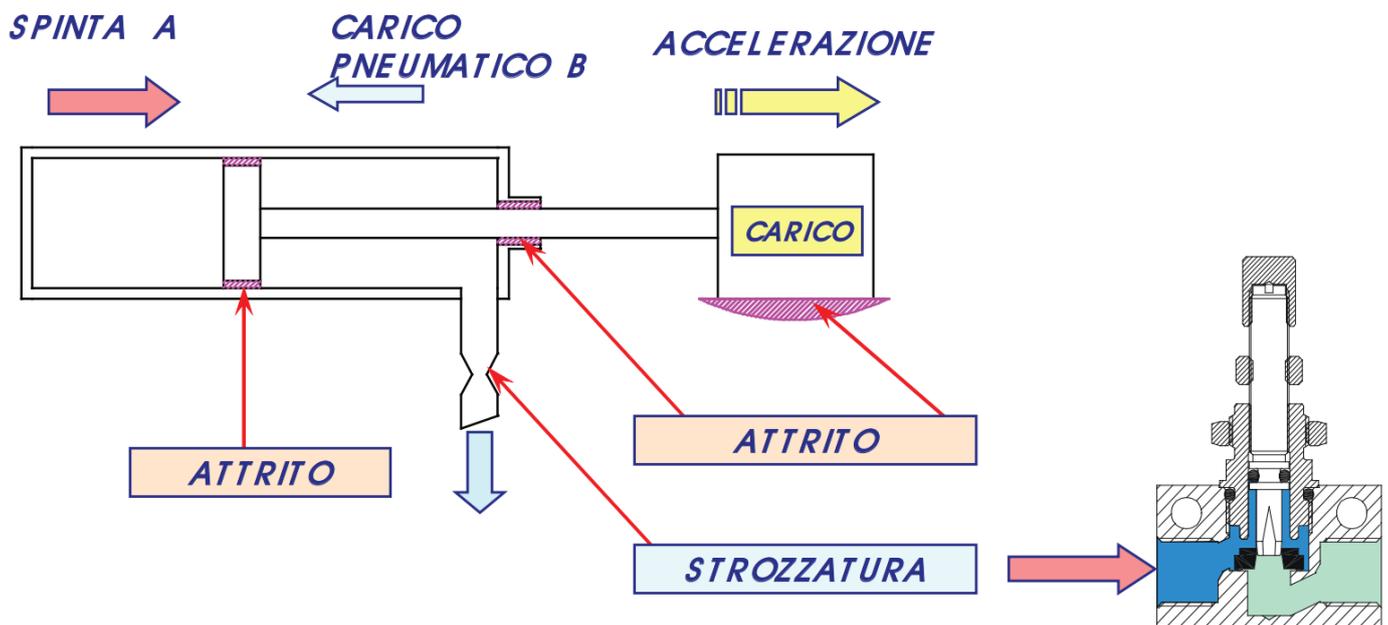
Lo schema realizzato è di sicuro funzionamento e di facile lettura. È possibile utilizzare questo sistema anche con più gruppi di cilindri. Bisogna sempre ricordare che sono necessari tanti segnali di uscita dai selettori quanti sono i gruppi individuati.

METODI DI REGOLAZIONE DELLA VELOCITA' DEI CILINDRI

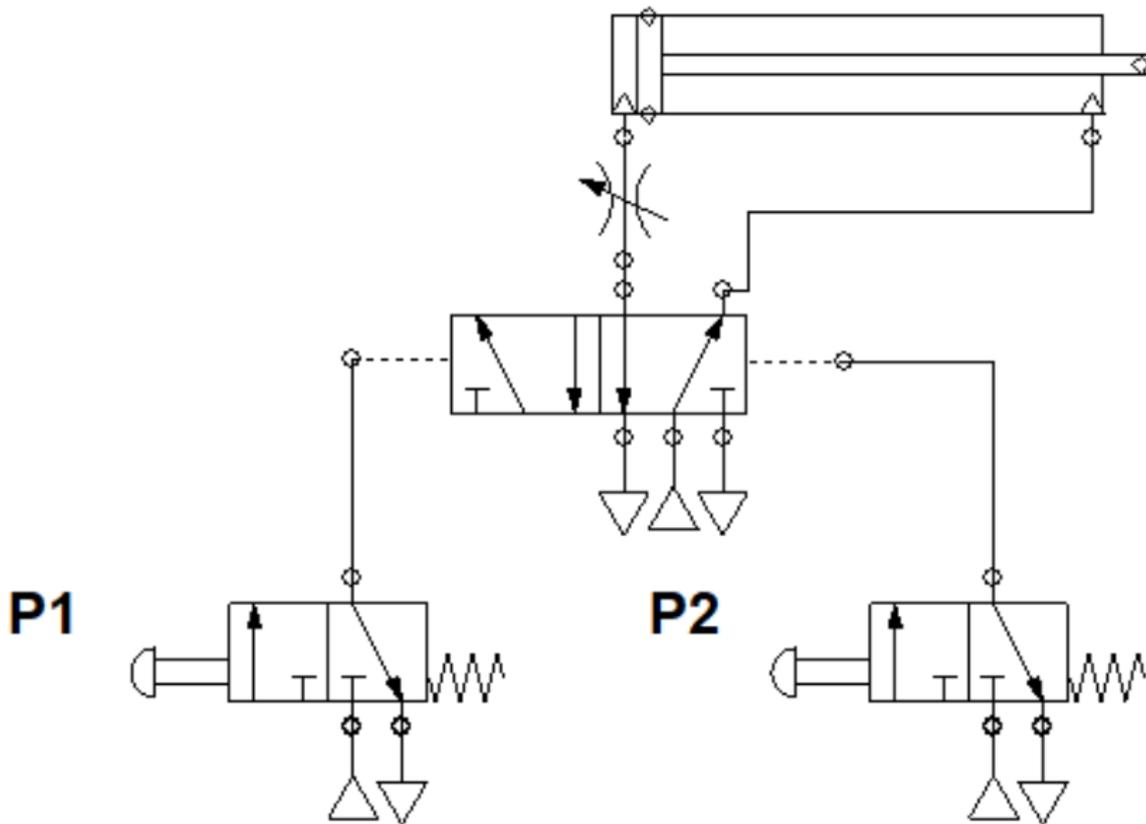
La regolazione della velocità è utile se si necessita di controllare il tempo di uscita e di rientro dei cilindri e permette inoltre di evitare che lo stantuffo vada ad urtare violentemente contro le testate degli attuatori in mancanza di ammortizzatori adeguati. In genere si effettua tramite tramite degli RFU (regolatori di flusso unidirezionali).



Per tutte le tipologie di attuatori incontrate sino ad ora, la regolazione della velocità di attuazione viene effettuata controllando l'aria della camera in scarico, salvo casi particolari. Essendo comunque l'aria un gas comprimibile, la regolazione risulta difficoltosa soprattutto alle basse velocità. Non è possibile ottenere velocità costanti perchè qualsiasi variazione dovuta al carico resistente, a sbalzi di temperatura o di pressione si traducono in variabili che influenzano la regolazione. Per semplicità illustreremo in modo schematico il sistema di regolazione della velocità.



Quando si alimenta la camera posteriore, la camera anteriore è posta in scarico e, tra via di evacuazione della valvola di comando e cilindro, viene interposta una strozzatura variabile che controlla la portata nella direzione della freccia.

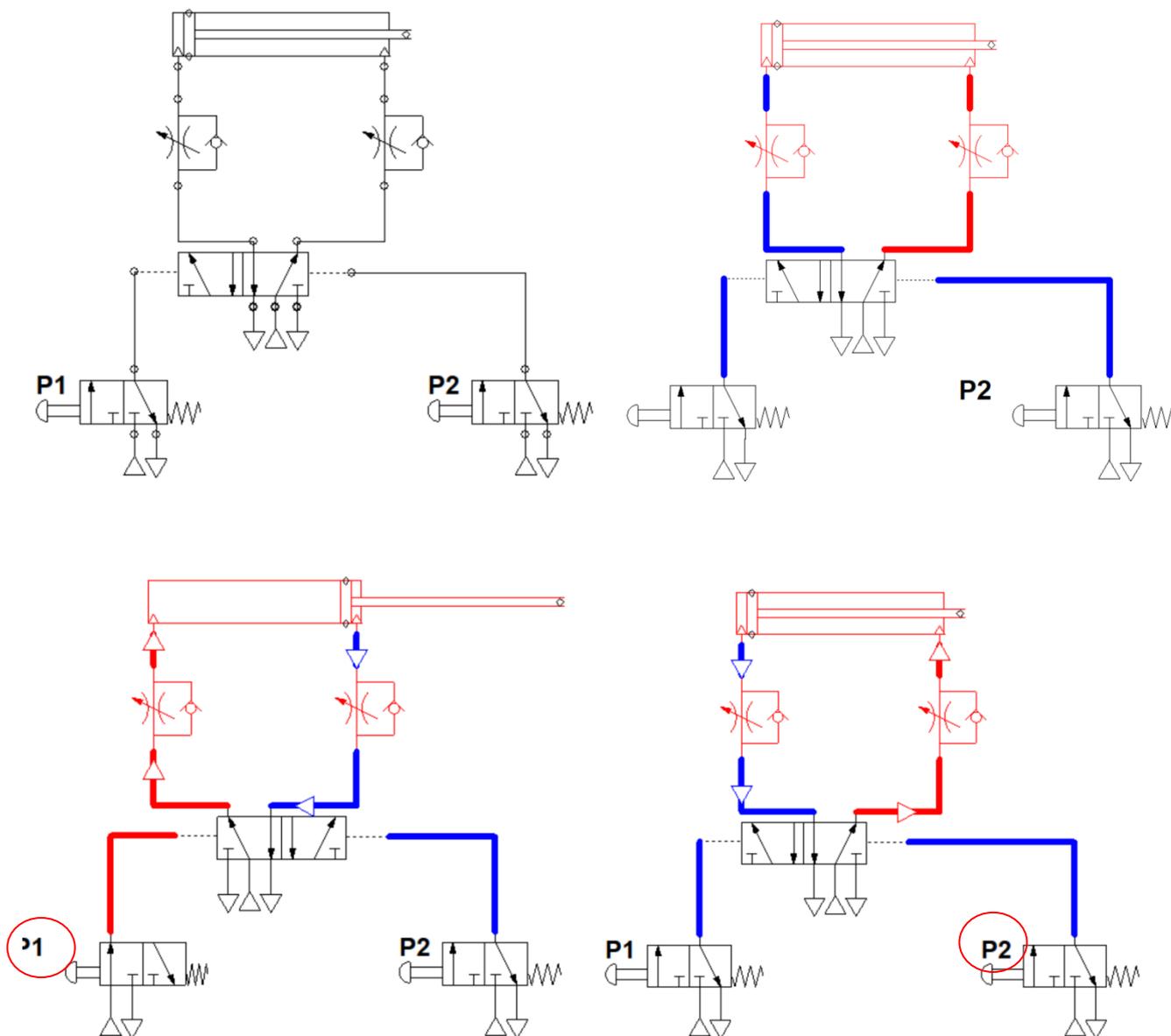


Una prima regolazione può avvenire inserendo un regolatore di flusso RFU prima di una delle due camere del cilindro, questo modo è molto approssimativo e permette di regolare sia l'uscita che il rientro, ma con lo stesso valore di velocità cosa spesso poco richiesta.

REGOLAZIONE DOPPIO EFFETTO CON RFU

Per i cilindri a doppio effetto, invece, ci sono due modalità di regolazione della velocità con RFU: in "alimentazione" e in "scarico". In entrambi i metodi si inserisce un RFU prima delle camere del cilindro, la differenza consiste nel verso in cui si monta la valvola di "non ritorno" unidirezionale.

REGOLAZIONE DE CON RFU IN ALIMENTAZIONE



Nel caso in "alimentazione" tale valvola impedisce il passaggio dell'aria in entrata nel cilindro che quindi sarà costretta a passare dallo strozzatore che permetterà la regolazione.

OLEODINAMICA



VANTAGGI DI UN SISTEMA OLEODINAMICO

Anche se le modalità di funzionamento sono molto simili, l'oleodinamica presenta alcuni vantaggi rispetto alla pneumatica. I sistemi e gli azionamenti oleodinamici sono in grado di generare forze molto elevate grazie a pressioni di lavoro che arrivano a centinaia di BAR contro i 6 tipici della pneumatica.

Rispetto ad altri, sono inoltre relativamente poco ingombranti, movimentano carichi importanti e, grazie all'olio, presentano caratteristiche di usura molto ridotte anche se sottoposti a sforzi elevati.

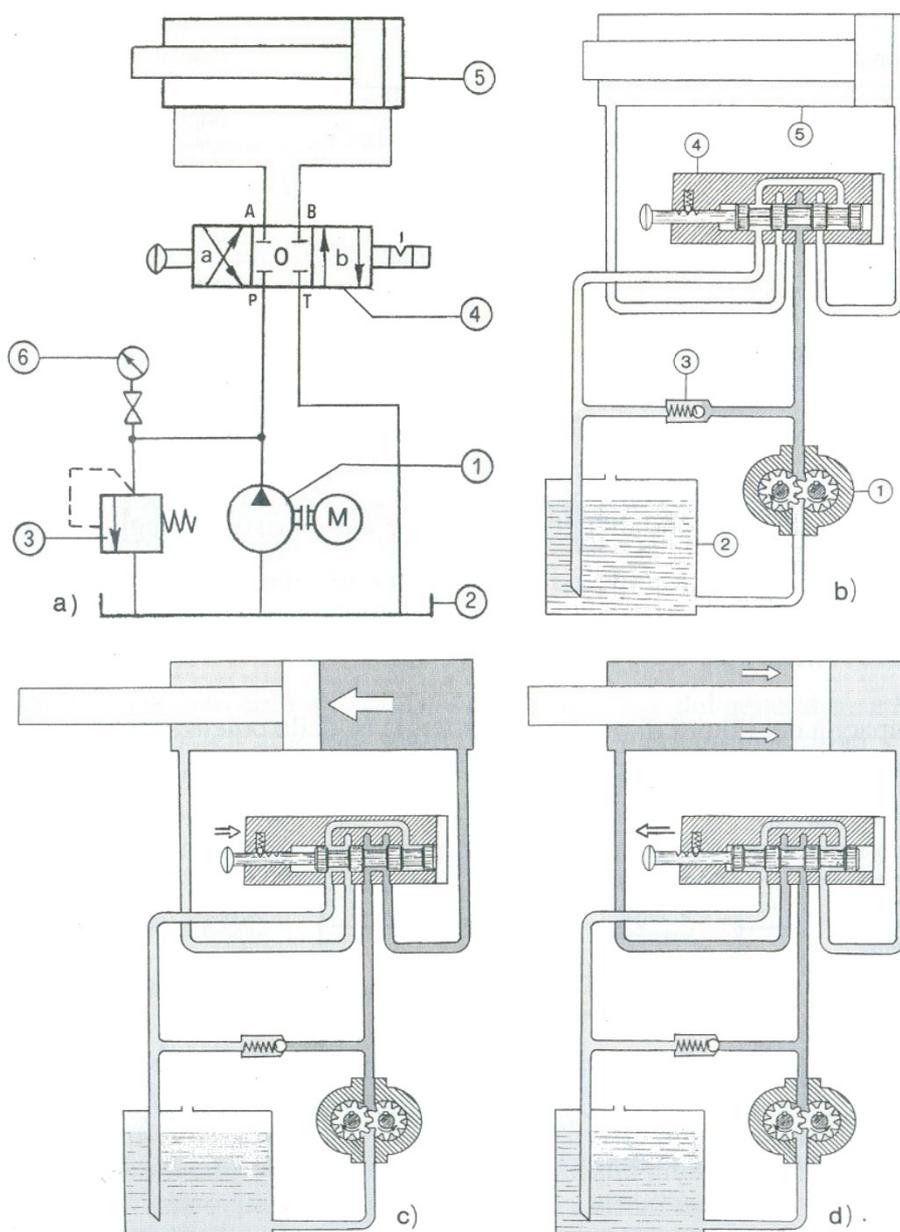
I vantaggi dell'oleodinamica in sintesi sono:

- Elevata trasmissione di potenza
- Ingombro relativamente ridotto
- Buona adattabilità alle contingenti condizioni di spazio grazie a tubi e collegamenti flessibili
- Idoneità anche per macchine di precisione grazie a sequenze di movimento lente e regolabili separatamente
- Lunga durata e bassa usura (se mantenuti e utilizzati seguendo le istruzioni)
- L'olio idraulico reduce l'attrito e svolge una funzione refrigerante, aumentando così la durata del sistema

Un classico impianto oleodinamico è composto da:

- serbatoio (2)
- pompa ad ingranaggio esterno (1) azionata da un motore (M)
- valvola di sovrappressione o sicurezza (3)
- distributore (valvola 4/3) con comando manuale (4)
- cilindro a doppio effetto (5)
- manometro (6) con valvola di esclusione
- condotte per il trasporto dell'olio tra i vari componenti

Il serbatoio, la pompa, il motore, la valvola di sicurezza ed i filtri, sono spesso raggruppati in un'unità chiamata centralina idraulica. Nelle installazioni fisse, dove è disponibile energia elettrica, la pompa è azionata da un motore elettrico (simbolo M nel cerchietto).



POMPE PER OLEODINAMICA

Le pompe usate per aspirare l'olio dal serbatoio e immetterlo nel circuito oleodinamico sono di tipo volumetrico (es. a ingranaggi o a palatte).

Il funzionamento di tali pompe si basa sulla variazione del volume interno determinato dall'organo in movimento.

La portata varia di poco con la pressione di uscita, tanto da avvicinarsi all'andamento teorico di una pompa a portata costante.

In alcuni tipi di pompe è possibile variare la portata agendo su particolari dispositivi costruttivi, che ne permettono la regolazione a diversi valori. Prefissata una portata dal dispositivo di regolazione, essa rimarrà praticamente costante durante il funzionamento al variare del carico.



POMPA AD INGRANAGGI

È costituita da due ingranaggi che, ingranando, ruotano in senso inverso. L'ingranaggio conduttore è calettato sull'albero del motore elettrico e trascina nella rotazione la ruota condotta. Le due ruote dentate sono contenute in un corpo C che le avvolge nella periferia con minimo gioco, impedendo, praticamente, il reflusso del liquido in senso inverso per effetto della pressione.

Tra gli ingranaggi e il corpo vengono a formarsi due camere in prossimità dei due condotti: di entrata E e di uscita U.

Considerando la rotazione di figura, si nota che nella camera di aspirazione E il liquido viene incapsulato tra i vani dei denti e il corpo C e trasportato verso la camera di compressione (di mandata) U.

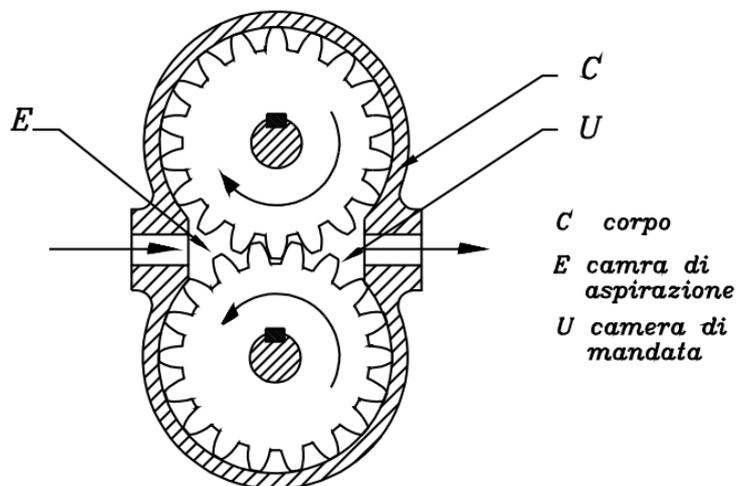
In tal modo, togliendo volume di liquido nella camera E, si determina, in essa, un vuoto (aspirazione).

La pressione atmosferica spinge così il liquido, contenuto nel serbatoio, ad entrare nella camera E.

Il liquido, trasportato dai vani degli ingranaggi, perviene nella camera di mandata U; qui viene spinto verso il condotto di uscita.

La pressione nel condotto di uscita dipende dai carichi che sono applicati negli attuatori, dalle perdite di carico nei condotti, dalle strozzature ecc.

La portata nelle pompe ad ingranaggi è praticamente costante e dipende solo dal n° di giri.



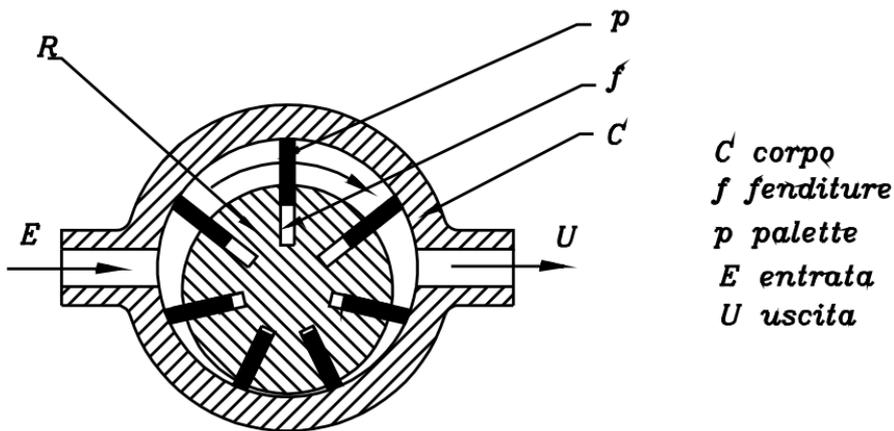
POMPA A PALETTE

Può essere a portata fissa o a portata regolabile. In tutti e due i casi è costituita da un rotore R posto in posizione eccentrica rispetto alla capsula o corpo C.

Il rotore presenta una serie di fenditure radiali f, entro le quali si impegnano e possono scorrere le palette (o lamelle) p.

Il rotore viene posto in rotazione dal motore elettrico. Per effetto della forza centrifuga o per azione di molle, le palette vengono spinte verso l'esterno e vanno ad appoggiarsi sulla superficie cilindrica interna del corpo C.

Come si nota dalla figura, considerando la rotazione del rotore, per effetto della eccentricità, il volume compreso tra due palette il corpo C e il rotore va aumentando nella semicirconferenza, in prossimità del condotto di entrata E, nel senso che va dall'ingresso verso l'uscita; mentre detto volume diminuisce nell'altra semicirconferenza, in prossimità dell'uscita. In tal modo si crea un depressione all'ingresso che richiama altro liquido, mentre, in uscita, il fluido viene costretto a entrare nel circuito.



IL RENDIMENTO DI UNA POMPA

Il rendimento di una pompa può essere definito come il rapporto fra la potenza utile e la potenza assorbita dal motore.

Il rendimento di una pompa idraulica può essere calcolato a seconda della tecnologia di progettazione.

Rendimento meccanico

Il valore di rendimento meccanico di una pompa tiene conto degli attriti tra gli elementi meccanici che costituiscono la pompa.

$$\eta_m = \frac{P_{\text{disponibile sull'albero}}}{P_{\text{disponibile}} + P_{\text{persa per attriti}}} = \frac{P_d}{P_d + P_p} < 1$$

Solitamente assume valori compresi tra 0.88 e 0.96.

Rendimento elettrico

Questo valore rappresenta il rendimento del motore elettrico della pompa, solitamente attorno a 0.9.

Rendimento volumetrico

Il rendimento volumetrico di una pompa è usato per quantificare le perdite di volume di fluido dovuto ai giochi tra girante della pompa e il relativo corpo. Solitamente raggiunge valori compresi tra 0.9 e 0.96.

Metodo di calcolo della potenza pompa

Definiti questi valori, il rendimento totale della pompa sarà dato dal prodotto tra i vari rendimenti:

$$\eta_t = \eta_m \cdot \eta_{el} \cdot \eta_{vol}$$

Si può ora passare a calcolare la potenza di una pompa.

Teoricamente la potenza è definita come il lavoro che la macchina deve compiere per spostare una massa di fluido nell'unità di tempo.

La formula della potenza di una pompa è:

$$P = \frac{L}{t} = \frac{M \cdot g \cdot H_g}{t} = Q_M \cdot g \cdot H_g = \rho \cdot Q \cdot g \cdot H_g \quad (W)$$

L = lavoro (joule)

g = accelerazione di gravità (m/s²)

ρ = densità del fluido (kg/dm³)

t = tempo (s)

H_m = le perdite totali dell'impianto (m)

M = massa (kg)

Q_m = portata volumetrica (m³/s)

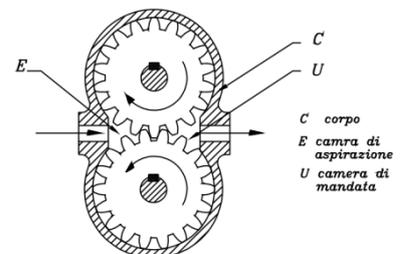
La potenza della pompa che si ottiene è espressa in watt (o in kilowatt, dove 1 kW = 1000 W).

Se si vuole tenere conto delle varie perdite, è necessario dividere tale potenza per il rendimento totale.

Da *notare* che il lavoro richiesto ad una pompa oleodinamica è *molto* più elevato di quello richiesto ad un compressore per produrre aria compressa.

Per pompe ad **ingranaggi** abbiamo indicativamente:

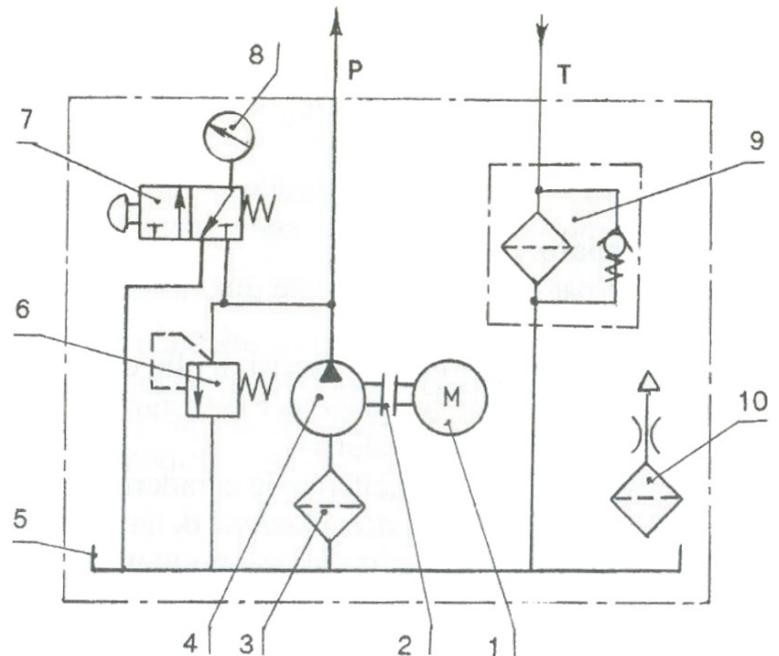
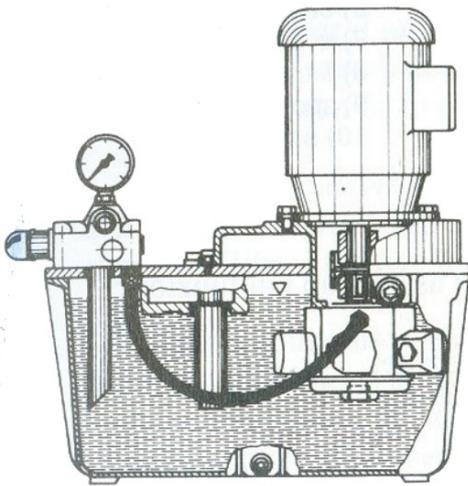
Rendimenti		Pompe
$\eta_v = \eta_v(V, \Delta p, \eta)$	Rendimento volumetrico	($\approx 0,95$)
$\eta_{hm} = \eta_{hm}(V, \Delta p, \eta)$	Rendimento idro-meccanico	($\approx 0,88$)
$\eta_t = \eta_v \cdot \eta_{hm}$	Rendimento totale	($\approx 0,84$)



Il serbatoio:

- fornisce lo spazio per le variazioni di volume (svuotamento e riempimento dei cilindri)
- disperde il calore
- permette la decantazione delle impurità e dell'acqua, e la fuoriuscita dell'aria
- fa da supporto al gruppo motore/pompa.

Il volume di olio espresso in litri che un serbatoio deve contenere è dato circa da tre (uso non intensivo) a cinque volte (uso medio) la portata effettiva della pompa in litri al minuto.



Centralina idraulica e relativo simbolo:

- | | |
|---------------------------|---|
| 1) motore elettrico; | 6) valvola di sovrappressione; |
| 2) giunto elastico; | 7) valvola d'esclusione; |
| 3) filtro in aspirazione; | 8) manometro; |
| 4) pompa; | 9) filtro sul ritorno con valvola di ritegno; |
| 5) serbatoio; | 10) filtro aria del serbatoio. |

Compiti dell'olio:

- trasferire energia
- lubrificare le parti in movimento
- proteggere contro la corrosione
- trasportare fuori dall'impianto, verso il serbatoio, calore, acqua e particelle contaminanti

Viscosità cinematica

La viscosità esprime la scorrevolezza dell'olio. Un olio che scorre con difficoltà è molto viscoso mentre uno che scorre facilmente è poco viscoso.

La viscosità cinematica ν (data dal rapporto tra quella dinamica μ "mu" e la massa volumica ρ "ro") è la caratteristica più importante da valutare. U. d. M. della viscosità cinematica è mm^2/s . $1 \text{ mm}^2/\text{s} = 1 \text{ cSt}$ (centistokes).

La viscosità dell'olio varia in funzione della temperatura: se la temperatura diminuisce la viscosità aumenta, e l'olio scorre con più difficoltà mentre se la temperatura aumenta, la viscosità diminuisce e l'olio scorre più facilmente.

L'indice di viscosità, (I.V.) misura l'influenza della temperatura sulla variazione di viscosità.

Un olio con un alto I.V. subisce un minor cambiamento della viscosità al variare della temperatura.

La viscosità di un olio con I.V. elevato è quindi poco sensibile alla variazione di temperatura. Un alto valore di I.V. è perciò indispensabile negli impianti oleodinamici poiché essi hanno delle basse temperature all'avviamento ed alte e variabili temperature a regime.

Gli oli adatti per l'impiego in oleodinamica hanno un I.V. compreso tra 90 e 100. Con additivi si può superare il valore di 100.

Valori di viscosità in mm^2/s
o unità equivalenti : **cSt** (CentiStokes), **cP** (Centipoise).

Fluido:	0 °C	10 °C	20 °C	40 °C	50 °C	100 °C	200 °C
Mercurio	0,13	0,12	0,12		0,11		
Ammoniaca	0,31	0,29	0,27		0,2		
Benzina	0,8	0,7	0,6		0,45		
Acqua salata	2,5	1,8	1,2		0,8	0,45	0,15
Cherosene	4,2	2,8	2,4		1,3	0,9	
Olio lubrificante (SAE 30)	2000	600	280		55	12	2
Olio diatermico (ISO VG 32)					29	5,2	
Olio idraulico (HLP 32)			85	32	18	5,4	
Olio idraulico (HLP 46)			146	46	28	6,9	
Olio idraulico (HLP 68)				68	43	9	
Olio idraulico (HLP 100)				105		12	
Metano	12	14	15		18	22	35
Aria	12	2,1	2,3		2,6	3,5	5,5
Vapore saturo	1800	1000	510		110	21	2,5
Acqua	1,9	1,4	1,1		0,55	0,3	

IL TRASPORTO DELL'OLIO

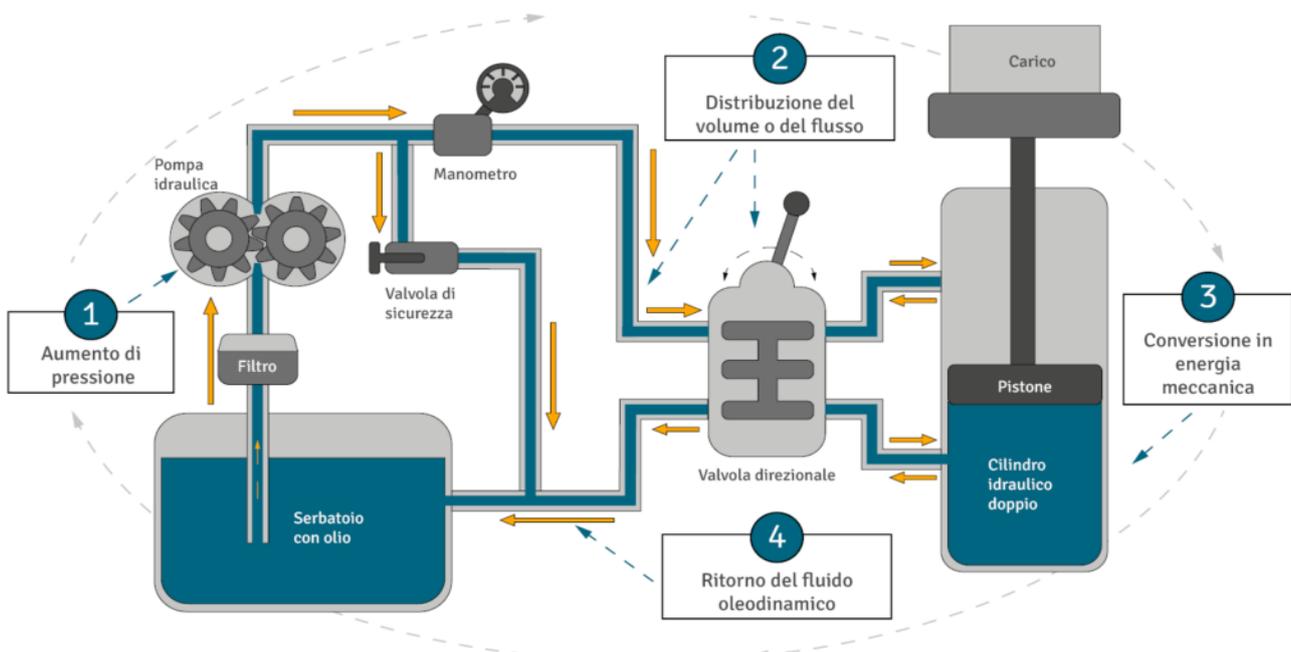
Tubi rigidi I tubi che vengono impiegati nei circuiti oleodinamici sono di acciaio senza saldatura, ottenuti per trafilatura e successivamente ricotti, affinché possano essere facilmente piegati. La loro scelta avviene secondo la tabella UNI 7088 – 72 DN diametro nominale espresso in mm PN pressione nominale espressa in bar Tubi flessibili I tubi flessibili, permettono alle diverse parti di una macchina di muoversi le une rispetto alle altre, come avviene, ad esempio, fra le diverse parti che costituiscono il braccio degli escavatori.

Il tubo flessibile si sceglie solitamente con una pressione ammissibile doppia della pressione massima a cui deve essere sottoposto. Per ogni tipo di tubo sono rilevabili, dai cataloghi delle ditte costruttrici, la massima pressione di esercizio ammissibile e la pressione di scoppio che è di circa quattro volte la massima pressione di esercizio.

Sono anche indicati i raggi minimi di curvatura.

In linea di massima le velocità consigliate per il flusso del fluido nelle tubazioni sono:

- tubazione di aspirazione: 0,5 – 1 m/s
- tubazione di mandata: 4 – 6 m/s
- tubazione di ritorno: 1,5 – 2,5 m/s

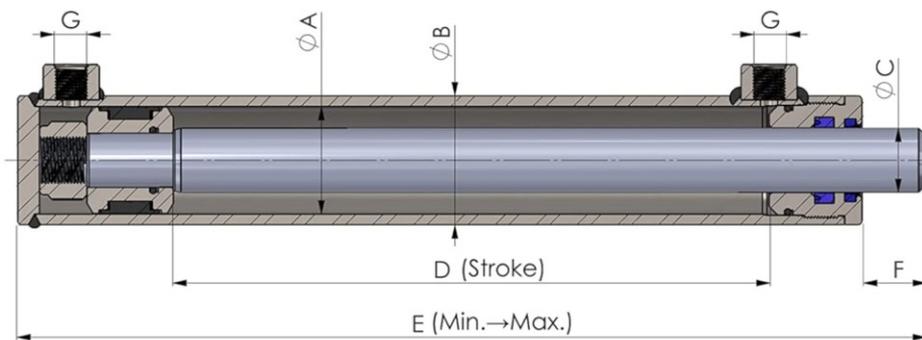


Le perdite di carico dipendono, come sempre dal numero di Reynolds: $Re = \frac{V D}{\nu}$

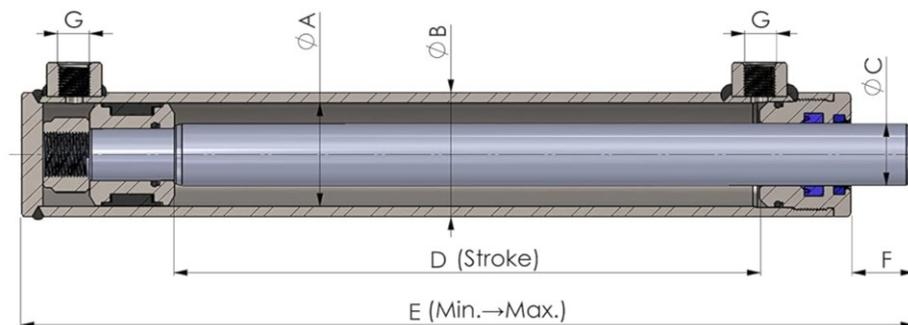
Generalmente il moto è di tipo laminare e il coefficiente di attrito non dipende quindi dalla scabrezza dei tubi: $f = 64/Re$

CILINDRO IDRAULICO A DOPPIO EFFETTO

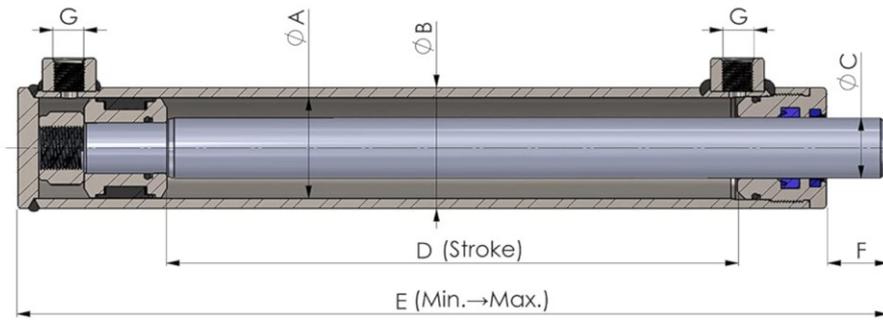
Valutare la forza massima esercitabile a 100 BAR di pressione dai cilindri allegati.



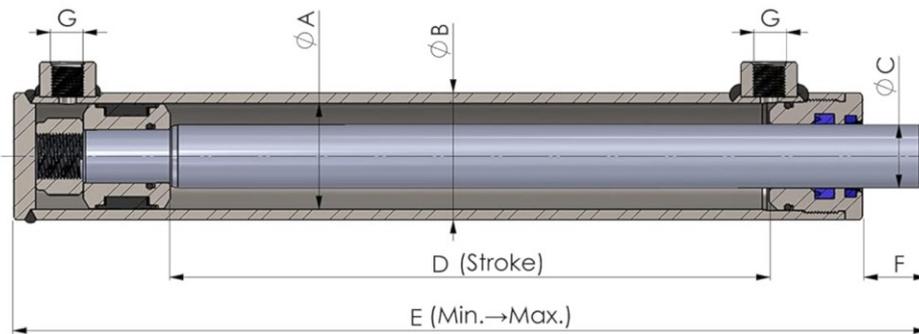
NO	SPH NO	Ø A mm	Ø B mm	Ø C mm	D mm	E mm	F mm	G
1	25/16-50	25	32	16	50	150→200	22	3/8"
2	25/16-100	25	32	16	100	200→300	22	3/8"
3	25/16-150	25	32	16	150	250→400	22	3/8"
4	25/16-200	25	32	16	200	300→500	22	3/8"
5	25/16-250	25	32	16	250	350→600	22	3/8"
6	25/16-300	25	32	16	300	400→700	22	3/8"



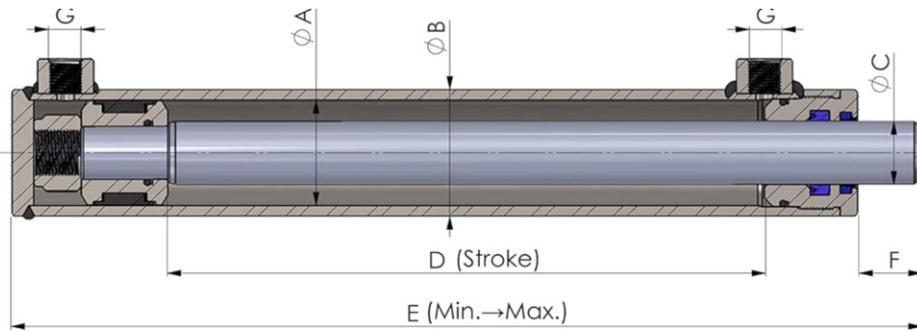
NO	SPH NO	Ø A mm	Ø B mm	Ø C mm	D mm	E mm	F mm	G
1	32/20-50	32	40	20	50	180→230	22	3/8"
2	32/20-100	32	40	20	100	230→330	22	3/8"
3	32/20-150	32	40	20	150	280→430	22	3/8"
4	32/20-200	32	40	20	200	330→530	22	3/8"
5	32/20-250	32	40	20	250	380→630	22	3/8"
6	32/20-300	32	40	20	300	430→730	22	3/8"
7	32/20-350	32	40	20	350	480→830	22	3/8"
8	32/20-400	32	40	20	400	530→930	22	3/8"
9	32/20-450	32	40	20	450	580→1030	22	3/8"
10	32/20-500	32	40	20	500	630→1130	22	3/8"



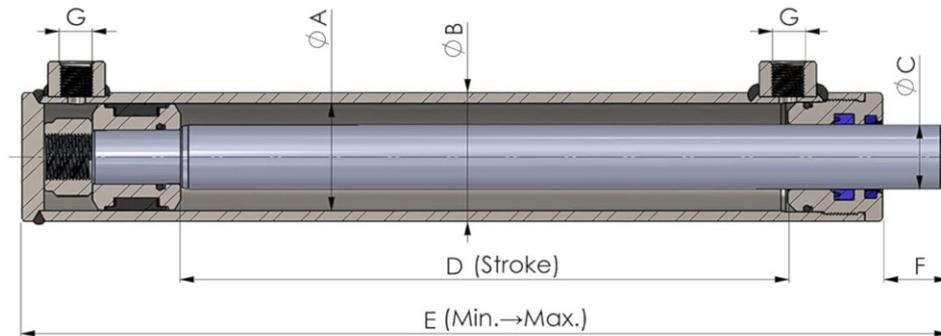
NO	SPH NO	Ø A mm	Ø B mm	Ø C mm	D mm	E mm	F mm	G
1	40/25-50	40	50	25	50	180→230	22	3/8"
2	40/25-100	40	50	25	100	230→330	22	3/8"
3	40/25-150	40	50	25	150	280→430	22	3/8"
4	40/25-200	40	50	25	200	330→530	22	3/8"
5	40/25-250	40	50	25	250	380→630	22	3/8"
6	40/25-300	40	50	25	300	430→730	22	3/8"
7	40/25-350	40	50	25	350	480→830	22	3/8"
8	40/25-400	40	50	25	400	530→930	22	3/8"
9	40/25-450	40	50	25	450	580→1030	22	3/8"
10	40/25-500	40	50	25	500	630→1130	22	3/8"
11	40/25-550	40	50	25	550	680→1230	22	3/8"
12	40/25-600	40	50	25	600	730→1330	22	3/8"
13	40/25-700	40	50	25	700	830→1530	22	3/8"
14	40/25-800	40	50	25	800	930→1730	22	3/8"
15	40/25-900	40	50	25	900	1030→1930	22	3/8"
16	40/25-1000	40	50	25	1000	1130→2130	22	3/8"



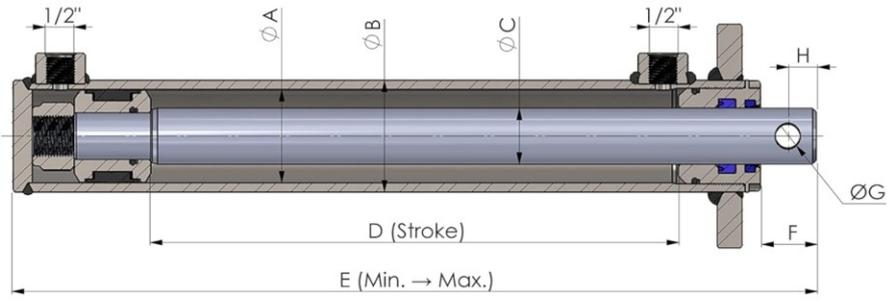
NO	SPH NO	Ø A mm	Ø B mm	Ø C mm	D mm	E mm	F mm	G
1	50/30-100	50	60	30	100	240→340	22	3/8"
2	50/30-150	50	60	30	150	290→440	22	3/8"
3	50/30-200	50	60	30	200	340→540	22	3/8"
4	50/30-250	50	60	30	250	390→640	22	3/8"
5	50/30-300	50	60	30	300	440→740	22	3/8"
6	50/30-350	50	60	30	350	490→840	22	3/8"
7	50/30-400	50	60	30	400	540→940	22	3/8"
8	50/30-450	50	60	30	450	590→1040	22	3/8"
9	50/30-500	50	60	30	500	640→1140	22	3/8"
10	50/30-550	50	60	30	550	690→1240	22	3/8"
11	50/30-600	50	60	30	600	740→1340	22	3/8"
12	50/30-700	50	60	30	700	840→1540	22	3/8"
13	50/30-800	50	60	30	800	940→1740	22	3/8"
14	50/30-900	50	60	30	900	1040→1940	22	3/8"
15	50/30-1000	50	60	30	1000	1140→2140	22	3/8"



NO	SPH NO	Ø A mm	Ø B mm	Ø C mm	D mm	E mm	F mm	G
1	60/30-100	60	70	30	100	260→360	23	3/8"
2	60/30-150	60	70	30	150	310→460	23	3/8"
3	60/30-200	60	70	30	200	360→560	23	3/8"
4	60/30-250	60	70	30	250	410→660	23	3/8"
5	60/30-300	60	70	30	300	460→760	23	3/8"
6	60/30-350	60	70	30	350	510→860	23	3/8"
7	60/30-400	60	70	30	400	560→960	23	3/8"
8	60/30-450	60	70	30	450	610→1060	23	3/8"
9	60/30-500	60	70	30	500	660→1160	23	3/8"
10	60/30-600	60	70	30	600	760→1360	23	3/8"
11	60/30-700	60	70	30	700	860→1560	23	3/8"
12	60/30-800	60	70	30	800	960→1760	23	3/8"
13	60/30-900	60	70	30	900	1060→1960	23	3/8"
14	60/30-1000	60	70	30	1000	1160→2160	23	3/8"



NO	SPH NO	Ø A mm	Ø B mm	Ø C mm	D mm	E mm	F mm	G
1	70/40-100	70	80	40	100	271→371	34	3/8"
2	70/40-150	70	80	40	150	321→471	34	3/8"
3	70/40-200	70	80	40	200	371→571	34	3/8"
4	70/40-250	70	80	40	250	421→671	34	3/8"
5	70/40-300	70	80	40	300	471→771	34	3/8"
6	70/40-350	70	80	40	350	521→871	34	3/8"
7	70/40-400	70	80	40	400	571→971	34	3/8"
8	70/40-450	70	80	40	450	621→1071	34	3/8"
9	70/40-500	70	80	40	500	671→1171	34	3/8"
10	70/40-550	70	80	40	550	721→1271	34	3/8"
11	70/40-600	70	80	40	600	771→1371	34	3/8"
12	70/40-700	70	80	40	700	871→1571	34	3/8"
13	70/40-800	70	80	40	800	971→1771	34	3/8"
14	70/40-900	70	80	40	900	1071→1971	34	3/8"
15	70/40-1000	70	80	40	1000	1171→2171	34	3/8"



NO	SPH NO	Ø A mm	Ø B mm	Ø C mm	D mm	E mm	F mm	H	Ø G
1	80/50-300	80	90	50	300	500→800	48	20	15
2	80/50-400	80	90	50	400	600→1000	48	20	15
3	80/50-500	80	90	50	500	700→1200	48	20	15
4	80/50-600	80	90	50	600	800→1400	48	20	15
5	80/50-800	80	90	50	800	1000→1800	48	20	15

EX. PRESSA OLEODINAMICA DA 200 TON CC (COLLO DI CIGNO)

Una pressa oleodinamica presenta 1 pistone principale di spinta a doppio effetto, realizzato in acciaio, tornito, cromato a spessore e rettificato per ottenere bassi attriti ed usure, e 2 cilindri laterali per l'avvicinamento e la risalita.

Dimensionare i cilindri oleodinamici della pressa in oggetto e l'impianto di pompaggio.

Specifiche tecniche

- **Forza di spinta :**
Ton 200.
- **Corsa massima :**
mm 600.
- **Luce tra i piani aperti :**
mm 800.
- **Dimensione del piano fisso :**
mm 1600 x 800.
- **Dimensione del piano mobile:**
mm 1300 x 700.
- **Velocità di avvicinamento :**
mm/sec 120.
- **Velocità di lavoro variabile :**
mm/sec 10- 20.
- **Velocità di apertura :**
mm/sec 120.
- **Dimensioni macchina :**
mm 1600x2000x3500 (h).
- **Peso :**
Kg 20000.
- **Potenza totale installata :**
Kw 22.



Supponiamo di suddividere la spinta utile sui tre cilindri che assumeremo uguali in dimensioni e corsa.

Ipotizziamo di impiegare olio in pressione a 200 bar e cilindri con stelo in acciaio.

La scelta dei cilindri avverrà sulla base del diametro dello stelo che verrà dimensionato a carico critico ipotizzando di vincolare con un incastro sul fondo i cilindri (lunghezza di libera inflessione dello stelo uguale alla corsa).

	A	B	C	D	E	F	G	
1	Pressa oleodinamica							
2	m (forza)	200 ton.						
3	p olio	200 BAR						
4	densità olio	920 kg/m ³						
5	viscosità cin. (20°C)	150 mm ² /s						
6	n° cilindri	3						
7	corsa	600 mm						
8	E acciaio	220000 N/mm ²						
9								
10	Forza tot.=	1962000 N		F=mg				
11	Fc cilindro=	654000 N						
12								
13	Diametro stelo per resistere al carico di punta					$F_{cr} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J}{l^2}$		
14	corsa	600 mm						
15	J=	108542,1 mm ⁴		J= 3,14 d ⁴ /64				
16	d=	38,6						
17	Assumiamo							
18	d stelo=	40 mm						
19								
20	Diametro del cilindro (in spinta) per garantire la Fc richiesta							
21	D=	0,20410441 m						
22	Assumiamo							
23	D=	210 mm						
24								
25	Quindi da catalogo costruttore scegliamo cilindro oleodinamico con							
26	p esercizio=200BAR , stelo da 40mm con corsa 600mm e diametro da almeno 210mm.							
27								
28	Portata di olio							
29	Si calcola in corrispondenza della massima velocità dei pistoni							
30	vmax pistone	0,12 m/s						
31	area spinta	0,0333625 m ²						
32	V= v *A	0,0040035 m ³ /s						
33		4,0035 l/s						
34								

35	Tubi impianto oleodinamico		
36	Tubi in acciaio		
37	scabrezza	0,0001 m	
38	Attenzione che a freddo la viscosità dell'olio è più alta		
39	viscosità max.	150 mm ² /s	
40			
41	lunghezza	1 m	
42	v aspiraz.	0,75 m/s	
43	A aspirazione	0,005338 m ²	
44	d aspirazione	0,08246211 m	82 mm
45	Re	412	LAMINARE
46	f attrito= 64/Re	0,155	
47	Yc attrito	0,054 m	Δp= 0,005 BAR
48			
49	lunghezza	3 m	
50	V mandata	5 m/s	
51	A mandata	0,0008007 m ²	
52	d mandata	0,03193744 m	32 mm
53	Re	1065	LAMINARE
54	f attrito= 64/Re	0,060	
55	Yc attrito	7,196 m	Δp= 0,65 BAR
56			
57	lunghezza	2 m	
58	V ritorno	2 m/s	
59	A ritorno	0,00200175 m ²	
60	d ritorno	0,05049752 m	50 mm
61	Re	673	LAMINARE
62	f attrito= 64/Re	0,095	
63	Yc attrito	0,768 m	Δp= 0,07 BAR
64			
65	Δp totale attrito =	0,724 BAR	
66	Per le perdite di pressione localizzate dovremmo conoscere tutti i componenti dell'impianto.		
67	Indicativamente fra filtri e valvole possano assumere almeno 2 BAR di perdite localizzate.		
68			
69	Potenza pompa ad ingranaggi		
70	densità olio	920 kg/m ³	$P = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{\eta} \text{ in W}$ <p>ρ densità in kg/m³ Q portata in m³/s</p>
71	H pompa	2216 m	
72	Pot. Ideale	80070 W	
73	rendimento tot.	0,85	
74	Pot. Reale	94200 W	
75		94,2 kW	
76	Costo orario		
77	C kW/h	0,3 €/kWh	
78	Energia	339120000 J	
79		94,2 kWh	
80	Costo elet.	28,26 €	

MOTORI ELETTRICI PER L'AUTOMAZIONE

Una prima distinzione in base alla frequenza della tensione di alimentazione separa i motori in corrente continua (CC) da quelli a corrente alternata (CA).

Tuttavia, una classificazione più specifica terrebbe conto anche della relazione tra la velocità di rotazione dell'asse del motore e la frequenza della tensione di alimentazione, nonché del numero di fasi dell'alimentazione, aggiungendo all'elenco diverse altre voci.

Prendiamo in considerazione le tre categorie principali: motori elettrici a corrente alternata e in corrente continua, e tra questi in cosa si differenziano i motori passo-passo.

MOTORI A CORRENTE ALTERNATA

I motori elettrici a corrente alternata (o alternatori) vengono alimentati e azionati dalla rete a corrente alternata.

Come per i motori a corrente continua, sono composti da una parte fissa detta statore e un'armatura metallica rotante, il rotore, e due avvolgimenti elettrici.

La linea a corrente alternata alimenta l'avvolgimento presente sullo statore con una tensione che può arrivare a diverse migliaia di volt.

Il funzionamento di questo tipo di motore si basa sulle correnti indotte per azione di un campo magnetico variabile: la corrente alternata nell'avvolgimento di statore genera un campo magnetico alternato che induce una corrente nel rotore.

La coppia di rotazione dovuta all'interazione tra il campo magnetico dello statore e le correnti indotte del rotore determina l'avviamento e quindi la rotazione del rotore.

I motori in corrente alternata sono utilizzati maggiormente nei macchinari industriali (motori elettrici per lavatrici industriali e per macchine da cucire industriali, ad esempio) e negli elettrodomestici.



MOTORI A CORRENTE CONTINUA

Nei motori elettrici a corrente continua (CC) il campo magnetico generato è costante, per cui affinché si generi una coppia di rotazione è necessario che il rotore sia costruito in modo da avere un determinato angolo rispetto alle linee di forza del campo magnetico costante.

Per questo tipo di motore elettrico la distinzione principale è tra motore a spazzole (o brushed) e motore senza spazzole (o brushless).

Sul rotore dei motori elettrici a spazzole sono alloggiati gli avvolgimenti, mentre lo statore è costituito da magneti permanenti che generano un campo magnetico costante.

Sullo stesso albero del rotore vengono montate delle lamelle in rame (spazzole) che sono a contatto, e quindi in collegamento elettrico, con gli avvolgimenti del rotore.

I campi di applicazione dei motori CC a spazzole o brushed spaziano dal settore automobilistico, ai dispositivi medicali, ai negozi di vendita automatica e ai sistemi di videosorveglianza.

Nei motori elettrici brushless il principio di funzionamento è lo stesso dei motori brushed, ma gli avvolgimenti alimentati si trovano sullo statore, mentre sul rotore sono fissati i magneti permanenti.

Questa tipologia non ha, quindi, componenti con contatti striscianti che generano attrito, per cui i motori brushless sono più robusti e affidabili, hanno una durata superiore e costi in genere inferiori.

I motori elettrici in corrente continua brushless vengono usati in tutte quelle applicazioni che necessitano di movimenti precisi e veloci. Per esempio in macchine automatiche, in robotica, in macchine per imballaggio e confezionamento e nelle macchine medicali.



MOTORI PASSO PASSO

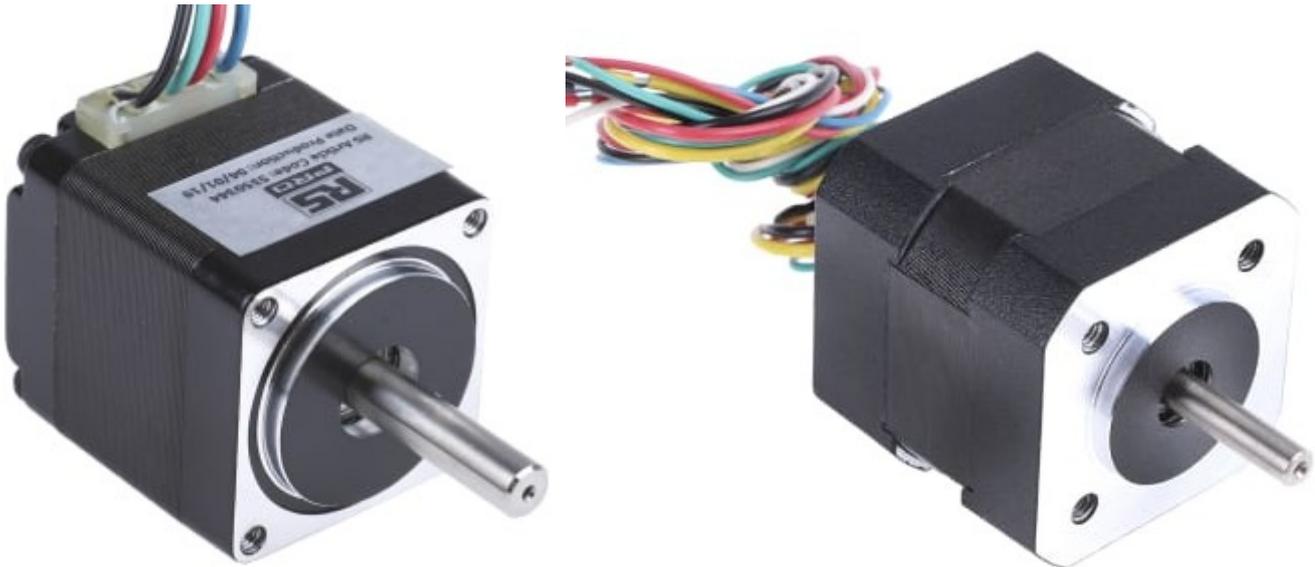
I motori passo-passo, fanno parte della famiglia dei motori CC senza spazzole o brushless, e sono motori in cui la rotazione dell'albero motore varia in funzione degli impulsi elettrici negli avvolgimenti; l'angolo di rotazione minimo del motore tra due impulsi elettrici è detto, appunto, passo.

In funzione dell'alimentazione elettrica, i motori passo-passo possono essere:

- Unipolari, quando la tensione di alimentazione negli avvolgimenti procede in un unico verso;
- Bipolari, quando la tensione di alimentazione negli avvolgimenti procede in entrambi i versi.

I motori passo-passo presentano varie risoluzioni, dal modello più semplice con un angolo di 90° /passo, fino ai motori a magneti permanenti che presentano una risoluzione di $0,72^\circ$ /passo, ovvero 500 passi per angolo giro.

I motori passo-passo rappresentano la soluzione ideale per applicazioni di robotica, telescopi e servomeccanismi, ovvero tutte le applicazioni in cui la precisione nello spostamento angolare e nella velocità di rotazione riveste un'importanza fondamentale.



LA PROTEZIONE MOTORI E ALTRI COMPONENTI

I dispositivi di protezione per i motori elettrici vengono utilizzati per evitare danni e per ridurre l'incidenza di guasti interni derivanti da vibrazioni o dall'eccesso di coppia e condizioni anormali.

Alcuni esempi di dispositivi di protezione motori sono:

- L'interruttore automatico, progettato per proteggere i circuiti elettrici dei motori dai danni causati da sovracorrente, da sovraccarico o da cortocircuito;
- I filtri EMI, che vengono utilizzati per sopprimere le interferenze elettromagnetiche su un segnale o linea di alimentazione dei motori elettrici.

La protezione dei motori elettrici consente una maggiore durata dei motori e una riduzione dei tempi di inattività.

MOTORE IN CORRENTE CONTINUA

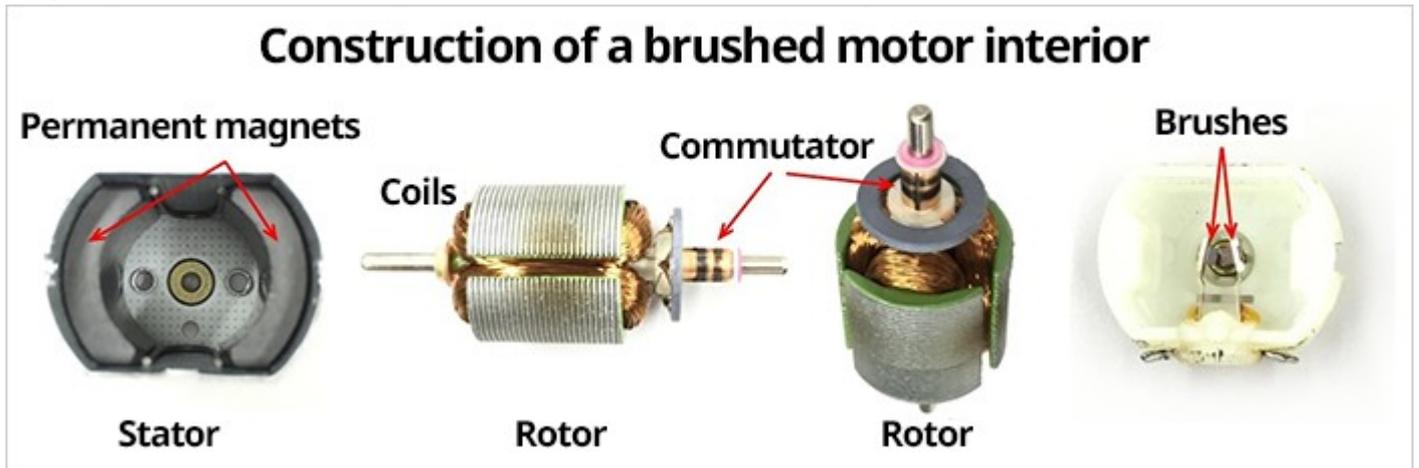
Un motore in corrente continua di potenza medio/piccola è costituito da una carcassa all'interno della quale è presente un campo magnetico generato, nei motori più piccoli, da magneti permanenti (e così si presumerà nel seguito); nei motori di dimensioni più grosse è invece presente un avvolgimento percorso da corrente.

Il rotore è costituito da una serie di spire solidali con l'albero rotante; il collegamento elettrico con l'alimentazione è costituito da due spazzole striscianti (brush) che costituiscono la parte più delicata del motore.

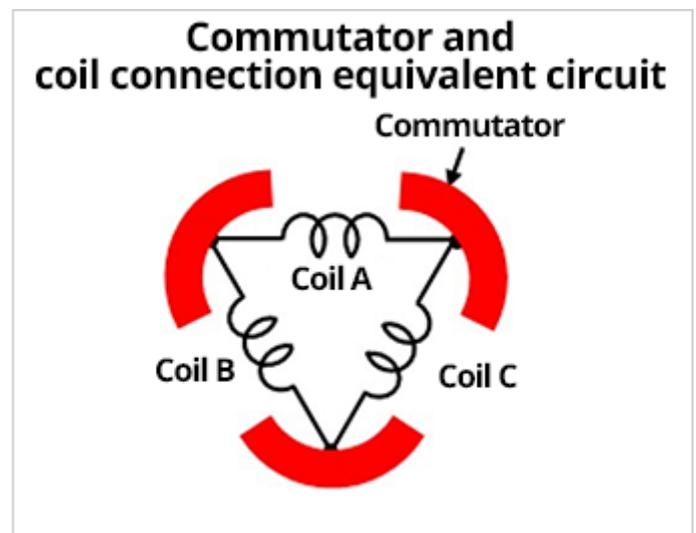
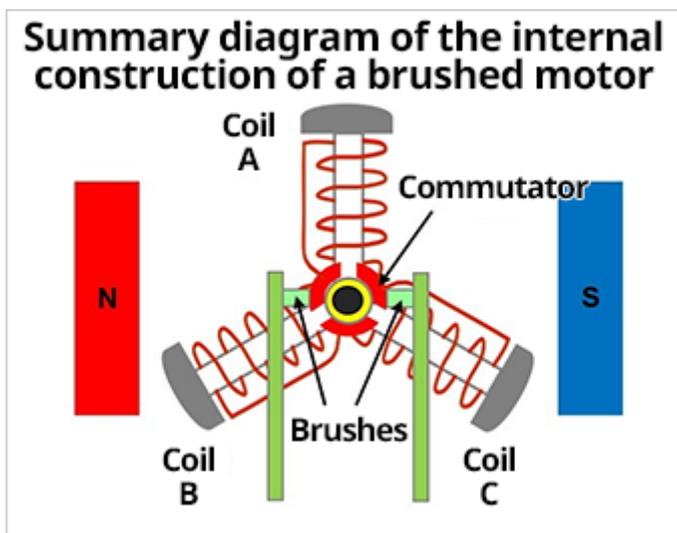
Si tratta di cilindri in carbone o contatti in metallo che strisciano sui alcuni contatti elettrici ricavati nell'albero (il collettore).

Di seguito sono mostrate le parti smontate di un motore generico a due poli (due magneti) e tre slot (tre bobine).

I magneti permanenti sono fissati in posizione e le bobine al centro dell'interno possono ruotare.



Di seguito sono riportati degli schemi riassuntivi che illustrano concettualmente la costruzione.



Ci sono tre commutatori (pezzi metallici curvi per la commutazione della corrente) attorno all'albero, che è il centro di rotazione. I commutatori sono disposti ogni 120° ($360^\circ/3$) in modo tale da non entrare in contatto reciproco.

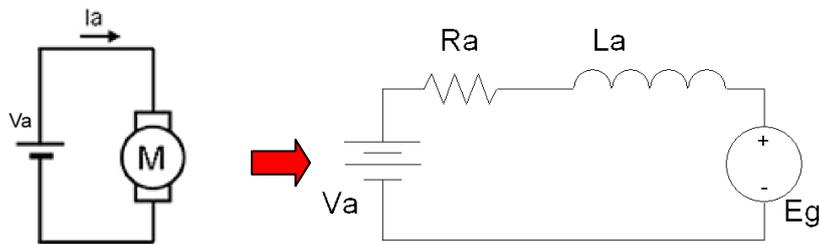
I commutatori ruotano insieme alla rotazione dell'albero.

Ogni commutatore è collegato a un'estremità di una bobina e a un'estremità di un'altra bobina, e i tre commutatori e le tre bobine formano una rete ad anello (vedere "Circuito equivalente di collegamento tra commutatore e bobina").

Due spazzole (vedere "Schema riassuntivo della costruzione interna di un motore a spazzole") sono fissate in posizione 0° e 180° in modo da entrare in contatto con i commutatori. Le spazzole sono collegate a un alimentatore CC esterno e la corrente scorre nel percorso spazzola \rightarrow commutatore \rightarrow bobina \rightarrow spazzola.

IL CIRCUITO EQUIVALENTE ELETTRICO DEL MOTORE DC

Il circuito equivalente di un motore DC è costituito da una resistenza di armatura R_a (pochi ohm), da un induttore L_a (milliHenry, ininfluente a regime ma importante alla partenza e per i problemi che causa) e da un generatore di tensione E_g (detta anche f.c.e.m. forza controelettromotrice), proporzionale alla velocità di rotazione.



Equazioni che regolano il sistema:

$$V_a = R_a \cdot I_a + L_a \frac{dI_a}{dt} + E_g$$

$$E_g = K_e \cdot \omega$$

$$C_m = K_t \cdot I_a$$

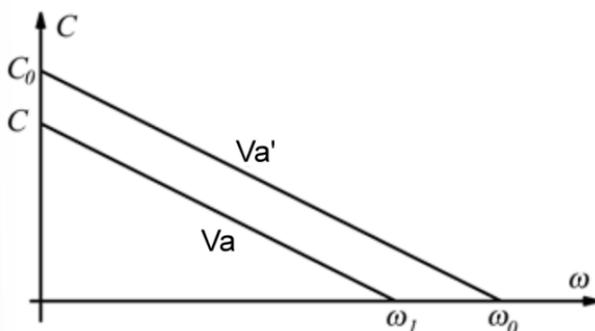
- V_a è la tensione di alimentazione (V)
- I_a è la corrente assorbita dal motore (A)
- R_a è la resistenza di armature (ohm)
- L_a è l'induttanza di armatura (a regime in continua equivale ad un cortocircuito) (H)
- K_e costante di flusso elettricadel motore (V s/ rad) ;
- K_t costante di coppia del motore (N m/ A)
- C_m la coppia motrice (N m)
- ω è la velocità di rotazione (rad/s)

$$K_e = K_t$$

Dall'esame qualitativo delle equazioni sopra riportate si possono, a regime, fare le seguenti osservazioni:

- Quando il motore è fermo ($\omega = 0$) la corrente è massima e pari a $I = V_a/R_a$. Di conseguenza anche la coppia è massima. Questa situazione si presenta quando il motore è bloccato meccanicamente ed alla partenza (la cosiddetta corrente di spunto I_s) e, se protratta nel tempo, rischia di surriscaldare il motore ed eventualmente l'elettronica di comando.
- Il motore ruota alla massima velocità quando la E_g è pari alla V_a ; di conseguenza la corrente e la coppia motrice sono nulle. In realtà questa situazione è solo teorica in quanto una piccola coppia resistente (e quindi una corrente) è sempre presente a causa degli attriti meccanici e dell'eventuale ventilazione. Gli attriti a vuoto sono per esempio sempre presenti e particolarmente rilevanti nel caso in cui il motore è collegato ad un riduttore meccanico di giri.
- La diminuzione della velocità all'aumentare della coppia resistente è lineare.
- La massima potenza meccanica si ha al 50% della velocità oppure, in modo equivalente, al 50% della coppia massima. La potenza meccanica è pari al prodotto di coppia e velocità.

L'andamento della coppia motrice al variare della velocità e della tensione di alimentazione V_a è descritto dal seguente grafico.



La E_g (Volt) viene prodotta dall'induzione elettromagnetica quando il motore ruota.

Allo SPUNTO vale $E_g=0$ mentre a vuoto (senza coppia resistente) $E_g=V_a$.

Allo SPUNTO il motore assorbe la corrente massima I_s che genera la coppia massima di spunto C_s .

A causa di questa coppia il motore accelera fino a raggiungere la velocità massima ω_0 e a VUOTO dove $V_a=E_g$.

In presenza di una coppia resistente C_r il motore rallenta e si stabilizza alla velocità ($\omega < \omega_0$) che genera una coppia motrice C_m uguale ed opposta a quella resistente ($C_m=C_r$) assorbendo una corrente I_a .

FORMULARIO MOTORI CC

GRANDEZZA	Simbolo	SPUNTO (AVVIO)	A VUOTO (Cr=0)	SOTTO CARICO (Cm=Cr)
Velocità angolare	ω (rad/s)	$\omega = 0$	$\omega_0 = Va/Ke$	$\omega < \omega_0 = E/Ke = \omega_0 - H*Cr$
Numero di giri	n° (rpm)	$n^\circ = 0$	$n_0^\circ = \omega_0 * 60 / (2 * \pi)$	$n^\circ = \omega * 60 / (2 * \pi)$
Forza c.e.m.	E_g (V)	$E_g = 0$	$E_g = Ke * \omega_0 = Va$	$E_g = Ke * \omega = Va - Ra * I_a = Va - Cm/Kt$
Corrente assorbita	I (A)	$I_s = Va/Ra$	$I_a = 0$	$I_a = Cr/Kt = (Va - Ke * \omega) / Ra$
Coppia motrice	C_m (Nm)	$C_s = Kt * I_s = Kt * (Va/Ra)$	$C_m = 0$	$C_m = Kt * I_a = Kt * (Va - Ke * \omega) / Ra$
P persa eff. Joule	P_{pj} (W)	$P_{pj} = Ra * I_s^2$	$P_{pj} = 0$	$P_{pj} = Ra * I_a^2$
P meccanica utile	P_m (W)	$P_{mu} = 0$	$P_{mu} = 0$	$P_{mu} = \omega * Cr = \omega * C_m$
P elettrica assorbita	P_a (W)	$P_a = Va * I_s$	$P_a = 0$	$P_a = Va * I_a$
Rendimento	η			$\eta = P_{mu} / P_a$

$Cr =$ coppia resistente (Nm) ; $H = Ra/Kt^2$ (è chiamata "costante motore") ; Vale la relazione $Ke = Kt$

ESERCIZI MOTORI C.C.

1) Un motore CC ha una $Ra=0,8$ ohm e viene alimentato a $Va=110V$.

Sotto carico ruota alla velocità $n=1200$ rpm ed assorbe una corrente $I_a=25$. Calcolare E_g e C_m .

2) Un motore CC presenta una $Ra=0,43$ ohm, una $\omega_0=125,6$ rad/s e un $Ke=0,876$.

Calcolare Va , H e la coppia Cr da applicare per ottenere $n^\circ = 1000$ rpm

3) A un motore CC con $Ra=3$ ohm e un numero di giri a vuoto $n_0=1000$ rpm e un $Ke=0,846$ viene applicata una coppia resistente $Cr=5$ Nm. Calcolare il numero di giri sotto carico.

4) A un motore CC presenta una $Ra=0,92$ ohm, una $Va=50$ V, un $Ke=0,55$.

Calcolare la velocità a vuoto ω_0 , H , C_m e I_s .

Che tensione di alimentazione dobbiamo fornire in presenza di una $Cr=2$ Nm per mantenere la velocità $\omega = \omega_0$?

5)

Ricava la resistenza di armatura per un motore a corrente continua che alimentato a 100V, presenta una coppia di spunto pari a 500Nm ed una velocità a vuoto di 500rpm.

6)

A un motore in corrente continua alimentato a 80V e ha una resistenza di armatura di $R=0,38\Omega$ e costante $K_E=1,9V/s/r$. Calcola la velocità in rpm quando è sottoposto ad un carico di 200Nm.

7)

Un motore in corrente continua con $K_T=0,786Nm/A$ corrente massima di armatura

$I_{max}=36A$ resistenza di armatura $R=3,1\Omega$ e velocità massima $n_{max}=2000$ giri/min.

Calcola il massimo valore del carico, la potenza motrice massima e la massima velocità di rotazione quando la tensione di armatura è al suo valore massimo.

EX 1

Ra	0,8 ohm
Va	110 V
n°	1200 rpm
Ia	25 A

Trovare la coppia motrice

Calcoli

ω	125,6 rad/s
$E_g = V_a - R_a \cdot I_a$	90 V
$K_e = E_g / \omega$	0,717
$K_t = K_e$	
$C_m = K_t \cdot I_a$	17,91 Nm

EX 2

$K_e = K_t$	0,876 V s/rad
Ra	0,43 ohm
ω_0	125,6 rpm

Si vuole applicare una C_r per ottenere

n°	1000 rpm
----	----------

Trovare la coppia

Calcoli

n°	1200 rpm
$V_a = \omega_0 \cdot K_e$	110,03 V
$H = R_a / K_t^2$	0,56 rad/ N m s
ω	104,67 rad/s
Poiché $\omega = \omega_0 - H \cdot C_m$	
$C_m = C_r$	37,36 Nm

EX 3

$K_e = K_t$	0,846 V s/rad
Ra	3 ohm
n°	1000 rpm
Viene applicata una coppia resistente	
C_r	5 Nm

Trovare il numero di giri

Calcoli

La costante H del motore vale	
$H = R_a / K_t^2$	4,19 rad/ N m s
ω_0	104,67 rad/s
La velocità sotto varico varrà	
$C_m = C_r$	5 Nm
$\omega = \omega_0 - H \cdot C_m$	83,71 rad/s
n°	800 rpm

EX 4

$K_e = K_t$	0,55 V s/rad
Ra	0,92 ohm
Va	50 V

Calcolare la tensione di alimentazione necessaria per mantenere $\omega = \omega_0$ sotto carico con

C_r resistente	2 Nm
------------------	------

Calcoli

La velocità del motore a vuoto vale	
$\omega_0 = V_a / K_e$	90,91 rad/s
Costante del motore	
$H = R_a / K_t^2$	3,04 rad/ N m s
La corrente di spunto vale	
$I_s = V_a / R_a$	54,35 A
La coppia di spunto vale	
$C_s = K_t \cdot I_s$	30 Nm
A regime vogliamo avere	
$\omega = \omega_0$	90,90909 rad/s
Poiché $\omega = \omega_0 - H \cdot C_m$	
$\omega_0 = \omega + H \cdot C_m$	96,99174 rad/s
Quindi la tensione di alimentazione aumenterà a	
$V = \omega_0 \cdot K_e$	53,35 V

REGOLARE LA VELOCITÀ IN "ANELLO APERTO"

L'obiettivo è ottenere una velocità sostanzialmente omogenea senza effettuare una misura diretta della stessa. Infatti misurare la velocità di rotazione è un'operazione relativamente complessa e costosa, giustificata solo se sono richieste prestazioni elevate.

Osservando le equazioni del motore, se la coppia resistente è costante anche la corrente assorbita lo è costante.

In questo caso è sufficiente utilizzare un generatore di tensione costante per stabilizzare la velocità.

Per regolare in modo lineare la velocità è ovviamente sufficiente cambiare la tensione di alimentazione.

Questa situazione è sostanzialmente vera anche quando la coppia resistente è variabile ma trascurabile rispetto alla coppia di spunto.

Se il carico è variabile per mantenere costante la velocità è necessario aumentare la tensione all'aumentare della corrente erogata, cioè occorre realizzare un regolatore di tensione con resistenza di uscita negativa. Si verifica infatti facilmente che se questa resistenza di uscita è uguale in modulo ma di segno opposto alla R_a equivalente del motore, la tensione applicata al generatore equivalente E_g è costante; essendo K_e una costante ne segue che anche w è costante indipendentemente dalla coppia resistente.

Il problema potrebbe essere quello di avere un generatore reale di tensione con resistenza di uscita negativa: una cosa che, come ci hanno insegnato a scuola, non può esistere... o no? Un circuito che si comporta in questo modo è realizzabile attraverso circuiti retroazionati, che misurano più o meno direttamente la corrente in uscita e provvedono a "compensare" le cadute di tensione sulla R_a . Un esempio concreto è citato tra i circuiti applicativi dell'intergrato L200 (un regolatore di tensione prodotto da STM) ma circuiti analoghi si trovano sfogliando i data book di molti amplificatori operazionali di potenza o regolatori di tensione.

Purtroppo si tratta di un metodo poco preciso essenzialmente dovuto al fatto che le due "K" presenti nelle formule non sono in realtà "costanti".

REGOLARE LA VELOCITÀ IN "ANELLO CHIUSO"

Per la regolazione in anello chiuso è necessario misurare la velocità effettiva per esempio attraverso una dinamo tachimetrica o un encoder incrementale. La velocità deve poi essere confrontata con la velocità voluta ed il risultato utilizzato per determinare la tensione di alimentazione del motore.

Questo metodo, peraltro necessario se viene richiesta una certa precisione, si scontra con la possibilità di creare un sistema instabile se non si fanno i dovuti calcoli utilizzando la teoria dei controlli automatici di cui questa applicazione costituisce uno degli esempi classici riportati sui testi universitari o dell'ITIS.

Da notare che spesso si preferisce realizzare un doppio anello di controllo: uno interno per regolare la corrente e quindi la coppia motrice ed uno esterno regola la velocità agendo sulla coppia.



LA DINAMO TACHIMETRICA

La dinamo tachimetrica è un dispositivo a basso costo che si collega meccanicamente all'albero del motore e che fornisce in uscita una tensione continua proporzionale alla velocità di rotazione della dinamo stessa. A volte la dinamo tachimetrica è realizzata in modo da essere collegata direttamente al motore, in modo da diventare un unico blocco con esso.

Il principio di funzionamento e lo schema costruttivo sono gli stessi del motore DC, valgono in effetti le stesse formule del motore DC, in particolare quella che lega la E_g con la velocità di rotazione. In teoria potrebbe essere utilizzato al posto della dinamo un normale motore DC, anche se in genere le dinamo sono maggiormente curate sia nella realizzazione che nei materiali al fine di garantire la maggiore linearità possibile. Ovviamente non deve essere collegato alcuna alimentazione (è infatti essa stessa un generatore, come chiaramente indica il nome) e, se possibile, occorre limitare l'assorbimento di corrente a pochi mA.

La precisione della dinamo è dell'ordine del punto percentuale. Il difetto principale è la presenza delle spazzole che creano disturbi piuttosto intensi, in particolare in corrispondenza del passaggio delle zone di isolamento del collettore, e riducono in modo significativo l'affidabilità. Infine questo sensore ha una scarsa risoluzione alle basse velocità.

In genere è utilizzata nei controlli di velocità realizzati in modo analogico.

Una soluzione alternativa prevede l'utilizzo del generatore equivalente E_g presente all'interno di tutti i motori DC: in effetti non esistono differenze di principio tra un motore ed una dinamo... L'unica difficoltà è dovuta al fatto che per misurare la E_g devo spegnere il motore, cosa realizzabile senza eccessive difficoltà se è utilizzata una tecnica pwm. La precisione è però in questo caso minore.

L'ENCODER INCREMENTALE

L'encoder incrementale è un dispositivo digitale che, collegato direttamente all'albero del motore, permette di misurarne con estrema precisione la velocità. In genere il costo proibitivo dei modelli industriali ne limita l'utilizzo ad ambiti professionali. Una soluzione a bassissimo costo la trovate dentro il mouse: in effetti ne contiene due...

Nella sua versione più semplice un encoder ha una sola uscita che, per ciascun giro dell'albero emette un impulso digitale. In genere questi impulsi sono però molto più numerosi, anche 1024 o 2048 per giro nei dispositivi industriali.

I dispositivi commerciali dispongono in genere di due uscite, sfasate di 90° una dall'altra: ciò permette, oltre che di rilevare la velocità, anche di sapere il verso di rotazione osservando quale segnale è in anticipo sull'altro. Inoltre spesso esiste una terza uscita che emette un impulso quando l'albero è in posizione zero.

Esistono anche encoder assoluti, la cui uscita indica la posizione dell'albero ma in genere si tratta di dispositivi estremamente costosi e introvabili, soprattutto per le risoluzioni più elevate.

In genere si tratta di un dispositivo con uscita "open collector" (serve quindi una resistenza di pull-up) e richiedono un'alimentazione di 5V oppure 12V.

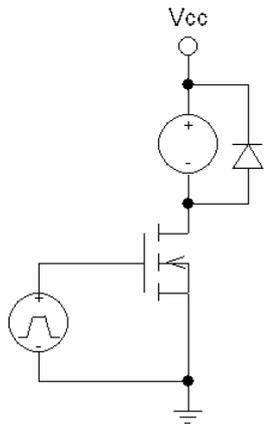
Anche per gli encoder esiste una tecnica alternativa, basata sull'osservazione che tutti i motori DC dispongono di un "encoder" meccanico interno: le spazzole che, nella normale rotazione, creano interruzioni al passaggio di corrente ogni volta che passano da un settore del collettore a quello successivo. L'operazione è tutt'altro che semplice ma esistono appositi circuiti integrati capaci di riconoscere questi segnali.

Perché un condensatore ai capi del motore?

Un condensatore non polarizzato da qualche frazione di microfarad messo ai capi del motore aiuta a ridurre le emissioni EMI prodotte dalle spazzole e trasferite ai cavi di alimentazione. Visivamente questo deriva da un scintillio continuo particolarmente intenso soprattutto quando il motore è nuovo oppure particolarmente usurato. Dal punto di vista elettromagnetico si traduce nel malfunzionamento anche grave dei circuiti elettronici posti nei pressi del motore: se il microcontrollore che pilota il motore ogni tanto si resetta, fate un pensierino su questo argomento.

IL PILOTAGGIO ON/OFF

Il pilotaggio on/off è realizzato attraverso un transistor che lavora in commutazione cioè o in conduzione o come circuito aperto, come un interruttore.



In questa configurazione la potenza dissipata sul transistor (uguale al prodotto di corrente per tensione ai suoi capi) è sempre minima e tutta l'energia prelevata dall'alimentazione è effettivamente usata dal motore. Infatti:

- quando il transistor conduce la tensione ai suoi capi è prossima a 0 volt mentre quella ai capi del motore è praticamente pari alla V_{cc} . Il motore quindi ruota alla massima velocità
- quando il transistor è aperto la corrente nel MOS è evidentemente nulla e quindi nulla la potenza dissipata dal MOS (e anche fornita al motore);

Il limite di questa tecnica di pilotaggio è evidente: il motore è fermo oppure ruota alla massima velocità

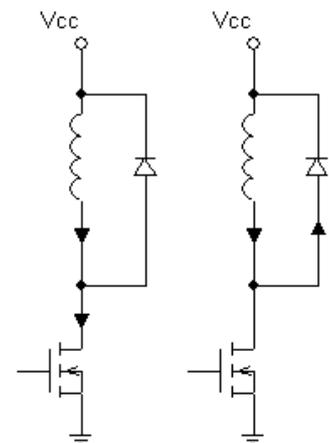
PERCHÉ SI USANO SEMPRE TANTI DIODI ?

L'avvolgimento del motore è sostanzialmente un induttore, cioè un oggetto che tende a mantenere costante la corrente che in esso scorre. Quando il transistor rappresentato nello schema precedente si chiude, la corrente raggiunge il valore a regime in un certo tempo, secondo una curva esponenziale dipendente dal rapporto di L_a ed R_a del circuito equivalente. Questo fatto non causa, in prima approssimazione, particolari problemi.

Quando un transistor si apre, la corrente istantaneamente dovrebbe andare a zero; l'induttore tende però ad impedire questa repentina diminuzione e per fare questo tende a far salire la tensione sul collettore del transistor (immaginate il transistor che, improvvisamente, sia diventato una resistenza molto elevata in cui l'induttore tenta di far passare una corrente: per la legge di ohm, la tensione deve salire). La tensione arriva facilmente a centinaia di volt, danneggiando il transistor stesso. Tale tensione è spesso chiamata "di fly-back".

Per evitare questo fenomeno distruttivo viene inserito in parallelo alla bobina del motore un diodo che fornisce alla corrente una via alternativa a quella del transistor nel momento in cui questo si apre.

Il catodo va connesso alla tensione di alimentazione: in pratica la corrente va "in salita". Nello schema è rappresentata a sinistra la situazione in cui il transistor è in conduzione (la corrente attraversa l'avvolgimento del motore, rappresentato dal solo induttore, ed il transistor; nel diodo non passa corrente in quanto polarizzato inversamente). A destra invece l'andamento della corrente subito dopo l'apertura del transistor: la stessa corrente che prima attraversava il transistor ora passa nel diodo.



Ovviamente quest'ultima situazione si esaurisce abbastanza rapidamente, mancando generatori in grado di mantenere nel tempo il passaggio di corrente. Questo tempo è legato al rapporto tra l'induttanza e la resistenza equivalente del motore e, in situazioni tipiche, è dell'ordine delle decine di millisecondi.

I diodi da utilizzare in queste applicazioni devono avere due caratteristiche fondamentali:

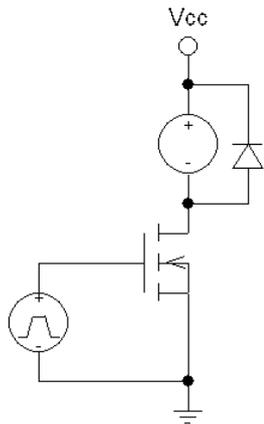
- Essere veloci, cioè essere capaci di passare in poco tempo dalla condizione di non passaggio di corrente a quella di conduzione e viceversa. In genere sono richiesti tempi di intervento dell'ordine delle decine di nanosecondi.
- Essere capaci di gestire correnti elevate in quanto al momento dello spegnimento tutta la corrente del motore, in genere ampere, passa nei diodi.

Non è sempre facile recuperare diodi adatti ma, nel caso, meglio un 1N4001 o un 1N4148 che nulla.

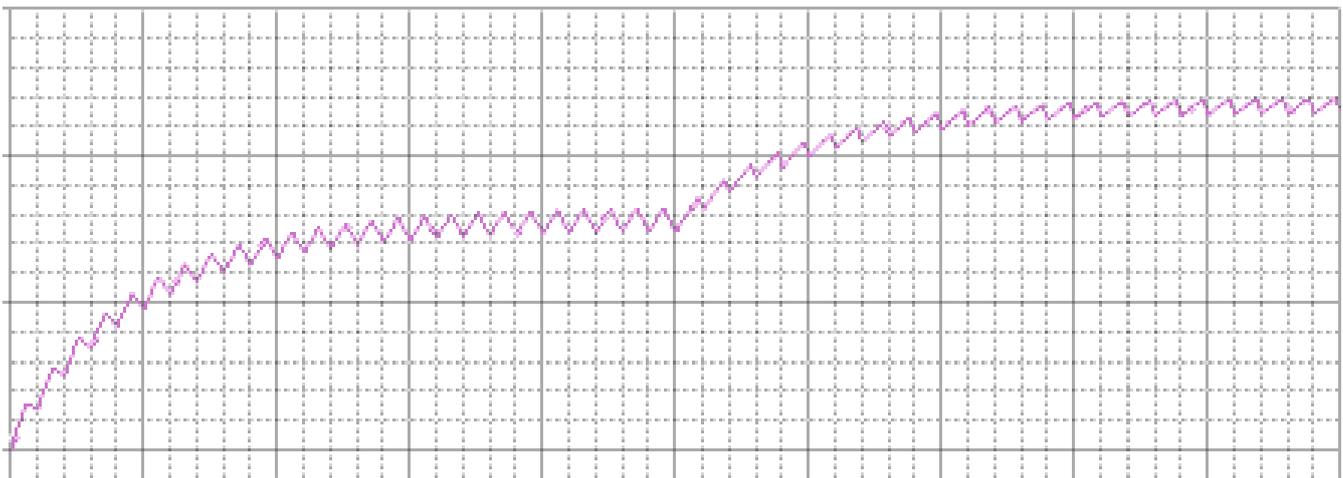
IL PILOTAGGIO PWM

Questa tecnica permette di modificare la velocità pur assicurando un rendimento energetico elevato.

Il circuito è lo stesso utilizzato nel funzionamento on/off .



L'idea è però quella di pilotare la base del transistor con un'onda quadra: se la commutazione è piuttosto frequente (qualche KHz) a causa della presenza di un induttore la corrente media è sostanzialmente costante e proporzionale al duty cycle del segnale sulla base del MOS.



Il grafico mostra l'andamento della corrente nel motore applicando, nella prima metà, un'onda quadra (quindi un duty cycle del 50%) e, nella seconda metà, un segnale rettangolare con duty cycle del 75%.

Il grafico è idealizzato e nell'ipotesi di motore fermo (si noti la corrente iniziale nulla). Si noti anche il caratteristico andamento "seghettato" ma sostanzialmente costante

Una osservazione è relativa al fatto che non tutti i motori sono adatti al pilotaggio PWM, soprattutto alle frequenze più elevate: infatti la perdita nei circuiti magnetici è proporzionale alla frequenza e potrebbe divenire inaccettabile, soprattutto se la frequenza di pilotaggio supera la decina di KHz.

Anche il transistor, se inadatto all'applicazione o mal pilotato, può presentare surriscaldamenti a frequenza superiori alla decina di KHz

NOTA: un effetto del pilotaggio pwm (se la frequenza di pilotaggio è inferiore a 20KHz) è il caratteristico fischio prodotto.

MOTORI DC 775

Il motore 775 è un motore elettrico da 12V-24V con doppio cuscinetto a sfere con un numero di giri fra 2000-21000Rpm. E' caratterizzato da elevata coppia, basso rumore ed elevate affidabilità. Ideale per l'impiego in applicazioni di automazione industriali in bassa tensione.



Model: RS775
Motor type: DC brushed pure copper motor
Voltage: 12V~24V
No-load speed: **8000rpm**
Rated power: **80W**
Bearing type: round shaft
Number of bearings: double bearings

1



Model: RS775
Motor type: DC brushed pure copper motor
Voltage: 12V~24V
No-load speed: **12000rpm**
Rated power: **150W**
Bearing type: round shaft
Number of bearings: double bearings

2



Model: RS775
Motor type: DC brushed pure copper motor
Voltage: 12V~24V
No-load speed: **12000rpm**
Rated power: **288W**
Bearing type: round shaft
Number of bearings: double bearings

3



Model: RS775
Motor type: DC brushed pure copper motor
Voltage: 12V~24V
No-load speed: **21000rpm**
Rated power: **1500W**
Bearing type: round shaft
Number of bearings: double bearings

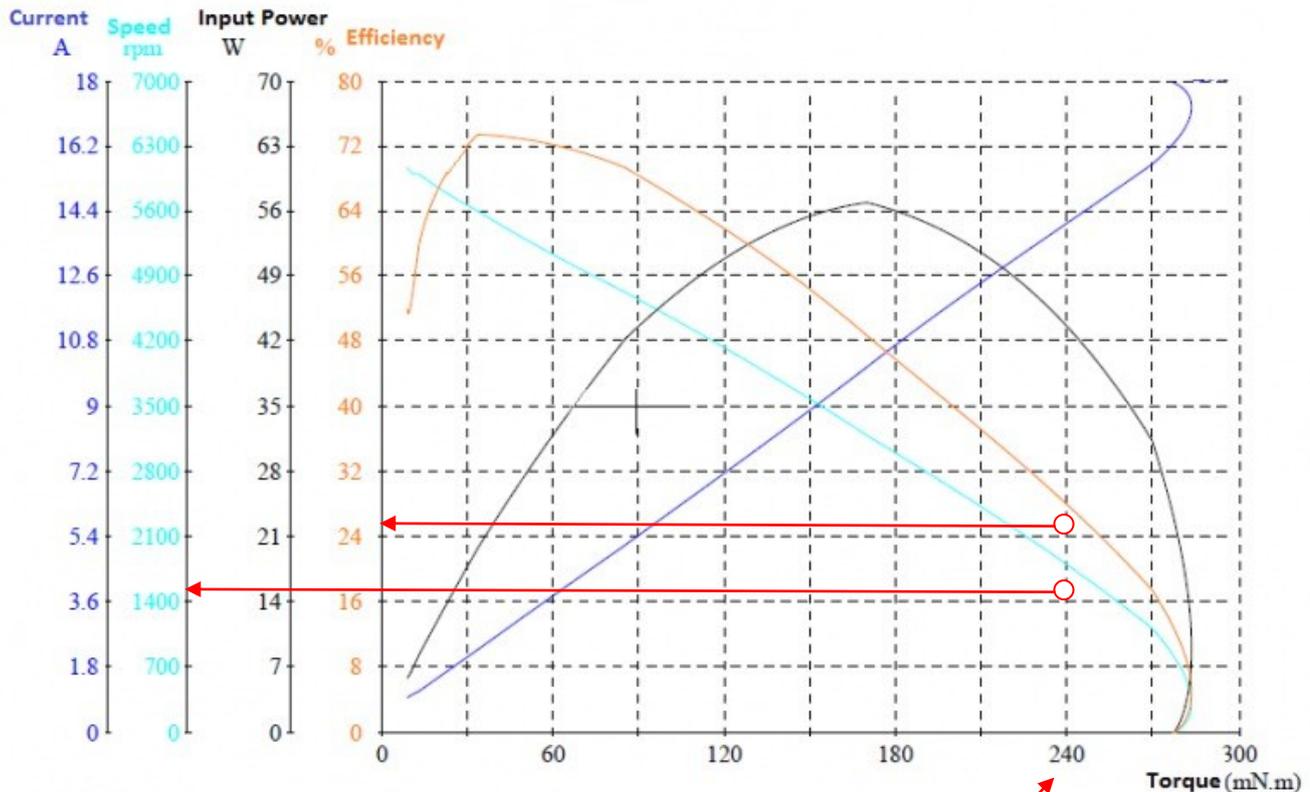
4

CURVE / TABELLA DEL MOTORE RS775 (12V 6000RPM)

Questo motore presenta un rendimento massimo del 74% circa alla velocità di 5600 rpm con una coppia di circa 3.4N/cm.

Quindi nelle condizioni ottimali di utilizzo circa il 26% dell'energia assorbita è dissipata in calore!

Se è richiesta una coppia maggiore ad una velocità inferiore è necessario introdurre un **riduttore di giri** (rendimento meccanico del 90%) che riduce ulteriormente il rendimento del sistema.



Serial Number	Voltage V	Current A	Input Power W	Torque mN.m	Speed RPM	Output Power W	Eff. %	Time S
1	12.02	0.923	11.09	9.1	6061	5.756	51.9	0.000
2	12.00	0.989	11.87	9.4	6024	5.929	50.0	4.010
3	11.99	1.055	12.64	10.8	5996	6.767	53.5	7.020
4	12.05	1.144	13.79	13.1	5998	8.252	59.9	10.03
5	11.96	1.340	16.02	17.2	5895	10.59	66.1	13.04
6	11.94	1.731	20.67	24.0	5764	14.46	70.0	16.05
7	11.92	2.254	26.86	33.6	5600	19.72	73.4	19.06
8	11.89	3.007	35.76	46.7	5352	26.16	73.2	22.07
9	11.85	3.954	46.86	63.8	5068	33.85	72.3	25.09
10	11.80	5.157	60.86	85.3	4724	42.18	69.3	28.10
11	11.74	6.590	77.37	110.0	4306	49.61	64.1	31.11
12	11.68	8.202	95.77	139.1	3819	55.63	58.1	34.12
13	11.60	10.08	116.9	170.2	3196	56.96	48.7	37.13
14	11.52	12.15	140.0	203.5	2556	54.45	38.9	40.14
15	11.45	13.88	158.9	237.7	1904	47.39	29.8	43.15
16	11.36	15.69	178.2	269.5	1108	31.26	17.5	46.16
17	11.26	17.41	196.0	295.7	206	6.377	3.3	49.17
18	11.23	17.93	201.3	277.6	0	0	0	52.18

RIDUTTORE DI GIRI

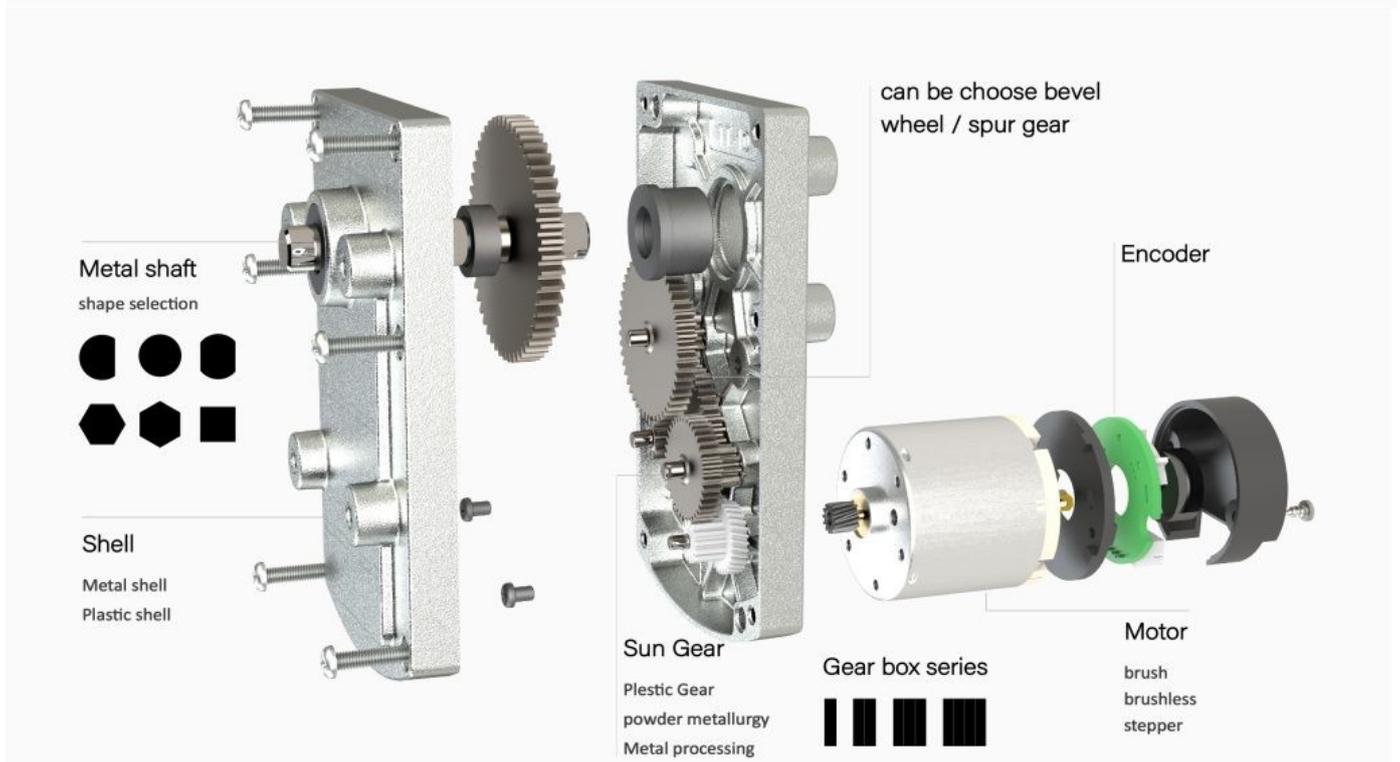
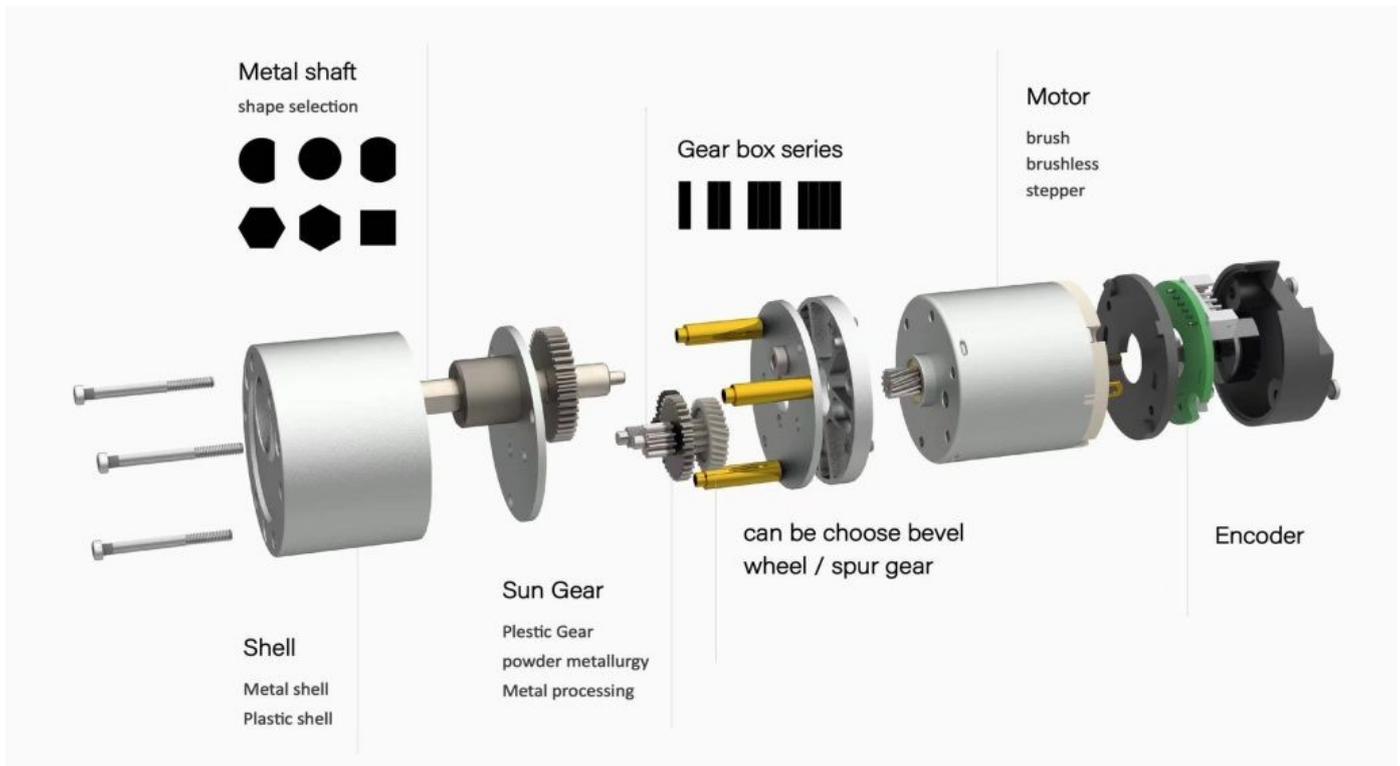
Un riduttore è una struttura meccanica integrale basata sul sistema di trasmissione ad ingranaggi.

La scelta del tipo di riduttore dipende interamente dalle esigenze specifiche dell'applicazione.

I motoriduttori sono disponibili in una varietà di tipi, ognuno con i propri vantaggi unici, struttura di riduzione e applicazioni.

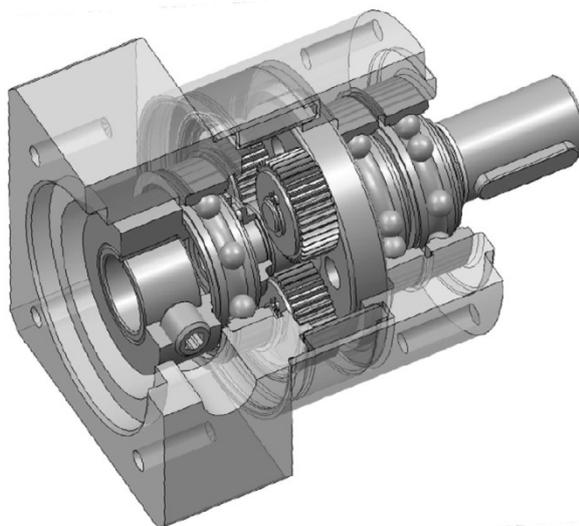
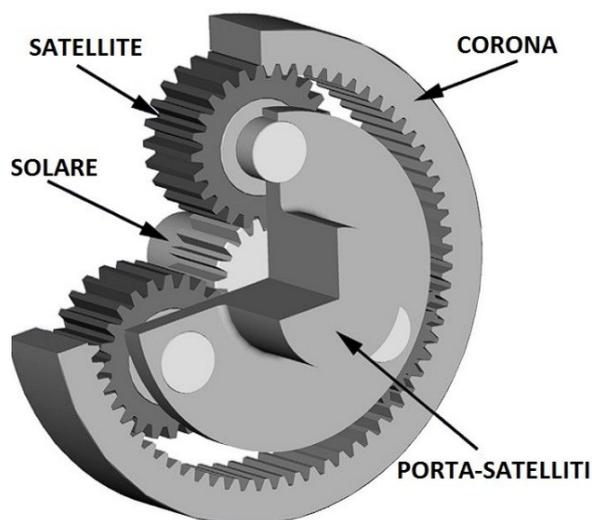
Questi includono, ma non sono limitati a:

- Motoriduttore cilindrico
- Motoriduttore epicicloidale
- Motoriduttore a vite senza fine



RIDUTTORE EPICICLOIDALE

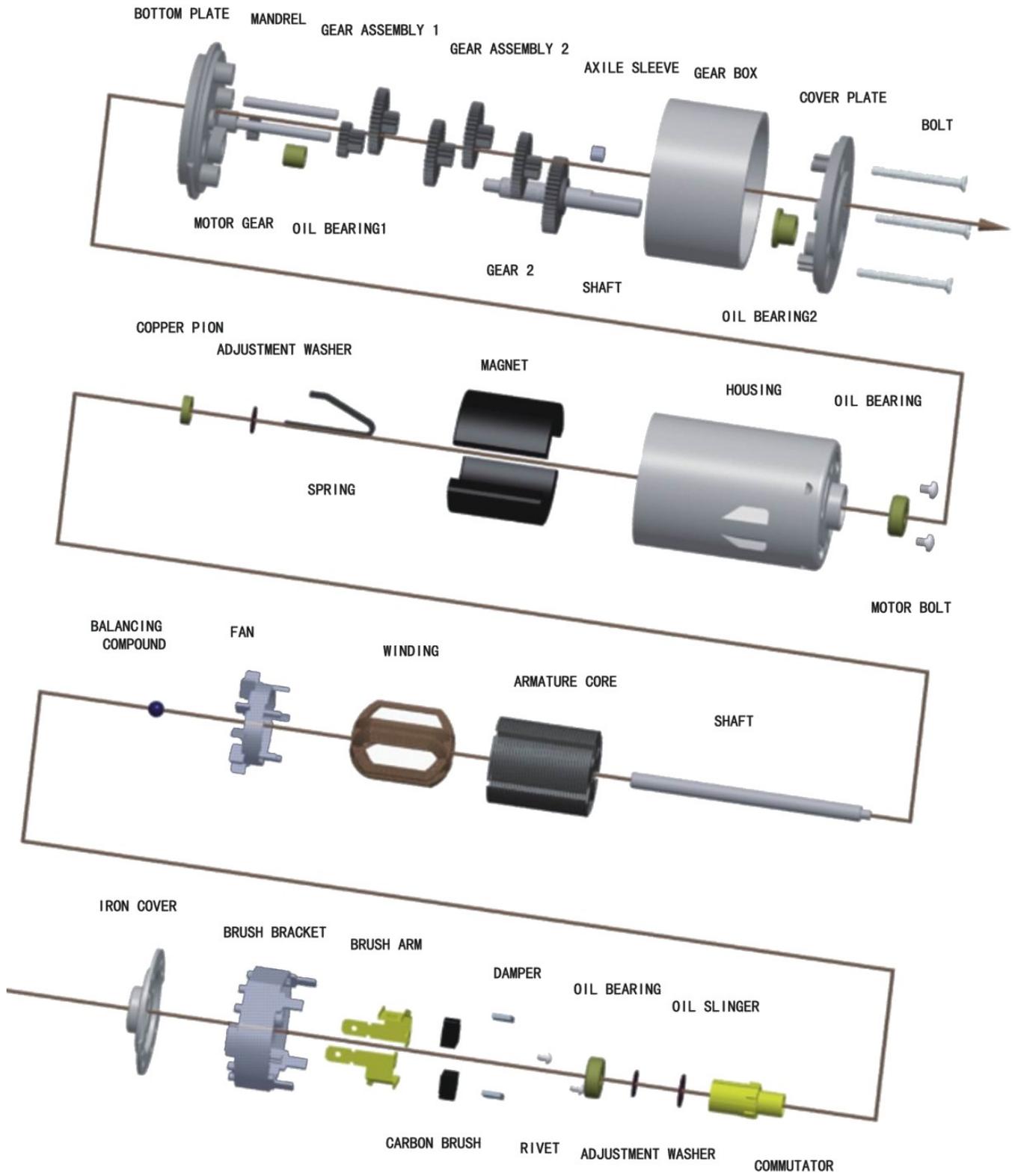
E' la tipologia di riduttore maggiormente commercializzato in quanto offre il miglior compromesso tecnico / economico nella maggior parte delle applicazioni. Il rendimento può arrivare al 97% con un gioco inferiore a 1/10 di grado.



DENTATURA DRITTA	
Vantaggi	Svantaggi
<ul style="list-style-type: none"> + Nessuna forza di ribaltamento sui cuscinetti dei planetari + Possibilità di montare cuscinetti più piccoli + Gli allungamenti dell'albero motore dovuti alla temperatura possono essere compensati facilmente + Soluzione più economica 	<ul style="list-style-type: none"> - Minor capacità di trasmissione della coppia - Minor rigidezza - Maggior rumorosità - Minor uniformità di rotazione
DENTATURA INCLINATA	
Vantaggi	Svantaggi
<ul style="list-style-type: none"> + Minor rumorosità (da 6 ad 8 dB[A]) + Maggior numero di denti in contatto + Maggior capacità di trasmissione della coppia + Maggior rigidezza + Miglior uniformità di rotazione 	<ul style="list-style-type: none"> - Planetari sottoposti a forze di ribaltamento - Necessità di cuscinetti maggiorati nei planetari - Gli allungamenti dell'albero motore devono essere compensati dal calettatore - Maggiori frizioni

Diverse soluzioni esistono anche per quanto riguarda la scelta dei cuscinetti per i planetari; soluzioni che si differenziano per prestazioni e tempi necessari all'assemblaggio.

CUSCINETTI A RULLI IN GABBIA	CUSCINETTI A RULLI PIENI
<ul style="list-style-type: none"> + Facilità di montaggio + Risparmio di tempo e di costi - Minor capacità di carico - Difficoltà di lubrificazione - Facilmente danneggiabile con coppia di ribaltamento 	<ul style="list-style-type: none"> + Elevata resistenza a carichi di ribaltamento + Elevata capacità di sopportare carichi - Difficoltà di montaggio - Costi elevati



Perno perno



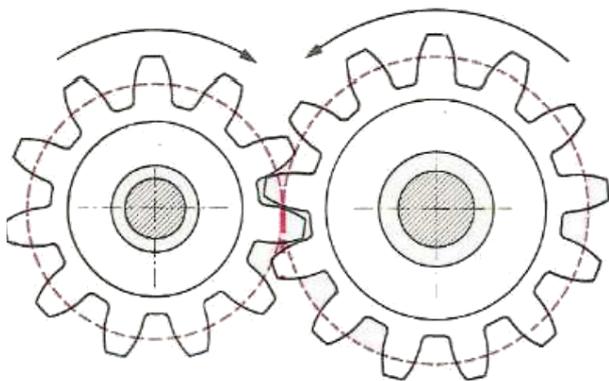
albero tondo



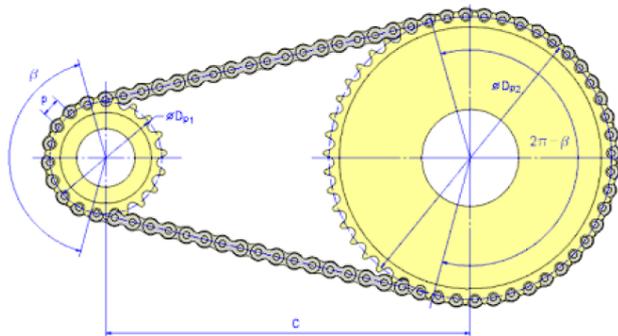
Albero filettato

IL RAPPORTO DI RIDUZIONE

La caratteristica principale di un riduttore è il rapporto di riduzione. Esso esprime quanto un riduttore riduce la velocità e al tempo stesso moltiplica la coppia.



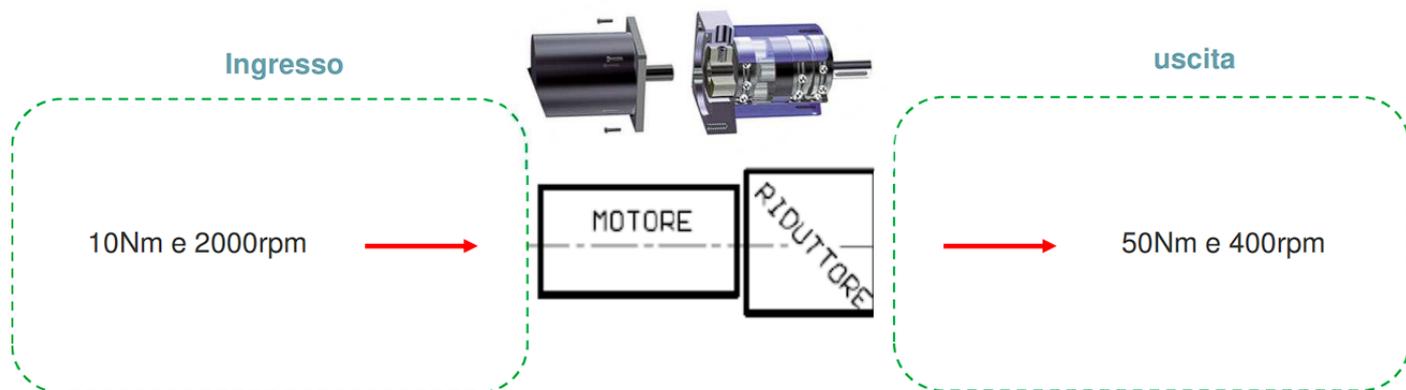
$$i = \frac{Z2}{Z1}$$



$Z1$ = numero denti ruota motrice $Z2$ = numero denti ruota condotta

Esempio:

Supponiamo di avere un riduttore con rapporto $i=5$ e un motore che gira a $n^\circ=2000$ rpm ed eroga una coppia di 10 Nm.



Trascurando l'efficienza del riduttore in uscita avremo l'abero che gira a $n^\circ=400$ rpm ed eroga una coppia di 50 Nm.

GLI STADI DI RIDUZIONE

Con due riduttori in serie si ottiene un rapporto di riduzione finale dato dalla moltiplicazione dei singoli rapporti di riduzione.

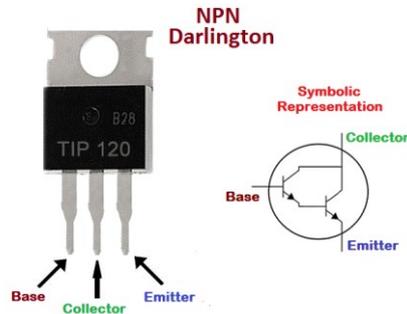


$$5 \times 5 = 25$$

Con "stadi di riduzione" si intende il numero di ingranaggi che compiono la riduzione all'interno del riduttore (es. bistadio=2).

TRANSISTOR DARLINGTON

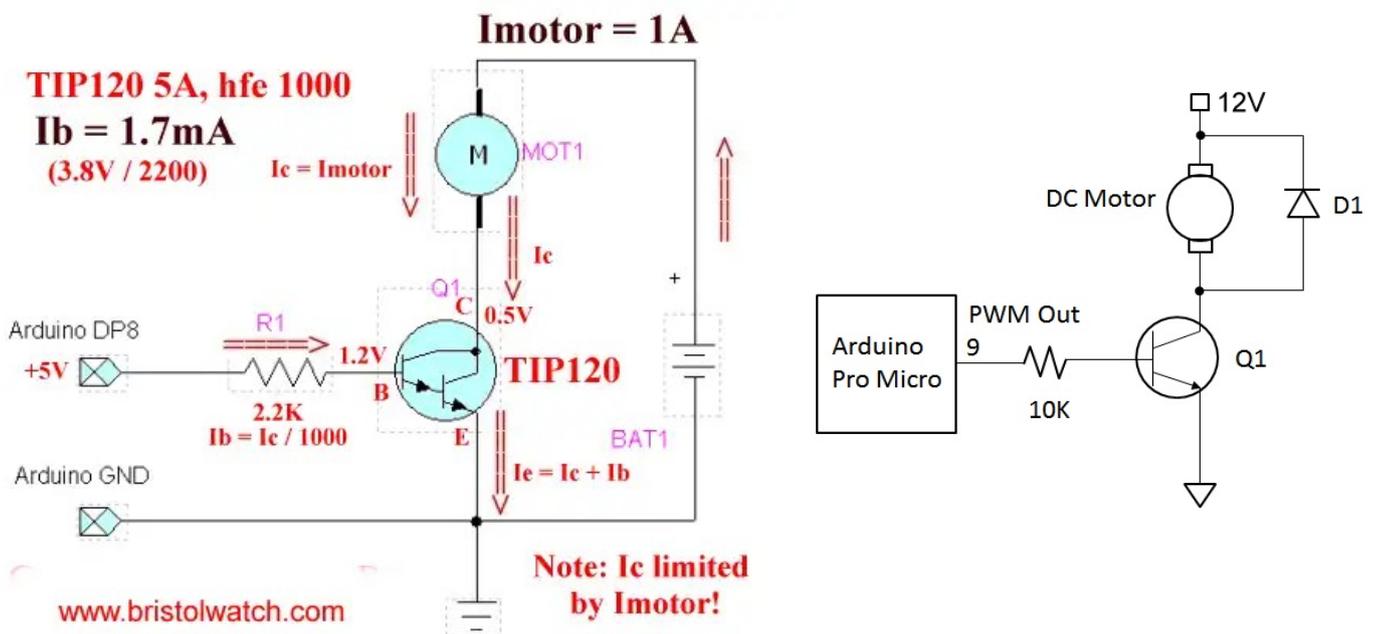
Un Darlington utilizza almeno due transistor bipolari in cui i collettori sono collegati tra loro. L'emettitore del transistor più piccolo è collegato alla base del transistor più grande, mentre i collegamenti del circuito sono realizzati all'emettitore del transistor più grande e la base del transistor più piccolo è l'ingresso.



Questo viene fatto per ottenere un guadagno di potenza maggiore di quello che un singolo transistor può fornire. Il guadagno di corrente è il prodotto dell' h_{fe} di ogni singolo transistor, mentre la maggior parte della corrente è trasportata dal transistor più grande.

In figura sono illustrate le connessioni tipiche a un Arduino o altro microcontrollore per un transistor Darlington TIP120 NPN. Con un h_{fe} di 1000, è necessaria pochissima corrente dal microcontrollore per accendere e spegnere il motore.

Mentre in questo caso un ingresso di 1 mA può essere sufficiente per azionare il motore a 1 A, è necessario utilizzare una corrente extra (entro i limiti) per garantire la saturazione completa del TIP120.

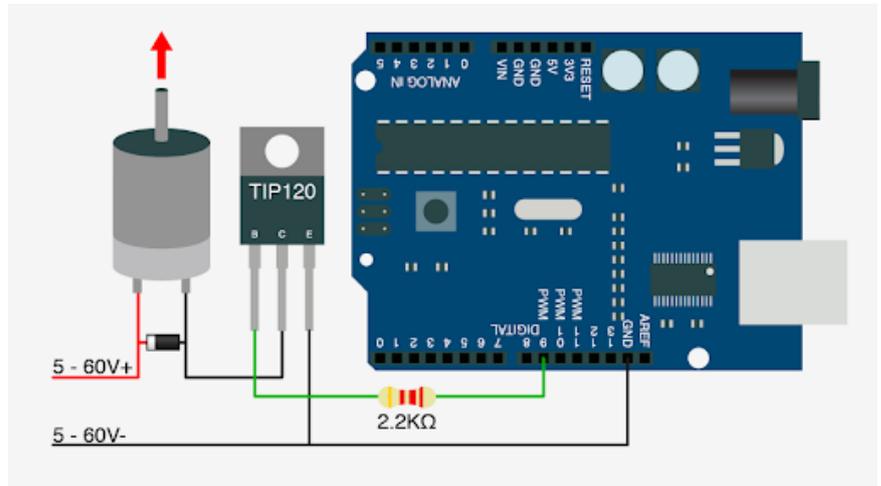
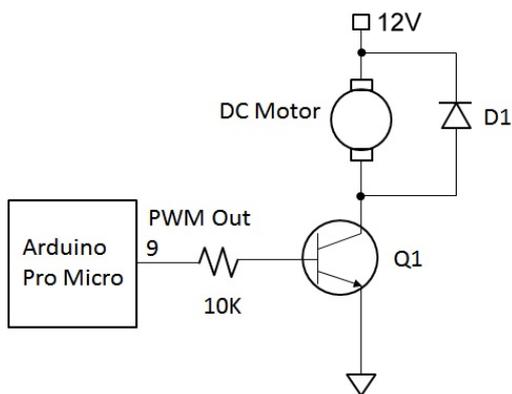


REGOLAZIONE VELOCITA' DI UN MOTORE CC 775

Regolare la velocità di rotazione di un motore CC di tipo 775 tramite Arduino.

La corrente assorbita senza carico è di circa 0.27A mentre sotto massimo sforzo si ha assorbimento di 3.25A.

Per il controllo della velocità del motore è necessario l'impiego di un transistor di potenza come ad esempio il classico transistor di potenza TIP120 Darlington NPN. Può pilotare carichi fino a 60 V con una corrente max. di 8A e una corrente continua di 5A. Questo lo rende adatto al controllo del motore CC 775 che assorbe al massimo 3.25A.



Electrical Characteristics* $T_a=25^{\circ}\text{C}$ unless otherwise noted

Symbol	Parameter	Test Condition	Min.	Typ.	Max.	Units
$V_{CE(sus)}$	Collector-Emitter Sustaining Voltage : TIP120 : TIP121 : TIP122	$I_C = 100\text{mA}, I_B = 0$	60 80 100			V V V
I_{CEO}	Collector Cut-off Current : TIP120 : TIP121 : TIP122	$V_{CE} = 30\text{V}, I_B = 0$ $V_{CE} = 40\text{V}, I_B = 0$ $V_{CE} = 50\text{V}, I_B = 0$			0.5 0.5 0.5	mA mA mA
I_{CBO}	Collector Cut-off Current : TIP120 : TIP121 : TIP122	$V_{CB} = 60\text{V}, I_E = 0$ $V_{CB} = 80\text{V}, I_E = 0$ $V_{CB} = 100\text{V}, I_E = 0$			0.2 0.2 0.2	mA mA mA
I_{EBO}	Emitter Cut-off Current	$V_{BE} = 5\text{V}, I_C = 0$			2	mA
h_{FE}	* DC Current Gain	$V_{CE} = 3\text{V}, I_C = 0.5\text{A}$ $V_{CE} = 3\text{V}, I_C = 3\text{A}$	1000 1000			
$V_{CE(sat)}$	* Collector-Emitter Saturation Voltage	$I_C = 3\text{A}, I_B = 12\text{mA}$ $I_C = 5\text{A}, I_B = 20\text{mA}$			2.0 4.0	V V
$V_{BE(on)}$	* Base-Emitter On Voltage	$V_{CE} = 3\text{V}, I_C = 3\text{A}$			2.5	V
C_{ob}	Output Capacitance	$V_{CB} = 10\text{V}, I_E = 0, f = 0.1\text{MHz}$			200	pF

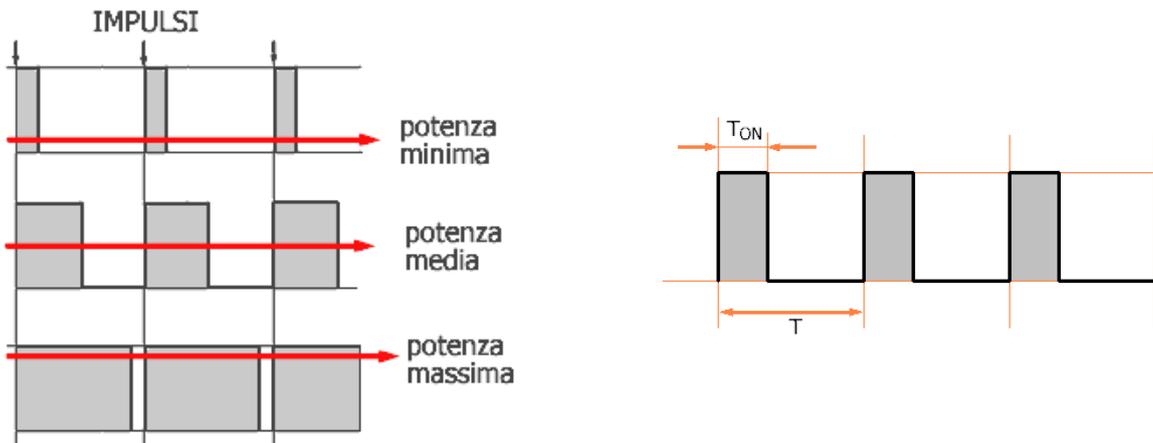
* Pulse Test: Pulse Width $\leq 300\mu\text{s}$, Duty Cycle $\leq 2\%$

REGOLAZIONE DELLA VELOCITA' CON PWM

Il termine inglese "Pulse Width Modulation" fa riferimento ad una tecnica di regolazione della potenza elettrica, consistente nel modulare la larghezza, ovvero la durata temporale, di una serie di impulsi.

Usando i classici sistemi lineari di regolazione, la velocità di un motore viene regolata agendo sulla tensione che lo alimenta. Questo sistema comporta due inconvenienti:

- per ridurre la potenza che arriva al motore, occorre inserire in serie una resistenza che determini la necessaria caduta di tensione, con relativo spreco di potenza e produzione di calore indesiderato
- a tensioni molto basse può capitare che il motore non riesca a produrre la coppia sufficiente e quindi non si avvia



La tecnica PWM agisce non sulla tensione, ma sul tempo; bisogna infatti considerare che un motore funziona in seguito al valore medio della potenza che gli arriva. Se alimentiamo il motore con una serie di impulsi che si susseguono con sufficiente velocità, grazie alla sua inerzia meccanica il motore girerà con un moto continuo, proporzionale al valore medio di tali impulsi.

- Quando gli impulsi sono molto stretti, ovvero di breve durata, la potenza risulta prossima al minimo.
- Nel secondo diagramma gli impulsi hanno una larghezza pari a metà del tempo possibile; in tal caso la potenza ha un valore medio.
- Nell'ultimo diagramma, gli impulsi occupano quasi totalmente la durata temporale consentita; la potenza è praticamente massima.

Il duty cycle è il parametro che caratterizza la forma degli impulsi.

Il tempo T , che è il periodo, ovvero la durata massima possibile di ciascun impulso

Il tempo T_{ON} , che indica per quale parte del periodo il segnale rimane a livello alto (area grigia).

Il rapporto T_{ON} / T è il duty cycle.

E' facile concludere che la potenza di volta in volta inviata ad un utilizzatore è data dalla potenza massima moltiplicata per il valore del duty cycle.

Nel caso di mezzo della figura il duty cycle ha un valore di 0,5 e quindi al motore arriva metà potenza.

Una regolazione di questo tipo è praticamente ideale, perchè non produce quasi spreco di potenza.

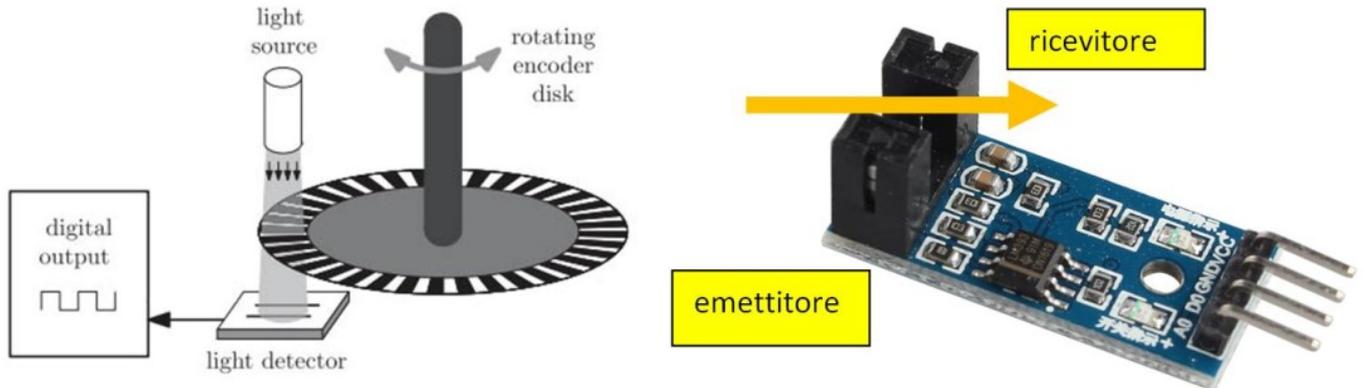
Nei momenti in cui il segnale è alto, la potenza arriva al motore integralmente; quando il segnale è a livello basso, non passa alcuna potenza.

La tecnica PWM consente di mantenere elevata la coppia motrice anche ad un basso regime di rotazione del motore.

RILEVAZIONE DEL NUMERO DI GIRI

Per rilevare il numero di giri del motore verrà utilizzato lo shield IR LM393 per Arduino accoppiato ad un encoder incrementale. L'encoder è costituito da un semplice disco forato poiché ci vogliamo rilevare la velocità e non la posizione angolare.

Lo shield LM393 comprende un sensore ad infrarossi che fornisce un impulso ogni qualvolta viene interrotto il raggio luminoso fra emettitore e ricevitore.



NOTA: Visto l'elevato numero di giri del motore (oltre 6000 rpm) è stato necessario ridurre il numero di fori presenti sul disco a 3. Con troppi fori la rilevazione della velocità diventa imprecisa.

SIMULAZIONE DEL CIRCUITO DI REGOLAZIONE

La simulazione del circuito di controllo del motore è stata fatta su Thinkercad utilizzando un generatore di impulsi per simulare lo shield LM393. Il generatore va impostato in modalità onda quadra (impulsi).

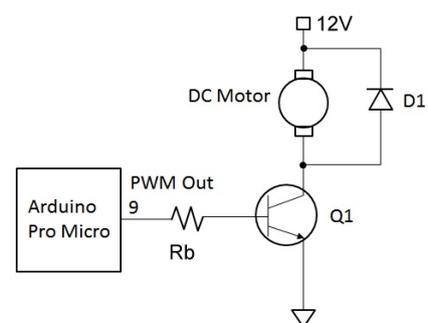
La lettura degli impulsi fornisce l'ipotetica velocità di rotazione del motore che in realtà mostrerà una velocità del tutto differente essendo il motore totalmente sconnesso dal sensore simulato.

Per contare il numero di impulsi che arrivano dal generatore è possibile adottare varie tecniche. La più semplice è quella che fa uso degli INTERRUPT (funzioni interne che non bloccano il LOOP).

Per poter utilizzare gli interrupt sulla scheda Arduino UNO è necessario utilizzare il PIN digitale 2. Il transistor TIP120 è stato collegato nella classica configurazione ad emettitore comune. La resistenza di base si calcola noto l'assorbimento del motore e le caratteristiche del TIP120:

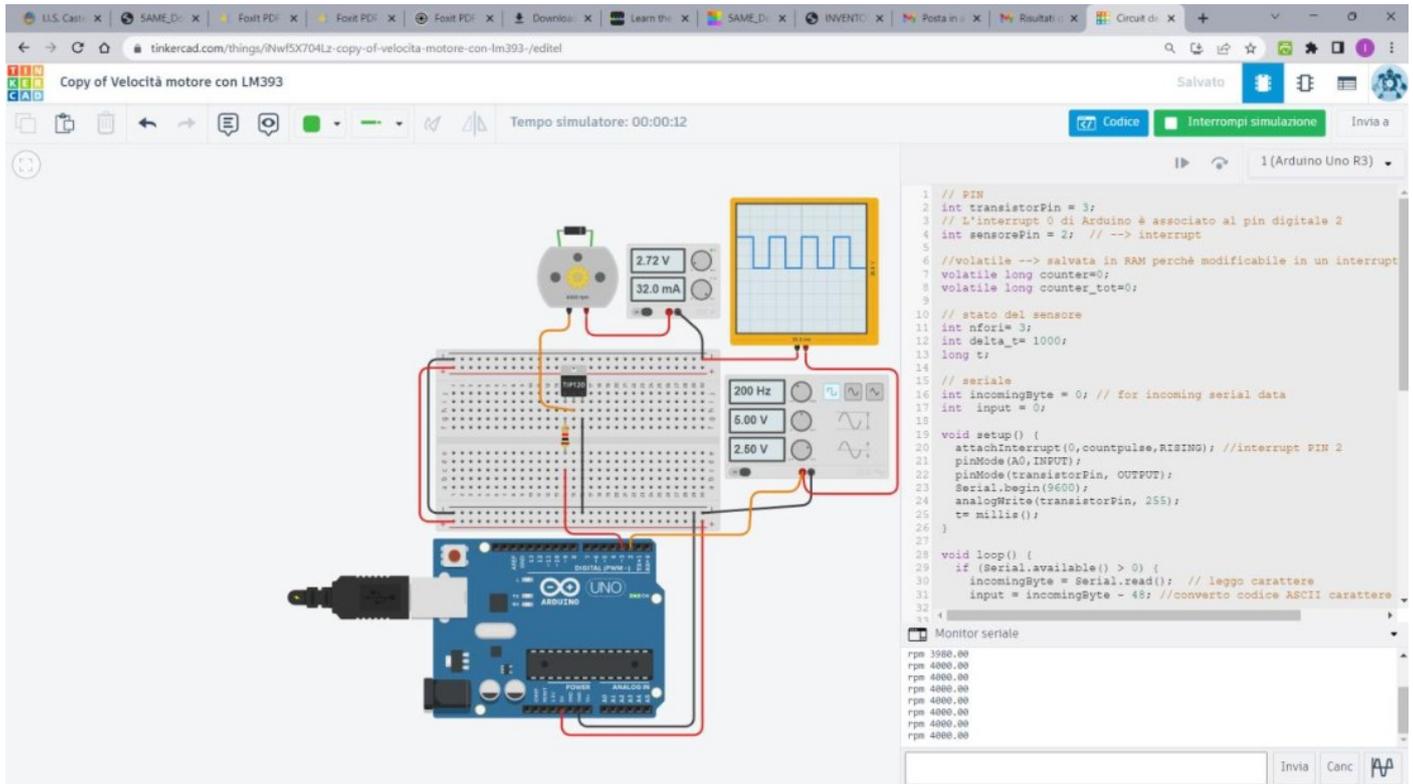
I_c max 3,5 A
hFE 1000
 I_b 0,0035 A
 V_{BE} max 2,5 V
 V_{cc} 5 V
 R_b 714 ohm

Scegliamo come resistenza di base 1K poiché, come regola generale, non conviene superare il 70-80% della capacità di carico del motore che quindi avrà un assorbimento massimo nettamente inferiore ai 3,5A.



SIMULAZIONE THINKERCAD

La figura sottostante mostra lo schema elettrico utilizzato per controllare il motore e rilevare il numero di giri. In parallelo al motore va sempre collegato un diodo di protezione per il transistor poiché, in presenza di bobine, ogni volta che si spegne il motore si genera un picco di corrente elettrica che potrebbe danneggiare il transistor.



The screenshot shows a Tinkercad simulation of an Arduino Uno R3 controlling a motor. The motor is connected to a transistor and a diode. A 200 Hz sine wave generator is connected to the sensor. The Arduino code is visible on the right, and a serial monitor shows RPM values.

```
1 // PIN
2 int transistorPin = 3;
3 // L'interrupt 0 di Arduino è associato al pin digitale 2
4 int sensorePin = 2; // --> interrupt
5
6 //volatile --> salvata in RAM perchè modificabile in un interrupt
7 volatile long counter=0;
8 volatile long counter_tot=0;
9
10 // stato del sensore
11 int nfori = 3;
12 int delta_t = 1000;
13 long t;
14
15 // seriale
16 int incomingByte = 0; // for incoming serial data
17 int input = 0;
18
19 void setup() {
20   attachInterrupt(0, countpulse, RISING); //interrupt PIN 2
21   pinMode(A0, INPUT);
22   pinMode(transistorPin, OUTPUT);
23   Serial.begin(9600);
24   analogWrite(transistorPin, 255);
25   t = millis();
26 }
27
28 void loop() {
29   if (Serial.available() > 0) {
30     incomingByte = Serial.read(); // leggo carattere
31     input = incomingByte - 48; //converto codice ASCII carattere
32   }
33 }
34
35
36 Monitor seriale
37 rpm 3500.00
38 rpm 4000.00
39 rpm 4000.00
40 rpm 4000.00
41 rpm 4000.00
42 rpm 4000.00
43 rpm 4000.00
```

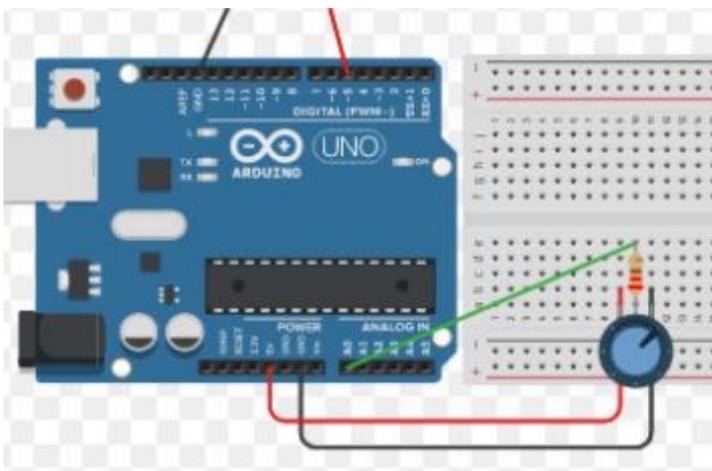
La figura mostra la velocità rilevata contando gli impulsi con una frequenza di 200Hz, cioè 200 impulsi al secondo.

Si hanno quindi $200 \times 60 = 12000$ impulsi al minuto.

Poiché il disco ha 3 fori la velocità rilevata varrà quindi: $Rpm = \text{numero impulsi} / 3 \text{ fori} = 4000 \text{ giri/minuto}$.

Nel codice Arduino la variazione della velocità del motore viene effettuata tramite comandi sulla porta seriale con la tecnica PWM (analogWrite).

Per ottenere una variazione continua della velocità si può collegare ad un pin Arduino un potenziometro che fornisce un valore digitale variabile da 0 a 1023 (0V - 5V) poiché il convertitore da analogico a digitale di Arduino ha una risoluzione di 10 bit ($2^{10} \rightarrow 1024$).



```

// PIN
int transistorPin = 3;
// L'interrupt 0 di Arduino è associato al pin digitale 2
int sensorePin = 2; // --> interrupt
//volatile --> salvata in RAM perchè modificabile in un interrupt
volatile long counter=0;
volatile long counter_tot=0;
// stato del sensore
int nfori= 3;
int delta_t= 1000;
long t;
// seriale
int incomingByte = 0; // for incoming serial data
int input = 0;
void setup() {
attachInterrupt(0,countpulse,RISING); //interrupt PIN 2
pinMode(A0,INPUT);
pinMode(transistorPin, OUTPUT);
Serial.begin(9600);
analogWrite(transistorPin, 255);
} t= millis();
void loop() {
if (Serial.available() > 0) {
incomingByte = Serial.read(); // leggo carattere
input = incomingByte - 48; //converto codice ASCII carattere in numero 1,2,3
switch (input) {
case 0: analogWrite(transistorPin, 0); break;
case 1: analogWrite(transistorPin, 255/3); break;
case 2: analogWrite(transistorPin, 255/2); break;
case 3: analogWrite(transistorPin, 255); break;
}
input=0;
}
// durante la stampa non leggo impulsi per non sfalsare calcolo)
if ((millis() - t)>=delta_t) {
// rpm con delta_t= 1 sec
float rpm= counter *20.0; //counter * 60/nfori
Serial.print("rpm "); Serial.println(rpm);
counter= 0;
t= millis();
}
} //delayMicroseconds(10);
void countpulse(){
}

```

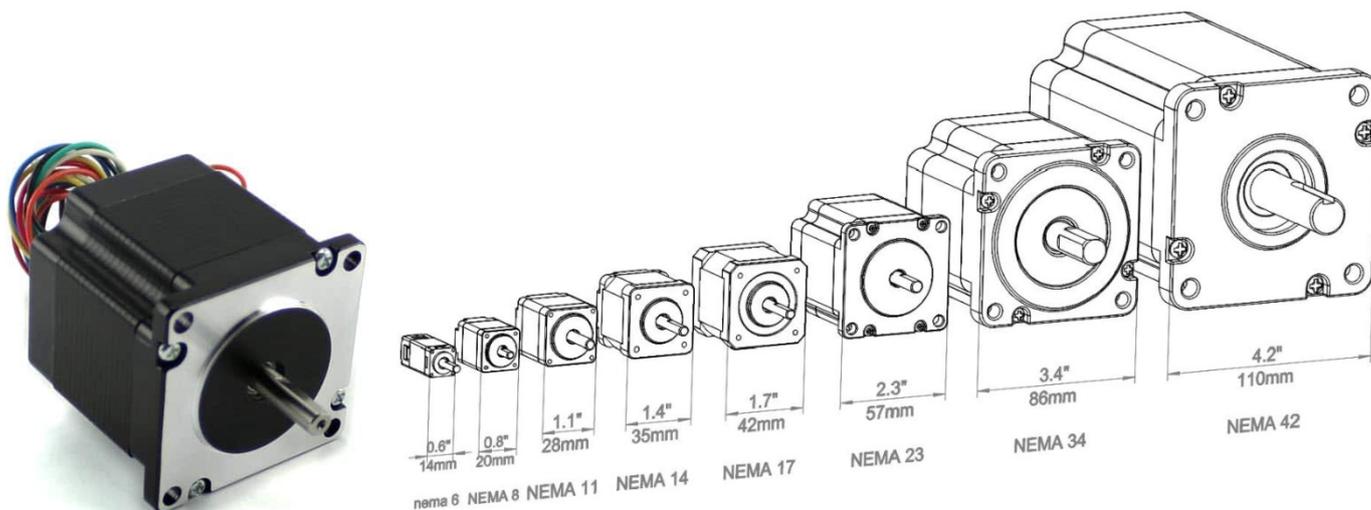

MOTORE PASSO-PASSO (STEPPER)

COS'È UN MOTORE PASSO-PASSO?

Un motore passo-passo è un dispositivo elettromeccanico brushless che converte una serie di impulsi elettrici applicati ai suoi avvolgimenti di eccitazione in rotazioni dell'albero meccanico definite con precisione, passo dopo passo.

L'albero del motore ruota attraverso un angolo fisso per ogni impulso discreto, con questa rotazione che può essere lineare o angolare. Un singolo impulso in ingresso determina un movimento di un passo.

L'angolo di rotazione dell'albero del motore passo-passo per ogni impulso è noto come angolo di passo espresso in gradi.

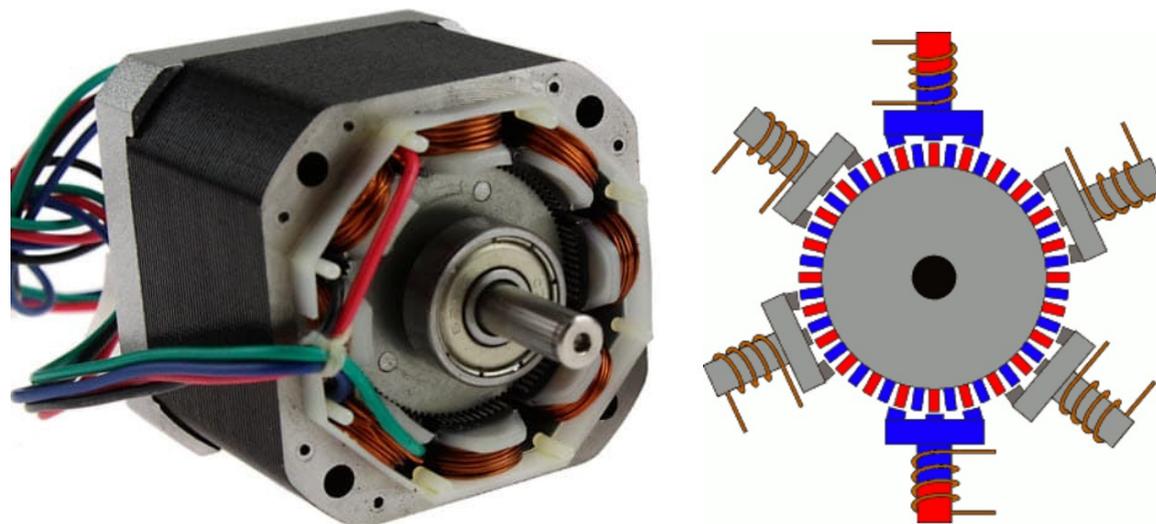


Il numero di impulsi di input forniti al motore determina l'angolo di passo e quindi la posizione dell'albero motore è controllata controllando il numero di impulsi.

Questa caratteristica unica rende il motore passo-passo adatto per il sistema di controllo a circuito aperto in cui la posizione precisa dell'albero è mantenuta con un numero esatto di impulsi senza utilizzare un sensore di feedback.

Se l'angolo di passo è più piccolo, maggiore sarà il numero di passi per giro e più alta sarà la precisione della posizione ottenuta.

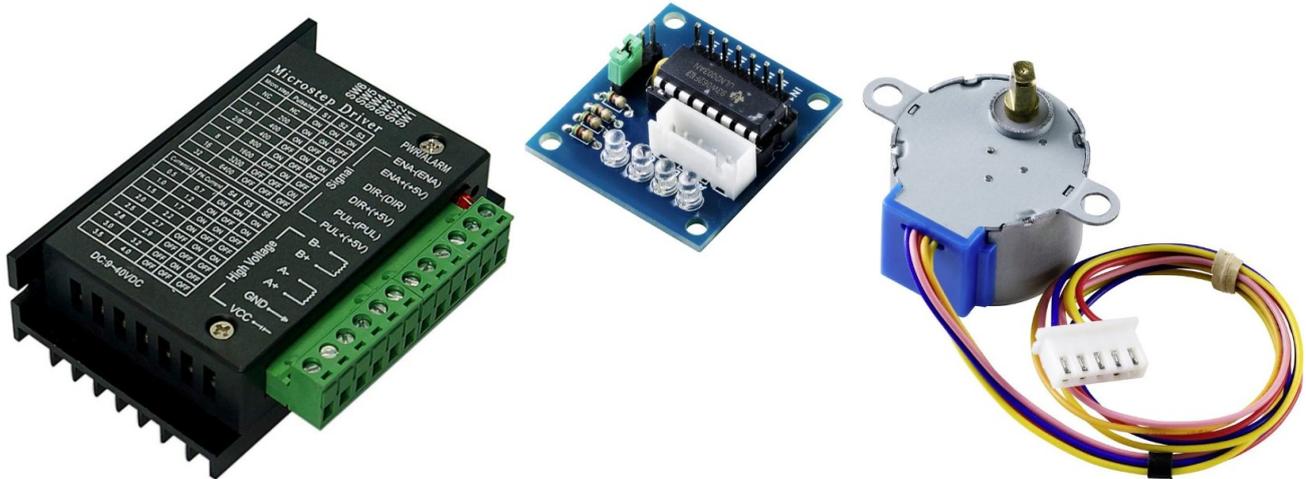
Gli angoli di passo possono essere grandi fino a 90 gradi e piccoli fino a 0,72 gradi, tuttavia, gli angoli di passo comunemente usati sono 1,8 gradi, 2,5 gradi, 7,5 gradi e 15 gradi.



La direzione della rotazione dell'albero dipende dalla sequenza di impulsi applicati allo statore.

La velocità dell'albero o la velocità media del motore è direttamente proporzionale alla frequenza (la velocità degli impulsi di ingresso) degli impulsi di ingresso applicati agli avvolgimenti di eccitazione. Pertanto, se la frequenza è bassa, il motore passo-passo ruota a gradini e per alta frequenza, ruota continuamente come un motore CC a causa dell'inerzia del rotore.

L'invenzione di schede driver dedicate per motori passo-passo e altre tecnologie di controllo digitale ha portato alla loro ampia diffusione.



I motori passo-passo sono diventati la scelta ideale per i sistemi di automazione che richiedono un controllo preciso della velocità, un posizionamento preciso o entrambi.

Mentre molti motori elettrici industriali utilizzano il controllo di feedback a circuito chiuso per ottenere un posizionamento preciso o un controllo della velocità, un motore passo-passo può funzionare su un controller a circuito aperto.

Ciò riduce il costo totale del sistema e semplifica la progettazione della macchina rispetto al controllo del sistema servo.

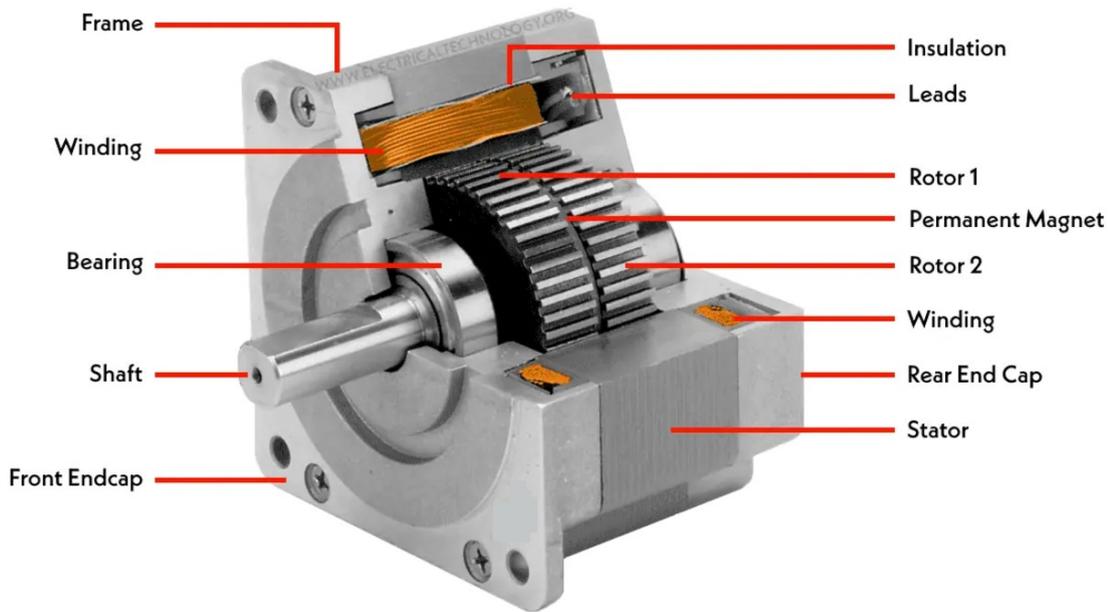
COSTRUZIONE DEL MOTORE PASSO-PASSO

Come tutti i motori elettrici, ha statore e rotore. Il rotore è la parte mobile che non ha avvolgimenti, spazzole e un commutatore.

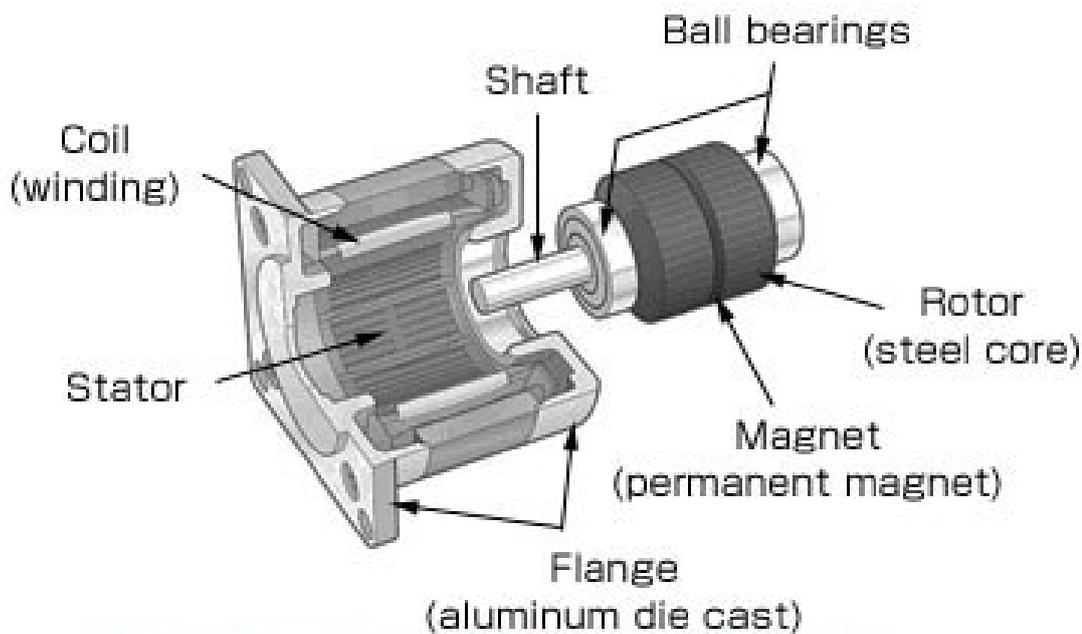
Di solito i rotori sono a riluttanza variabile o a magnete permanente. Lo statore è spesso costruito con avvolgimenti multipolari e multifase, di solito di avvolgimenti trifase o quadrifase avvolti per un numero richiesto di poli deciso dallo spostamento angolare desiderato per impulso di ingresso.

A differenza di altri motori, funziona con impulsi di controllo discreti programmati che vengono applicati agli avvolgimenti dello statore tramite un azionamento elettronico.

La rotazione avviene a causa dell'interazione magnetica tra i poli dell'avvolgimento dello statore energizzato in sequenza e i poli del rotore.



Oggi giorno, il mercato offre diversi tipi di motori passo-passo in un'ampia gamma di dimensioni, conteggi di passi, costruzioni, configurazioni di cablaggio, opzioni di ingranaggi e altre caratteristiche elettriche. Grazie alla loro capacità di funzionare in modo discreto, questi motori sono adatti per l'interfacciamento con dispositivi di controllo digitale come i computer.



Construction of Stepper Motor

Grazie al controllo preciso di velocità, rotazione, direzione e posizione angolare, risultano particolarmente interessanti nei sistemi di controllo dei processi industriali, nelle macchine CNC, nella robotica, nei sistemi di automazione della produzione e nella strumentazione.

TIPI DI MOTORI PASSO-PASSO

Esistono tre categorie fondamentali di motori passo-passo:

- Motore passo-passo a magnete permanente
- Motore passo-passo a riluttanza variabile
- Motore passo-passo ibrido

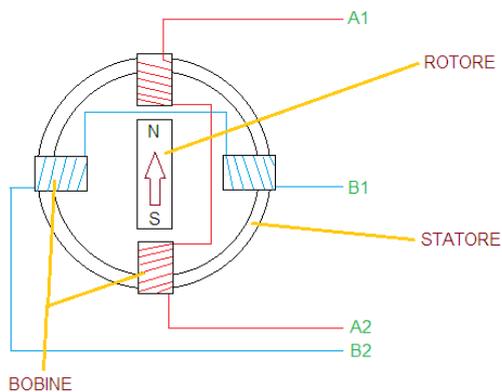
Una tensione CC viene applicata come eccitazione alle bobine degli avvolgimenti e ogni terminale dell'avvolgimento è collegato alla sorgente tramite un interruttore a stato solido.

A seconda del tipo di motore passo-passo, il suo design del rotore è costruito come rotore in acciaio dolce con poli sporgenti, rotore a magnete permanente cilindrico e magnete permanente con denti in acciaio dolce.

In tutti questi motori gli avvolgimenti di eccitazione sono presenti nello statore.

Il numero di avvolgimenti definisce il numero di fasi.

La figura seguente mostra, in maniera semplificata, il principio di costruzione di un motore passo passo a 2 fasi A e B.



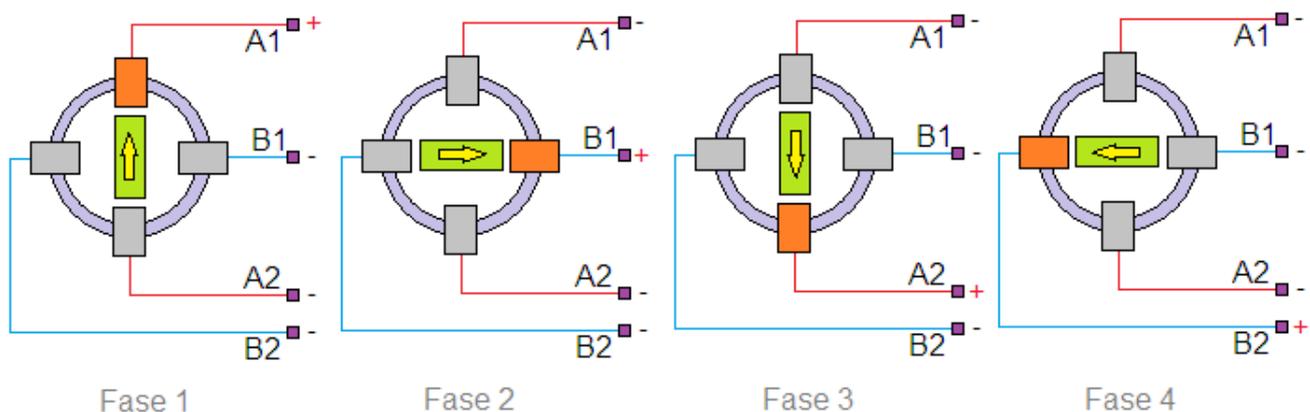
Fasi di Alimentazione				
	A1	A2	B1	B2
Fase 1	+	-	-	-
Fase 2	-	-	+	-
Fase 3	-	+	-	-
Fase 4	-	-	-	+

Il movimento del rotore avviene alimentando le bobine in modo consecutivo. Eccitando solo la bobina A1 il rotore si posiziona verso NORD, eccitando solo la bobina B1 il rotore si posiziona in direzione EST, eccitando solo la bobina A2 il rotore si posiziona in direzione SUD ed infine eccitando solo la bobina B2 il rotore si posiziona in direzione OVEST.

La tabella di figura riassume la sequenza di comando.

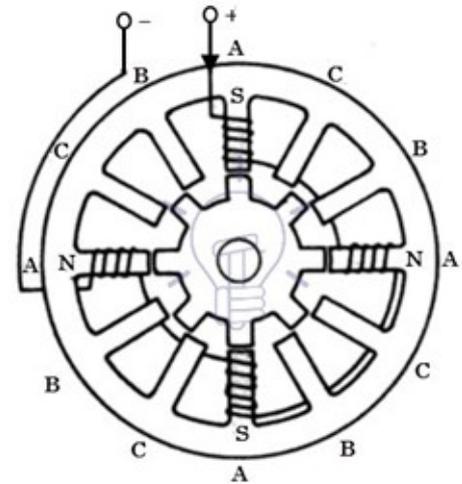
Seguendo le fasi di alimentazioni A1-B1-A2-B2 il rotore si sposterà in senso orario, invertendo la sequenza B2-A2-B1-A1 il rotore si sposterà in senso antiorario. È importante alimentare le bobine in modo sequenziale perché il rotore deve seguire in maniera lineare il campo elettromagnetico generato dalle bobine. Nei motori reali la sequenza delle 4 fasi fa girare l'albero di un solo passo (step).

Il numero dei passi è una caratteristica costruttiva del motore, solitamente ha un valore di 200 step/giro, ma ne esistono anche da 20, 24, 48 e 400 step/giro.



MOTORE PASSO-PASSO A RILUTTANZA VARIABILE

È il tipo base di motore passo-passo che esiste da molto tempo e garantisce il modo più semplice per comprendere il principio di funzionamento da un punto di vista strutturale. Come suggerisce il nome, la posizione angolare del rotore dipende dalla riluttanza del circuito magnetico formato tra i poli dello statore (denti) e i denti del rotore.



COSTRUZIONE DEL MOTORE PASSO-PASSO A RILUTTANZA VARIABILE

È costituito da uno statore avvolto e da un rotore multi-dente in ferro dolce. Lo statore ha una pila di lamierini in acciaio al silicio su cui sono avvolti gli avvolgimenti dello statore. Di solito, è avvolto per tre fasi che sono distribuite tra le coppie di poli.

Il numero di poli sullo statore così formato è uguale a un multiplo pari del numero di fasi per cui gli avvolgimenti sono avvolti sullo statore. Nella figura sottostante, lo statore ha 12 poli sporgenti equidistanti dove ogni polo è avvolto con una bobina di eccitazione. Queste tre fasi sono energizzate da una sorgente CC con l'aiuto di interruttori a stato solido.

Il rotore non trasporta avvolgimenti ed è di tipo a polo sporgente, realizzato interamente in lamine di acciaio scanalate. I denti sporgenti del polo del rotore hanno la stessa larghezza dei denti dello statore. Il numero di poli sullo statore differisce da quello dei poli del rotore, il che fornisce la capacità di auto-avviamento e rotazione bidirezionale del motore.

La relazione dei poli del rotore in termini di poli dello statore per un motore passo-passo trifase è data da $N_r = N_s \pm (N_s / q)$. Qui $N_s = 12$ e $q = 3$, e quindi $N_r = 12 \pm (12 / 3) = 16$ o 8 . In fig. è illustrato un rotore con costruzione a 8 poli senza alcuna eccitazione.

FUNZIONAMENTO DEL MOTORE PASSO-PASSO A RILUTTANZA VARIABILE

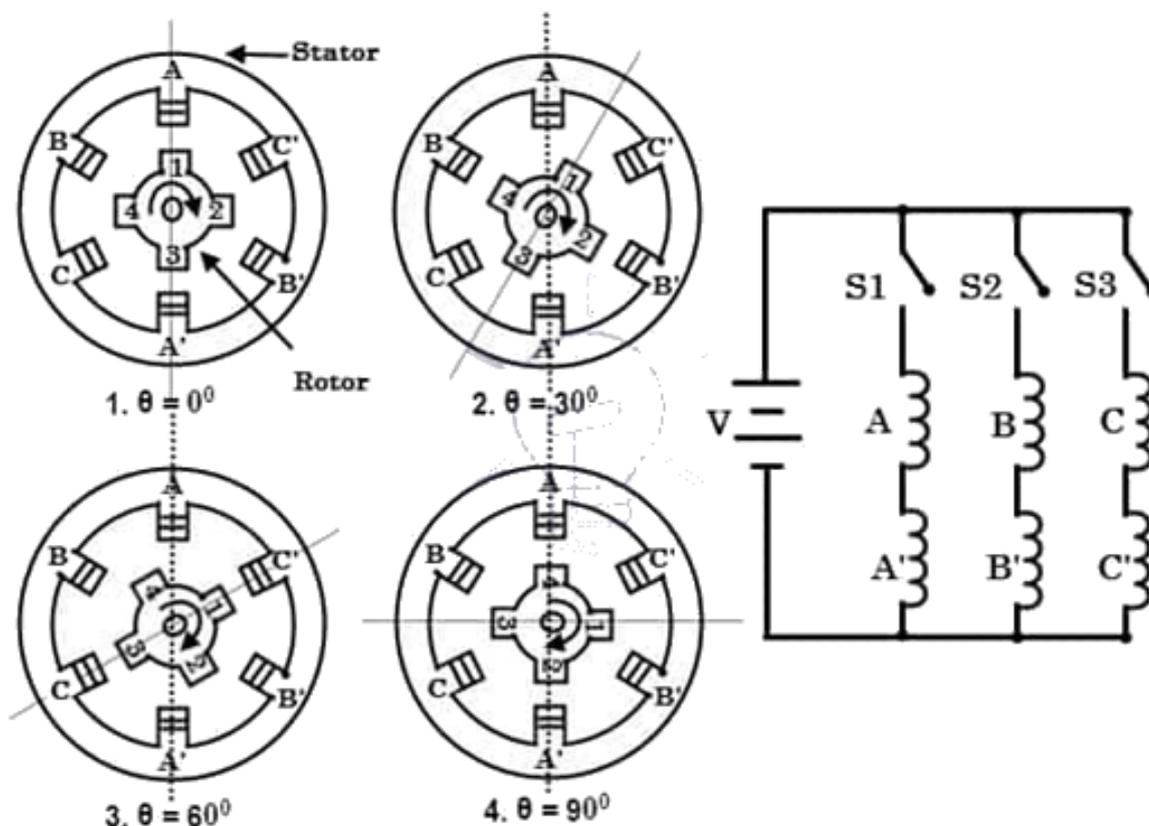
Il motore passo-passo funziona sul principio che il rotore si allinea in una posizione particolare con i denti del polo di eccitazione in un circuito magnetico in cui esiste un percorso di minima riluttanza. Ogni volta che viene applicata potenza al motore ed eccitando un avvolgimento particolare, produce il suo campo magnetico e sviluppa i suoi poli magnetici.

A causa del magnetismo residuo nei poli magnetici del rotore, il rotore si muoverà in una posizione tale da raggiungere la posizione di minima riluttanza e quindi un set di poli del rotore si allinea con il set di poli energizzati dello statore. In questa posizione, l'asse del campo magnetico dello statore coincide con l'asse che passa attraverso due poli magnetici qualsiasi del rotore.

Quando il rotore si allinea con i poli dello statore, ha una forza magnetica sufficiente a impedire all'albero di muoversi nella posizione successiva, sia in senso orario che antiorario.

Considerate lo schema di un 3-fase, 6 poli dello statore e 4 denti del rotore è mostrato nella figura sottostante. Quando la fase A-A' è alimentata con un'alimentazione CC chiudendo l'interruttore -1, l'avvolgimento diventa un magnete che fa sì che un dente diventi Nord e l'altro Sud. Quindi l'asse magnetico dello statore giace lungo questi poli.

A causa della forza di attrazione, il polo Nord della bobina dello statore attrae il dente del rotore più vicino di polarità opposta, ovvero il polo Sud e il polo Sud attraggono il dente del rotore più vicino di polarità opposta, ovvero il nord. Il rotore si regola quindi nella sua posizione di minima riluttanza in cui l'asse magnetico del rotore coincide esattamente con l'asse magnetico dello statore.



FUNZIONAMENTO DEL MOTORE PASSO-PASSO A RILUTTANZA VARIABILE

Quando la fase B-B' viene energizzata chiudendo l'interruttore -2 mantenendo la fase A-A' diseccitata aprendo l'interruttore -1, l'avvolgimento B-B' produrrà il flusso magnetico e quindi l'asse magnetico dello statore si sposta lungo i poli così formati da esso. Quindi il rotore si sposta alla minima riluttanza con denti dello statore magnetizzati e ruota attraverso un angolo di 30 gradi in senso orario.

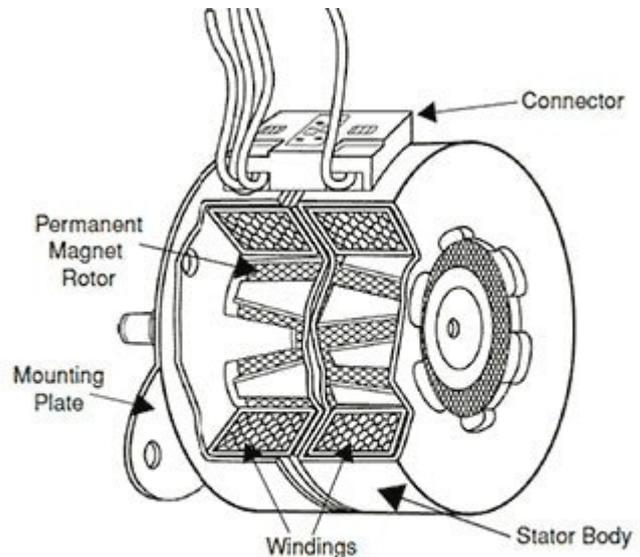
Quando l'interruttore-3 viene eccitato dopo l'apertura dell'interruttore-2, la fase C-C' viene eccitata, i denti del rotore si allineano con la nuova posizione muovendosi attraverso un angolo aggiuntivo di 30 gradi. In questo modo, il rotore si muove in senso orario o antiorario eccitando successivamente gli avvolgimenti dello statore in una sequenza particolare. L'angolo di passo di questo motore passo-passo a 3 fasi e 4 poli con denti del rotore è espresso come $360 / (4 \times 3) = 30$ gradi (come angolo di passo = $360 / Nr \times q$).

L'angolo di passo può essere ulteriormente ridotto aumentando il numero di poli sullo statore e sul rotore, in tal caso i motori sono spesso avvolti con avvolgimenti di fase aggiuntivi. Ciò può essere ottenuto anche adottando una diversa costruzione di motori passo-passo come la disposizione multistack e il meccanismo di riduzione.

MOTORE PASSO-PASSO A MAGNETE PERMANENTE

Il motore con design a magnete permanente è forse il più comune tra i vari tipi di motori passo-passo. Come suggerisce il nome, aggiunge magneti permanenti alla costruzione del motore. Questo tipo di motore passo-passo è anche chiamato motore can-stack o motore tin-can. Il vantaggio principale di questo motore è il suo basso costo di produzione.

Questo tipo di motore ha 48-24 passi per rivoluzione.



Permanent Magnet Stepper Motor Construction

COSTRUZIONE MOTORE PASSO-PASSO A MAGNETE PERMANENTE

In questo motore, lo statore è multipolare e la sua costruzione è simile a quella del motore passo-passo a riluttanza variabile come discusso sopra. È costituito da una periferia scanalata su cui sono avvolte le bobine dello statore. Ha poli proiettati sulla struttura scanalata dove gli avvolgimenti avvolti possono essere bifase, trifase o quadrifase.

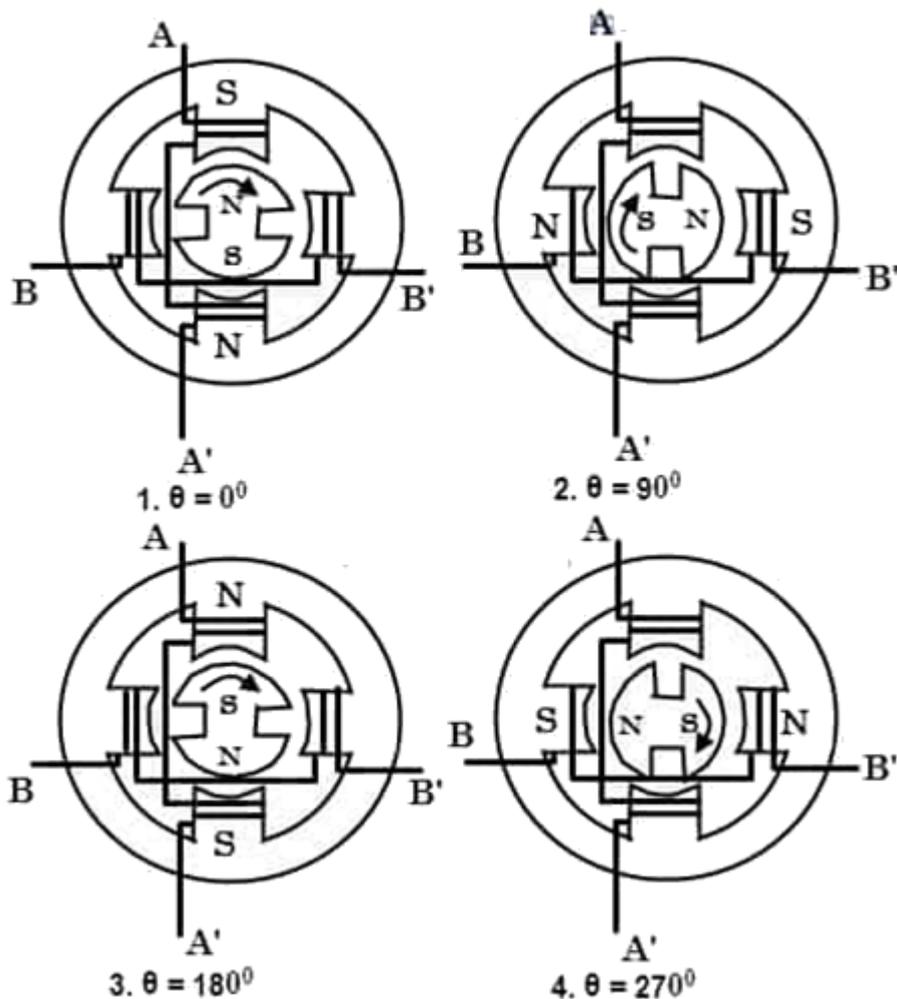
I terminali di tutti questi avvolgimenti vengono prelevati e collegati all'eccitazione CC tramite interruttori a stato solido nel circuito di azionamento.

Il rotore è costituito da un materiale magnetico permanente come la ferrite che può avere la forma di un polo cilindrico o saliente, ma solitamente è di tipo cilindrico liscio. Il rotore è progettato per avere un numero pari di poli magnetici permanenti con polarità Nord e Sud alternate.

FUNZIONAMENTO DEL MOTORE PASSO-PASSO A MAGNETE PERMANENTE

Il funzionamento di questo motore si basa sul principio per cui i poli diversi si attraggono e i poli uguali si respingono. Quando gli avvolgimenti dello statore vengono eccitati con un'alimentazione CC, si produce un flusso magnetico e si stabiliscono i poli Nord e Sud. A causa della forza di attrazione e repulsione tra i poli del rotore a magnete permanente e i poli dello statore, il rotore inizia a muoversi verso l'alto fino alla posizione per la quale vengono forniti impulsi allo statore.

Consideriamo un motore passo-passo a 2 fasi con due poli del rotore magnetici permanenti, come mostrato nella figura seguente.



Funzionamento del motore passo-passo a magnete permanente:

Quando la fase A viene energizzata con un positivo rispetto ad A', gli avvolgimenti stabiliscono i poli Nord e Sud. A causa della forza di attrazione, i poli del rotore si allineano con i poli dello statore in modo tale che l'asse del polo magnetico del rotore si regoli con quello dello statore come mostrato in figura.

Quando l'eccitazione viene commutata sulla fase B e si disattiva la fase A, il rotore si adatta ulteriormente all'asse magnetico della fase B e quindi ruota di 90 gradi in senso orario.

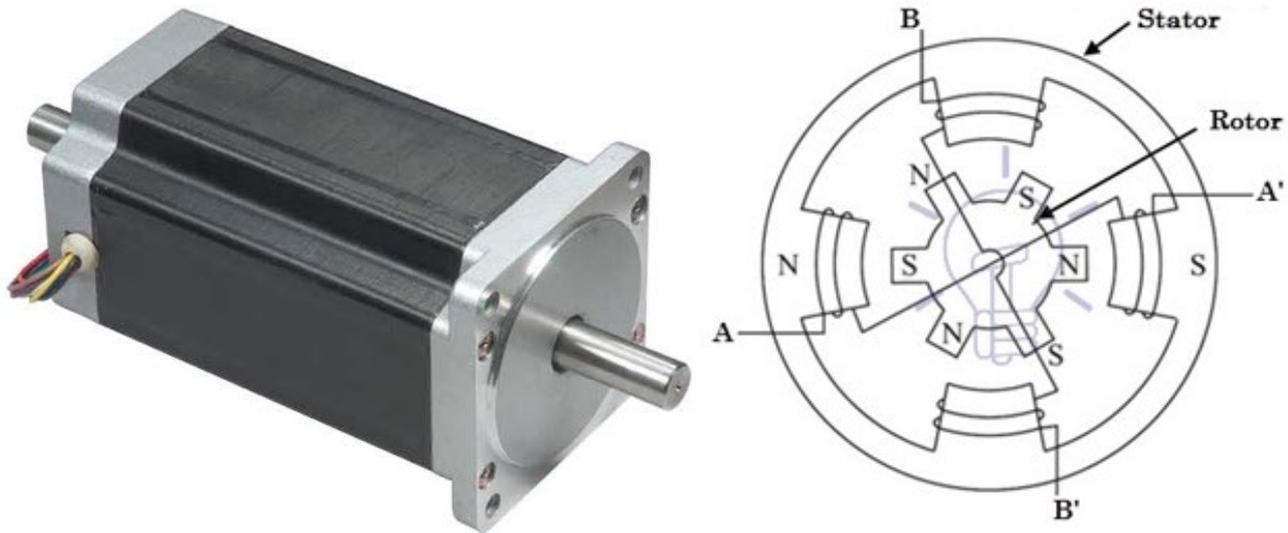
Successivamente, se la fase A viene alimentata con una corrente negativa rispetto ad A', la formazione di poli dello statore fa sì che il rotore si muova di altri 90 gradi in senso orario.

Allo stesso modo, se la fase B viene eccitata con corrente negativa chiudendo l'interruttore di fase A, il rotore ruota di altri 90 gradi nella stessa direzione. Successivamente, se la fase A viene eccitata con corrente positiva, il rotore torna alla posizione originale, compiendo così una rivoluzione completa di 360 gradi. Ciò implica che, ogni volta che lo statore viene eccitato, il rotore tende a ruotare di 90 gradi in senso orario.

L'angolo di passo di questo motore a rotore a magnete permanente a 2 poli e 2 fasi è espresso come $360 / (2 \times 2) = 90$ gradi. La dimensione del passo può essere ridotta energizzando due fasi simultaneamente o una sequenza di modalità ON monofase e ON bifase con una polarità corretta.

MOTORE PASSO-PASSO IBRIDO

È il tipo più popolare di motore passo-passo in quanto offre prestazioni migliori rispetto al rotore a magnete permanente in termini di risoluzione del passo, coppia di tenuta e velocità. Tuttavia, questi motori sono più costosi dei motori passo-passo PM. Combina le migliori caratteristiche sia dei motori passo-passo a riluttanza variabile che di quelli a magnete permanente. Questi motori sono utilizzati in applicazioni che richiedono un angolo di passo molto piccolo, come 1,5, 1,8 e 2,5 gradi.



Motore passo-passo ibrido

COSTRUZIONE DEL MOTORE PASSO-PASSO IBRIDO

Lo statore di questo motore è uguale alla sua controparte a magnete permanente o a riluttanza. Le bobine dello statore sono avvolte su poli alternati. In questo caso, le bobine di fasi diverse sono avvolte su ogni polo, solitamente due bobine su un polo, che è definito come connessione bifilare.

Il rotore è costituito da un magnete permanente che è magnetizzato in direzione assiale per creare una coppia di poli magnetici (poli N e S). Ogni polo è ricoperto da denti uniformemente distanziati. I denti sono realizzati in acciaio dolce e due sezioni, di cui su ogni polo sono disallineati tra loro di un passo di mezzo dente.

FUNZIONAMENTO DEL MOTORE PASSO-PASSO IBRIDO

Questo motore funziona in modo simile a quello del motore passo-passo a magnete permanente. La figura sopra mostra un motore passo-passo ibrido a 2 fasi, 4 poli e 6 denti. Quando la fase A-A' viene eccitata con un'alimentazione CC, mantenendo B-B' non eccitata, il rotore si allinea in modo che il polo sud del rotore sia rivolto verso il polo nord dello statore mentre il polo nord del rotore sia rivolto verso il polo sud dello statore.

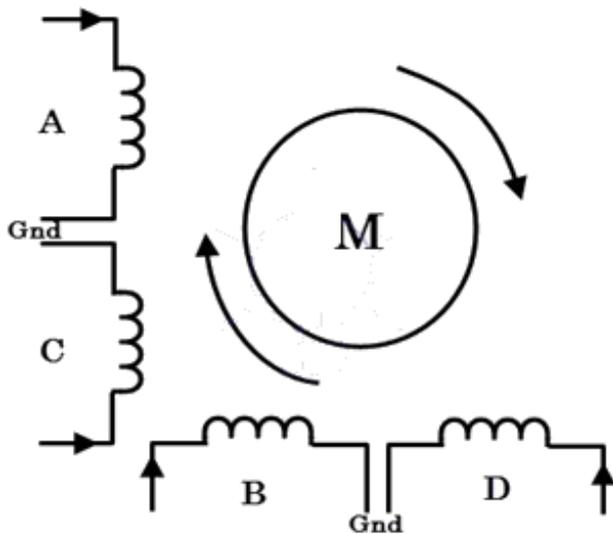
Ora, se la fase B-B' è eccitata, mantenendo A-A' spenta in modo tale che il polo superiore diventi nord e quello inferiore diventi sud, allora il rotore si allineerà in una nuova posizione muovendosi in senso antiorario. Se la fase B-B' è eccitata in modo opposto in modo tale che il polo superiore diventi sud e quello inferiore diventi nord, allora il rotore girerà in senso orario.

Con una sequenza corretta di impulsi allo statore, il motore girerà nella direzione desiderata. Per ogni eccitazione, il rotore si bloccherà in una nuova posizione e, anche se l'eccitazione viene rimossa, il motore mantiene comunque la sua condizione di blocco grazie all'eccitazione del magnete permanente. L'angolo di passo di questo motore a rotore a 2 fasi, 4 poli e 6 denti è dato come $360 / (2 \times 6) = 30$ gradi. In pratica, i motori ibridi sono costruiti con un numero maggiore di poli del rotore per ottenere un'elevata risoluzione angolare.

MOTORI PASSO-PASSO UNIPOLARI E BIPOLARI

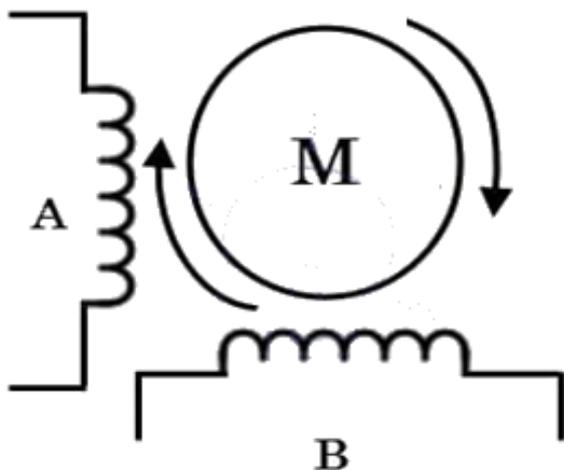
I motori sopra discussi possono essere unipolari o bipolari in base alle disposizioni degli avvolgimenti delle bobine. Un motore unipolare è impiegato con due avvolgimenti per fase e quindi la direzione del flusso di corrente attraverso questi avvolgimenti modifica la rotazione del motore. In questa configurazione, il flusso di corrente avviene in una direzione in una bobina e nella direzione opposta in un'altra bobina.

La figura sottostante mostra un motore passo-passo unipolare a 2 fasi in cui le bobine A e C sono per una fase e B e D sono per l'altra fase. In ogni fase ogni bobina trasporta corrente in direzione opposta a quella dell'altra bobina. Solo una bobina trasporterà corrente alla volta in ogni fase per ottenere una particolare direzione di rotazione. Quindi, semplicemente commutando i terminali di ogni bobina, la direzione di rotazione viene controllata.



FUNZIONAMENTO DEL MOTORE PASSO-PASSO UNIPOLARE A 2 FASI

Nel caso di un motore passo-passo bipolare, ogni fase è costituita da un singolo avvolgimento anziché due nel caso di uno unipolare. In questo caso, la direzione di rotazione è controllata invertendo la corrente attraverso gli avvolgimenti. Quindi, richiede un circuito di azionamento complesso per l'inversione della corrente.



Motore passo-passo bipolare a 2 fasi

MODALITA' DI PASSO DI UN MOTORE PASSO-PASSO

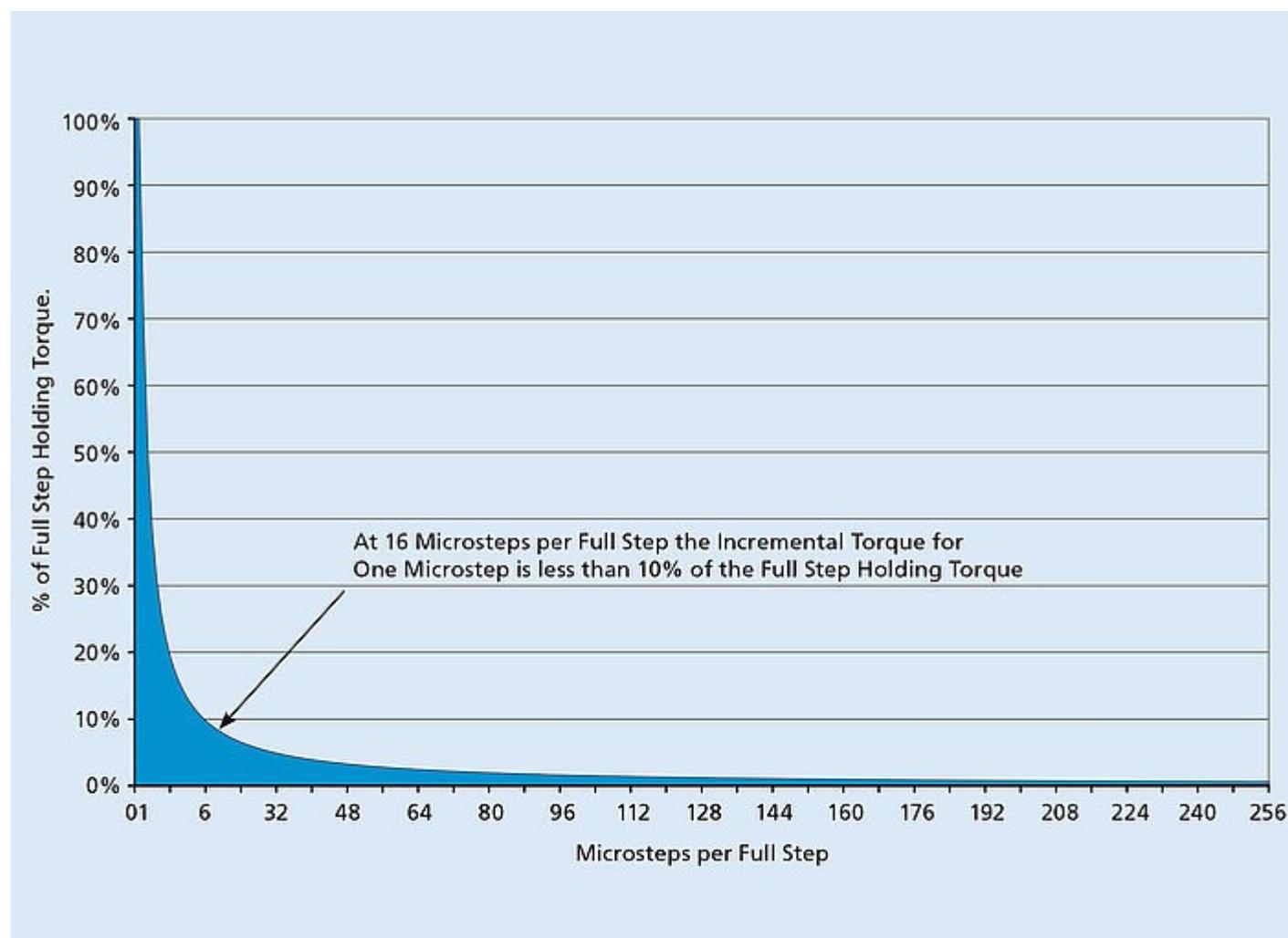
Una tipica azione di stepping fa sì che il motore attraversi una sequenza di posizioni di equilibrio in risposta agli impulsi di corrente che gli vengono forniti. È possibile variare l'azione di stepping in modi diversi semplicemente cambiando la sequenza attraverso cui vengono energizzati gli avvolgimenti dello statore

MODALITÀ MICROSTEPPING

Nella modalità microstepping, ogni passo del motore è suddiviso in diversi piccoli passi, a volte anche centinaia di posizioni fisse, con conseguente maggiore risoluzione di posizionamento. In questa modalità, le correnti attraverso gli avvolgimenti vengono continuamente variate per ottenere passi molto piccoli. Due fasi vengono eccitate simultaneamente in questa configurazione, ma con correnti disuguali in ciascuna fase.

Ad esempio, la corrente attraverso la fase -1 viene mantenuta costante mentre la corrente attraverso la fase -2 viene incrementata a passi fino al valore massimo della corrente, sia esso negativo o positivo. La corrente nella fase -1 viene quindi diminuita o aumentata a passi fino a zero. Quindi, il motore produrrà una piccola dimensione del passo.

COPPIA INCREMENTALE PER MICROPASSO/PASSO COMPLETO



La Tabella quantifica in modo significativo l'impatto significativo della coppia incrementale per microstep in funzione del numero di microstep per step completo.

Coppia incrementale per micropasso all'aumentare del numero di micropasso per passo completo

Microsteps/full step	% Holding Torque/Microstep
1	100,00%
2	70,71%
4	38,27%
8	19,51%
16	9,80%
32	4,91%
64	2,45%
128	1,23%
256	0,61%

Aumentando il numero di microstep per passo completo, la coppia INCREMENTALE per microstep diminuisce drasticamente. La risoluzione aumenta. Tuttavia, la precisione ne risentirà. Pochi motori passo-passo hanno una coppia sinusoidale pura rispetto alla posizione dell'albero e tutti hanno armoniche di ordine superiore che distorcono la curva e influenzano la precisione (vedere il grafico sotto). Sebbene gli azionamenti microstepping abbiano fatto molta strada, si avvicinano ancora solo a una vera onda sinusoidale.

È inoltre fondamentale notare che qualsiasi coppia di carico provocherà un "gioco magnetico", spostando il rotore dalla posizione prevista finché non verrà generata una coppia sufficiente.

QUANDO USARE IL MICROSTEPPING

- Per la riduzione del rumore meccanico.
- Per azionamento più delicato
- Per ridurre problemi di risonanza

In sintesi, sebbene il Microstepping offra al progettista una maggiore risoluzione, non si ottiene una migliore accuratezza. La riduzione del rumore indotto meccanicamente ed elettromagneticamente è, tuttavia, un vero vantaggio.

La trasmissione meccanica della coppia sarà anche molto più delicata e i problemi di risonanza saranno ridotti.

§Ciò offre una maggiore sicurezza nel mantenere la sincronizzazione del sistema ad anello aperto e una minore usura del sistema di trasmissione meccanica. Infatti, l'esecuzione di un numero infinito di microstep per passo completo determina il funzionamento del motore AC a magnete permanente sincrono bifase.

VANTAGGI E SVANTAGGI DEI MOTORI PASSO-PASSO

Vantaggi:

- In posizione di fermo, il motore ha la coppia massima. Non importa se non c'è momento o se cambia posizione.
- Ha una buona risposta in fase di avvio, arresto e retromarcia.
- Poiché il motore passo-passo non ha spazzole di contatto, è affidabile e la sua durata dipende dai cuscinetti del motore.
- L'angolo di rotazione del motore è direttamente proporzionale ai segnali di ingresso.
- È semplice e meno costoso da controllare poiché il motore fornisce un controllo ad anello aperto quando risponde ai segnali di ingresso digitali.
- La velocità del motore è direttamente proporzionale alla frequenza degli impulsi in ingresso, in questo modo è possibile ottenere un'ampia gamma di velocità di rotazione.
- Quando il carico è accoppiato all'albero, è ancora possibile realizzare la rotazione sincrona a bassa velocità.
- Il posizionamento esatto e la ripetibilità del movimento sono buoni, in quanto la precisione di un passaggio è del 3-5%, mentre l'errore non è cumulativo da un passaggio all'altro.
- I motori passo-passo sono più sicuri e meno costosi (rispetto ai servomotori), hanno una coppia elevata a basse velocità, un'elevata affidabilità e una struttura semplice che li rende adatti a qualsiasi ambiente.

Svantaggi

- Motori passo-passo con bassa efficienza.
- La coppia diminuisce molto rapidamente con la velocità.
- Poiché il motore passo-passo funziona con controllo ad anello aperto, non vi è alcun feedback che indichi potenziali passi mancanti.
- Ha un basso rapporto coppia/inerzia, il che significa che non riesce ad accelerare il carico molto rapidamente.
- Sono rumorosi.

APPLICAZIONI DEI MOTORI PASSO-PASSO

I motori passo-passo sono utilizzati in un'ampia gamma di applicazioni grazie al loro controllo preciso sul movimento e alla capacità di mantenere la posizione senza feedback. Alcune applicazioni comuni includono:

- **Automazione:** i motori passo-passo vengono utilizzati in apparecchiature di produzione automatizzate, misuratori per autoveicoli e macchine industriali come quelle per imballaggio, etichettatura, riempimento e taglio, ecc.
- **Stampa 3D :** i motori passo-passo sono comunemente utilizzati nelle stampanti 3D per controllare il movimento della testina di stampa e della piattaforma di costruzione, consentendo un controllo preciso del processo di stampa.
- **Macchine CNC :** le macchine a controllo numerico computerizzato (CNC) utilizzano motori passo-passo per controllare il movimento degli utensili da taglio e di altri componenti, consentendo operazioni di lavorazione precise e ripetibili.
- **Robotica :** i motori passo-passo sono ampiamente utilizzati nella robotica per controllare il movimento dei bracci, delle gambe e di altri componenti del robot, garantendo un controllo preciso sul movimento del robot.
- **Settore automobilistico :** i motori passo-passo vengono utilizzati nelle applicazioni automobilistiche per controllare vari sistemi, come l'iniezione del carburante, il controllo del minimo e il posizionamento dei fari.
- **Dispositivi medici :** i motori passo-passo sono utilizzati in vari dispositivi medici, come campioni, respiratori, pompe per fluidi, macchinari per analisi del sangue, scanner medici, pompe per fluidi e infusioni e apparecchiature di imaging medico, per un controllo preciso del movimento e del posizionamento.
- **Macchinari tessili :** i motori passo-passo vengono utilizzati nei macchinari tessili per controllare il movimento del tessuto, del filato e di altri componenti, consentendo un controllo preciso del processo di produzione.
- **Sistemi di sicurezza e telecamere :** i motori passo-passo vengono utilizzati nei dispositivi di sicurezza, come i sistemi di telecamere di sicurezza e di sorveglianza, per controllare il movimento delle lenti e di altri componenti, consentendo lo zoom automatico, la messa a fuoco precisa e il posizionamento.
- **Elettronica di consumo :** i motori passo-passo vengono utilizzati nell'elettronica di consumo, come stampanti, scanner per immagini, fotocopiatrici, fotocamere digitali e unità disco, per controllare il movimento di componenti e dispositivi.
- **Applicazioni per carichi pesanti:** i motori passo-passo vengono utilizzati anche negli ascensori, nei nastri trasportatori e nei deviatori di corsia.

COME INDIVIDUARE LA COPPIA DI BOBINE IN UN NEMA 17 BIPOLARE

Il NEMA 17 richiede un'alimentazione tipica di 12V-24 con un assorbimento massimo di 1.5A.

Più alta è la tensione di alimentazione e più alta sarà la coppia erogata dal motore e la velocità di rotazione.

La rotazione completa di 360° del rotore si ottiene facendo compiere 200 passi al motore. Ogni passo corrisponderà ad un angolo di 1,8°.

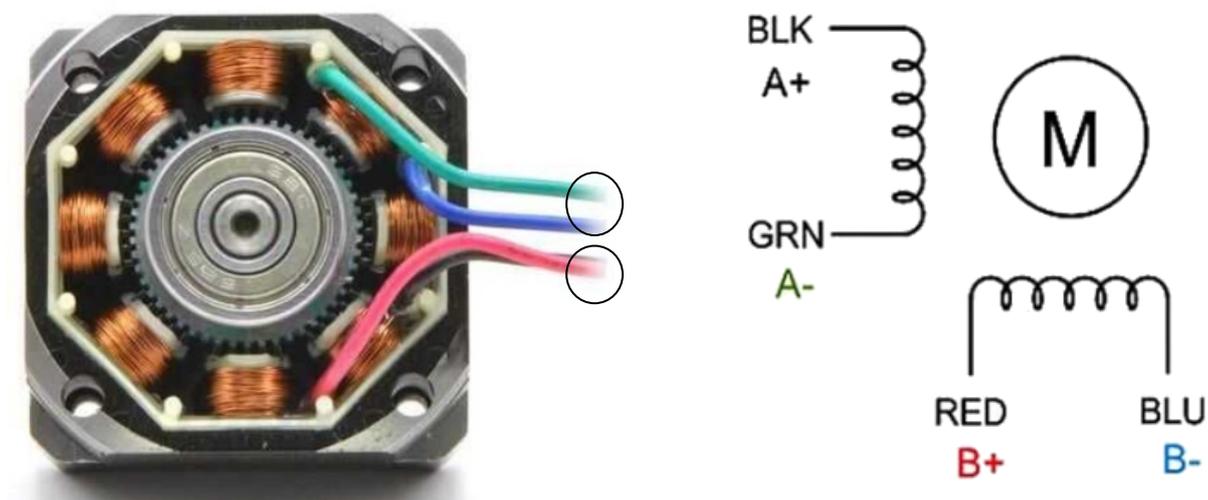
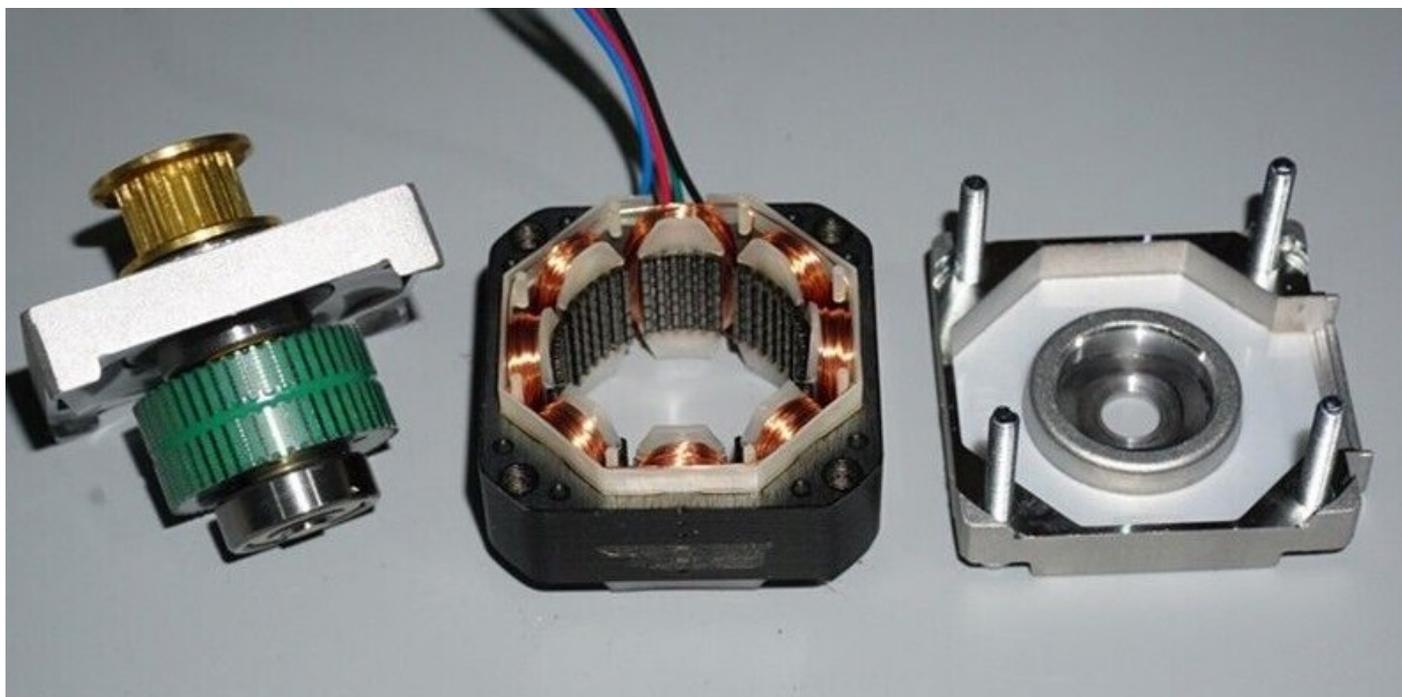
La velocità massima che questo tipo di motore può raggiungere è di 60 RPM (dall'inglese revolutions per minute in italiano rotazioni per minuto giri/min).

Prima di collegare il motore alla scheda motori è necessario individuare i terminali A+, A-, B+ e B- del motore.

E' necessario consultare la scheda tecnica del motore in cui vi è una corrispondenza tra colore filo e cavo.

In alternativa si può utilizzare un multimetro in modalità ohmetro e misurare la resistenza tra le coppie dei cavi; quando si misura un valore tra i 2 e i 4 ohm tra due terminali abbiamo individuato una delle bobine.

E' anche possibile collegare due terminali alla volta e verificare la resistenza dell'albero alla rotazione manuale. Dove c'è più resistenza abbiamo individuato una bobina.



Segue un esempio di scheda tecnica di un motore ibrido a 2 fasi NEMA 17HS2408S.

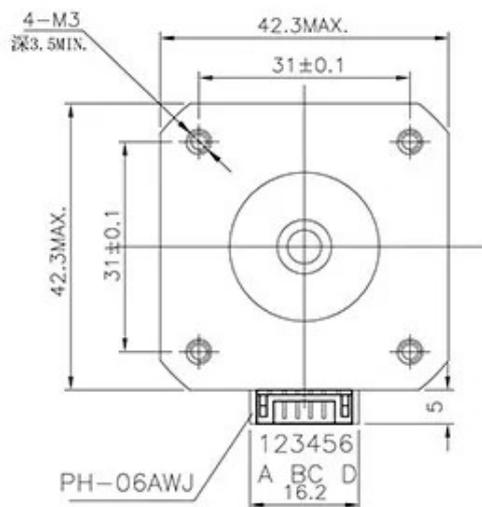
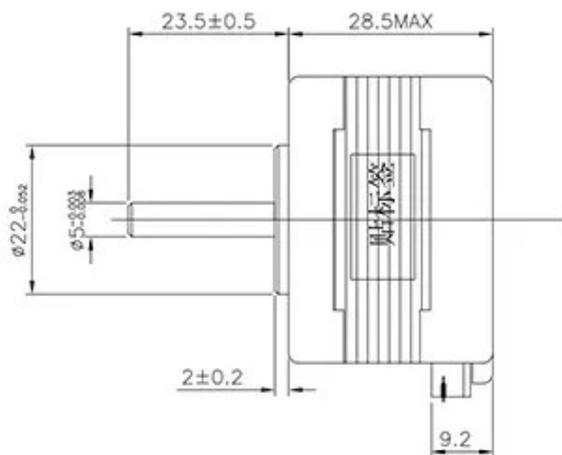
Step angle accuracy	±5%(full step, not load)
Resistance accuracy	±10%
Inductance accuracy	±20%
Temperature rise	80deg Max(rated current,2 phase on)
Ambient temperature	-20deg - +50deg
Insulation resistance	100MΩ Min, 500VDC
Insultion Strength	500VAC for one minute



Cable sign:

- Red: A+
- Green: A-
- Yellow: B+
- Blue: B-

Model No.	Step Angle (°)	Motor Length mm	Rated Current /Phase A	Resistance /Phase Ω	Inductance /Phase mH	Holding Torque N.cm	Rotor Inertia g.cm ²
17HS2408S	1.8	28	0.6	8	10	12	34



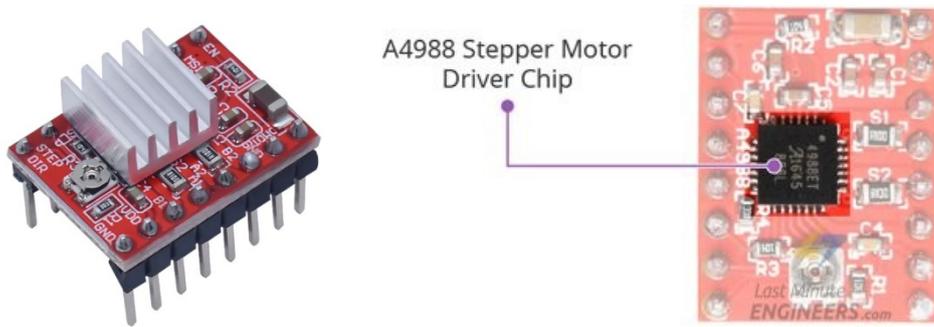
Quick Detail:

Item	Specifications
Step Angle Accuracy	±5%
Resistance Accuracy	±10%
Inductance Accuracy	±20%
Temperature Rise	80°C Max
Ambient Temperature	-20°C~+50°C
Insulation Resistance	100MΩMin.500VDC
Dielectric Strength	500VAC for one minute
Shaft Radial Play	0.02Max.(450g-load)
Shaft Axial Play	0.08Max.(450g-load)

Model No	Step Angle (°)	Rated Voltage (V)	Rated Current (A)	Phase Resistance (Ω)	Phase Inductance (mH)	Holding Torque (Kg.cm)	Detent Torque (g.cm Max)	Rotor Inertia (g.cm ²)	Motor Length (mm)	Leads No.	Motor Weight (Kg)
42HS29-0804	1.8	2.3	0.8	2.9	3	1.8	180	25	29	4	0.16
42HS34-0306	1.8	10.3	0.3	34.2	25.5	2.2	200	34	34	6	0.22
42HS34-0844	1.8	4.8	0.84	5.75	8	2.8	200	34	34	4	0.22
42HS34-1704	1.8	2.2	1.7	1.3	1.8	2.8	200	34	34	4	0.22
42HS40-0404	1.8	12.0	0.4	30	60	4.2	220	54	40	4	0.28
42HS40-0806	1.8	6.0	0.8	7.5	6.7	2.8	220	54	40	6	0.28
42HS40-1684	1.8	2.8	1.68	1.68	3.4	4	220	54	40	4	0.28
42HS40-1206	1.8	4.0	1.2	3.3	3.5	2.97	220	54	40	6	0.28
42HS48-0404	1.8	12.0	0.4	30	45	4.5	280	68	48	4	0.38
42HS48-1304	1.8	4.6	1.3	3.5	6.6	5.5	280	68	48	4	0.38
42HS48-1504	1.8	4.2	1.5	2.8	5.5	5.5	280	68	48	4	0.38
42HS48-1684	1.8	3.4	1.68	2	3.8	5.2	280	68	48	4	0.38
42HS52-1504	1.8	4.5	1.5	3	7	6.8	300	80	52	4	0.45
42HS60-1504	1.8	3.8	1.5	2.5	6	7	360	95	60	4	0.55

Above only for representative products, products of special request can be made according to the customer request.

Al centro del modulo c'è un driver microstepping di Allegro – A4988.



Il driver del motore passo-passo A4988 accetta in uscita fino a 35 V e ± 2 A.

Ciò consente di controllare un motore passo-passo bipolare, come il NEMA 17, fino a una corrente in uscita di 2 A per bobina. Inoltre, la corrente di uscita è regolata, consentendo un funzionamento silenzioso del motore passo-passo e l'eliminazione della risonanza o del ronzio comuni nei progetti di driver passo-passo non regolati.

Il numero di pin di controllo è ridotto a soli due, uno per controllare i passi e l'altro per controllare la direzione di rotazione.

Il driver offre cinque diverse risoluzioni di passo: 1, $\frac{1}{2}$, $\frac{1}{4}$, $\frac{1}{8}$, $\frac{1}{16}$.

Per garantire un funzionamento affidabile, il driver è dotato di funzioni aggiuntive quali protezione da sottotensione, shoot-through, cortocircuito, sovracorrente e termica.

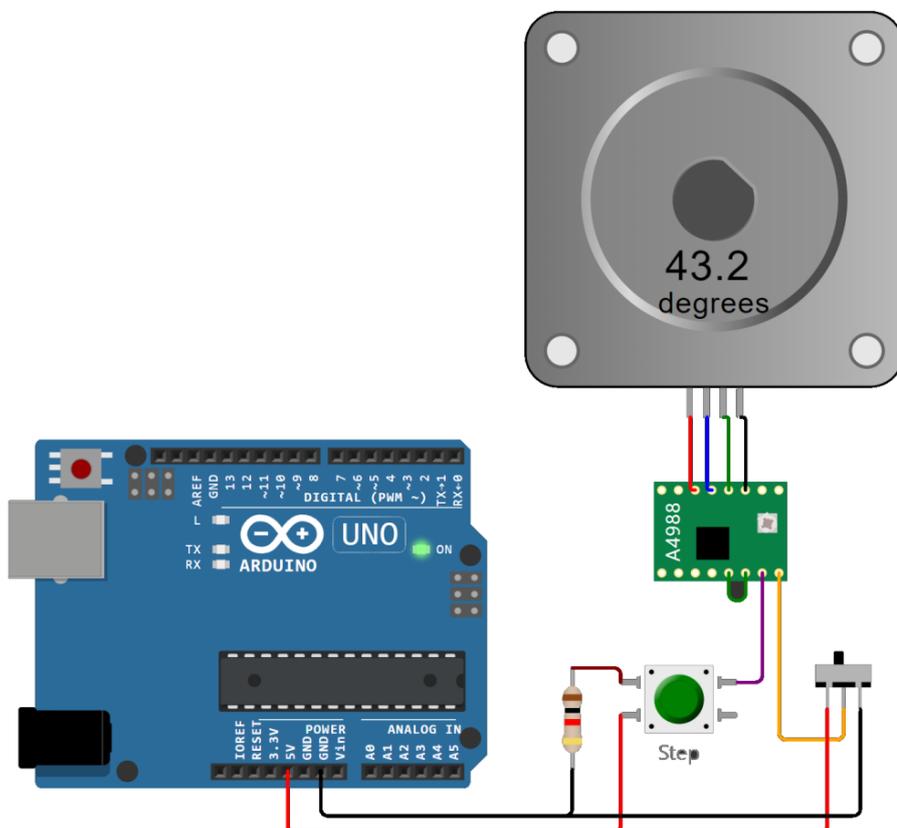
Il circuito seguente non necessita di codice. Cliccando sul bottone si ha la rotazione del motore di 1 passo.

Tramite lo slider si può cambiare la direzione di rotazione.

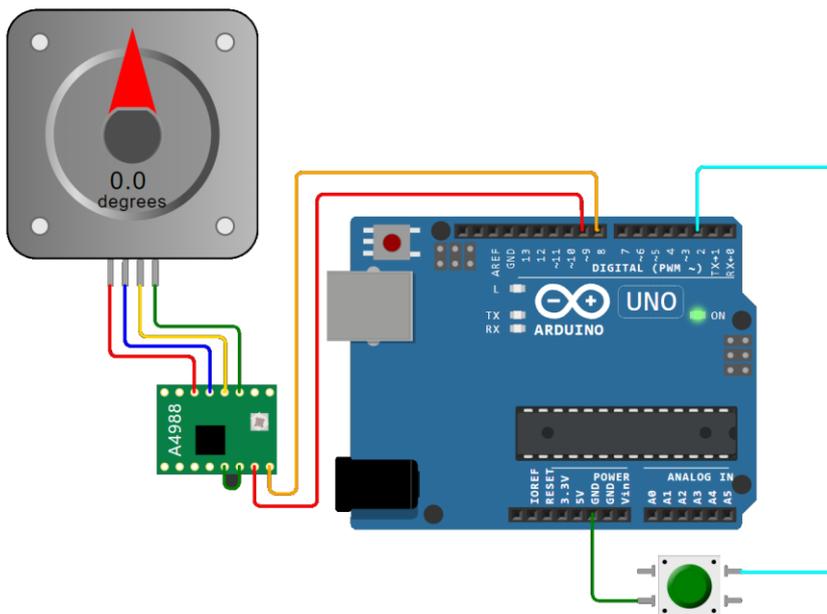
/* Stepper Motor A4988 Driver Example */

```
void setup() {}
```

```
void loop() {}
```

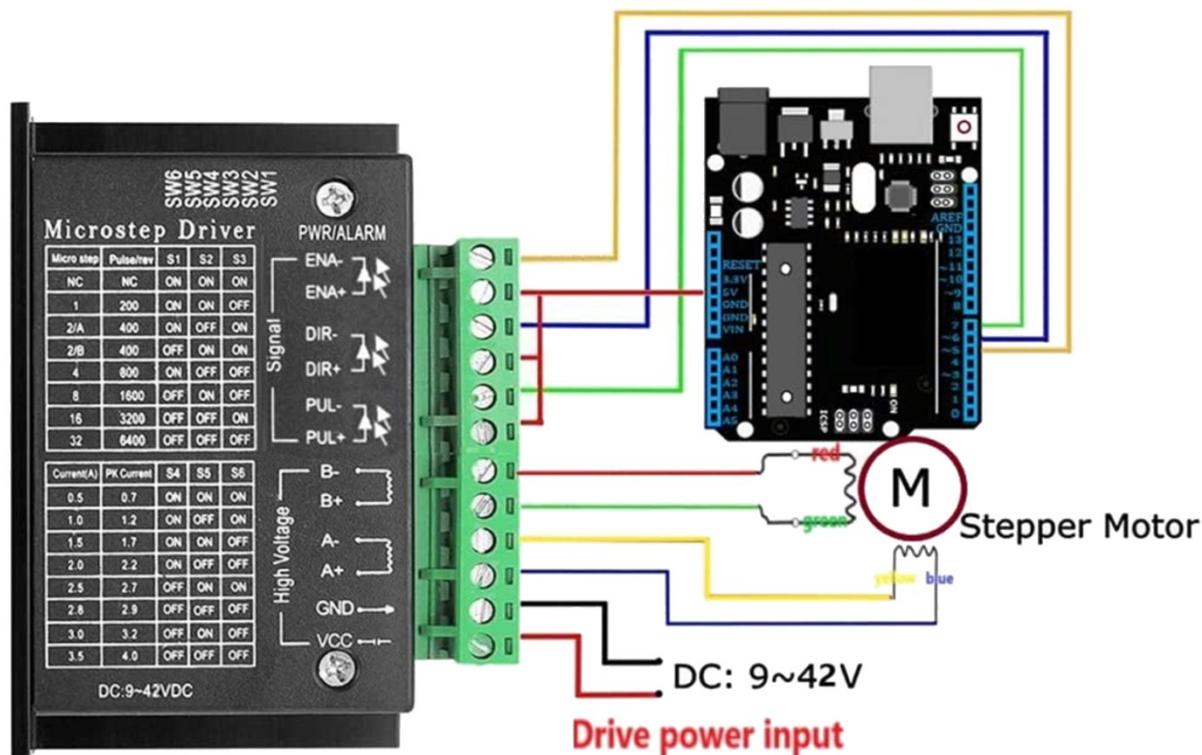


Il circuito seguente fa ruotare di 1 giro (200 passi) il motore e di farlo ritornare indietro quando viene premuto il pulsante.



```
// test a stepper motor with a Pololu A4988 driver board, onboard led will flash at each step
byte directionPin = 8;
byte stepPin = 9;
int numberOfSteps = 200;
byte ledPin = 13;
int pulseWidthMicros = 20; // microsecondo
int millisbetweenSteps = 10; // milliseconds - or try 100 for slower steps
int statostart;
void setup() {
  Serial.begin(9600);
  Serial.println("Starting StepperTest");
  digitalWrite(ledPin, LOW);
  pinMode(directionPin, OUTPUT);
  pinMode(stepPin, OUTPUT);
  pinMode(ledPin, OUTPUT);
  pinMode(2, INPUT_PULLUP);
}

void loop() {
  statostart=digitalRead(2);
  if(digitalRead(2) == LOW){
    digitalWrite(directionPin, HIGH);
    for(int n = 0; n < numberOfSteps; n++) {
      digitalWrite(stepPin, HIGH);
      delayMicroseconds(pulseWidthMicros);
      digitalWrite(stepPin, LOW);
      delay(millisbetweenSteps);
      digitalWrite(ledPin, !digitalRead(ledPin));
    }
    delay(1000);
    digitalWrite(directionPin, LOW);
    for(int n = 0; n < numberOfSteps; n++) {
      digitalWrite(stepPin, HIGH);
      // delayMicroseconds(pulseWidthMicros); // probably not needed
      digitalWrite(stepPin, LOW);
      delay(millisbetweenSteps);
      digitalWrite(ledPin, !digitalRead(ledPin));
    }
  }
}
```



Il Driver TB6600 è un driver analogico per motori passo-passo professionale di facile utilizzo.

Può controllare un singolo motore passo-passo a due fasi.

È compatibile con Arduino e altri microcontrollori che possono generare un segnale digitale a impulsi da 5 V.

Il driver del motore passo-passo arduino TB6600 ha una vasta gamma di alimentazione, 9 ~ 42VDC.

Ed è in grado di emettere corrente di picco 4A, che è sufficiente per la maggior parte dei motori passo-passo.

Il driver stepper supporta il controllo della velocità e della direzione. È possibile impostare il micro passo e la corrente di uscita con 6 DIP switch. Esistono 7 tipi di micro passi (1, 2 / A, 2 / B, 4, 8, 16, 32) e 8 tipi di controllo corrente (0,5 A, 1 A, 1,5 A, 2 A, 2,5 A, 2,8 A, 3,0 A, 3.5A) in tutto.

Tutti i terminali di segnale adottano l'isolamento da fotoaccoppiatore ad alta velocità, migliorando la sua capacità di interferenza ad alta frequenza. Come dispositivo professionale, è in grado di pilotare motori passo-passo ibridi a due fasi 42, 57 e quattro fasi.

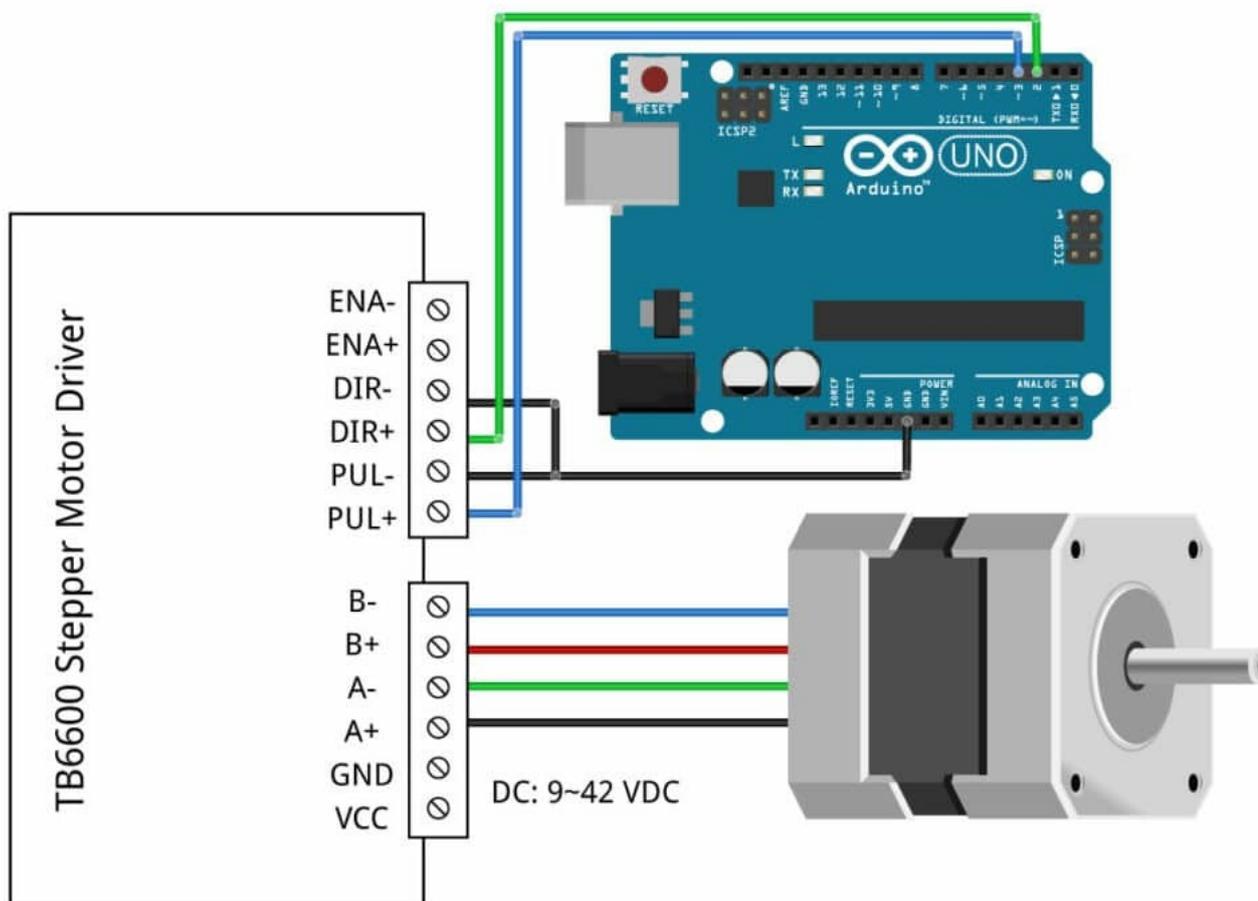
Quando si acquista un driver per motore passo-passo TB6600, probabilmente ci si imbatte anche nel driver TB6560, leggermente più economico. Questo driver può essere controllato con lo stesso codice/cablaggio, ma ci sono alcune differenze fondamentali.

	TB6560	TB6600
Tensione di esercizio	10 – 35 VDC, 24 VDC consigliati	9 – 42 VDC, 36 VDC consigliati
Corrente di uscita massima	3 A per fase, 3,5 A di picco	3,5 A per fase, 4 A di picco
# Impostazioni correnti	14	8
Risoluzione microstep	pieno, 1/2, 1/8 e 1/16	pieno, 1/2, 1/4, 1/8, 1/16 e 1/32*
Frequenza di clock	15 kHz	200 kHz

Quindi le principali differenze sono la tensione massima più alta, la corrente massima più alta e fino a 1/32 di microstepping. Il TB6600 ha anche un dissipatore di calore migliore e un fattore di forma complessivo più gradevole. Se vuoi controllare motori passo-passo più grandi o hai bisogno di una risoluzione più alta, ti consiglio di scegliere il TB6600.

Collegare il driver del motore passo-passo TB6600 a un Arduino e al motore passo-passo è abbastanza semplice.

Lo schema elettrico sottostante mostra quali connessioni vanno effettuate.



fritzing

Driver motore passo-passo TB6600 con Arduino UNO e schema elettrico motore passo-passo

I collegamenti sono riportati anche nella tabella sottostante:

CONNESSIONI TB6600

TB6600	Connessione
VCC	9 – 42 VCC
Terra	Messa a terra dell'alimentazione
ENA-	Non connesso
ENA+	Non connesso
DIR-	Massa Arduino
DIR+	Perno 2 Arduino
PUL-	Massa Arduino
PUL+	Perno 3 Arduino
Un-, Un+	Motore passo-passo bobina 1
Si-, Si+	Motore passo-passo bobina 2

Notare che abbiamo lasciato i pin di abilitazione (ENA- ed ENA+) scollegati. Ciò significa che il pin di abilitazione è sempre BASSO e il driver è sempre abilitato.

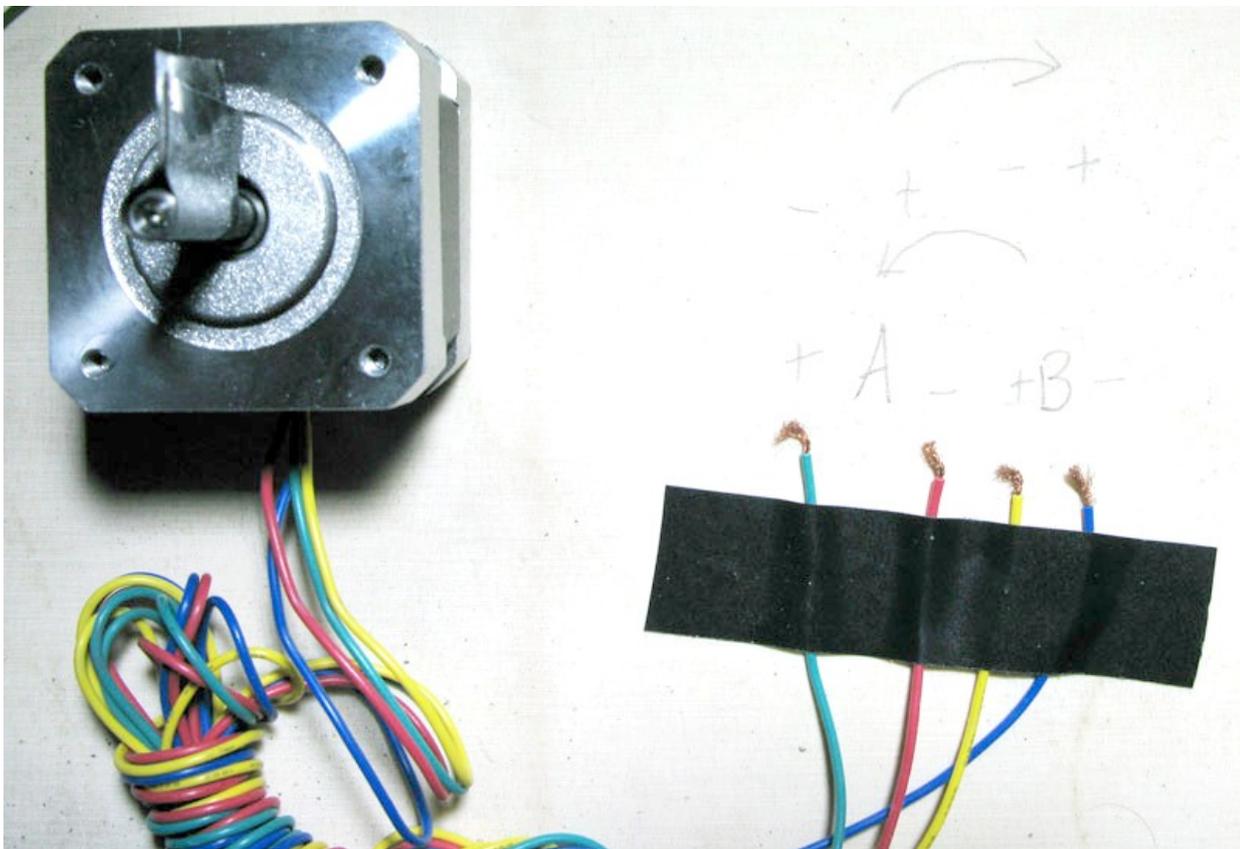
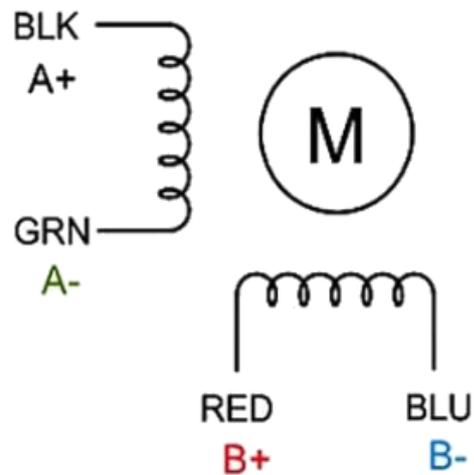
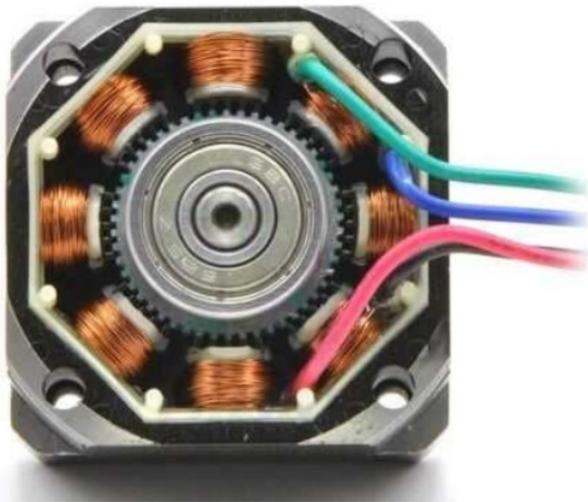
COME DETERMINARE LE FASI DEL MOTORE PASSO-PASSO A 4 FILI (BIPOLARE)

L'unica cosa che devi identificare sono le due coppie di fili che sono collegate alle due bobine del motore.

I fili di una bobina vengono collegati ad A- e A+ e l'altro a B- e B+, la polarità non ha importanza.

Per trovare i due fili di una bobina, procedere come segue con il motore scollegato:

- Prova a far girare manualmente l'albero del motore passo-passo e nota la difficoltà con cui gira.
- Ora prendi una coppia di fili a caso dal motore e tocca insieme le estremità scoperte.
- Successivamente, tenendo insieme le estremità, prova a far girare nuovamente l'albero del motore passo-passo.
- Se senti molta resistenza, hai trovato una coppia di fili dalla stessa bobina.
- Se riesci ancora a far girare liberamente l'albero, prova un'altra coppia di fili. Ora collega le due bobine ai pin mostrati nello schema elettrico sopra.



IMPOSTAZIONI MICROSTEP TB6600

I motori passo-passo hanno in genere una dimensione del passo di 1,8° o 200 passi per rivoluzione, che si riferisce a passi completi. Un driver microstepping come il TB6600 consente risoluzioni più elevate consentendo posizioni di passo intermedie. Ciò si ottiene energizzando le bobine con livelli di corrente intermedi.

Ad esempio, azionando un motore in modalità 1/2 passo, il motore da 200 passi per giro otterrà 400 micropassi per giro.

È possibile modificare le impostazioni microstep del TB6600 attivando o disattivando i dip switch sul driver. Per i dettagli, vedere la tabella seguente. Assicurarsi che il driver non sia collegato all'alimentazione quando si regolano i dip switch!

Si prega di notare che queste impostazioni sono per i driver microstepping 1/32 con il chip TB67S109AFTG. Quasi tutti i driver TB6600 che puoi acquistare oggi utilizzano questo chip. In genere puoi anche trovare una tabella con le impostazioni microstep e correnti sul corpo del driver.

TABELLA MICROSTEP TB6600

S1	S2	S3	Risoluzione microstep
SU	SU	SU	NC
SU	SU	SPENTO	Passo completo
SU	SPENTO	SU	1/2 passo
SPENTO	SU	SU	1/2 passo
SU	SPENTO	SPENTO	1/4 passo
SPENTO	SU	SPENTO	passo 1/8
SPENTO	SPENTO	SU	passo 1/16
SPENTO	SPENTO	SPENTO	passo 1/32

In generale, un'impostazione microstep più piccola si tradurrà in un funzionamento più fluido e silenzioso. Tuttavia, limiterà la velocità massima che puoi raggiungere quando controlli il driver del motore passo-passo con un Arduino.

IMPOSTAZIONI CORRENTI TB6600

Puoi regolare la corrente che va al motore quando è in funzione impostando i dip switch S4, S5 e S6 su on o off.

Consiglio di iniziare con un livello di corrente di 1 A. Se il tuo motore perde passi o si blocca, puoi sempre aumentare il livello di corrente in seguito.

Corrente (A)	Corrente di picco	S4	S5	S6
0,5	0,7	SU	SU	SU
1.0	1.2	SU	SPENTO	SU
1.5	1.7	SU	SU	SPENTO
2.0	2.2	SU	SPENTO	SPENTO
2.5	2.7	SPENTO	SU	SU
2.8	2.9	SPENTO	SPENTO	SU
3.0	3.2	SPENTO	SU	SPENTO
3.5	4.0	SPENTO	SPENTO	SPENTO

1. ESEMPIO DI CODICE BASE TB6600 CON ARDUINO

Con il seguente schizzo, puoi testare la funzionalità del driver del motore passo-passo. Semplicemente il motore ruota a una velocità fissa.

```
// Define stepper motor connections:
#define dirPin 2
#define stepPin 3

void setup() {
  // Declare pins as output:
  pinMode(stepPin, OUTPUT);
  pinMode(dirPin, OUTPUT);

  // Set the spinning direction CW/CCW:
  digitalWrite(dirPin, HIGH);
}

void loop() {
  // These four lines result in 1 step:
  digitalWrite(stepPin, HIGH);
  delayMicroseconds(500);
  digitalWrite(stepPin, LOW);
  delayMicroseconds(500);
}
```

2. ESEMPIO DI CODICE PER CONTROLLARE ROTAZIONE, VELOCITÀ E DIREZIONE

Il codice seguente controlla sia la velocità, sia il numero di giri, sia la direzione di rotazione del motore passo-passo.

```
// Define stepper motor connections and steps per revolution:
```

```
#define dirPin 2
```

```
#define stepPin 3
```

```
#define stepsPerRevolution 1600
```

```
void setup() {
```

```
  // Declare pins as output:
```

```
  pinMode(stepPin, OUTPUT);
```

```
  pinMode(dirPin, OUTPUT);
```

```
}
```

```
void loop() {
```

```
  // Set the spinning direction clockwise:
```

```
  digitalWrite(dirPin, HIGH);
```

```
  // Spin the stepper motor 1 revolution slowly:
```

```
  for (int i=0; i < stepsPerRevolution; i++) {
```

```
    // These four lines result in 1 step:
```

```
    digitalWrite(stepPin, HIGH);
```

```
    delayMicroseconds(2000);
```

```
    digitalWrite(stepPin, LOW);
```

```
    delayMicroseconds(2000);
```

```
  }
```

```
  delay(1000);
```

```
  // Set the spinning direction counterclockwise:
```

```
  digitalWrite(dirPin, LOW);
```

```
  // Spin the stepper motor 1 revolution quickly:
```

```
  for (int i=0; i < stepsPerRevolution; i++) {
```

```
    // These four lines result in 1 step:
```

```
    digitalWrite(stepPin, HIGH);
```

```
    delayMicroseconds(1000);
```

```
    digitalWrite(stepPin, LOW);
```

```
    delayMicroseconds(1000);
```

```
  }
```

```
  delay(1000);
```

```
  // Set the spinning direction clockwise:
```

```
  digitalWrite(dirPin, HIGH);
```

```
  // Spin the stepper motor 5 revolutions fast:
```

```
  for (int i=0; i < 5 * stepsPerRevolution; i++) {
```

```
    // These four lines result in 1 step:
```

```
    digitalWrite(stepPin, HIGH);
```

```
    delayMicroseconds(500);
```

```
    digitalWrite(stepPin, LOW);
```

```
    delayMicroseconds(500);
```

```
  }
```

```
  delay(1000);
```

```
  // Set the spinning direction counterclockwise:
```

```
  digitalWrite(dirPin, LOW);
```

```
  // Spin the stepper motor 5 revolutions fast:
```

```
  for (int i=0; i < 5 * stepsPerRevolution; i++) {
```

```
    // These four lines result in 1 step:
```

```
    digitalWrite(stepPin, HIGH);
```

```
    delayMicroseconds(500);
```

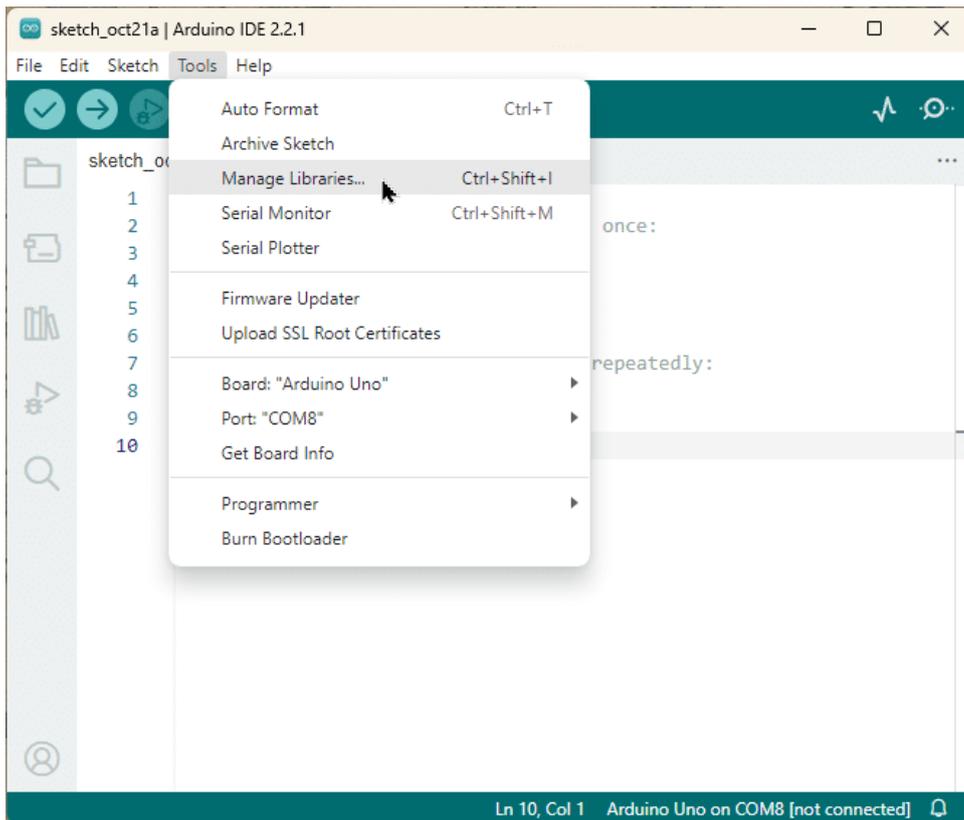
```
    digitalWrite(stepPin, LOW);
```

```
    delayMicroseconds(500);
```

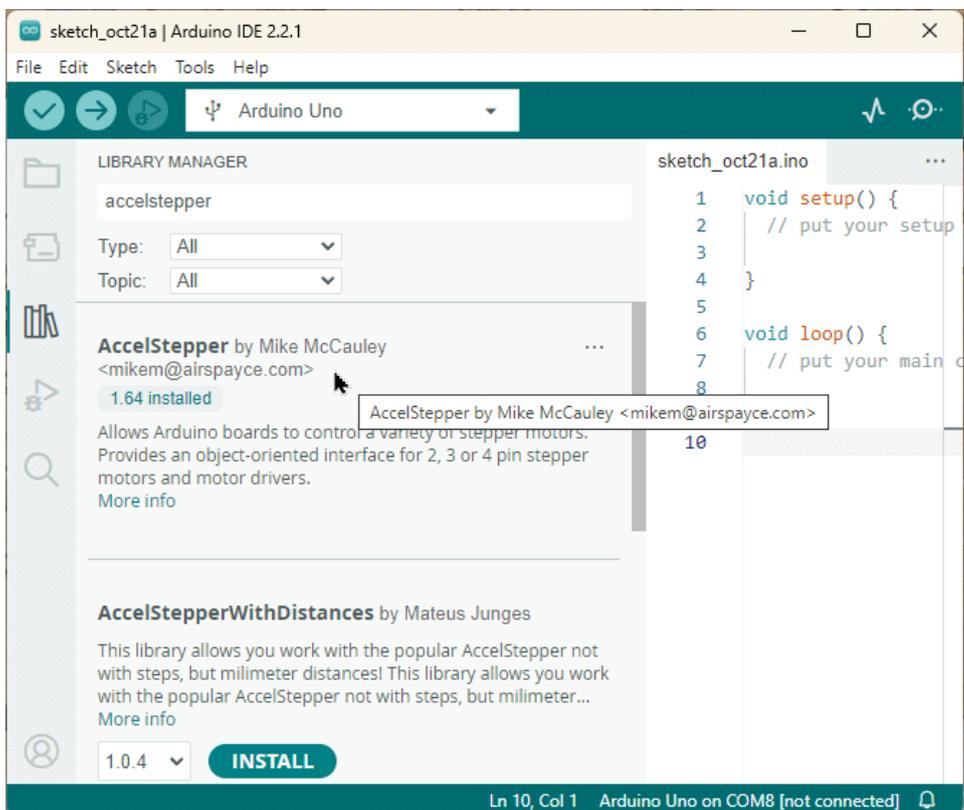
```
  }
```

```
  delay(1000); }
```

INSTALLAZIONE DELLA LIBRERIA ACCELSTEPPER



Puoi cercare 'accelstepper' e cercare la libreria di Mike McCauley. Seleziona la versione più recente e poi clicca su Installa.



Installa la libreria AccelStepper

3. CODICE DI ESEMPIO ACCELSTEPPER

Con il seguente schizzo, puoi aggiungere accelerazione e decelerazione ai movimenti del motore passo-passo, senza alcuna codifica complicata.

Nell'esempio seguente, il motore funzionerà avanti e indietro con una velocità di 1000 passi al secondo e un'accelerazione di 500 passi al secondo al quadrato.

Nota che sto ancora usando il driver in modalità microstepping 1/8.

Se stai usando un'impostazione diversa, gioca con le impostazioni di velocità e accelerazione.

```
// Include the AccelStepper library:
#include "AccelStepper.h"

// Define stepper motor connections and motor interface type.
// Motor interface type must be set to 1 when using a driver:
#define dirPin 2
#define stepPin 3
#define motorInterfaceType 1

// Create a new instance of the AccelStepper class:
AccelStepper stepper = AccelStepper(motorInterfaceType, stepPin, dirPin);

void setup() {
  // Set the maximum speed and acceleration:
  stepper.setMaxSpeed(3000);
  stepper.setAcceleration(1000);
}

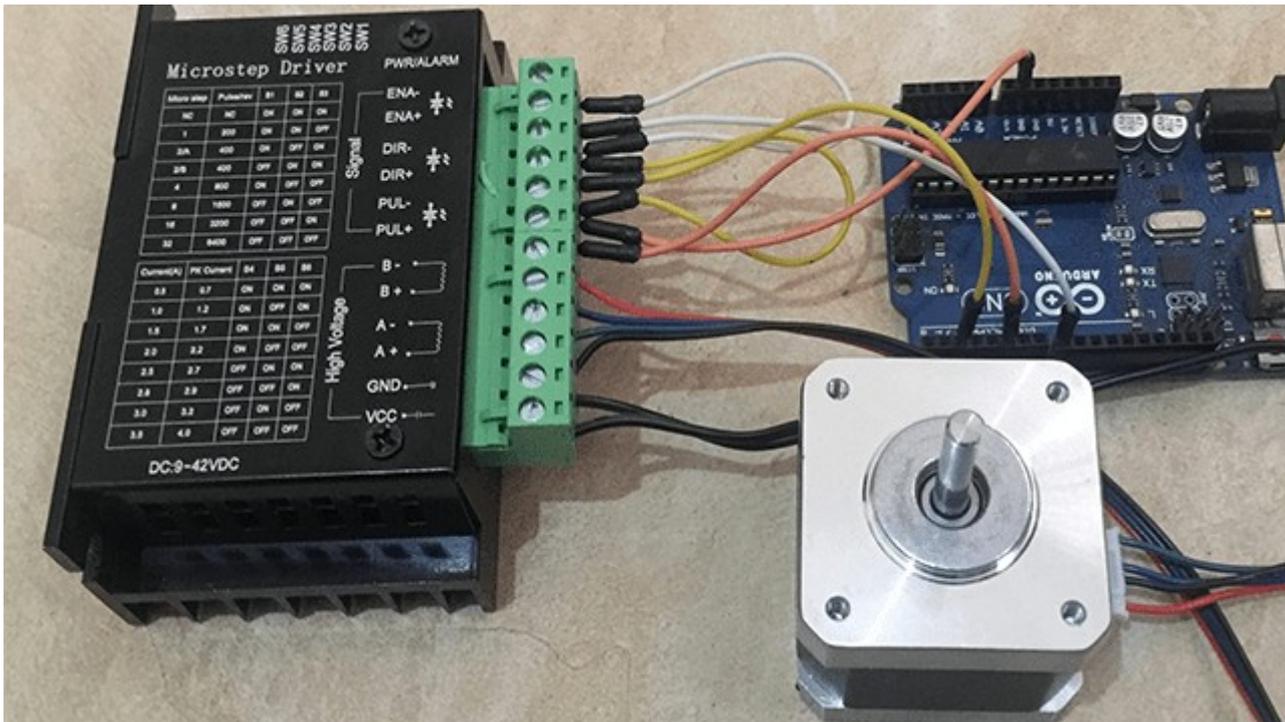
void loop() {
  // Set the target position:
  stepper.moveTo(8000);
  // Run to target position with set speed and acceleration/deceleration:
  stepper.runToPosition();

  delay(1000);

  // Move back to zero:
  stepper.moveTo(0);
  stepper.runToPosition();

  delay(1000);
}
```

TB6600 STEPPER MOTOR DRIVER WITH ARDUINO.



The TB6600 stepper motor driver is used to control larger two-phase bipolar stepper motors like NEMA 23 motors used in 3D printers, CNC machines and robots. In this tutorial I'll describe the TB6600 motor driver hardware in detail and also demonstrate how to control the driver with Arduino.

TB6600 STEPPER MOTOR DRIVER HARDWARE DESCRIPTION.

The TB6600 Stepper motor driver was originally built around TB6600HG stepping motor IC made by Toshiba. However nowadays many of these drivers have a TB67S109AFTG IC also made by Toshiba.

These chips are almost similar in performance and specifications but the TB6600HG is larger and has a higher peak current rating of up to 5A compared to the smaller TB67S109AFTG chip with a peak current rating of 4A. Also, the TB6600HG only supports up to 1/16 microstepping while the TB67S109AFTG goes up to 1/32.

The driver has over-current, under-voltage shutdown, and overheating protection. Other specifications can differ slightly depending on the manufacturer and therefore you should always check the datasheet of your driver before use.

DIFFERENCE BETWEEN TB6600 AND TB6560 STEPPER MOTOR DRIVERS.

The TB6560 stepper motor driver can easily be confused with TB6600 model since these drivers can both be controlled using the same connections and code. However, they have some major differences that I'll list in the comparison table below.

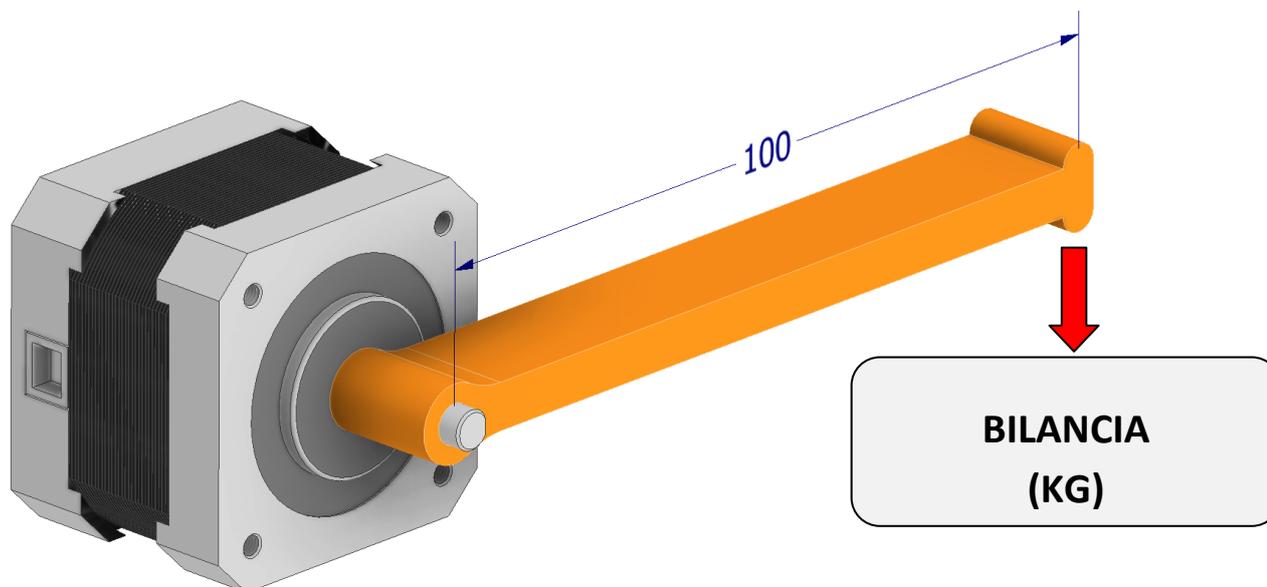
	TB6560	TB6600
Operating voltage	10 – 35 VDC,	9 – 42 VDC
Max output current	3 A per phase, 3.5 A peak	3.5 A per phase, 4 A peak
Microstep resolution	full, 1/2, 1/8 and 1/16	full, 1/2, 1/4, 1/8, 1/16 and 1/32*
Clock frequency	15 kHz	200 kHz

From the table above, TB6600 driver has a higher maximum operating voltage and current and can go up to 1/32 microstepping. Also, the TB6600 has a better heatsink. Therefore, if you want to control larger stepper motors with higher resolution, the TB6600 would be a better choice.

MISURA DELLA COPPIA DI UN MOTORE PASSO PASSO SERIE NEMA 17

Tramite una leva montata sull'albero del motore andiamo ad esercitare una forza su una piccola bilancia che ci darà una indicazione in Kg della forza peso ($F=m \cdot g$).

Noto il braccio della leva potremo calcolare la coppia motrice del motore in Kg cm nelle varie condizioni di alimentazione e passo impostati con il driver TP6600.



Coppia motrice kg . cm						
Tensione V	1 passo	½ passo	¼ passo	1/8 passo	1/16 passo	1/32 passo
12						
18						
24						

MOTORE ASINCRONI TRIFASE BRUSHLESS

Si tratta di motori di elevata potenza (1-10 kW) usati generalmente per macchine utensili o sistemi di movimentazione industriale. Vengono alimentati con tensione alternata trifase 230V o 400V 50Hz.

Per contenere la corrente di spunto (quella assorbita all'accensione) e consentire la regolazione del numero di giri si devono utilizzare opportuni dispositivi elettronici (VFD o Inverter) che sono in grado di generare una tensione sinusoidale trifase con frequenza variabile da 0 a 500Hz e oltre.

Un convertitore a frequenza variabile (VFD) quindi è un tipo di azionamento per motori AC che controlla la velocità e la coppia variando la frequenza della tensione in ingresso al motore.

I motori elettrici AC accoppiati ad un sistema VFD sono solitamente motori a induzione trifase.

Alcuni tipi di motori monofase o motori sincroni possono essere vantaggiosi in alcune situazioni, ma in genere quelli a induzione trifase sono preferiti perché più economici e duraturi.



Esempio KIT motore mandrino CNC per FRESA CNC da 1.5kW raffreddato ad acqua con connettore di tipo aeronautico.

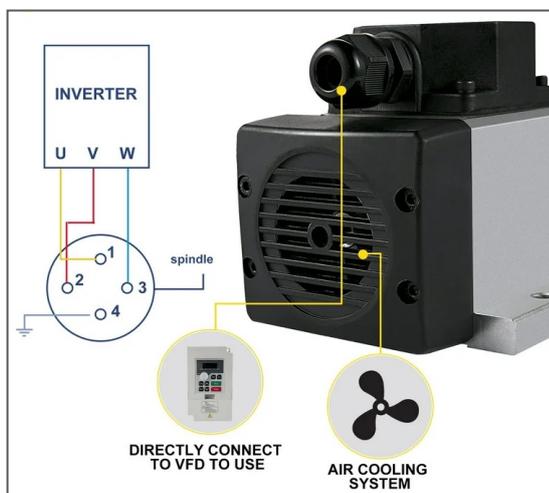
In figura a partire da sinistra:

- Connettore
- Motore
- VFS da 2.2 kW

Il retro del motore presenta un connettore a 4 pin da collegare al cavo fornito in dotazione al motore.

Sul connettore collegato al cavo è presente una numerazione da 1 a 4 che identifica, in genere le fasi 1=U, 2=V, 3=W e la massa=4. Per sicurezza verificare sempre il manuale del motore. Il connettore poi si maschiera in un solo modo con la sede presente sul motore.

Per piccoli motori (<1kW) in genere si evitano di connettere la massa (andrebbe sempre collegata per questioni di sicurezza!)



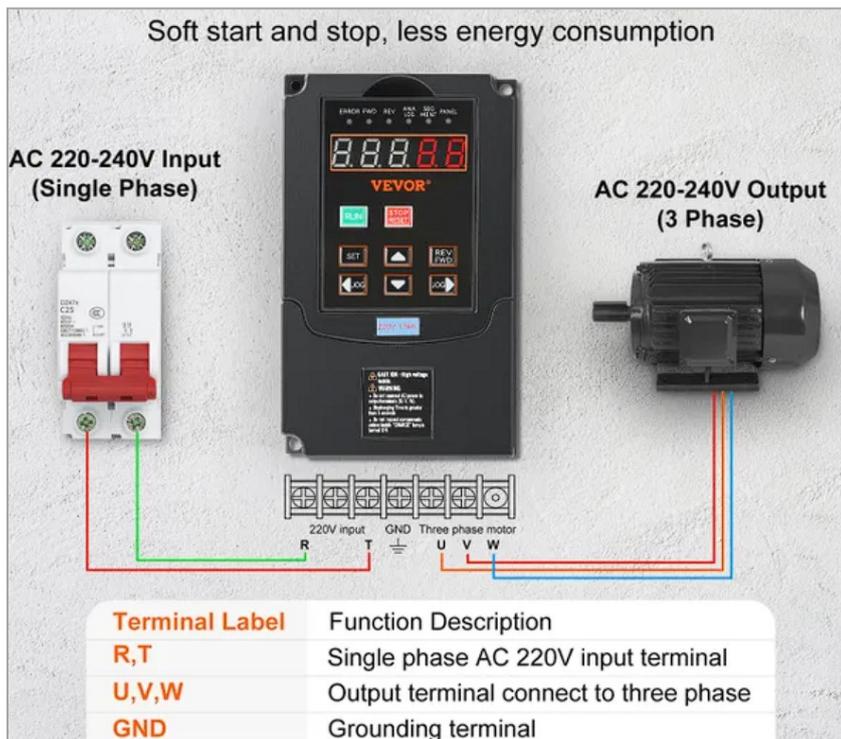


Parametri Tecnici:

- Specifiche: $\phi 2,6 \times 8$ pollici (diametro: 6,5 cm x lunghezza: 20,3 cm);
- Potenza: 0,8 KW;
- Tensione: 220 V;
- Corrente: 2,5 A;
- Dimensione della pinza: ER11;
- Cuscinetti: 4 cuscinetti; Frequenza: 200-400 Hz;
- Velocità: 12000-24000 giri/min;
- Runout: inferiore a 0,002 mm.
- Utilizzato principalmente per macchine per incidere o utilizzato con convertitore di frequenza.

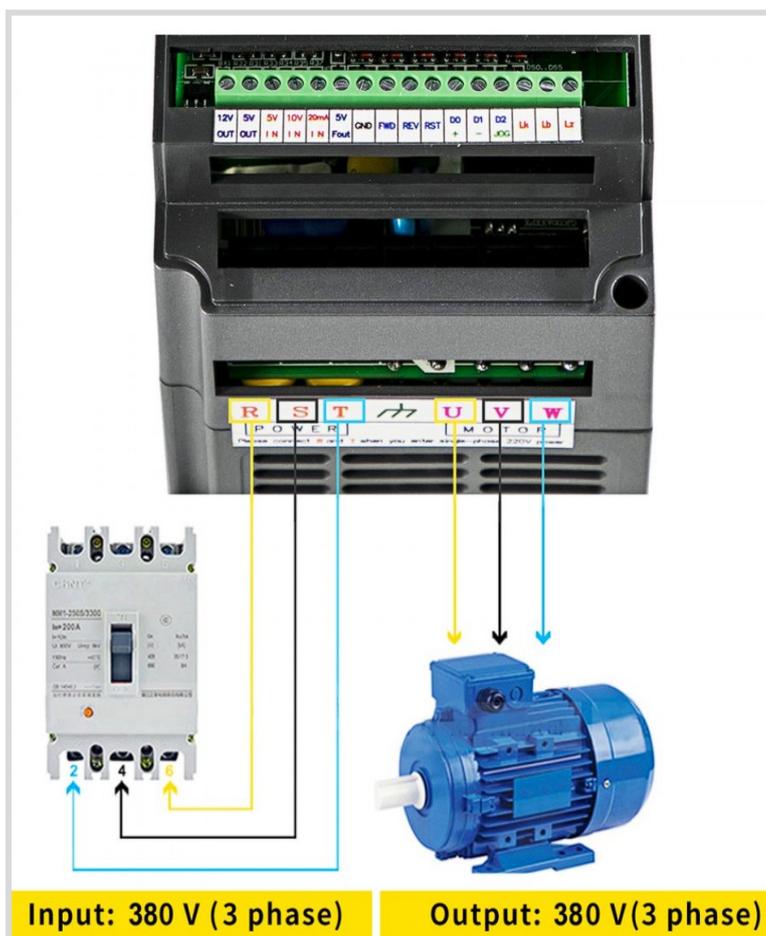
VFD (INVERTER)

Per potenze medio basse (<5kW) tipicamente presenta un ingresso MONOFASE 230V e un uscita TRIFASE che può essere 230V o 400V. Sono disponibili anche soluzioni che accettano in ingresso una tensione trifase 230V o 400V (vedi figura 2).



In genere (controllare sempre il manuale) se abbiamo a disposizione una tensione monofase 230V i due cavi di linea (neutro e fase) andranno collegati ai terminali R e T (l'eventuale massa alla massa GND).

La fase e il neutro della 230V possono essere connesse all'inverter senza dover cercare la fase con apposito cacciavite cercafase. Non cambia nulla poiché la tensione è alternata.



Se invece abbiamo una trifase 230V o 400V allora il VFD presenterà tre connettori R, S, T a cui collegare le tre fasi della tensione di linea.

Nota: se il motore, una volta acceso ruota in senso antiorario al posto di orario, allora è necessario scambiare di posto i cavi U e W.