

## PRINCIPI OPERATIVI DELLE POMPE

La pompa è probabilmente l'elemento più complesso e più importante di un circuito idraulico. Essa ha principalmente il compito di trasferire il fluido idraulico e realizzare il flusso, convertendo l'energia meccanica in energia di pressione del fluido. Questa energia idraulica è quindi usata per azionare un attuatore governato da un preciso sistema di controllo.

La pompa costituisce la sorgente di portata del circuito mentre la pressione viene creata solo con la presenza di una resistenza da vincere. Se per esempio la resistenza è rappresentata da un carico su un pistone, solo la pressione sufficiente ad azionare il carico verrà generata.

Le parti essenziali di una pompa sono:

- Apertura di ingresso del fluido alla quale è collegata la linea di alimentazione proveniente dal serbatoio;
- Apertura di uscita che è posta in comunicazione con la linea di pressione
- Camera di pompaggio è il volume nel quale il fluido viene isolato nel passare dall'aspirazione alla mandata.
- Il comando meccanico per azionare la pompa.

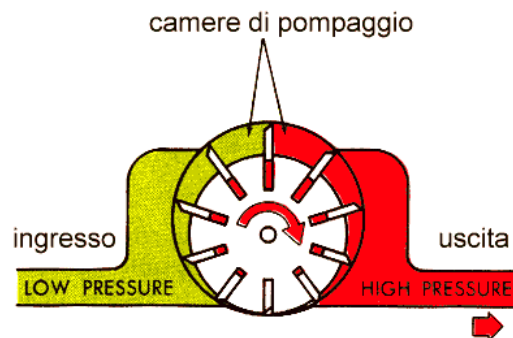


Figura 1 Schema di una pompa idraulica volumetrica

### 2.1 Classificazione della pompa.

Una prima classificazione, che fa riferimento al meccanismo di trasferimento dell'energia, suddivide le pompe in macchine volumetriche e macchine dinamiche o turbomacchine.

### 2.2 Pompe dinamiche - turbopompe

Appartengono a questo gruppo tutte quelle macchine che trasferiscono l'energia al fluido per variazione del momento angolare della quantità di moto e che presentano una connessione idraulica fra l'aspirazione e la mandata. In tal modo il fluido può ricircolare nella pompa quando la pressione inizia a crescere.

Molte di queste pompe sono di tipo centrifugo (turbomacchine centrifughe). In esse, il fluido richiamato al centro della girante acquista energia prevalentemente per l'azione della forza centrifuga (il fluido viene centrifugato dalla girante).

Il fluido che esce dal raggio esterno, viene raccolto in una cassa a spirale ed inviato verso l'uscita attraverso sezioni di passaggio via via crescenti dal centro verso la periferia della macchina.

In queste macchine è sempre presente la continuità idraulica fra l'aspirazione e la mandata.

Anche le pompe assiali ricadono in questa categoria. Esse operano come i ventilatori e/o compressori assiali, realizzando in questo caso un moto assiale di un liquido anziché di un gas.

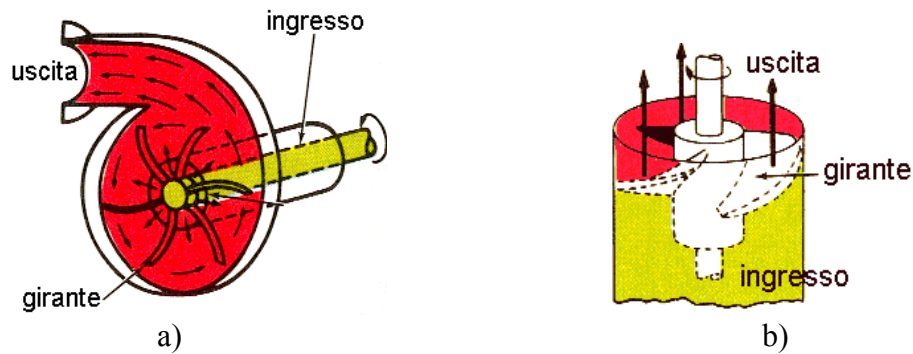
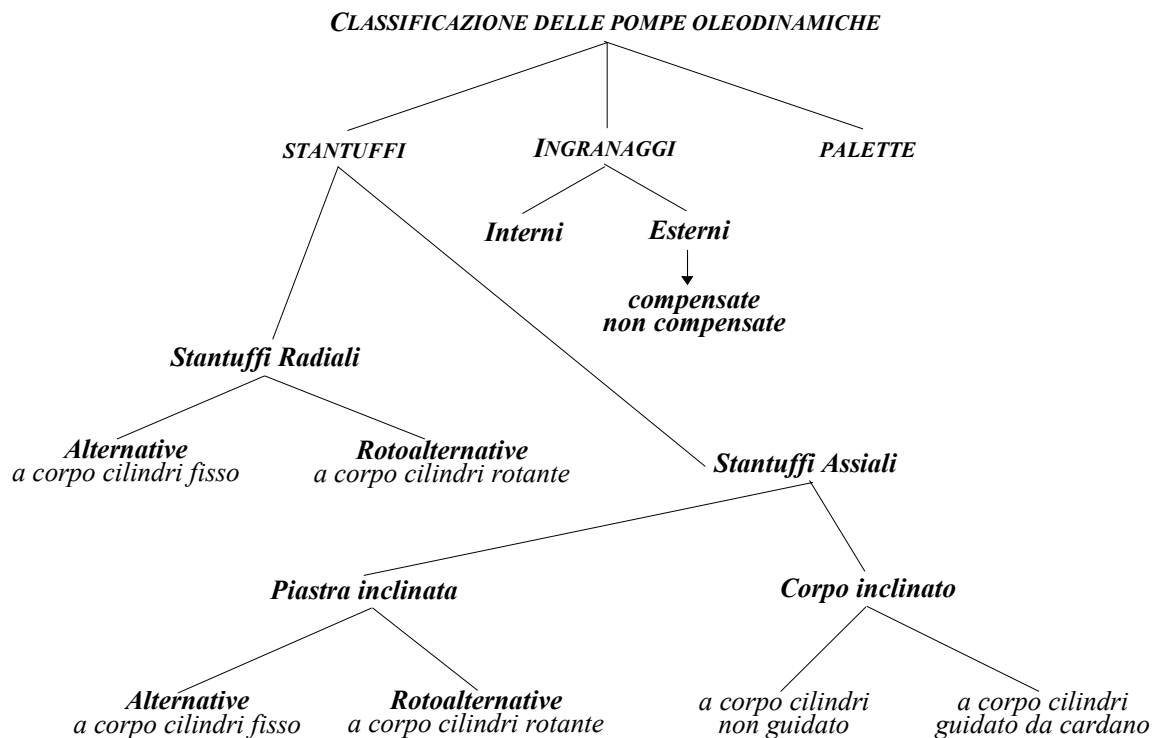


Figura 2 Pompe volumetriche dinamiche: a) centrifughe, b) assiali

### 2.3 Pompe volumetriche

La pompa a pistoni è il più semplice esempio di pompa volumetrica. Esistono anche le pompe rotative oltre a quelle alternative.

Una possibile classificazione può essere quella riportata nello schema seguente:



Quando esiste una tenuta fra l'ingresso e la mandata il fluido verrà inviato ogni volta che la pompa esegue un ciclo completo. L'energia meccanica viene trasferita al fluido con il meccanismo tipico dei sistemi chiusi, ovvero tramite il lavoro di pulsione.

Queste pompe richiedono sempre la presenza di una valvola di sicurezza (valvola di RELIEF) per proteggere la pompa dalle sovrappressioni.

La pompa alternativa a pistoni raffigurata in figura 3 è il classico esempio di pompa volumetrica.

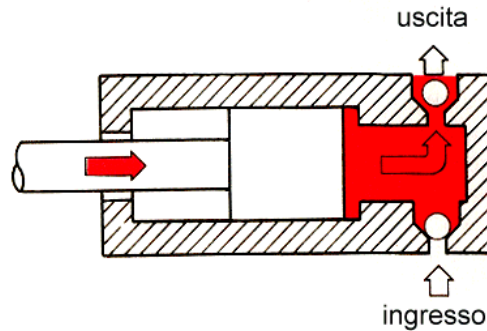


Figura 3 Pompa volumetrica alternativa a pistoni

### Pompe alternative a pistoni

Le pompe alternative a pistoni non sono molto diffuse mentre lo sono soprattutto quelle rotative. Per descrivere il principio operativo di tali pompe si può fare riferimento alla figura 3 che evidenzia la distribuzione automatica del flusso mediante delle valvole di non ritorno. Quando il pistone esegue la corsa di pompaggio la valvola di non ritorno sulla mandata viene sollevata nel momento in cui la pressione all'interno del cilindro supera il valore di pressione presente nella linea di mandata, mentre la valvola di aspirazione è forzata sulla sua sede. Senza considerare le fughe interne ed esterne di fluido attraverso le tenute, tutto il fluido in pressione raggiunge la mandata. Questo principio è valido per tutte le pompe volumetriche sia alternative che rotative.

### Pompe a palette

Lo schema di una pompa a palette è riportata in figura 4. Nelle più comuni installazioni industriali le pompe a palette sono utilizzate per pressioni non superiori a 200 bar e sono caratterizzate da bassi livelli di rumore. Il rotore azionato da un motore primo possiede delle cavità radiali in cui scorrono delle piastrine denominate appunto "palette". La cassa statorica è anch'essa circolare ma è montata eccentricamente rispetto all'asse di rotazione. Il valore dell'eccentricità determina la cilindrata e quindi la portata della pompa. Quando l'eccentricità è nulla la cilindrata e la portata sono anch'esse nulle.

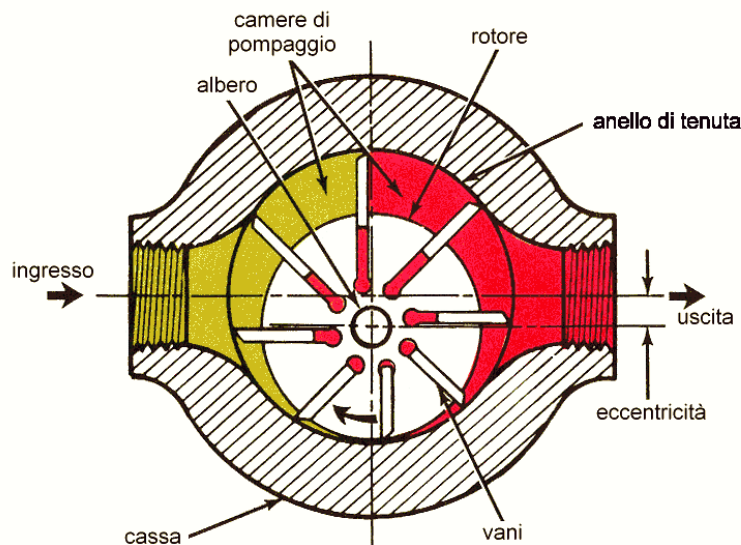


Figura 4 Pompa rotativa a palette

Le camere “vani” formate dalle palette con lo statore ruotano con il rotore. Quando i vani scoprono la luce di aspirazione il loro volume cresce riempiendosi di olio. Il volume del vano raggiunge il valore massimo quando l’olio nella camera di pompaggio è completamente isolato. Quando il vano scopre la luce di mandata si realizza la diminuzione del suo volume e l’olio viene forzato verso la mandata. La pressione che si genera sulla linea di mandata è ancora una volta determinato dalla resistenza del carico.

Le palette scivolano sulla pista realizzata sulla cassa per mezzo della forza centrifuga che agisce sulle lamelle. La tenuta può essere pertanto garantita solo ad una certa velocità di rotazione. Per garantire la tenuta anche alle basse velocità si ricorre a soluzioni particolari che prevedono di far arrivare alla base delle palette la pressione di mandata che le spinge contro la pista con la forza strettamente necessaria a garantire la tenuta.

### Pompe ad ingranaggi

Nei sistemi idraulici nei quali sono richiesti livelli di pressione relativamente bassi (140-180 bar), si utilizzano prevalentemente le pompe ad ingranaggi. Le velocità di rotazione sono comprese fra 800-3000 giri/min e le cilindrata nel campo 1-200 cm<sup>3</sup>/giro. Uno schema di pompa ad ingranaggi esterni è riportato in figura 5.

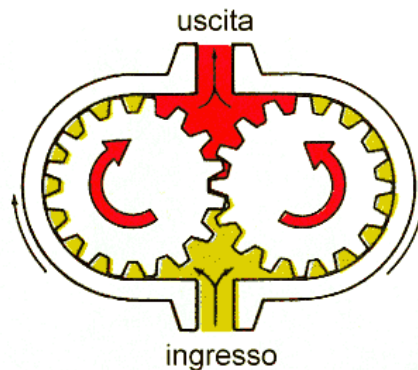


Figura 5 Pompa a ingranaggi

Essa è composta da due ruote dentate perfettamente accoppiate all’interno di una cassa sulla quale sono praticate le aperture in posizioni opposte per l’aspirazione e la mandata del fluido. Una delle due ruote dentate è azionata dal motore primo mentre l’altra viene trascinata in rotazione dalla ruota conduttrice.

Quando i denti delle due ruote si separano e transitano di fronte all’aspirazione realizzano una piccola depressione che permette al fluido di entrare nella camera di pompaggio che si forma tra i vani dei denti e la cassa. Quando i denti raggiungono la luce di mandata l’olio non ha più spazio per rimanere all’interno della pompa ma è costretto ad uscire dalla luce di mandata.

L’accoppiamento delle due ruote dentate deve prevenire il riflusso dell’olio dalla mandata verso l’aspirazione per cui l’olio è trasferito alla mandata unicamente lungo i vani compresi tra la cassa e i denti delle ruote dentate. Per evitare la presenza della cavitazione la depressione nella linea di aspirazione non deve superare il valore di 0.1-0.2 bar.

### Pompe rotative a pistoni

Le pompe a pistoni possono essere classificate come macchine rotoalternative. Nella maggior parte delle realizzazioni le pompe presentano 7-9 pistoni alternativi alloggiati nei cilindri rotativi. Le pompe sono realizzate in modo che i pistoni scorrano all’indietro quando è aperta la luce di aspirazione creando una leggera depressione che consenta al fluido di raggiungere

la camera di pompaggio. La corsa di pompaggio avviene quando la porta di mandata è scoperta e si realizza il trasferimento di fluido nella linea.

Le pompe rotative a pistoni possono essere distinte in:

- pompe a pistoni assiali
- pompe a pistoni radiali.

### Pompe rotative a pistoni radiali

Nelle pompe a pistoni radiali i pistoni sono disposti a raggiera in un blocco cilindri che ruota all'interno di un anello circolare. Il blocco cilindri ruota attorno ad un distributore fisso che scopre le luci di aspirazione e di mandata. Quando il blocco cilindri ruota, i pistoni vengono spostati radialmente dalla forza centrifuga e dalla forza di pressione e sono vincolati a seguire la pista circolare.

Poiché l'anello circolare è montato eccentricamente rispetto all'asse di rotazione, il pistone è costretto a muoversi radialmente compiendo una corsa dipendente dall'entità dell'eccentricità. La cilindrata della pompa può essere variata agendo sull'eccentricità.

- Pompa a pistoni radiali e blocco cilindri rotante (schema di principio)
- 1) rotore
  - 2) pattino idrostatico
  - 3) corona o pista eccentrica interna
  - 4) distributore
  - 5) pistone
  - 6) albero di ingresso

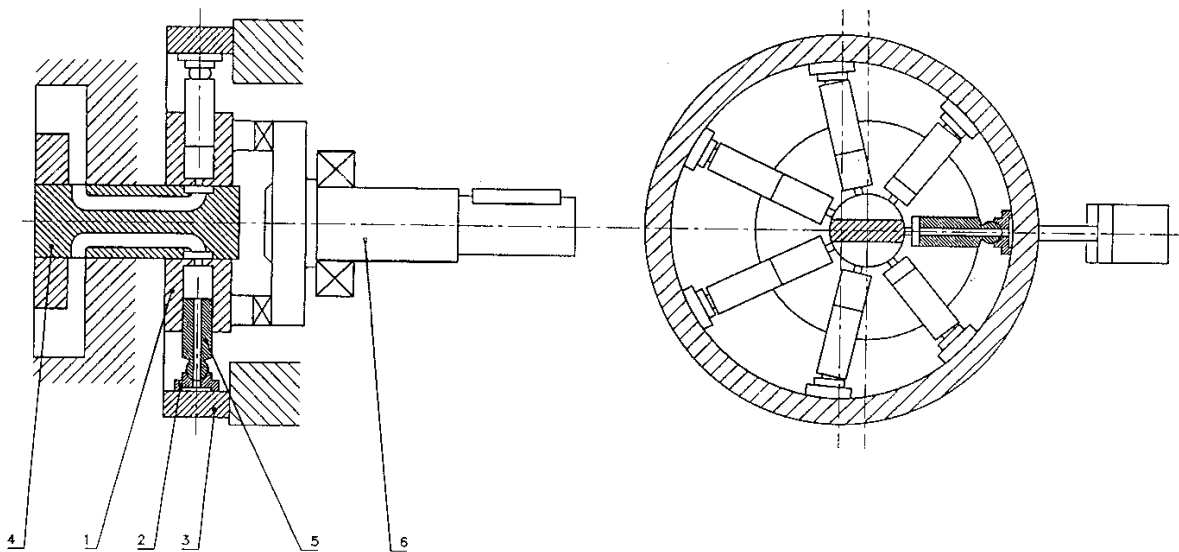


Figura 6 Pompa rotativa a pistoni radiali

### Pompe rotative a pistoni assiali

Nelle pompe rotative a pistoni assiali la corsa dei pistoni è assiale o perlomeno avviene nella stessa direzione dell'asse del corpo cilindri. Si possono infatti trovare realizzazioni con pistoni in linea o con pistoni e relativo corpo cilindri inclinato.

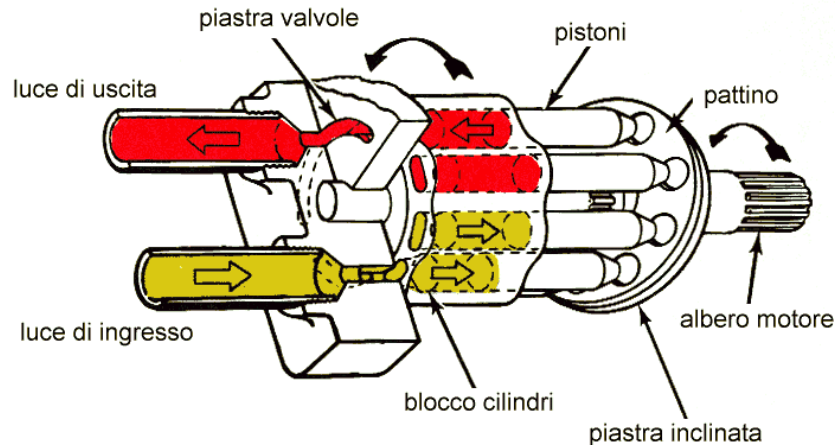


Figura 7 Schema di pompa rotativa a pistoni assiali

### Pompa a pistoni assiali in linea

Le pompe a pistoni assiali in linea rappresentano la soluzione più diffusa per le piccole e medie cilindrate. In queste pompe i corpi pompanti sono disposti su di un cilindro il cui asse coincide con quello di rotazione. Il moto alterno dei pompanti è determinato da una piastra inclinata sulla quale scivola un pattino unito ai pompanti da snodi sferici quando il blocco cilindri è posto in rotazione. Il moto alterno dei pistoni si ottiene solo quando esiste un moto relativo fra la piastra inclinata e il blocco cilindri e questo si ottiene indifferentemente ponendo in rotazione la piastra o il blocco cilindri

L'inclinazione della piastra determina anche la corsa dei pompanti; variando l'angolo di inclinazione della piastra è possibile variare la cilindrata della pompa. Esistono delle versioni a cilindrata fissa nella quale l'inclinazione della piastra è fissata dal costruttore e soluzioni a cilindrata variabile in cui l'inclinazione della piastra può essere modificata dall'esterno mediante un'apposita leva o una vite di regolazione. Nella posizione centrale la piastra è perpendicolare all'asse dei cilindri e quindi la corsa dei pompanti è nulla.

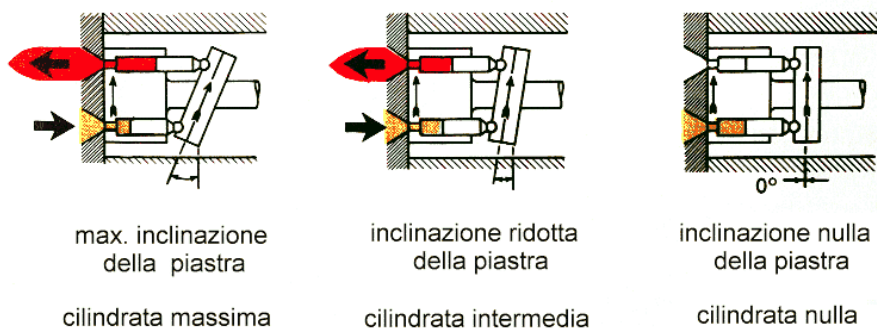


Figura 8 Variazione della cilindrata in una pompa a piastra inclinata

L'autodistribuzione del flusso si ottiene con facilità nella soluzione con blocco cilindri rotante. Quando i pompanti iniziano la corsa che prevede l'aumento del volume all'interno del rispettivo cilindretto, l'apertura presente sul fondo del cilindretto scopre la luce di aspirazione attraverso la piastra di distribuzione anch'essa forata. L'olio pertanto entra nel cilindretto quasi per mezza rotazione del corpo cilindri. A questo punto il cilindretto viene chiuso dalla piastra di distribuzione che presenta una zona cieca. Solo quando il pistone inizia la corsa di pompaggio, il cilindretto si porta in corrispondenza della foratura della piastra di

distribuzione che è in comunicazione con la luce di mandata consentendo l'invio dell'olio presente nel pompante verso la linea.

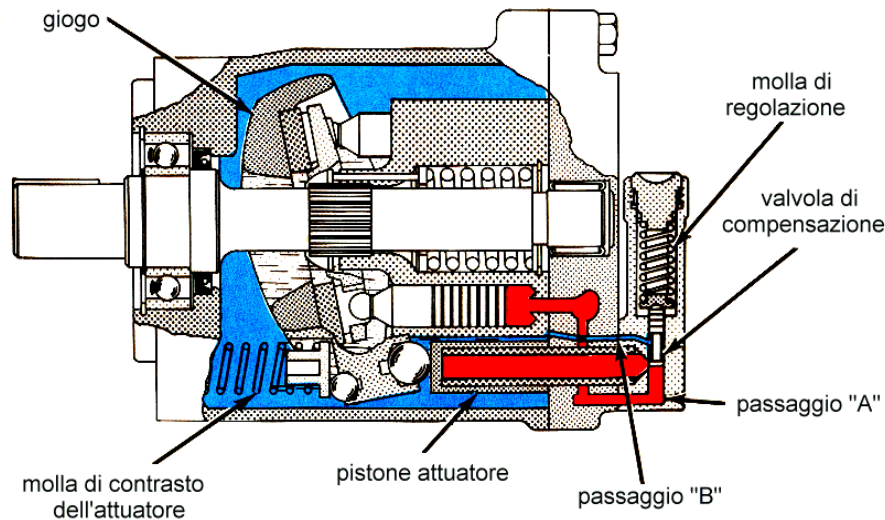


Figura 9 Particolare di una pompa a pistoni assiali con dispositivo compensatore

In figura 9 è rappresentato lo schema di una pompa a pistoni assiali con piastra inclinata dotata di compensatore automatico della pressione. Il compensatore di pressione permette di controllare la posizione della piastra inclinata in modo da limitare automaticamente la pressione alla mandata della pompa. Il sistema di compensazione si compone di:

- una valvola di compensazione comandata dalla pressione vigente sulla linea di mandata e sulla quale agisce anche il carico di una molla;
- da un pistone attuatore, controllato dalla valvola, agente sul sistema basculante della piastra inclinata anch'essa contrastata dal carico di una molla.

Fintanto che nella linea di mandata non viene raggiunto un certo livello di pressione, la pompa opera con la massima cilindrata perché la piastra, sospinta dalla molla, si trova alla massima inclinazione. La pressione che vige alla mandata è continuamente applicata, attraverso il passaggio A, alla valvola compensatrice. La posizione della valvola è determinata dall'equilibrio della forza di pressione con il carico della molla agente all'altra estremità della valvola di compensazione. Quando la pressione nella linea sale e attraverso il passaggio A la forza di pressione è sufficiente a vincere il carico della molla e a sollevare la valvola compensatrice, si ha il passaggio del fluido in pressione verso il pistone attuatore. L'olio in pressione aziona il pistone attuatore che modifica l'inclinazione della piastra nella direzione di una riduzione della cilindrata. Se la pressione sulla linea decresce allora la forza di pressione agente sulla valvola diminuisce e la molla sposta la valvola verso la chiusura del passaggio A, permettendo il drenaggio dell'olio contenuto nel pistone attuatore attraverso il passaggio B verso la cassa. Il sistema compensatore riduce pertanto la portata di fluido elaborata dalla pompa per mantenere la pressione nella linea al valore selezionato dal precarico della molla agente sulla valvola di compensazione.

#### Pompa a pistoni assiali a piastra oscillante

In questa configurazione costruttiva è prevista la rotazione della piastra inclinata mentre il corpo cilindri è fisso. La piastra inclinata posta in rotazione dall'albero della pompa assume un moto oscillante che viene trasmesso ai pompanti della pompa. Nella pompa a piastra oscillante l'apertura delle luci di aspirazione e di mandata deve essere realizzata utilizzando

delle valvole di non ritorno per ogni cilindro in quanto non è presente alcun movimento relativo dei cilindri rispetto alle aperture.

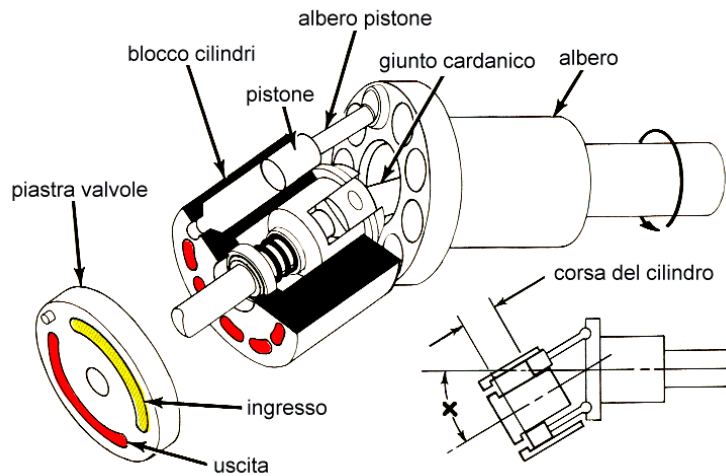


Figura 10 Pompa rotativa a pistoni assiali ad asse inclinato

#### Pompa a pistoni assiali ad asse inclinato

Nella configurazione ad asse inclinato (figura 10), gli steli dei pistoni sono collegati alla flangia dell'albero della pompa mediante dei giunti sferici. Un giunto cardanico collega l'albero con il blocco cilindri in modo che quest'ultimo possa ruotare anche in posizione disassata. Il blocco cilindri ruota di fronte alla piastra distributrice scanalata che mette in comunicazione i cilindretti con l'aspirazione e la mandata della pompa.

L'angolo di inclinazione del corpo cilindri rispetto all'albero della pompa stabilisce la sua cilindrata come l'inclinazione della piastra la determinava per la pompa a pistoni in linea.

Nei modelli a cilindrata variabile l'angolo di inclinazione del corpo cilindri può essere modificato in modo manuale o automatico mentre è costante in quelli a cilindrata fissa.



## EQUAZIONI FONDAMENTALI DELLE MACCHINE IDROSTATICHE

Le equazioni fondamentali delle macchine idrostatiche esprimono il legame esistente fra le variabili di esercizio e le grandezze caratteristiche della macchina.

Le grandezze caratteristiche più rappresentative delle macchine idrostatiche sono:

- il numero dei cilindri (per le macchine a pistoni)
- la corsa (per le macchine alternative e rotoalternative)
- la cilindrata (portata elaborata per ogni giro o per un radiante di rotazione)

I costruttori esprimono la cilindrata delle unità idrostatiche abitualmente in [cm<sup>3</sup>/giro] mentre se si indica con  $\tilde{V}$  la cilindrata espressa in [cm<sup>3</sup>/rad] si può osservare che  $V = \tilde{V} 2\pi$ .

Nel caso di macchina a cilindrata variabile se si indica con  $\alpha$  il grado di regolazione della cilindrata si ha:

$V = \alpha V_0$  intendendo con  $V_0$  la cilindrata massima della pompa che si realizza quando  $\alpha = 1$ .

### CARATTERISTICHE IDEALI DELLE MACCHINE VOLUMETRICHE

Le principali variabili idrauliche di esercizio delle macchine idrostatiche sono essenzialmente la portata volumetrica e la pressione di esercizio.

La portata volumetrica elaborata dalla pompa è direttamente dipendente dalla cilindrata della macchina e dalla sua velocità di rotazione

$$Q = \omega \tilde{V} = \omega \alpha \tilde{V}_0$$

Invece la differenza di pressione presente ai capi della macchina determina la coppia assorbita dalla pompa ovvero quella disponibile all'asse del motore idraulico

$$C = \Delta p \tilde{V} = \Delta p \alpha \tilde{V}_0$$

Se infine si vuole determinare la potenza meccanica integralmente convertita in energia idraulica si può far riferimento sia alla relazione fra le grandezze meccaniche coppia e velocità angolare sia alle grandezze idrauliche pressione e portata.

$$P = C\omega = \omega \alpha \tilde{V}_0 \Delta p = Q \Delta p$$

Tali equazioni definiscono le caratteristiche ideali delle macchine idrostatiche perché non tengono conto del loro reale comportamento che invece è caratterizzato dalla presenza di perdite. Tali relazioni ideali si applicano indifferentemente sia alle pompe sia ai motori ed in maniera indipendente dal senso di rotazione e dalla direzione del flusso.

### Calcolo della cilindrata per macchine a pistoni assiali

#### *Pompa a corpo inclinato*

Nella pompa a corpo inclinato schematizzata in figura 11 il corpo cilindri ruota trascinato dall'albero di comando mediante l'interposizione o meno di un doppio giunto cardanico.

Indicando con  $d$  il diametro dei pompanti, con  $R$  il raggio della circonferenza descritta dalla rotazione delle bielle dei pompanti, misurato sul piano perpendicolare all'asse dell'albero di rotazione e con  $\beta$  l'angolo formato dall'asse del corpo cilindri con quello dell'albero di rotazione, si ha:

$$\text{corsa} \quad s = 2 R \sin\beta$$

sezione pistone  $A = \pi d^2/4$   
 volume del cilindro  $V_i = sA = \pi d^2/2 R \sin\beta$   
 cilindrata  $V = NV_i = N\pi d^2/2 R \sin\beta = K \sin\beta$

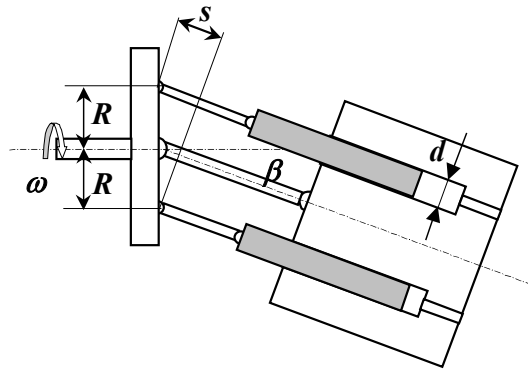


Figura 11 Rappresentazione schematica della pompa a pistoni assiali a corpo inclinato

*Pompa a piastra inclinata*

In questo caso si può far riferimento allo schema di figura 12 dove è stata mantenuta la stessa simbologia del caso precedente con la variante che ora  $\beta$  è l'angolo di inclinazione della piastra inclinata rispetto all'asse dell'albero di rotazione.

corsa  $s = 2 R \tan\beta$   
 sezione pistone  $A = \pi d^2/4$   
 volume del cilindro  $V_i = sA = \pi d^2/2 R \tan\beta$   
 cilindrata  $V = NV_i = N\pi d^2/2 R \tan\beta = K \tan\beta$

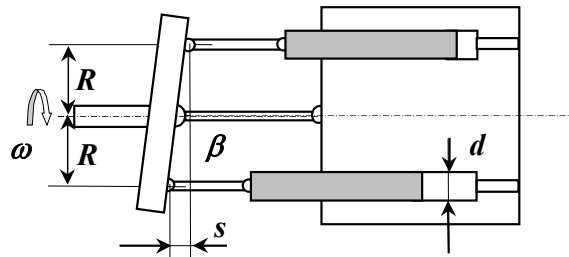


Figura 12 Rappresentazione schematica della pompa a piastra inclinata

**CARATTERISTICHE REALI DELLA MACCHINE OPERATRICI**

Per le macchine operatrici ovvero per le pompe oleodinamiche è possibile rappresentare il flusso d'informazioni con gli elementi contigui con cui interagisce la macchina tramite lo schema funzionale riportato in figura 13.

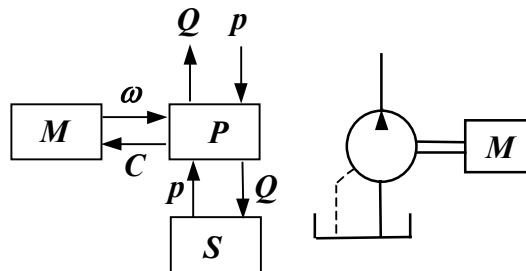


Figura 13 Schema a blocchi funzionale di una pompa

In questo caso il flusso di informazioni in ingresso al blocco della pompa prevede la velocità di rotazione imposta dal motore primo, la pressione vigente nel serbatoio di alimentazione e la pressione alla mandata della pompa imposta dal carico e dal circuito.

Nel definire il ciclo di lavoro compiuto dal fluido operativo si suole distinguere fra ciclo ideale, ciclo limite e ciclo reale. Il ciclo ideale è quello che si ottiene considerando le trasformazioni ideali realizzate con un fluido ideale, mentre il ciclo limite considera ancora le trasformazioni ideali ma ottenute con un fluido reale. In realtà il ciclo limite coincide con quello ideale se si considera il fluido incomprimibile. Il ciclo reale invece si differenzia dal ciclo limite perché si assume che anche le trasformazioni siano reali. I cicli limite e reale di una macchina operatrice volumetrica sono rappresentati sul piano pressioni-volumi totali di figura 14. In realtà è più corretto definire la serie di trasformazioni reali eseguite dal fluido reale come diagramma indicato piuttosto che come ciclo reale perché ottenuto rilevando la pressione all'interno della camera di compressione e il volume spazzato dal pistone durante la sua corsa.

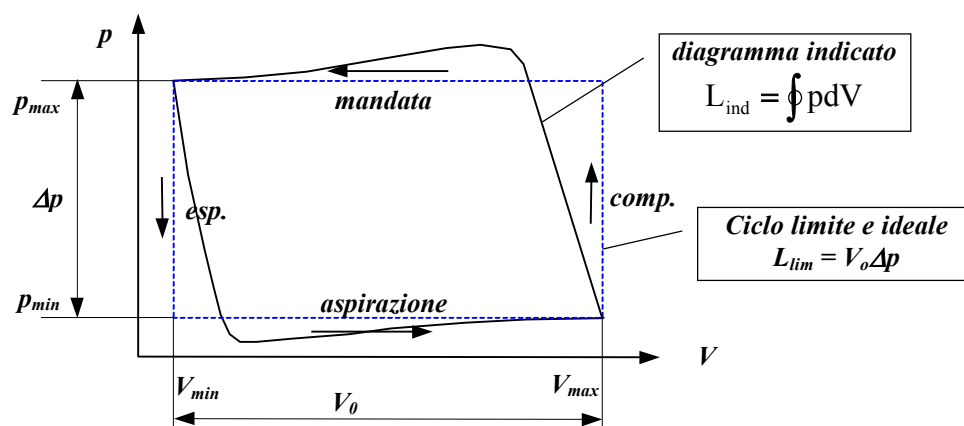


Figura 14 Ciclo limite e diagramma indicato di una macchina operatrice

La differenza che si presenta fra i lavori richiesti dalla pompa in sede limite e in sede reale permette di definire un rendimento idraulico o interno della pompa.

$$\eta_i = \frac{L_{\text{lim}}}{L_{\text{ind}}} = \frac{P_{\text{lim}}}{P_{\text{ind}}}$$

Tale rendimento tiene conto esclusivamente delle perdite legate alle trasformazioni reali subite dal fluido ma non tiene conto delle perdite meccaniche connesse al trasferimento dell'energia dalla flangia di accoppiamento con il motore primo che aziona la pompa al fluido stesso. In tal caso occorre definire il rendimento meccanico della pompa espresso come rapporto fra la potenza indicata e quella assorbita dalla pompa:

$$\eta_m = \frac{P_{\text{ind}}}{P_{\text{ass}}}$$

Durante il funzionamento della pompa si verificano inoltre anche delle perdite volumetriche che si presentano attraverso dei trafiletti di fluido sia interni che esterni alla macchina e dovute all'elevata pressione di esercizio e all'inevitabile gioco presente fra le parti fisse e quelle mobili del componente. Si definisce in tal modo anche un rendimento volumetrico espresso come rapporto fra la portata reale fornita dalla pompa e quella teorica o ideale aspirata dalla pompa.

$$\eta_v = \frac{Q_r}{Q_t}$$

Se si esprime la potenza assorbita in funzione di quella limite o ideale utilizzando le definizioni precedenti dei diversi rendimenti si ottiene:

$$P_{\text{ass}} = \frac{P_{\text{ind}}}{\eta_m} = \frac{P_{\text{lim}}}{\eta_m \eta_i}$$

Poiché la potenza limite o ideale può essere espressa in funzione delle grandezze idrauliche si ha che  $P_{\text{lim}} = Q_t \Delta p$  e la potenza assorbita può essere così calcolata esclusivamente in funzione delle grandezze idrauliche

$$P_{\text{ass}} = \frac{Q_t \Delta p}{\eta_m \eta_i} = \frac{Q_r \Delta p}{\eta_m \eta_i \eta_v} = \frac{Q_r \Delta p}{\eta_{\text{tot}}}$$

Il rendimento complessivo della pompa, definito dal prodotto dei tre rendimenti, e quello volumetrico sono normalmente forniti dal costruttore di pompe mentre non viene definito il rendimento interno perché dal punto di vista pratico è di difficile determinazione richiedendo la rilevazione del diagramma indicato. Infatti fornendo il rendimento totale e quello volumetrico della pompa è possibile risalire al prodotto del rendimento interno per quello meccanico che viene indicato come rendimento meccanico-idraulico o anche semplicemente rendimento meccanico.

$$\eta_{\text{tot}} = \eta_m \eta_i \eta_v \Rightarrow \eta_m \eta_i = \eta_{\text{mh}} = \frac{\eta_{\text{tot}}}{\eta_v}$$

#### Rendimento meccanico-idraulico delle pompe

Se si riprende la definizione data precedentemente si osserva che il rendimento meccanico idraulico delle pompe rappresenta il rapporto, fra la coppia teorica trasferibile in assenza di perdite, e quella reale misurata all'asse della macchina.

$$\eta_{\text{mh}} = \eta_m \eta_i = \frac{P_{\text{lim}}}{P_{\text{ass}}} = \frac{Q_t \Delta p}{C_r \omega} = \frac{\omega \alpha V_0 \Delta p}{C_r \omega} = \frac{C_t}{C_r}$$

Logicamente la coppia reale assorbita è superiore a quella teorica per la presenza delle perdite che possono essere messe in evidenza come perdite di coppia  $\Delta C$ ; pertanto la coppia reale può essere espressa anche come somma della coppia teorica e delle perdite di coppia  $C_r = C_t + \Delta C$ .

$$\eta_{\text{mh}} = \frac{C_t}{C_t + \Delta C} = \frac{1}{1 + \Delta C / C_t} = \frac{1}{1 + \frac{\Delta C}{\alpha V_0 \Delta p}} = f(\alpha, \omega, \Delta p, \mu)$$

Le perdite che occorre considerare nel definire il rendimento meccanico-idraulico sono legate essenzialmente all'attrito meccanico presente fra gli organi meccanici in moto relativo fra loro (cuscinetti e guarnizioni) e all'attrito viscoso di natura fluidodinamica presente nel fluido di lavoro e nei meati. Poiché si considera sia l'attrito secco sia l'attrito viscoso, il rendimento in questione dipenderà sia dalla differenza di pressione, come evidenzia l'equazione

precedente del rendimento, sia dalla viscosità dinamica del fluido di lavoro e sia dalla velocità di rotazione della pompa. Ipotizzando di mantenere costanti la viscosità del fluido e il grado di regolazione della pompa si può mettere in evidenza la dipendenza del rendimento meccanico-idraulico separatamente dalla differenza di pressione e dalla velocità angolare della pompa.

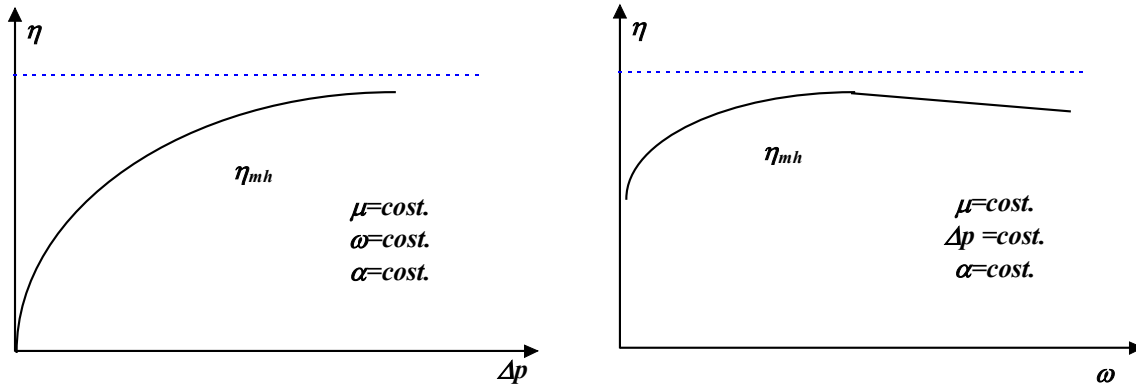


Figura 15 Andamenti del rendimento meccanico-idraulico per una pompa

Come si nota dalla figura 15 e dall'equazione precedente, a parità di tutte le altre grandezze, il rendimento meccanico-idraulico vale zero quando non esiste nessun incremento di pressione attraverso la pompa e tende all'unità quando la differenza di pressione tende all'infinito. Invece a parità di differenza di pressione il rendimento meccanico-idraulico varia in funzione della velocità angolare con il medesimo andamento del coefficiente d'attrito meccanico.

#### Rendimento volumetrico delle pompe

Il rendimento volumetrico della pompa tiene conto del fatto che la portata volumetrica reale alla mandata della pompa  $Q_r$  differisce da quella teorica elaborata dalla macchina per la presenza delle fughe e per l'effetto della comprimibilità del fluido di lavoro. Pertanto la portata reale potrà essere espressa come  $Q_r = Q_t - \Delta Q_L$ .

$$\eta_v = \frac{Q_r}{Q_t} = \frac{Q_t - \Delta Q_L}{Q_t} = 1 - \frac{\Delta Q_L}{Q_t} = 1 - \frac{\Delta Q_L}{\alpha \omega V_0} = f(\alpha, \omega, \Delta p, \mu)$$

Le perdite volumetriche dipendono non solo dalla velocità angolare della pompa ma anche dalla viscosità dinamica del fluido di lavoro e dalla differenza di pressione. Infatti se all'aumentare della velocità angolare le perdite volumetriche sono percentualmente più piccole è altrettanto importante sottolineare che, a parità di altezza del meato, al crescere della differenza di pressione la portata di trafilamento aumenta in maniera direttamente proporzionale<sup>1</sup> (figura 16).

Si può osservare sia dalla figura 16 che dall'espressione del rendimento volumetrico che esso tende all'infinito quando la velocità angolare tende a zero. Tale comportamento presenta una spiegazione fisica in quanto deve esistere una velocità angolare minima della pompa sufficiente a vincere le perdite volumetriche interne e quelle necessarie per la lubrificazione prima che si possa manifestare una portata di fluido alla mandata della pompa.

<sup>1</sup> Un fluido incomprimibile che fluisce attraverso un piccolo meato piano è dotato di moto laminare per cui la relativa portata volumetrica che interessa tale meato può essere espressa con la relazione di Hagen-Poiseuille che stabilisce che la portata dipende sia dalle caratteristiche geometriche del meato sia dalla viscosità dinamica del fluido ma che è anche direttamente proporzionale alla differenza di pressione presente agli estremi del meato.

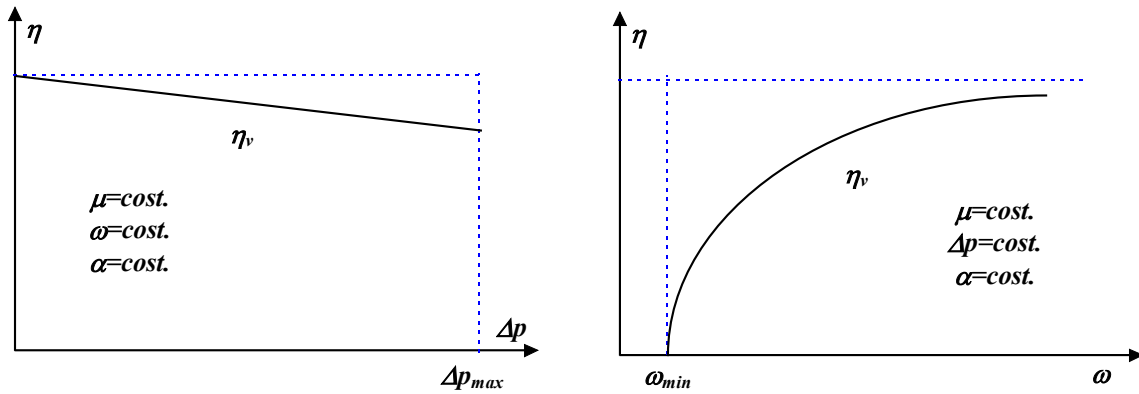


Figura 16 Andamenti del rendimento volumetrico per una pompa

**CARATTERISTICHE REALI DELLA MACCHINE MOTRICI**

La modalità di interazione dei motori volumetrici con i componenti contigui è rappresentata nello schema funzionale di figura 17. Nel caso specifico sono assegnate la portata volumetrica all'ammissione del motore e la coppia resistente esercitata dal carico nonché la pressione vigente nel serbatoio di scarico. Mediante le relazioni ideali è possibile allora ricavare la velocità angolare del motore, in relazione alla portata volumetrica che alimenta il motore idraulico  $\omega = Q/V$  e la pressione alla bocca di ammissione che dipende dall'entità del carico  $p=C/V$ .

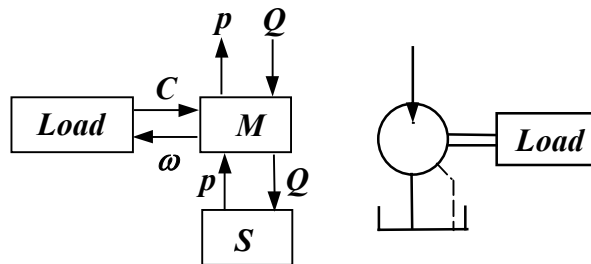


Figura 17 Schema funzionale di un motore idraulico

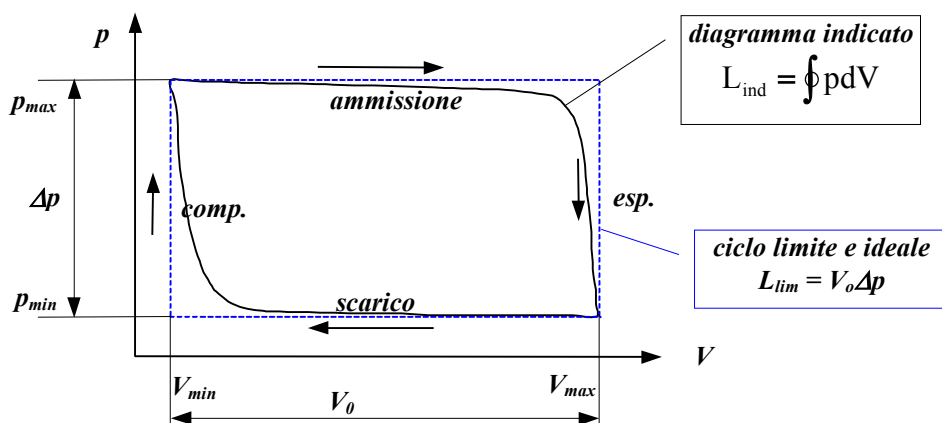


Figura 18 Ciclo limite e diagramma indicato di una macchina motrice

Anche per le macchine motrici è possibile definire un ciclo ideale e un ciclo limite e rilevare il corrispondente diagramma indicato come rappresentati in figura 18. Il ciclo stavolta è percorso in senso orario e prevede sempre due trasformazioni a pressione costante che sono l'ammissione e lo scarico e due trasformazioni a volume costante che indicano una fase di compressione e una di espansione del fluido contenuto nella camera di compressione. Il

diagramma indicato invece si differenzia dal ciclo limite per la realtà delle trasformazioni realizzando il diagramma di figura 18.

Rendimento volumetrico dei motori

Se dal punto di vista ideale è sufficiente fornire una certa portata volumetrica per realizzare una determinata velocità angolare del motore, in condizioni reali la stessa velocità sarà realizzabile solo se si alimenta il motore con una portata superiore necessaria per sopperire ai trafiletti interni ed esterni del motore. In tal caso la portata volumetrica reale con cui alimentare il motore può essere espresso sommando alla portata teorica le perdite  $Q_r = Q_t + \Delta Q_L$ . Il rendimento volumetrico del motore può allora esprimersi come:

$$\eta_v = \frac{Q_t}{Q_r} = \frac{Q_t}{Q_t + \Delta Q_L} = \frac{1}{1 + \frac{\Delta Q_L}{Q_t}} = \frac{1}{1 + \frac{\Delta Q_L}{\alpha \omega V_0}} = f(\alpha, \omega, \Delta p, \mu)$$

Alle perdite volumetriche nel motore volumetrico contribuiscono:

- a) le fughe interne alla macchina dipendenti dalla differenza di pressione esistente fra la bocca di ammissione e quella di scarico e dalla velocità angolare perché se questa aumenta le fughe interne pesano percentualmente meno;
- b) le fughe verso l'esterno (drenaggi) della macchina che dipendono ancora dalla differenza di pressione tra la zona di ammissione e il carter e tra questi e lo scarico  $\Delta Q_L = \Delta Q_i + \Delta Q_{amm} + \Delta Q_{sc} = f(\Delta p, \omega)$ .

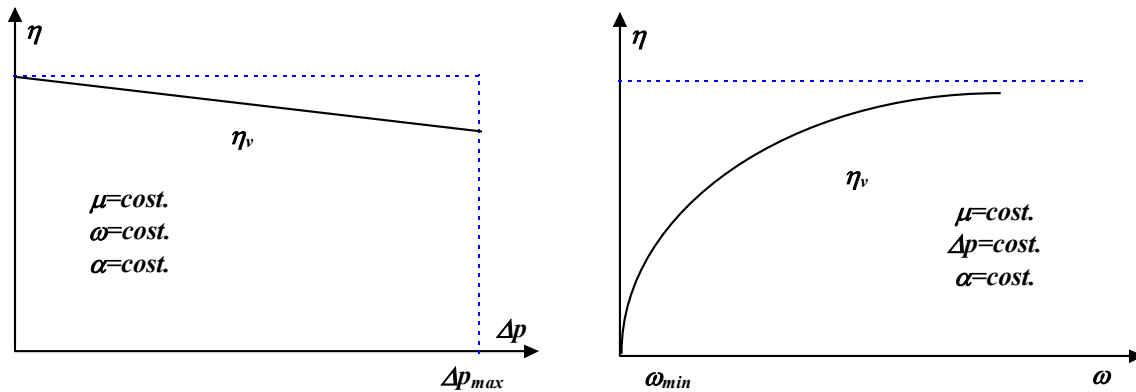


Figura 19 Andamenti del rendimento volumetrico per un motore idraulico

La relazione precedente permette di tracciare l'andamento del rendimento volumetrico al variare della velocità di rotazione del motore (figura 19), mentre la sua dipendenza dalla differenza di pressione tra monte e valle del motore risulta sempre lineare per quanto già detto a proposito della pompa (figura 19).

Rendimento meccanico-idraulico dei motori

Nel caso dei motori idraulici il rendimento meccanico-idraulico tiene conto delle perdite interne e di quelle meccaniche, che riducono la coppia realmente disponibile all'asse della macchina rispetto a quella teorica o ideale. Pertanto  $C_r = C_t - \Delta C$ .

$$\eta_{mh} = \frac{C_r}{C_t} = \frac{C_t - \Delta C}{C_t} = 1 - \frac{\Delta C}{C_t} = 1 - \frac{\Delta C}{\alpha V_0 \Delta p} = f(\alpha, \omega, \Delta p, \mu)$$

Le perdite di coppia dipendono dalle perdite meccaniche che nascono dall'attrito sui perni e su tutte quelle parti che si trovano in moto relativo fra loro e sulle guarnizioni di tenuta sull'albero. Sono inoltre presenti anche le perdite di natura fluidodinamica nei meati che sono strettamente dipendenti dalla viscosità del fluido e dalla velocità angolare del motore. Come si nota dall'espressione del rendimento meccanico-idraulico, la coppia teorica cresce linearmente con il salto di pressione attraverso il motore. Tuttavia anche le perdite di coppia  $\Delta C$  aumentano con il  $\Delta p$  ma in misura meno rapida da non causare una riduzione del rendimento. E' necessario in ogni caso realizzare una differenza minima di pressione fra l'ammissione e lo scarico del motore affinché si possano vincere le perdite di coppia ed ottenere l'avviamento del motore (figura 20). La dipendenza del rendimento meccanico-idraulico dalla velocità angolare si presenta esclusivamente per la quota delle perdite di coppia perché il coefficiente d'attrito dipende dalla velocità angolare mentre la coppia teorica è indipendente da essa (figura 20).

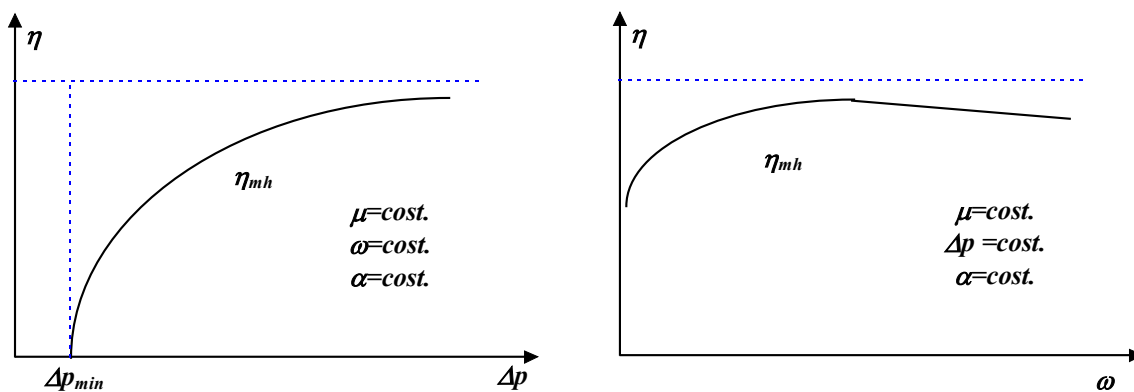


Figura 20 Andamenti del rendimento meccanico-idraulico per un motore idraulico