

[Cile per tutti gli appunti](#) (AUTOMAZIONE – TRATTAMENTI TERMICI ACCIAIO – SCIENZA delle COSTRUZIONI...)



[e-mail per suggerimenti](#)

1 PRODUZIONE E DISTRIBUZIONE DELL'ARIA COMPRESSA

Un sistema di comando può essere realizzato utilizzando diverse tecnologie e diversi mezzi fisici per il trasporto di energia e di segnali.

L'aria si presenta come mezzo particolarmente adatto ad essere utilizzato in sistemi di comando di tipo *ON-OFF*.

Nei sistemi *ON-OFF* sono previsti due soli stati logici "1-0" (si-no) che possono rappresentare due livelli possibili, uno alto e l'altro basso, del valore di una grandezza fisica: come la tensione elettrica, la pressione dell'aria ecc. Ciò corrisponde, ad esempio, all'apertura o alla chiusura di un contatto elettrico o di una valvola pneumatica che permette o impedisce il passaggio dell'aria.

Nella pneumatica, usualmente i comandi determinano l'invio dell'aria ad una pressione prestabilita, da una parte o dall'altra di un cilindro (o di un motore) determinando una corsa in un senso o in senso opposto. Le valvole adibite alla distribuzione dell'aria vengono comandate in modo da assumere posizioni ben fisse: tutto aperto o tutto chiuso, una posizione o l'opposta.

Per la sua caratteristica di compressibilità l'aria, non è adatta a effettuare dei comandi graduali, che possano far corrispondere biunivocamente ad una grandezza fisica, come la tensione o una intensità di corrente, una posizione dello stelo di un cilindro.

Pur tuttavia sono state costruite valvole pneumatiche proporzionali (vedi ditta FESTO).

Meglio si presta, per un controllo di posizione proporzionale, l'impiego di liquidi, considerati praticamente incompressibili. Tale tecnica viene studiata nell'oleodinamica.

1.1 Caratteristiche dell'aria

L'aria è una miscela di gas nella seguente proporzione volumetrica:

- 1- Azoto 78%
- 2- Ossigeno 21%
- 3- Altri gas 1%. Tra questi i gas rari come l'argon, il neon, il cripto, lo xeno

L'aria contiene sempre del vapore acqueo che ne costituisce l'*umidità*. La presenza di essa può determinare delle condense dannose, che debbono essere eliminate nell'impianto.

Nella produzione dell'aria compressa occorre prevedere una sua deumidificazione.

Si rimanda al corso di macchine lo studio approfondito dei gas. Qui si vuole puntualizzare solamente la definizione di grandezze fisiche che più usualmente vengono adoperate nello studio di un impianto pneumatico, e si richiamano alcune proprietà che interessano i gas.

1.1.1 Pressione

È la forza che il gas esercita sull'unità di superficie:

$$p = \frac{F}{S} \quad (1.1)$$

Nel sistema internazionale l'unità di misura della pressione è:

$$[p] = \frac{N}{m^2} = Pa \text{ (Pascal)}$$

Il Pascal è una unità di misura piccola rispetto alle pressioni di esercizio degli impianti; conviene assumere un multiplo di essa.

Si definisce come multiplo del Pascal il "bar":

$$1bar = 10^5 Pa$$

1.1.2 Pressione atmosferica

È la pressione esercitata dalla colonna di aria che sovrasta il luogo che si sta considerando. È evidente, da quanto detto, che la pressione atmosferica dipende dall'altitudine, in quanto, a seconda di questa, varia la colonna di aria che è al disopra del luogo nel quale ci si trova.

Al livello del mare, alla temperatura di 20 C°, la pressione atmosferica è di 1.013 bar.

1.1.3 Pressione effettiva, pressione assoluta

La pressione esistente entro un recipiente viene misurata con uno strumento detto manometro.

Se entro il recipiente esiste una pressione uguale a quella atmosferica il manometro segna una pressione nulla: esso misura la pressione che è al disopra di quella atmosferica. Detta pressione viene denominata *pressione effettiva* o pressione monometrica.

La pressione effettiva p_e è quella misurata a partire dalla pressione atmosferica.

È evidente che la pressione assoluta p_a , che si ha dentro un recipiente, sarà data da quella effettiva, misurata dal manometro, più la pressione atmosferica.

$$p_a = p_e + p_{atm} \quad (1.2)$$

Se la pressione è misurata in *bar* $p_{atm} = 1.013bar$ sarà:

$$p_a = p_e + 1.013 \quad \text{in pratica}$$

$$p_a \cong p_e + 1$$

Vengono qui ricordate alcune leggi dei gas perfetti.

1.1.4 Equazione di stato

La pressione assoluta p , la temperatura assoluta T e il volume di un gas perfetto sono legati dalla espressione:

$$pV = nRT \quad (1.3)$$

Dove n è il numero di krammo-molecole

R è la costante universale valida per ogni gas :

$$R = 8310 \frac{\text{joule}}{\text{grado} \cdot \text{kgmole}}$$

Il n° di kgrammo-molecole è dato dal rapporto:

$$n = \frac{m}{M}$$

Dove m è la massa in kg e M è il peso molecolare

L'equazione del gas si può scrivere:

$$p \cdot v = \frac{m}{M} R \cdot T$$

Spesso, nello studio delle macchine si pone:

$$\frac{R}{M} = R \quad (1.4)$$

costante dipendente dal tipo di gas.

Con tale posizione l'equazione dei gas si può scrivere nella forma:

$$p \cdot V = mR \cdot T \quad (1.5)$$

Dalla (4) si ha:

$$R = \frac{j}{\text{kmole} \cdot ^\circ K \cdot \text{kg} \cdot \frac{\text{kg}}{\text{kmole}}}$$

Per l'aria risulta $R = 287 \frac{J}{^{\circ}K \cdot kg}$

Come noto i gas perfetti possono subire particolari trasformazioni tutte riconducibili ad una espressione generale del tipo:

$$p \cdot V^k = Costante \quad (1.6)$$

detta *politropica*.

Si richiamano brevemente le trasformazioni principali.

1.1.5 Isocora o isovolumetrica

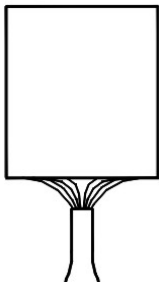


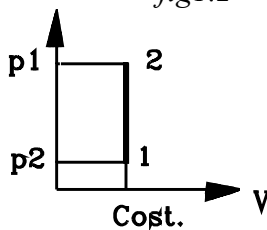
fig.1.1

È una trasformazione che avviene con somministrazione di calore a volume costante.

In un recipiente chiuso a pareti rigide, contenente il gas, viene somministrato calore senza che vi sia la possibilità di variazione del volume. In tal caso si ha un aumento di pressione proporzionale al variare della temperatura assoluta.

$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{T_1}{T_2} \quad (1.7)$$

fig.1.2



In una *isocora* le pressioni assolute sono direttamente proporzionali alle temperature assolute.

Nel piano termodinamico (V,p) la trasformazione è rappresentata da un segmento parallelo all'asse p.

La trasformazione isocora è una politropica nella quale $k = \infty$.

Infatti l'espressione

$$p \cdot V^k = Costante \quad \text{si può scrivere:}$$

$$p_1 \cdot V_1^k = p_2 \cdot V_2^k \quad \frac{p_1}{p_2} = \left(\frac{V_2}{V_1} \right)^k \quad \text{da cui}$$

$$\left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{k}} = \frac{V_2}{V_1} \quad \text{per } k \rightarrow \infty \quad \frac{1}{k} \rightarrow 0 \quad \text{risulta}$$

$$1 = \frac{V_2}{V_1} \quad \text{da cui} \quad V_2 = V_1$$

1.1.6 Calore specifico molare c_v a volume costante

È il calore necessario per variare la temperatura di $1^{\circ}K$ di una mole di un gas, durante una trasformazione a volume costante.

Il calore ΔQ necessario per variare di ΔT la temperatura di n moli del gas sarà:

$$\Delta Q = c_v \cdot n \cdot \Delta T \quad \text{da cui}$$

$$c_v = \frac{\Delta Q}{n \cdot \Delta T} \quad (1.8)$$

Il calore specifico si può riferire all'unità di massa, risultando:

$$c_v = \frac{\Delta Q}{m \cdot \Delta T} \text{ da cui}$$

$$\Delta Q = m \cdot c_v \cdot \Delta T \quad (1.9)$$

1.1.6 Isobara

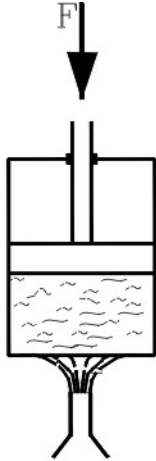


fig.1.3

È una trasformazione che avviene con somministrazione di calore a pressione costante.

In un cilindro, contenente il gas, può scorrere un pistone, caricato attraverso lo stelo con una forza costante F. Sul gas si esercita la pressione costante:

$$p = \frac{F}{S} \quad (1.10)$$

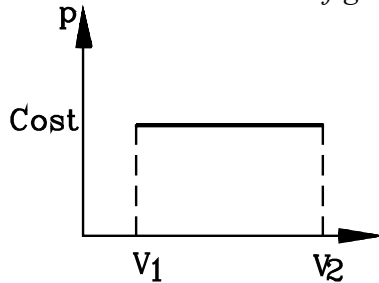
Dove S è la superficie del pistone.

Somministrando calore, il gas si espande, aumentando il volume proporzionalmente all'aumento della temperatura

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{T_2}{T_1} \quad (1.11)$$

In una isobara le pressioni assolute sono direttamente proporzionali alle temperature assolute.

fig.1.4



Nel piano termodinamico (V,p) la trasformazione isobara è un segmento parallelo all'asse delle V.

La trasformazione isobara è una politripica con $k=0$

Infatti risulta:

$$p \cdot V^k = \text{Cost} \quad \text{per } k = 0 \text{ si ha}$$

$$p \cdot V^0 = \text{Cost} \quad p = \text{Cost}$$

1.1.8 Calore specifico molare c_p a pressione costante

È il calore necessario per variare la temperatura di 1°K di una mole di un gas, durante una trasformazione a pressione costante.

Il calore ΔQ necessario per variare di ΔT la temperatura di n moli del gas sarà:

$$\Delta Q = c_p \cdot n \cdot \Delta T \quad \text{da cui}$$

$$c_p = \frac{\Delta Q}{n \cdot \Delta T}$$

Il calore specifico si può riferire all'unità di massa, risultando:

$$c_p = \frac{\Delta Q}{m \cdot \Delta T} \text{ da cui}$$

$$\Delta Q = m \cdot c_p \cdot \Delta T \quad (1.12)$$

1.1.9 Isoterma

È una trasformazione che avviene a temperatura costante

I gas sono comprimibili. Si supponga che il cilindro contenente un gas perfetto sia conduttore perfetto di calore e permetta, così, un continuo equilibrio tra la temperatura del gas e quella esterna T , mantenuta costante.

Aumentando la forza F sul pistone aumenterà la pressione che si esercita sul gas, provocando una corrispondente diminuzione di volume.

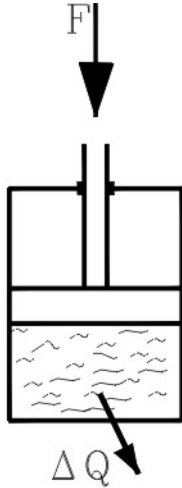


fig.1.5

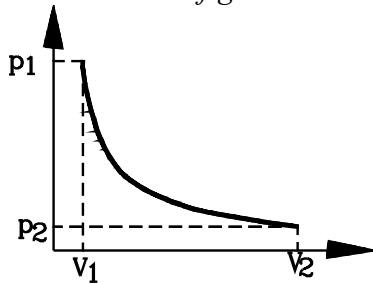
La forza F , nella compressione effettuerà un lavoro che si trasforma in calore. Si suppone che man mano che si produce calore, questo venga evacuato all'esterno attraverso le pareti conduttrici del cilindro, in modo che, durante la trasformazione, la temperatura del gas rimanga costante e uguale alla temperatura del refrigerante.

L'inverso avviene durante una espansione isoterma: all'aumentare del volume, occorre somministrare un calore che risulti uguale al lavoro meccanico effettuato, in modo tale che l'energia interna risulti invariata (e quindi la temperatura T)

Nelle sopraddette condizioni all'aumentare della pressione diminuisce proporzionalmente il volume del gas e viceversa.

$$p \cdot V = Costante$$

fig.1.6



$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{V_1}{V_2} \quad (1.13)$$

In una trasformazione isoterma i volumi sono inversamente proporzionali alle pressioni assolute (*legge di Boyle*).

Nel piano termodinamico (V, p) l'isoterma è rappresentata da una iperbole equilatera.

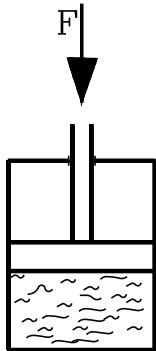
$$p = \frac{Costante}{V}$$

L'isoterma è una politropica con $k=1$

$$p \cdot V = Costante \quad (1.14)$$

1.1.10 Adiabatica

fig.1.7



È una trasformazione politropica che avviene senza scambio di calore con l'esterno.

Si suppone che il gas sia contenuto in un recipiente, costruito con materiale perfettamente isolante nei riguardi della trasmissione del calore.

In tal modo, in una espansione del gas, si ha una trasformazione dell'energia interna in lavoro meccanico. Viceversa in una compressione adiabatica, il lavoro effettuato si trasforma in energia interna.

L'equazione caratteristica che lega la pressione p assoluta al volume V in una trasformazione adiabatica è:

$$p \cdot V^\gamma = Costante \quad (1.15)$$

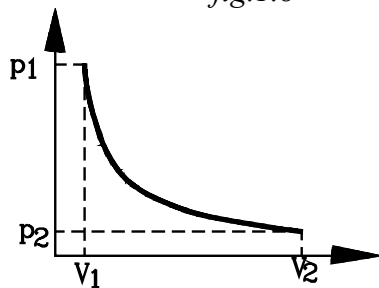
Dove γ è il rapporto tra il calore specifico a pressione costante e quello a volume costante:

$$\gamma = \frac{c_p}{c_v} \quad (1.16)$$

Dalla (13) si ricava che in una adiabatca le pressioni sono inversamente proporzionali ai volumi elevati a γ .

$$\frac{p_1}{p_2} = \left(\frac{V_2}{V_1} \right)^\gamma \quad (1.17)$$

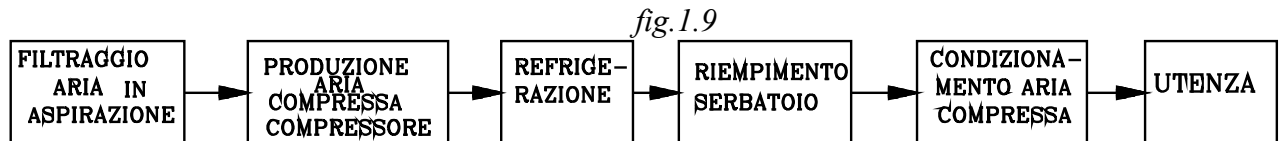
fig.1.8



Nel piano termodinamico l'equazione (13) è una curva nella quale all'aumentare della pressione diminuisce il volume secondo l'esponente γ

1.2 PRODUZIONE DELL'ARIA COMPRESSA

Nello schema a blocchi vengono riportate le principali operazioni da effettuare per la produzione dell'aria compressa.



L'aria prelevata dall'esterno, prima di essere compressa, deve essere filtrata, in modo che non contenga in sospensione particelle, che possono compromettere l'integrità del compressore.

Nella operazione di compressione, si ha una produzione di calore che aumenta la temperatura del fluido; occorre quindi effettuare una *refrigerazione*, sia delle pareti del compressore che dell'aria compressa. Questa verrà poi inviata nel serbatoio, dove viene immagazzinata, e dal quale verrà prelevata e immessa nella rete di distribuzione.

Per essere utilizzata, l'aria deve poi passare in un *gruppo di condizionamento*. In questo si opera un ulteriore filtraggio del fluido, il quale viene poi portato alla *pressione di lavoro* e mantenuta ad un valore costante, indipendentemente dalle variazioni della pressione nella rete di distribuzione. Nel condizionamento, viene previsto anche la possibilità di porre in sospensione dell'aria compressa delle minutissime goccioline di olio.

Dal gruppo di condizionamento l'aria compressa viene inviata all'utenza.

1.3 COMPRESSORI

I compressori sono delle macchine che trasformano un lavoro meccanico in energia pneumatica (*cinetica e di pressione*).

Simbolo

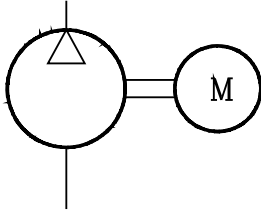


fig.1.10

Qualunque sia il tipo di compressore il simbolo che lo indica è quello rappresentato in figura. Si noti che il triangolo nell'interno del cerchio è vuoto. In generale, i percorsi, i comandi pneumatici verranno indicati con triangoli vuoti. Nell'oleodinamica, invece, i simboli contengono triangoli pieni

In base al funzionamento i compressori si possono distinguere in compressori di tipo *volumetrico* e di tipo *dinamico*.

Compressori volumetrici La compressione si ottiene riducendo il volume di aria con conseguente aumento di pressione. Si trasforma così la maggior parte di un lavoro meccanico direttamente in energia di pressione, la parte restante si perde in calore.

Appartengono a tale categoria i compressori *alternativi* e *a pistone rotante*

Compressori dinamici In questi compressori all'aria viene fatta raggiungere una elevata velocità con produzione di energia cinetica, che poi, con un successivo rallentamento, viene trasformata in energia di pressione.

A tale categoria vi appartengono i *compressori a turbina*

Riguardo al metodo costruttivo i compressori si possono suddividere secondo il seguente schema

| | | |
|-----------------------|-------------------------------|--------------------------------|
| Tipi di compressori | Compressori alternativi | Compressori a pistone |
| | | Compressori a membrana |
| | Compressori a pistone rotante | Compressori rotativi a palette |
| Compressori a vite | | |
| Compressori Roots | | |
| Compressori a turbina | Compressori a turbina radiale | |
| | Compressori a turbina assiale | |

1.3.1 Compressori alternativi

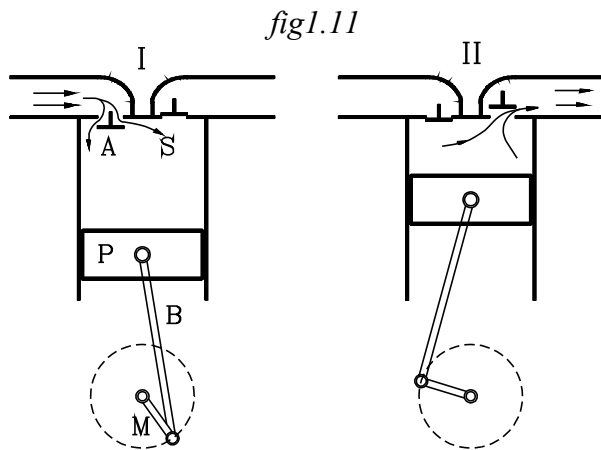
In questi compressori l'aria viene immessa in uno o più cilindri e, attraverso la corsa di pistoni, ne viene ridotto il volume, con conseguente aumento di pressione.

Questi compressori sono adatti per la produzione di basse, medie e alte pressioni, da 1 fino migliaia di bar. Sono costruiti ad un solo stadio per basse pressioni, a più stadi per medie - alte pressioni

| | |
|-----------------|----------------|
| Monocilindrico | 4÷6 bar |
| Due cilindri | fino a 15 bar |
| Tre e più stadi | oltre i 15 bar |

Sono anche costruiti compressori che sopportano, a parità di numero di stadi, una maggiore pressione

| | |
|-----------------|----------------|
| Monocilindrico | 12 bar |
| Due cilindri | fino a 30 bar |
| Tre e più stadi | oltre i 30 bar |

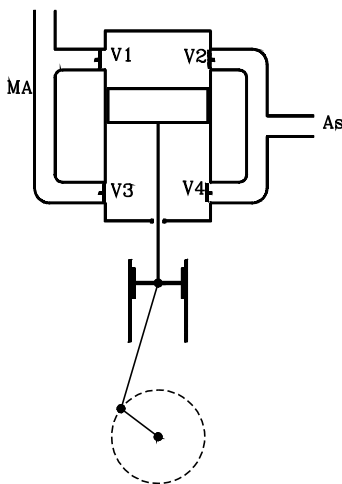


Nella figura, qui accanto è schematicamente rappresentato un compressore monocilindrico a semplice effetto. Il meccanismo di biella manovella trasforma il moto rotatorio in rettilineo alternativo comunicato al pistone. Sulla testata del cilindro sono poste la valvola di aspirazione e di scarico. Nella corsa in basso di aspirazione del pistone, si crea un vuoto entro il cilindro e in questo viene immessa

l'aria, che apre la valvola A; nella successiva corsa di ritorno in alto del pistone l'aria apre la valvola di scarico e si immette nella condotta di mandata.

In tale compressore l'aria viene inviata nella condotta di mandata solamente in una corsa del pistone

fig.1.12



Nel compressore a doppio effetto, rappresentato schematicamente in figura, l'aria viene inviata nella condotta di mandata in tutte e due le corse del pistone. Nella corsa verso l'alto del pistone viene provocata una depressione nella camera inferiore del cilindro, nella quale si introduce l'aria esterna che apre la valvola V_4 ; mentre nella camera superiore l'aria, in essa contenuta, viene spinta a fuoriuscire nella condotta di mandata, attraverso la valvola V_1 che viene aperta.

Nella corsa di ritorno in basso del pistone, si invertono i flussi dell'aria: nella camera superiore si ha una depressione che determina l'ingresso dell'aria dal condotto di aspirazione, attraverso la valvola V_2 che viene aperta; mentre, nella camera inferiore, l'aria viene spinta nel condotto di mandata con

l'apertura della valvola V_3 .

Nella corsa di salita del pistone vengono chiuse le valvole V_2, V_3 ; mentre nella corsa di ritorno sono chiuse le valvole V_4, V_1 .

Per medie ed elevate pressioni si adoperano compressori a più cilindri i quali, sono collegati in serie. L'uscita dell'aria da un cilindro viene introdotta nel condotto di aspirazione del successivo.

I compressori alternativi a pistone sono adatti per produrre dalla medie ad elevate pressioni e piccole e medie portate.

Portata

La portata di un compressore può essere riferita alla massa che effettivamente viene inviata nel condotto di mandata nell'unità di tempo. Essa viene definita portata massica e viene misurata in kg/min o in kg/h .

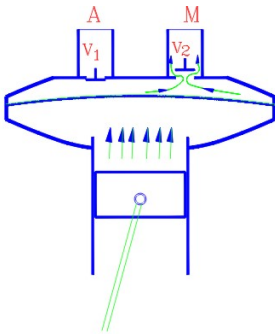
La portata può essere anche misurata dal volume di aria, posta alla pressione normale atmosferica di $760\text{ nmm di Hg} \approx 1\text{ bar}$, che viene aspirata ed effettivamente compressa. Essa viene detta portata volumetrica e si misura in m^3/min o in m^3/h .

La portata massima prodotta da un compressore alternativo si aggira sui $180\text{ m}^3/min$.

1.3.2 Compressore a membrana

In alcune applicazioni occorre garantire che l'aria compressa si priva di impurezze tra le quali tracce di olio lubrificante. Ciò è indispensabile per esempio nel trattare prodotti alimentari, farmaceutici

Fig.1.13



Il pistone che scorre nel cilindro di un compressore deve essere lubrificato, perciò è inevitabile che alcune goccioline di olio passino in sospensione nell'aria a contatto con il pistone, rendendola non adatta alla utilizzazione.

Il problema si può risolvere adoperando il compressore a membrana rappresentato in figura.

Una membrana separa il cilindro entro il quale scorre il pistone dall'aria di utilizzazione. Questa riempie una camera al disopra della membrana che si indicherà come *camera di utilizzazione*.

Entro il cilindro vi è una certa quantità di aria, che nella corsa di compressione verso l'alto del pistone, viene spinta verso la membrana, la quale, deformandosi elasticamente, diminuisce il volume della *camera di utilizzazione*. L'aria, contenuta in questa, viene compressa, spinta ad aprire la valvola di scarico V2 ed inviata nel condotto di mandata.

Nella corsa di aspirazione verso il basso del pistone, nel cilindro si crea una depressione. La membrana si deforma elasticamente in modo da aumentare il volume della *camera di utilizzazione*, formando anche in questa una depressione.

1.3.3 compressore rotativo a palette

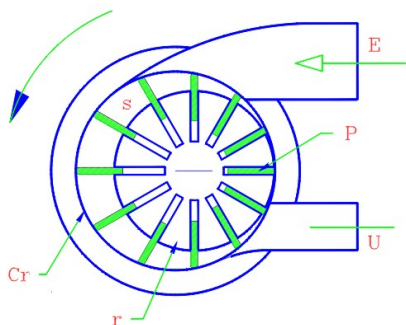


fig.1.14

È costituito da un rotore r posto in posizione eccentrica rispetto alla capsula o carter Cr .

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 Cr .

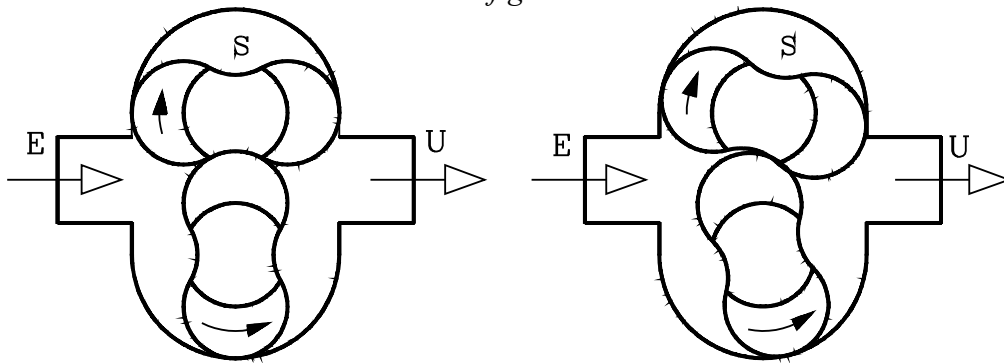
Come si nota dalla figura, considerando la rotazione del rotore, per effetto della eccentricità, il volume compresso tra due palette, il corpo Cr e il rotore va aumentando nella semicirconferenza, in prossimità del condotto di entrata E , nel senso che va dall'ingresso verso l'uscita; mentre detto volume diminuisce nell'altra semicirconferenza, in prossimità dell'uscita U .

In tal modo si crea una depressione all'ingresso E , per effetto della quale l'aria esterna, alla pressione atmosferica, viene spinta ad entrare nel compressore. In uscita, il fluido viene compresso e spinto nella condotta di uscita U .

1.3.4 Compressore Roots

È un compressore a capsulismo costituito da due rotori, rotanti in senso inverso, contenenti due o più lobi, aventi forma tale da garantire sempre un contatto durante la rotazione

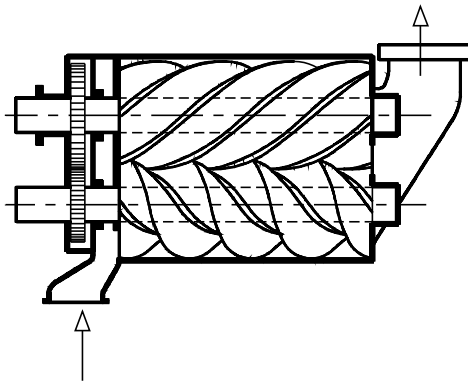
fig.1.15



L'aria, nella rotazione, viene incapsulata tra i lobi (*zona S*) e quindi inviata verso l'uscita *U*. Venendo sottratta aria dalla zona *E*, viene a formarsi in questa una depressione che determina una introduzione dell'aria esterna alla pressione atmosferica.

1.3.5 Compressori a vite (ad ingranaggi)

fig.1.16



Sono costituiti da due ingranaggi a denti elicoidali, modellati con eliche di verso opposto. La sezione dei denti di un rotore sono di forma convessa mentre quelli dell'altro hanno forma concava.

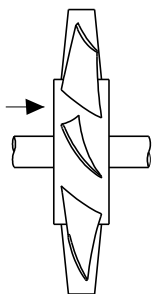
L'ingranamento dei denti avviene in modo particolare. Esso si sposta lungo l'asse, in modo tale che, in prossimità dell'aspirazione, i denti, non ingrananti tra di loro, aumentano il volume da essi compresso. Questo poi si restringe verso la luce di mandata ottenendo un aumento di pressione del fluido che viene inviato all'uscita.

1.3.6 COMPRESSORI A TURBINA

Trasformano l'energia cinetica raggiunta dall'aria accelerata dalla girante in energia di pressione.

1.3.6.1 Compressore assiale

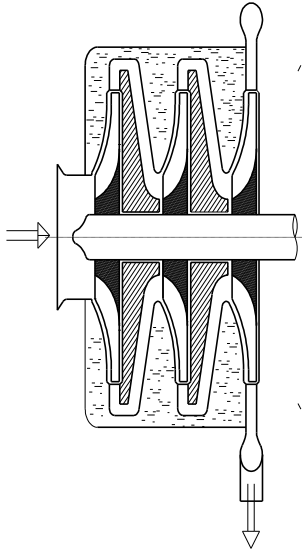
fig.1.17



L'aria viene accelerata dalle pale della girante ed è costretta a passare assialmente tra di esse. Nella rotazione viene fornita all'aria energia cinetica. La luce tra le pale va allargandosi dall'ingresso *E* verso l'uscita *U*. In tal modo diminuisce la velocità dell'aria ed aumenta la pressione.

1.3.6.2 Compressori centrifughi radiali

fig.1.18



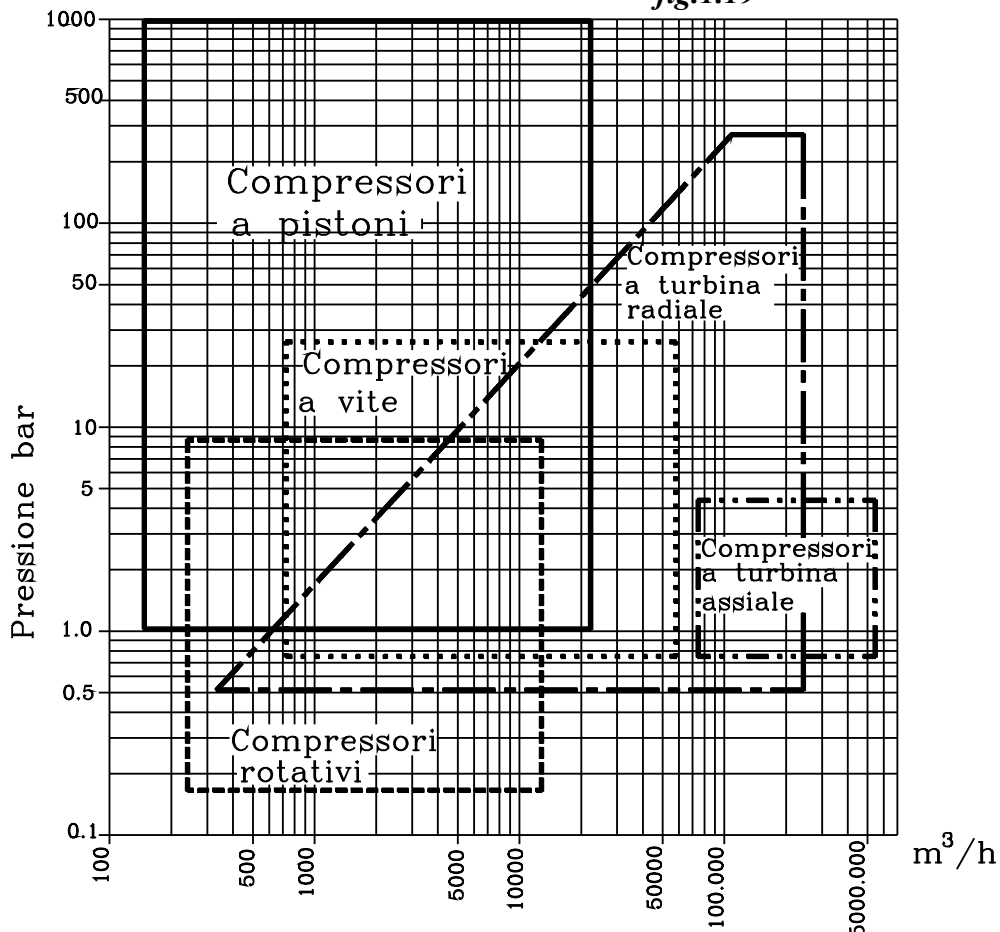
Il compressore è costituito da una girante composta da più palette, disposte radialmente e costituenti delle canalizzazioni entro la quali può scorrere l'aria. Questa, per effetto della forza centrifuga, si sposta dal centro verso la periferia, acquistando energia cinetica e determinando verso il centro una depressione, che richiama dall'esterno altra aria.

L'aria acquista velocità passando attraverso la girante. All'uscita di questa il fluido viene inviato in un diffusore, solidale allo statore, nel quale subisce un rallentamento, ottenendo una trasformazione di energia da cinetica in *energia di pressione*.

Per conseguire pressioni elevate si montano sullo stesso albero più giranti intercalate da diffusori, ottenendo degli stadi in serie, in ognuno dei quali si ottiene un aumento di pressione.

1.3.4 Scelta dei compressori

fig.1.19



Il compressore va scelto in base alla portata volumetrica e alla pressione di esercizio. In figura sono rappresentati i campi di applicazione dei vari tipi di compressori.

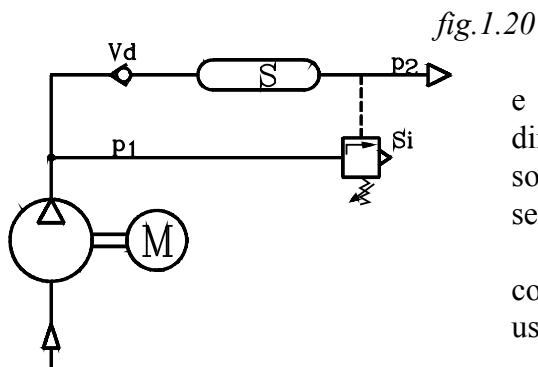
1.3.5 REGOLAZIONE DEI COMPRESSORI

I compressori debbono fornire aria compressa ad una pressione che si mantenga ad un valore quanto più possibile costante.

L'aria viene inviata dal compressore in un serbatoio, costituente una riserva che garantisce una piccola fluttuazione della pressione nella rete di distribuzione, compresa tra un valore minimo p_{min} e uno massimo p_{max} . Il sistema di regolazione assicura la fluttuazione della pressione entro l'intervallo stabilito.

La regolazione può avvenire in diversi modi.

1.3.5.1 Messa in scarico

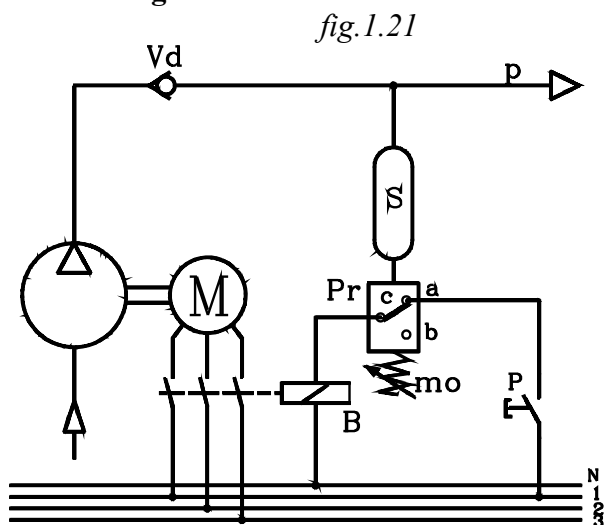


Il compressore è mosso con continuità dal motore M e invia l'aria nel serbatoio S , attraverso la valvola direzionale Vd . Questa permette il flusso dell'aria solamente nella direzione che va dal compressore al serbatoio e interdice il flusso inverso.

La valvola di sicurezza Si è collegata sia con la condotta di uscita dal compressore che con quella di uscita dal serbatoio.

Quando la pressione all'uscita dal serbatoio, inviata nella rete, supera il valore massimo regolato dalla taratura della molla, la valvola di sicurezza scarica all'esterno l'aria proveniente dal compressore. Con il prelievo dell'aria dal serbatoio la pressione nella rete si abbassa, la valvola di sicurezza chiude lo scarico del fluido all'esterno e l'aria viene di nuovo inviata nel serbatoio.

1.3.5.2 Regolazione ad intermittenza



In questo tipo di regolazione il compressore lavora non continuamente ma alternando periodi di lavoro ad arresti.

L'aria viene inviata, attraverso la valvola direzionale di non ritorno Vd , nel serbatoio S , posto in parallelo nella linea di distribuzione.

Il serbatoio è in comunicazione con un pressostato Pr , nel quale viene impostata la pressione di esercizio regolando la tensione della molla mo .

Il contatto c viene spinto dalla pressione dell'aria verso b , e dalla molla verso il morsetto a , collegato, attraverso il pulsante P ,

con una fase della linea di alimentazione elettrica. Inoltre il contatto c è collegato ad un capo della bobina Y , la quale ha l'altro posto sul neutro N .

La bobina quando viene eccitata chiude il circuito di alimentazione del motore elettrico ponendolo in moto.

Il funzionamento è il seguente:

Per avviare il motore del compressore occorre che sia chiuso il pulsante P . Se la pressione dell'aria è inferiore al valore p_{max} impostata attraverso la molla mo , allora questa vincendo la spinta del fluido spinge il contatto c sul morsetto a e si chiude il circuito che eccita la bobina Y . Questa chiude i contatti y e viene alimentato il motore che pone in moto il compressore.

Quando la pressione dell'aria raggiunge il valore massimo p_{max} prestabilito, il fluido, vincendo la tensione della molla spinge il contatto c verso b , interrompendo il circuito di eccitazione della bobina: i contatti y si aprono e si arresta il motore. Il compressore rimarrà fermo fino a che la pressione dell'aria non va al disotto di un valore minimo p_{min} : allora la tensione della molla supera la spinta del fluido e si richiude il circuito di eccitazione della bobina.

1.4 Serbatoio

L'aria che esce dal compressore viene inviata o direttamente in un serbatoio e da questo alla rete di distribuzione oppure, detto serbatoio è posto in parallelo alla tubazione di alimentazione della rete.

Il serbatoio costituisce un polmone di riserva di aria, che permette una regolarità di funzionamento con piccoli e lenti sbalzi di pressione durante il prelievo dell'aria dagli utilizzatori.

Lo sbalzo di pressione nella rete, durante il prelievo dell'aria dalle utenze, sarà tanto minore quanto maggiore è il volume del serbatoio.

Nel progettare il volume del serbatoio occorre tener conto:

- 1- Del consumo di aria richiesto e, quindi, della portata del compressore. All'aumentare di questa occorre fissare un maggiore volume del serbatoio
- 3- Della caduta di pressione ammessa nella rete durante il prelievo di aria. Minore è la variazione Δp di pressione ammessa e maggiore è il volume del serbatoio occorrente
- 4- Del numero di accensioni (o commutazioni) in un ora del compressore. Minore è il n° delle commutazioni che si prevedono in un ora di funzionamento e maggiore è il volume del serbatoio occorrente.

Nella figura è riportato un diagramma che permette il dimensionamento del serbatoio, tenendo conto dei parametri illustrati.

Per chiarezza ci si riferisce ad un esempio pratico.

La portata del compressore che alimenta la rete è di:

$$\dot{V} = 10m^3 / \text{min}$$

Viene ammessa una caduta di pressione di:

$$\Delta p = 1\text{bar}$$

Il numero di commutazione in un'ora deve essere di:

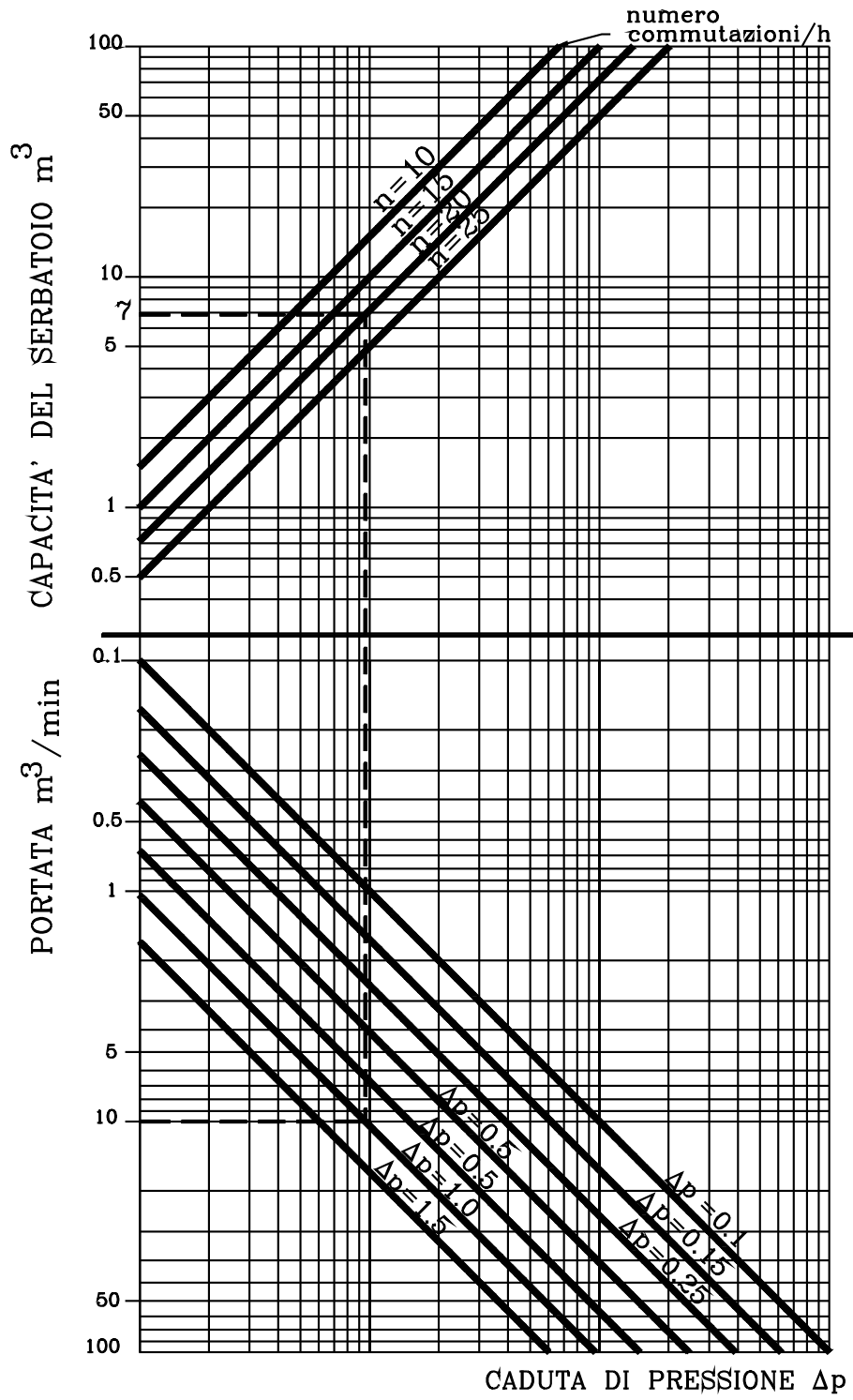
$$20 \text{ commutazioni/h}$$

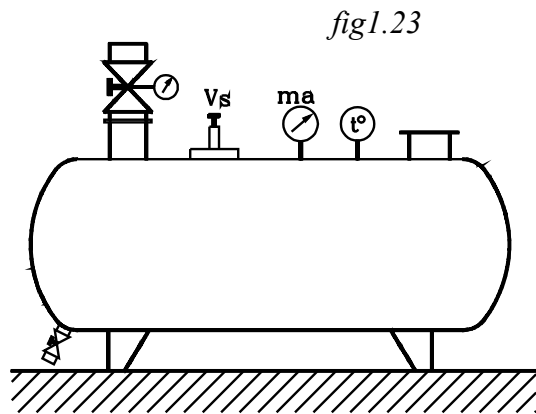
Determinare il volume del serbatoio.

Determinare il volume del serbatoio.

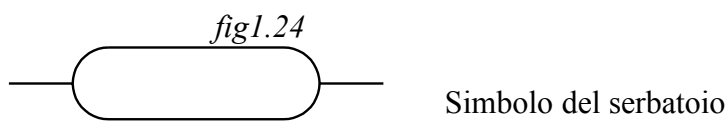
Dalla portata $\dot{V} = 10m^3 / \text{min}$, posta sull'asse delle ordinate, si traccia una linea fino ad incontrare la retta di $\Delta p = 1\text{bar}$. Dal punto di incontro si traccia la retta verticale fino ad incontrare la retta indicante "20 commutazioni/h". Dal punto di incontro si traccia l'orizzontale e si legge sull'asse delle ordinate il volume del serbatoio richiesto.

fig.1.22





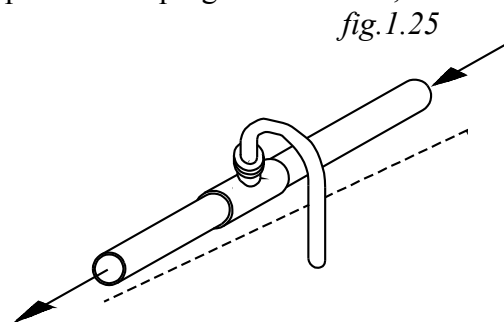
Il serbatoio di aria compressa è costruito secondo le norme che regolano i recipienti sotto pressione. È costituito da un corpo cilindrico chiuso alle estremità da due parti a forma di calotta sferica. La strumentazione di corredo consiste in un manometro *ma* per la misura della pressione, una valvola di sicurezza *Vs* per lo scarico dell'aria all'esterno nel caso di superamento della pressione massima; in basso vi è uno spurgo della condensa .



1.5 DISTRIBUZIONE DELL'ARIA

1.5.1 Rete di distribuzione

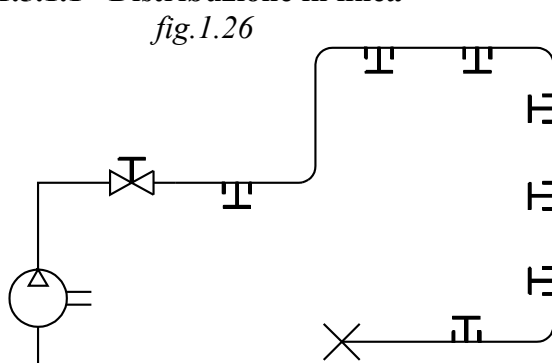
L'aria viene inviata alle utenze attraverso una rete di tubazioni, costituenti la *rete di distribuzione*. La rete è costituita da un collettore principale, inclinato rispetto alla orizzontale 1÷2% nel senso del flusso. Al collettore vengono allacciate le calate, con tubazioni verticali, che portano l'aria agli utilizzatori. La pendenza della conduttura principale viene effettuata per far scorrere l'acqua di condensa verso una estremità più bassa della rete, ove essa viene raccolta e può essere spurgata all'esterno, attraverso un *separatori di condensa*.



Le derivazioni dal collettore principale devono avvenire sulla parte superiore di esso, in modo che l'acqua di condensa non possa essere raccolta e inviata alle utenze, ma scorra verso il separatore di condensa, dal quale può essere estratta.

A seconda delle necessità si possono effettuare diversi tipi di reti di distribuzione.

1.5.1.1 Distribuzione in linea

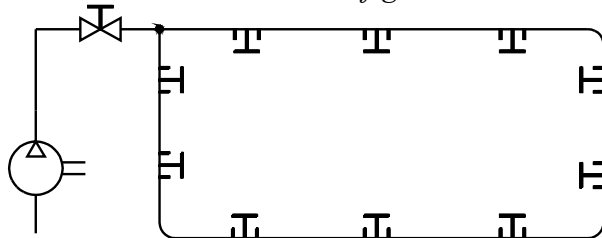


La rete di distribuzione costituisce una linea aperta, nella quale le utenze sono collegate in serie. Il collettore principale inizia dal compressore e termina sulla calata dell'ultima utenza. Questo tipo di rete è adatto per il trasporto di piccole portate di aria, fino ad un

massimo di $400 \text{ m}^3 / \text{h}$. La pressione subisce una diminuzione lungo la linea di distribuzione, man mano che ci si allontana dal compressore.

1.5.1.2 Distribuzione ad anello

fig.1.27



Il collettore principale di distribuzione dell'aria è disposto ad anello: parte a valle del compressore, collega tutte le utenze e ritorna nella sezione iniziale. In questo caso, si ha una distribuzione più regolare rispetto alla linea aperta: con una pressione più uniforme nelle varie parti della tubazione principale e, quindi, nella distribuzione

dell'aria alle varie utenze.

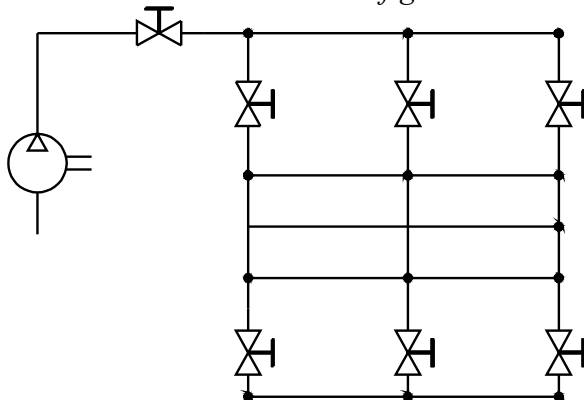
La disposizione permette consumi più elevati rispetto al caso precedente.

Per una più regolare distribuzione dell'aria si possono prevedere dei serbatoi intermedi che fungono da polmoni, capaci soddisfare immediate richieste.

1.5.1.3 Distribuzione in parallelo

Per impianti di elevata estensione che debbono distribuire elevate portate occorre prevedere una rete ad anello chiuso, su quale si diramano, longitudinalmente e trasversalmente tubazioni costituenti un reticolo capace di distribuire capillarmente l'aria compressa.

fig.1.28



Si garantisce così una maggiore regolarità nella distribuzione con pressione abbastanza uniforme in tutta la rete.

Prevedendo, nella progettazione, valvole di intercettazione alle estremità dei rami del reticolo, si possono isolare tratti di tubazioni per interventi di manutenzione, permettendo, contemporaneamente, il funzionamento del rimanente impianto.

1.6 Dimensionamento delle tubazioni

Le tubazioni della rete di distribuzione debbono essere dimensionate in modo tale da poter inviare alle utenze la portata di aria richiesta, prevedendo un certo margine di incremento per nuovi allacciamenti o eccezionali consumi.

Il diametro della tubazione da dimensionare dipende dai seguenti parametri:

- a- Portata
- b- Perdita di carico ammissibile
- c- lunghezza della tubazione
- d- pressione di esercizio
- e- perdite di carico localizzate

All'aumentare della portata inviata nella rete di distribuzione deve aumentare, ovviamente, il diametro della condotta.

La portata si riferisce al volume di aria inviata in 1 ora, o al minuto, prelevata alla pressione atmosferica. Essa si misura in m^3/h oppure in m^3/min e si sottintende che la pressione di riferimento è quella atmosferica

Una unità che veniva utilizzata, faceva riferimento al prelievo dell'aria alla pressione atmosferica, ponendo una N davanti all'unità di misura della portata: così l'unità espressa con $N \text{ m}^3/\text{h}$ vuol significare che la portata in m^3/h di aria è riferita alle condizioni Normali di pressione atmosferica (*l'unità si può leggere: Normal metri cubi per ogni ora*).

La pressione atmosferica si assume approssimativamente uguale ad 1 bar.

Si indichi con p la pressione di esercizio effettiva entro la condotta. La pressione assoluta di esercizio sarà:

$$p_a = p + 1 \quad (1.18)$$

Se \dot{V} è la portata riferita alla pressione atmosferica, quella entro la condotta si riduce, per la legge di Boyle, in rapporto alla pressione assoluta p_a di esercizio (*i volumi sono inversamente proporzionali alle pressioni assolute*).

Indicando con \dot{V}_c la portata entro la tubazione si ha:

$$\frac{\dot{V}_c}{\dot{V}} = \frac{1}{p_a} \quad \text{da cui} \quad \dot{V}_c = \frac{\dot{V}}{p_a}$$

$$\dot{V}_c = \frac{\dot{V}}{p+1} \quad (1.19)$$

Scelta una velocità v del fluido sull'ordine dei $5 \div 10 \text{ m/s}$ si può determinare orientativamente il diametro del tubo.

Si indichi con S la sezione della tubazione e sia \dot{V}_c la portata, in m^3/h , entro il condotto, misurata alla pressione di esercizio.

Per determinare la sezione S in m^2 , essendo la velocità misurate in m/s , occorre trasformare la portata in m^3/s :

$$\frac{\dot{V}_c}{3600} = S \cdot v \quad \text{da cui} \quad S = \frac{\dot{V}_c}{3600 \cdot v} \quad \text{ma} \quad S = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \Rightarrow d = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} \Rightarrow d = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{V}_c}{3600 \cdot \pi \cdot v}}$$

Il diametro, nell'ultima formula, è espresso in m ; portato in mm sarà:

$$d = 1000 \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{V}_c}{3600 \cdot \pi \cdot v}} \cong 18,81 \cdot \sqrt{\frac{\dot{V}_c}{v}} \quad (1.30)$$

Sostituendo nella (17) la (16) che esprime la portata alla pressione di esercizio rispetto alla portata riferita alla pressione atmosferica si ottiene.

$$d \cong 18,81 \cdot \sqrt{\frac{V}{v \cdot (p+1)}} \quad (1.31)$$

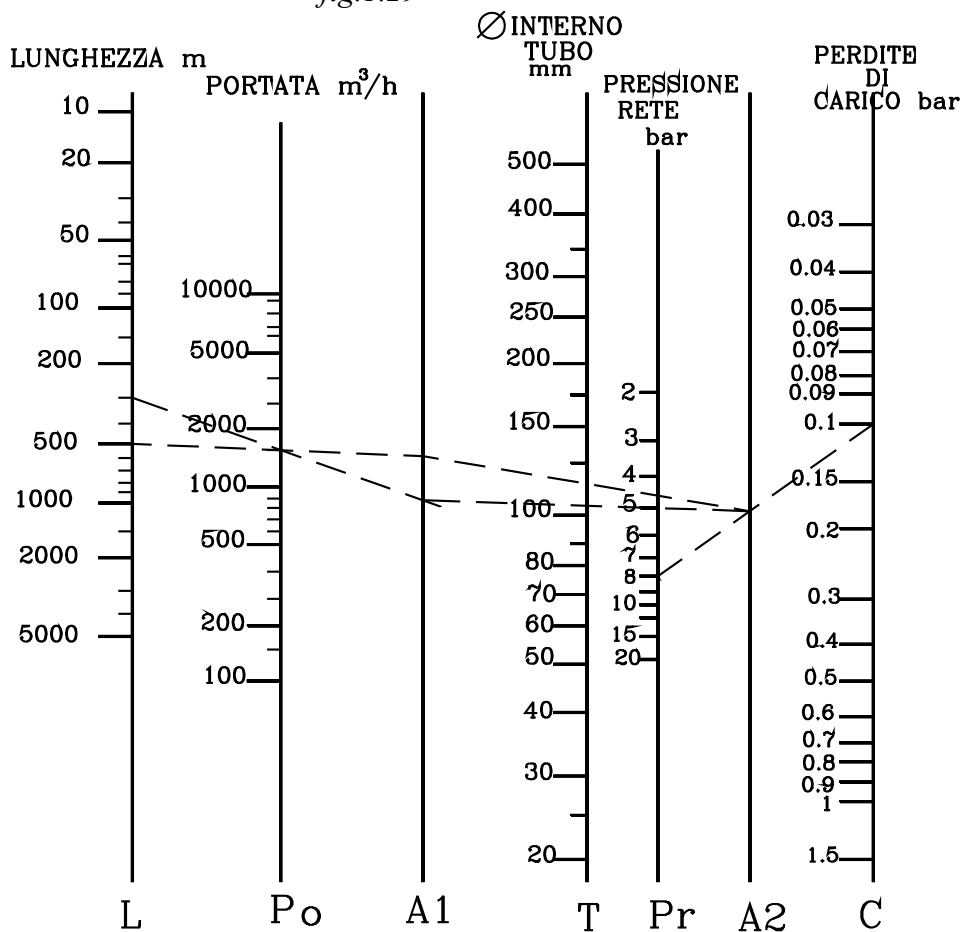
L'aria, nel fluire entro le tubazioni, trova una resistenza che determina una perdita di carico, la quale si manifesta con una diminuzione di pressione lungo il tragitto dal compressore all'utenza più lontana.

Nella progettazione si impone un limite sulla perdita di carico, *fissando la diminuzione di pressione ammissibile Δp* .

Nella progettazione del diametro del condotto occorre tener conto di tutti i vari fattori menzionati; orientativamente esso dovrà aumentare all'aumentare: della portata, della lunghezza del tubo, delle perdite di carico localizzate. Invece detto diametro diminuisce all'aumentare della pressione di esercizio e del limite sulla variazione di pressione Δp ammessa come perdite di carico distribuite.

Vi sono nei manuali tecnici specializzati vari monogrammi pratici per la determinazione del diametro dei condotti. Qui ne viene indicato uno che permette un rapido dimensionamento del diametro, conoscendo: La portata \dot{V} in m^3/h alla pressione atmosferica, la lunghezza del tubo in m , la pressione di esercizio in bar , la perdita di carico Δp ammissibile.

fig.1.29



Per una migliore comprensione conviene riferirsi ad un esempio pratico:

*

Si debba determinare il diametro di una conduttura della lunghezza di $l=300$ m capace di distribuire la portata di aria di $1500 m^3/h$ alla pressione $p=8$ bar. La perdita di carico ammissibile sulla rete sia $\Delta p=0,1$ bar.

Sul monogramma dal punto L1, indicante la lunghezza 300 m, si traccia un tratto di retta che passa per il punto P1, indicante la portata di $1500 m^3/h$, e prosegue fino ad incontrare in Q1 l'asse di riferimento A1.

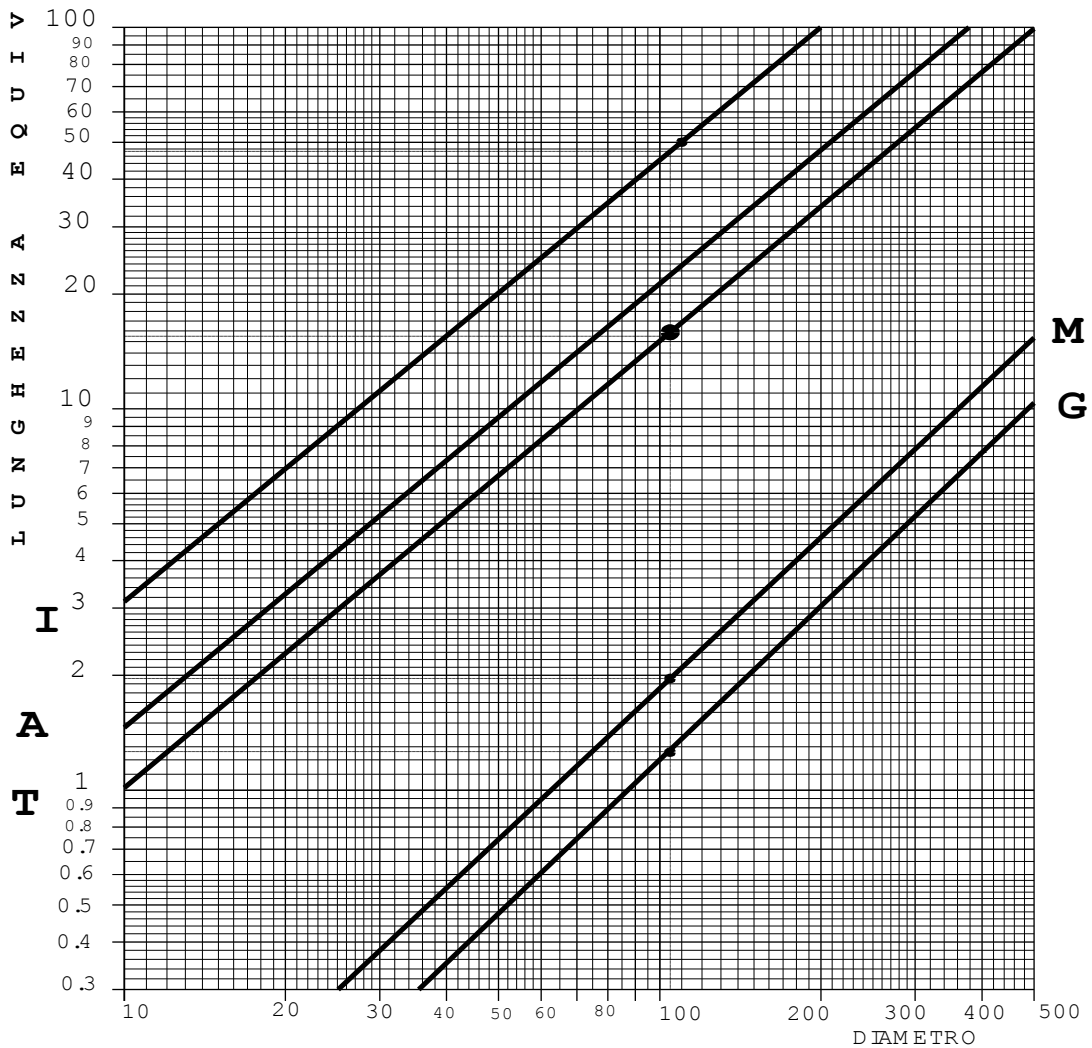
Si traccia poi un secondo tratto di retta, che, partendo dal punto Δp_1 , indicante la perdita di carico ammissibile **0,1 bar**, passa per il punto pr_1 , indicante la pressione di esercizio di **8 bar**.

Il segmento tracciato incontra in Q_2 l'asse di riferimento A_2 .

Si congiungono i punti Q_1 Q_2 e il segmento ottenuto incontra la retta T sulla quale si legge il diametro interno del tubo:

Diametro interno = \varnothing 105 mm

fig.1.30



Il calcolo effettuato non tiene conto delle perdite di carico concentrate dovute a raccordi, valvole di intercettazione ecc.

Queste perdite di carico vanno aggiunte a quelle distribuite. Si può tener conto di esse equiparandole ad un equivalente aumento di lunghezza della tubazione.

Le perdite di carico concentrate si traducono in un incremento della lunghezza del tubo.

Nel diagramma logaritmico riportato nella pagina precedente vengono dati i valori della lunghezza equivalente delle condutture, in funzione del diametro interno del tubo e del tipo di componente che determina la perdita di carico concentrata.

Vicino ad ogni retta inclinata è stata riportata una lettera indicante l'elemento che determina la perdita di carico concentrata. Precisamente:

I Valvola di intercettazione

A Valvola d'angolo

- T* Raccordo a T
M Manicotto
G Raccordo a gomito



In riferimento all'esempio precedente si supponga che la rete di distribuzione si corredata di:

- 7 raccordi a T
 4 raccordi a gomito
 2 manicotti
 1 valvola di intercettazione

Considerando la tubazione del diametro $\varnothing 105$ mm, calcolato in prima approssimazione senza le perdite di carico concentrate, si determina, in corrispondenza ad esso, le lunghezze equivalenti introdotte da ogni elemento che determina perdite di carico concentrate.

Si traccia dall'ascissa $\varnothing 105$ un tratto di retta (*tratteggiata in figura*) fino ad incontrare le rette oblique corrispondenti agli elementi che determinano perdite di carico. Si ottiene:

| Elemento | Lunghezza equivalente m | Numero ele- menti | Lunghezza totale m |
|----------------------------|----------------------------|----------------------|--------------------------|
| Valvola di intercettazione | 47,0 | 1 | 47 |
| Raccordo a T | 16,0 | 7 | 112 |
| Manicotto | 2,0 | 2 | 4 |
| Raccordo a gomito | 1,6 | 4 | 7 |
| Totale | | | 170 |

La lunghezza equivalente 170 m va sommata alla lunghezza della rete. Si ottiene una lunghezza totale:

$$170+300= 470 \text{ m arrotondato a } 500 \text{ m}$$

Si effettua di nuovo il procedimento per la determinazione del diametro del tubo mediante il monogramma già utilizzato.

Partendo ora dal punto *L2* indicante la lunghezza di 500 m, si traccia il tratto di retta che passa per il punto *P1*, indicante la portata di $1500 \text{ m}^3/\text{h}$, e prosegue fino ad incontrare in *Q3* l'asse di riferimento *A1*.

Il punto *Q2* sull'asse di riferimento *A2* rimane invariato rispetto al caso precedente.

Si traccia così il segmento *Q2 Q3* che interseca la retta *T* in un punto indicante il diametro interno del tubo. Esso risulta $\varnothing 120 \text{ mm}$.

occorrerà poi scegliere un tubo esistente in commercio con diametro interno uguale o superiore a quello calcolato.

1.7 TRATTAMENTO DELL'ARIA COMPRESSA

L'aria aspirata dall'ambiente atmosferico, portata ad alta pressione dai compressori e inviata nella rete di distribuzione può contenere delle impurità sotto forma di particelle solide o liquide che possono risultare dannose all'impiego al quale deve essere adibita l'aria compressa.

A seconda dell'utilizzo, l'aria compressa deve rispondere a particolari specifiche. Così, per esempio quella utilizzata nell'industria farmaceutica o alimentare deve essere esente da tracce d'olio lubrificante.

Impurità

L'aria può contenere delle impurità di natura e forma diversa

- Contenuto di umidità

- Impurità sotto forma di particelle solide: si deve definire il contenuto massimo ammissibile e la dimensione massima delle particelle
- Contenuto di olio lubrificante
- Contenuto di gas particolari

Un primo trattamento dell'aria deve essere effettuato subito a valle del compressore, per separarla dagli elementi inquinanti che possono compromettere l'integrità della rete di distribuzione.

La separazione fine dalle impurità e la preparazione definitiva dell'aria, per rispondere alle particolari esigenze del funzionamento dell'apparato di utilizzazione, avviene subito a monte di questo.

Nelle utenze l'aria viene prelevata dalla rete di distribuzione e inviata in un *gruppo di condizionamento*, nel quale subisce un particolare trattamento: di filtraggio fine, lubrificazione e regolazione della pressione ad un valore inferiore a quello di rete.

1.7.1 Separatori di condensa - Essiccazione

L'aria che esce dal compressore contiene una certa quantità di acqua sia sotto forma di vapore che di goccioline in sospensione. La parte liquida che si separa dall'aria forma la condensa. Questa deve essere raccolta ed eliminata nei *separatori di condensa*.

La parte di vapore contenuta nell'aria costituisce l'umidità di essa.

Si possono distinguere diversi tipi di umidità.

Umidità assoluta È la massa di vapore contenuta nell'unità di volume di aria. Viene misurata in g/m^3

Umidità di saturazione È la massima massa di vapore che, alla temperatura considerata, può essere contenuta nell'unità di volume di aria.

Viene misurata in g/m^3

Umidità relativa È il rapporto percentuale tra l'umidità assoluta e quella di saturazione:

$$\text{Umidità relativa} = \frac{\text{Umidità assoluta}}{\text{Umidità di saturazione}} \cdot 100$$

L'umidità relativa del 0% corrisponde all'aria secca, mentre quella del 100% corrisponde all'aria satura di vapore.

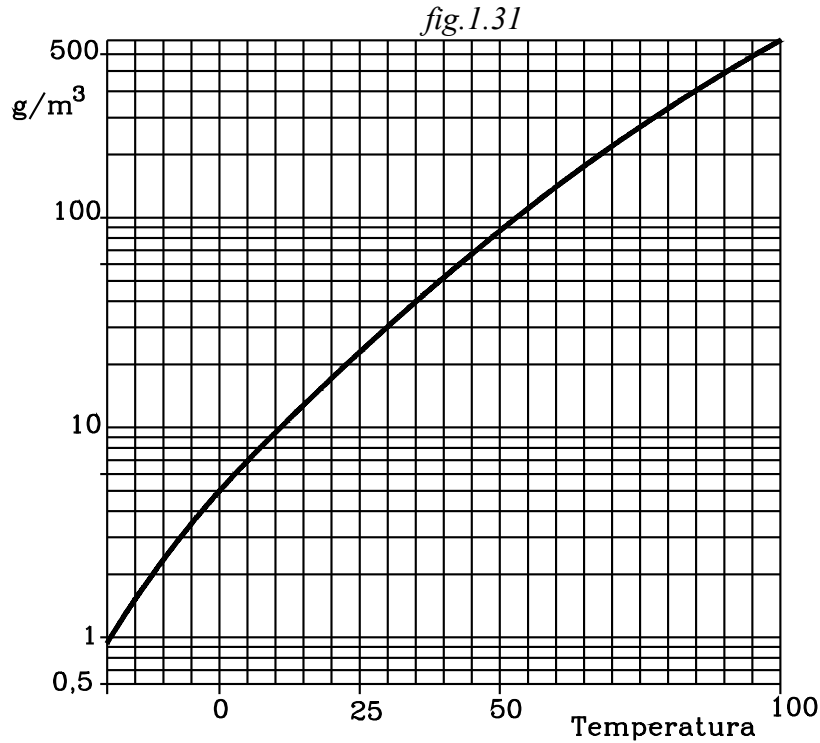
Alla saturazione l'aria contiene la massima quantità di vapore possibile. A partire da questo stato, al diminuire della temperatura, inizia la condensazione del vapore.

La temperatura per la quale l'aria umida diviene satura costituisce il *punto di rugiada*.

Nel *punto di rugiada* l'umidità assoluta coincide con quella di saturazione e quella relativa diviene 100%.

Ogni temperatura costituisce un *punto di rugiada* per una determinata umidità assoluta. Questa aumenta all'aumentare della temperatura.

Così sul diagramma riportato in figura si rileva che il punto di rugiada a $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ si ottiene con 4 g/m^3 di acqua

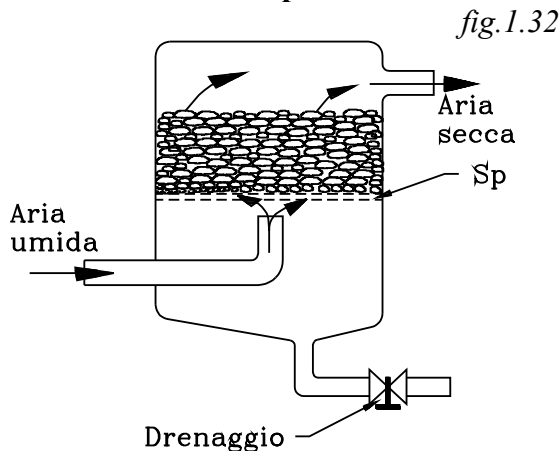


L'essiccazione dell'aria può avvenire per mezzo di procedimenti chimici o fisici.

Si distinguono diversi tipi di essiccazione:

- Procedimento di essiccazione per assorbimento
- Procedimento di essiccazione per adsorbimento
- Procedimento di essiccazione per refrigerazione

1.7.2 Essiccazione per assorbimento



Gli essiccatori ad assorbimento sono di tipo chimico. Sono costituiti da grossi recipienti, contenenti nel loro interno una sostanza chimica granulare, sostenuta da una griglia o un setto poroso *Sp*. I granuli sono dei sali che reagiscono con il vapore, formando una soluzione liquida, che viene raccolta sul fondo del recipiente e scaricata all'esterno.

L'aria umida entra nella parte inferiore, al disotto del setto poroso, passa attraverso i sali igroscopici che assorbono l'umidità, e viene inviata in uscita, nel condotto posto nella parte superiore

del recipiente.

I sali debbono essere periodicamente sostituiti con regolarità (da due a quattro volte l'anno).

Per il funzionamento continuo, senza interruzioni occorre prevedere una coppia in parallelo di essiccatori, in modo che, quando uno è fermo per la manutenzione, funzioni l'altro.

fig.1.33



L'essiccatore elimina oltre all'acqua anche altri liquidi, come le goccioline di olio. Questo non deve essere presente in quantità eccessiva perché altrimenti viene pregiudicato il funzionamento dell'essiccatore.

Nella figura è rappresentato il segno grafico di un essiccatore dell'aria per mezzo di agenti chimici

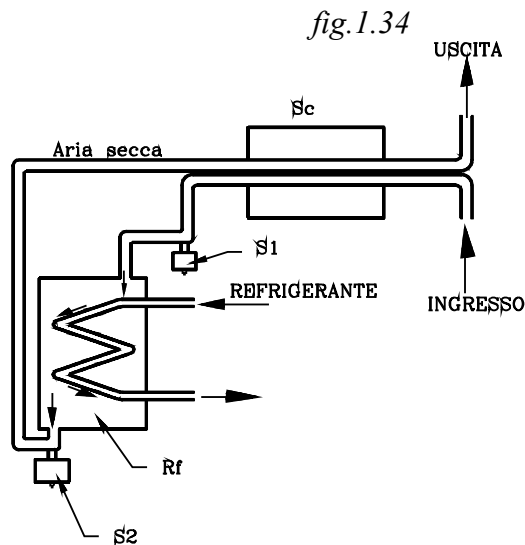
1.7.3 Essiccazione per adsorbimento

L'aria compressa viene fatta passare attraverso una sostanza granulosa, detta *gel*, capace di assorbire le goccioline di acqua e il vapore acqueo.

La capacità di assorbimento da parte dei granuli di *gel* è limitato, per cui, dopo un certo periodo di funzionamento, occorre rigenerare la loro capacità di assorbimento. Ciò si ottiene, soffiando sul letto dei granuli aria calda, che fa evaporare l'acqua precedentemente trattenuta

Per il funzionamento continuo, senza interruzioni occorre prevedere una coppia in parallelo di essiccatori, in modo che, quando uno è fermo per la manutenzione, funzioni l'altro.

1.7.4 Essiccazione per refrigerazione



L'essiccazione si basa sul fenomeno dell'abbassamento del punto di rugiada col diminuire della temperatura. Al diminuire di questa, si abbassa l'umidità di saturazione dell'aria; per cui, la quantità di acqua, che è in forma di vapore eccedente la saturazione, si condensa.

L'aria viene prima raffreddata, fino ad una temperatura di 1,7° circa, in modo da provocare la condensazione del vapore, quindi di nuovo riscaldata.

In figura è rappresentato schematicamente un impianto di essiccamento per refrigerazione.

L'aria calda, proveniente dal compressore, viene inviata nello scambiatore di calore *Sc* nel quale passa la tubazione dell'aria essiccata. Il calore si trasmette dall'aria introdotta in ingresso a quella di uscita che si trova a più bassa temperatura.

Così, l'aria introdotta in ingresso subisce, nello scambiatore di calore, un abbassamento della temperatura che provoca una prima condensazione del vapore. La condensa viene raccolta da un separatore *S1*. Successivamente l'aria da essiccare è introdotta nel refrigeratore *Rf* nel quale viene raffreddata, fino a portare la sua temperatura poco al di sopra dello 0°.

La condensa viene raccolta nella parte più bassa dal separatore *S2*.

Nell'impianto descritto compaiono apparecchiature che vengono rappresentate da segni grafici particolari.

fig.1.35



Riscaldatore - Le frecce indicano l'apporto di calore



Separatore di condensa - Con scarico a comando manuale



Separatore di condensa - Con scarico automatico



Refrigeratore

Esercizio

Determinare la quantità di acqua da condensare in 2 ore di funzionamento di un essiccatore nel quale è alimentato da una portata di $\dot{V} = 300 \text{ m}^3 / \text{h}$

Temperatura: $t=40 \text{ }^\circ\text{C}$
Pressione $p= 8 \text{ bar}$
Umidità relativa 55%

Soluzione

Dalla curva che dà l'umidità di saturazione in funzione della temperatura si ricava che, in corrispondenza della temperatura $t=40^\circ\text{C}$ si ottiene 50 g/m^3 di acqua

Dalla umidità relativa si può ricavare quella assoluta

$$\text{Umidità relativa} = \frac{\text{Umidità assoluta}}{\text{Umidità di saturazione}} \cdot 100 \quad \text{da cui}$$

Occorre

$$\text{Umidità assoluta} = \frac{\text{Umidità di saturazione} \cdot \text{Umidità relativa}}{100}$$

$$\text{Umidità assoluta} = \frac{55 \cdot 50}{100} = 27 \text{ g} / \text{m}^3$$

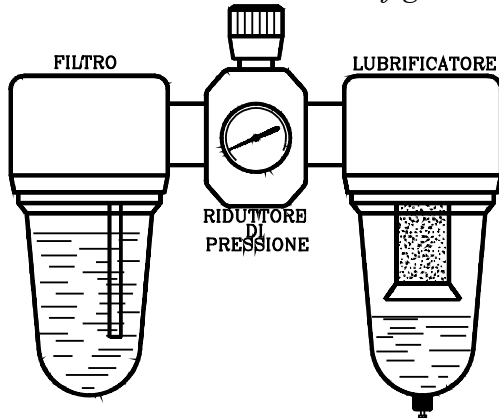
Per ottenere la quantità di acqua condensata si moltiplica per la portata e per le ore di funzionamento:

$$\text{Quantità di acqua} = 27,5 \cdot 300 \cdot 2 = 16.500 \text{ g}$$

$$\text{Quantità di acqua} = 16,5 \text{ kg}$$

1.7.5 TRATTAMENTO DELL'ARIA ALL'UTILIZZAZIONE

fig.1.36



regolatore di pressione - lubrificatore.

Nel filtro, l'aria subisce un'ulteriore separazione dalle particelle solide o liquide.

Il riduttore di pressione serve per garantire una pressione di alimentazione costante durante il funzionamento dell'apparecchiatura.

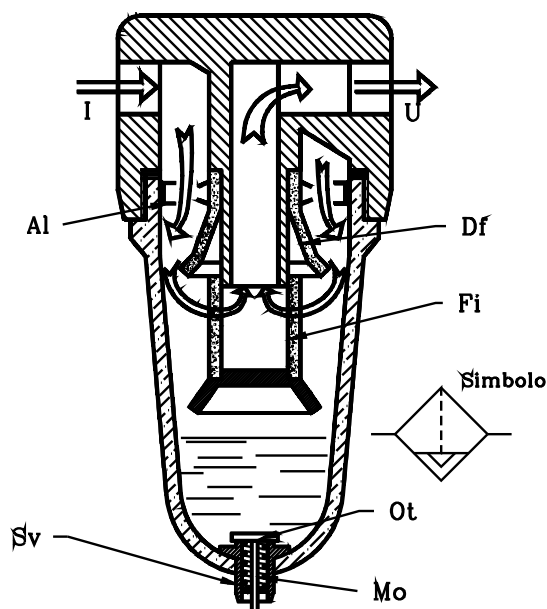
Infatti, il compressore funziona tra una pressione massima e una minima, determinando una oscillazione della pressione in uscita, attenuata dal serbatoio, ma non del tutto eliminata. Inoltre, la variazione di impiego delle diverse utenze porta a sbalzi di pressione nella rete di distribuzione.

Per eliminare tali inconvenienti, conviene che la pressione di utilizzazione, nelle utenze, possa essere regolata ad un valore più basso della minima pressione, che si può verificare nelle escursioni entro la rete di distribuzione.

In alcuni attuatori, come i motori pneumatici rotativi, occorre che l'aria si lubrificata. Occorre quindi introdurre, nell'aria compressa, dell'olio in sospensione attraverso un lubrificatore.

1.7.5.1 Filtro

fig.1.37



L'aria, inviata all'ingresso *I*, viene costretta a subire un moto rotatorio di centrifugazione passando attraverso delle alette *Al*.

Nella centrifugazione, le particelle più pesanti dell'aria vengono proiettate verso la parete esterna e si raccolgono sul fondo della tazza trasparente *T*.

L'aria, all'uscita del deflettore *Df*, viene costretta a passare attraverso il filtro poroso *Fi* e inviata all'uscita.

La condensa si raccoglie sul fondo della tazza *T*, di materiale trasparente per il controllo del livello.

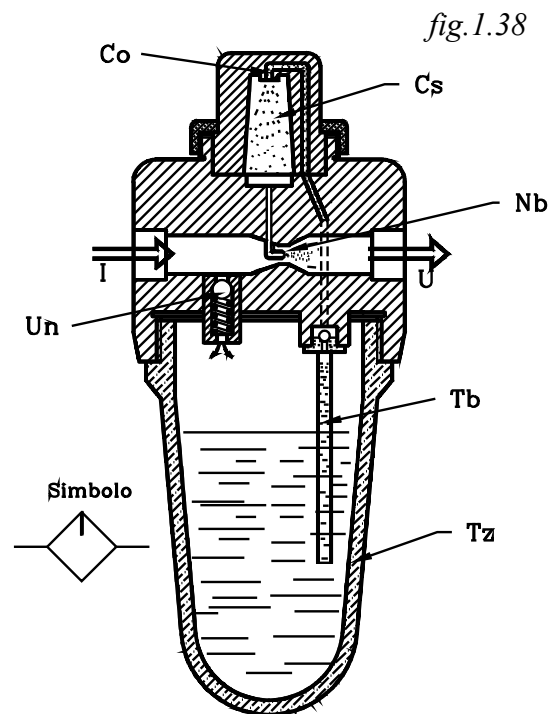
Sul fondo della tazza vi è lo spurgo automatico della condensa. Questo è costituito da un otturatore Ot , spinto in apertura da una molla Mo .

In assenza di pressione interna alla tazza, quando non vi è l'aria compressa, la molla spinge l'otturatore a sollevarsi, spurgando all'esterno la condensa.

In presenza dell'aria compressa, per effetto della sua pressione, l'otturatore viene spinto verso il basso, chiudendo l'uscita dello spurgo.

Lo spurgo della condensa può avvenire manualmente, pigiando il pulsante che innalza l'otturatore.

1.7.5.2 Lubrificatore dell'aria compressa



Con il lubrificatore occorre introdurre dell'olio in sospensione nell'aria compressa.

La nebulizzazione avviene attraverso un tubo di venturi. Nella sezione ristretta si determina una depressione, dovuta alla trasformazione dell'energia di pressione in quella di velocità. Così, per effetto della depressione, l'olio viene aspirato e nebulizzato dalla vorticosità dell'aria che fluisce attraverso la sezione ristretta.

In figura è schematizzato un lubrificatore. Esso è costituito da una tazza trasparente, contenente l'olio, che viene fissata al corpo superiore nel quale è posto il sistema di nebulizzazione. Questo è rappresentato schematicamente con un tubo di venturi.

Un tubicino Tb pesca nell'olio e lo collega, attraverso un condotto, alla camera di gocciolamento Cs . Questa è collegata, attraverso uno spruzzatore, alla sezione ristretta del tubo di venturi.

L'aria compressa entra all'ingresso I del tubo di venturi e determina una depressione nella sezione ristretta, in prossimità dello spruzzatore. Da questo vengono richiamate delle gocce d'olio, provenienti dalla camera di gocciolamento Cs e nebulizzate dalla vorticosità dell'aria.

Nella estrazione delle gocce dallo spruzzatore, si provoca una depressione nella camera di gocciolamento Cs ; per cui, attraverso il condotto collegato al tubicino Tb , viene aspirato dell'olio contenuto nella tazza trasparente Tz . L'olio entra nella camera di gocciolamento e, a gocce, si porta verso lo spruzzatore.

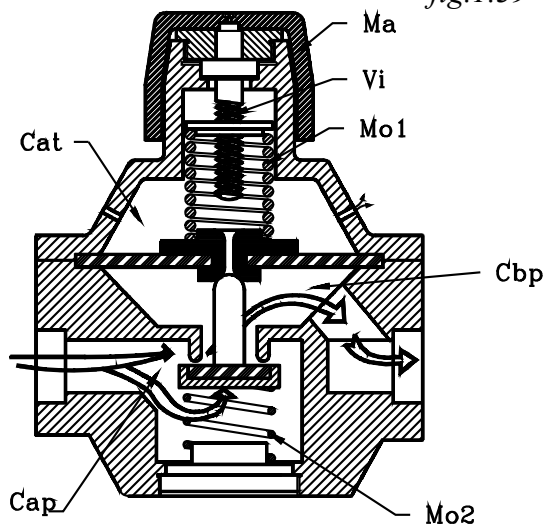
L'olio entro la tazza viene posto sotto pressione attraverso la valvola unidirezionale Un .

All'aumentare della portata di aria aumenta la depressione e quindi la quantità di goccioline d'olio nebulizzato.

L'aria, in uscita U dal lubrificatore, contiene olio nebulizzato, dipendente dalla portata.

1.7.5.3 Riduttore di pressione

fig.1.39



Il regolatore di pressione deve mantenere, nell'utenza, la pressione di lavoro costante, al variare del consumo di aria e della variazione di pressione nella rete di distribuzione.

Perché il riduttore possa funzionare, occorre che la pressione di rete sia sempre maggiore di quella prelevata dalla apparecchiatura di utenza.

Nella figura è schematizzato un regolatore di pressione.

In esso si distinguono tre camere a pressione diversa. La camera Cat è alla pressione atmosferica; quella indicata con Cap è collegata alla rete di distribuzione, e posta, quindi, alla pressione primaria esistente in questa. Una terza camera, indicata con Cbp , è collegata con il condotto che immette l'aria nell'apparecchiatura: ed è posta, quindi, alla pressione secondaria di utilizzo.

La manopola Ma comanda la vite Vi , che spinge la molla di taratura $Mo1$ ad agire sul supporto forato della membrana, che separa la camera Cta dalla Cbp .

Il supporto forato poggia su un puntalino solidale alla pasticca di otturazione del passaggio dell'aria tra le due camere Cap e Cbp .

La molla $Mo2$ di otturazione spinge la pasticca p ad ostruire il passaggio dell'aria verso la camera Cbp .

Avvitando la vite si produce una certa tensione sulla molla di taratura $Mo1$. Questa spinge la membrana verso il basso; il puntalino sposta la pasticca p , contrastando la pressione secondaria, e si apre il passaggio dell'aria compressa dalla camera ad alta pressione Cap a quella a bassa pressione Cbp .

In tal modo maggiore è l'avvitamento della vite, maggiore è l'apertura del passaggio dell'aria dalla camera di alta a quella a bassa pressione. Si ottiene un aumento della pressione secondaria in uscita. L'inverso avviene svitando la vite di regolazione.

La pressione impostata dalla vite di regolazione rimane costante entro una certa oscillazione.

Infatti, si supponga che diminuisca il prelievo di aria in uscita. Allora la pressione nella camera a bassa pressione C_{bp} tende ad aumentare e la membrana spinta da una pressione maggiore si deforma comprimendo la molla $Mo1$ di taratura che si innalza. La pasticca di otturazione anch'essa si innalza favorita dalla spinta della molla $Mo2$ diminuendo la strozzatura tra le due camere, interrompendo l'aumento di pressione secondaria.

2 ATTUATORI

Gli attuatori pneumatici sono dispositivi atti a trasformare l'energia pneumatica di pressione in energia meccanica. Essi possono essere a movimento rettilineo alternativo o rotatorio.

2.1 Attuatori a moto rettilineo alternativo

Sono costituiti da cilindri, alimentati, in uno o in entrambi i suoi lati, dall'aria compressa, che muove assialmente un pistone.

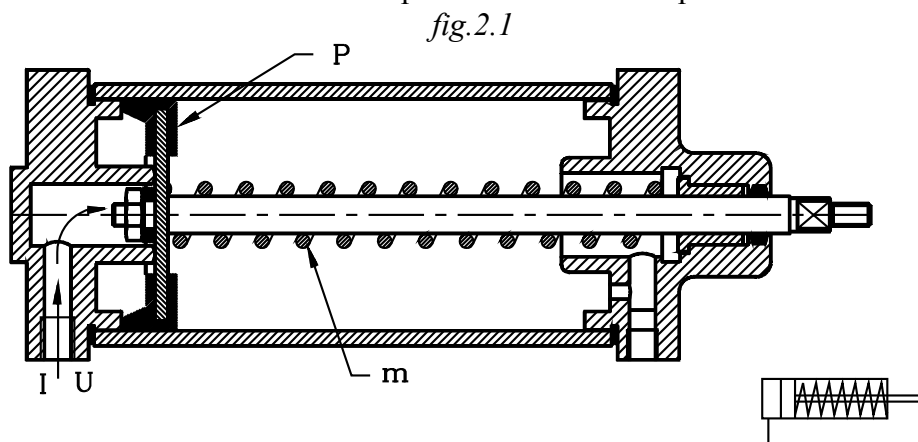
L'alimentazione dell'aria può avvenire in un solo lato del cilindro, determinando una sola corsa di lavoro, o in entrambe, fornendo due corse attive di lavoro.

Si distinguono così: Cilindri a semplice e a doppio effetto.

2.1.1 Cilindri a semplice effetto

L'aria compressa viene immessa nell'orifizio di ingresso I e spinge il pistone P ad effettuare la corsa di lavoro, contrastando la tensione della molla m .

L'aria viene scaricata dallo stesso orifizio U da cui è stata immessa nel cilindro $I \equiv U$. Nello scarico dell'aria la molla m effettua la corsa passiva di ritorno del pistone.

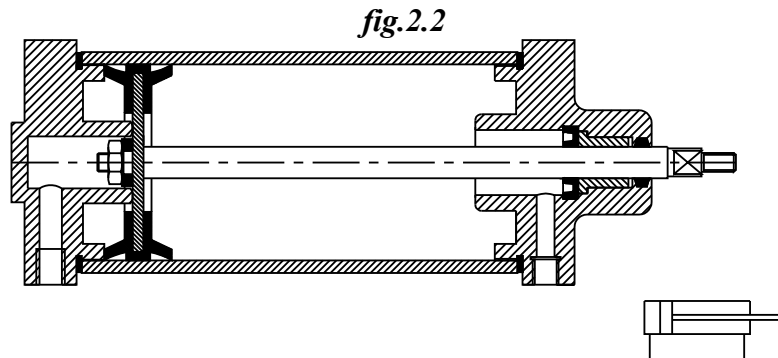


Nel cilindro a semplice effetto di figura, la molla, nelle condizioni di riposo, spinge il pistone ponendolo in posizione di rientro dello stelo. La corsa di lavoro, effettuata dall'ingresso dell'aria, si attua con la fuoriuscita dello stelo. Il rientro è provocato dalla distensione della molla.

Vi sono altri cilindri a semplice effetto nei quali in condizioni di riposo la molla spinge il pistone nella posizione di fuoriuscita dello stelo. L'ingresso dell'aria compressa, comprime la molla ed effettua la corsa di lavoro, consistente nel rientro dello stelo. Nello scarico dell'aria si ha la corsa passiva nella quale la molla si distende facendo fuoriuscire di nuovo lo stelo.

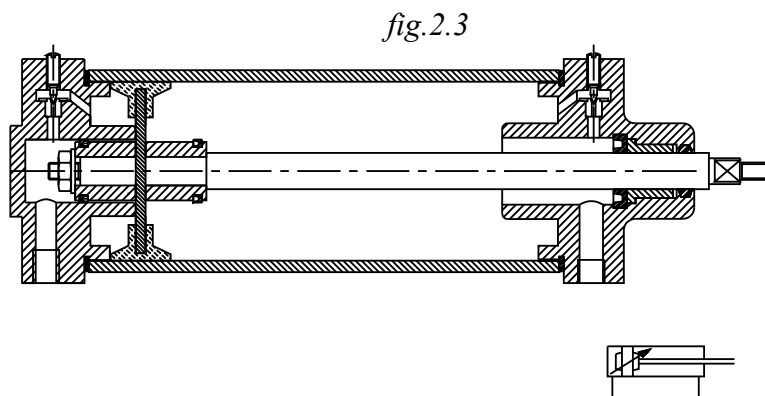
2.1.2 Cilindri a doppio effetto

L'aria compressa viene immessa nelle due camere del cilindro, poste ai lati opposti del pistone, determinando due corse attive di lavoro.



Ovviamente, quando viene alimentata una camera, l'altra opposta deve essere in scarico. Ciò avviene mediante apposite valvole di distribuzione dell'aria (*vedi oltre*)

2.1.3 Cilindro con ammortizzatori di finecorsa

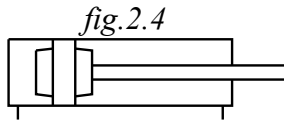


Quando il moto dello stelo avviene con notevole velocità, trasportando una massa considerevole, è necessario evitare gli urti che si avrebbero alla fine della corsa: occorre rallentare la velocità del pistone, impedendo che questo vada a battere sulla testata del cilindro.

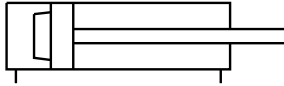
Il rallentamento della corsa del pistone, alle estremità del cilindro, avviene attraverso la compressione della parte di aria che non è fuoriuscita dallo scarico, e rimane intrappolata in una camera, compresa tra il pistone e la testata del cilindro. Quest'aria può essere inviata allo scarico attraverso una strozzatura, regolabile da un otturatore a spillo, manovrato da una vite di regolazione.

Nella figura è rappresentato un cilindro con ammortizzatori, regolabili su entrambi i lati.

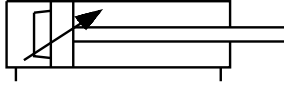
Altri tipi di cilindri con ammortizzatori sono rappresentati dai simboli schematici di *fig.2.4*



Cilindro con ammortizzatori in entrambi i lati, non regolabili



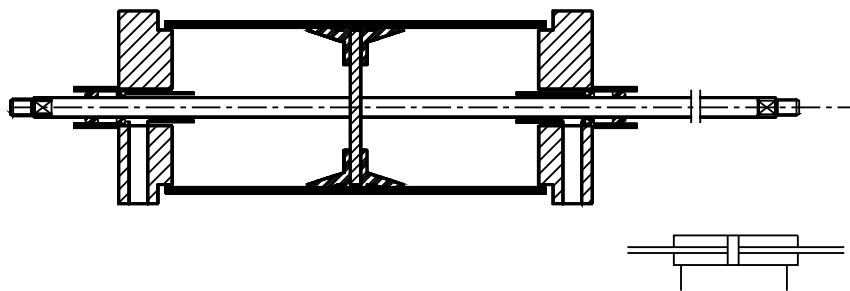
Cilindro con ammortizzatore in un solo lato, non regolabile



Cilindro con ammortizzatore in un solo lato regolabile

2.1.4 Cilindro a stelo passante

fig.2.5



In alcune applicazioni occorre che lo stelo durante il funzionamento abbia una migliore guida di quella che si ha con un solo supporto ad un estremo. Questo specialmente se vi sono componenti di flessione.

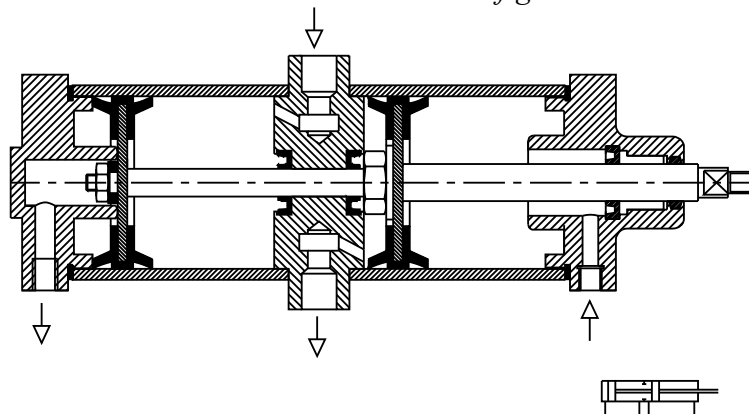
La soluzione in caso di piccoli carichi radiali è quella di munire il pistone di un doppio stelo che scorre ciascuno in una propria guida.

In questo caso, inoltre, la superficie di spinta è uguale sulle facce opposte del pistone, ottenendo così una uguale forza motrice nei due sensi del moto.

2.1.5 Cilindro Tandem

In alcune applicazioni sono richieste delle elevate forze sullo stelo con limitazione dell'ingombro. Per risolvere il problema, si accoppiano due cilindri a doppio effetto, che spingono due pistoni montati sullo stesso stelo.

fig.2.6



In tal caso la forza che si ottiene sullo stelo è la somma di quelle agenti sui due pistoni.

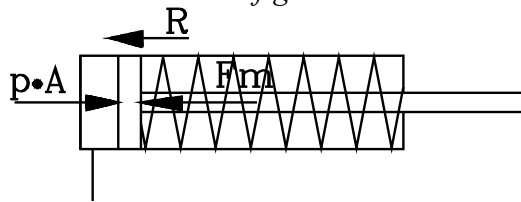
2.2 Dimensionamento di un cilindro pneumatico

Occorre considerare la soluzione di due problemi, uno inverso dell'altro.

1. Dato il diametro D del cilindro e la pressione p del fluido, si vuole determinare la spinta disponibile sullo stelo
2. Imposta la spinta F che deve essere disponibile sullo stelo, si vuole determinare il diametro D del cilindro

2.2.1 Cilindro a semplice effetto

fig.2.7



| | | |
|---|----------------------------------|-----|
| D | Alesaggio | mm |
| p | Pressione effettiva di esercizio | bar |

Si indica con:

| | | |
|-------|--------------------------|---|
| F_u | Spinta utile sullo stelo | N |
| F_m | Sforzo della molla | N |
| F_t | Spinta teorica | N |
| R | Resistenza di attrito | N |

La spinta teorica che agisce sul pistone è data dalla differenza tra la forza esercitata dalla pressione del fluido e quella dovuta alla tensione della molla:

La spinta del fluido sul pistone è : $p \cdot A$

Indicando con F_m lo sforzo della molla sul pistone, la spinta teorica sullo stelo sarà:

$$F_t = p \cdot A - F_m \quad \text{dove } A = \frac{\pi D^2}{4}$$

$$F_t = p \cdot \frac{\pi D^2}{4} - F_m$$

Si oppone al moto una resistenza di attrito R , che dipende dal tipo di materiali adoperati, dalla lubrificazione, dalla velocità di funzionamento. Essa è variabile entro l'intervallo 3÷20% della forza utile: $0.03 \cdot F_t \div 0.2 \cdot F_t$.

$$R = c_a \cdot F_t$$

Si indichi con c_a il coefficiente che tiene conto della % di attrito: $c_a = 0.03 \div 0.2$, la forza utile sullo stelo è data da:

$$F_u = F_t - c_a \cdot F_t \quad F_u = F_t \cdot (1 - c_a)$$

$$F_u = \left(p \cdot \frac{\pi D^2}{4} - F_m \right) (1 - c_a)$$

Ponendo:

$$1 - c_a = \eta$$

$$F_u = \eta \cdot \left(p \cdot \frac{\pi D^2}{4} - F_m \right) \quad (2.1)$$

Dove $\eta = 0.8 \div 0.97$

Considerando la pressione espressa in *bar* e l'area in mm^2 , per determinare la forza in N si debbono effettuare le seguenti trasformazioni di unità di misura:

$$p \text{ bar} \cdot \frac{\pi D^2}{4} \text{ mm}^2 = p \cdot 10^5 \frac{N}{m^2} \cdot \frac{\pi D^2}{4} 10^{-6} m^2 = 0,1 \cdot p \frac{\pi D^2}{4}$$

Per cui la formula pratica per determinare F_u è:

$$F_u = \eta \cdot \left(0,1 \cdot p \frac{\pi D^2}{4} - F_m \right) \quad (2.2)$$

Viceversa per determinare il diametro **D** di alesaggio del cilindro a semplice effetto che fornisce la spinta utile F_u sullo stelo, basta ricavarla dalla (17)

$$D = \sqrt{\left(\frac{F_u}{\eta} + F_m \right) \cdot \frac{4}{0,1\pi p}} \quad (2.3)$$

Nella progettazione del cilindro, occorre garantire che la spinta, esercitata dalla molla sul pistone, risulti maggiore dell'attrito da questo incontrato nella corsa di ritorno.

$$F_m > R$$

2.2.2 Cilindri a doppio effetto

Occorre distinguere le due corse: di fuoriuscita e di rientro dello stelo

Corsa di sfilo stelo

Riguardo alla corsa di sfilo valgono gli stessi ragionamenti fatti per i cilindri a semplice effetto. Si ottengono le stesse espressioni, con la sola differenza che risulta nullo lo sforzo della molla, inesistente in questo caso: il rientro viene effettuato dal fluido attivo.

La spinta utile sullo stelo sarà data dalla (17), ponendo $F_m = 0$

$$F_u = \eta \cdot 0,1 \cdot p \frac{\pi D^2}{4} \quad (2.4)$$

Da cui, il diametro del cilindro risulta:

$$D = \sqrt{\frac{F_u}{p} \cdot \frac{4}{0,1\pi \eta}} \quad (2.5)$$

Corsa di rientro stelo

Nel cilindro a doppio effetto il rientro viene effettuato dall'azione dell'aria che entra nella camera contenente lo stelo. La superficie di spinta è data dalla differenza tra quella del pistone e della sezione dello stelo.

$$A = \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2)$$

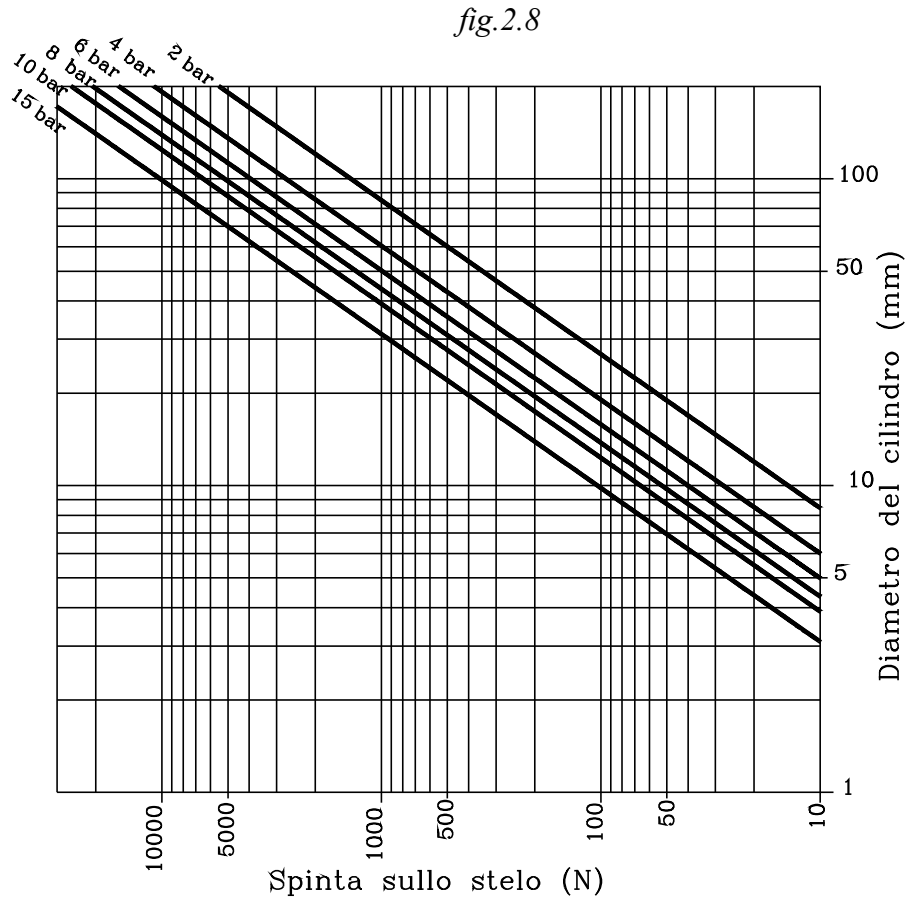
La spinta utile sullo stelo ha una espressione analoga alla (18)

$$F_u = \eta \cdot 0,1 \cdot p \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \quad (2.6)$$

I diametri di alesaggio dei cilindri sono normalizzati. La serie normalizzata è la seguente:

8, 12, 16, 20, 25, 32, 40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 320, 400, 500 mm

Nel diagramma di *fig.2.8* sono riportate le spinte utili sullo stelo in funzione del diametro del cilindro per diverse pressioni di esercizio.



Così con un diametro di 50mm e una pressione di 6 bar si ottiene una spinta utile di 1000 N

Il diagramma si può leggere in senso inverso: data la forza utile sull'asta e la pressione di esercizio si può determinare il diametro del cilindro occorrente.

Per ottenere una spinta utile di 2000 N, utilizzando una pressione di esercizio di 8 bar, occorre un diametro del cilindro di 63 mm

Diametro dello stelo

Per completare il dimensionamento del cilindro occorre verificare che il diametro dello stelo sia sufficiente a sopportare il carico che lo sollecita.

Lo stelo si presenta come un'asta snella, facilmente sollecitata a carico di punta.

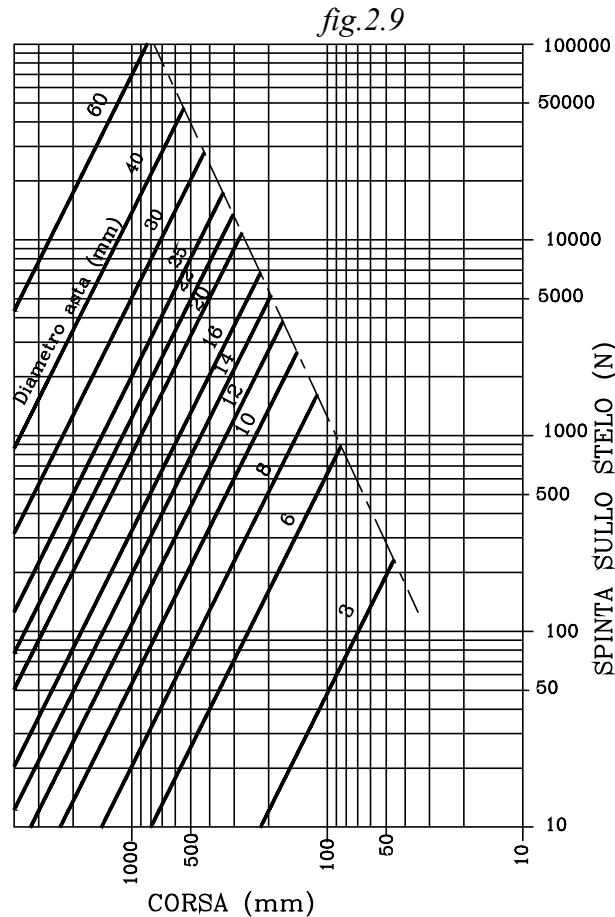
Si può effettuare una verifica della sollecitazione, conosciuto il carico, il diametro dello stelo e lo sfilo di esso, dipendente dalla corsa che deve compiere il pistone. Il carico dovrà essere inferiore a quello massimo ammissibile.

Il diagramma di *fig.2.9* permette di verificare lo sforzo che può sopportare lo stelo di un cilindro, conoscendo il suo diametro e la corsa di sfilo.

Così per una spinta di 1000 N e una corsa di 200 mm occorre uno stelo avente un diametro $\phi 10$ mm

Uno stelo di diametro $\phi 12$ mm, con una corsa di 300 mm, non risulta in grado di sopportare con sicurezza una spinta di 2000 N.

Infatti il punto di incontro tra la retta indicante la corsa di 300 mm e quella indicante lo sforzo di 2000 N, risulta vicino al diametro dello stelo di $\phi 14$ mm.



Occorrerà in questo caso scegliere un cilindro con stelo, avente un diametro uguale o superiore a $\phi 14$ mm

2.2.3 Consumo dell'aria

Nella progettazione di un impianto, occorre conoscere il consumo di aria che deve essere fornita nell'unità di tempo. Il consumo totale proviene dalla somma delle portate che sono richieste dalle singole utenze.

Il consumo si riferisce al volume di aria alla pressione atmosferica, che viene immessa nell'impianto nell'unità di tempo. Usualmente viene misurata in litri/minuto (l/min)

Si vuole ora determinare la portata \dot{V} di aria (riferita alla pressione atmosferica) assorbita da un cilindro a doppio effetto.

Essa dipende dalle dimensioni del cilindro (corsa - alesaggio), dal numero n di doppie corse al minuto e dalla pressione di esercizio.

L'aria entra nel cilindro ad una pressione di esercizio p e a tale pressione viene immesso, nell'unità di tempo, un volume \dot{V}' . Questa quantità di aria riportata alla pressione atmosferica occuperebbe un volume maggiore \dot{V} .

La portata volumetrica \dot{V}' dipende dalle dimensioni geometriche e dal n° di doppie corse al minuto n .

Nella corsa di sfilo viene introdotta, alla pressione p , un volume di aria pari alla cilindrata:

$$\frac{\pi D^2}{4} \cdot C$$

Dove D è il diametro e C è la corsa di sfilo dello stelo

Nella corsa di rientro il volume di aria sarà dato dalla cilindrata meno il volume occupato dallo stelo:

$$\frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi d^2}{4} = (D^2 - d^2) \cdot \frac{\pi}{4}$$

Così in una doppia corsa dello stelo il volume di aria introdotta, alla pressione p , risulta:

$$\left(\frac{\pi D^2}{4} + (D^2 - d^2) \cdot \frac{\pi}{4} \right) \cdot C$$

Il volume introdotto, alla pressione p , nell'unità di tempo, si ottiene moltiplicando il volume immesso in una doppia corsa per il numero di doppie corse al minuto n .

$$\dot{V}' = \left(\frac{\pi D^2}{4} + (D^2 - d^2) \cdot \frac{\pi}{4} \right) \cdot C \cdot n \quad (2.7)$$

Questo volume occorre riportarlo alla pressione atmosferica p_{atm} , ottenendo la portata \dot{V} richiesta

Si applica la legge di Boyle, corrispondente ad una trasformazione a temperatura costante, nella quale *i volumi sono inversamente proporzionali alle pressioni assolute*.

Avendo indicato con "p" la pressione di esercizio (*pressione effettiva*), la corrispondente pressione assoluta è: $p + p_{atm}$

Alla pressione assoluta $p + p_{atm}$ $\xrightarrow{\text{corrisponde}}$ La portata \dot{V}'

Alla pressione atmosferica p_{atm} $\xrightarrow{\text{corrisponde}}$ La portata \dot{V}

$$\frac{p + p_{atm}}{p_{atm}} = \frac{\dot{V}}{\dot{V}'} \quad \text{da cui:}$$

$$\dot{V} = \frac{p + p_{atm}}{p_{atm}} \dot{V}'$$

Il rapporto $\frac{p + p_{atm}}{p_{atm}} = r_c$ viene denominato rapporto di compressione, quindi

$\dot{V} = r_c \cdot \dot{V}'$ sostituendo si ottiene

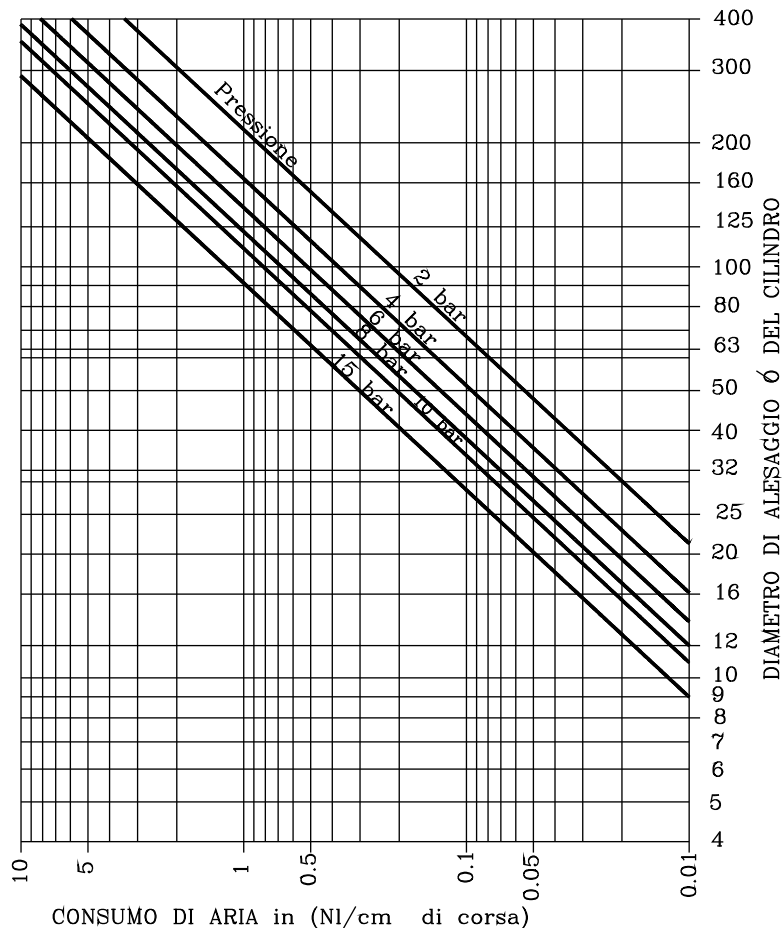
$$\dot{V} = r_c \cdot \left(\frac{\pi D^2}{4} + (D^2 - d^2) \cdot \frac{\pi}{4} \right) \cdot C \cdot n \quad (2.8)$$

Se la pressione di esercizio viene misurata in bar, quella atmosferica risulta uguale a $p_{atm} = 1,013$ bar . Il rapporto di compressione è espresso dalla relazione:

$$r_c = \frac{p + 1,013}{1,013} \quad (2.9)$$

Nel diagramma di *fig.2.10* viene riportato il consumo di aria in litri normali "Nl" per ogni cm di corsa del pistone, in funzione del diametro di alesaggio e della pressione di esercizio.

Indicando con q il consumo specifico letto sull'asse orizzontale, per determinare la portata di aria normale in l/min occorre moltiplicare detto consumo q per la corsa in cm , il numero di doppie corse e per il numero di corse attive.



Così si supponga che un cilindro a doppio effetto con alesaggio 32 mm, lavori alla pressione di esercizio di $p=6$ bar, effettui una corsa di 10 cm.

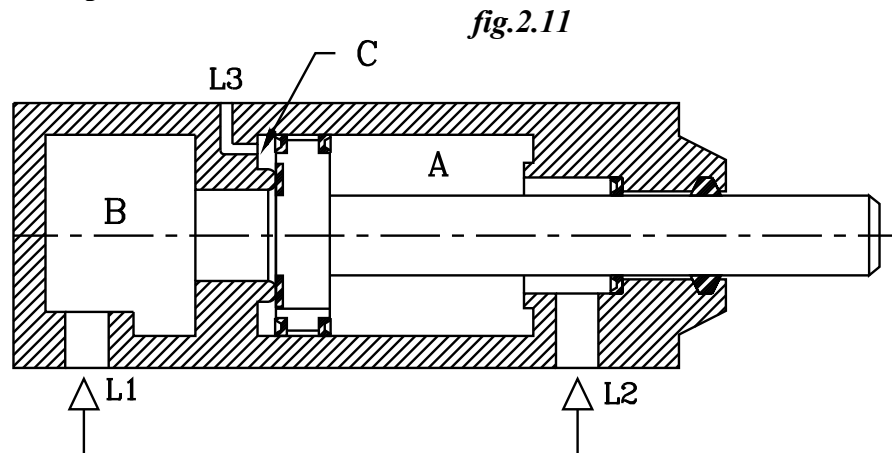
In corrispondenza del diametro di 32 mm e la pressione di 6 bar si legge sull'asse orizzontale il consumo specifico di 0.05 Nl/cm.

La portata di aria normale orientativamente è data da:

$$\dot{V} = q \cdot C \cdot n \cdot 2 \quad \dot{V} = 0.05 \cdot 10 \cdot 8 \cdot 2 = 8 \text{ l/min}$$

2.3 Cilindri speciali

2.3.1 Cilindro a percussione

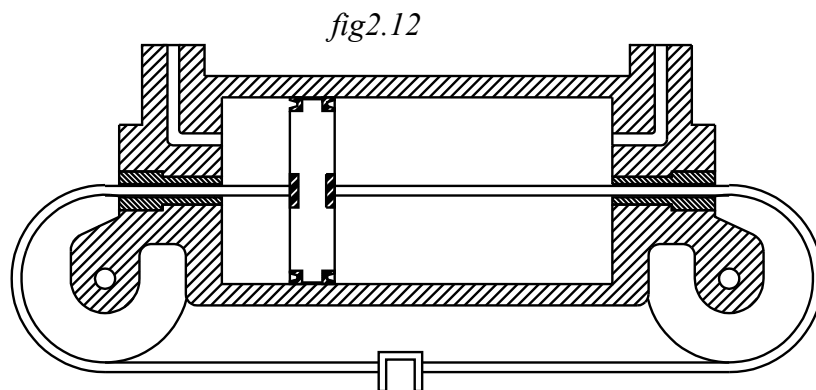


Inizialmente l'aria viene introdotta attraverso gli orifizi L_1 L_2 , nelle due camere A e B . Il fluido, introdotto nella camera B , si scarica all'esterno attraverso l'orifizio L_3 ; mentre il riempimento della camera A provoca lo spostamento del pistone verso sinistra, fino a battuta. In queste condizioni viene chiuso il passaggio dell'aria verso all'orifizio L_3 . Nella camera B si raggiunge la stessa pressione di esercizio che si ha nella A , e il pistone si trova in condizioni di equilibrio.

Successivamente l'orifizio L_2 viene posto in comunicazione con lo scarico. L'aria, in pressione della camera B subisce una espansione, trasformando l'energia di pressione in cinetica. Il pistone effettua una corsa verso destra, raggiungendo una elevata velocità.

La corsa di rientro si ottiene ponendo l'orifizio L_2 in comunicazione con l'alimentazione.

2.3.2 Cilindro con cavo flessibile

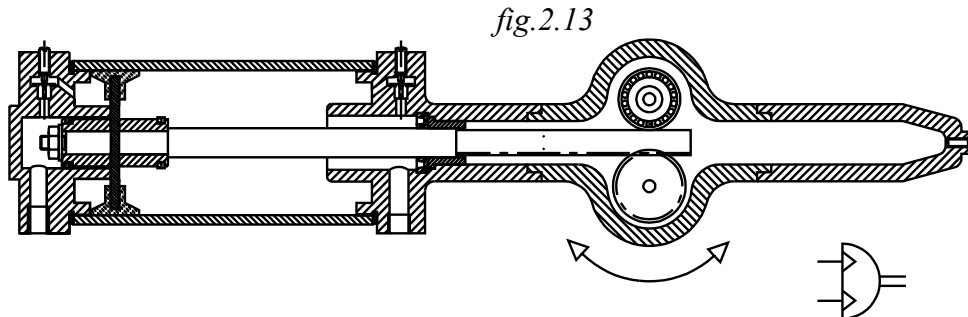


È un cilindro a doppio effetto nel quale viene fissato al pistone un cavo flessibile, che attraversa per tutta la sua lunghezza il cilindro nella mezziera ed è avvolto su due cilindri esterni.

La corsa del pistone si traduce nello scorrimento del cavo flessibile.

Questo attuatore è adatto alla apertura e chiusura di porte

2.3.3 Motore rotativo oscillante - Cilindro con cremagliera



lo stelo di un cilindro a doppio effetto è solidale ad una cremagliera che ingrana con un rocchetto. Il moto rettilineo alternativo, conferito allo stelo dallo stantuffo, si tramuta in una rotazione nei sensi opposti dell'albero su cui è montato il rocchetto.

Si possono avere, a seconda della lunghezza della cremagliera rispetto al diametro del rocchetto, oscillazioni del suo albero che variano dai 45° ai 720° .

La cremagliera nel lato dentato ingrana con il rocchetto e, nel lato opposto appoggia su un cuscinetto avente lo scopo di assorbire la reazione radiale dell'accoppiamento rocchetto dentiera.

La spinta F che l'aria esercita sul pistone, si tramuta in un momento sull'albero del rocchetto, data da:

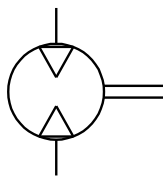
$$M = F \cdot \frac{D_p}{2} \quad \text{se } m \text{ è il modulo e } Z \text{ è il numero di denti risulta: } D_p = m \cdot Z$$

$$M = F \cdot \frac{m \cdot Z}{2}$$

Motori rotativi ad aria compressa

fig.2.14

SIMBOLO



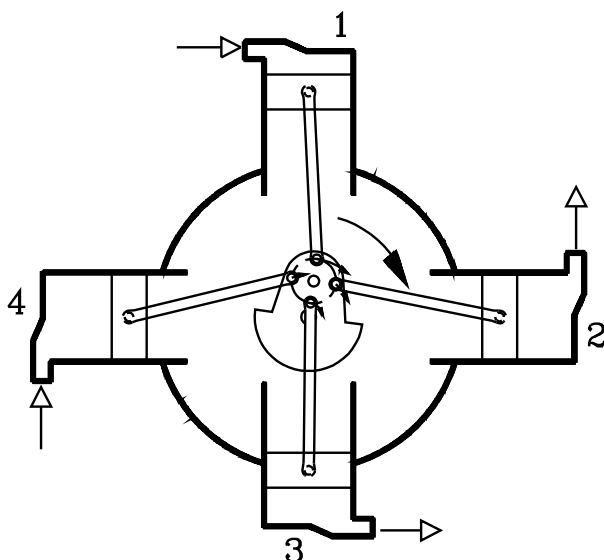
In questi motori viene trasformata l'energia pneumatica di pressione dell'aria, attraverso una sua espansione, in lavoro meccanico di rotazione di un albero.

I motori ad aria compressa si distinguono in:

- Motori a pistoni
- Motori a lamelle
- Motori ad ingranaggi
- Motori a turbina

2.4 Motori a pistoni radiali

fig.2.15



Più cilindri sono disposti radialmente, attorno all'asse di rotazione dell'albero a gomiti. Le teste delle bielle si impernano attorno al perno di manovella.

Le camere dei cilindri vengono posti in comunicazione con l'alimentazione o con lo scarico da una valvola rotante, non rappresentata in figura, mossa dall'albero motore.

Così, alternativamente, in alcuni cilindri entra l'aria sotto pressione, si espande ed effettua la corsa di lavoro dei pistoni, che si tramuta nel moto rotatorio, mediante il meccanismo biella - manovella; mentre altri cilindri sono posti, dalla valvola rotante, in comunicazione con lo scarico.

Nello schema di figura nei cilindri 1,4 entra l'aria sotto pressione, mentre i cilindri 2,3 sono posti dalla valvola rotante in comunicazione con lo scarico.



[Clic qui per continuare](#)



[Clic per la pagina iniziale](#)