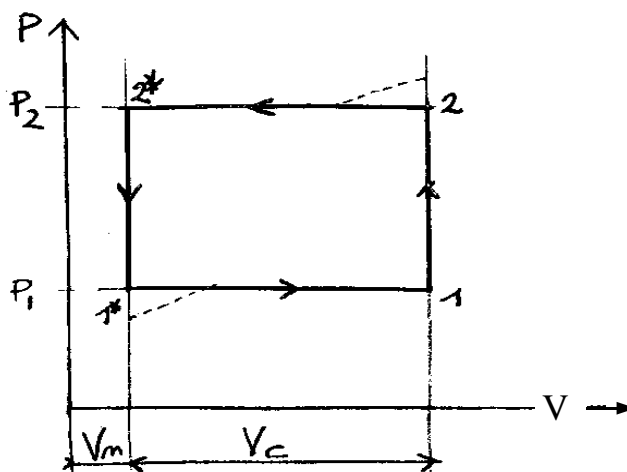


## POMPE ALTERNATIVE

Le pompe alternative sono cinematicamente e dinamicamente caratterizzate dal sistema biella manovella. Prescindendo da fenomeni dinamici molto importanti, dovuti alla incomprimibilità del fluido, intesa in senso macroscopico<sup>(1)</sup>, il diagramma di lavoro è sostanzialmente rettangolare. Nel piano p-V, la macchina si lascia investigare in maniera molto semplice.

Il rendimento volumetrico in sede limite è unitario, mentre in sede reale non sarà unitario per effetto delle fughe di liquido attraverso le tenute. In ogni caso i rendimenti volumetrici sono sempre molto elevati. Ordinariamente si considera inaccettabile una macchina che presenta un rendimento inferiore al 92%. (variabile tra 92%-96%)  
Il diagramma di lavoro è rigorosamente rettangolare. In sede reale possiamo riscontrare una certa sovrappressione dovuta alle perdite di carico nel condotto di aspirazione e in quello di mandata.



Intendiamo per condotto sia il tratto di tubazione sia la sede della valvola lambita dal fluido. La portata volumetrica sarà data dalla cilindrata  $V_c$  per il rendimento volumetrico (che non è unitario per effetto dei trafilamenti del liquido attraverso le tenute) per il solito  $n/60$ :

$$Q = V_c h_v \frac{n}{60}$$

Naturalmente il rendimento volumetrico in sede limite è unitario dato che il fluido viene compresso e espanso a volume sostanzialmente costante, inteso sia come volume occupato dal liquido, che come volume specifico.

I punti 1, 2 e 2\*-1\* sono i punti indicati in figura. La mancanza di possibilità di dilatarsi del fluido fa sì che il volume  $V_{1^*}$  sia uguale al volume  $V_{2^*}$  pertanto, indipendentemente dal valore del volume nocivo, il rendimento volumetrico è sempre unitario, cioè ad ogni giro di manovella viene ospitato all'interno della camera cilindrica una quantità di fluido numericamente uguale alla cilindrata.

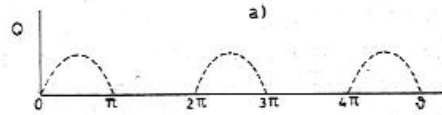
Dal punto di vista dell'analisi della macchina, tutto è molto semplificato rispetto al caso del compressore nel quale gli effetti della comprimibilità sono macroscopici e pertanto richiedono una analisi adeguata.

Le problematiche di queste macchine sono profondamente diverse da quelle dei compressori e sono direttamente collegate con la periodicità della portata, ovvero per il fatto che la portata ha sia in aspirazione che in mandata un andamento tipicamente periodico dalla quale dipendono le sollecitazioni che vengono a gravare sia sulle tubazioni di collegamento di aspirazione e mandata che sulle valvole, dipendendo direttamente dalla banda di pressione.

(1) in senso microscopico gli effetti del colpo di ariete sussistono proprio per il piccolo grado di comprimibilità del liquido

A questo proposito il problema essendo più sentito che nei compressori richiede delle soluzioni adeguate. E' chiaro che una macchina monocilindrica a semplice effetto presenterà, nel piano  $Q-\theta$  (t) che sono proporzionali tra di loro in quanto  $\theta=\omega t$ , un diagramma temporale come in figura. Supponendo di diagrammare le portate in aspirazione, avremo una semionda positiva.

La fase dura  $180^\circ$  cioè mezzo angolo giro, e altrettanti la fase di scarico, per cui se fotografiamo la portata in aspirazione avremo per i  $180^\circ$  ( $\pi$ ), portata presente nel circuito, portata che partirà da 0 e dopo un massimo ritornerà a 0 seguendo la legge cinematica imposta dal sistema biella manovella. Poi avremo una semionda vuota cioè avremo che per i rimanenti  $180^\circ$ , sarà la portata di mandata

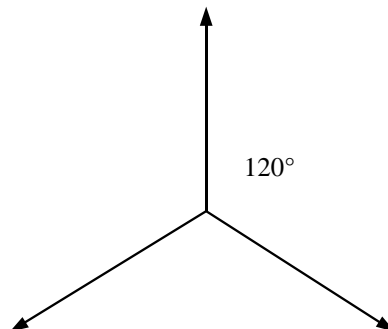
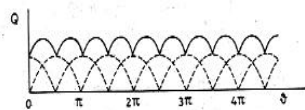
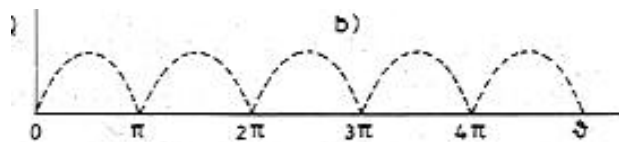


a seguire questa legge mentre il condotto di ammissione rimane intercettato proprio per la chiusura della valvola di aspirazione.

Il diagramma della portata indicato in figura è quanto di meno desiderabile si possa immaginare in quanto abbiamo un grado di irregolarità estremamente elevato. Le cose migliorano se mettiamo 2 macchine monocilindriche a semplice effetto in parallelo tra loro ma sfasate di  $180^\circ$ , oppure se facciamo lavorare una monocilindrica con doppio effetto cioè passiamo da una camera di lavoro a due.

In questo caso se non altro riempiamo anche le semionde negative per cui il diagramma della portata si livella notevolmente.

Tuttavia dal punto di vista, sia della regolarità della portata in aspirazione e in mandata sia dal punto di vista delle sollecitazioni indotte dall'inerzia del fluido e dalla sua elasticità, una soluzione di questo genere per macchine abbastanza grandi e abbastanza veloci di regola non è molto soddisfacente. E' chiaro che si possono ottenere risultati migliori se aggiungiamo alle due camere precedenti altre due sfasate però a  $90^\circ$  rispetto alle precedenti in modo che abbiamo quattro cilindri oppure due cilindri a doppio corpo che lavorano sfasati di  $90^\circ$  l'uno rispetto all'altro. Il diagramma si compone anche di altre onde di portata e quindi se sommiamo tutte le curve otteniamo un diagramma di una certa regolarità. Ancora migliore si considera la soluzione di tre camere cilindriche sfasate di  $120^\circ$  tra loro. In questo caso abbiamo un diagramma  $Q-\theta$  molto regolare, normalmente è molto soddisfacente.



Portata istantanea di una pompa alternativa con 2 cilindri a  $90^\circ$  a doppio effetto.

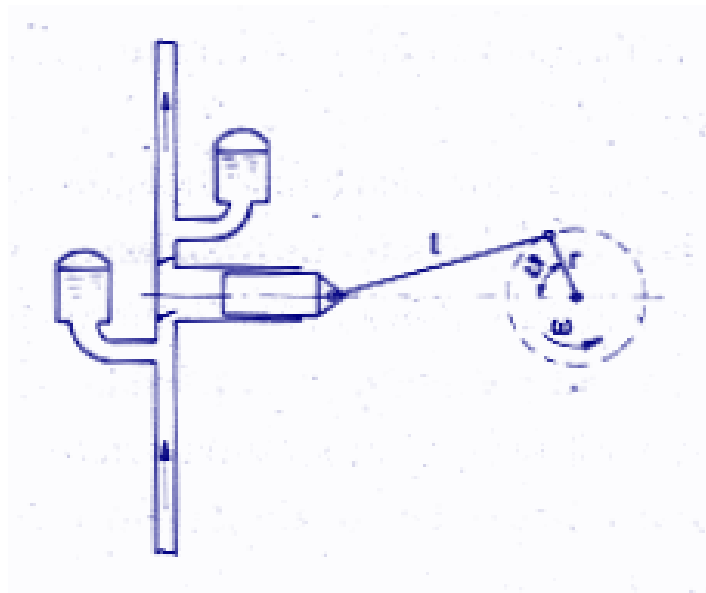
Si rende necessario per attenuare il più possibile gli effetti negativi della periodicità della portata, compensare questa periodicità con un opportuno polmone di liquido che serve soprattutto in mandata per incrementare la portata da trasmettere all'utenza nelle fasi morte, deboli nel senso della fornitura della portata, all'utenza e accumulare invece fluido nelle fasi ricche di trasferimento di portata all'utenza. Questo sistema è realizzato con casse d'aria che presentano dal punto di vista costruttivo aspetti di disegno anche molto diversi tra loro anche perché la stessa macchina può presentare soluzioni costruttive diverse. Dal punto di vista puramente schematico vediamo come funziona la cassa d'aria.

Supponiamo di avere per semplicità una macchina monocilindrica che è quella chiaramente che ha bisogno più di tutte.

Schematicamente il sistema è sempre riducibile come in figura.

Abbiamo indicato la valvola di aspirazione con A e quella di scarico con S come sempre.

Immaginiamo di seguire per un attimo  $360^\circ$  di manovella e cioè la corsa dello stantuffo dal P.M.S al P.M.I e il ritorno successivo.



Supponiamo di partire dall'inizio dell'aspirazione, cioè siamo al P.M.S. Durante l'aspirazione, cioè quando lo stantuffo crea spazi a disposizione del liquido sempre più elevati si apre la valvola di aspirazione mentre la valvola di scarico viene richiamata sulla sua tenuta quindi viene chiusa. In questa fase se non avessimo il polmone d'acqua aggiunto avremo la portata esattamente nulla alla mandata cioè ci troveremo nella semionda nulla del diagramma che abbiamo visto con riferimento alla macchina monocilindrica. Se invece abbiamo a disposizione un volume d'acqua raccolto in una camera, nella quale si trova nella parte superiore del gas ad esempio aria oppure gas inerte se il liquido ha requisiti chimici tali da imporlo, in virtù della pressione del gas che sarà maggiore della pressione ambiente una parte del liquido viene trasmessa all'utenza mentre gradualmente il volume del gas aumenta e diminuisce la propria pressione.

Invece nella fase successiva cioè nella fase di mandata quando lo stantuffo ritorna dal P.M.I verso il P.M.S. avremmo la valvola di aspirazione chiusa, si aprirà la valvola di scarico e la portata del liquido in parte andrà direttamente all'utenza, in parte stazionerà nella cassa d'aria che abbiamo predisposto.

In definitiva la cassa d'aria che è riempita in parte di gas e in parte di liquido soddisfa al requisito di volano e cioè immagazzina il liquido in eccedenza che non deve essere mandato istantaneamente all'utenza per poi utilizzarlo al momento del bisogno quando la fase di mandata fosse scadente o addirittura nulla come avviene nella macchina monocilindrica a semplice effetto. Questo è il semplice principio del funzionamento.

Esistono per il dimensionamento della cassa d'aria diverse filosofie d'impostazione, i manuali sono piuttosto larghi nel descrivere i criteri di proporzionamento, ne accenniamo uno tra i più noti.

Dobbiamo dimensionare il volume di liquido e il volume d'aria tenendo conto delle oscillazioni del livello che passerà da un massimo ad un minimo nel corso del lavoro della macchina .

$$\Delta V_l = yV_c$$

Il volume medio del liquido  $V_l$  di solito viene proporzionato in funzione della cilindrata. Per macchine monocilindriche a seconda dell' effetto il coefficiente  $y$  è sempre superiore a 0.5 ma di solito viene posto uguale ad 1 e cioè in definitiva si dimensiona il volume medio del liquido su un valore prossimo a quella della cilindrata della macchina e qualche volta lo si riduce sino ad un coefficiente dell' ordine di 0.5-0,6

Coefficienti più grandi si adottano per macchine non monocilindriche a semplice effetto, più la fornitura di portate è regolare, livellata e più il diagramma della portata si approssima a quello costante, meno si sente l'esigenza della cassa d'aria naturalmente.

Per quanto riguarda il dimensionamento del volume a disposizione dell'aria o comunque del gas viene stabilito calcolando il grado di irregolarità che, a seconda dei riferimenti bibliografici il simbolo  $\epsilon$ , viene definito come il valore della massima escursione di pressione all' interno del volume occupato dal gas

$$\epsilon = \frac{p_{\max} - p_{\min}}{p_{\max}}$$

Tale valore dipende molto dalla macchina, soprattutto dallo schema cinematico della macchina, dipende dal fatto se la macchina è una monocilindrica a semplice effetto oppure una monocilindrica a doppio effetto oppure bicilindrica e così via.

Se vogliamo calcolare il grado di irregolarità occorrerebbe studiare l'andamento della portata facendo riferimento alla cinematica del sistema biella manovella ma globalmente ci sono delle tabelle le quali prescrivono un  $\epsilon$  variabile da 1/10 per macchine di poca importanza, quindi di solito per macchine di piccole dimensioni, sino a  $\epsilon$  dell'ordine di un 1/100 per macchine di grandi dimensioni e quindi macchine che presentino problemi più intensi dal punto di vista del loro esercizio .

Per passare dal grado di regolarità ai volumi massimi e minimi del gas si suppone che il processo subito dal gas avvenga con buona approssimazione a temperatura costante cioè si assimila l'espansione e la compressione del gas ad isoterma il che è lecito perchè si può supporre che le variazioni di temperatura subite dal fluido nell'espansione e nella compressione siano per l'appunto compensate dalle camere. In ogni caso trattandosi di espansioni e compressioni piuttosto limitate, l'ipotesi di isoterma non influenza negativamente la precisione del calcolo che è comunque sempre un calcolo di massima .

Comunque se supponiamo che:

$$p_{\max} V_{aria_{\min}} = p_{\min} V_{aria_{\max}}$$

Possiamo esprimere il grado di irregolarità in funzione dei volumi :

$$\epsilon = \frac{V_{a_{\max}} - V_{a_{\min}}}{V_{a_{\max}}} = \frac{\Delta V_{aria}}{V_{a_{\max}}}$$

quindi possiamo dimensionare  $V_{a_{\max}}$  in quanto il  $\Delta V_{aria}$  dell' aria è esattamente uguale al  $\Delta V_l$  dell liquido che era stato dimensionato precedentemente.

Esistono molti altri criteri disponibili nella letteratura tecnica.

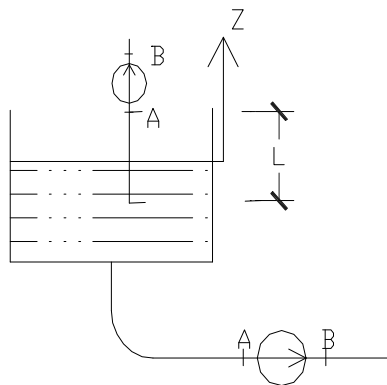
Un problema del tutto particolare che riguarda esclusivamente le pompe volumetriche e quindi specificamente le pompe alternative è il problema della pressione d'inerzia che accompagna l'evoluzione del liquido nelle tubazioni sia di ammissione che di mandata.

In altri termini nel caso della pompa alternativa contrariamente a quanto avviene nel caso di turbopompe la portata del condotto di ammissione è variabile nel tempo come abbiamo visto.

Il moto del fluido sia nel condotto di aspirazione che di mandata non è mai un moto stazionario, siamo in una condizione di perenne transitorio o meglio ci troviamo in presenza di un moto tipico periodico e la sua periodicità è la fotocopia della cinematica del sistema biella manovella. Tutto questo deve sensibilizzare la nostra attenzione sul fatto che il calcolo del N.P.S.H. alla aspirazione della macchina deve essere condotto con un accorgimento in più rispetto al calcolo che facciamo nel caso di una turbopompa .

L'N.P.S.H. disponibile che rappresenta il sopravanzo di pressione totale in corrispondenza dell'aspirazione cioè (sezione A) alla flangia di aspirazione rispetto alla tensione di vapore locale è un parametro importante perchè come sappiamo soltanto con il controllo di tale parametro che riusciamo in fase di progetto a garantire il perfetto funzionamento della macchina nei confronti dell' assenza di cavitazione.

Nel caso delle macchine alternative il calcolo del N.P.S.H. va arricchito di un elemento che se venisse trascurato potrebbe dar luogo ad un imprevisto per distrazione fenomeno di cavitazione. Vediamo brevemente la cosa.



Supponiamo di considerare una pompa che può essere posta indifferentemente sopra battente o sotto battente a secondo della necessità. Indichiamo con  $L$  la lunghezza del condotto di aspirazione e cioè la lunghezza del condotto che porta il liquido dal serbatoio fino alla flangia di aspirazione  $A$  della macchina, consideriamo la quota  $z$  positiva verso l'alto assumendo come livello zero il pelo libero .

Indichiamo con  $I$  (iniziale) l'apparecchiatura dalla quale preleviamo il liquido. Se consideriamo l'N.P.S.H. disponibile, questo altro non è che:

$$(N.P.S.H)_a = \frac{p_A}{\rho g} + \frac{c_A^2}{2g} - \frac{p_e}{\rho g}$$

$p_e$ : tensione di vapore

Per valutare l'N.P.S.H. disponibile possiamo passare dalle condizioni del liquido in corrispondenza della flangia di aspirazione. A alle condizioni del liquido stesso in corrispondenza del pelo libero dell'apparecchiatura dalla quale il liquido viene prelevato che abbiamo chiamato con il simbolo  $I$ .

Per fare questo abbiamo scritto applicando l'equazione dell'energia  $dL = \frac{dp}{\rho} + cdc + gdz + dL_p$

Integrando tra le sezioni I ed A :  $\frac{p_i}{\rho g} = \frac{p_A}{\rho g} + \frac{c_A^2}{2g} + z_A + h_{p_{i,A}}$

$h_{p_{i,A}}$  sono le perdite dalla sezione I ad A espresse in colonna di liquido

Da questa espressione abbiamo ricavato  $\frac{p_A}{\rho g} + \frac{c_A^2}{2g}$  da sostituire nella formula dell' N.P.S.H

disponibile per renderne il calcolo più agevole in quanto l' N.P.S.H disponibile risulta funzione diretta di parametri ben noti al progettista perchè riguardano le condizioni di funzionamento nell'apparecchiatura I.

Questa equazione , che non è altro che l'equazione dell'energia in forma meccanica scritta nel caso di un liquido e in assenza di lavoro tecnico, perchè il tubo non presenta superfici mobili a contatto col fluido, è ora insufficiente perchè lungo la tubazione di aspirazione noi abbiamo continuamente un efflusso a velocità variabile quindi anche a portata variabile.

Dobbiamo tenere conto nella nostra equazione, per non trascurare i fenomeni inerziali, del valore assoluto della pressione inerziale  $\Delta p$  , espresso anche esso in metri di colonna di liquido e dato che anche questo è variabile con legge periodica , dobbiamo tenere conto a favore della sicurezza del massimo valore assoluto così che l' N.P.S.H disponibile potrà essere espresso in funzione delle grandezze che provengono dall' equazione dell'energia come :

$$\frac{p_i}{\rho g} = \frac{p_A}{\rho g} + \frac{c_A^2}{2g} + z_A + h_{p_{i,A}} + |h_{inerziale}|_{\max}$$

$$(N.P.S.H)_a = \frac{p_i - p_e}{\rho g} - z_A - h_{p_{i,A}} - |h_{inerziale}|_{\max}$$

E' chiaro che le inerzie giocano per 180° a favore nel senso che andranno ad aumentare la pressione locale istantanea del fluido e quindi in quell'intervallo angolare aiuteranno la macchina a non cavitare, produrranno una sovrappressione locale rispetto a quella ottenibile in presenza di portata continua, poi avremo 180° in cui le inerzie giocheranno alla depressione e allora è chiaro che a favore della sicurezza dobbiamo tenere conto proprio di ciò che succede nell'istante più sfortunato in cui ha luogo la massima depressione inerziale e quindi dovremo calcolare il valore assoluto della massima depressione e sottrarlo nell' espressione del N.P.S.H disponibile .

Il termine  $h_{p_{i,A}} - |h_{inerziale}|_{\max}$  è presente esclusivamente nelle pompe volumetriche

e in particolare in quelle alternative ed è nullo quando si tratta di turbopompe la dove la macchina a regime funziona a portata rigorosamente costante .

Per calcolare della quota inerziale  $|h_{inerziale}|_{\max}$  basta applicare la cinematica del sistema biella manovella :

$$|h_{inerziale}|_{\max} = \frac{L}{g} a_{\max}$$

$a_{\max}$ : accelerazione massima del fluido che può essere calcolata nella seguente maniera

$$a_{\max} = \left(\frac{D}{d}\right)^2 \omega^2 r \cdot \left(1 + \frac{1}{m}\right)$$

$D$ : diametro del cilindro

$d$ : diametro della tubazione

$r$ : raggio di manovella

$$\omega = \frac{2\pi \cdot n}{60}$$

$$m = \frac{b}{r}$$

$b$ : biella

Nel caso delle macchine alternative non si deve prescindere valutando l'N.P.S.H. disponibile dalla pressione inerziale dovuta alla continua accelerazione e decelerazione del fluido in quanto il contributo di tale termine soprattutto per macchine molto veloci può essere non trascurabile .