

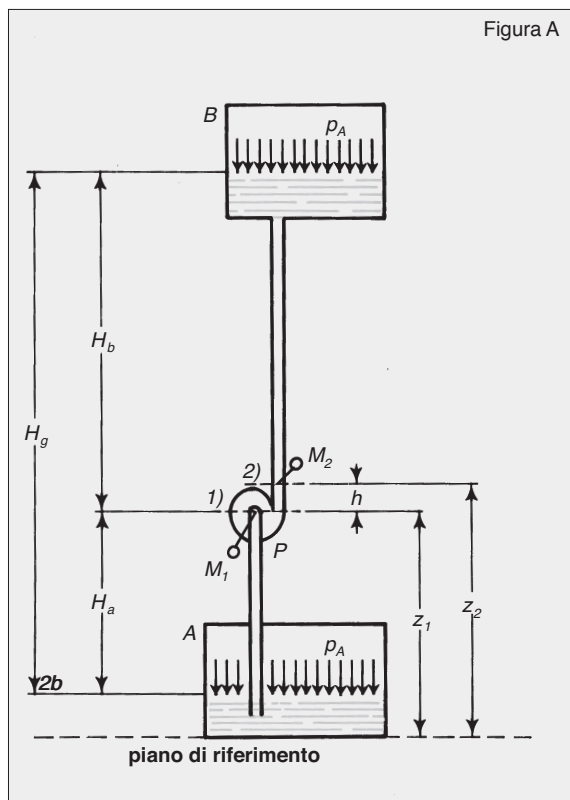
Capitolo 24

Le *macchine idrauliche operatrici (pompe)* sono dei macchinari azionati da motrici che comunicano energia a un liquido per sollevarlo, per convogliarlo sotto pressione a una certa distanza o per imprimergli una certa velocità. **Esse trasformano l'energia meccanica di cui dispongono in energia idraulica potenziale di posizione, potenziale di pressione e cinetica.** Le pompe sono classificate in:

- **pompe alternative:** caratterizzate dal moto alternato dei loro organi mobili;
- **pompe centrifughe:** basate sul principio di conferire energia al liquido sfruttando la forza centrifuga generata dall'organo mobile soggetto a un veloce moto di rotazione;
- **pompe rotative:** nelle quali l'organo mobile è soggetto a moto di rotazione, ma l'energia acquisita dal fluido non è prodotta dalla forza centrifuga.

Le caratteristiche fondamentali di una pompa riguardano la *quantità* di liquido che essa è in grado di elaborare in un certo tempo e l'*energia* che essa può comunicare al liquido stesso. Si definisce:

- **portata** di una pompa (in m^3/s) il **volume di fluido** che attraversa la macchina nell'unità di tempo;
- **prevalenza** di una pompa (in *metri di colonna liquida*) l'**energia** che essa può conferire all'**unità di peso** del liquido elaborato. Nella figura A una pompa



P deve convogliare il fluido A (a pressione p_A) in B (a pressione interna p_B). Si definisce **prevalenza geodetica** H_g (in metri) il dislivello esistente fra i due peli liberi che è **legata all'energia teorica** necessaria per sollevarlo di H_g metri.

Teorica perché nella realtà necessita di un'ulteriore quantità che vinca la differenza di pressione fra i due serbatoi ($p_B - p_A$) e le perdite di carico (continue e accidentali: $Y + y$). L'**energia effettiva** che la pompa deve comunicare al peso unitario di liquido viene denominata **prevalenza manometrica** H_m (in metri di colonna liquida); la denominazione *manometrica* è dovuta alla possibilità di rilevarne il valore mediante due manometri M_1 e M_2 installati prima e dopo la pompa. **L'espressione analitica della prevalenza manometrica**, intesa come la differenza fra l'energia totale posseduta dal peso unitario di liquido all'uscita della pompa e quella da esso posseduta al suo ingresso (applicando il teorema di Bernoulli):

$$H_m = z_2 + \frac{p_2}{\rho \cdot g} + \frac{v_2^2}{2 \cdot g} - z_1 - \frac{p_1}{\rho \cdot g} - \frac{v_1^2}{2 \cdot g} \quad (24.2)$$

dove p_2 è misurato con un manometro graduato e p_1 con un vacuometro.

Nel caso in cui le tubazioni di aspirazione e di mandata abbiano lo stesso diametro ($v_1 = v_2$) e trascurando la differenza di quota fra la sezione di uscita e quella di entrata nella pompa otteniamo che la prevalenza manometrica è funzione delle pressioni e della densità del liquido:

$$H_m \cong \frac{p_2 - p_1}{\rho \cdot g} \quad (24.4)$$

In fase di progettazione, p_1 e p_2 non sono note a priori e quindi si esprime la prevalenza manometrica in funzione del dislivello fra i due serbatoi H_g e delle pressioni in essi esistenti (p_A e p_B):

$$H_m = H_g + \frac{p_B - p_A}{\rho \cdot g} + \sum y \quad (24.7)$$

in cui $\sum y$ sono le perdite di carico (**continue e accidentali**) calcolabili una volta noti portata e diametri delle tubazioni.

Si usa definire **prevalenza totale** H di una pompa la differenza di energia totale posseduta dal peso unitario di fluido nelle sezioni estreme dell'impianto che si può ritenere **coincidere** con la **prevalenza manometrica**.

Il dislivello geodetico totale H_g può essere suddiviso in due dislivelli parziali H_a e H_b .

L'altezza geodetica di aspirazione (o altezza aspiran-

te) è valutata in base alla pompa installata:

- pompa di tipo centrifugo: H_a è la distanza verticale intercorrente fra la superficie del liquido nel serbatoio di aspirazione e il centro della pompa;
- pompa di tipo alternativo: H_a è la distanza verticale fra la superficie del liquido e il punto più alto in cui esso arriva nella pompa.

Essa **non può, in alcun caso, superare limiti ben determinati** in quanto la pompa nel suo funzionamento provoca una **depressione** che non può andare oltre il vuoto assoluto ($p_1 = 0$). Nel caso che il liquido aspirato sia acqua, il valore massimo ammissibile dell'altezza di aspirazione è di 10,33 m diminuito di diversi fattori (peso delle valvole, azione delle molle, giunzioni che possono essere imperfette, il liquido può contenere gas o può evaporare). La formazione di bollicine di vapore nella colonna liquida aspirata è un fenomeno (noto come **cavitazione**) dannoso per le pompe in quanto le bolle di vapore trasportate dal liquido appena raggiungono una zona in cui la pressione è più alta condensano istantaneamente, implodendo. Per tutti questi motivi è necessario limitare quanto più è possibile l'altezza di aspirazione H_a ; il costruttore di una pompa centrifuga fornisce l'altezza totale netta all'aspirazione **NPSH** (*Net Positive Suction Head*). **L'altezza di aspirazione dipende dalle perdite di carico continue e accidentali che si manifestano**; ad esempio la tubazione di aspirazione è provvista all'estremità inferiore di un filtro (detto **succhieruola**) che impe-

disce il risucchio di eventuali impurità o detriti contenuti nel recipiente; al filtro, segue una valvola automatica di non ritorno che permette il passaggio del liquido solo in un senso (necessaria per pompe di tipo alternativo).

L'altezza geodetica di mandata (o altezza premente) non ha limiti (teorici).

Volendo portare una massa m di liquido da un serbatoio A ad uno B (comunicanti con l'esterno) con un dislivello geodetico H_g la pompa deve comunicare al liquido una quantità di energia pari al lavoro che il liquido stesso deve compiere per innalzarsi di H_g metri ($m \cdot g \cdot H_g$) più il lavoro perduto dalle perdite di carico ($m \cdot g \cdot (\sum y_a + \sum y_b)$) con y_a e y_b perdite di carico continue e accidentali relative alla tubazione di aspirazione e a quelle di mandata). Il lavoro totale risulta pertanto:

$$L_p = m \cdot g \cdot H$$

dove con H si intende il dislivello fittizio dato da:

$$H = H_g + \sum y_a + \sum y_b \quad (24.15)$$

Se i due recipienti A e B non comunicano con l'ambiente esterno allora è necessario un ulteriore lavoro per vincere la differenza di pressione ($p_B - p_A$):

$$H = H_g + \frac{p_B - p_A}{\rho \cdot g} + \sum y_a + \sum y_b \quad (24.16)$$

Dalle (24.7) e (24.16) si ha che il **dislivello fittizio** che il liquido deve superare coincide con la **prevalenza manometrica** e con quella **totale**.

Dividendo il lavoro per il tempo t e considerando che $m = \rho \cdot V$ e che la portata volumetrica $q_v = V / t$ otteniamo la potenza utile fornita dalla pompa:

$$P_u = \rho \cdot g \cdot q_v \cdot H$$

Indicando con P_a la **potenza assorbita** dalla pompa, il **rendimento totale** (che tiene conto delle perdite di energia che si manifestano nell'interno della macchina) è definito dal rapporto fra la potenza utile e la potenza assorbita P_a :

$$\eta = \frac{P_u}{P_a} \quad (24.19)$$

Le perdite interne che riducono la potenza utile di una macchina idraulica sono dovute a:

- **perdite idrauliche**: dissipazione di energia conseguente a urti, deviazioni e attriti del liquido in moto nell'interno della macchina. Indicando con H_t la prevalenza teorica e con H quella effettivamente fornita dalla pompa il **rendimento idraulico della macchina** è $\eta_i = H / H_t$. Per ridurre le cause di attrito interno, nella progettazione di tutte le macchine idrauliche, si terranno presenti due **aforismi idrau-**

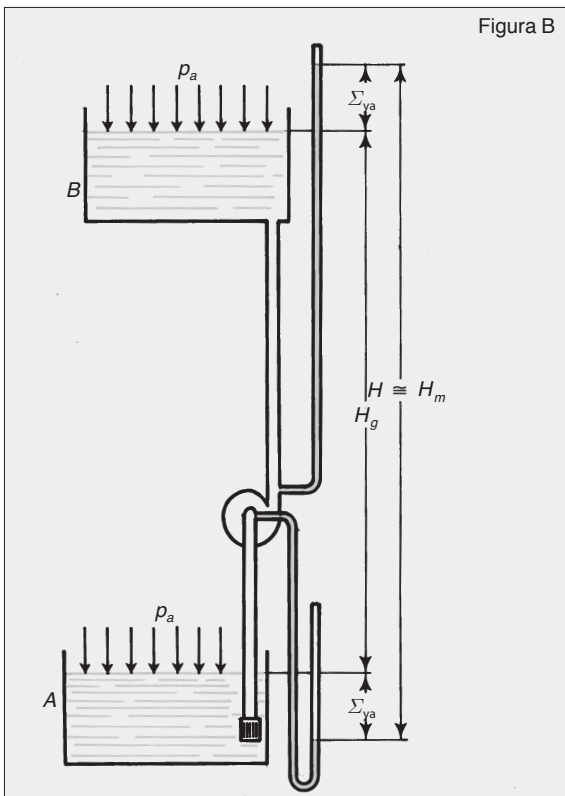


Figura B

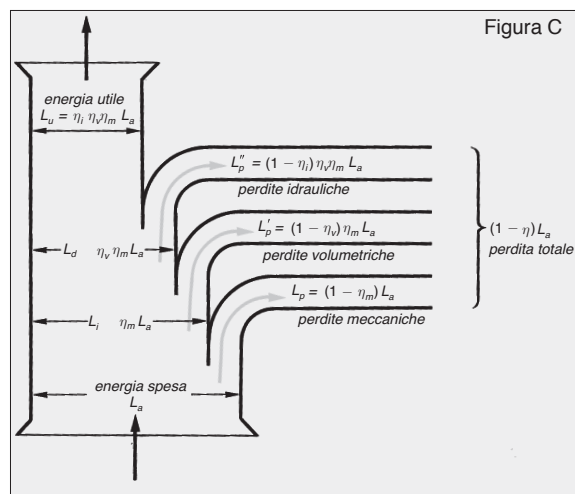


Figura C

lici molto importanti:

- **ingresso del liquido senza urti;**
- **uscita del liquido con la minima velocità** (per diminuire l'energia cinetica che il fluido ha all'uscita della macchina);
- **perdite volumetriche:** liquido che, anche se elaborato dalla macchina, non viene convogliato nella tubazione di mandata per effetto degli inevitabili giochi fra organi fissi e mobili, delle perdite di liquido all'esterno attraverso gli organi di tenuta, del ritardo alla chiusura delle valvole ecc. Indicando con q_v la portata effettiva e con q_{vt} quella teorica, il rendimento volumetrico è $\eta_v = q_v / q_{vt}$. Sul rendimento volumetrico incide anche la temperatura del

liquido aspirato (liquidi caldi evaporano facilmente in seguito alla depressione e quindi una parte del volume interno della pompa viene occupato dal vapore) e l'eventuale presenza di gas disciolti in esso;

- **perdite meccaniche:** dissipazione di energia necessaria per vincere gli attriti fra le singole coppie cinematiche in moto relativo; esse influiscono sul **rendimento meccanico** (od **organico**) che si può esprimere come rapporto fra la potenza disponibile in assenza di perdite idrauliche e volumetriche P_d e la potenza meccanica assorbita P_a : $\eta_m = P_d / P_a$. Scrivendo P_d tramite la (24.17) otteniamo:

$$\eta_m = \frac{\rho \cdot g \cdot q_t \cdot H_t}{P_a} \quad (24.23)$$

Il rendimento totale di una macchina idraulica è uguale al prodotto dei singoli rendimenti parziali (idraulico, volumetrico, meccanico):

$$\eta = \eta_i \cdot \eta_v \cdot \eta_m \quad (24.24)$$

Nella figura C è schematizzato il bilancio energetico di una macchina operatrice dove L_a indica l'energia spesa (coincidente con il lavoro assorbito dalla pompa), L_p le perdite meccaniche, L'_p le perdite volumetriche e L''_p le perdite idrauliche. In definitiva, l'energia utile prodotta dalla pompa, risulta:

$$L_u = \eta_i \cdot \eta_v \cdot \eta_m \cdot L_a$$

ovverosia:

$$L_u = \eta \cdot L_a$$