

Pompe oleodinamiche

(Edizione del 19/4/2016)

Premessa	2
Idrostatica.....	3
Idrodinamica.....	6
Pompe.....	17
Pompe volumetriche.....	25
La cilindrata di una pompa a ingranaggi.....	33
Pompe a palette.	36
Pompa Gerotor.....	37
Pompa a ingranaggi interni	37
Pompe a pistoni	39
Pompe a pistoni assiali — CILINDRATA FISSA —.....	40
Pompe a pistoni assiali — CILINDRATA VARIABILE —.....	41
Pompa a pistoni assiali con blocco cilindri rotante e inclinato. Cilindrata variabile.....	42
Pompe a pistoni radiali a cilindrata fissa.	43
Blocco stellare rotante eccentrico con anello circolare fisso	43
Blocco stellare fisso e albero motore eccentrico.	45
Pompe a pistoni radiali a cilindrata variabile.	46
Pompa / Motore a pistoni radiali con blocco cilindri o albero eccentrico.....	47
Diagramma portata/pressione di una pompa	51
Esempio d'installazione di un tester idraulico	52
Schema di funzionamento di una turbina.	54
Esempio d'impiego di un tachimetro digitale	55
Caratteristiche di un ingranaggio.....	74
Pompa a ingranaggi elicoidali	78
Pompa / motore a pistoni assiali, piastra (piatto) inclinata,cilindrata fissa o variabile.....	88
Funzionamento di una pompa a pistoni assiali a disco oscillante / inclinato	95
Tipologie d'installazione pompa idraulica	97
Giunto elastico completo	101
Esempi di utilizzo di un tester idraulico.....	110
Riepilogo formule	112

PREMESSA

OCCORRE TENERE PRESENTE CHE TUTTI I DISEGNI SONO INDICATIVI.

Le formule e gli esempi hanno lo scopo di dare una informazione tecnica di base.

Per il calcolo e il dimensionamento corretto, fare sempre riferimento ai dati tecnici del costruttore del componente.

Una buona conoscenza di base permette all'operatore di affrontare in seguito argomenti tecnici più importanti, anche se solo con anni di pratica acquisirà l'esperienza necessaria per risolvere problemi e fenomeni che si possono incontrare solo su grandi impianti e che una formazione di base non riesce a garantire.

L'oleodinamica o oleoidraulica o idraulica comprende quei fenomeni che sono regolati da leggi fisiche note (esempio: il principio di Archimede, riguardante la spinta idrostatica, afferma che un corpo immerso in un fluido riceve una spinta dal basso verso l'alto pari al peso del volume di fluido spostato.) e queste leggi si possono dividere in due gruppi di base conosciuti come :

idrostatica e idrodinamica.

L'**idrostatica** si occupa dei comportamenti di un fluido racchiuso in ambienti a tenuta stagna e quindi sottoposti a energia di pressione statica.

Esempio: impianto freni automobile, cric idraulici, presse ecc.

L'**idrodinamica** si occupa dei comportamenti di un fluido in movimento e quindi sottoposti a energia motoria o cinetica, cioè l'energia posseduta da un corpo a causa del suo movimento.

Esempio: mulino ad acqua in cui l'energia motoria dipende dalla pendenza del canale che fa aumentare la velocità dell'acqua.

In assenza di carico si avrà il massimo dei giri della macina del mulino.

Il numero di giri diminuirà con l'aumento del carico sull'albero in uscita.

Più accentuata è la pendenza del torrente maggiore è anche la velocità dell'acqua e quindi anche l'energia motoria (cinetica) accumulata dall'acqua stessa.

Alcuni cambi automatici impiegati nei veicoli a motore sfruttano la stessa energia cinetica.

La formula che definisce questa energia è: $E = \frac{m \cdot v^2}{2}$

Dove: **E** = energia cinetica (Joule); **m** = massa(kg); **v** = velocità (m/s), poiché la velocità è

espressa al quadrato $v^2 = \frac{m^2}{s^2}$. Utilizzando le unità S.I diventa:

$$E = \frac{\text{kg} \cdot \text{m}^2}{\text{s}^2}; \text{ si può scrivere } \frac{\text{kg} \cdot \text{m} \cdot \text{m}}{\text{s}^2}, \text{ ma } \frac{\text{kg} \cdot \text{m}}{\text{s}^2} = \text{N}, \text{ quindi risulta Nm(Joule)}$$

Se la velocità del liquido raddoppia, l'energia cinetica accumulata dal liquido è quadruplicata. L'energia cinetica o motoria è utilizzata anche nei cambi automatici nei veicoli motore.

Questo tipo di trasmissione idraulica è denominata idrocinetica o idrodinamica perché sfrutta l'energia motoria del liquido.

I circuiti oleodinamici in generale, sono una combinazione dei due fenomeni in cui gli attuatori lavorano con energia idrostatica, mentre l'olio che scorre nelle condotte segue le leggi dell'idrodinamica.

IDROSTATICA

(Suggerisco di visitare il sito: fisicavolta.unipv.it/didattica/idrostatica/index_it.htm per chi desidera una completa spiegazione).

- Principio di Pascal. La pressione si trasmette con uguale intensità in tutte le direzioni.
- Applicazioni del principio di Pascal
- Legge di Stevino.

Applicazioni principio di Pascal.

Un impianto idrostatico funziona in base al principio della caduta di pressione, cioè un liquido sotto pressione è spinto da una zona a tenuta a un'altra, le zone sono collegate tra loro con condotte rigide o flessibili.

Le trasmissioni idrostatiche servono per realizzare sia movimenti rettilinei (cilindro idraulico) sia rotatori (motore idraulico).

La potenza idrostatica **P** in kW è funzione della portata **Q** (l/min) e della pressione **p** (bar).

$$P \text{ (kW)} = Q \cdot p$$

In un sistema idrostatico di base sottoposto alla sola pressione atmosferica, la pressione idrostatica è prodotta in funzione della massa del fluido, soggetto alla forza di gravità, per la sua area, ossia la pressione che un liquido per il fatto di avere una massa esercita sul fondo del serbatoio che lo contiene. La pressione dipende solamente dal peso della colonna di liquido (**h**) e dalla sua densità (**ρ**), (legge di Stevino o principio dei vasi comunicanti che dice: se mettiamo in comunicazione due o più tubi riempiti con lo stesso liquido, il livello raggiunto dal liquido nei tubi è lo stesso indipendentemente dalla forma, dalla dimensione e dalla sezione dei tubi).

La densità o massa volumica **ρ** (ro) definisce il rapporto tra la massa di un corpo e il suo volume.

$\rho = \frac{\text{Massa}}{\text{Volume}} = \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$. Una sostanza ha una densità di 1 kg/m³ se una massa pari a 1 kg della sostanza occupa un volume di 1 m³. Si prende come riferimento l'acqua distillata a 4°C con il valore di 1000 kg in 1 m³. L'olio idraulico in generale ha una densità di 870 ± 900 kg/m³ (0,00087 ± 0,00090 kg/cm³). La densità di una sostanza dipende da quanto sono legati strettamente gli atomi che compongono la massa di una sostanza. Ad esempio un corpo metallico ha atomi stipati più strettamente rispetto a un corpo di legno, perciò il metallo ha la densità maggiore. Una volta si utilizzava il peso specifico di un corpo, ma il sistema S.I definisce il peso come una forza che viene esercitata sulla terra perché tiene conto della gravità. Ad esempio il nostro corpo sulla Luna peserebbe molto meno che sulla Terra a causa di una minore forza di gravità, mentre la massa rimarrebbe invariata.

Il peso specifico è il rapporto tra il peso ed il volume di un corpo

$$\gamma = \frac{P}{V} = \frac{F}{V} = \frac{m \cdot g}{V} = \rho \cdot g = \frac{N}{m^3}. \text{ Ricordiamo che } \mathbf{1kgf} \text{ è pari alla forza } F \text{ di } \mathbf{9,81 N}.$$

Ritornando alla legge di Stevino essa dice che per calcolare la pressione idrostatica di una colonna di fluido su una superficie **S**

è necessario determinare il peso totale del liquido che spinge sulla superficie **S** (esempio: serbatoio pieno di olio idraulico). Conoscendo la massa volumica (densità) ρ basta moltiplicarla per il volume della colonna di fluido e per l'accelerazione di gravità.

$$p_{\text{idrostatica}} \text{ (bar)} = \frac{\rho \left(\frac{kg}{m^3} \right) \cdot h \text{ (m)} \cdot g \text{ (m/s}^2\text{)}}{100.000}.$$

Dove **g** rappresenta l'accelerazione di gravità di $9,81 \text{ m/s}^2$.

La densità dell'acqua è di $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$, cioè $0,001 \text{ kg/cm}^3$.

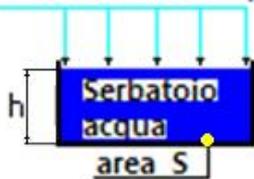
Partendo dalla formula $p = \frac{F}{S} = \frac{m \cdot g}{S}$, introducendo il valore della densità $\rho = \frac{m}{V}$ trovo che $m = \rho \cdot V$.

Sostituendo m risulta che $p = \frac{\rho \cdot V \cdot g}{S}$; ma $\frac{V}{S} = h$, quindi posso scrivere

$p_{\text{idr.}} = \rho \cdot h \cdot g$ che è la pressione che il fluido esercita sul fondo del serbatoio, considerando **h** la massima altezza. Se un tubo di aspirazione si trova a metà serbatoio, l'altezza **h** sarà la metà e quindi anche la pressione idrostatica. Negli impianti oleodinamici la pressione idrostatica assume un valore insignificante perché i valori di pressione sono nell'ordine di decine o centinaia di bar, mentre fa eccezione la zona di aspirazione delle pompe dove essa può avere un ruolo importante.

Nel caso di un fluido contenuto nel suo serbatoio, la pressione idrostatica esercita una forza sulla superficie: $F = A \cdot p$. Questo ci dice che la pressione in ogni punto è determinata dall'altezza del fluido rispetto al fondo del serbatoio (**h**). La pressione statica si dirige in modo uniforme in ogni punto del recipiente. La forza esercitata su tutta la superficie bagnata dal fluido è uguale in ogni punto. Il principio di Pascal descrive questo fenomeno fisico.

pas = pressione atmosferica (1.013 bar) +
pressione massa liquida



$h = 100 \text{ cm}$
$S = 10 \text{ cm}^2$
$p_a = 1,013 \text{ bar}$
$\rho = 1000 \text{ kg/m}^3 = 0,001 \text{ kg/cm}^3$
(il rapporto tra 1 m^3 ed 1 cm^3 è di $1.000.000$)

Il volume del serbatoio di acqua:

$$V = S \cdot h = 10 \cdot 100 = \mathbf{1000 \text{ cm}^3} \text{ (} \mathbf{1 \text{ litro}} \text{)}$$

La pressione esercitata dalla massa dell'acqua (pressione idrostatica):

$$p_{\text{idr.}} = \frac{\rho \cdot V}{S} \cdot g \quad \text{Dove } \rho \cdot V = \text{massa}$$

$$\text{Quindi } p_{\text{idr.}} = \frac{0,001 \text{ kg} \cdot 1000 \text{ cm}^3}{\text{cm}^3 \cdot 10 \text{ cm}^2} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 0,981 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2}$$

oppure più semplicemente $\frac{V}{S} = h$ (altezza) Sostituendo:

$$p_{\text{idr.}} = \rho \cdot h \cdot g = 0,001 \cdot 100 \cdot 9,81 = 0,981 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2} = 0,0981 \text{ bar}$$

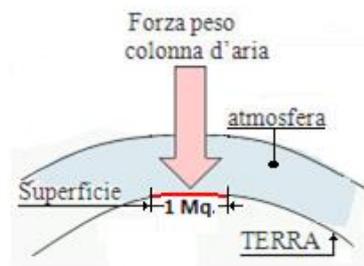
La forza esercitata dalla colonna d'acqua di 1000 cm^3 sarà:

$$F = p_{\text{idr.}} \cdot S = 0,981 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2} \cdot 10 \text{ cm}^2 = 9,81 \text{ N}$$

Se il serbatoio fosse pieno di olio, la pressione esercitata dal liquido sarebbe:

$$p_{\text{idr.}} = \rho \cdot h \cdot g = 0,00087 \cdot 100 \cdot 9,81 = 0,85 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2} = 0,085 \text{ bar}$$

Il valore di 0,085 bar è una pressione **relativa**, cioè non tiene conto della pressione atmosferica di 1,013 bar al livello del mare.



La terra è avvolta da un miscuglio gassoso (aria) composto in prevalenza di ossigeno e azoto per un'altezza di centinaia di Km. e questa aria è trattenuta dalla forza di gravità che non le consente di espandersi nello spazio. Il peso dell'aria combinato con la forza di gravità determina su una superficie una pressione chiamata appunto pressione atmosferica. Il primo scienziato a misurare questa pressione è stato Torricelli con il suo barometro a mercurio, egli ha dimostrato che la pressione a livello del mare equivale a una pressione idrostatica di una colonna di mercurio alta 76 cm, il cui **peso specifico** è di:

$$p_s = 133320 \frac{\text{N}}{\text{m}^3} \quad \text{da cui si ricava la pressione atmosferica}$$

$$p_{\text{at}} = 133320 \frac{\text{N}}{\text{m}^3} \cdot 0,76 \text{ m} = 101323 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} : 10000 = 10,13 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2} = 1,013 \text{ bar}$$

Più si va in alto, minore è la pressione.

altitudine [m]	Patm [bar]
0	1.013
500	0.955
1000	0.899
2000	0.795
5000	0.540
8000	0.356

La pressione assoluta sul serbatoio dell'olio è pressione atmosferica + pressione relativa.

$$p_a = 1,013 + 0,085 = \mathbf{1,098 \text{ bar.}}$$

Il calcolo della pressione idrostatica è importante nella zona di aspirazione della pompa, nelle altre condizioni è trascurabile perché i valori di pressione superano le decine di bar.

IDRODINAMICA

- Equazione di continuità
- Principio di conservazione dell'energia. Legge di Bernoulli
- Regimi di moto
- Attriti e perdite di carico

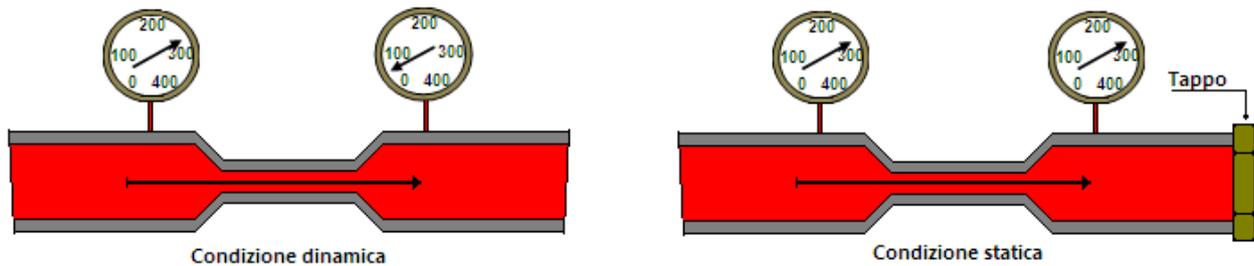
L'idrodinamica studia il moto dei fluidi nei canali e nelle condotte forzate. In oleodinamica ci occuperemo solo del passaggio del fluido nelle tubazioni, luci delle valvole, pompe, attuatori, ecc.....

L'equazione di continuità afferma che in un condotto a sezione **variabile**, in cui scorre un fluido incomprimibile, a un certo volume di fluido in entrata corrisponde un eguale volume di fluido in uscita.

Significa che la portata $Q = A \cdot v = \mathbf{costante}$ in ogni punto del fluido.

L'equazione di Bernoulli è la legge che definisce i principi dell'idrodinamica. Essa è la formulazione matematica della legge di conservazione dell'energia ed è di fondamentale importanza in idraulica perché da essa si ricavano molte relazioni sul moto dei fluidi in condotte in pressione. In sostanza la legge dimostra che le relazioni tra **pressione-velocità - altezza** sono legati tra di loro e se tra due punti di una qualsiasi condotta abbiamo una diminuzione di uno di questi parametri, riscontreremo un aumento di qualche altro valore.

Si può dire che in una qualsiasi sezione di un sistema idraulico, un aumento di velocità (causato ad esempio da un restringimento di sezione) si trasforma in una diminuzione di pressione, mentre un calo di pressione comporta un aumento della velocità.



Per una spiegazione completa e approfondita degli argomenti riguardanti l'idrostatica e l'idrodinamica, suggerisco di fare una ricerca [ishtar. indice](#) qui troverete le informazioni di base che riguardano la meccanica dei fluidi.

Equazione di continuità. Equazione di Bernoulli

La fluidodinamica, come la fluidostatica, può essere spiegata a partire da un paradosso: l'effetto VENTURI (paradosso idrodinamico).

Consideriamo un tubo nel quale scorre un fluido con velocità v_1 e una pressione interna p_1 . A un tratto il tubo si restringe e il fluido al suo interno esce con una velocità v_2 maggiore, ma la pressione p_2 è minore.

Il paradosso sta nel fatto che intuitivamente quando la velocità aumenta ci aspettiamo che la pressione sia maggiore!

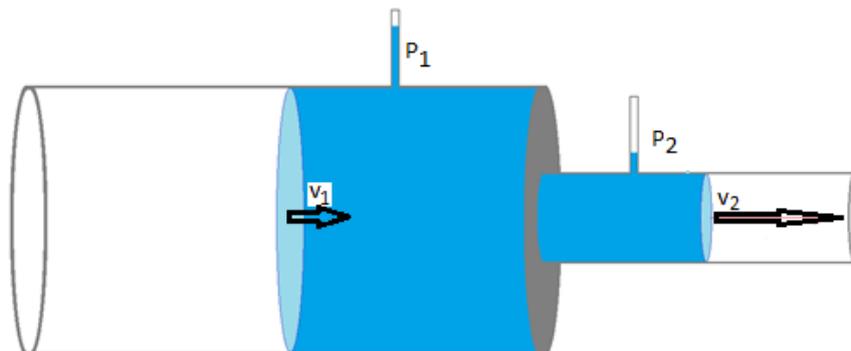


Figura 1: Effetto venturi

Equazione di continuità

Immaginiamo di avere un tubo a sezione variabile e che ci sia un fluido (che supponiamo incompressibile) che scorra al suo interno.

Per questo ad ogni volume di fluido entrante corrisponde uno stesso volume uscente.

Si può dire che il volume massico in entrata è uguale al volume massico in uscita

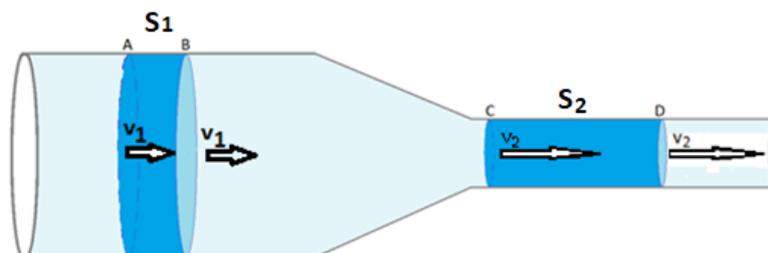


Figura 1: Un tubo a sezione variabile in cui scorre un fluido

Consideriamo una superficie del fluido S_1 nella parte più larga e un'altra superficie S_2 nella parte più stretta del tubo.

Queste sezioni si trovano rispettivamente nella posizione **AB** e nella posizione **CD** e si muovono rispettivamente alla velocità v_1 e v_2 .

In un intervallo di tempo Δt le due superfici descrivono due volumi, che come detto prima per l'incompressibilità è lo stesso:

V_1 (volume 1) = V_2 (volume 2)	Inseriamo i dati: $V_1 \text{ (m}^3\text{)} = S_1 \text{ (m}^2\text{)} \cdot v_1 \left(\frac{\text{m}}{\text{s}}\right) \cdot \Delta t \text{ (s)}$ $V_2 \text{ (m}^3\text{)} = S_2 \text{ (m}^2\text{)} \cdot v_2 \left(\frac{\text{m}}{\text{s}}\right) \cdot \Delta t \text{ (s)}$
$S_1 \cdot v_1 \cdot \Delta t = S_2 \cdot v_2 \cdot \Delta t$ semplifichiamo: Δt	
$S_1 \cdot v_1 = S_2 \cdot v_2$ (1)	Ricordiamo che la portata volumetrica è il prodotto tra la superficie e la velocità $Q = S \cdot v \text{ (m}^3/\text{s)}$
$Q_1 = Q_2$ (2)	

Le equazioni (1) e (2) sono dette **equazioni di continuità**, esse sono di notevole importanza e hanno numerosi campi di applicazioni anche fuori dalla fluidodinamica.

La (2) ci dice inoltre che la portata volumetrica deve rimanere costante attraverso un tubo a sezione variabile in cui scorre un fluido incompressibile:

Q = costante cioè anche: **S v = costante**

L'equazione di continuità ci dice che la portata volumetrica rimane costante:

$Q = S v = \text{costante}$

Esempio: Consideriamo un tubo di plastica all'interno del quale, nel tratto iniziale, in cui la sezione ha un raggio di 5,0 cm, l'acqua fluisce con una velocità di 1,5 m/s.

Nel tratto finale il tubo si restringe e il raggio della sezione finale misura 2,5 cm.

Determinare la velocità dell'acqua nel tratto finale.

Il problema può essere risolto con l'equazione di continuità; possiamo, quindi, determinare le aree delle sezioni del tratto iniziale e in quello finale:

$$S_i = 2 \cdot \pi \cdot r_i = 6,28 \cdot 0,05 = 0,31 \text{ m}^2$$

$$S_f = 2 \cdot \pi \cdot r_f = 6,28 \cdot 0,025 = 0,16 \text{ m}^2$$

Applicando l'equazione, possiamo ricavare la velocità finale:

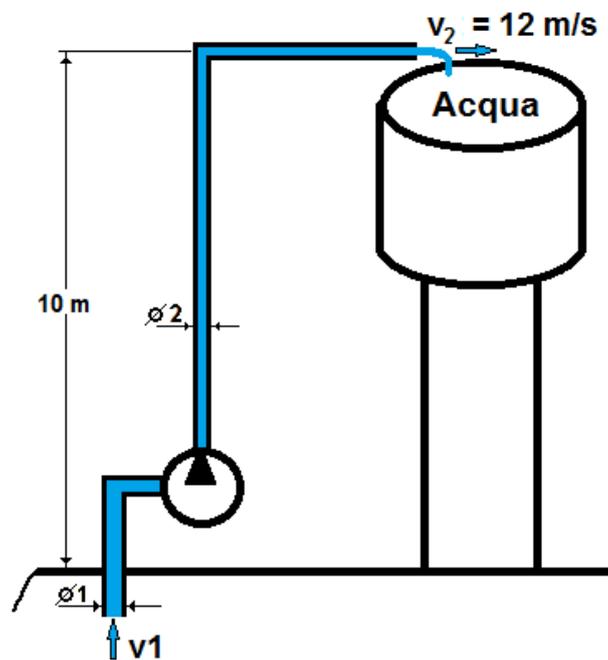
$$S_i \cdot v_i = S_f \cdot v_f \text{ quindi: } v_f = \frac{S_i \cdot v_i}{S_f} = \frac{0,31 \cdot 1,5}{0,16} = 2,9 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

L'equazione di Bernoulli

Quando un fluido si muove all'interno di una condotta, può capitare che essa non sia regolare; ad esempio, esso può presentare restringimenti e allargamenti; oppure può essere per alcuni tratti orizzontale e per altri in discesa, può presentare delle curvature, ecc. Tutti questi aspetti fanno rendere complicato lo studio del moto del fluido; infatti, vi sono molte grandezze relative al fluido che si possono modificare in maniera repentina e difficile da prevedere. Tra queste possono essere modificate la velocità del fluido, la pressione che esso esercita sulle pareti della condotta, la quota a cui si trova. Quando si studiano i fluidi, quindi, molto spesso si assume che il fluido in questione sia incompressibile, che la corrente sia stazionaria (cioè che la portata del fluido sia costante nel tempo) e si trascurano gli attriti del fluido con le pareti della condotta e gli attriti interni.

Sotto queste ipotesi, Bernoulli formulò una legge che permette di relazionare la velocità, la pressione e la quota cui si trova un fluido.

Esempio:

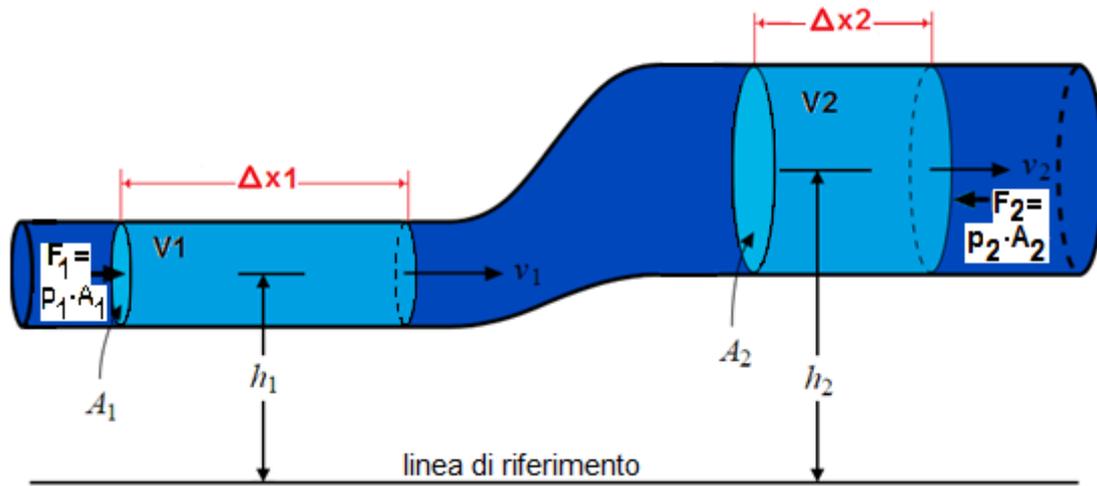


La densità dell'acqua è : $\rho = 1000\text{ kg/m}^3$

Determinare la differenza di pressione nella pompa in modo che l'acqua raggiunga l'altezza desiderata. (vedere disegno sopra)

Valori noti: $h = 10\text{ m}$; $\phi_2 = \frac{\phi_1}{2}$; $\rho = 1000\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$; $v_2 = 12\text{ m/s}$

Per risolvere il problema occorre considerare il teorema di Bernoulli.



Il fluido è acqua con densità $\rho = 1000 \frac{kg}{m^3}$ che si muove nel tubo con moto laminare senza attrito.

Consideriamo una porzione di fluido a una altezza h_1 con una sezione A_1 che occupa un volume V_1 che si sposta con un movimento Δx_1 a una velocità v_1 .

Sulla sezione A_1 agisce una forza F_1 .

Allo stesso modo sulla sezione A_2 a una altezza h_2 , il volume V_2 si sposta con un movimento Δx_2 a una velocità v_2 e incontra una resistenza F_2 data dalla colonna di fluido da spostare.

Per il principio di continuità possiamo scrivere:

$$Q_1 = Q_2 \text{ ossia } \frac{V_1(m^3)}{\Delta t(s)} \text{ in entrata} = \frac{V_2}{\Delta t} \text{ in uscita. Quindi } \frac{V_1}{\Delta t} = \frac{V_2}{\Delta t}$$

Si può dire che il volume massico in entrata è uguale al volume massico in uscita.

$$\frac{V_1}{\Delta t} = \frac{V_2}{\Delta t}; \frac{A_1 \cdot \Delta x_1}{\Delta t} = \frac{A_2 \cdot \Delta x_2}{\Delta t}, \text{ ma } \frac{\Delta x_1(m)}{\Delta t(s)} = v_1\left(\frac{m}{s}\right) \text{ e } \frac{\Delta x_2(m)}{\Delta t(s)} = v_2\left(\frac{m}{s}\right), \text{ sostituendo:}$$

$$A_1 (m^2) \cdot v_1\left(\frac{m}{s}\right) = A_2 (m^2) \cdot v_2\left(\frac{m}{s}\right) \text{ (principio di continuità)}$$

L'equazione di continuità afferma che la portata volumetrica rimane costante.

Il lavoro compiuto dalla forza F_1 più l'energia cinetica con cui si muove la porzione di fluido V_1 più l'energia potenziale gravitazionale dovuta alla massa che si trova a una altezza h_1 rispetto alla linea di riferimento ci permette di scrivere:

$$WF_1 + Ec_1 + Ep_1 = WF_2 + Ec_2 + Ep_2$$

(legge di conservazione dell'energia meccanica)

$WF_1 = F_1 \cdot \Delta x_1$	$WF_2 = F_2 \cdot \Delta x_2$
$Ec_1 = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v_1^2$	$Ec_2 = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v_2^2$
$Ep_1 = m \cdot g \cdot h_1$	$Ep_2 = m \cdot g \cdot h_2$

$$F_1 \cdot \Delta x_1 + \frac{1}{2} \cdot m \cdot v_1^2 + m \cdot g \cdot h_1 = F_2 \cdot \Delta x_2 + \frac{1}{2} \cdot m \cdot v_2^2 + m \cdot g \cdot h_2$$

Ma $F_1 = p_1 \cdot A_1$ e $F_2 = p_2 \cdot A_2$

Ma $F_1 = p_1 \cdot A_1$ e $F_2 = p_2 \cdot A_2$

Per l'equazione di continuità il volume V_1 è uguale a V_2 e poiché il fluido è incomprimibile, la massa m che transita attraverso il volume V_1 è uguale a quella che passa attraverso il volume V_2 , quindi usando la densità, il volume diventa $V = \frac{m}{\rho}$ e $\rho = \frac{m}{V}$. Semplificando:

$$\frac{F_1 \cdot \Delta x_1}{V} + \frac{1}{2} \rho \cdot v_1^2 + \rho \cdot g \cdot h_1 = \frac{F_2 \cdot \Delta x_2}{V} + \frac{1}{2} \rho \cdot v_2^2 + \rho \cdot g \cdot h_2$$

Sostituendo F_1 e F_2 e i volumi V_1 e V_2 , l'equazione diventa:

$$\frac{p_1 \cdot A_1 \cdot \Delta x_1}{A_1 \cdot \Delta x_1} + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v_1^2 + \rho \cdot g \cdot h_1 = \frac{p_2 \cdot A_2 \cdot \Delta x_2}{A_2 \cdot \Delta x_2} + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v_2^2 + \rho \cdot g \cdot h_2$$

Enunciamo il teorema di Bernoulli:

$$p_1 + \frac{1}{2} \rho \cdot v_1^2 + \rho \cdot g \cdot h_1 = \text{costante}$$

Applichiamo il teorema di Bernoulli al nostro esercizio.

$$p_1 + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v_1^2 + \rho \cdot g \cdot h_1 = p_2 + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v_2^2 + \rho \cdot g \cdot h_2$$

Dove:

p = pressione statica

$\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v^2$ = pressione dinamica

$\rho \cdot g \cdot h$ = pressione idrostatica

Quindi:

$$p_1 - p_2 = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v_2^2 - \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v_1^2 + \rho \cdot g \cdot h_2 - \rho \cdot g \cdot h_1$$

$$\Delta p = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot (v_2^2 - v_1^2) + \rho \cdot g \cdot (h_2 - h_1)$$

Valori noti: ρ ; v_2 ; g ; h_2 ; h_1

Valore da trovare: v_1 (m/s)

Sapendo che $A_1 \cdot v_1 = A_2 \cdot v_2$; $A_1 = \pi \cdot r_1^2$ e $A_2 = \pi \cdot r_2^2$

$$\pi \cdot r_1^2 \cdot v_1 = \pi \cdot r_2^2 \cdot v_2 \text{ ma } r_2 = \frac{r_1}{2} \text{ sostituendo } r_1^2 \cdot v_1 = \left(\frac{r_1}{2}\right)^2 \cdot v_2$$

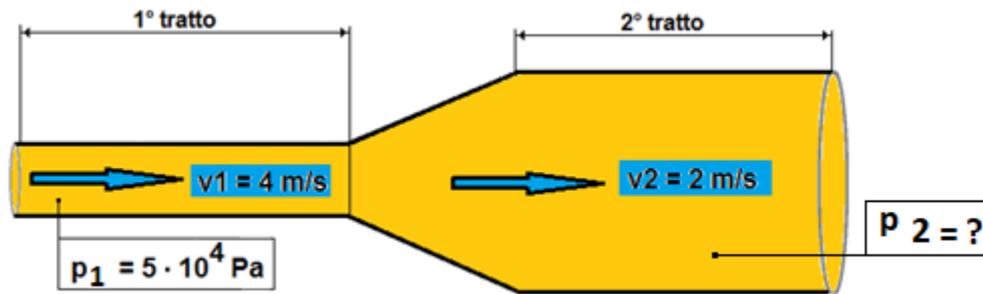
$$r_1^2 \cdot v_1 = \frac{r_1^2}{4} \cdot v_2 \text{ quindi } v_1 = \frac{1}{4} \cdot v_2 = \frac{1}{4} \cdot 12 = 3 \text{ m/s}$$

Nella formula $\Delta p = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot (v_2^2 - v_1^2) + \rho \cdot g \cdot (h_2 - h_1)$ sostituiamo i dati:

$$\Delta p = \frac{1}{2} \cdot 1000 \cdot (12^2 - 3^2) + 1000 \cdot 9,81 \cdot (10 - 0) = 165600 \text{ Pa}$$

$$\Delta p = 165600 \text{ Pa} : 100000 = 1,66 \text{ bar}$$

Esempio: consideriamo una condotta orizzontale nella quale scorre olio idraulico con densità di 900 kg/m^3 . La condotta presenta due tratti con diametro diversi: nel primo tratto con diametro inferiore, l'olio scorre a una velocità di 4 m/s ed esercita una pressione di $5 \cdot 10^4 \text{ Pa}$. Nel secondo tratto la velocità dell'olio è di 2 m/s . Calcolare la pressione esercitata dall'olio nel secondo tratto.



Poiché non esiste una differenza di quota tra le due sezioni, è possibile utilizzare come sistema di riferimento per le altezze l'asse della condotta, eliminando in questo modo un termine nell'equazione di Bernoulli, (l'energia potenziale gravitazionale) si presenterà in questa forma:

$$p_1 + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v_1^2 = p_2 + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v_2^2 \quad \text{Quindi} \quad p_2 = p_1 + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v_1^2 - \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v_2^2$$

Sostituiamo i valori numerici e calcoliamo la pressione nel secondo tratto:

$$p_2 = 5 \cdot 10^4 (\text{Pa}) + \frac{1}{2} \cdot 900 \cdot 4^2 - \frac{1}{2} \cdot 900 \cdot 2^2 = 55400 \text{ Pa} = 5,54 \cdot 10^4 \text{ Pa}$$

In accordo con l'effetto Venturi, troviamo che la pressione nel secondo tratto, in cui il fluido si muove con velocità minore, è maggiore di quella nel primo tratto.

Questo particolare effetto è noto come effetto Venturi.

Principio di Bernoulli per il liquido reale.

Il teorema di Bernoulli che abbiamo visto è relativo a un liquido ideale, cioè è incomprimibile e non è soggetto ad attriti interni e sulle pareti delle condotte.

Tralasciando le variazioni di volume dovute alla comprimibilità del fluido, bisogna considerare il fenomeno dell'attrito che comporta un aumento del calore e **perdite di pressione (perdite di carico)** che possono avere una conseguenza importante nel bilancio energetico.

Un circuito idraulico è realizzato con condotte rigide e flessibili, raccordi dritti e curvi, valvole con strozzature ecc.

Il liquido reale subisce una perdita di carico dovuta alle resistenze che deve superare e che possono essere **resistenze localizzate o distribuite**.

Di conseguenza la somma delle tre pressioni nelle sezioni 1 e 2 non è uguale a zero, ma differisce per la perdita di carico tra le sezioni 1 e 2.

Per un liquido reale l'equazione di Bernoulli diventa:

$$(p_1 \text{ statica} + p_1 \text{ dinamica} + p_1 \text{ idrostatica}) - (p_2 + p_2 \text{ dinamica} + p_2 \text{ idrostatica}) = \Delta p$$

NB: negli impianti oleodinamici la pressione idrostatica è trascurabile perché le pressioni che si generano tra i dislivelli sono nell'ordine di frazioni di bar.

Fanno eccezioni le zone di aspirazione delle pompe dove la pressione idrostatica può avere una importanza rilevante.

Perdite di carico localizzate:

Si intendono perdite di carico concentrate quelle che insorgono a causa di

accidentalità presenti nel circuito: curve, valvole, filtri, distributori, raccordi, attacchi rapidi ecc. le quali provocano brusche variazioni nella velocità del flusso del fluido, con conseguenti dissipazioni localizzate di energia sotto forma di calore e pressione.

Perdite di carico distribuite:

Per perdite di carico distribuite, si intendono quelle che si generano con continuità lungo tratti rettilinei di tubazione.

Esse sono causate sia da gli attriti interni fra particella e particella di fluido, sia dallo strisciamento (per moti turbolenti) del fluido contro le asperità della superficie interna del tubo. Come abbiamo visto, l'effetto più evidente di questo genere di perdite di carico, sono una progressiva perdita di pressione man mano che ci si allontana dalla pompa e dal progressivo riscaldamento del fluido dovuto alla trasformazione della caduta di pressione in calore.

In linea di massima, le perdite di carico distribuite sono proporzionali alla velocità dal fluido (più aumenta la velocità del fluido più aumentano le perdite di carico), alla lunghezza della tubazione alla densità (viscosità) del fluido, mentre sono inversamente proporzionali al diametro interno della tubazione.

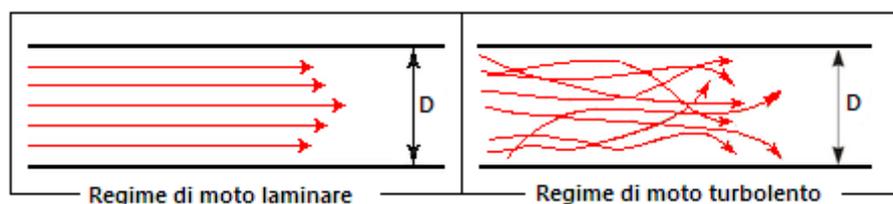
Per la spiegazione completa delle perdite di pressione, vedere il capitolo relativo alle perdite di carico, dove è spiegato in modo dettagliato il calcolo delle resistenze localizzate e distribuite.

L'equazione di Bernoulli (la somma della pressione statica-idrostatica-dinamica = costante), è valida solo per i liquidi ideali, cioè incompressibili e senza alcun attrito tra le particelle e contro le pareti, senza alcuna deformazione del condotto e senza aumenti di temperatura. Ovviamente in oleodinamica si utilizza un liquido reale che durante il suo moto in un circuito incontra curve, gomiti, restringimenti e genera sforzi sulle pareti dei condotti e per l'olio, che è un fluido particolarmente viscoso, si hanno sollecitazioni anche all'interno del fluido stesso.

Queste resistenze al moto determinano una diminuzione del carico piezometrico (pressione) e prendono il nome di perdite di carico e si misurano in Pascal o in bar.

Il moto di un fluido può essere laminare o turbolento. Nel moto laminare gli strati del liquido che scorre all'interno di una condotta, si dispongono parallelamente all'asse della tubazione e ogni strato mantiene la sua individualità senza mescolarsi.

Nel moto turbolento avvengono invece continui rimescolamenti dei filetti di fluido con la formazione di piccoli vortici.



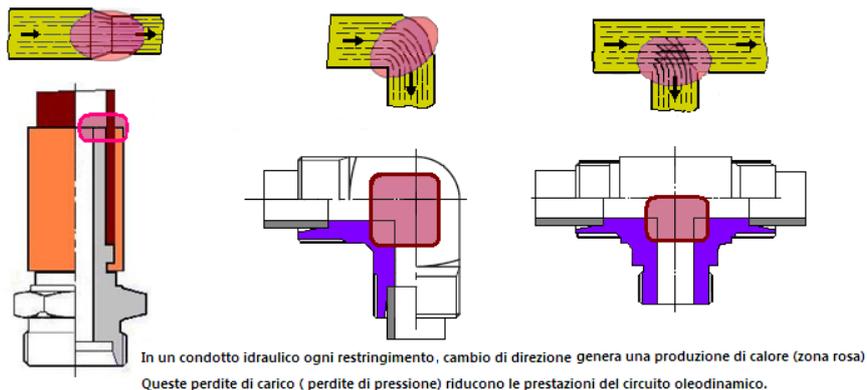
Si deve agli esperimenti di Reynolds che ha stabilito un criterio quantitativo che distingue i due tipi di moto. L'equazione che calcola il numero di Reynolds è data dalla formula:

$$Re = \frac{v_m \cdot D}{\nu}$$

dove **vm** la velocità media del fluido nel tubo in **m/s** , **D** il diametro interno del tubo in metri, **ν** la viscosità cinematica in $\frac{m^2}{s}$. Il valore Re si può trovare espresso anche con la seguente formula:

$$Re = 1,28 \cdot \frac{Q}{D \cdot \nu} \cdot 10^6 \text{ dove : } 1,28 = \frac{4}{\pi}; \quad Q = \text{portata in } \frac{dm^3}{s}; \quad D = \text{diametro interno tubo in mm; } \nu = \text{viscosità cinematica in cst.}$$

Quando il valore calcolato è inferiore a 2000 si dice che il moto è laminare, se il valore è superiore a 4000 si ha un moto turbolento, se il valore è compreso tra 2000 e 4000 si afferma che il moto è di transizione. I cataloghi dei costruttori primari di raccordi, valvole e distributori riportano a catalogo i valori di perdite di carico senza necessariamente ricorrere a calcoli complicati. In generale nei circuiti la perdita di carico Δp è trascurabile perché il sistema lavora a qualche centinaio di bar, mentre nel caso dell'aspirazione di una pompa collegata al serbatoio con un tubo, occorre prestare molta attenzione perché si lavora in depressione e quindi si ha la necessità di un calcolo accurato per stabilire il limite di velocità in aspirazione e quindi il diametro interno del tubo.



I costruttori forniscono i dati riguardanti le perdite di carico dei loro componenti. Specifiche tabelle danno le indicazioni per il calcolo delle perdite di carico distribuite o concentrate.

Abbiamo già imparato che l'oleoidraulica / oleodinamica / idraulica si divide in due settori: **fisso** o **industriale** e **mobile**.

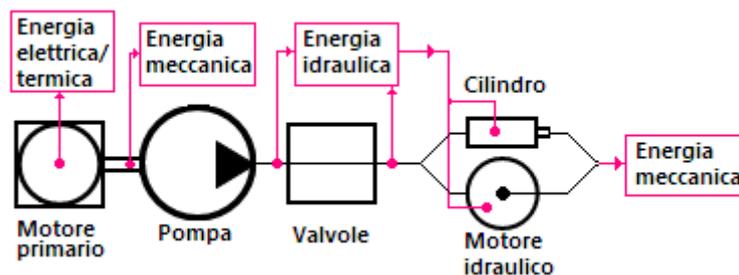
Per settore fisso / industriale s'intendono tutte le installazioni (**centraline**) che sono a bordo di macchine fisse quali impianti per acciaierie, presse in genere, macchine utensili, transfer, ascensori, ecc. con azionamento tramite motore elettrico in generale.

Al settore mobile appartengono tutte le macchine che si muovono autonomamente sul terreno quali le macchine movimento terra, agricole, carrelli elevatori, autogrù, cestelli aerei, ecc., con azionamento, di solito, tramite motore endotermico (diesel).

Un settore distinto dell'oleodinamica è identificato come idraulica per autoveicoli, quali autovetture, autocarri, veicoli speciali.

In generale un circuito idraulico è composto di tre gruppi di base:

- Gruppo di trasformazione dell'energia elettrica/termica in energia idraulica
- Gruppo di regolazione, controllo e distribuzione dell'energia idraulica
- Gruppo di trasformazione dell'energia idraulica in energia meccanica.



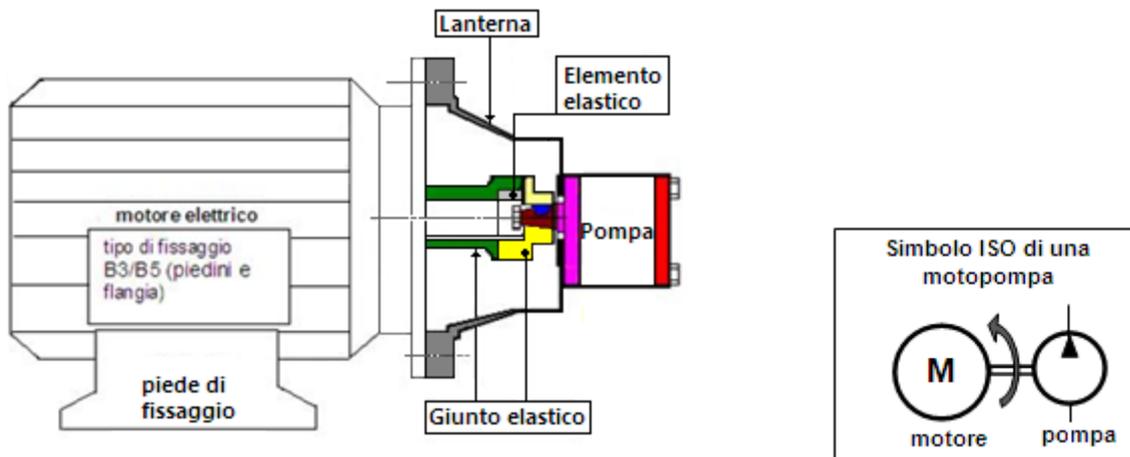
Gli elementi essenziali che compongono un circuito idraulico sono:

- **Pompa idraulica azionata da un motore elettrico/ termico. (motore primo)**
- **Valvole idrauliche per il controllo della direzione del fluido.**
- **Valvole di regolazione della portata, della pressione.**
- **Cilindro / motore idraulico chiamati anche attuatori lineari /rotanti.**
- **Collegamenti idraulici o linee di connessione** composte da condotte idrauliche per la mandata, ritorno, aspirazione, drenaggio, pilotaggio, raccorderia in generale.
- **Accessori** quali filtri, scambiatori, accumulatori, manometri, indicatori di livello olio, sfiati per aria, giunti, lanterne, serbatoi).

Questi termini sono da ricordare perché fanno parte della preparazione di base dell'oleodinamica.

In questo capitolo ci occuperemo del componente che trasforma l'energia elettrica/termica in energia idraulica, cioè **la pompa**.

ESEMPIO: GRUPPO TRASFORMAZIONE ENERGIA ELETTRICA IN ENERGIA IDRAULICA

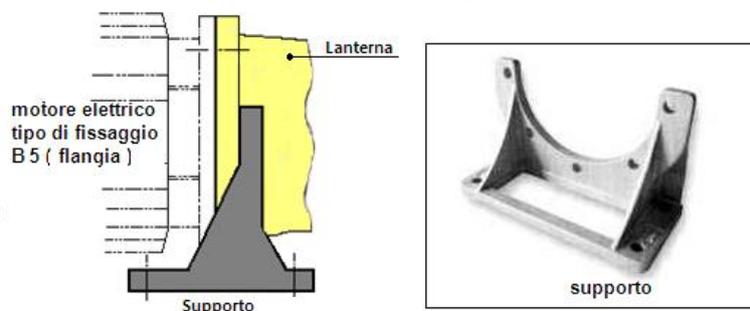


Il gruppo motopompa è composto di un motore elettrico sulla cui flangia è fissata la lanterna che ha la funzione di supportare la pompa. I due alberi di trasmissione (motore e pompa) sono collegati tra loro tramite un giunto elastico, in cui mezzo giunto si trova sul lato motore (**verde**), l'altra metà del giunto (**giallo**) è vincolato all'albero della pompa.

Nella zona centrale è inserito un elemento elastico (**grigio**).

Nella soluzione in figura il piedino del motore elettrico supporta tutto il gruppo motopompa.

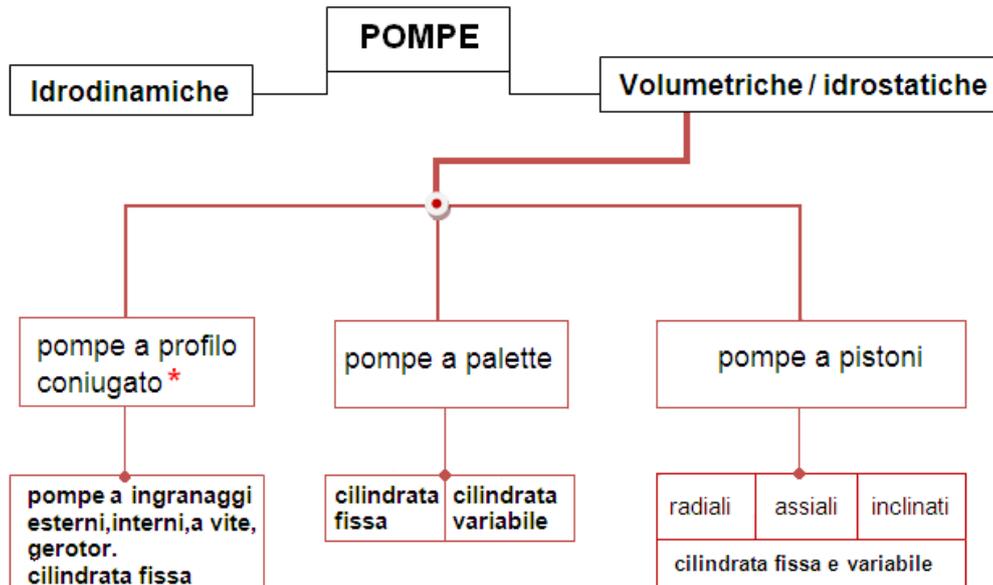
Nel caso d'impiego di motore elettrico tipo B 5, con attacco della sola flangia, occorre utilizzare uno speciale supporto costruito in lega di alluminio pressofuso per sostenere sia il motore sia la lanterna, sulla quale è montata la pompa, come da disegno.



**Il motore elettrico è generalmente impiegato nel settore fisso/industriale.
Nel settore mobile è utilizzato un motore termico e il collegamento con la pompa è identico.**

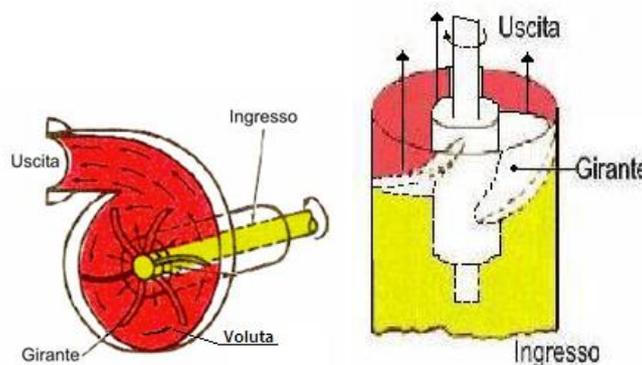
Pompe

Possiamo classificare le **pompe** secondo il seguente schema:



* per profilo coniugato s'intende una coppia d'ingranaggi in cui le tangenti ai profili dei denti durante la rotazione, restano sempre in contatto per garantire una migliore tenuta.

- Pompa **idrodinamica** “non volumetrica “. Questo tipo di pompa funziona in base al **principio idrodinamico** in cui le giranti imprimono una forte accelerazione al fluido per trasferirlo da un serbatoio all'altro. La portata è massima quando la pressione è nulla, ossia quando a valle è nulla la resistenza al trasporto del liquido. La portata diminuisce con l'aumentare della pressione fino a diventare nulla quando la pressione è massima, ossia quando a valle è massima la resistenza al moto del fluido. Esse mancano di una tenuta interna tra aspirazione e mandata. Quando la pressione è massima, la portata sarà nulla tuttavia non si creerà un momento torcente pericoloso per l'integrità della pompa. In generale, questa pompa è utilizzata in impianti che richiedono altissime portate con pressioni molto basse. Il liquido entra nella zona centrale della girante, percorre i canali formati dalle sue palette e fuoriesce radialmente a causa dell'energia cinetica ottenuta dalla rotazione della girante. Sono identificate come pompe centrifughe e a elica.

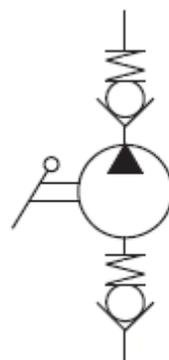
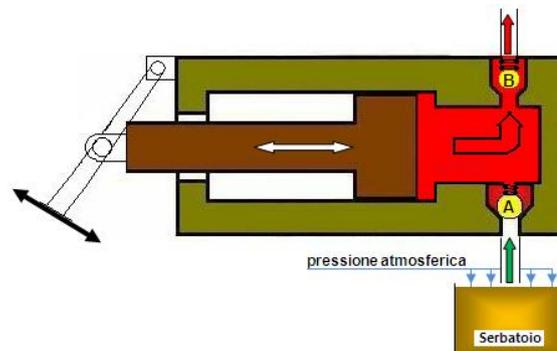


Il principio idrostatico trova la sua applicazione nelle pompe volumetriche perché con l'aumento della pressione dovuto alla resistenza incontrata a valle dal fluido spinto dalla pompa, la portata rimane in pratica costante, diminuisce di quel poco dovuto alle perdite volumetriche, cioè ai trafileamenti.

Un aumento non controllato della pressione porterebbe alla rottura della pompa stessa. Per questo motivo occorre proteggere la pompa con una valvola che limita la pressione massima nel circuito.

- Pompa " **volumetrica alternativa** "a pistoni in cui il fluido è spinto dall'elemento mobile (**pi-stone**) che alternativamente aspira e manda il liquido dalla camera in cui si muove.
- Pompa " **volumetrica rotativa** ". Questo tipo di pompa sposta un fluido da un serbatoio a un attuatore con la caratteristica meccanica di sopportare alte pressione e con una precisione costruttiva tale da non permettere grandi trafileamenti interni. In teoria la portata (**vo-lume spostato nel tempo**) è proporzionale alla velocità di rotazione dell'albero indipendentemente dalla pressione.

Pompa volumetrica alternativa con comando manuale a leva.

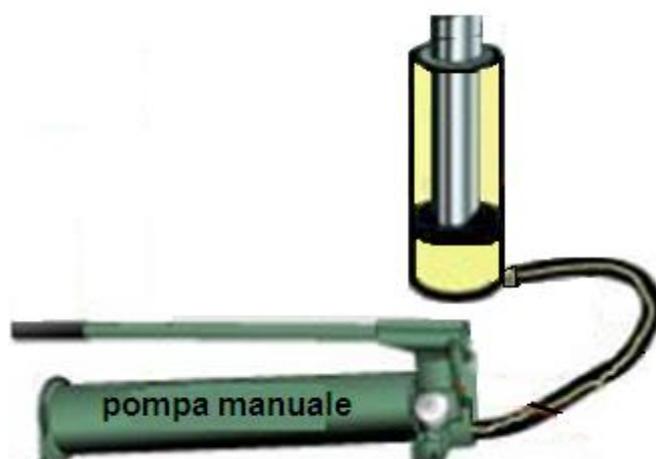


Il funzionamento di una pompa alternativa è rappresentato schematicamente nel disegno sopra in cui un pistone (**marrone**), mosso da una leva, aspira olio da un serbatoio aiutato dall'azione della pressione atmosferica e lo invia a una bocca di uscita. Il movimento del pistone ricorda quello di una siringa che aspira il liquido tirando lo stantuffo e lo inietta spingendo nel senso contrario.

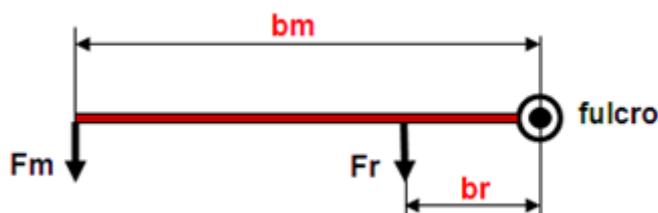
Il movimento alternato del pistone garantisce un certo volume di olio alla bocca di mandata. Le sfere di colore giallo rappresentano delle valvole unidirezionali o di ritegno che permettono il passaggio dell'olio in un unico senso. Tirando la leva verso l'alto lo stelo del pistone si sposta verso sinistra, la sfera **A** si alza permettendo di aspirare olio dal serbatoio e riempire la camera del cilindro, mentre la sfera **B** spinta dalla molla, mantiene chiuso il passaggio dell'olio verso l'esterno. Quando il pistone è arrivato a fine corsa superiore, s'inverte il movimento e con la leva si spinge il pistone verso destra. La pressione interna che si crea nella camera del cilindro sposta la sfera **A** verso il basso e chiude il passaggio dell'olio verso il serbatoio mentre la sfera **B** si apre perché è spostata verso l'alto dall'olio in pressione, permettendo all'olio di fluire verso la bocca di mandata e quindi al circuito. L'azione di questa pompa premente non ha alcuna limitazione teorica. I limiti sono meccanici dovuti ai problemi di contenimento della pressione elevata nella camera della pompa, delle guarnizioni e delle valvole. Le pompe manuali sono utilizzate per portate piccole e raggiungono alte e altissime pressioni di 700 bar e in alcuni casi possono arrivare fino a 2800 bar.

La leva per l'azionamento della pompa può essere sostituito da un comando a pedale.

Se si collega la pompa manuale con il suo serbatoio a un cilindro idraulico, si realizza un circuito oleodinamico di base completo di pompa manuale, serbatoio, valvola di controllo sulla pompa, tubo di collegamento, raccorderia, cilindro.



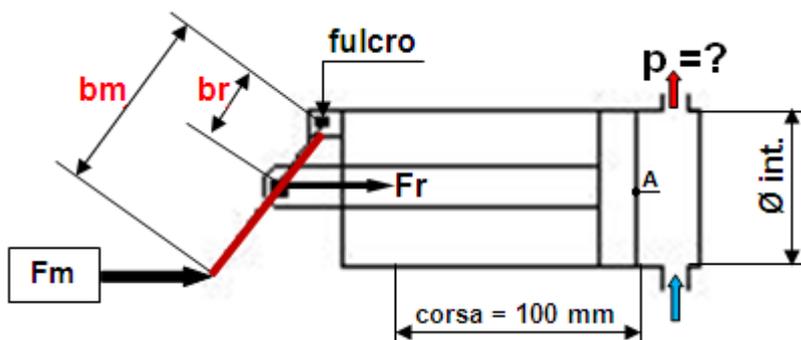
La leva di comando per il movimento del cilindro è di 2° genere. La leva di secondo genere è quella in cui il punto di applicazione della resistenza **Fr** è compreso fra quello della forza attiva **Fm** e quello del fulcro.



Questo tipo di leva è da considerarsi sempre vantaggiosa dovuto al fatto che il braccio **bm** della forza motrice è sempre maggiore del braccio **br** della forza resistente e pertanto la forza motrice **Fm** richiesta è inferiore alla forza resistente **Fr** (spinta sul pistone). Pertanto applicando una forza motrice **Fm** di piccola entità, si ottiene una forza resistente **Fr** molto importante che va a spingere sulla superficie **A** del pistone e di conseguenza si determina una pressione molto alta all'interno del cilindro.

$$\text{La pressione } p = \frac{F_r}{A}$$

Esempio: una persona applica sulla leva un carico di 30 kg, il braccio **bm** è di 1000 mm e il braccio **br** è di 250 mm, il diametro interno (alesaggio) del cilindro è di **D** = 5 mm. Vogliamo conoscere il valore di pressione disponibile sulla bocca in uscita della pompa manuale.



Soluzione: la legge che regola la leva in oggetto dice che si ha l'equilibrio quando:

$$F_m \cdot b_m = F_r \cdot b_r .$$

$$\text{Il valore } F_r \text{ (N)} = \frac{F_m \text{ (N)} \cdot b_m \text{ (m)}}{b_r \text{ (m)}}$$

Calcoliamo il valore della forza **Fm** in Newton

$$F_m = 30 \text{ kg} \cdot 9,81 = 294,3 \text{ N arrotondato a } \mathbf{300 \text{ N}}$$

Introduciamo i valori noti con il sistema SI, pertanto:

$$F_r = \frac{300 \text{ N} \cdot 1 \text{ m}}{0,25 \text{ m}} = \mathbf{1200 \text{ N}}$$

oppure possiamo calcolare il rapporto tra i bracci $R = \frac{b_m}{b_r} = \frac{1000}{250} = 4$, quindi:

$$F_r = 300 \text{ N} \cdot 4 = \mathbf{1200 \text{ N}}$$

Calcoliamo la sezione del cilindro:

$$A(\text{cm}^2) = \frac{D^2(\text{mm}) \cdot \pi}{400} = \frac{5^2 \cdot 3,14}{400} \cong \mathbf{0,20 \text{ cm}^2}$$

Dalla:

$$p = \frac{F}{A} = \frac{Fr}{A} \text{ ricavo } p = \frac{1200 \text{ N}}{\frac{0,2}{10.000} \text{ m}^2} = \frac{1200 \text{ N}}{0,0002 \text{ m}^2} = 60.000.000 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} (\text{pascal})$$

Ma 1 bar = 100.000 pascal , quindi per ottenere il valore di pressione in bar devo dividere

$$\frac{60.000.000}{100.000} = 600 \text{ bar}$$

Per evitare di utilizzare valori alti, trasformo **Fr** =1200 N in 120 **daN** (decanewton) , quindi

$$p = \frac{120 \text{ daN}}{0,2 \text{ cm}^2} = 600 \frac{\text{daN}}{\text{cm}^2} = 600 \text{ bar}$$

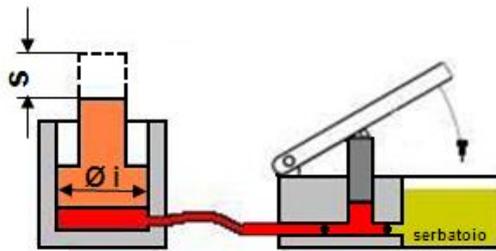
Dalla relazione **1 bar** = 100.000 pascal(N/m²) si può scrivere che:

$$1 \text{ bar} = \frac{1 \text{ N}}{1 \text{ m}^2} \cdot 100.000$$

introducendo la superficie in **cm²** la formula diventa:

$$1 \text{ bar} = \frac{1 \text{ N}}{10.000 \text{ cm}^2} \cdot 100.000, \text{ quindi } 1 \text{ bar} = \frac{1 \text{ N}}{1 \text{ cm}^2} \cdot 10; \mathbf{1 \text{ bar} = \frac{10 \text{ N}}{1 \text{ cm}^2} = \frac{1 \text{ daN}}{1 \text{ cm}^2};}$$

Esempio: vogliamo sapere il numero di pompate che l'operatore deve compiere per estendere completamente un cilindro con un diametro interno $\varnothing i = 25 \text{ mm}$ e con una corsa $s = 200 \text{ mm}$, utilizzando la medesima pompa manuale.



Soluzione: la pompa manuale che abbiamo visto sopra ha una sezione di $0,2 \text{ cm}^2$ con una corsa del suo pistone di 100 mm quindi il volume che sposta a ogni pompata, è:

$$V_p = \text{area} \cdot \text{corsa} = 0,2 (\text{cm}^2) \cdot 10(\text{cm}) = 2 \text{ cm}^3 \text{ (cilindrata)}$$

Il cilindro da muovere ha un diametro interno di 25 mm quindi un'area:

$$A_c(\text{cm}^2) = \frac{\varnothing i^2 \cdot \pi}{400} = \frac{25^2(\text{mm}) \cdot 3,14}{400} = 4,9 \text{ cm}^2$$

Il suo volume $V_c = 4,9 (\text{cm}^2) \cdot 20\text{cm} = 98\text{cm}^3$ (cilindrata)

$$N \text{ pompate} = \frac{V_c}{V_p} = \frac{98}{2} \cong 50 \text{ pompate}$$

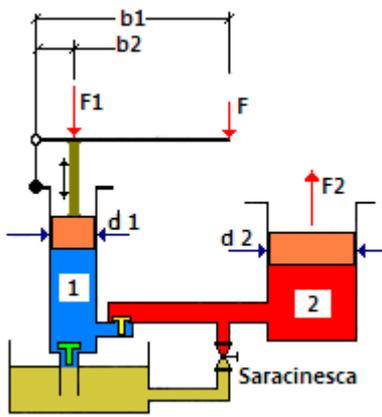
Oppure:

$$S (\text{mm}) = \frac{V_p (\text{cm}^3)}{A_c (\text{cm}^2)} \cdot 10 = \frac{2}{4,9} = 0,4 \text{ cm} \cdot 10 \cong 4 \text{ mm ogni pompata}$$

La corsa da fare è di 200 mm quindi $N = \frac{200}{4} = 50 \text{ pompate}$

Significa che per la completa estensione del cilindro l'operatore deve muovere la leva 50 volte in andata per mandare olio al cilindro e 50 volte in ritorno per riempire il pistone della pompa a mano.

Il numero di pompate trovato è teorico perché bisogna tenere conto dell'espansione volumetrica del tubo flessibile che gonfiandosi o allungandosi aumenta il suo volume che deve essere compensato con qualche altra pompata. Mediamente occorre aumentare il numero delle pompate di circa il 5% per ottenere un dato corretto, trascurando il valore di comprimibilità dell'olio intesa come la proprietà di ogni fluido di ridurre il proprio volume per effetto della pressione cui è sottoposto.



Lo schema a fianco rappresenta il principio del torchio idraulico, dove la pompa del cilindro 1 converte l'energia meccanica (muscolare) in energia idraulica. Il cilindro 2 riconverte l'energia idraulica (idrostatica) in energia meccanica. La spiegazione del torchio è rimandata al capitolo "cilindro idraulico".

Esercizio: due cilindri con una sezione di 360 cm^2 ciascuno sono utilizzati con una pompa in grado di sviluppare una pressione di 500 bar. Qual è la forza teorica complessiva in kN?

Dalla formula

$$F = p \cdot A = 500 \text{ (bar)} \cdot 360 \text{ cm}^2 = 180.000 \text{ daN} \cdot 10 = 1.800.000 \text{ N} : 1000 = 1.800 \text{ kN} \cdot 2 = \mathbf{3.600 \text{ kN}}$$

Oppure:

$$5.000 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2} \cdot 360 \text{ cm}^2 = 1.800.000 \text{ N} = 1.800 \text{ kN} \cdot 2 = \mathbf{3.600 \text{ kN}}$$

Nella spiegazione della pompa alternativa manuale sono descritti alcuni termini ed elementi fondamentali di oleodinamica che riassumiamo:

- Pistone
- Stelo
- Diametro interno o alesaggio
- Area/sezione del cilindro
- Corsa
- Volume
- Cilindrata
- Camera
- Valvola unidirezionale o di ritegno
- Moto alternato
- Serbatoio
- Aspirazione
- Mandata
- Forza di spinta,

e che saranno spiegati in seguito.

Le applicazioni di questo tipo di pompa sono molte, elenchiamo alcuni esempi d'impiego:

- Martinetti per sollevamento di carichi pesanti con pressione di 700 bar
- Estrattori idraulici
- Attrezzature per manutenzione
- Attrezzature per carrozzerie

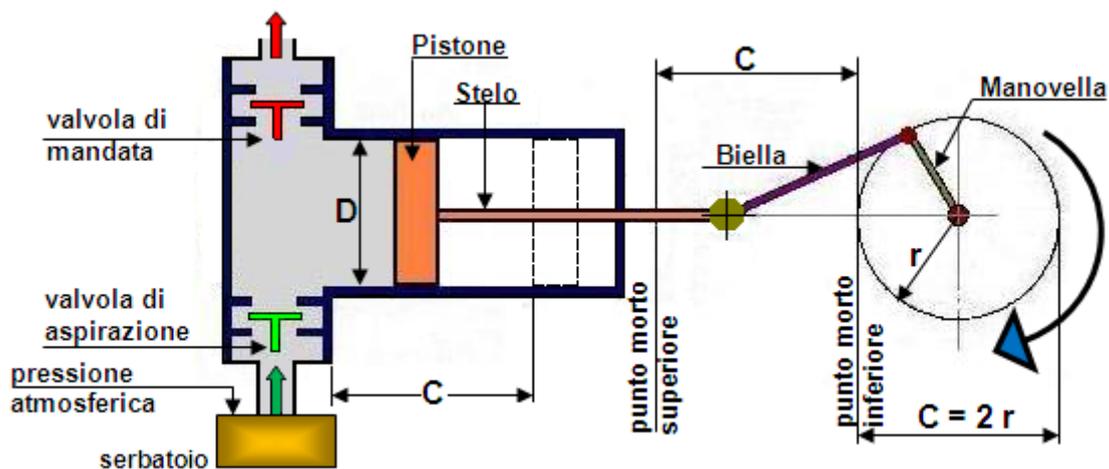
- Attrezzature di soccorso per pompieri quali divaricatori e cesoie per taglio lamiera
- Trancia funi e cavi elettrici
- Tensionatori per bulloni
- Presse portatili per raccordatura tubi flessibili.
- Prove statiche di pressione.

Questo tipo di pompa può essere diviso in:

- • **a semplice effetto**, se il pistone compie il lavoro solamente durante la corsa in un senso;
- • **a doppio effetto**, se il pistone compie il lavoro sia all'andata sia al ritorno.

Se alla pompa manuale sostituiamo la leva con un movimento meccanico, otteniamo una:

"Pompa alternativa a stantuffo a semplice effetto con comando meccanico".



Le pompe alternative sono caratterizzate da un pistone (stantuffo) che scorrendo all'interno di un cilindro di diametro **D** (alesaggio), aspira e comprime il fluido con un moto alternativo.

Nella fase di spostamento verso destra, il pistone crea una depressione che fa aprire la valvola di aspirazione (**verde**) e richiama il fluido dal serbatoio, che spinto anche dalla pressione atmosferica riempie il tubo di aspirazione e la camera del cilindro (grigio).

La valvola di mandata (**rossa**) rimane chiusa nella sua sede spinta da una molla.

Quando il pistone raggiunge il punto morto inferiore, la corsa s'inverte, il pistone si sposta verso sinistra e nella camera si ottiene un aumento di pressione che chiude la valvola di aspirazione e apre

quella di mandata, che è tarata a una determinata pressione di apertura e il fluido è spinto verso la bocca di mandata che è collegata alla tubazione del circuito.

La cilindrata della pompa è definita dalla superficie del pistone **D** per la sua corsa **C**.

La formula che definisce la **cilindrata V** in **cm³ (volume)** è:

$$V (\text{cm}^3) = \frac{\pi \cdot D^2(\text{cm})}{4} \cdot C (\text{cm})$$

Per trovare la **portata**, vale a dire la quantità di fluido spostato in un dato tempo basta moltiplicare la **cilindrata** per il **numero di giri al minuto (n)**, cioè il numero delle rotazioni che compie la manovella in un minuto.

Supponiamo che il motore viaggi a $n = 300$ giri / minuto.

Poiché il cilindro si vuota una volta per ogni giro (mezzo giro per l'aspirazione e mezzo giro per la mandata) la portata sarà data da:

$$Q = V \cdot n = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot c \cdot n = \text{cm}^3/\text{min} : 1000 = \text{l}/\text{min}.$$

Posto $c = 17$ cm, $D = 10$ cm, si ottiene quindi:

$$Q = V \cdot n = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot c \cdot n = \frac{3,14 \cdot 10^2}{4} \cdot 17 \cdot 300 = 400.350 \text{ cm}^3/\text{min} : 1000 = 400 \text{ l}/\text{min}$$

Il valore trovato indica la portata della pompa in litri al minuto. In questa semplice formula non si tiene conto dei rendimenti della macchina. La pompa schematizzata prende il nome di pompa a semplice effetto perché manda una quantità di liquido pari alla cilindrata ogni due corse dello stantuffo: nella prima corsa aspira il liquido e nella seconda corsa esegue la mandata. Nel caso in cui a ogni corsa è effettuata sia la mandata sia l'aspirazione allora la pompa si dice a doppio effetto e il valore della portata raddoppia.

La pompa alternativa è mossa da un motore elettrico oppure termico che garantisce il moto per mezzo di un albero rotante. La trasformazione del moto rotatorio del motore in alternativo dello stantuffo avviene con il sistema biella-manovella.

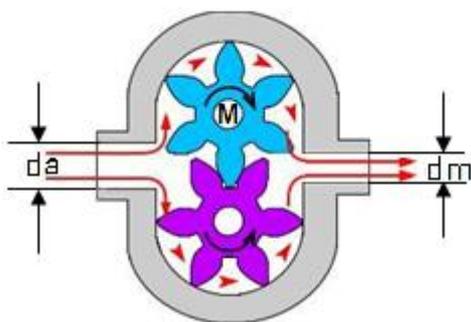
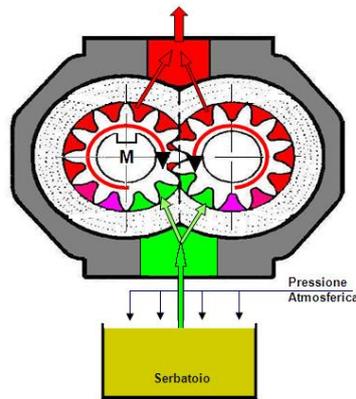
Pompe volumetriche:

Nella figura sotto è illustrata una pompa volumetrica a ingranaggi in cui è rappresentato il suo funzionamento. All'avvio del motore elettrico, l'ingranaggio conduttore **M** solidale con l'albero del motore, trascina il secondo ingranaggio nel senso indicato dalla freccia. La rotazione provoca una depressione (zona verde) e di conseguenza l'olio spinto dalla pressione atmosferica (principio di Torricelli) è richiamato dal serbatoio e riempie l'area colorata di verde che rappresenta la zona dell'aspirazione della pompa.

Il disegno della pompa a ingranaggi serve per evidenziare come si suddivide la pressione nella pompa. **N. B: la pompa da sola non genera alcuna pressione.**

L'olio rimane imprigionato tra i denti e la carcassa della pompa; nelle prime fasi è colorato di viola chiaro dovuto ad un leggero incremento della pressione.

Le fasi seguenti in rosso indicano la zona di massima pressione e l'olio è convogliato verso la bocca di mandata e quindi al circuito.



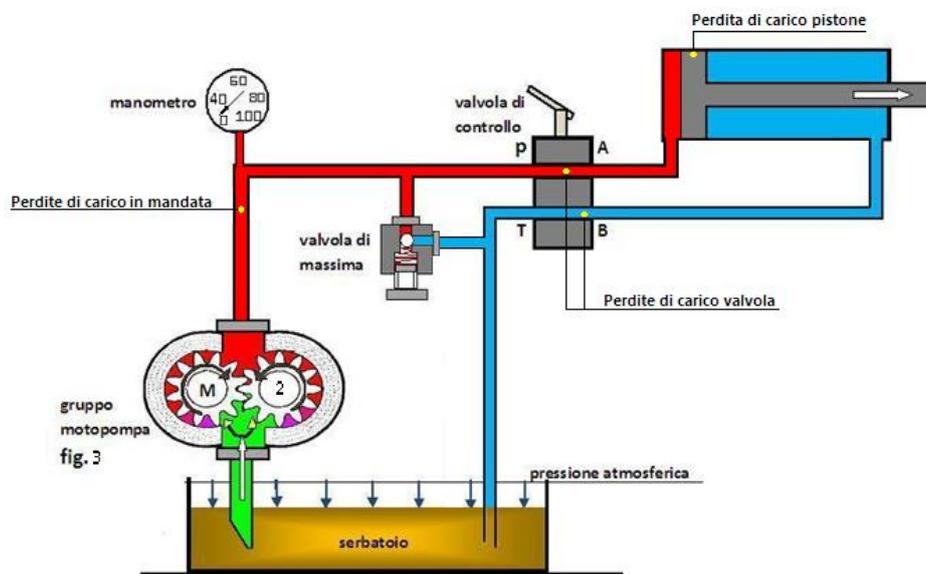
Prendiamo in considerazione la pompa idrostatica/volumetrica o più semplicemente **Pompa idraulica** che ha la funzione di trasformare il lavoro del motore elettrico o diesel (energia meccanica) per conferire energia di pressione (energia idraulica) a una massa liquida per spostarla.

Il funzionamento di una pompa fornisce due caratteristiche di base, l'azione meccanica di rotazione crea il vuoto nella zona di aspirazione e permette alla pressione atmosferica di far risalire l'olio dal serbatoio al tubo di aspirazione; l'altra caratteristica è data dal fatto che la pompa, nel trasferire un fluido (portata), **non genera pressione**, solo nel caso in cui l'olio incontra la resistenza per muovere un cilindro o ruotare un motore idraulico, cioè spostare un carico, nell'impianto si verifica un aumento di pressione e l'interno della pompa assume i colori viola e rosso evidenziati nel disegno precedente.

Se installiamo un manometro sulla mandata della pompa, possiamo verificare che se al cilindro non è applicato alcun carico la pressione necessaria per il suo spostamento sarà molto bassa; solo quando il pistone raggiunge il fine corsa, si avrà un aumento di pressione che si potrà leggere sul manometro.

La costruzione meccanica della pompa deve essere dimensionata per sopportare la pressione che si genera nel circuito e realizzata con estrema precisione per ridurre al minimo i trafilamenti tra la zona di mandata verso quella di aspirazione (dalla zona rossa verso la verde). Si può intuire che più piccoli sono i trafilamenti, migliore sarà il rendimento della pompa. (i trafilamenti sono delle perdite/fughe dovute alle tolleranze costruttive tra i vari elementi della pompa).

Per comprendere meglio il funzionamento di una pompa idraulica, esaminiamo il seguente schema di un circuito **aperto**, in cui il fluido di ritorno è inviato al serbatoio prima di essere rimesso in circolazione. Il movimento del cilindro (andata e ritorno) è realizzato tramite una valvola di controllo direzionale a comando manuale.



Colori convenzionali:

- | | |
|--|---|
| █ Pressione | █ Olio idraulico |
| █ Fluido in scarico | █ Pressione di pilotaggio |
| █ Aspirazione o drenaggio | █ Sovrappressione |

3) Funzionamento dello schema idraulico di base.

La rotazione del motore elettrico, al quale è vincolato l'ingranaggio **M** della pompa, trascina l'ingranaggio **2** generando una zona di depressione nella condotta di aspirazione.

L'olio spinto dalla pressione atmosferica presente nel serbatoio e richiamato dalla depressione, riempie tutta la zona di aspirazione (**verde**). L'olio imprigionato tra i denti degli ingranaggi e le pareti della pompa (**cilindrata geometrica**) è spinto verso la bocca di mandata (**rosso**) e quindi nel tubo di

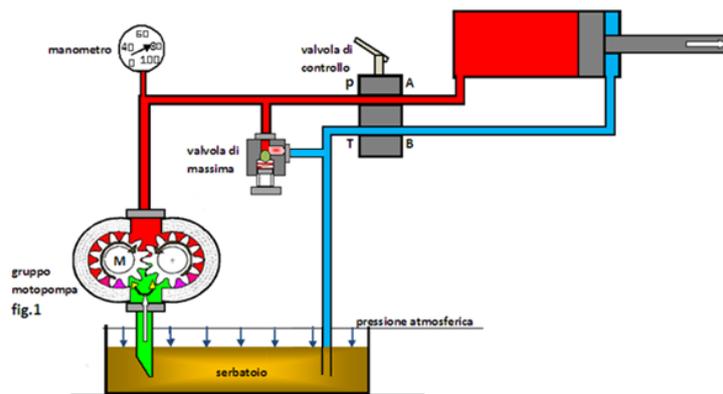
collegamento (**rosso**) al distributore manuale che mette in comunicazione la bocca di alimentazione **P** con l'uscita **A**. L'olio scorre verso la camera posteriore del cilindro, spingendo il pistone e di conseguenza l'asta del cilindro si muove nel senso indicato dalla freccia. Nello stesso tempo, l'olio contenuto nella camera anteriore del cilindro (**colore azzurro**), è convogliato verso il serbatoio passando dalla bocca **B** alla bocca **T** di scarico del distributore.

La pressione che si legge sul manometro (**esempio: 5 bar**) all'inizio della corsa del cilindro **vedi fig.3**, è data dalla somma delle **resistenze (perdite di carico)** dei vari componenti: tubo, raccordi, distributore manuale, resistenza dell'olio di scarico, guarnizioni cilindro.

La battuta del pistone contro la testata anteriore del cilindro determina il fine corsa, cioè il cilindro non può più muoversi. La pompa continua a spingere olio nel circuito e l'olio non avendo alcuno sfogo fa aumentare la pressione fino a che non avviene la rottura di un componente. Per impedire questo inconveniente, s'inserisce sulla mandata della pompa una **valvola di massima o limitatrice di pressione** che ha la funzione di aprirsi a una pressione prefissata (**massima pressione di lavoro**) e collegare la mandata della pompa con il serbatoio in modo da prevenire dannosi aumenti di pressione.

La taratura della valvola di massima è ottenuta tramite il caricamento della molla che tiene in sede una sfera o un cono di tenuta. Quando la pressione supera il valore di taratura, la molla cede liberando il passaggio dell'olio verso lo scarico. Tutta la zona colorata di rosso rimane in pressione e sul manometro si legge la massima pressione del circuito es:80 bar.

Vedi schema sotto.



La figura 4 rappresenta lo schema idraulico della figura 3 utilizzando i simboli oleoidraulici secondo la norma ISO 1219/1-91.

Uno schema idraulico è la rappresentazione grafica semplificata di un circuito oleodinamico che fa uso di simboli convenzionali secondo la norma ISO in modo che lo schema sia comprensibile a tutto il personale del settore e che non generi errori d'interpretazione. La conoscenza di questi simboli permette al tecnico di comprendere il funzionamento del circuito nella sua completezza.

Il simbolo rappresenta, in posizione di riposo, il lavoro che compie l'elemento e non specifica le caratteristiche costruttive. Ad esempio il simbolo di un motore idraulico non indica se esso è a ingranaggi, a palette o a pistoni, ma individua un attuatore rotante. Di seguito riportiamo una tabella in cui sono disegnati i simboli di base che sono utilizzati in uno schema. Non sono state utilizzate copie o riproduzioni di simboli ufficiali, ma sono disegnati singolarmente dall'autore del corso.

La simbologia originale è sottoposta a copyright e deve essere acquistata presso gli enti preposti alla vendita delle norme che in Italia è l'UNI (ente nazionale italiano di unificazione).

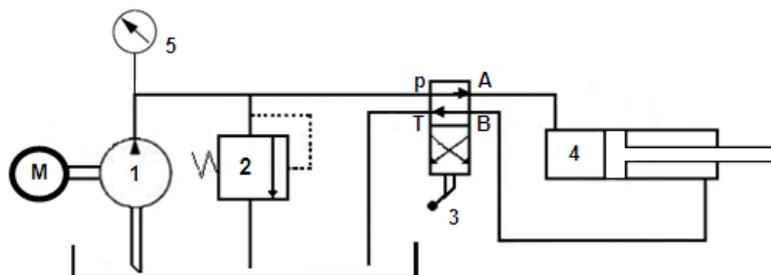


figura 4

- M) motore elettrico (*dispositivo di generazione moto*)**
- 1) pompa idraulica (*dispositivo di generazione flusso*)**
- 2) valvola limitatrice di pressione (*dispositivo di sicurezza*)**
- 3) distributore a comando manuale (*dispositivo di controllo direzione flusso*)**
- 4) cilindro a doppio effetto (*attuatore*)**
- 5) manometro (*dispositivo di misura pressione*)**

Le tabelle sotto illustrano alcuni esempi di simboli utilizzati per la rappresentazione grafica di un circuito idraulico.

Simbolo grafico	Componente	Descrizione
	linea / tubo principale	riga continua
	linea / tubo di pilotaggio	riga con tratti lunghi
	linea / tubo di drenaggio	riga con tratti brevi
	tubo flessibile	riga curva
	senso / direzione del flusso idraulico	freccia nera
	incrocio tubi non collegati	senza punto di intersezione
	giunzione / incrocio tubi collegati	con punto nella intersezione
	serbatoio con tubo di ritorno sopra al livello dell'olio	non pressurizzato
	serbatoio con tubo di ritorno sotto al livello dell'olio	non pressurizzato
	serbatoio chiuso	serbatoio pressurizzato a tenuta stagna
	pompa a portata fissa	la freccia in neretto indica la direzione del flusso in un solo senso
	pompa a portata variabile	la freccia a 45° sul simbolo indica la possibilità di variare la cilindrata
	motore a portata fissa	la freccia in neretto verso l'interno rappresenta un motore idraulico con un solo senso di rotazione
	motore a portata variabile	la freccia a 45° sul simbolo indica la possibilità di variare la cilindrata
	organo rotante	indicazione del senso di rotazione
	pompa doppia	due pompe collegate sullo stesso albero; le cilindrata possono essere uguali o diverse

	linea idraulica con strozzatura fissa	
	linea idraulica con strozzatura variabile	la freccia sul simbolo indica la possibilità di variare il passaggio.
	linea idraulica con strozzatura variabile e valvola anti-ritorno	
	valvola di non ritorno semplice	montaggio verticale
	valvola di non ritorno tarata	molla di contrasto con taratura di pressione
	valvola di non ritorno pilotata	linea X di pilotaggio con apertura di P verso A
	valvola di non ritorno pilotata	linea X di pilotaggio per chiudere il passaggio di P verso A
	rubinetto	

	valvola limitatrice di pressione o valvola di massima	regolazione diretta con variazione manuale del carico della molla
	valvola riduttrice di pressione	regolazione manuale con drenaggio esterno

	Motore elettrico
	Motore a combustione
	Filtro
	Scambiatore di calore
	Accumulatore idropneumatico a membrana
	Manometro
	I componenti sono racchiusi in un unico blocco

i cilindri sono rappresentati nella versione semplificata	
	cilindro semplice effetto
	cilindro doppio effetto
	cilindro doppio effetto con asta passante
	cilindro doppio effetto con ammortizzatore regolabile sulla testata anteriore
	cilindro doppio effetto con pistone differenziale

Occorre prestare molta attenzione per quanto riguarda l'aspirazione poiché la pressione è inferiore (depressione) a quella atmosferica.

Con la pompa ferma l'olio non può salire lungo il tubo di aspirazione perché anche all'interno del tubo agisce la pressione atmosferica. Quando si avvia il motore, la pompa aspira l'olio e riempie sia il tubo di aspirazione sia la cavità della pompa.

(È lo stesso fenomeno che avviene quando si succhia con una cannuccia una bibita da una lattina; si crea sia nella bocca sia nella cannuccia chiusa dalle labbra una **depressione** rispetto alla pressione atmosferica, ciò causa uno squilibrio e l'aria esterna spinge la bibita attraverso la cannuccia e riempie la cavità orale). La spinta ricevuta dal fluido:

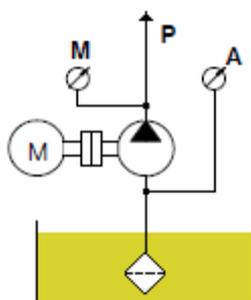
$$p \text{ atmosferica} - p \text{ assoluta di aspirazione} = 1 - 0,85 = 0,15 \text{ bar.}$$

Bisogna quindi fare un calcolo accurato del valore di depressione delle pompe, quando sono collegate al serbatoio con un tubo di aspirazione (vedi disegno sotto).

Occorre rispettare i valori di aspirazione indicati nei cataloghi tecnici dei costruttori.

La caduta di pressione provocata da strozzature può mandare la pompa in cavitazione.

I valori di depressione letti sul vuotometro **A** variano da **- 0,1 a - 0,3 bar relativi**.



La lancetta del vuotometro si muove in senso **antiorario** per indicare il valore del vuoto.

È necessario prestare particolare attenzione nella scelta del filtro nel serbatoio in modo da rendere minime le perdite di carico e prevedere una sicurezza contro l'intasamento del filtro.

4) TIPOLOGIE di POMPE VOLUMETRICHE

Le pompe volumetriche si possono dividere in due grandi categorie:

- Cilindrata fissa (la portata rimane costante se il numero di giri del motore non cambia).
- Cilindrata variabile (si può variare la cilindrata della pompa tramite particolari congegni interni al corpo della pompa, comandati in maniera opportuna dall'esterno. In alcuni casi è possibile invertire il senso del flusso)

4.1) Nella prima categoria fanno parte le pompe a ingranaggi esterni e interni, gerotor, palette, vite, lobi, pistoni radiali (i pistoni si muovono nel senso del raggio), pistoni assiali (i pistoni si muovono nel senso dell'asse della pompa).

4.2) Nella seconda categoria fanno parte le pompe: a pistoni assiali, pistoni inclinati, pistoni radiali, palette.

La scelta del tipo di pompa è in funzione di diversi fattori quali :
pressione, portata, ingombri, applicazione, costi , ecc.

Il funzionamento di ciascun tipo di pompa è dato dalle caratteristiche costruttive, cioè una pompa a ingranaggi trasferisce l'olio imprigionandolo tra i denti degli ingranaggi e la camera esterna; una pompa a palette sposta l'olio imprigionandolo tra le pareti delle palette e la camera esterna; ecc.

5) L'energia meccanica per far girare la pompa è fornita da un motore che può essere:

- motore elettrico
- motore diesel
- motore pneumatico

Il motore elettrico è utilizzato negli impianti fissi quali: centraline oleodinamiche, presse in generale, macchine utensili in generale, impianti per acciaierie, ecc.

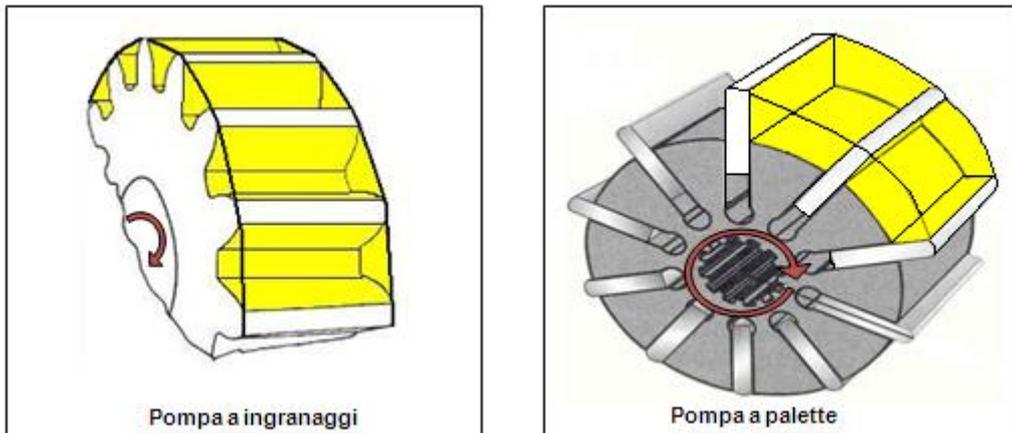
Il motore diesel è impiegato sui mezzi semoventi quali: macchine movimento terra, macchine agricole, cestelli, carrelli elevatori diesel, autobetoniere, gru per autocarri, autogrù, ecc.

Il motore pneumatico è adoperato in ambienti con pericolo di esplosione.

6) Le caratteristiche che distinguono una pompa volumetrica sono:

- Cilindrata (**c**)
- Pressione (**bar**)
- Il rendimento volumetrico, meccanico, totale
- Costruzione meccanica (**ingranaggi, palette, vite, lobi, pistoni.**)

6.1) Per **cilindrata geometrica** s'intende il volume teorico spostato a **ogni giro** della pompa ed è definito in cm^3 (**c** = cilindrata o **v** = volume). Questo importante dato tecnico è fornito dal costruttore.



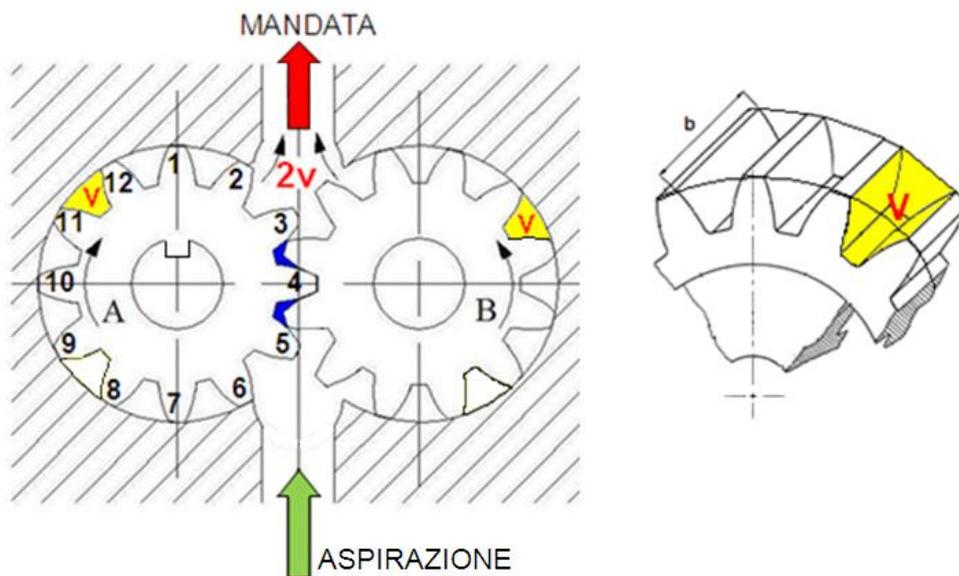
La colorazione in **giallo** indica il volume di olio racchiuso tra un dente dell'ingranaggio e le pareti della pompa e di conseguenza la sua cilindrata (**c**) **geometrica** o **teorica**, calcolata dal progettista in base alla forma e alle dimensioni del dente.

La **cilindrata reale** considera le fughe interne che dipendono da diversi fattori quali:

viscosità dell'olio, pressione di esercizio, giri, temperatura ecc, e questa è la caratteristica che è indicata nel catalogo tecnico.

La cilindrata di una pompa a palette è definita dal volume di olio spostato a **ogni giro** completo e racchiuso tra ciascuna paletta, il rotore e il corpo pompa (**giallo**).

La cilindrata di una pompa a ingranaggi.



La cilindrata che leggiamo sul catalogo è il valore di ogni singolo volume **v** moltiplicato per il numero dei denti dei due ingranaggi **A** e **B**; cioè il volume di olio che la pompa eroga dopo un giro completo. Se la cilindrata a catalogo è di **36 cm³**, significa che il volume per dente è dato da

$$36 \text{ (cm}^3\text{/giro)} : 12 \text{ (denti)} : 2 \text{ (ingranaggi)} \quad v = 1,5 \text{ cm}^3 \quad \text{(colore giallo)}.$$

Il volume **teorico** per dente **v** si ricava dal disegno meccanico della pompa.

Le zone colorate di blu rappresentano quello che è chiamato il fluido morto che non è mai mandato in circolazione e non è calcolato nella portata effettiva della pompa.

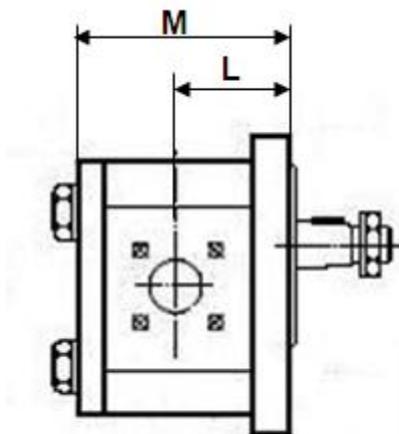
Occorre sapere che un albero della pompa è passante perché deve ricevere il moto di rotazione da un motore elettrico/diesel e il relativo ingranaggio si chiama conduttore;

l'altro albero non è passante, ma è contenuto nel corpo della pompa e porta un ingranaggio che si chiama condotto.

Più avanti saranno approfondite le caratteristiche tecniche di una pompa a ingranaggi.

Supponiamo di avere una pompa a ingranaggi con 12 denti di cui non si conosce la cilindrata e vogliamo definire le caratteristiche di base della pompa, come dobbiamo fare?

*Per prima cosa si misurano le dimensioni **M** e **L** come indicato nel disegno per definire il gruppo della pompa.*



I valori rilevati corrispondono a:

*Quota **M** = 118mm, quota **L** = 56 mm .*

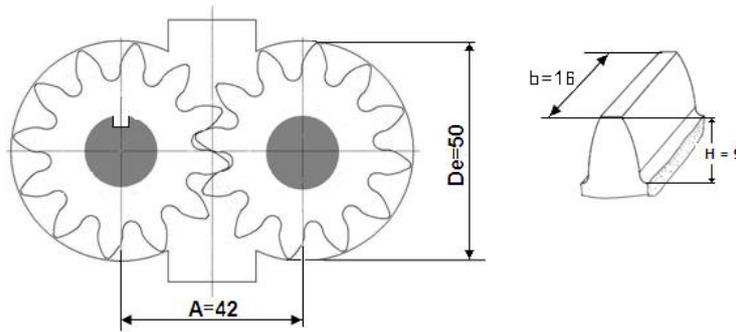
Questi due valori indicano una pompa del gruppo 2 con una cilindrata di 18 cm³,

portata di 25 l/min a 1500 giri/min.

La misura di altre quote del disegno confermerà la scelta della pompa.

*Volendo approfondire la verifica della cilindrata della pompa si può procedere nel seguente modo: con un calibro si misurano le quote **De** (diametro esterno ingranaggio),*

A (interasse ingranaggi), **b** (spessore fascia del dente).



La formula per trovare la cilindrata è la seguente:

$$c = \frac{\pi}{2} \cdot b \cdot (De^2 - A^2) \text{ cm}^3$$

Introducendo i valori corretti in **cm**, calcoliamo:

$$c = \frac{\pi}{2} \cdot 1,6 \cdot (5^2 - 4,2^2) = 18,47 \text{ cm}^3$$

La formula è da intendersi come guida per conoscere la cilindrata **approssimativa**.

Un'altra formula per ricavare la cilindrata **approssimativa** della pompa è:

$$c = \pi \cdot A \cdot b \cdot H ; \text{ dove i valori sono espressi in centimetri.}$$

$$\text{Oppure: } c (\text{cm}^3) = \frac{\pi}{4} \cdot (D_{\text{est}}^2 - D_{\text{int}}^2) \cdot b \text{ Valori in centimetri.}$$

Dove: **D_{est}** è il diametro esterno ingranaggio, **D_{int}** è il diametro interno ingranaggio.

Pompa a ingranaggi. Corpo in alluminio

Pompa a ingranaggi. Corpo in ghisa

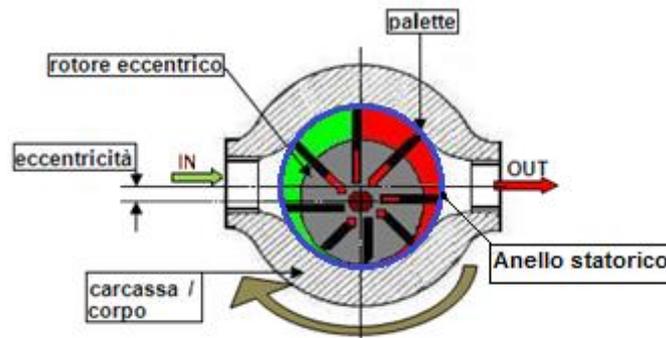


(catalogo Fluidea)

Pompe a palette.

Possiamo distinguere due tipi di pompe a palette:

- Pompa a palette **non** bilanciata, che a sua volta si divide in:
 - Cilindrata fissa.
 - Cilindrata variabile con compensatore di pressione.
- Pompa a palette bilanciata.



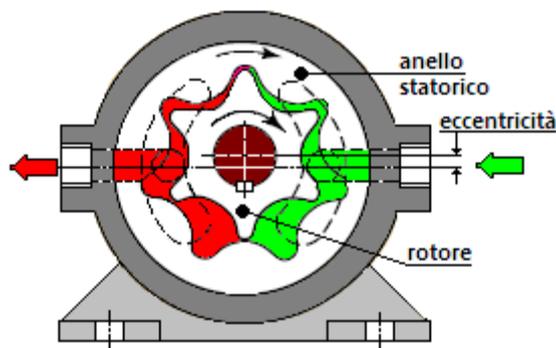
Pompa a palette **non bilanciata** a cilindrata fissa.

La pompa a palette, in generale, è composta dai seguenti elementi:

- Carcassa in ghisa o alluminio
- Anello statorico in acciaio inserito nella carcassa.
- Rotore in acciaio con cave di scorrimento delle palette.
- Palette in acciaio.

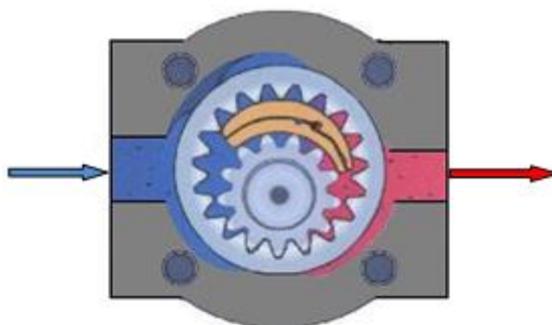
Un rotore, che ha la forma di un tamburo circolare con una serie di cave radiali nelle quali sono inserite delle palette, ruota eccentricamente rispetto alla carcassa/corpo o statore (anello circolare inserito nella carcassa) della pompa. Il volume compreso tra questi due elementi è imprigionato dalle palette che spostano l'olio dalla zona di aspirazione (**verde**) verso la mandata (**rosso**). La messa in rotazione del motore elettrico fa girare il rotore che spinge per forza centrifuga le palette, scorrevoli nelle loro sedi, contro le pareti del corpo della pompa. La cilindrata della pompa dipende dall'eccentricità del rotore rispetto alla carcassa. La velocità di rotazione è importante per garantire la perfetta tenuta delle palette, che hanno la parte terminale a spigolo vivo, per migliorare la tenuta contro il corpo della pompa. Le soluzioni più avanzate prevedono dei condotti di pressione nella parte posteriore della paletta per garantire una buona spinta contro il corpo e quindi migliori prestazioni. La tenuta sulle fiancate della pompa è realizzata sfruttando la pressione per far aderire delle piastre e compensare i naturali rasamenti meccanici.

Pompa Gerotor in cui i due ingranaggi, uno interno (**rotore**) solidale con l'albero motore e l'altro esterno libero di ruotare nella sede del corpo pompa, ingranano tra di loro spostando un certo volume di olio. L'ingranaggio interno, posizionato eccentricamente, ha sempre un dente in meno rispetto a quello esterno.



La pompa Gerotor ha una bassa rumorosità, richiede poca manutenzione e le dimensioni sono molto contenute. Trova impiego in applicazioni a bassa pressione max.70 bar, negli impianti di lubrificazione o come pompa di sovralimentazione.

Pompa a ingranaggi interni



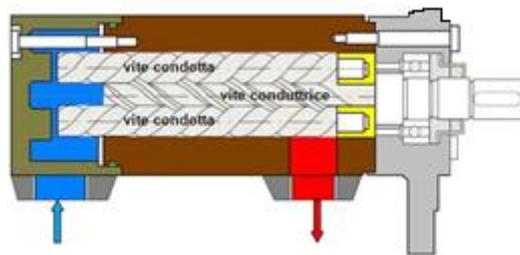
Pompa con una ruota dentata interna che ingrana con un'esterna. La costruzione meccanica degli ingranaggi, garantiscono una portata priva di pulsazioni e una bassa rumorosità inferiore a 75 db (decibel). Può sopportare pressioni di esercizio di 300 bar. La costruzione più complessa la rende costosa rispetto a una pompa a ingranaggi esterni.

Sul sito [www. eckerle.com](http://www.eckerle.com) ,cliccando sotto la voce: products > high pressure internal gear pumps, si vede molto bene il funzionamento della pompa.



La cilindrata di una **pompa a vite** è data dal volume di olio intrappolato nelle viti.

La vite conduttrice riceve l'azionamento dall'albero motore e trasmette la rotazione alle altre due viti condotte. La caratteristica principale è la silenziosità, portate medio - alte, pressioni medie, pulsazioni quasi nulle. Un classico esempio di applicazione è l'utilizzo negli ascensori oleodinamici per la sua bassa rumorosità.



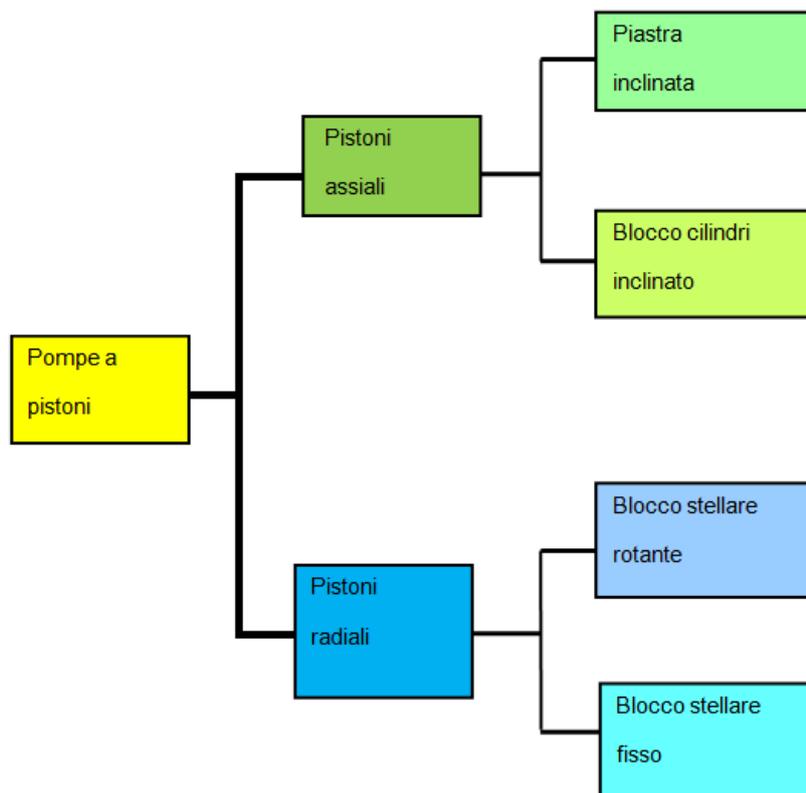
La **pompa a lobi** è formata da due meccanismi che hanno la forma di un biscotto o come da disegno sotto, di cui uno è collegato all'albero motore e trascina nella rotazione il meccanismo condotto. Durante la rotazione si genera una fase di aspirazione (verde) e una di mandata (rosso), con una zona di colore rosa che si trova in fase di mandata. La costruzione meccanica deve essere precisa e ciò

limita l'impiego con basse pressioni e i fluidi trasportati devono essere molto puliti.
La pompa a lobi ha scarso impiego in oleodinamica.



POMPE A PISTONI

La tabella sotto illustra le possibilità di esecuzione delle pompe a pistoni:



POMPE A PISTONI ASSIALI — CILINDRATA FISSA —

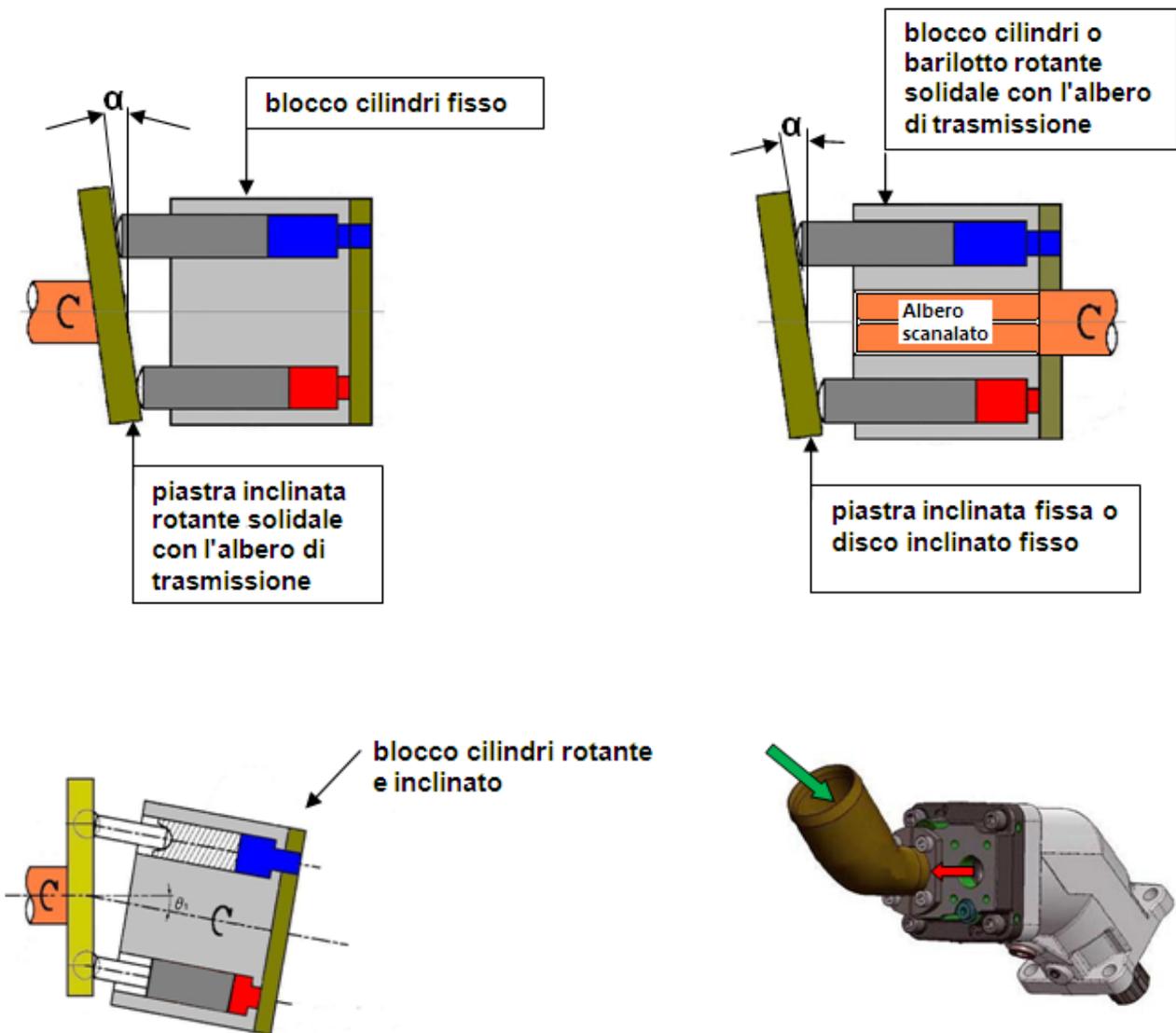
Le pompe a pistoni assiali si possono dividere in:

Pompa a piastra inclinata rotante e blocco cilindri fisso

Pompa a piastra inclinata fissa e blocco cilindri rotante

Pompa con blocco cilindri rotante e inclinato (corpo inclinato)

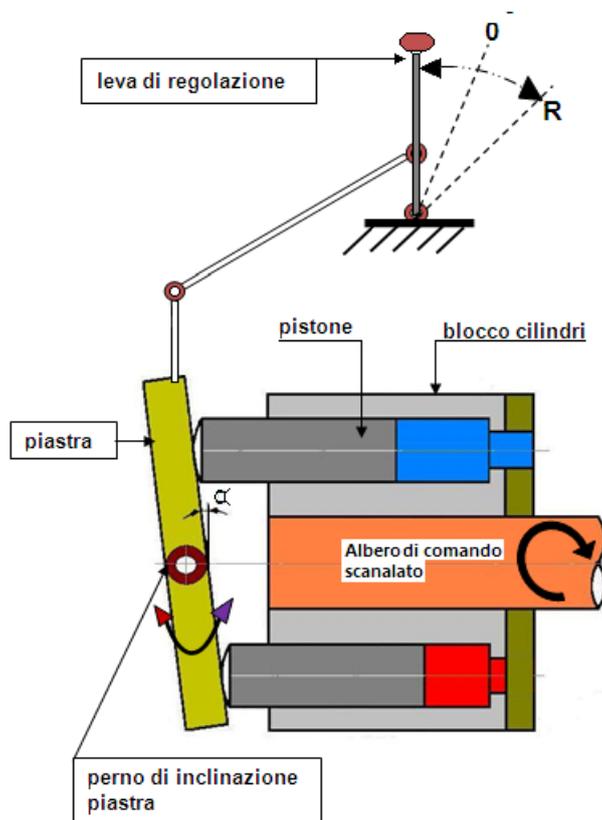
La cilindrata di una pompa a **pistoni assiali** è definita dalla corsa del pistone e dalla sua area moltiplicata il numero dei pistoni che è sempre un numero dispari.



Il gruppo dei pistoni è posto in rotazione da un sistema di trasmissione tramite albero cardanico, bielle o da una coppia d'ingranaggi conici.

Notate la differenza tra il diametro di aspirazione e quello di mandata.

POMPE A PISTONI ASSIALI — CILINDRATA VARIABILE —
Pompa a pistoni assiali a piastra (disco) inclinata. Cilindrata variabile.

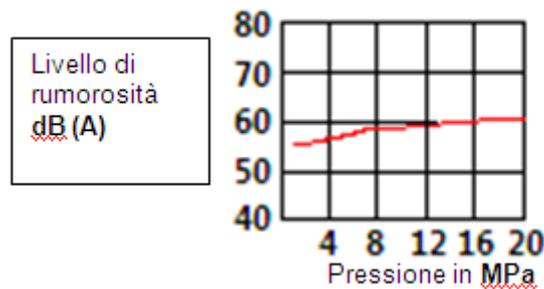


Funzionamento: l'albero è solidale con il blocco cilindri, in cui si trovano 9 pistoncini che appoggiano contro la piastra tramite dei pattini. La piastra **non** è collegata con l'albero di comando perciò essa **non** gira ma può solo inclinarsi avanti o indietro.

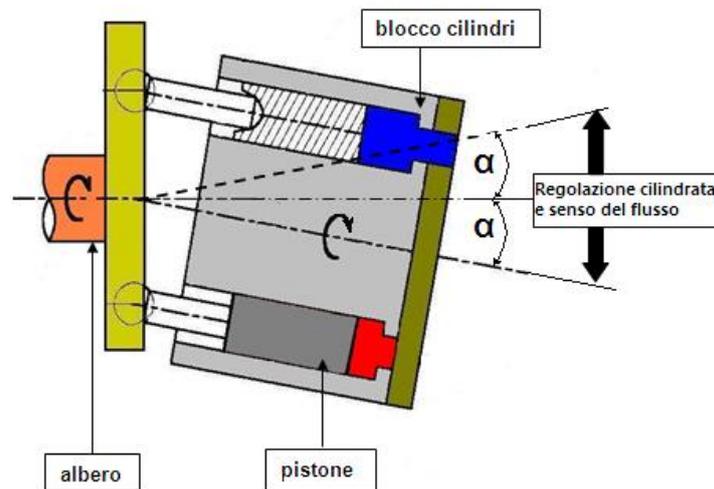
L'albero di comando fa ruotare il blocco cilindri e i pistoncini per effetto dell'angolo di inclinazione α della piastra sono costretti a fare una corsa di compressione e di aspirazione, mentre i pattini che collegano i pistoncini strisciano sulla piastra. E' intuitivo che l'azione della leva di regolazione varia l'angolo α della piastra e di conseguenza cambia anche la portata della pompa e la direzione del flusso. Con la leva in posizione **O** non avviene alcuna mandata di olio perché la piastra è perpendicolare ai pistoncini e questi non compiono alcuna corsa; con la leva in posizione **R** s'inverte il flusso dell'olio rispetto a come indicato nel disegno. Opportuni regolatori mantengono l'inclinazione della piastra con un angolo richiesto dal funzionamento del circuito. Questo tipo di pompa è molto compatto e può raggiungere pressioni di esercizio di 500 bar.

Per motivi cinematici l'angolo α non deve superare i 18°.

Il diagramma sotto è un esempio tipico del livello di rumorosità di una pompa, rilevato alla distanza orizzontale di un metro dal coperchio della pompa a una velocità di 1500 giri/min, con olio alla viscosità di $20 \text{ mm}^2/\text{s}$.

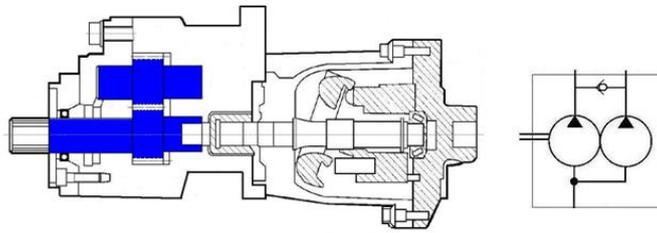


Pompa a pistoni assiali con blocco cilindri rotante e inclinato. Cilindrata variabile



Funzionamento: il blocco cilindri forma un angolo α rispetto all'albero di comando per cui ogni pistone della pompa compie una corsa di compressione nella prima metà della rotazione e una corsa di aspirazione nella seconda metà della rotazione. Alla massima angolazione α , la pompa idraulica fornisce la massima portata di olio; riducendo l'angolo di regolazione anche la corsa dei pistoni diminuisce e con essa la portata della pompa. Si ha nessuna portata quando il blocco cilindri si trova a zero gradi rispetto all'albero motore. Regolando il blocco cilindri in posizione opposta rispetto a quella illustrata e senza cambiare il senso di rotazione dell'albero motore si ottiene l'inversione della corsa di compressione e di aspirazione.

Applicazioni in un circuito dove sono richiesti differenti valori di pressione o di portata.



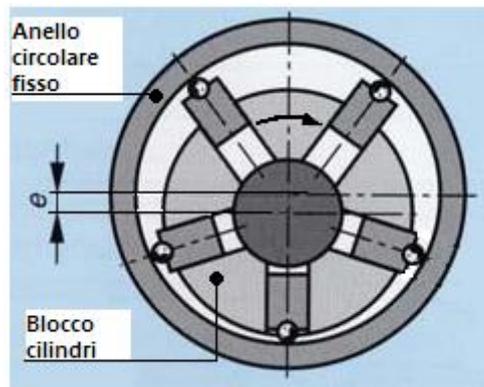
Si può utilizzare una pompa doppia composta da una pompa ad ingranaggi (blu) per la bassa pressione ed una a pistoni assiali per l'alta pressione.

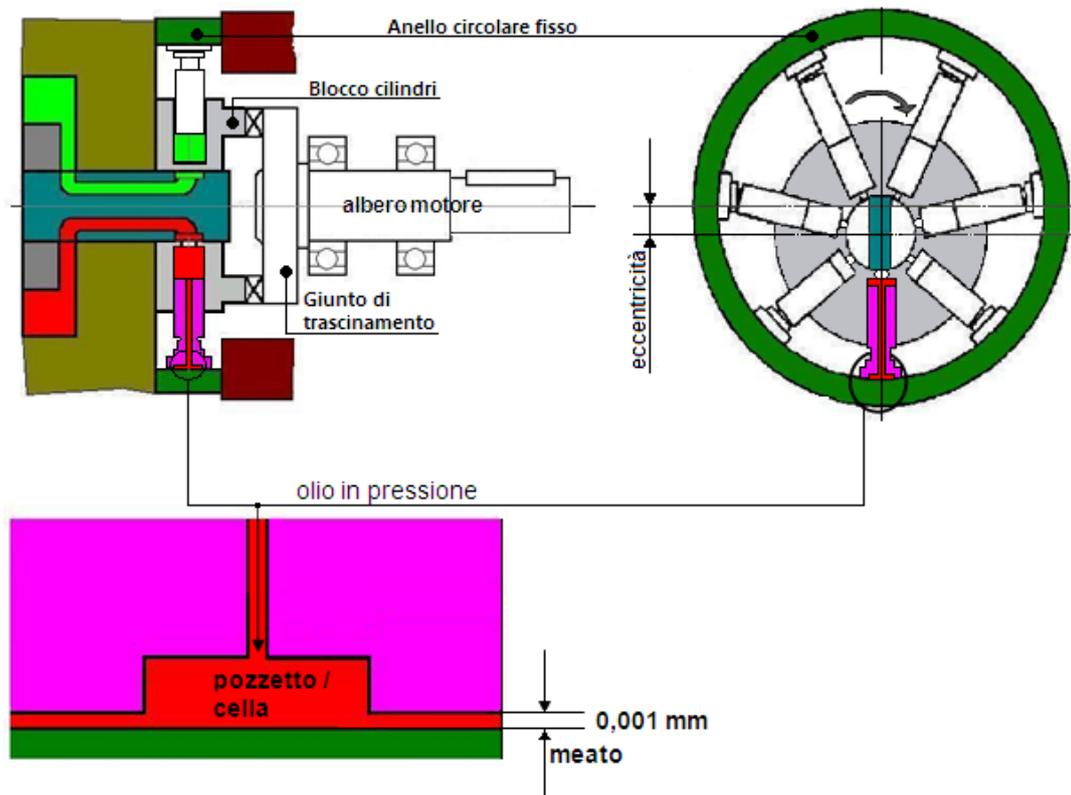
Il simbolo della pompa doppia indica la presenza di una valvola unidirezionale che serve per isolare la pompa a pistoni, cioè quando la pompa è in alta pressione, l'olio è inviato solo al circuito.

Pompe a pistoni radiali a cilindrata fissa.

Esistono differenti soluzioni tecniche per realizzare questo tipo di pompa:

Blocco stellare rotante eccentrico con anello circolare fisso

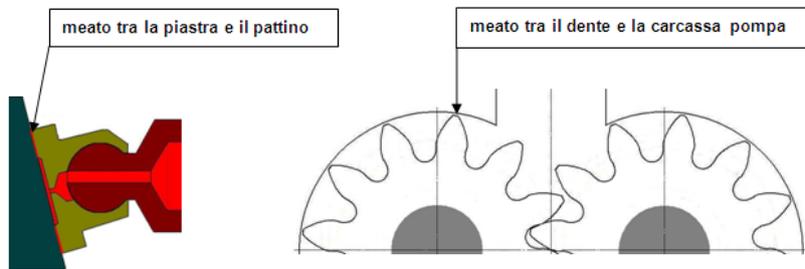




La costruzione di queste pompe prevede dei pistoni disposti a raggiera (stella) in un blocco che ruota all'interno di un anello circolare fisso. Il movimento di rotazione del blocco cilindri permette l'apertura e la chiusura delle luci di aspirazione e di mandata. Quando il blocco cilindri ruota, i pistoni sono spostati radialmente dalla forza centrifuga e dalla pressione e sono obbligati a seguire la pista circolare. Siccome l'anello circolare è montato eccentricamente rispetto all'asse di rotazione, il pistone è costretto a muoversi radialmente compiendo una corsa che dipende dall'entità dell'eccentricità che pertanto determina la cilindrata della pompa.

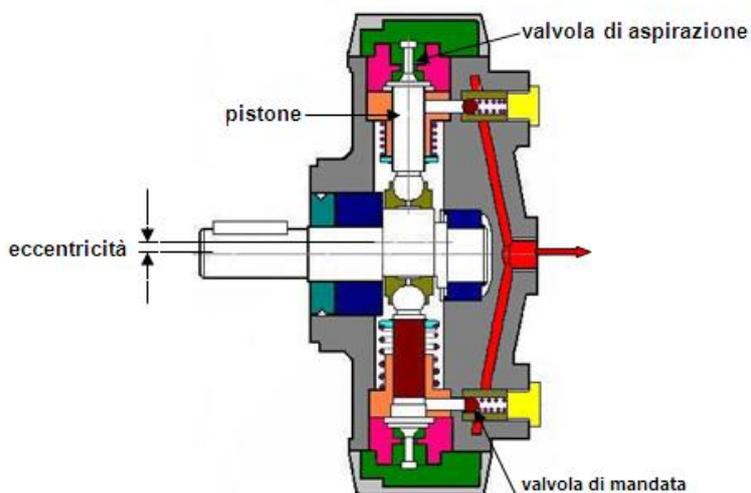
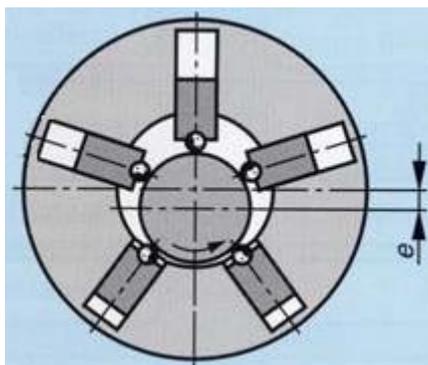
Una tenuta idrostatica o sostentamento idrostatico sulla testa del pistone si realizza introducendo olio in pressione in un pozzetto con un diametro appropriato. La forza di spinta che si genera nel pozzetto allontana le due superfici per evitare l'attrito tra di loro formando un meato.

Per meato s'intende un gioco di entità minima, comunque in grado di assicurare il movimento reciproco anche alla presenza di variazioni termiche. Questa soluzione è applicata in molte applicazioni di componenti quali: pistoni nel blocco cilindri pompe a pistoni, cursori dei distributori ecc. Con questa soluzione tecnica si raggiungono pressioni di lavoro di 450 bar e 600 bar di picco.

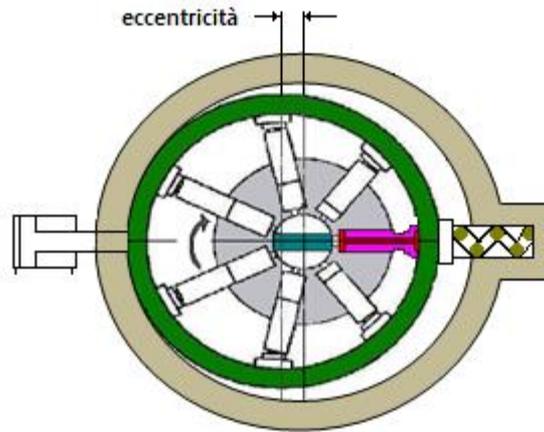


Blocco stellare fisso e albero motore eccentrico.

L'albero motore è costruito con un eccentrico nella parte centrale che comanda il movimento dei pistoni tenuti in posizione da apposite molle. La distanza e determina la corsa di ogni pistone che moltiplicato per il loro numero, normalmente dispari, stabilisce la cilindrata della pompa.



Pompe a pistoni radiali a cilindrata variabile.



La variazione della cilindrata si ottiene intervenendo ad esempio con un cilindro idraulico che sposta assialmente l'anello circolare variando l'eccentricità e di conseguenza la cilindrata della pompa. La molla contrasta l'azione di spinta del cilindro e quando si scarica la pressione riporta in posizione originale la pompa. Bisogna tenere presente che con la portata massima si avrà la pressione più bassa e che con la portata minima si avrà la pressione massima. Sono disponibili altri sistemi di regolazione della cilindrata più raffinati.



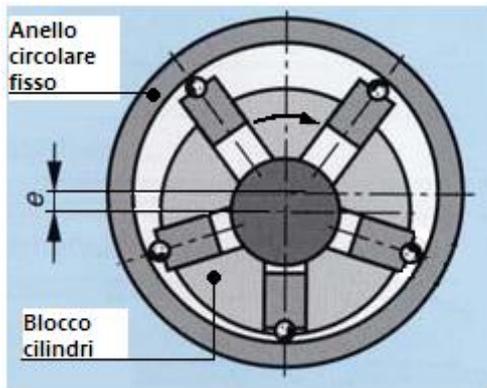
Bieri Hydraulik

Pompa a pistoni radiali accoppiata con pompa a ingranaggi per applicazioni in un circuito dove sono richiesti differenti valori di pressione o di portata.

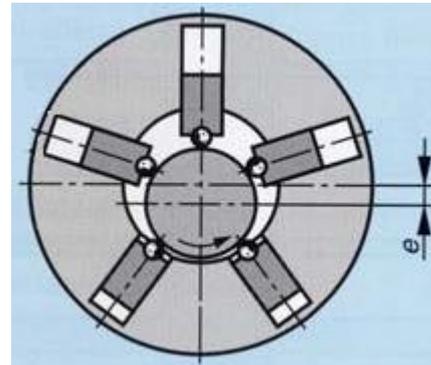
Pompa / Motore a pistoni radiali con blocco cilindri o albero eccentrico.

$$c \text{ (cm}^3\text{)} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot 2e \cdot N = \frac{\pi \cdot d^2}{2} \cdot e \cdot N$$

dove: **E** = eccentricità ; **N** = numero pistoni; **d** = diametro dei pistoni ($\frac{\pi \cdot d^2}{4}$ = Area pistone)



Blocco cilindro eccentrico



Albero eccentrico

TABELLA per il CONFRONTO delle CARATTERISTICHE di BASE delle POMPE

Tipologia costruttiva	Ingranaggi esterni /interni	Palette	Pistoni assiali
STRUTTURA			
Principio di funzionamento	Gli ingranaggi spostano un volume di olio	Le palette spostano un volume di olio	I cilindri spostano un volume di olio
Rendimento generale	Soddisfacente	Soddisfacente	Ottimo
Resistenza alla contaminazione	Soddisfacente	Soddisfacente	Basso
Facilità di aspirazione	Alta	Media	Scarsa
Variazione della cilindrata	Nessuna possibilità	Facile	Facile
Dimensione	Contenute	Contenute	Ingombranti
Costo	Basso	Medio	Alto

6.2) Per **regolazione della cilindrata** s'intende un dispositivo che permette di variare la cilindrata della pompa e di conseguenza la portata, mantenendo fisso il numero di giri del motore di comando. Le pompe che permettono la variazione di portata sono quelle a palette, pistoni radiali, pistoni assiali. Le pompe a ingranaggi e a vite non ammettono questo tipo di regolazione.

Esistono diversi regolatori di cilindrata:

- Potenza costante (mantiene costante la potenza, pertanto si avrà una piena portata con bassa pressione e piccole portate con alta pressione)
- Annullamento di portata (la portata si annulla al raggiungimento della pressione tarata)
Pressione (mantiene costante la pressione anche alla presenza di variazioni di portata)
- Pressione con sensibilità al carico (**load sensing**).
- Somme di potenze. (impiego nel settore mobile, per regolare due pompe contemporaneamente o alternativamente)

Agli inizi dell'oleodinamica la regolazione si eseguiva tramite una vite senza fine collegata al blocco dei pistoni e l'inclinazione era realizzata con un volantino manuale.

In seguito la vite è stata sostituita con un cilindro idraulico a doppio effetto, e ora è soppiantato da apparati di regolazioni elettroidrauliche, che utilizzando sistemi d'interfaccia elettronici permettono regolazioni più rapide e più precise.

La complessità dei sistemi di regolazione richiede un approfondimento da studiare con letture dedicate sull'argomento.

6.3) Per **pressione** s'intende il valore massimo di pressione, definito in **bar**, che la pompa può sopportare senza danneggiarsi. Anche questo dato è fornito dal costruttore.

Ricordiamo che la pompa **non** produce pressione, poiché **non** può creare una resistenza.

Infatti, se la portata fornita dalla pompa non incontra un'adeguata resistenza, la pressione rimane molto bassa; ma quando l'olio contenuto nei tubi e nella camera del cilindro/motore, non avendo altre vie di fuga, incontra la resistenza che oppone il cilindro/motore per spostare /ruotare il carico, ecco che si ha un incremento di pressione in tutto il circuito (tubi, raccordi, zona di mandata pompa, camera del cilindro, fino a quando la pressione raggiungerà il valore massimo di taratura della valvola limitatrice nel momento in cui il cilindro arriva al termine della sua corsa.

A questo punto la pressione massima nel circuito rimane costante. La pompa continua a mandare olio mantenendo in pressione il circuito, ma nello stesso tempo una certa quantità di portata defluisce attraverso la valvola limitatrice verso il serbatoio con un forte aumento della temperatura e di conseguenza una dispersione di potenza.

7) La portata di una pompa (**litri / min.**) è definita dalla sua cilindrata e dal numero di giri che essa compie in un minuto e si chiama **portata teorica Q_t** . La portata garantisce il movimento di un attuatore e l'aumento della portata influisce sulla velocità di traslazione di un cilindro o sulla velocità di rotazione di un motore. Questo è un principio di base da ricordare.

Con l'aumentare della pressione, la **portata** della pompa diminuisce a causa delle fughe interne (trafilamenti interni) dovuti alle tolleranze costruttive dei particolari meccanici, una pompa realizzata con tolleranze molto strette non potrebbe muoversi.

La qualità costruttiva della pompa e altre variabili quali aspirazione, trafiletti, perdite di carico determinano il **rendimento volumetrico (η_v)** della stessa.

Il rendimento volumetrico η_v è dato dal rapporto tra la portata effettiva **Q** alla pressione **p** e la portata teorica **Q_t** con la seguente formula: $\eta_v = Q / Q_t$. Il valore del rendimento volumetrico va da 0,9 a 0,95 oppure espresso in percentuale da 90% a 95% della portata teorica. **$Q_t - Q$** rappresenta il valore dei trafiletti interni della pompa.

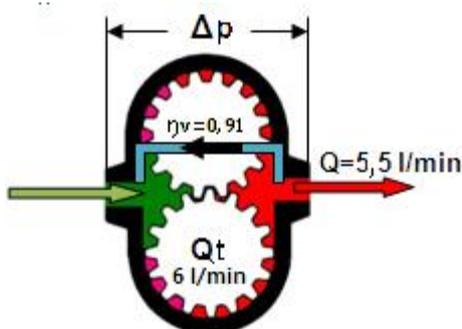
Dove **Q** è il valore di portata misurato al banco prova con appositi trasduttori di flusso,

Q_t è la portata teorica definita in fase di progetto.

La caratteristica che determina la scelta della pompa è la portata effettiva **Q** espressa in **litri / min** o **dm³ / min**.

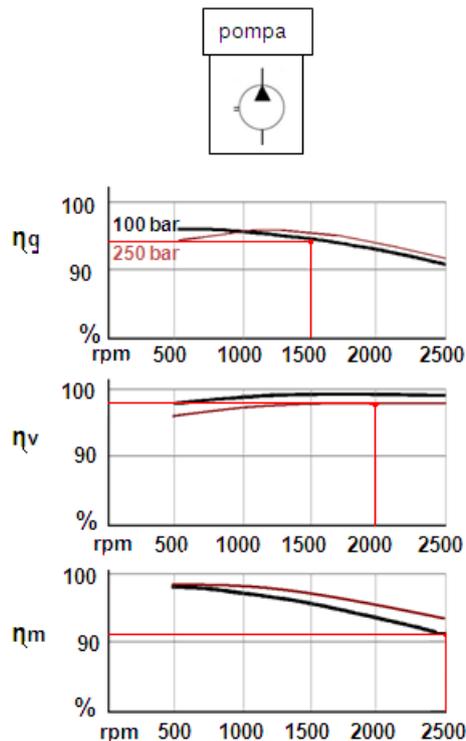
Esempio: una pompa con una cilindrata di 4 cm³ è comandata da un motore elettrico che garantisce 1500 giri/min. La portata teorica è di 6 l/min, mentre la portata effettiva a 100 bar è di 5,5 l/min. Il rendimento volumetrico.

$$\eta_v = \frac{Q}{Q_t} = \frac{5,5}{6} \cdot 100 = 91,6\% = 0,916$$



Il rendimento volumetrico peggiora al crescere della differenza di pressione tra aspirazione e mandata, peggiora all'aumentare della temperatura del fluido perché si ha un incremento dei trafiletti, peggiora al diminuire della temperatura sotto certi valori perché si ha una eccessiva viscosità dell'olio.

Alcuni esempi per imparare a leggere i diagrammi.



L'asse delle **ascisse** è definita dalla retta orizzontale, mentre l'asse delle **ordinate** è quella verticale. Il punto in cui s'incontrano le due rette è l'**origine**.

Nei diagrammi che seguono, le ascisse riportano i valori del numero di giri **rpm**, le ordinate indicano il valore in percentuale % del rendimento. Le due linee all'interno del diagramma evidenziano il comportamento del relativo rendimento in funzione della pressione, quella nera indica 100 bar, mentre la marrone identifica 250 bar. Conoscendo il numero di giri del motore si traccia una retta verticale che incontra la linea di pressione interessata nel punto rosso, che unita con l'asse delle ordinate indica il valore in % del rendimento.

Nei diagrammi riportati il primo esprime il rendimento totale **ηg** con un valore di circa il 94% a un numero di giri 1500/min e una pressione di 100 bar.

Il secondo diagramma dice che il rendimento volumetrico **ηv** è del 98%.

L'ultimo diagramma indica il rendimento meccanico **ηm** indica il 91% con 2500 rpm a una pressione di 100 bar.

Esempio: una pompa a ingranaggi con la cilindrata di **12 cm³** ruota a **1500 rpm** e garantisce una pressione di **15 Mpa**.

La portata misurata è di **0,95 m³ / h**.

La potenza meccanica in entrata alla pompa è di **4,5 kW**.

Calcolare il rendimento volumetrico, meccanico e totale.

Il rendimento **volumetrico** è:

$$Q_{\text{teo}} = \frac{c \cdot \text{rpm}}{1000} = \frac{12 \cdot 1500}{1000} = 18 \text{ l/min}$$

$$Q_{\text{reale}} = 0,95 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} = 0,95 \cdot 1000 : 60 = 15,83 \text{ l/min}$$

$$\eta_v = \frac{Q_{\text{reale}}}{Q_{\text{teo}}} = \frac{15,83}{18} \cdot 100 = 87,9 \%$$

Il rendimento **meccanico** è:

$$P = \frac{Q_{\text{reale}} \cdot p}{600} = \frac{15,83 \cdot 150}{600} = 3,96 \text{ kW}$$
$$\eta_m = \frac{P}{P_{\text{ent}}} = \frac{3,96}{4,5} \cdot 100 = 88\%$$

Il rendimento **totale** è: $\eta_g = \eta_v \cdot \eta_m = 87,9 \cdot 88 : 100 = 77\%$

Per una pompa a ingranaggi, in generale, si considerano i seguenti rendimenti:

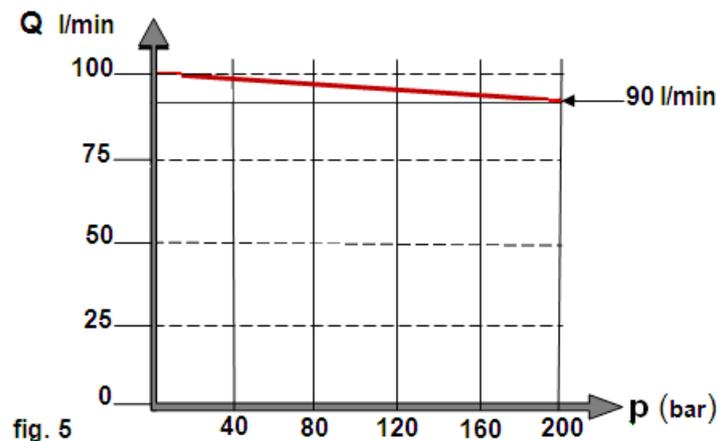
Rendimento volumetrico $\eta_v = 80\% \div 90\%$

Rendimento meccanico $\eta_m = 90\% \div 95\%$

Rendimento totale $\eta_g = 72\% \div 86\%$

Tutti i dati riportati sono indicativi. Per conoscere l'esatto valore occorre consultare il catalogo tecnico del costruttore.

Diagramma portata/pressione di una pompa



Se installiamo una pompa su di un banco prova idraulico, possiamo tracciare il diagramma

Q / p come rappresentato in fig. 5.

Dal diagramma si vede il comportamento della portata **Q** in funzione della pressione **p**.

Tenendo costante in numero di giri **rpm (n)** del motore di comando pompa, si nota che con l'aumento della pressione **p** la portata **Q** tende a diminuire.

Il valore in % della diminuzione della portata alla massima pressione determina il rendimento volumetrico η_v della pompa e quindi la bontà della costruzione meccanica.

Il diagramma (**fig. 5**) si può ricavare utilizzando un tester idraulico che è uno strumento portatile per la verifica diretta sull'impianto delle caratteristiche della pompa e del circuito in generale dei parametri di portata, pressione e temperatura. I valori letti permettono di stabilire le condizioni della pompa prima di procedere a un'eventuale sostituzione.

Per collegare il tester idraulico si stacca il tubo di mandata della pompa al distributore e si collega all'ingresso del tester, l'uscita va attaccata al serbatoio. Vedi schema sotto **fig.6**. La lettura della portata è data da una turbina (nero) che è messa in rotazione dal passaggio dell'olio. Il numero di giri della turbina è in funzione della velocità media del fluido che la attraversa.

La sua velocità di rotazione è captata da un pick-up magnetico (giallo) e la frequenza **f** generata è proporzionale alla portata della pompa con la formula: **Q (l/min) = f (hz)**.

Una scheda elettronica trasforma il segnale di frequenza **f (hz)** in un valore di portata che è letto su di un display (es. **100 l/min**).

La pressione sul manometro è data dalle perdite di carico che introduce il sistema di connessioni e la turbina stessa. (es. **5 bar**).

Per aumentare la pressione si ruota la valvola d'intercettazione (**marrone**) con l'apposito pomello e di conseguenza si ostruisce il passaggio dell'olio incrementando in maniera graduale la pressione. In altre parole si crea un carico alla pompa simulando il lavoro che compie un cilindro / motore idraulico. Siccome è l'operatore che regola la chiusura della valvola d'intercettazione, egli può ricavare i valori della portata in funzione della pressione e quindi tracciare il diagramma **fig. 5**. Il confronto dei dati ottenuti con quelli forniti dal costruttore specifica le condizioni della pompa.

Esempio d'installazione di un tester idraulico.

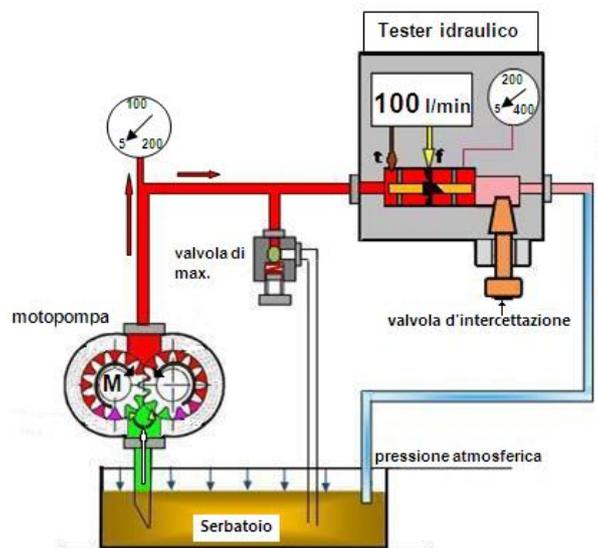


fig. 6

La prova, per essere valida deve essere fatta a una certa temperatura; questo valore è fornito dalla sonda **t** (**marrone**) che invia il segnale al display. Per un controllo più preciso, bisogna controllare il numero di giri del motore, in particolare se si tratta di un motore termico.

Il motore diesel tende a diminuire il proprio numero di giri quando è sotto sforzo a causa dell'incremento della pressione e pertanto occorre regolare i giri per avere un esatto valore della portata. Con un contagiri si controlla l'esatta rotazione (**rpm**) del motore elettrico o diesel.

L'aumento di pressione provoca nel circuito l'intervento della valvola limitatrice.

Alla pressione di apertura, che sarà sempre superiore ai 200 bar indicati nel diagramma (**fig.5**), la molla che tiene in sede la sfera della valvola comincia a cedere e una parte del flusso passa attraverso la limitatrice e si scarica nel serbatoio.

Sul display del tester quindi si leggerà un valore di portata più basso (**es. 90 l/min**),

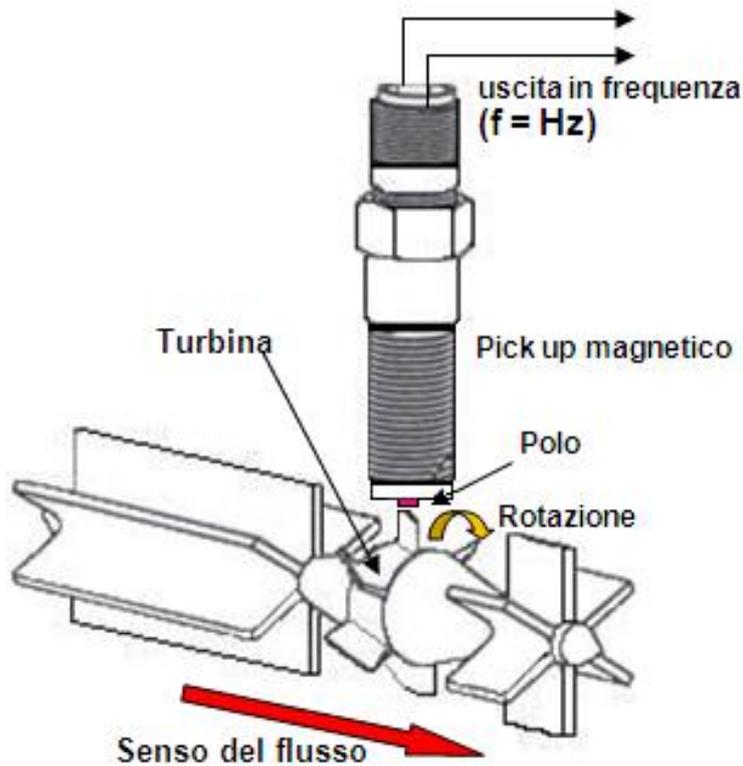
significa che 10 litri al minuto stanno passando dalla valvola di massima.

Al raggiungimento della pressione nominale alla quale è stata tarata, la valvola si apre completamente e sul display appare il valore di **0 (l/min)** perché tutta la portata è scaricata in serbatoio attraverso la valvola limitatrice.

Questa prova serve per verificare l'esatta taratura della pressione di apertura e nominale della valvola di massima.

La prova descritta è valida per qualsiasi tipo di pompa: ingranaggi, pistoni, palette, viti ecc..

Il tester idraulico è utilizzato per la ricerca di guasti della pompa, della valvola di massima, del distributore idraulico in un circuito oleodinamico. Nella prova descritta l'eventuale anomalia può essere causata sia dalla pompa sia dalla valvola di max.



Schema di funzionamento di una turbina.

Al passaggio del flusso di olio il pickup magnetico capta la rotazione delle palette della turbina assiale che è proporzionale alla velocità del fluido.

Di conseguenza il segnale di frequenza in uscita è proporzionale alla portata.

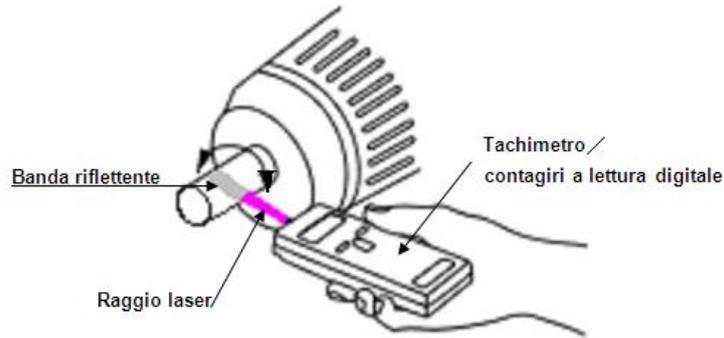
La distanza tra le palette e il pickup è importante perché se fosse troppo vicino alle palette, la turbina non sente le basse portate, mentre se installato troppo lontano, si avrà un segnale debole per le basse portate.

Controllo giri di un motore elettrico/termico:

Nella descrizione della prova con il tester idraulico abbiamo detto che bisogna controllare i giri del motore poiché la mandata della pompa è direttamente proporzionale al numero di giri del motore.

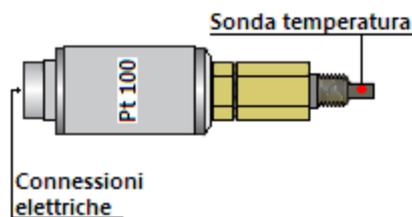
Per rilevare i giri si utilizzano degli apparecchi portatili che impiegano delle bande riflettenti che si fanno aderire all'albero rotante. Puntando il tachimetro verso la banda il raggio laser capta correttamente i giri della banda riflettente e quindi quelli del motore.

Esempio d'impiego di un tachimetro digitale

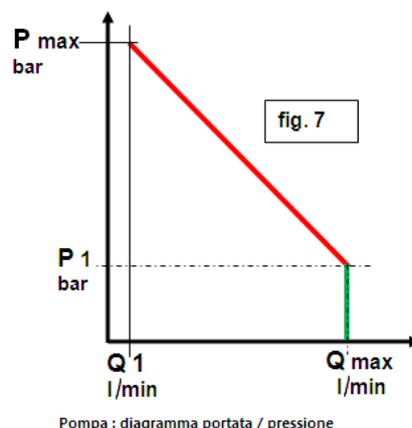


Per rilevare la temperatura si utilizza una termoresistenza di platino (**Pt**) che garantisce un'eccellente precisione su un largo campo di temperatura (da - 200 a + 850°C). Il principio di funzionamento consiste nel misurare la resistenza elettrica di un elemento di platino. Il tipo più comune (**Sensore PT100**) ha una resistenza di 100 Ohm a 0°C.

e 138.4 Ohm a 100°C. Con l'aumento della temperatura cambia il valore della resistenza elettrica in maniera proporzionale e l'elettronica del tester visualizza la temperatura dell'olio. La sonda è realizzata per resistere alla pressione che si genera nel tester.



Per quanto riguarda una pompa a pistoni a portata variabile è possibile tracciare il diagramma (**fig. 7**) d'inizio regolazione della pompa **Q max.** e **p1**; cioè controllare il valore di pressione in cui la pompa entra in regolazione con la conseguente diminuzione della portata, fino alla massima pressione **p max.** e relativa portata minima **Q 1**



Prendendo in considerazione una pompa a pistoni a portata variabile è possibile tracciare il diagramma di inizio regolazione. (fig.7). Si può controllare a quale valore di pressione **p1** la portata **Q max.** incomincia a diminuire; significa che la pompa entra in regolazione.

Alla massima pressione **p max.** si leggerà la portata **Q 1**, che è la minima portata della pompa. In questo modo si quantifica il rendimento reale della pompa, confrontando i dati rilevati con quelli forniti dal costruttore.

8) Grandezze e formule per il calcolo delle pompe:

Le grandezze che definiscono una pompa sono:

➤ c (Vg) = cilindrata della pompa	cm³
➤ c min/max = cilindrata per le pompe a portata variabile	cm³
➤ n = numero di giri dell'albero conduttore	giri / minuto (min⁻¹)
➤ Q = portata	l / min
➤ p = pressione di lavoro	bar
➤ M = coppia o momento torcente	N m
➤ N = potenza idraulica erogata dalla pompa	kW
➤ P = potenza meccanica erogata dal motore	kW
➤ ηv = rendimento volumetrico	%
➤ ηm = rendimento meccanico	%
➤ ηg = rendimento totale	%

La formula per il calcolo della **portata effettiva** o **portata generata** è:

$$Q = \frac{c \text{ (cm}^3\text{)} \cdot n \text{ (giri/min)} \cdot \eta_v}{1000} = \text{l/min} \quad \text{o} \quad Q = 10^{-3} \cdot c \cdot n \cdot \eta_v = \text{l} \cdot \text{min}^{-1}$$

Il valore 1000 serve per trasformare i cm³ in dm³ = litri.

Alcuni cataloghi scrivono la formula moltiplicando per 10⁻³. Vale a dire 1 : 1000 = 0,001 .

ηv è espresso come 95 : 100 = 0,95

Altri cataloghi utilizzano il valore **ηv = 95 %** la formula diventa:

$$Q = \frac{c \text{ (cm}^3\text{)} \cdot n \text{ (giri/min)} \cdot \eta_v(95)}{(1000 \cdot \%)\mathbf{100000}} = \text{l/min} \quad \text{oppure} \quad \mathbf{dm^3/min}$$

Da cui si ricava:

$$c \text{ (cilindrata)} = \frac{Q \cdot 1000}{n \cdot \eta_v} = \mathbf{cm^3}$$

Dove **n** oppure **rpm** esprime la velocità di rotazione della pompa al minuto.

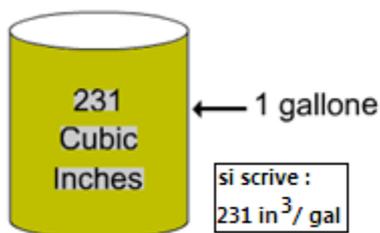
La formula per il calcolo della portata negli USA e INGHILTERRA è la seguente:

$$Q = \frac{D \cdot N \cdot E_v}{231} \text{ GPM}$$

dove **D** = **D**isplacement (cilindrata in pollici cubi al giro (**in³/rev**));

N = speed (giri al minuto o rpm) ; **E_v** = volumetric efficiency (rendimento volumetrico)

Il gallone americano equivale a 231 in³ (pollici cubi).



Occorre considerare altri due tipi di rendimenti quello meccanico e quello totale.

Il rendimento meccanico **η_m** è dato dal rapporto tra pressione effettiva sulla bocca di mandata e quella teorica prevista rilevata a un banco prova controllando la coppia.

Il rendimento globale

$$\eta_g = \eta_v \cdot \eta_m = 0,94 \cdot 0,87 = \mathbf{0,82 = 82\%}$$
 Si scrive anche **η_t** (totale).

Per rendimento meccanico **η_m** s'intende l'efficienza del componente e questo valore è sempre inferiore a 1 a causa degli attriti generati dagli organi in movimento, quali ingranaggi, perni, cuscinetti. Le pompe con un valore di rendimento meccanico che più si avvicinano a 1 sono di migliore qualità costruttiva.

I costruttori scrivono sul catalogo i dati esatti dei singoli rendimenti.

In generale la definizione di **rendimento η** (eta) è il rapporto tra la potenza effettiva,

cioè la potenza disponibile di un sistema e la potenza immessa in questo sistema.

La formula che definisce il rendimento è: $\eta = \frac{P_u}{P_e}$

Poiché in ogni sistema di potenza si verificano delle perdite, cioè all'interno della pompa avvengono delle perdite di potenza di conseguenza la potenza meccanica entrante sarà sempre superiore alla potenza idraulica in uscita.

Se la potenza disponibile all'uscita di una trasmissione è di 80 kW e la potenza immessa dal motore nella trasmissione è di 100 kW si ottiene il risultato

$$\eta = P_u : P_e = 80 : 100 = 0,8$$

Spesso è definito come rendimento dell'**80 %**

Esempio di cosa s'intende per rendimento:

Un salto di acqua di 14 metri ha la portata di 3 m³ al secondo e serve al funzionamento di una turbina che fornisce 294 kW di potenza. Qual' è il rendimento della macchina?

Soluzione: la potenza è data dal rapporto tra lavoro W e il tempo in secondi.

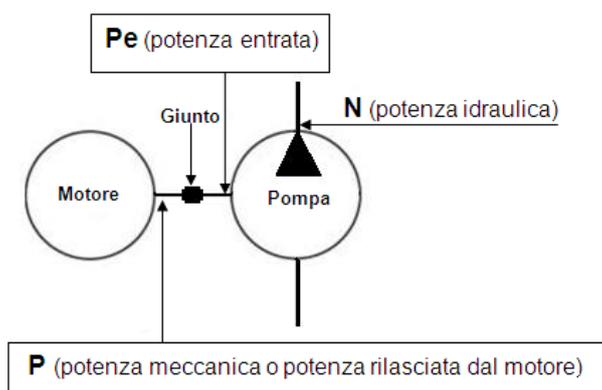
La formula è $P = W : t$, dove $W = F \cdot s$ (spostamento), quindi possiamo scrivere $P = \frac{F(N) \cdot s(m)}{t(secondi)} = w(\text{watt})$

Introducendo i valori numerici: $F = m \cdot a$ dove la massa $m = 3 \text{ m}^3$ corrisponde a 3.000 kg

$$F = 3.000 \cdot 9,81 = 29.430 \text{ N che arrotondiamo a } \mathbf{30.000 \text{ N}}$$

$$P = \frac{30.000(N) \cdot 14(m)}{1 (s)} = 420.000 \text{ w (watt): } \mathbf{1000 = 420 \text{ kW (potenza teorica)}}$$

Potenza resa : potenza teorica = rendimento $\eta = \frac{294}{420} = 0,7$ oppure **70%**



La potenza meccanica P il più delle volte corrisponde alla potenza in entrata P_e poiché la pompa è accoppiata direttamente al motore (assenza di trasmissione a cinghia, albero cardano o riduttore). Il calcolo della potenza in entrata P_e lo troveremo nella parte riguardante il dimensionamento del giunto.

8.1) La conoscenza della portata reale **Q** espressa in l / min. e della pressione massima del circuito **p** in bar, permette di calcolare la **potenza idraulica effettiva N** in kW necessaria al motore elettrico per garantire alla pompa il massimo delle prestazioni:

$$N = \frac{Q \text{ (l/min)} \cdot p \text{ (bar)}}{600 \cdot \eta_g} \text{ (kW)}$$

Oppure la vecchia formula:

$$N = \frac{Q \text{ (l/min)} \cdot p \text{ (bar)}}{450 \cdot \eta_g} \text{ (Hp)}$$

dalla quale si può ricavare la pressione **p** e la portata **Q**.

Nel calcolo della potenza del motore elettrico che comanda la pompa con pressione **p** si considera la pressione di taratura della valvola limitatrice di pressione (di massima) che solitamente è maggiore dal 10% al 20% della pressione di lavoro.

Il valore $\frac{1}{600}$ rende coerente l'equazione tenendo conto del rapporto tra **minuti** e **secondi** per il tempo e tra **m³** e **litri** per quanto riguarda la portata, tra i **watt** e i **kilowatt** per la potenza.

Nel sistema internazionale di misura SI, l'unità di potenza è espressa con:

$$P = \frac{W}{t} = \frac{J \text{ (joule)}}{s \text{ (secondi)}} = W \text{ (watt)}$$

Dove il lavoro $W = F \cdot s$ (**forza** · **spostamento**) . La forza **N** (newton) agisce nella direzione del percorso e compie uno spostamento **s** (metri) e il lavoro compiuto è identificato con **J** (joule).

Introducendo le corrette unità risulta:

$$P = \frac{W}{t} = \frac{N \cdot m}{s} = W \text{ (watt)}$$

In oleodinamica il calcolo della potenza è espresso dalla formula $P = Q \times p$ (**watt**) in cui

il valore della portata si deve trasformare da litri al minuto in metri cubi al secondo come richiesto dalle unità di misura SI. Pertanto la portata in litri al minuto deve essere divisa per 1000 che ottenere i m³ al minuto ,che va diviso per 60 per trasformare in secondi.

Il valore della pressione **p** in bar va convertito in Pascal che ha come unità di misura

il N/m² e un bar corrisponde a 100.000 N/m².

Il valore finale ottenuto corrisponde alla potenza in watt e quindi deve essere diviso per 1000 per avere i kW.

$$\frac{\mathbf{N \cdot m}}{\mathbf{s}} = \frac{(\mathbf{Q}) \mathbf{m^3}}{\mathbf{1000 \cdot 60 s}} \cdot \frac{(\mathbf{p}) \mathbf{100000 N}}{\mathbf{m^2}} = \frac{\mathbf{100 N \cdot m}}{\mathbf{60 s \cdot 1000 (kw)}} = \frac{\mathbf{1}}{\mathbf{600}} \frac{\mathbf{N \cdot m}}{\mathbf{s}}$$

La formula per il calcolo della potenza idraulica negli USA e INGHILTERRA è:

$$\mathbf{P out} = \frac{\mathbf{P (psi) \cdot Q (gpm)}}{\mathbf{1714}} \quad (\mathbf{HP}) \text{ horsepower}$$

dove **P** = pressione (**psi**); **Q** = portata (U.S **gpm**).

8.2) La potenza richiesta dalla pompa all'albero motore (comando) a un dato istante (**numero di giri**) e secondo le condizioni di carico (**M**), è definita come **potenza meccanica assorbita o erogata dal motore primo** in KW, dalla seguente formula:

$$\mathbf{P(kW)} = \frac{\mathbf{M (Nm) \cdot rpm (giri/min)}}{\mathbf{9554}}$$

9554 nel denominatore sta a indicare l'equivalenza di 1 Radiante al secondo che corrisponde a 9,554 giri minuto (moltiplicato per 1000 per determinare i kilowatt). Il valore di 9554 rende la formula coerente con il sistema di misura internazionale S.I che tiene conto dei Nm per la coppia, rad/s per il numero di giri ; kilowatt per la potenza.

Il sistema S.I utilizza il radiante al secondo come unità di misura della velocità angolare.

Pertanto, nelle formule di calcolo, trovano applicazione i Rad/s.

Esso è una particolare unità di misura degli angoli riferita proprio al rapporto tra il raggio di una circonferenza e l'arco compreso tra l'angolo; tale rapporto infatti è costante per ogni circonferenza e definisce il radiante.

Per vedere quanto vale un radiante possiamo considerare il caso limite di un angolo giro pari a 360°. L'angolo in radianti è definito come il rapporto tra l'arco di circonferenza compreso nell'angolo e il raggio: **rad** = $\frac{\text{arco}}{\text{raggio}}$; nel caso dell'angolo giro l'arco sarà tutta.

la circonferenza, cioè $2 \pi R$ e quindi: **rad** = $\frac{\text{arco}}{\text{raggio}} = \frac{2\pi R}{R} = 2\pi$

Quindi un angolo giro (360°) corrisponde a 6,28 radianti. Significa che un giro completo dell'albero motore corrisponde a 6,28 radianti.

A questo aggiungiamo che i giri di norma sono espressi sul minuto, mentre i radianti sul secondo. Pertanto, che per convertire 1 radiante al secondo in giri al minuto devo dividere il giro per i radianti e poi moltiplicare per i 60 secondi che compongono il minuto. Quindi, devo fare la divisione **1 : 6,28** della quale la risultante mi da la corrispondenza giri/radiante ossia 0.159, che poi vado a moltiplicare per i 60 secondi. Il valore ottenuto di 9,554 sono i giri al minuto e corrisponde a un radiante al secondo.

Quindi $9,554 \cdot 1000 = 9554$ per ottenere i kW.

Radianti al secondo	rad/s	1 rad/s = 60 rad/min = 0,159 giri/s x 60 = 9,554 giri/min
----------------------------	--------------	--

La potenza può essere calcolata utilizzando i radianti:

$P = M \cdot \text{Rad/s}$ il tutto diviso 1000 per ottenere i kW.

Esempio pratico. Dati tecnici a disposizione: coppia 300 Nm, giri/min. del motore 2500.

Calcolare la potenza utilizzando le due formule.

1) Utilizzando i giri al minuto $P = (300 \cdot 2500) : 9554 = 78,5 \text{ kW}$

2) Utilizzando i radianti devo trasformare i giri in radianti cioè

$$2500 : 9,554 = 261,6 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

$$\text{Oppure: } \omega = \frac{2\pi \cdot n}{60} = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{3,14 \cdot 2500}{30} = 261,6 \text{ rad/s}$$

$$P = (300 \cdot 261,6) : 1000 = 78,5 \text{ kW}$$

Gli americani e gli inglesi usano la seguente formula per il calcolo della potenza:

$$P \text{ in} = \frac{T \left(\frac{\text{inc}}{\text{lb}} \right) \cdot N}{63025} \text{ Hp}$$

Dove **T** = Torque (coppia inch - pounds = **inch - lb**)

N = speed (giri al minuto **rpm**)

oppure:

$$P \text{ in} = \frac{T \left(\frac{\text{ft}}{\text{lb}} \right) \cdot N}{5252} \text{ Hp}$$

Dove **T** = Torque (coppia foot - pounds = **ft - lb**)

8.3) Il momento torcente assorbito, deve intendersi il valore di coppia necessario per il funzionamento della pompa di una data cilindrata (**c**) alla sua massima pressione (**p**). La sua formula è la seguente:

$$M = \frac{c \cdot p}{20 \cdot \pi \cdot \eta m} \text{ (N m)}$$

c = cilindrata in cm^3/giro (NB: occorrono 1.000.000 di cm^3 per fare 1 m^3)

p = pressione in bar (1 bar = 100.000 pascal)

ηm = rendimento meccanico $\sim 0,90$.

$20 \cdot \pi$ si ottiene dalla trascrizione della formula con le unità di misura S.I.,dove

la cilindrata **c** deve essere espressa in m^3 , la pressione **p** in pascal $\frac{\text{N}}{\text{m}^2}$

$2 \cdot \pi \cdot f$ radianti (simbolo ω è la velocità angolare espressa in radianti al secondo, perché occorre tenere conto di un **giro** completo del motore **f =1**).

$$\frac{\text{cm}^3 \cdot \text{bar}}{2 \cdot \pi \cdot f} = \frac{10^{-6} \text{m}^3}{2 \cdot \pi \cdot 1} \cdot 10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = \frac{10^{-1} \text{m} \cdot 1 \text{N}}{2 \cdot \pi \cdot 1} = \frac{\text{m} \cdot 1 \text{N}}{10 \cdot 2 \cdot \pi} = \frac{1}{20 \cdot 3,14} \text{Nm}$$

Oppure:

$$\frac{\text{cm}^3 \cdot \text{bar}}{2 \cdot \pi \cdot f} = \frac{10^{-6} \text{m}^3}{2 \cdot \pi \cdot 1} \cdot 10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \text{riducendo trovo} \frac{10^{-1} \text{m} \cdot 1 \text{N}}{2 \cdot \pi \cdot 1} = \frac{\text{m} \cdot 1 \text{N}}{10 \cdot 2 \cdot \pi} = \frac{1}{20 \cdot \pi} \text{Nm}$$

Formula facilitata $M = 0,0159 \cdot c \cdot p \cdot \eta m$; dove $\frac{1}{20 \cdot 3,14} = 0,0159$

Gli americani e gli inglesi usano la seguente formula per il calcolo del momento torcente:

$$T = \frac{D \cdot p}{2 \cdot \pi \cdot E m} \text{ (in - lb)}$$

Dove **D** = Displacement (cilindrata in^3/rev) ; **p**= pressure in **psi**

Em = mechanical efficiency (rendimento meccanico)

8.4) La velocità di rotazione effettiva **n** (si scrive anche con **rpm** revolutions per minute) è data dalla seguente formula :

$$n = \frac{Q \text{ (l/min)} \cdot 1000}{c \text{ (cm}^3) \cdot \eta_v} \text{ giri/min}$$

Dove 1000 serve per trasformare i litri (dm³) in cm³.

8.5) La velocità dell'olio in un condotto è data dalla formula:

$$v = \frac{Q}{A \cdot 6} \text{ (m/s)}$$

Dove **Q** = portata (**lt / min.**) ed **A** = sezione del condotto **cm²**), il valore **6** serve per rendere coerente l'equazione.

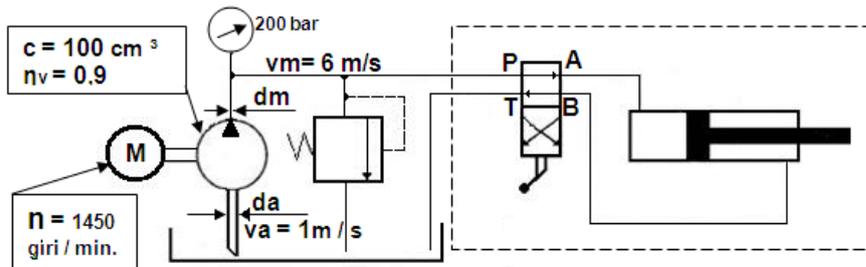
$$v = \frac{\text{dm}^3}{\text{min} \cdot \text{cm}^2} \text{ trasformiamo in unità SI} = \frac{\text{m}^3}{60\text{s} \cdot \text{m}^2} = \frac{(\text{dm}^3 = 0,001\text{m}^3)}{60\text{s} \cdot (\text{cm}^2 = 0,0001\text{m}^2)} = \frac{0,001 \text{ m}}{0,006 \text{ s}} = \frac{1\text{m}}{6\text{s}}$$

$$v = \frac{Q}{A \cdot 6} \left(\frac{\text{m}}{\text{s}} \right) = \left[\frac{1/\text{min}}{\text{cm}^2} = \frac{1000 \text{ cm}^3 / 60 \text{ s}}{\text{cm}^2} = \frac{100}{6} \left(\frac{\text{cm}}{\text{s}} \right) = \frac{1 \text{ m}}{6 \text{ s}} \right]$$

9) Applicazione delle formule di base per la pompa idraulica.

Con i dati riportati nello schema sottostante, calcoliamo:

- Portata della pompa in **l/min**
- Diametro del tubo di aspirazione **da**
- Diametro del tubo di mandata **dm**
- Potenza idraulica **N**.



- Calcolo della portata della pompa:

$$Q = \frac{c \cdot n \cdot \eta_v}{1000} = \frac{100 \cdot 1450 \cdot 0,9}{1000} = \frac{130500}{1000} = 130 \text{ l/min}$$

Dati di progetto:

Q = 130 l / 1' portata della pompa

va = 1 m/s velocità di aspirazione (valore che si ricava da tabelle)

Sa = ? sezione del tubo di aspirazione

(occorre tenere conto che la portata è espressa in l / min o dm³ / min, la sezione in cm², il tempo in secondi; quindi bisogna inserire **0,1666** che corrisponde a **1 : 6** per rendere l'equazione coerente.)

da = ? diametro interno tubo di aspirazione

p = 200 bar pressione di lavoro

Sm = ? sezione del tubo di mandata

vm = 6 m/s velocità olio in mandata (valore indicato anche nelle tabelle)

dm = ? diametro interno del tubo di mandata

- Calcolo del diametro interno del tubo d'aspirazione **da**:

La sezione **Sa** del tubo di aspirazione è data dalla formula:

$$v = \frac{Q}{A \cdot 6} \left(\frac{m}{s} \right) \text{ si ricava che: } \frac{1}{6} = 0,1666$$

$$S_a = \frac{Q \cdot 0,1666}{v_a} = \frac{130 \cdot 0,1666}{1} \text{ (oppure } \frac{130}{1 \cdot 6}) = 21,66 \text{ cm}^2$$

$$S_a = \frac{d^2(\text{mm}) \cdot \pi}{400} = \text{cm}^2, \text{ricavo } d = \sqrt{\frac{S_a \cdot 400}{\pi}} = \text{mm}$$

Applicando la formula dell'area

$$d_a = \sqrt{\frac{21,66 \cdot 400}{3,14}} = \sqrt{\frac{8664}{3,14}} = \sqrt{2760} = 52,5 \text{ mm}$$

Introducendo i valori noti.

$$S_a = \frac{d^2(\text{mm}) \cdot \pi}{400}, \text{ il valore di } \frac{\pi}{400} = 0,00785$$

Oppure utilizzando la formula abbreviata:

$$d_a = \sqrt{\frac{21,66}{0,00785}} = \sqrt{2760} = 52,5 \text{ mm}$$

Un'altra formula prevede l'impiego del numero fisso **4,607**, cioè

Il valore di 4,607 si ricava dalla $v = \frac{Q}{A \cdot 6}$; quindi $A = \frac{Q}{6 \cdot v}$; d_a

$$= \sqrt{\frac{A \cdot 400}{\pi}}; \text{ sostituendo la } A \text{ diventa: } d_a = \sqrt{\frac{Q \cdot 400}{6 \cdot v \cdot \pi}}, \text{ ma } \sqrt{\frac{400}{6 \cdot 3,14}} = 4,607, \text{ quindi } d_a$$

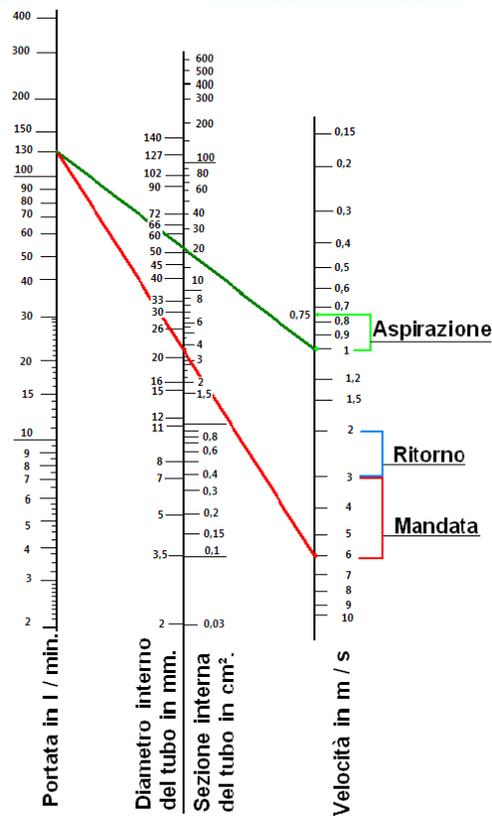
$$= 4,607 \cdot \sqrt{\frac{Q}{v}}$$

Quindi se si utilizza un tubo flessibile, dovrà avere un diametro interno di **2 1/2"**, cioè

$25,4 + 25,4 + 12,7 = 63,5 \text{ mm}$, perché bisogna tenere conto del restringimento dovuto al foro di passaggio del raccordo con uno spessore di 3 mm, quindi $63,5 - 6 = 57,5 \text{ mm}$.

I costruttori primari forniscono dei nomogrammi precisi per il dimensionamento dei tubi, qui sotto è riportato un esempio indicativo.

Congiungendo con una linea verde il valore di velocità di 1 m/s alla portata di 130 l/min s'interseca il dato relativo al diametro interno del tubo di aspirazione. Con la linea rossa si trova il diametro del tubo di mandata.



- Calcolo del diametro interno **dm** tubo di mandata.

Consideriamo che la velocità dell'olio **vm** in mandata è di 6 m/s.

La sezione del tubo di mandata **Sm** è data dalla formula:

$$S_m = \frac{Q \cdot 0,166}{v_m} = \frac{130 \cdot 0,1666}{6} = 3,6 \text{ cm}^2$$

da cui si ricava $dm = \sqrt{\frac{3,6}{0,00785}} = \sqrt{459} = 21,4 \text{ mm}$

Quindi se si utilizza un tubo flessibile, dovrà avere un diametro interno di 1"= 25,4 mm, perché l'inserito del raccordo avrà un passaggio di circa 21 mm.

La scelta di un tubo rigido dovrà tenere conto di eventuali strozzature dovute ai raccordi e lo spessore sarà adeguato alla pressione di esercizio. Dalle tabelle per il tubo st.37-4 si sceglie un diametro esterno di mm. 30 x 3 con pressione di esercizio di 216 bar.

- Calcolo della potenza idraulica **N**.

La potenza **N** è data dalla formula:

$$N = \frac{Q \cdot p}{600 \cdot \eta_g} = \frac{130 \cdot 200}{600 \cdot 0,85} = \frac{26.000}{510} = \mathbf{51 \text{ kW}}$$

Vecchia denominazione **Hp** = $51 \cdot 1,33 = \mathbf{68 \text{ CV}}$

Significa che la potenza del motore elettrico da installare come minimo, deve essere di

51 kW + 10% per valvola di massima = **56 kW**.

Dalla formula sopraindicata si comprende che tenendo fissa la potenza **N**, si può aumentare la pressione se diminuisco la portata e viceversa.

Questa regola vale per le pompe a portata variabile.

Seguiamo un altro ragionamento per il calcolo delle caratteristiche di una pompa.

Le caratteristiche dell'impianto richiedono i seguenti valori:

- Portata richiesta 50 l/min
- Motore elettrico 1500 giri/min
- Pressione di lavoro 150 bar.

Calcoliamo la cilindrata della pompa:

$$c = \frac{Q \cdot 1000}{n} = \frac{50 \cdot 1000}{1500} = \mathbf{33 \text{ cm}^3}$$

Dal catalogo si sceglie la cilindrata immediatamente superiore, per esempio **38 cm³**.

La portata teorica della pompa scelta è: $Q = \frac{c \cdot n}{1000} = \frac{38 \cdot 1500}{1000} = \mathbf{57 \text{ l/min}}$.

Il grafico della pompa indica una perdita di rendimento volumetrico η_v di 3 l/min.

alla pressione di 150 bar con olio con viscosità di 24 Cst;

quindi la portata reale $Q_r = 57 - 3 = \mathbf{54 \text{ l/min}}$.

La potenza effettiva $N = \frac{Q \cdot p}{600 \cdot \eta_g} = \frac{57 \cdot 150}{600 \cdot 0,85} = \mathbf{16,7 \text{ kW}}$

Riassumendo:

- Cilindrata $c = 38 \text{ cm}^3$
- Portata reale $Q_r = 54 \text{ l/min}$
- Potenza effettiva $N = 16,7 \text{ kW}$

Per la verifica dei valori dimensionati, i costruttori primari illustrano nei loro cataloghi una serie completa d'informazioni tecniche, formule pratiche, diagrammi per i calcoli oleodraulici.

Utilizzando le formule descritte si calcola la potenza del motore in kW e per una successiva verifica si può utilizzare il seguente diagramma di potenza, dove sulle ascisse sono riportati i valori di pressione in **bar** e sulle ordinate i valori di portata in **l/min**.

L'intersezione dei due valori con la curva della potenza esprime il valore in **kW** del motore da utilizzare.

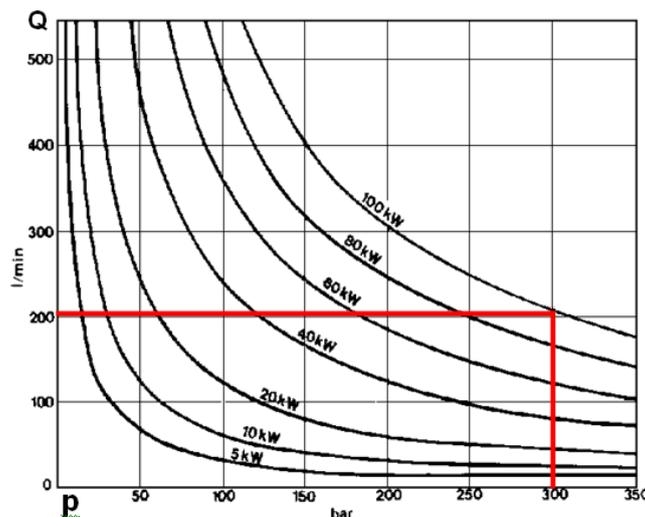
Esempio: la pompa eroga una portata di 300 l/min. La pressione nel circuito è di 200 bar.

L'intersezione dei due valori incontra la curva di potenza di 100 kW.

$$\text{Dalla formula } N = \frac{Q \cdot p}{600} = \frac{300 \cdot 200}{600} = 100 \text{ kW}$$

Il diagramma non tiene conto del rendimento generale η_g .

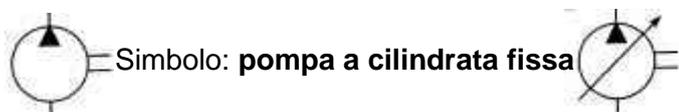
Diagramma di potenza in kW



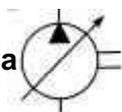
Tutte le norme di riferimento riguardante le pompe oleodinamiche si possono consultare sul sito dell'Assofluid, che è l'associazione italiana dei costruttori ed operatori del settore oleidraulico e pneumatico. Per leggere nel dettaglio la norma che interessa, occorre acquistarla presso la ISO, nella parte del sito internet dedicata all'acquisto.

10) TABELLA indicativa POMPA / PRESSIONE.

NB: i dati riportati nella tabella sono orientativi. Fare sempre riferimento ai cataloghi tecnici dei singoli costruttori.



Simbolo: **pompa a cilindrata fissa**



Simbolo: **pompa a cilindrata variabile**

Il cerchio rappresenta una pompa. Il triangolo nero ▲ indica il senso del flusso.

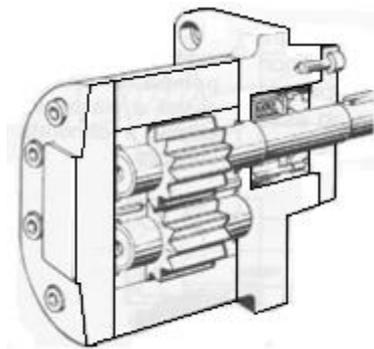
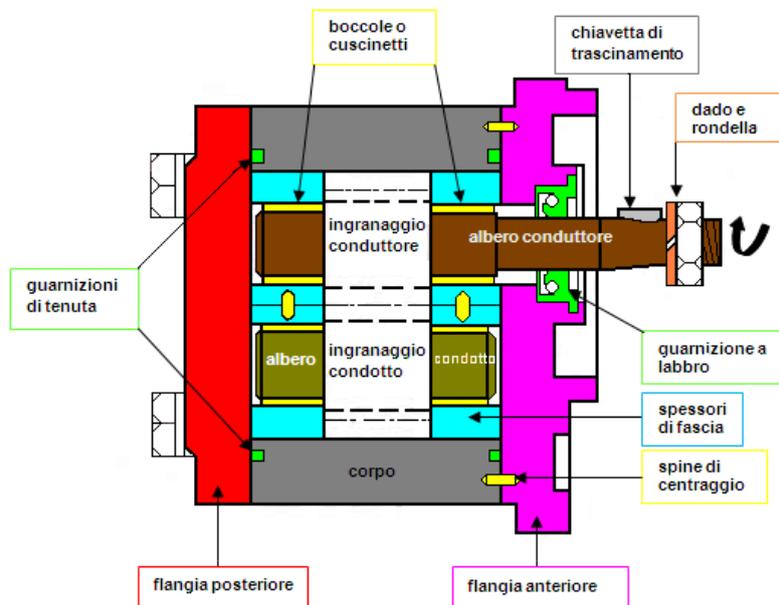
La freccia ↗ a 45° che attraversa il simbolo, indica che la pompa è a portata variabile. Le due linee laterali == specificano l'albero di trasmissione della pompa, collegato al motore elettrico/diesel.

TIPO POMPA	cm ³ min...max	PRESSIONE ESERCIZIO	PRESSIONE PICCO	SIMBOLO	CARATTERISTICHE GENERALI
INGRANAGGI ESTERNI	1...200	250 bar	280 bar		<ul style="list-style-type: none"> - costo contenuto - rpm 500 + 3000 - ηg 0,75 + 0,85 - rumorose
INGRANAGGI INTERNI	3... 250	300 bar	320 bar		<ul style="list-style-type: none"> - costo elevato - rpm 500 + 3500 - ηg 0,9 - silenziose
VITE	15...1000	120 bar	200 bar		<ul style="list-style-type: none"> - costo accettabile - rpm 500 + 5000 - ηg 0,75 - molto silenziose
PALETTE	10... 200	250 bar	280 bar		<ul style="list-style-type: none"> - costo moderato - rpm 500 + 3000 - ηg 0,85 - abbastanza silenziose
		315 bar	400 bar		
PISTONI RADIALI	1...100	450 bar	600 bar		<ul style="list-style-type: none"> - costo elevato - rpm 1000 + 3000 - ηg 0,9 - rumorose
PISTONI ASSIALI e INCLINATI	3...1000	420 bar	500 bar		<ul style="list-style-type: none"> - costo elevato - rpm 500 + 3000 - ηg 0,9 - rumorose

11) Considerazioni sulle pompe a ingranaggi.

I denti degli ingranaggi hanno lo scopo fondamentale di trasportare l'olio, usufruendo del principio della coniugabilità del profilo che mantiene un contatto costante fra i fianchi dei denti stessi; questo principio, abbinato a quello di far ruotare col minimo gioco gli ingranaggi nelle sedi di alloggiamento, produce l'effetto dell'aspirazione dell'olio da una parte della pompa e della mandata dall'altra parte. La pompa a ingranaggi esterni è uno dei componenti più utilizzati in oleodinamica, sia negli impianti fissi che nel settore mobile, per la semplicità di costruzione, per il costo accettabile, per la facilità di installazione, di manutenzione e per il peso contenuto in rapporto alla potenza trasmissibile.

In generale una pompa a ingranaggi è composta da una coppia di ingranaggi in cui l'ingranaggio conduttore trascina l'ingranaggio condotto trasferendo durante la rotazione l'olio dalla zona di aspirazione alla zona di mandata. Gli ingranaggi sono calettati su alberi supportati con boccole di materiale antifrizione o cuscinetti a rulli. Un corpo in alluminio o ghisa, distanziali di compensazione o spessori di fascia, una flangia anteriore di fissaggio, un coperchio di chiusura con relativi tiranti, una serie di guarnizioni di bilanciatura, di tenuta ed un anello paraolio completano la pompa.



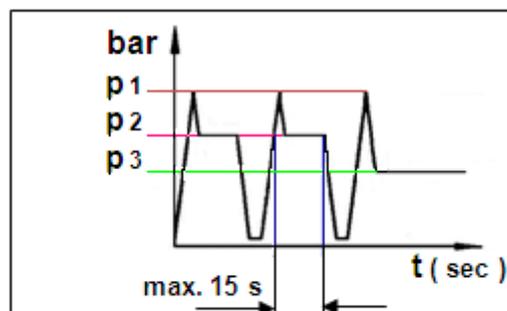
La classificazione delle pompe a ingranaggi, in generale, è suddivisa in gruppi ed ogni gruppo rappresenta una dimensione meccanica ben precisa. (0,5 – 1 – 2 – 3 – 3,5 – 4).

Le cilindrata sono comprese tra 1,4 a 200 cm³.

All'interno di ogni gruppo è possibile variare la cilindrata sostituendo gli spessori di fascia dell'ingranaggio (azzurro) e di conseguenza modificare la cilindrata, variando le altezze dei denti degli ingranaggi.

La pressione cui è sottoposta una pompa può essere definita come:

- pressione di picco **p 1**
- pressione di massima intermittente **p 2**
- pressione di massima continua **p 3**



Pressione di picco è identificata come colpo d'ariete. Sono quei fenomeni di pressione che si generano a causa di una rapida chiusura di una valvola o inversione di portata. Sono molto dannosi alla pompa e a tutto il circuito idraulico.

Pressione massima intermittente deve intendersi una pressione che supera le caratteristiche tecniche ammesse per brevi periodi.

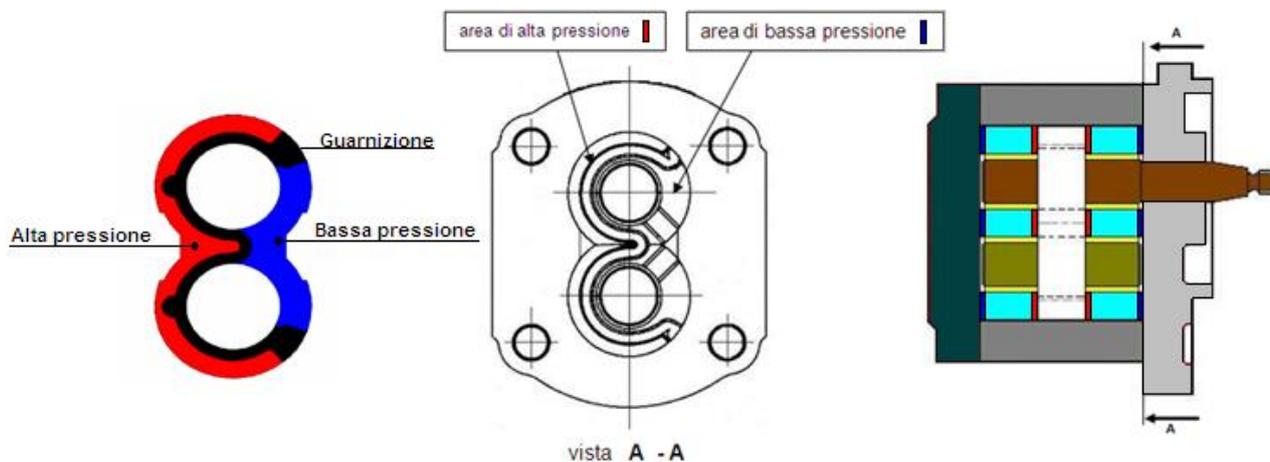
Pressione massima continua è il dato tecnico fornito dal costruttore per una corretta applicazione della pompa.

In generale quando la pressione della pompa supera i 200 bar, è evidenziata in maniera importante la rumorosità della pompa in particolare su impianti fissi.

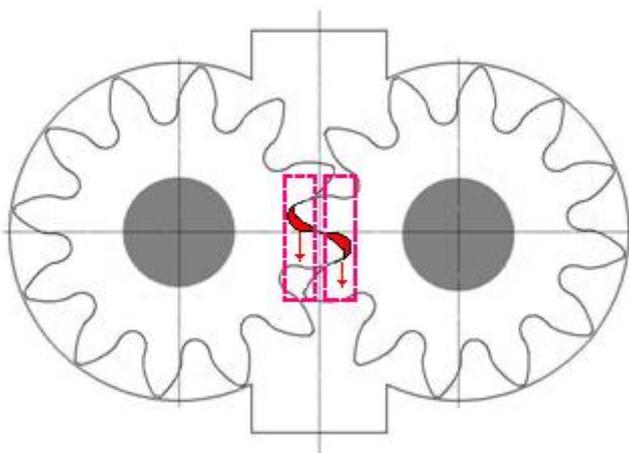
Alcuni costruttori offrono versioni di pompa con pressione esercizio di 300 bar e oltre.

Per ottenere prestazioni così alte, i costruttori hanno studiato un sistema di **compensazione dei giochi assiali o bilanciamento assiale e radiale**. Con questa soluzione è possibile ridurre le perdite per fughe che si generano in questa zona utilizzando la pressione (sostentamento idrostatico) per

spingere gli spessori di fascia contro le superfici laterali degli ingranaggi e creando nel contempo un velo di olio lubrificante che evita l'usura sui fianchi degli ingranaggi. In questo modo si ottiene un buon grado di rendimento indipendentemente dalla velocità di rotazione e dalla pressione.



Una pompa/motore a ingranaggi costruita con tolleranze troppe strette avrebbe delle difficoltà di rotazione. In particolare bisogna prevedere delle piccole cave di sfogo per l'olio "sprizzante" dalla zona di alta pressione verso quella di aspirazione.



Il fenomeno del cosiddetto "olio sprizzante" è dovuto alla incomprimibilità del fluido che rimanendo imprigionato nella zona di ingranamento dei denti (**rosso**) crea un'altissima pressione che provocherebbe una rotazione difficoltosa e pertanto deve avere una sua via di fuga. La forma delle cave negli spessori di fascia è realizzata secondo il progetto del costruttore. Il disegno sopra ha solo lo scopo di esempio indicativo.

La costruzione di una pompa/motore a ingranaggi deve essere un compromesso tra gli accoppiamenti:

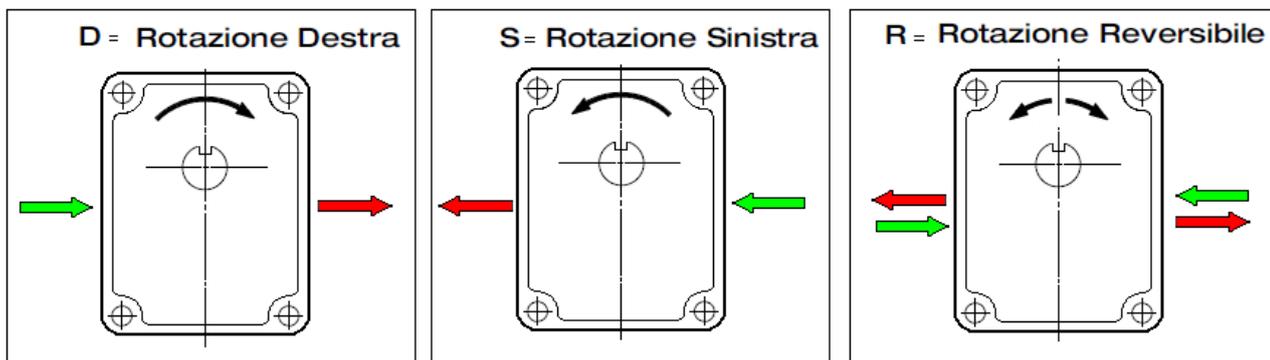
- Accoppiamento troppo grande = attrito ridotto /notevole trafilamento
- Accoppiamento troppo stretto = notevole attrito/ridotto trafilamento
- Accoppiamento fisso = con l'usura aumenta il trafilamento/

le perdite volumetriche aumentano con l'aumentare della pressione di esercizio.

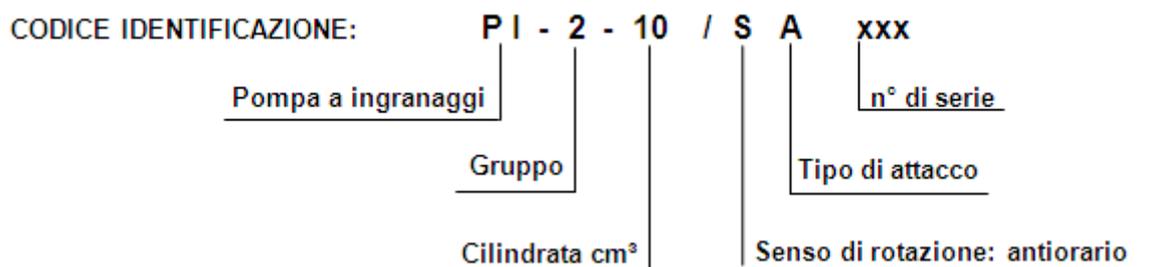
La versatilità di questo tipo di pompa è data anche dalla possibilità di cambiare il senso di rotazione intervenendo in maniera semplice al suo interno.

Il senso di rotazione di una pompa è definito in modo convenzionale; guardando la pompa

di fronte con l'albero conduttore (**marrone**) posizionato verso l'alto e sporgente verso chi guarda, se si tratta di una rotazione destra "**D**", il suo movimento sarà in senso orario con il lato di mandata a destra e quello di aspirazione a sinistra, viceversa per pompe con rotazione sinistra "**S**", tenendo lo stesso punto di osservazione. Esiste anche la soluzione di pompe reversibili "**R**" o bidirezionali in cui si alterna la caratteristica di rotazione.



Esempio di designazione di una pompa a ingranaggi esterni



Altre informazioni riguardano la forma dell'albero, le connessioni idrauliche, le guarnizioni e il drenaggio per le pompe reversibili, quando può funzionare da motore.

I cataloghi dei costruttori di pompe a ingranaggi riportano i seguenti dati:

- Gruppo pompa **1**
- Cilindrata da **1 a 8 cm³ / giro**
- Pressione massima continua **230 bar**
- Pressione massima intermittente **250 bar**
- Pressione massima di picco **280 bar**
- Pressione assoluta di aspirazione **0,75 bar**
- Velocità di rotazione da **500 a 3000 giri/min**
- Tipo di albero
- Materiale delle guarnizioni
- Campo di viscosità da 20 a 120 cSt
- Campo di temperatura da — 15 a + 80 °C max 120°C in funzione delle guarnizioni

La versatilità delle pompe a ingranaggi consente la realizzazione di pompe in **tandem** o **multiple** utilizzando pompe singole dello stesso gruppo o di gruppi diversi.

CARATTERISTICHE di un INGRANAGGIO.

Con riferimento alla figura sottostante in una ruota dentata, si definisce:

- **diametro esterno (de)**, il diametro massimo dell'ingranaggio.
- **diametro primitivo (dp)**, il diametro della ruota di frizione fittizia capace di trasmettere il moto con lo stesso rapporto di trasmissione della ruota dentata.
- **altezza del dente (h)**, massima altezza del dente compresa tra il diametro esterno e il diametro interno (**di**).
- **altezza di fascia del dente (b)**, spessore massimo dell'ingranaggio.
- **testa del dente**, la parte di esso compresa tra la circonferenza primitiva e la circonferenza esterna (detta anche di troncatura o di testa);
- **piede del dente**, la parte di esso compresa tra la circonferenza interna (detta anche di

fondo o di base) e la circonferenza primitiva;

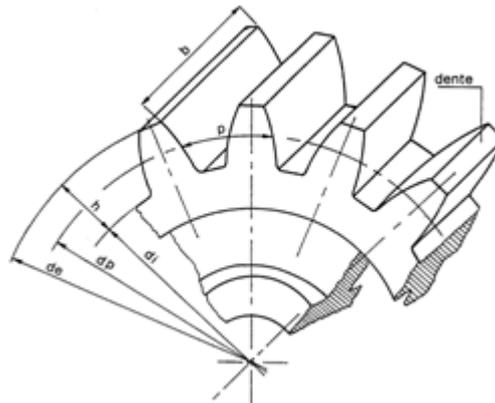
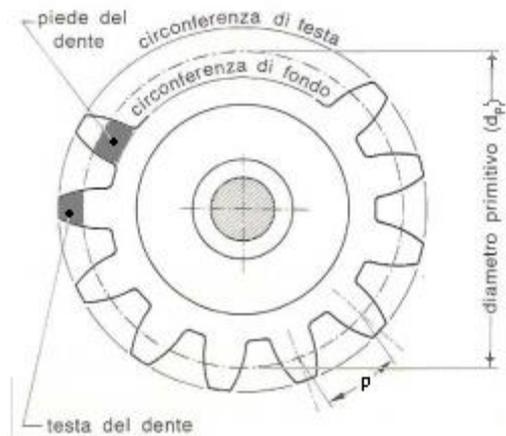
· **passo della dentatura (p)**, la distanza fra gli assi di due denti consecutivi, misurata in corrispondenza della circonferenza primitiva; se indichiamo con “**z**” il numero di denti della ruota, il passo della dentatura sarà dato da

$$p = \frac{\pi \cdot d_p}{z} = \pi \cdot m$$

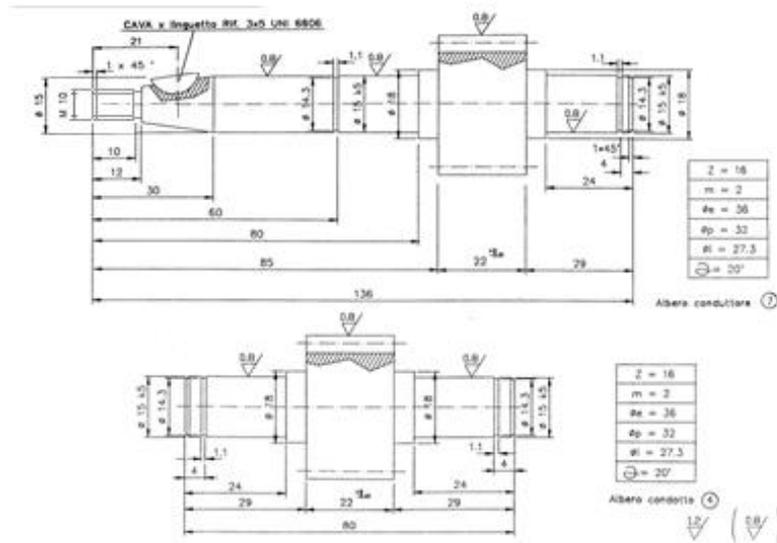
Il modulo **m** di un ingranaggio definisce il rapporto tra il diametro primitivo e il numero di denti,

$$m = \frac{d_p}{z}$$

è il parametro su cui si basa il dimensionamento degli ingranaggi.



Esempio di disegno degli alberi conduttore e condotto, completi di ingranaggi.



Bisogna tenere conto delle raccomandazioni fornite dai costruttori per la corretta installazione della pompa al fine di ottenere le massime prestazioni di servizio, di durata, riconoscimento della garanzia in casi di anomalia.

Verificare i fluidi utilizzabili indicati dal costruttore. In generale il campo di viscosità ammesso va da 10 a 300 mm² /s (cst).

Temperatura olio in serbatoio: -15°C a 80°C.

Valore di aspirazione in funzione dell'applicazione se sopra o sotto battente.

Filtrazione consigliata dal costruttore.

Velocità minima e massima ammessa in funzione del modello di pompa.

Curve di rendimento volumetrico e totale

Livello sonoro

Curve delle potenze assorbite in funzione del numero di giri e delle pressioni.

Dimensioni d'ingombro.

Materiali costruttivi di una pompa a ingranaggi.

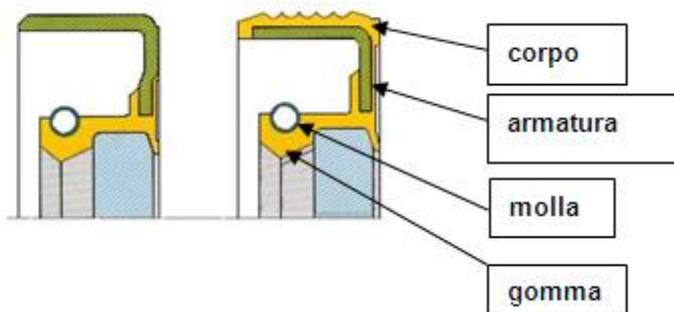
Particolare	Materiale
Corpo pompa	Profilato di alluminio estruso, trattato termicamente e anodizzato
Base	Lega di alluminio pressofusa con elevate caratteristiche meccaniche, trattato termicamente e anodizzato.
Coperchio	Profilato di alluminio estruso, trattato termicamente e anodizzato

Boccole di supporto ingranaggi	Leghe speciali con elevate caratteristiche antifrizione
Ingranaggi	Acciaio ad alta resistenza, cementati, temprati e rettificati. Il profilo del dente e le sue corrette geometrie determinano bassi livelli di rumorosità e pulsazione della portata.
Guarnizioni	Buna N o viton.
Anelli antiestrusione	Teflon PTFE

Questi dati sono indicativi.

Ogni costruttore sceglie con cura i materiali appropriati, garantisce lavorazioni meccaniche precise per ottenere bassi livelli di pulsazione, trafiletti minimi e soluzioni adeguate a ridurre la rumorosità della pompa durante il funzionamento.

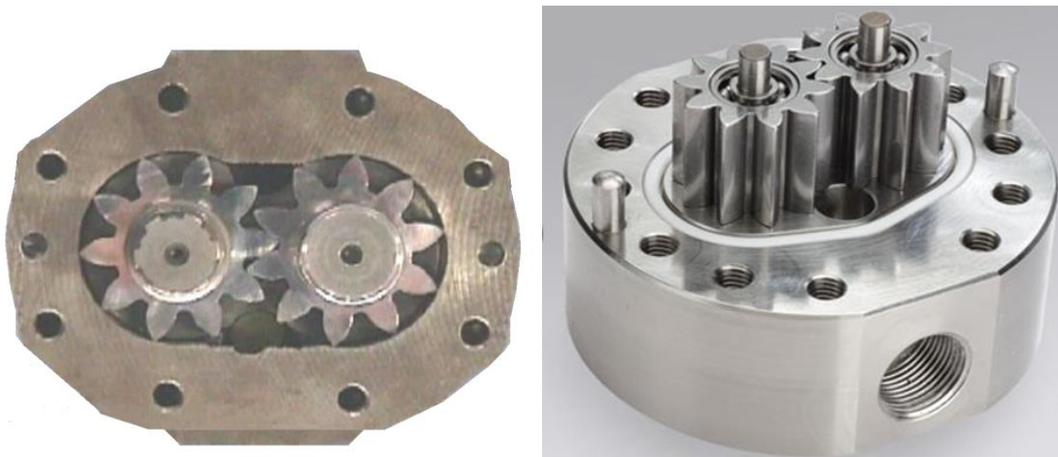
Guarnizioni per alberi rotanti:



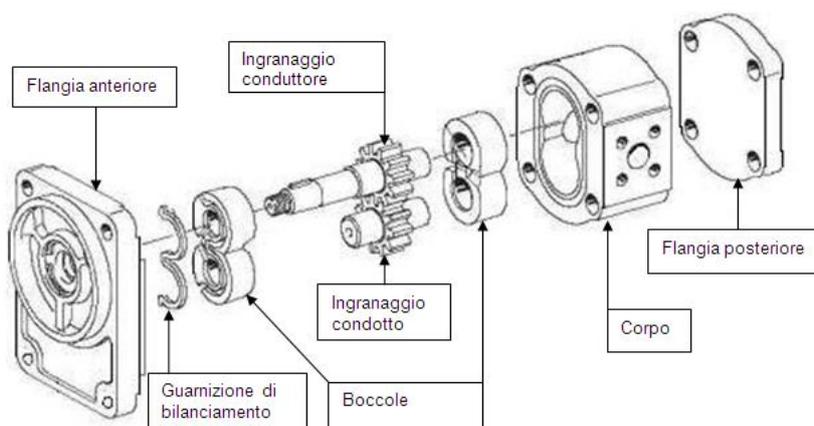
Le guarnizioni per alberi rotanti assicurano la tenuta sull'esterno di un albero rotante e si possono classificare tra le guarnizioni dinamiche. L'installazione prevede il montaggio in posizione fissa nella sede del corpo e il movimento rotante avviene tra la guarnizione e

l'albero rotante. Lo spigolo vivo del labbro di tenuta si appiattisce contro l'albero per una certa lunghezza e crea uno spessore di pochi micron che impedisce la perdita di olio.

Sezione di una pompa a ingranaggi

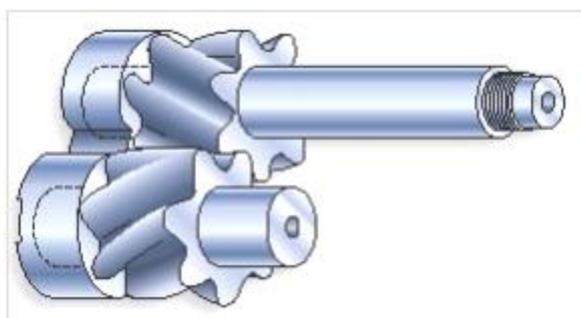


Parti di ricambio di una pompa a ingranaggi



Pompa a ingranaggi elicoidali.

L'ingranaggio elicoidale ha i denti tagliati con un certo angolo rispetto al piano, in modo che la superficie di spinta tra i denti sia maggiore e che il contatto avvenga più dolcemente eliminando lo stridore degli ingranaggi semplici. La costruzione meccanica complessa degli ingranaggi la rende più costosa rispetto alle altre pompe a ingranaggi diritti e la pressione di esercizio deve essere limitata.



Sono pompe concepite per il trasporto di fluidi a bassa pressione con un livello sonoro ridotto e basse pulsazioni. La pompa può essere costruita con una camera esterna per permettere il

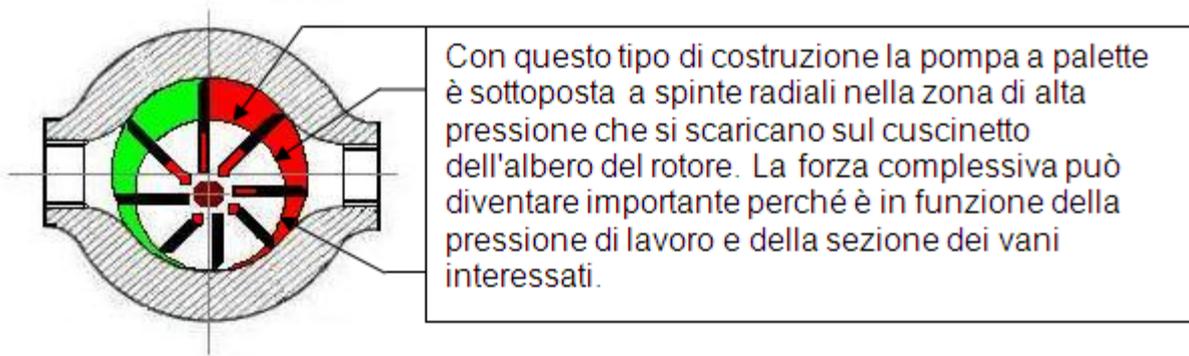
passaggio di un fluido riscaldante che serve per mantenere in temperatura il fluido che è pompato per garantirne un buon grado di viscosità. Un particolare tipo di fluido chiamato "olio diatermico" è impiegato per la trasmissione di calore al corpo della pompa con il vantaggio di mantenere uniformità di riscaldamento con temperature fino a +300°C.



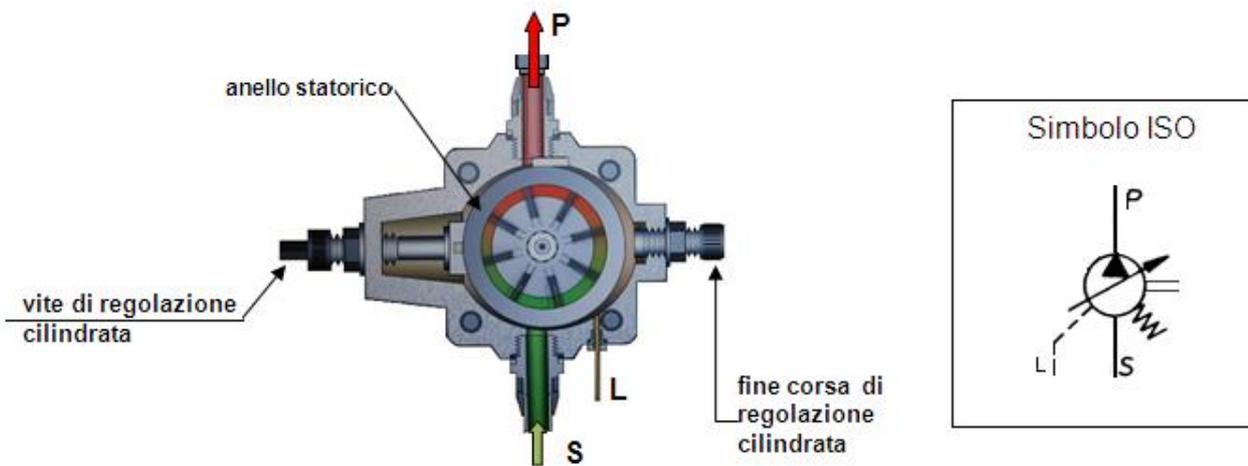
12) Considerazioni sulle pompe a palette.

Vista interna di una pompa a palette

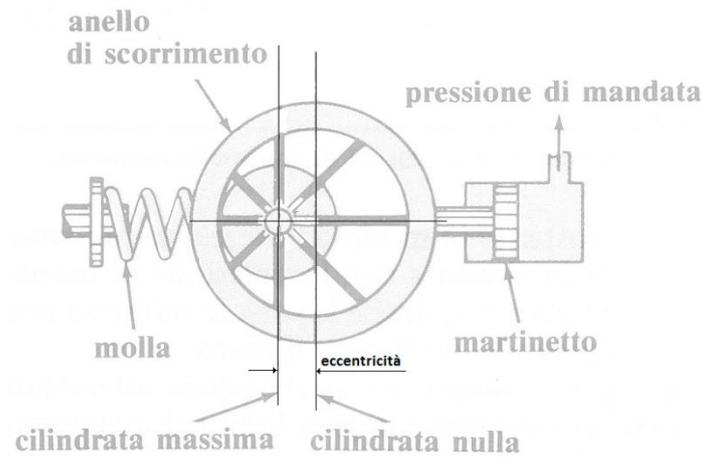




Pompa a palette **non** bilanciata a cilindrata **variabile**.



La variazione della cilindrata si ottiene intervenendo manualmente sulla vite di regolazione che sposta assialmente l'anello statorico variando l'eccentricità con il rotore e di conseguenza la cilindrata della pompa. La regolazione della cilindrata è ottenuta anche con una molla di contrasto su un lato e un cilindretto di spinta sull'altro lato.



In una pompa a palette compensata un piccolo martinetto agisce sulla cilindrata muovendo l'anello di reazione.

La cilindrata di una pompa a palette **non bilanciata** è data dalla formula:

$$c = A \cdot b \cdot z \text{ cm}^3$$

Dove **A** indica l'area compresa tra due palette consecutive, **b** lunghezza assiale del rotore, **z** definisce il numero di palette.

Per risalire alla cilindrata **approssimativa** di una pompa si utilizza la formula:

$$c = \frac{\pi}{2} \cdot e \cdot b \cdot d_r + d_c$$

dove: **e** indica il valore dell'eccentricità, **b** è la lunghezza assiale del rotore,

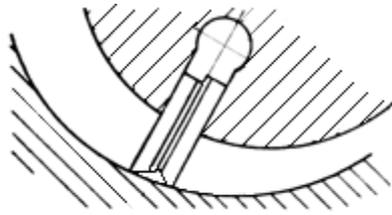
d_r rappresenta il diametro del rotore, **d_c** è il diametro interno della carcassa.

La formula non tiene conto dello spessore delle palette.

Le palette hanno un'importanza decisiva al fine del rendimento globale della pompa e sono oggetto di ricerche da parte dei tecnici per garantire le migliori prestazioni per quanto riguarda la resistenza all'usura dovuta allo strisciamento fra la superficie interna dell'anello statorico e le palette.

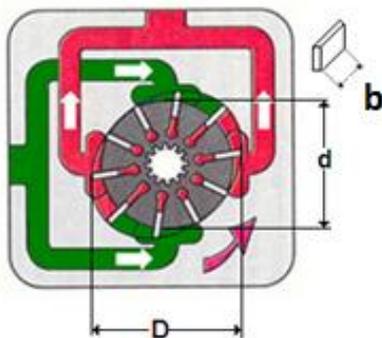
Esse sono tenute contro la carcassa dall'azione della forza centrifuga, ma se la velocità di rotazione è ridotta tale azione può essere insufficiente. Per questo motivo sono adottate delle soluzioni quali:

- Inserimento di una molla sul fondo della paletta per un'ulteriore spinta contro la carcassa
- Utilizzo della pressione di lavoro per il sostentamento idrostatico della paletta contro la carcassa.
- Riduzione dello spessore della paletta contro la carcassa per diminuire la forza di spinta e quindi l'usura
- Utilizzo di palette doppie cave con smussi idonei a ridurre il contatto
- Utilizzo di palette intra-vane



Esempio di paletta doppia con smussi contrapposti per ridurre l'attrito

Pompa a palette bilanciata.



$$c \text{ (cm}^3\text{)} = \frac{\pi}{4} \cdot b \cdot K \cdot (D^2 - d^2) - K \cdot b \cdot z \cdot \left(\frac{D-d}{2}\right) \text{ (da verificare)}$$

Dove:

b = dimensione assiale del rotore (paletta)

D = diametro maggiore (carcassa)

d = diametro minore (rotore)

z = numero delle palette

K = numero delle eccentricità (nel ns. esempio = 2)

La formula non tiene conto del volume occupato dalle palette.

Per ridurre la spinta sull'albero motore si utilizza uno statore con un profilo interno ellittico o a doppia eccentricità che prevede due zone di aspirazione e due di mandata.

Questa tecnica costruttiva permette di compensare lo sbilanciamento dovuto alla spinta radiale con notevoli benefici per il cuscinetto del rotore.

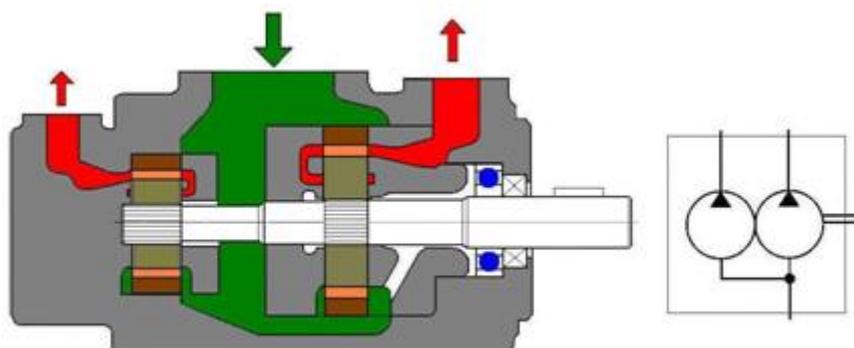
La forma esterna della pompa è solitamente quadrata.

Con questo tipo di costruzione non è possibile variare la cilindrata.

La versatilità delle pompe a palette permette di realizzare pompe doppie o triple fino a raggiungere cilindrata di 300 cm³/giro e oltre.

Inoltre il basso livello di rumorosità, la buona tolleranza a fluidi contaminati e la facilità di manutenzione permettono un largo impiego in molti settori sia su impianti fissi sia su impianti mobili.

Pompa a doppia mandata



Possiamo dividere le pompe a palette in tre categorie in funzione della pressione:

- bassa pressione fino a 70 bar
- media fino a 210 bar
- alta pressione fino a 400 bar pompa a palette a portata variabile.

Bisogna tenere presente che con la portata massima si avrà la pressione minima e che con la portata minima si avrà la pressione massima.

Il simbolo ISO mostra chiaramente che la cilindrata della pompa è variabile.

La lettera **L** indica un drenaggio dell'olio che si trova tra la carcassa e l'anello statorico.

Occorre seguire con attenzione le istruzioni di montaggio del fornitore per ottenere le migliori prestazioni della pompa.

PP/ I o M /G/P/D/A/R/

PP = pompa a palette / I = industriale o M = mobile/ G = grandezza/ P = portata/

D = senso di rotazione / A = forma dell'albero in uscita/ R = tipo di connessione in uscita.

Altre informazioni riguardano la pompa doppia, il tipo di guarnizioni, il codice di costruzione.

13) Considerazioni sulle pompe a pistoni assiali. (i pistoni si muovono lungo l'asse della pompa)

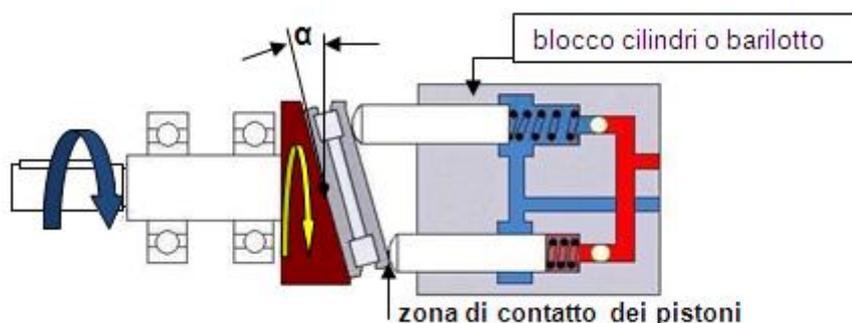
Le pompe a pistoni assiali si possono dividere in due categorie:

- Cilindrata fissa
- Cilindrata variabile

Le pompe a cilindrata **fissa** si possono suddividere in sottogruppi:

- Piastra inclinata con blocco cilindri fisso.
- Piastra inclinata con blocco cilindri rotante.
- Piastra perpendicolare all'albero con blocco cilindri inclinato. (corpo inclinato)

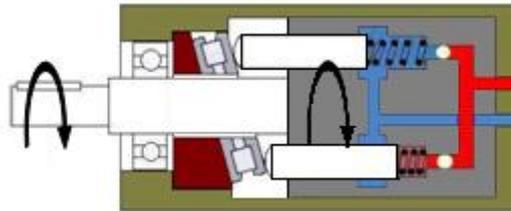
Pompa a pistoni assiali, cilindrata fissa, piastra inclinata rotante, blocco cilindri **fisso**.



La piastra inclinata (**marrone**) è solidale con l'albero di trasmissione moto, una serie di pompanti in numero dispari è alloggiata parallelamente (assialmente) nel corpo della pompa e i pistoni sono premuti contro la piastra inclinata con delle molle. La rotazione della piastra provvede al movimento alternato dei pistoni che scivolando lungo il piano inclinato della piastra, aspirano e mandano l'olio alle bocche interessate da un'apposita piastra. Una valvola unidirezionale su ciascuna bocca garantisce la corretta aspirazione e mandata. La corsa dei pistoni è in funzione dell'angolo d'inclinazione α della piastra e di conseguenza la cilindrata. La conformazione della testa dei pistoni, il numero dei pompanti, la posizione delle molle, l'inclinazione della piastra sono caratteristiche tecniche di ciascun costruttore. Questa tipologia di pompa garantisce eccellenti prestazioni con pressioni che arrivano a 500 bar, rotazioni da 1000 a 3000 giri/minuto e $\eta_g = 0,9 \div 0,95$.

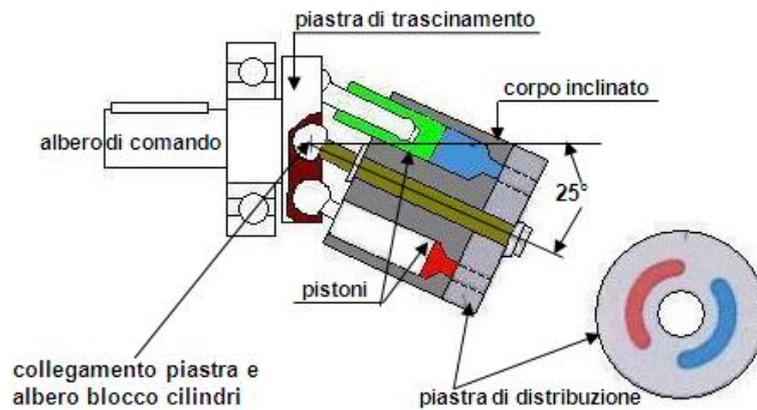
Occorre tenere presente che il numero dei pistoni nelle pompe assiali è sempre dispari perché garantisce una regolarità di mandata con scarse pulsazioni del flusso.

Pompa a pistoni assiali, cilindrata fissa, piastra inclinata fissa ,blocco cilindri **rotante**.



Il funzionamento meccanico è sostanzialmente come la precedente, la differenza sta nell'albero di trasmissione rotazione che è collegato con il blocco cilindri e quindi ne determina la rotazione. La piastra inclinata di 15° è fissa sul corpo della pompa e lo strisciamento dei pistoni può essere realizzato con un nodo sferico. Le molle all'interno dei pistoni garantiscono la spinta di contatto con la piastra e possono essere sostituite da una molla centrale installata sull'albero di trasmissione.

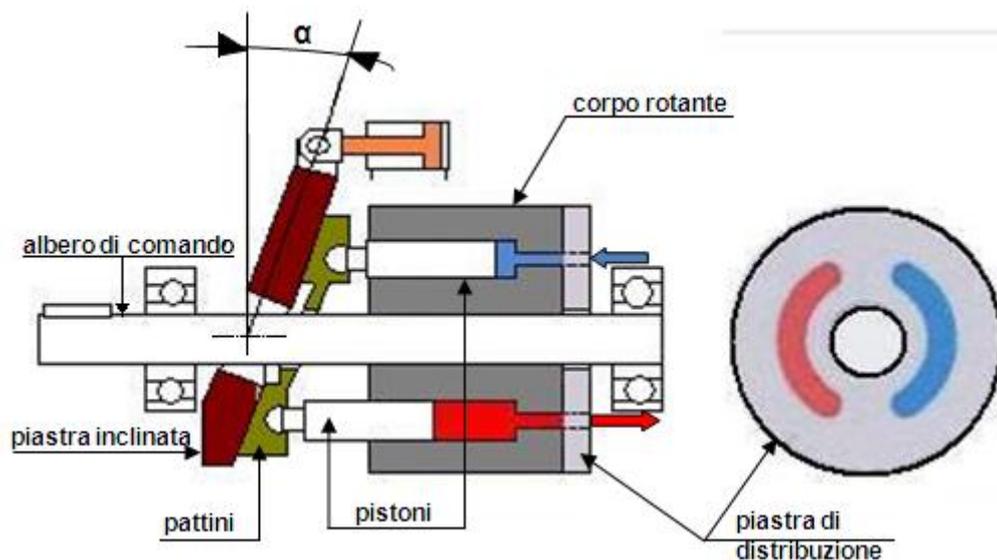
Pompa a pistoni assiali cilindrata fissa, con **blocco cilindri inclinato e rotante**



Questa pompa presenta una piastra di trascinamento perpendicolare all'albero motore, mentre il blocco cilindri è inclinato di 25° e posto in rotazione dall'albero di comando. A scelta del costruttore è realizzato il collegamento tra piastra e albero di rotazione blocco cilindri. Le tecniche costruttive prevedono l'impiego di un giunto cardanico, di un sistema di bielle oppure di una coppia d'ingranaggi conici. L'olio di aspirazione e di mandata passa attraverso un'apposita piastra di distribuzione.

Le pompe a pistoni a cilindrata **variabile** si possono suddividere in sottogruppi:

- ❖ Pistoni assiali con piastra inclinata mobile e blocco cilindri rotante

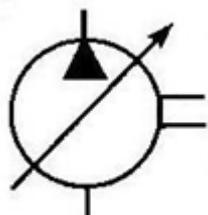
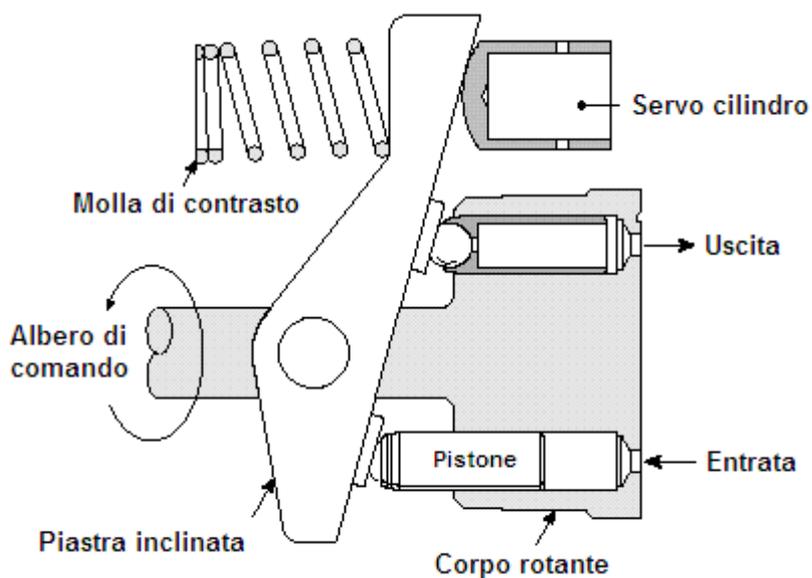


E' un'unità con i pistoni disposti parallelamente all'albero di comando. Il blocco cilindri ruota perché è solidale con l'albero di comando. La piastra inclinata non gira, contro di essa scivolano i pattini dei pistoni. La corsa dei pistoni è dovuta all'inclinazione α (15°) della piastra nei confronti del corpo

rotante. Inclinando la piastra per mezzo di opportuni sistemi si varia la corsa dei pistoni (cilindrata) e di conseguenza cambia la portata.

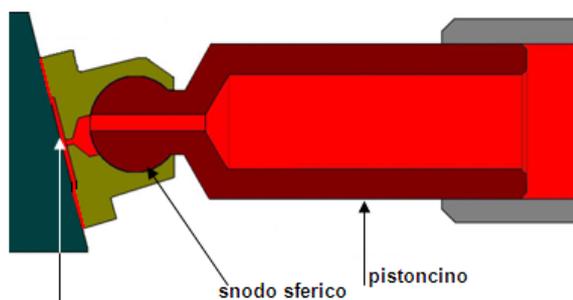
Con la piastra perpendicolare all'albero, con angolo di 0° , la portata è nulla.

La pressione di lavoro raggiunge i 450 bar.



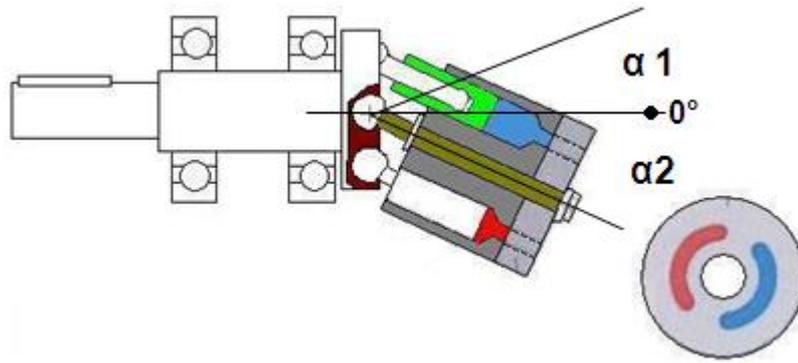
Simbolo ISO di una pompa a cilindrata variabile

Particolare della zona di contatto pistoncini-piastra.

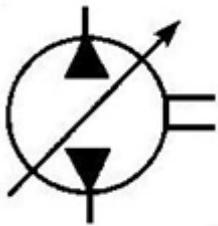


Sostentamento idrostatico; si utilizza la pressione per formare un velo di olio antifrizione e lubrificante. In pratica il pattino è sostenuto dalla pressione.

❖ Pompa a cilindrata variabile, pistoni assiali, blocco cilindri inclinabile **in due sensi**.

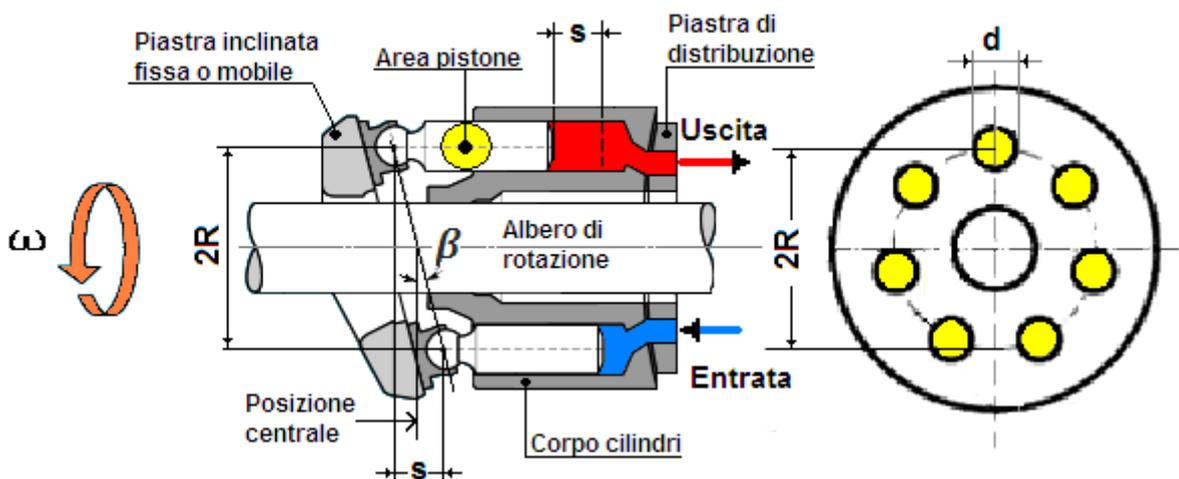


Dove α rappresenta l'angolo d'inclinazione nei due sensi . Con il blocco cilindri al massimo dell'inclinazione superiore $\alpha 1$ si ottiene la massima portata in un senso, con il blocco cilindri nella posizione massima inferiore $\alpha 2$ si ottiene la massima portata nel senso opposto; con il blocco cilindri in posizione neutra, cioè con $\alpha = 0^\circ$ si avrà l'annullamento della portata. Opportuni accorgimenti tecnici permettono l'inclinazione del blocco cilindri e di conseguenza sia la regolazione della portata che del senso del flusso.



Simbolo ISO pompa a cilindrata variabile con mandata reversibile e un senso di rotazione

Pompa / motore a pistoni assiali, piastra (piatto) inclinata, cilindrata fissa o variabile



Formula per il calcolo della cilindrata. $c \text{ (cm}^3\text{/giro)} = \frac{\pi \cdot d^2}{2} \cdot R \cdot \tan\beta \cdot N$

Area del pistone: $A \text{ (cm}^2\text{)} = \frac{\pi \cdot d^2}{4}$

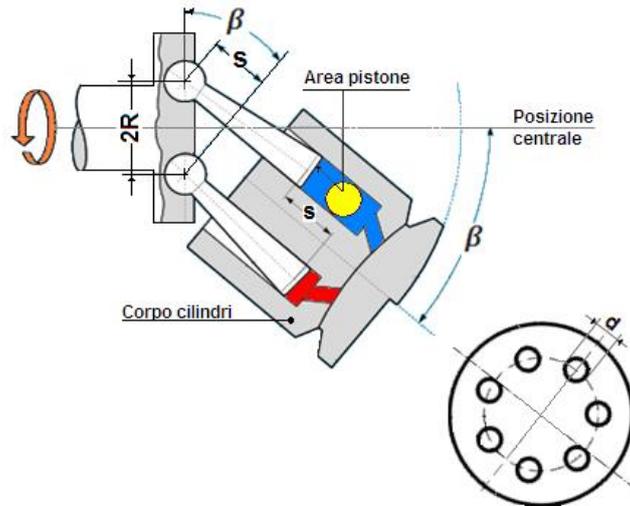
Corsa del pistone $s \text{ (cm)} = 2R \cdot \tan\beta$

Numero di pistoni **N**

Volume di un cilindro in cm^3 : $V_1 = A \cdot s = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot 2R \cdot \tan\beta = \frac{\pi \cdot d^2}{2} \cdot R \cdot \tan\beta$

Cilindrata della pompa $c \text{ (cm}^3\text{/giro)} = V_1 \cdot N = \frac{\pi \cdot d^2}{2} \cdot R \cdot \tan\beta \cdot N$

Pompa/Motore a pistoni assiali a cilindrata fissa o variabile con corpo (blocco cilindri) inclinato.



Formula per il calcolo della cilindrata. $c \text{ (cm}^3\text{/giro)} = \frac{\pi \cdot d^2}{2} \cdot R \cdot \sin\beta \cdot N$

Area del pistone: $A \text{ (cm}^2\text{)} = \frac{\pi \cdot d^2}{4}$

Corsa del pistone $s \text{ (cm)} = 2R \cdot \sin\beta$

Numero di pistoni **N**

Volume di un cilindro in cm^3 : $V_1 = A \cdot s = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot 2R \cdot \sin\beta = \frac{\pi \cdot d^2}{2} \cdot R \cdot \sin\beta$

Cilindrata della pompa $c \text{ (cm}^3\text{/giro)} = V_1 \cdot N = \frac{\pi \cdot d^2}{2} \cdot R \cdot \sin\beta \cdot N$

Per calcolare il seno di un numero con una **calcolatrice scientifica**, basta inserire quel numero e premere "sen" o "sin".

Fissando $\beta \text{ max} = 25^\circ$ cui corrisponde la massima cilindrata della pompa **c max**, durante la variazione dell'angolo β , la cilindrata **c_x** si ricava dalla seguente formula:

$$c_x = c_{\text{max}} \cdot \frac{\sin \beta}{\sin \beta \text{ max } (25^\circ)}$$

Esempio: se $c_{\max} = 100 \text{ cm}^3/\text{giro}$; portando l'inclinazione a 10° ,

la cilindrata $c_x(10^\circ) = 100 \cdot \frac{\sin 10^\circ}{\sin 25^\circ} = 100 \cdot \frac{0,173}{0,422} = 100 \cdot 0,41 = 41 \text{ cm}^3/\text{giro}$ e di conseguenza variano le portate alle diverse inclinazioni.

Per quanto riguarda la variazione della cilindrata, essa è effettuata tramite regolatori automatici che tengono conto dei vari parametri di pressione, portata e potenza.

Citiamo alcuni tipi di regolatori della cilindrata, senza approfondire la materia che richiede una preparazione più approfondita del settore oleodinamico.

I regolatori possono essere:

- Manuali
- A potenza costante
- Ad annullamento di portata
- Di pressione
- Di pressione con sensibilità al carico (load sensing)
- Somma di potenze

Confronto della potenza utilizzata e dissipata tra una pompa fissa e una a portata variabile:

Dati del problema:

Portata della pompa: 50 l/min.

Portata regolata : 25 l/min.

Taratura valvola di massima :200 bar

Pressione per muovere il carico : 140 bar.

Calcolare la potenza impiegata per l'estensione del cilindro e la potenza sprecata con le due diverse tipologie di pompa:

La potenza impiegata per l'estensione del cilindro dipende dalla portata erogata e dalla pressione del circuito ed è data dalla formula:

$$N = \frac{Q \cdot p}{600 \cdot \eta_g} \text{ (kW)} \text{ oppure } N = \frac{Q \cdot p}{450 \cdot \eta_g} \text{ (Hp)}$$

Utilizzando una pompa a portata fissa si avrà:

Sostituendo i valori noti, la potenza totale impiegata sarà:

$$N = \frac{50 \cdot 200}{600 \cdot 0,8} = 20,8 \text{ kW} \text{ Oppure: } N = \frac{50 \cdot 200}{450 \cdot 0,8} = 27,7 \text{ HP}$$

La potenza persa attraverso la valvola limitatrice:

$$N1 = \frac{25 \cdot 200}{600 \cdot 0,8} = 10,4 \text{ kW}$$

La potenza persa per la regolazione della velocità:

$$N2 = \frac{25 \cdot (200 - 140)}{600 \cdot 0,8} = 3,1 \text{ kW}$$

La potenza utilizzata per lo spostamento del cilindro:

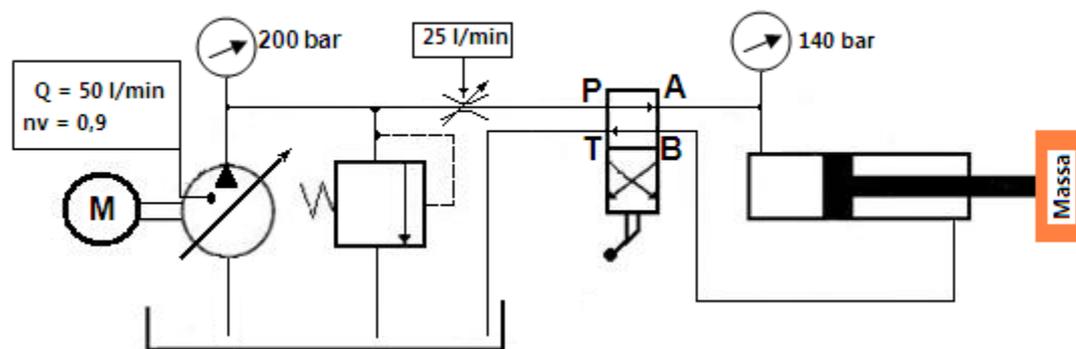
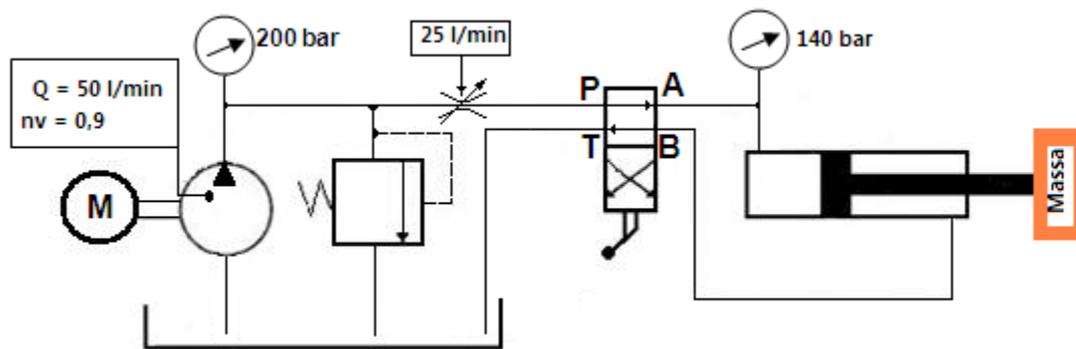
$$N3 = \frac{25 \cdot 140}{600 \cdot 0,8} = 7,3 \text{ kW}$$

La pompa a portata variabile utilizzerà per l'estensione del cilindro una potenza:

$$N4 = \frac{25 \cdot 200}{600 \cdot 0,8} = 10,4 \text{ kW}$$

mentre la potenza persa risulta uguale a **N2**.

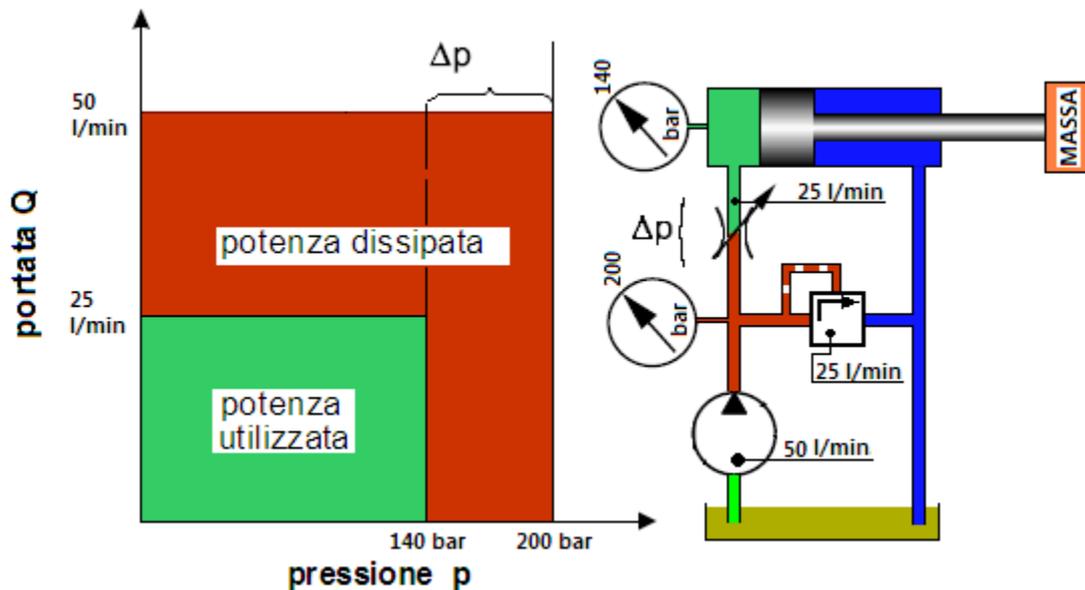
Ricordiamo che per l'estensione del cilindro la pompa fissa utilizza 20,8 kW e spreca 13,5 kW, mentre la pompa a portata variabile impiega 10,4 kW e spreca 3,1 kW.



Pompa a portata fissa: la pressione di 200 bar letta sul manometro corrisponde alla pressione generata dal carico (140 bar) più la pressione originata dallo strozzatore che serve per ridurre la velocità dell'attuatore e quindi si crea un Δp di 60 bar. La valvola limitatrice scarica il fluido eccedente in serbatoio.

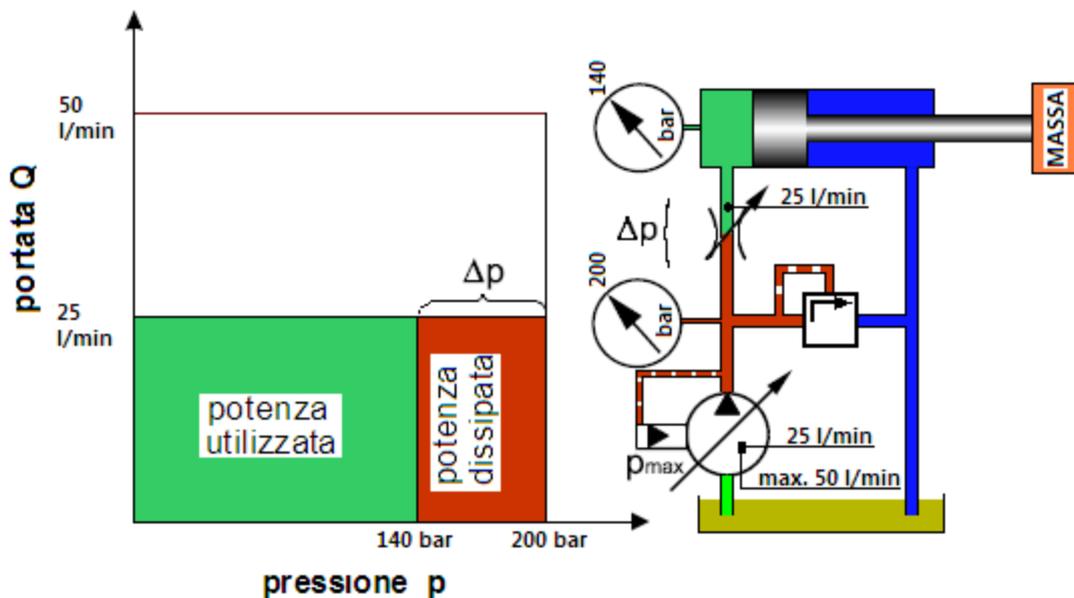
La potenza totale assorbita è data dal prodotto della portata per la pressione del circuito. Parte di tale potenza è dissipata in calore dalla portata che attraversa la valvola limitatrice di pressione (se aperta) e in parte dissipata in calore sullo strozzatore variabile che controlla la velocità del carico.

La quantità di potenza rimanente è adoperata per compiere il lavoro richiesto.



L'uso di una pompa a cilindrata variabile permette lo sviluppo di sistemi con buone caratteristiche in termini di assorbimento e risparmio di energia.

La pompa a portata variabile è dotata di un sistema di regolazione in pressione che mantiene costante la pressione del sistema indipendentemente dal valore della portata assorbita. Grazie a questo regolatore la pompa a cilindrata variabile eroga esattamente la portata richiesta dall'attuatore. La potenza assorbita dipende dalla portata erogata dalla pompa e dalla pressione di lavoro. La potenza assorbita è in parte dissipata in calore sullo strozzatore variabile che controlla la velocità del carico e la rimanente parte è utilizzata per il lavoro richiesto al sistema.



Le pompe a pistoni assiali trovano impiego sia nei circuiti aperti sia nei circuiti chiusi.

In generale in un **circuito aperto** l'olio è aspirato da una o più pompe dal serbatoio, controllato dalle valvole, utilizzato dai cilindri /motori ed inviato al serbatoio prima di essere rimesso in circolazione. Con questo tipo di circuito la pompa gira sempre nello stesso senso.

In un **circuito chiuso** l'olio di ritorno è rinviato alla bocca di aspirazione della pompa, cioè **non** ritorna al serbatoio.

Teoricamente tale sistema non richiederebbe alcun reintegro di olio, ma i normali trafileamenti sono compensati da una pompa ad ingranaggi che ha anche la funzione di inviare l'olio ad uno scambiatore per l'opportuno raffreddamento e filtraggio. Con questo tipo di circuito il motore di comando mantiene lo stesso senso di rotazione, mentre

la pompa può cambiare il senso di rotazione, cioè la mandata diventa scarico e viceversa. Quest'applicazione trova il suo naturale impiego nelle trasmissioni idrostatiche per autobetoniere, rulli compressori, macchine movimento terra in genere, carrelli elevatori.

Chi non ha mai visto lavorare un rullo compressore che serve per asfaltare una strada?

Ebbene il movimento di avanti e indietro del rullo è garantito da una trasmissione idrostatica che ne controlla la velocità di avanzamento in entrambi i sensi di marcia.

L'applicazione di una pompa a portata variabile in circuito aperto serve per utilizzare al meglio le caratteristiche della pompa stessa.

Come esempio si può considerare una pressa idraulica che deve pressare una lamiera per una corsa di lavoro di 20 mm.

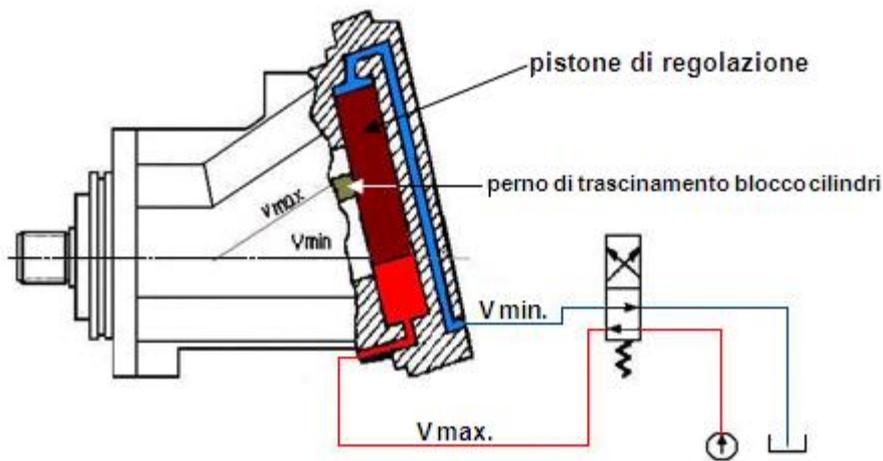
L'avvicinamento del cilindro alla lamiera è ottenuto a bassa pressione con la piena cilindrata **V_{max}** della pompa e quindi a grande velocità. Nel momento in cui il cilindro incontra la lamiera da piegare avviene un aumento di pressione che comanda la pompa ad entrare in regolazione. Un apposito regolatore fa diminuire la cilindrata a **V_{min}**

e di conseguenza con la stessa potenza del motore elettrico si arriva ad ottenere un' alta pressione che serve per deformare la lamiera.

$$N = p \cdot Q$$

La potenza **N** rimane invariata perché con l'aumento della pressione **p** corrisponde una diminuzione della portata **Q**.

Esempio di regolazione della cilindrata di una pompa a pistoni assiali con blocco cilindri inclinato.



Un pistone di regolazione sposta un perno centrale che trascina il blocco cilindri verso l'alto, verso il basso o in posizioni intermedie in funzione del tipo di comando.

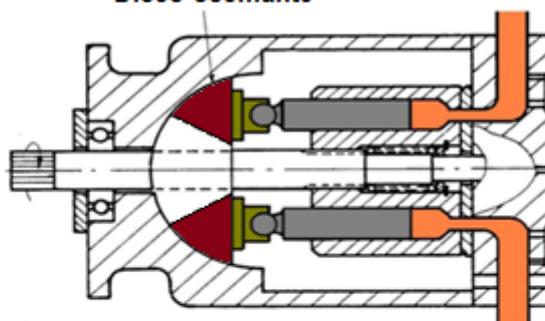
La cilindrata **V max** e **V min** può essere impostata tramite fine corsa meccanici.

La **variazione** di cilindrata può essere comandata idraulicamente dall'esterno oppure può avvenire automaticamente con regolatori a potenza costante, a pressione costante, load sensing .

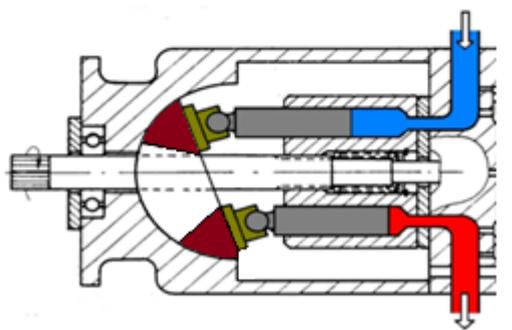
FUNZIONAMENTO DI UNA POMPA A PISTONI ASSIALI A DISCO OSCILLANTE / INCLINATO

in posizione zero del disco oscillante inclinato non avviene alcun movimento assiale dei pistoni e quindi nessuna portata.

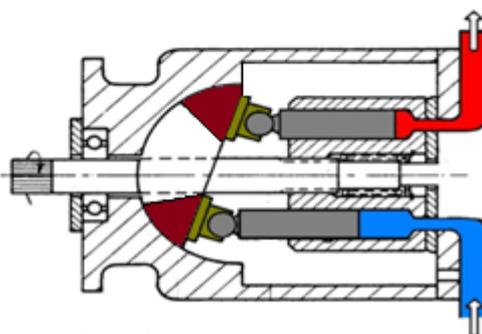
Disco oscillante



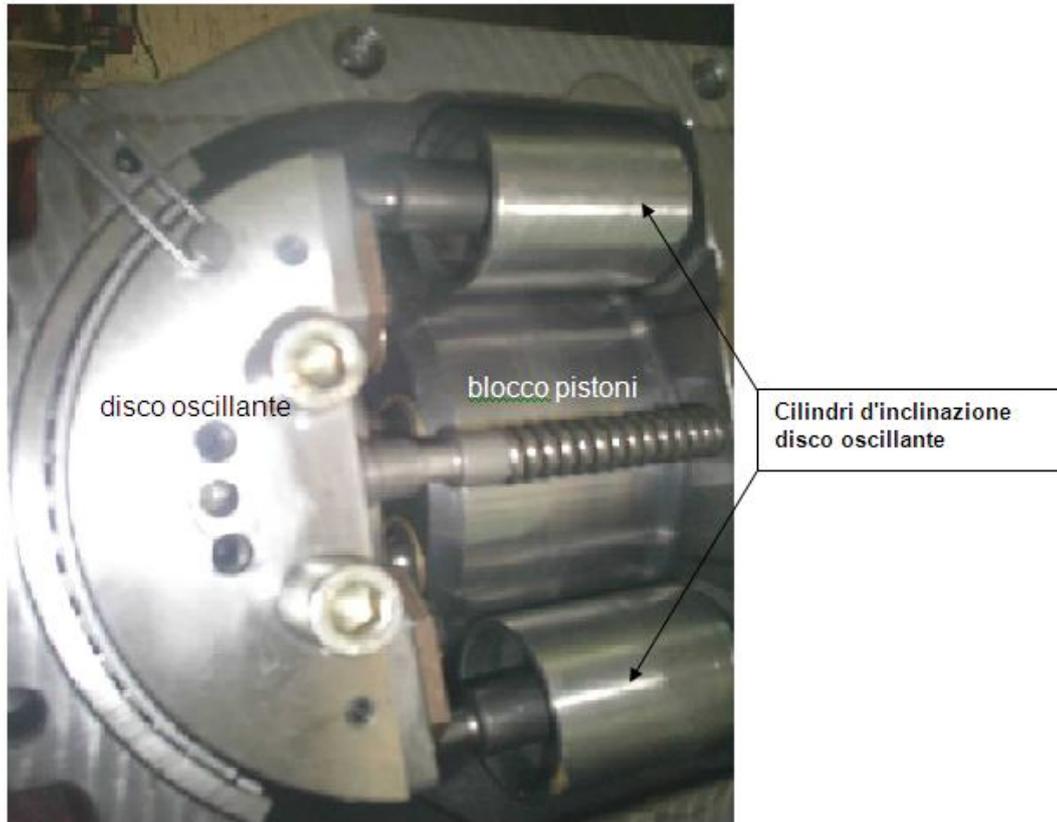
Ribaltando l'angolo d'inclinazione del disco oscillante si inverte il senso del flusso anche se il motore di comando gira sempre nello stesso senso.



con la regolazione del disco inclinato si ottiene una corsa dei pistoni e quindi la relativa portata nella direzione indicata dalle frecce.



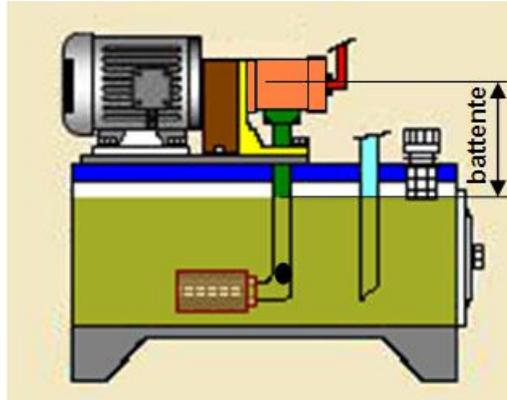
Appositi pistoncini inseriti nel corpo della pompa permettono la regolazione dell'inclinazione del disco oscillante e di conseguenza la variazione della portata e l'inversione del senso del flusso di olio.



Altre tipologie di pompe esistenti:

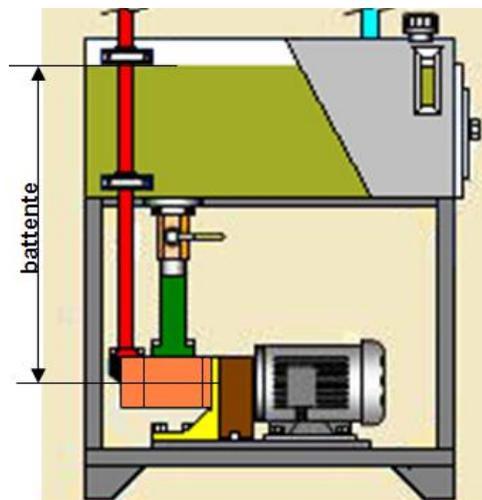
- Pompa multipla in cui due o più pompe sono trascinate dallo stesso albero.
- Pompa pluristadio costituita da più pompe singole che lavorando in serie permette di ottenere pressioni più elevate rispetto alla singola pompa.
- Pompa a mano a doppio effetto in cui ogni movimento corrisponde sia all'aspirazione sia alla mandata.
- Pompa idropneumatica azionata da aria compressa. Normalmente funzionano come moltiplicatori di pressione.

Tipologie d'installazione pompa idraulica.



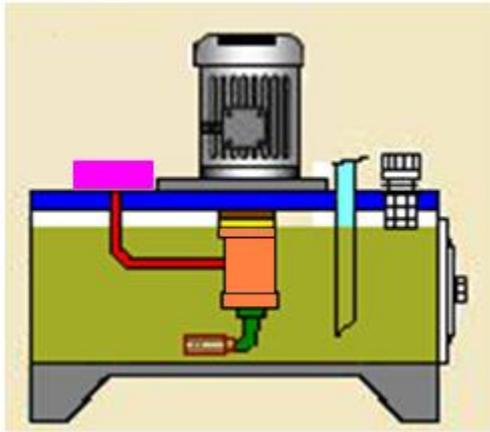
Installazione pompa sopra battente.

Il tubo di aspirazione e la pompa devono essere riempiti manualmente di olio per assicurare il corretto adescamento della pompa (tubo aspirazione verde). Prevedere una valvola di non ritorno sul fondo del tubo di aspirazione per mantenerlo sempre pieno di olio. Una corretta aspirazione è importante per evitare che la pompa aspiri aria e quindi innescare il fenomeno della cavitazione. E' importante la quota del battente che è indicata come altezza geodetica.



Installazione pompa sotto battente.

In quest'applicazione il peso del fluido riempie completamente la pompa e il tubo aspirazione. Bisogna prevedere una valvola a saracinesca per gli interventi di manutenzione. Il tubo di colore rosso indica la mandata della pompa mentre quello colorato di azzurro specifica un tubo di ritorno. Per battente s'intende la distanza compresa tra il pelo libero dell'olio e la mezzeria della pompa.



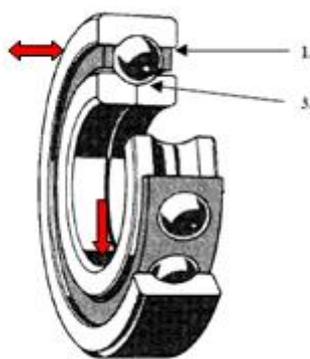
Installazione pompa immersa

Come si vede dal disegno la pompa è completamente immersa nell'olio e questo tipo di montaggio assicura una corretta aspirazione. Il tubo di colore rosso indica la mandata della pompa che sarà collegata al blocco valvole (colore rosa).

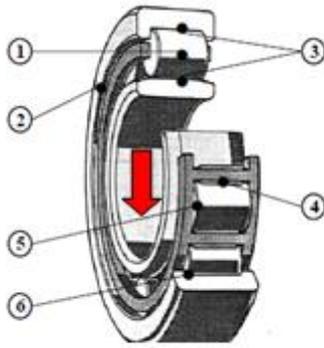
BREVE DESCRIZIONE RIGUARDANTE I CUSCINETTI VOLVENTI E LE BRONZINE

I cuscinetti volventi o a rotolamento hanno una grande importanza nel funzionamento di una pompa idraulica in particolare con le pompe a pistoni. I cuscinetti si dividono in tre categorie:

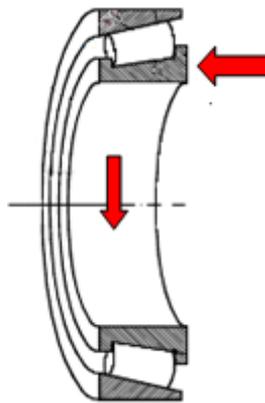
- Sfera
- Rulli cilindrici
- Rulli conici



Il cuscinetto a sfera è adatto nella maggior parte delle applicazioni e può sopportare leggeri carichi radiali e assiali. Sono formati da un anello esterno 1 da una serie di sfere in acciaio che vanno da un numero di 7 a 10 sfere, e da un anello interno 3 che è a contatto con l'albero di rotazione



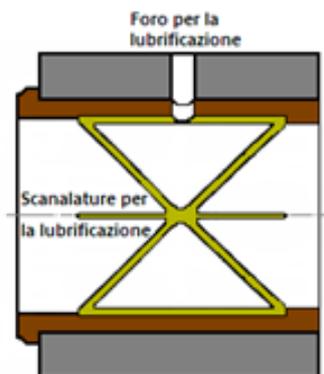
Il cuscinetto a rulli cilindrici è utilizzato quando è richiesta una grande precisione di lavoro per quanto riguarda l'albero di trasmissione e con elevate velocità di rotazione e forti carichi radiali. Le sfere e i rulli sono tenuti equidistanti tra loro da una struttura chiamata gabbia 4.



Il cuscinetto a rulli conici è utilizzato quando è necessario sopportare carichi obliqui con componenti di spinta radiale e assiale. Sono conosciuti anche con la denominazione di "reggispinta". Spesso sono utilizzati accoppiati per sopportare il carico assiale in entrambe le direzioni.

I costruttori di cuscinetti forniscono delle formule matematiche per il calcolo della durata di funzionamento.

Le **bronzine** ,o **cuscinetti a strisciamento**, o **cuscinetti radenti** sono dei componenti in grado di ridurre l'attrito tra gli organi rotanti (nel disegno la parte colorata in marrone).



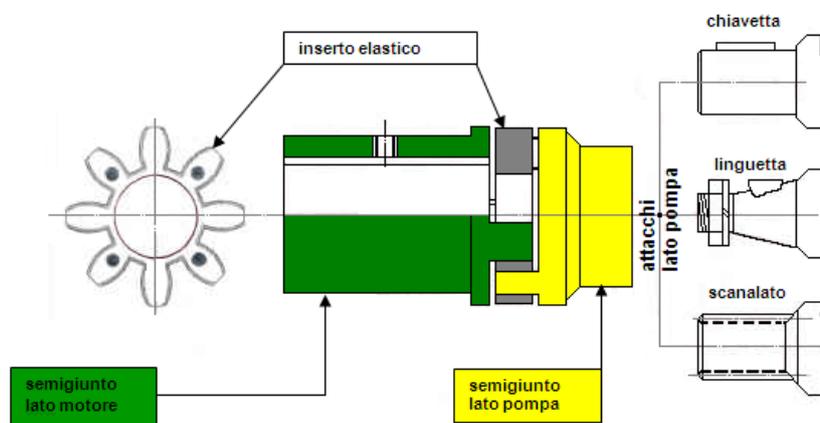
In passato erano costruite in bronzo e questo è il motivo del nome; oggi sono utilizzati i cosiddetti *materiali bianchi* che sono delle leghe a base di stagno e piombo, stagno e zinco che devono garantire un basso coefficiente di attrito in modo da ridurre l'energia dissipata in calore e quindi ridurre la temperatura di esercizio del cuscinetto stesso; buona resistenza meccanica e durezza superficiale in modo che il consumo sia lento; la durezza però deve essere minore di quella dell'albero collegato per usurare la bronzina e non l'albero (notevolmente più costoso da sostituire). Il supporto, l'albero e la bronzina, infatti, devono sempre essere ben lubrificati e per questo motivo che nella bronzina sono ricavati delle scanalature che permettono lo scorrimento dell'olio di lubrificazione.

14) Trascinamento della pompa

Il collegamento della pompa al motore elettrico/termico è realizzato per mezzo di un **giunto** che è un dispositivo che serve per collegare tra di loro due alberi rotanti e coassiali e trasmettere un momento torcente. Esso può essere elastico, a manicotto o Oldham. La caratteristica principale di questo dispositivo è di compensare i normali errori di allineamento tra l'albero della pompa e quello del motore che altrimenti porterebbero a una rapida usura delle boccole o dei cuscinetti della pompa e inoltre non deve trasferire alcuna forza radiale o assiale alla pompa.

Il giunto elastico è composto di due mezzi innesti di alluminio, ghisa o acciaio con al centro uno speciale elemento elastico che può essere di gomma, nylon ,poliuretano.

L'inserto elastico ha la funzione di assorbire shock torsionali dovuti alla trasmissione tra i due alberi; inoltre contribuisce alla riduzione del rumore.



Semigiunto lato motore con foro filettato per grano di fissaggio albero.

Inserto /elemento elastico

Semigiunto lato pompa con tre possibilità di fissaggio albero. (**chiavetta, linguetta, scanalato**).

Ciascuna soluzione di fissaggio dell'albero garantisce un massimo momento torcente ammissibile. Esempio: un fissaggio con filettatura e linguetta sopporta una coppia più grande rispetto a quello con la chiavetta.

Fare riferimento al catalogo dei costruttori per il corretto impiego.

Il giunto deve essere dimensionato in modo che non superi alla condizione di esercizio più gravosa la sollecitazione massima ammessa.

La potenza del motore elettrico è compresa tra 0,15 kW fino a 400 kW.

Per calcolare la coppia trasmessa dal motore elettrico, si utilizza la formula:

$$\mathbf{M} = \frac{9554 \cdot \mathbf{N} \cdot \mathbf{f}}{\mathbf{n}} \text{ (Nm)}$$

M = coppia nominale del giunto

N = potenza applicata

n = numero di giri al minuto

f = fattore di servizio (tiene conto del tipo di lavoro da eseguire. Può variare da 1,5 a 3,5).

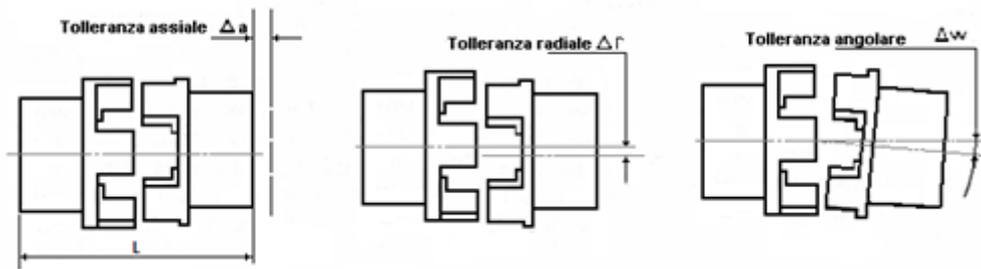
I costruttori del giunto forniscono il valore da utilizzare in funzione del suo impiego.

Giunto elastico completo



Per trovare la coppia trasmessa dal giunto **Me**, si moltiplica per un coefficiente di sicurezza che è scelto in funzione del tipo di applicazione della pompa e che deve tenere conto in generale del numero di manovre/ora cui è sottoposto il giunto e della temperatura di esercizio.

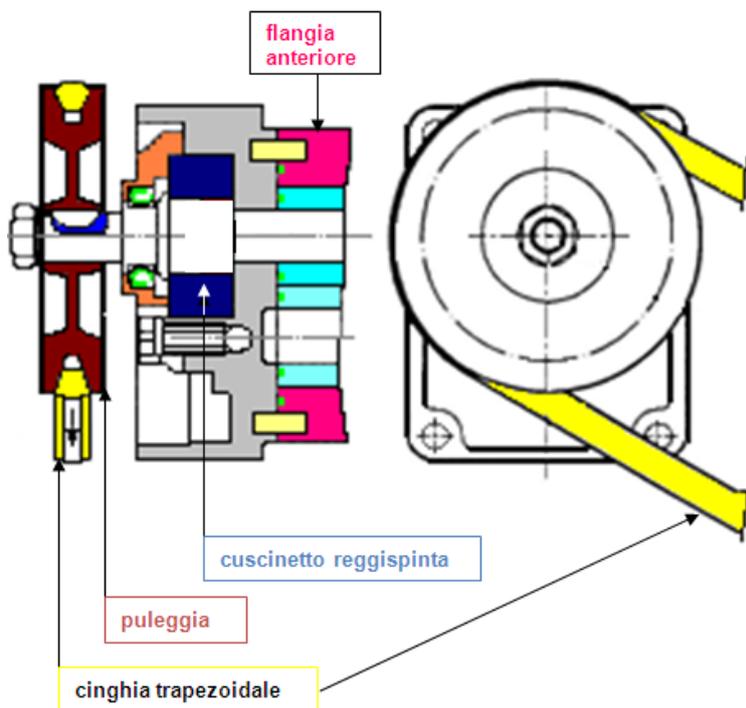
Le tabelle tecniche dei costruttori forniscono le indicazioni per la corretta scelta del giunto in base alla potenza del motore e alle caratteristiche dimensionali della pompa.



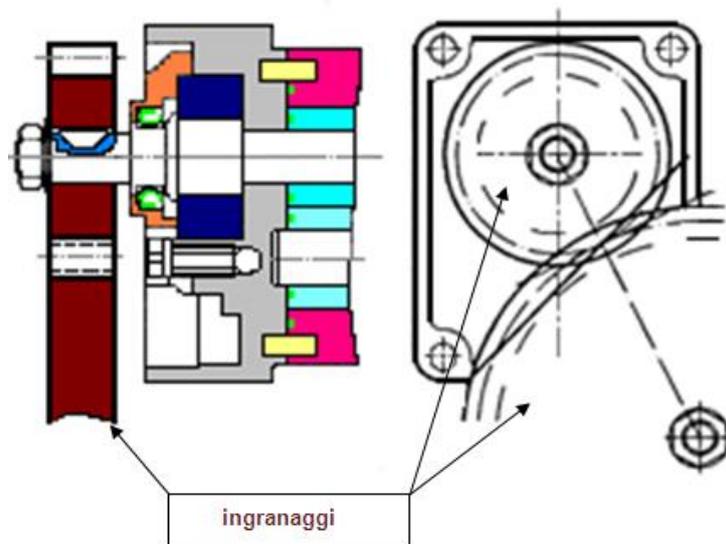
Sopra sono indicati alcuni esempi da tenere presente in fase di montaggio del giunto elastico. Il rispetto delle tolleranze fornite dal costruttore garantirà un funzionamento corretto.

Il traino della pompa può essere fatto anche con pulegge o ruote dentate, in questo caso la pompa deve essere specificatamente richiesta per questo particolare impiego per permettere l'applicazione di carichi radiali e assiali all'albero della pompa.

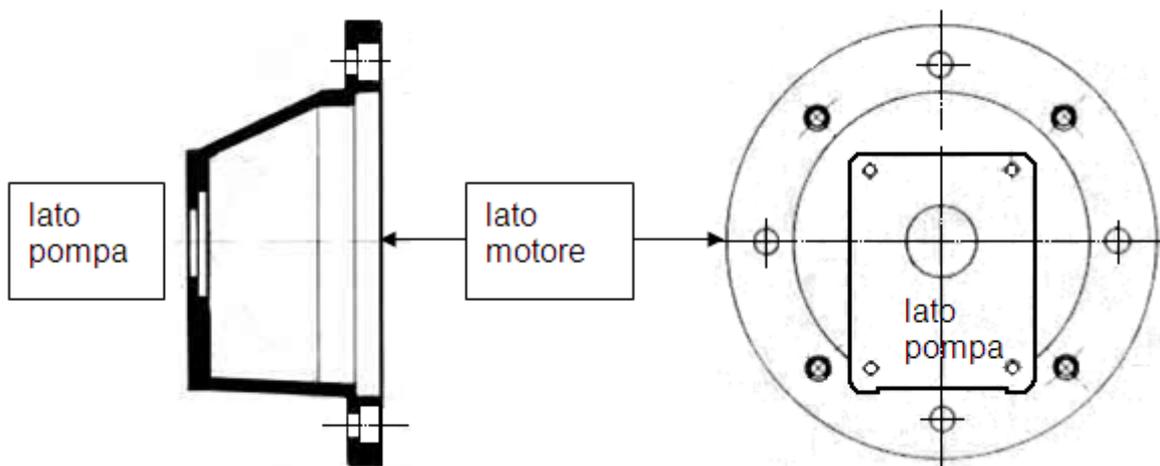
Esempio di trascinamento con puleggia



Esempio di trascinamento con ingranaggi



15) La pompa deve essere supportata in maniera appropriata per realizzare un corretto collegamento con l'albero motore. L'albero motore e quello della pompa devono stare sullo stesso asse e per ottenere quest'allineamento si utilizza un particolare accessorio chiamato **lanterna o campana di accoppiamento**, che serve per realizzare il gruppo motopompa.



La lanterna è di alluminio pressofuso con una flangia rotonda per il fissaggio al lato motore e una flangia rettangolare o rotonda per il fissaggio della pompa.

Le lanterne si dividono in due gruppi:

Lanterna monoblocco realizzata in un unico pezzo.

Lanterna componibile realizzata in più pezzi quali lanterne di base + flangia o lanterna di base + distanziale + flangia.

La soluzione di questo tipo è adottata nel caso in cui l'altezza della lanterna monoblocco non è sufficiente a contenere gli alberi del motore e della pompa; oppure le dimensioni di fissaggio della pompa non sono adattabili con le dimensioni della lanterna monoblocco.

Per la scelta della lanterna occorre conoscere la potenza del motore elettrico e la dimensione dell'albero, tenere conto dello spessore dell'inserito elastico, verificare che le dimensioni di fissaggio della pompa siano compatibili con quelle della lanterna.

Le tabelle tecniche riportano anche il tipo di giunto adatto all'applicazione.

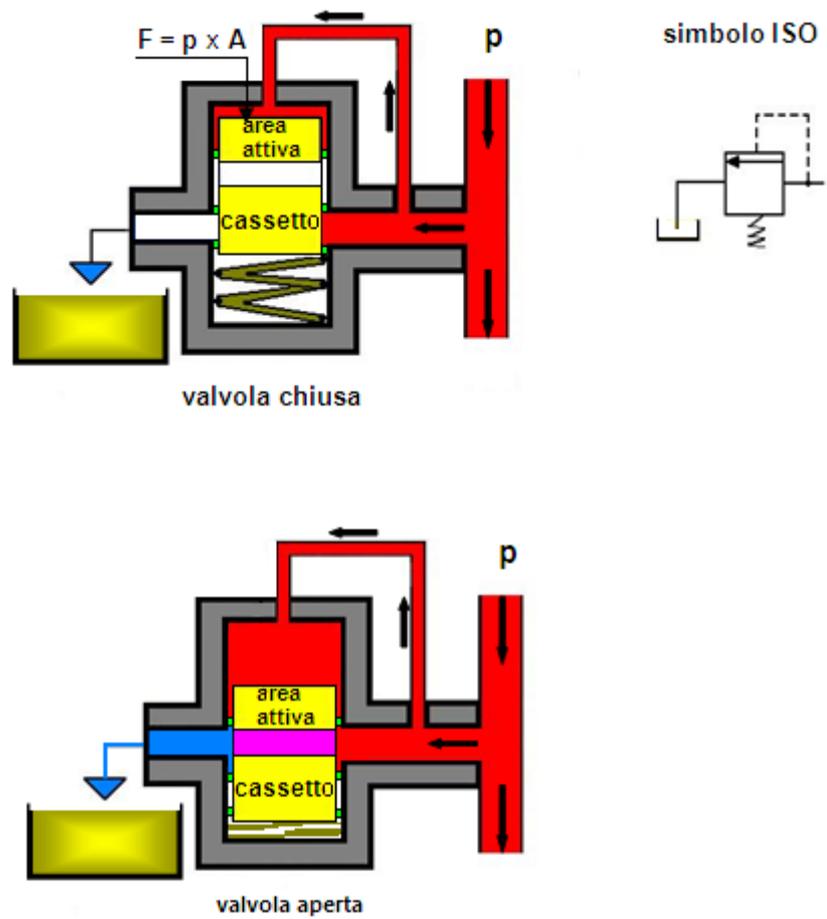
La tecnica moderna offre inoltre la possibilità di impiego di lanterne silenziate che abbattano i valori di rumorosità del gruppo motore/pompa/giunto in cui la lanterna è il mezzo di trasmissione del rumore. Una particolare attenzione alla diminuzione del rumore deve essere sempre ricercata per limitare l'esposizione ai fenomeni sonori al personale.

Il superamento di 85 decibel (**A**) può portare a sensazioni di disturbo e sofferenza non ammessi dalla legge attuale (**decreto legge 626**). Il rumore è misurato in decibel (**dB**) e per garantire il corretto valore, il gruppo motopompa deve essere collaudato in una **camera anecoica**, che è un locale con pareti che assorbono completamente le onde sonore e permettono quindi la misura della emissione sonora del gruppo motopompa, in assenza di rumori di fondo, riflessi o secondari.

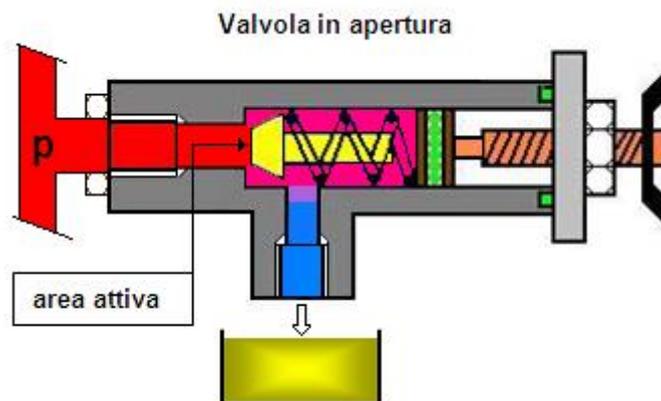
Le lanterne possono essere dotate di accessori come gli anelli ammortizzanti che servono per smorzare le vibrazioni generate dalla trasmissione e vengono interposte tra la lanterna e la flangia del motore. In generale sono composti di due anelli con inserita una guarnizione di gomma vulcanizzata. Nel caso d'impiego del supporto lanterna bisognerà spessorare il tutto con tasselli antivibranti.



16) Valvola limitatrice, di sicurezza o di massima pressione.



Nella figura sopra è rappresentata con il **simbolo ISO** la valvola limitatrice ed il confronto tra il simbolo e il disegno a lato, spiega il concetto di funzionamento di questa importante valvola che è installata su tutti i circuiti oleodinamici.



Per **proteggere** il circuito idraulico dall'aumento indesiderato della pressione e per **mantenerla** costante nel sistema, si utilizza una valvola limitatrice comunemente detta valvola di massima.

Fino a quando la pressione del circuito non supera il valore di taratura, determinato dalla compressione della molla tramite un volantino o altro sistema, la sfera o il cono di tenuta

(giallo) rimane in sede e non permette lo scarico di olio verso il serbatoio. Se la condizione di carico/pressione supera il valore di taratura (**cilindro a fine corsa o anomalia del sistema**), la forza $F = p \times A$, che agisce sul cassetto, sulla sfera o sul cono è maggiore rispetto alla forza di contrasto della molla, questa forza determina uno schiacciamento della molla e di conseguenza un allontanamento del cono dalla sede, per cui una certa portata di olio (**rosa, pressione in diminuzione**) è inviata al serbatoio in modo da mantenere la pressione desiderata nel circuito. L'elasticità della molla garantisce un'apertura della valvola in modo graduale (**pressione di apertura**). Al crescere della pressione la valvola si apre maggiormente e una maggiore quantità di fluido si scarica nel serbatoio fino alla sua totale apertura (**pressione nominale**) e tutta la portata è inviata al serbatoio. Questo significa che la valvola limitatrice lavora in un campo di pressione e non in corrispondenza di un solo valore di pressione.

La diminuzione della pressione nel circuito ripristina la condizione di chiusura iniziale.

Il difetto di questo tipo di funzionamento è dato da una sovrappressione di taratura

(**tra il 10% e il 20% in più della pressione di lavoro**) relativamente elevata a causa della tolleranza meccanica nella compressione della molla.

Un altro limite da considerare è nell'aumento di temperatura, che introduce la valvola durante il suo funzionamento, che si trasforma in calore con surriscaldamento dell'olio.

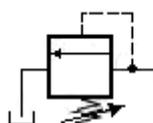
La valvola descritta si chiama ad **azione diretta**.

Occorre prestare grande attenzione quando si opera con i circuiti idraulici, perché la pressione e la temperatura dell'olio di un impianto possono essere dannose sia per l'incauto operatore sia per le cose.

Esempio di designazione di una valvola limitatrice:



Simbolo per valvola limitatrice tarabile.

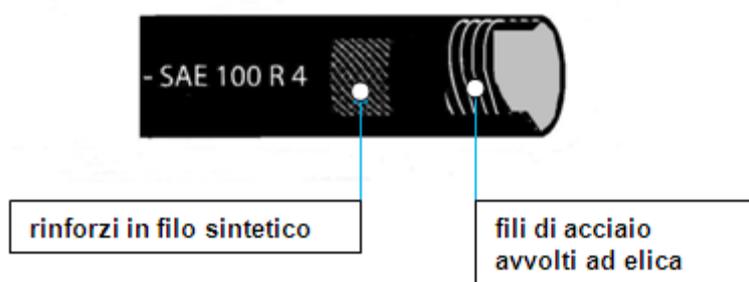


la freccia indica la possibilità di variare la taratura.

17) CAVITAZIONE

Questo termine indica la presenza di aria in un circuito idraulico in particolare a causa di un'errata aspirazione della pompa. Il fenomeno che si genera simile a piccole esplosioni, provoca danni gravissimi alla pompa con erosione delle parti meccaniche e forti rumori nell'impianto.

Per limitare la possibilità di cavitazione occorre ridurre al minimo la lunghezza del tubo di aspirazione e nel caso di utilizzo di un tubo flessibile è necessario dimensionare correttamente il diametro interno e scegliere il tubo idoneo con fili anti schiacciamento.



I fili antischiacciamento garantiscono il supporto dell'anima interna di gomma in presenza di depressione. Se non ci fossero i fili d'acciaio, l'interno del tubo tenderebbe a collassare con il pericolo di chiudere il foro di passaggio dell'olio e quindi con tutte le conseguenze negative che ne deriverebbero.

Alcune cause che possono innescare il fenomeno della cavitazione sono:

- Tenuta non idonea sulla bocca di aspirazione
- Tenuta tra nipplo e raccordo non conforme
- Intasamento filtro di aspirazione
- Diametro interno tubo non corretto
- Presenza di schiuma nel serbatoio a causa del livello olio troppo basso o per tubo di ritorno che termina sopra il pelo libero dell'olio e che attiva la formazione di schiuma.

Note per l'installazione delle pompe.

Prima di avviare l'impianto a regime occorre osservare alcuni accorgimenti:

- Verificare il senso di rotazione
- Controllare attentamente l'allineamento tra albero motore e pompa, per evitare carichi assiali o radiali.
- Verificare che sulle bocche di mandata e scarico non ci sia sporco.

- Riempire la pompa con olio, in particolare per la pompa a pistoncini, facendola ruotare a mano e spurgare l'impianto
- Al primo avviamento tarare le valvole limitatrici di pressione al minimo valore
- Aumentare gradualmente la pressione, intervenendo sulla valvola limitatrice, tenendo sotto controllo tutti gli altri parametri interessati
- Utilizzare olio idraulico raccomandato dal costruttore, filtrato per rispettare la classe di pulizia richiesta.
- Non allentare tubi e /o raccordi con l'impianto in funzione.
- Evitare perdite di olio nell'ambiente

Tabella con dati di velocità olio in unità di misura americane.

Tipo di installazione	Velocità raccomandata in ft /s (piedi/sec.)
Aspirazione	2 - 4
Ritorno	4 - 13
Mandata	7 - 18

18) INFORMAZIONI GENERALI

La conoscenza del funzionamento dei singoli componenti, la corretta interpretazione dello schema servono per affrontare con sicurezza gli interventi sugli impianti.

Quando si deve agire su una qualsiasi parte del circuito le operazioni vanno svolte nel **massimo della sicurezza** perché la pressione, la temperatura del fluido, i movimenti improvvisi degli attuatori, l'allentamento di raccordi possono provocare seri danni alle persone e alle macchine. Lo sfilamento di un tubo dal raccordo può provocare la morte di una persona, la fuoriuscita di olio può causare ustioni gravi alla pelle e innescare pericolosi incendi oltre che inquinare l'ambiente. Non è sufficiente guardare il manometro che indica assenza di pressione per essere certi che non c'è alcuna pressione nel circuito; alcune parti dell'impianto possono trattenere la pressione che si manifesta in maniera pericolosa con un intervento inopportuno.

Norme di sicurezza:

DIRETTIVA MACCHINE **98/37/ ce**

Sulle etichette d'identificazione delle valvole, di altri componenti e sulle macchine in generale, si vede il simbolo ce accompagnato da una dichiarazione di conformità.

Questo simbolo indica che il particolare ha i requisiti essenziali per quanto riguarda la sicurezza e la salute, requisiti ai quali esso deve rispondere in occasione della sua fabbricazione e prima della vendita. Il testo della direttiva **98/37/ ce** è molto lungo e complicato; quello che ci interessa sapere è di

utilizzare sempre componenti con questo marchio, perché lo scopo della direttiva è di eliminare il rischio di infortuni per l'intera vita operativa del componente.

La direttiva prende in considerazione il montaggio, lo smontaggio, il funzionamento, la manutenzione e fornisce tutte le istruzioni per il corretto uso. Le informazioni contenute nella dichiarazione di conformità devono indicare i problemi che possono insorgere a causa di una manipolazione impropria del componente o della macchina.

Esempio: l'operatore deve sapere che intervenendo sulla manopola di regolazione di una valvola limitatrice di pressione, egli va ad alterare le caratteristiche di taratura di fabbrica

della valvola riportate in modo indelebile sulla targhetta.

DIRETTIVA 97/23/ ce – PED

La direttiva Europea 97/23/ ce – PED (Pressure Equipment Directive= direttiva sugli apparecchi a pressione) stabilisce i requisiti essenziali di sicurezza che devono avere i sistemi sottoposti a pressione.

La base della direttiva dice che tutte le attrezzature devono essere progettate, costruite, collaudate, controllate, equipaggiate ed installate in sicurezza, prevedendo anche i pericoli derivanti da usi impropri, cioè:

- Eliminare o ridurre i rischi
- Applicare misure di protezione contro i rischi.
- Informare gli utenti dei rischi residui.

Poiché la direttiva contiene molti argomenti tecnici che sono di competenza dei costruttori di componenti/macchine, ciò che ci interessa è di sapere che esiste la direttiva PED per tutte le attrezzature che lavorano a pressioni superiori a **0,5 bar**, quali: serbatoi, tubazioni, accessori di sicurezza, flange, raccordi, manicotti.

La valvola limitatrice di pressione rientra in questa direttiva poiché fa parte degli accessori di sicurezza che sono destinati alla protezione delle attrezzature a pressione contro il superamento dei limiti ammissibili.

Il costruttore deve allegare la dichiarazione di conformità, le istruzioni d'installazione, di avvio e di manutenzione.

I cataloghi dei produttori qualificati riportano la conformità dei loro prodotti alla direttiva PED.

In conclusione possiamo dire che la scelta dovrebbe ricadere su quei componenti che sono forniti con tutti i requisiti di sicurezza secondo le norme vigenti.

Esempio: La normativa ISO 4413 stabilisce “se la rottura di una tubazione flessibile costituisce rischio, questa deve essere trattenuta o schermata”.

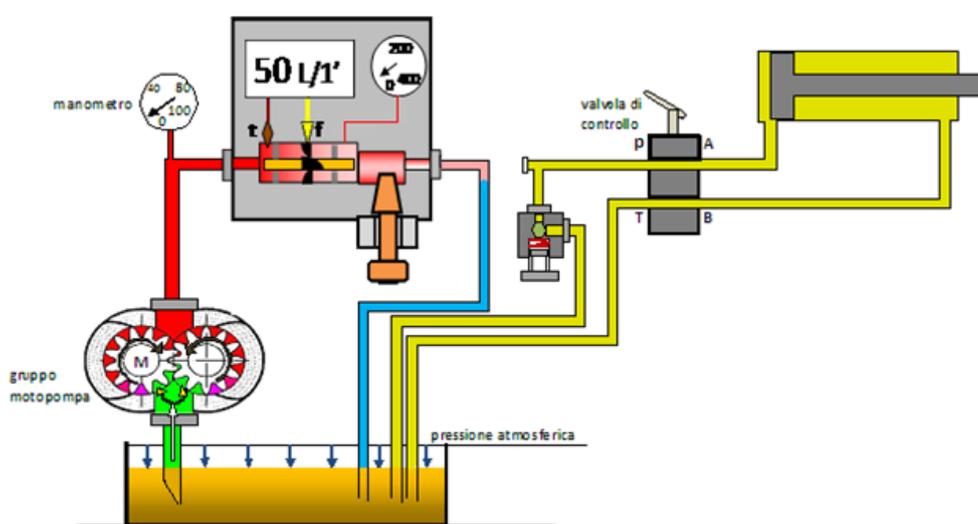
Poiché da un tubo flessibile si può sfilare dal suo raccordo, esso deve essere trattenuto in modo tale da non permettere il colpo di frusta che è dannoso per le persone e le cose.

Oppure alla presenza di fonti di calore che possono incendiare l'olio in pressione che fuoriesce vaporizzato da una piccola perdita o un piccolo foro, occorre dotare il flessibile di apposite guaine che trattengono al loro interno il fluido.

ESEMPI di UTILIZZO di un TESTER IDRAULICO

E' opinione assai diffusa ritenere che la pompa sia la principale causa delle anomalie di un circuito idraulico in particolare quando non si raggiunge la pressione di lavoro o quando avvengono dei rallentamenti nella velocità di traslazione del carico, trascurando gli altri componenti dell'impianto. Questi esempi servono per comunicare un'informazione più corretta per scoprire le cause del cattivo funzionamento.

PROVA POMPA:



Il tester deve essere collegato all'uscita della pompa utilizzando un tubo flessibile dimensionato in maniera appropriata, un secondo tubo deve essere collegato all'uscita del tester con lo scarico al serbatoio, isolando la parte del circuito non interessata. **(vedere schema sopra)**

Mettere in moto la pompa; al raggiungimento del corretto numero di giri del motore elettrico o diesel leggere la portata in litri/minuto sul display e scrivere il valore della portata letta che deve essere uguale a quello fornito dal costruttore della pompa e verificare sul manometro la pressione che sarà di pochi bar.

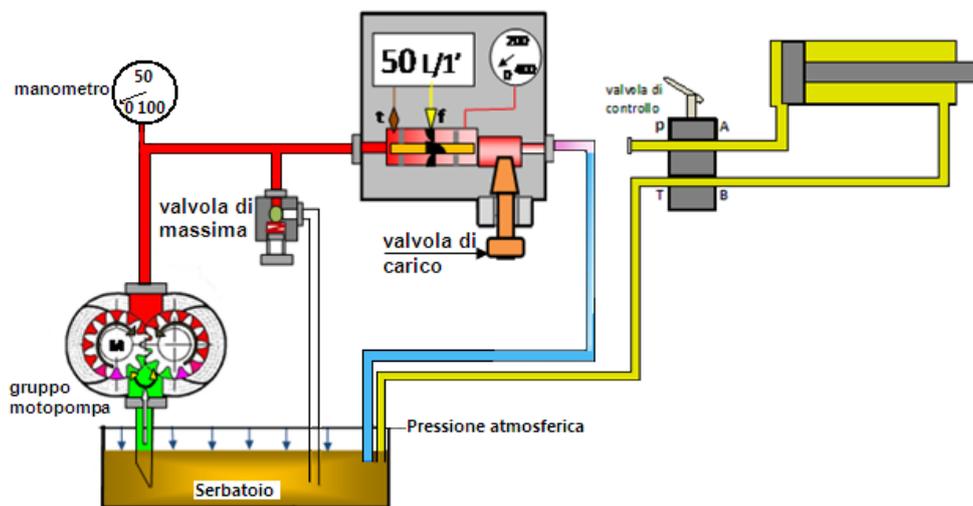
Tramite la valvola di carico del tester, che deve essere sempre aperta prima di iniziare la prova, chiudere lentamente il passaggio dell'olio in modo che la strozzatura che si va a creare fa aumentare la pressione nella parte del circuito interessato.

I valori di portata alle varie pressioni sono trascritti e quindi confrontati con i dati tecnici del costruttore per verificare le caratteristiche della pompa.

NB: per la corretta prova occorre sempre installare un sistema di controllo del numero di giri del motore elettrico/diesel, poiché la portata della pompa dipende dal preciso numero di giri del motore.

Occorre eseguire le prove con l'olio alla temperatura richiesta dal catalogo tecnico.

PROVA e VERIFICA della VALVOLA di MASSIMA:



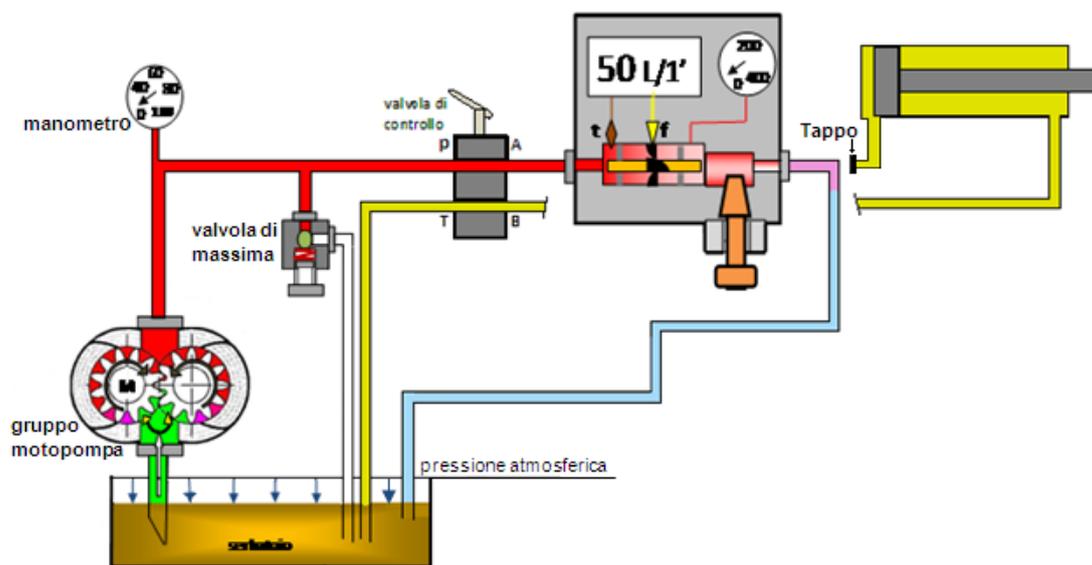
Si collega il tester come indicato nello schema e con la valvola di carico tutta aperta. Al raggiungimento del corretto numero di giri del motore verificare la portata della pompa che dovrà essere uguale al valore letto in precedenza con la prova della pompa. Iniziare a chiudere lentamente il passaggio con la valvola di carico e controllare la lancetta del manometro. Quando questa comincerà a fluttuare significa che una parte di olio sta passando attraverso la valvola di massima verso lo scarico e nello stesso tempo la portata letta sul display comincerà a diminuire fino alla completa apertura della valvola di massima con il manometro che indica la massima pressione raggiunta e con il valore di portata sul display uguale a zero perché tutta la portata della pompa sta andando verso lo scarico attraverso la valvola di max. che è tutta aperta.

Questa prova indica il corretto valore di taratura della valvola che eventualmente dovrà essere aggiustata se non rispetta il valore dello schema idraulico.

Se i valori letti sono uguali a quelli ottenuti con la prova della pompa, occorre passare alla prova successiva.

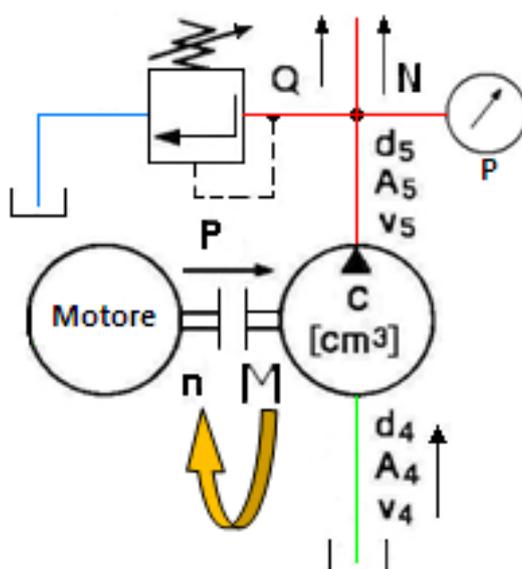
Se durante la prova si verifica una perdita di portata rispetto ai valori letti con il test della pompa o non si raggiunge il valore di pressione di lavoro, significa che la valvola è danneggiata.

PROVA della VALVOLA di CONTROLLO:



Per fare questa prova, collegare il tester come indicato nella figura e seguire le modalità viste in precedenza. Il passaggio dell'olio nel tester è inviato comandando la leva della valvola di controllo. La lettura della portata alle varie pressioni deve essere confrontata con i valori ottenuti dalla prova della portata della pompa. Nel caso in cui ci fossero differenze nei valori delle due letture, significa che la valvola è danneggiata.

RIEPILOGO FORMULE: i calcoli devono essere verificati con l'aiuto dei diagrammi che si trovano nei cataloghi dei costruttori.



Grandezza	Simbolo	Formula	Unità
Cilindrata	C oppure V_g	$\frac{Q(\text{l/min}) \cdot 1000}{n(\text{giri/min}) \cdot \eta_v}$	cm ³
Portata	Q	$\frac{c(\text{cm}^3) \cdot n \cdot \eta_v}{1000}$	l/min (dm ³ /min)
Diametro int. tubo di aspirazione	d₄	$A_4 = \frac{0,1666 \cdot Q}{v_4 (\text{m/s})}$	cm ²
		$d_4 = \sqrt{\frac{A_4}{0,00785}}$	mm
Diametro int. tubo di mandata	d₅	$A_5 = \frac{0,1666 \cdot Q}{v_5 (\text{m/s})}$	cm ²
		$d_5 = \sqrt{\frac{A_5}{0,00785}}$	mm
Velocità olio	v	$\frac{Q}{A (\text{cm}^2) \cdot 6}$	m/s
Potenza meccanica richiesta dalla pompa	P	$\frac{M(\text{Nm}) \cdot n}{9554}$	kW
Potenza idraulica resa dalla pompa	N	$\frac{Q \cdot p(\text{bar})}{600 \cdot \eta_g}$	kW
Momento torcente	M	$\frac{c \cdot p}{20 \cdot \pi \cdot \eta_m}$	N m
Giri	n oppure rpm	$\frac{Q \cdot 1000}{c \cdot \eta_v}$	giri /min

Relazione tra grandezze e rendimenti:

$$n \text{-----} \eta_v \text{-----} Q$$

$$M \text{-----} \eta_m \text{-----} p$$

$$P \text{-----} \eta_g \text{-----} p$$