

Regolazione delle Pompe Centrifughe

Dispense per il corso di
Macchine e Sistemi Energetici Speciali

Corso di Laurea in Scienze ed Ingegneria dei
Materiali

Aggiornamento al 19/09/2006

Ing Amoresano Amedeo

Regolazione

Durante il funzionamento di una pompa centrifuga il punto di esercizio risulta dall'intersezione della curva caratteristica della pompa con la curva caratteristica dell'impianto. Questo permette di determinare la portata Q e la prevalenza H.

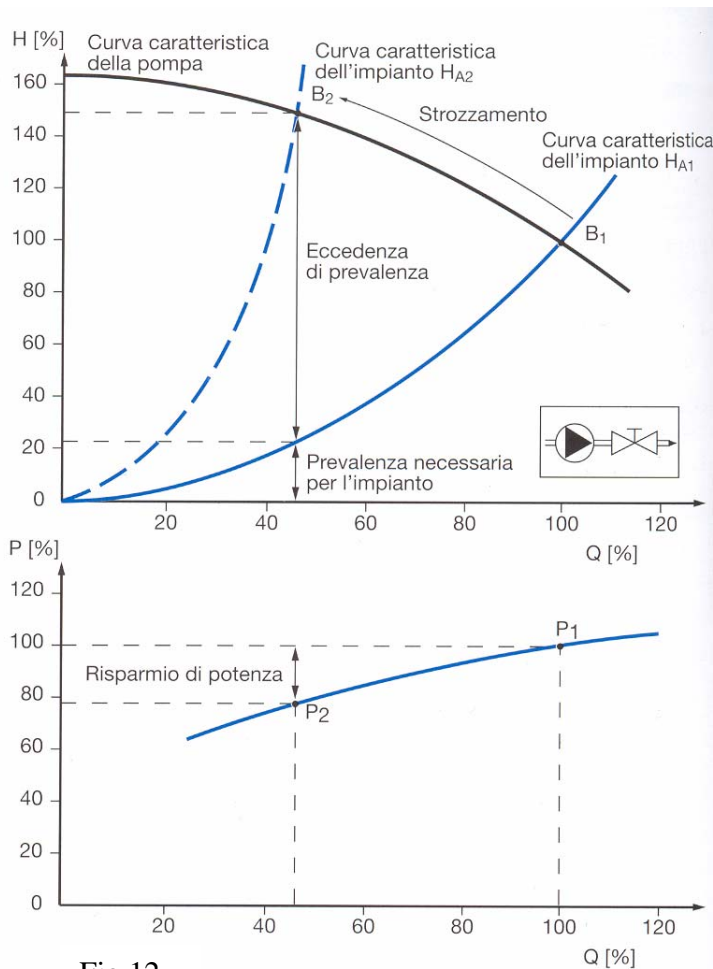


Fig.12

Una variazione del punto di funzionamento richiede la variazione della curva caratteristica dell'impianto o della curva della pompa.

Se il liquido convogliato è acqua, la curva caratteristica dell'impianto può essere modificata solo:

- variando le resistenze al flusso (ad es. cambiando il grado di apertura di un organo di strozzamento, mediante l'inserimento di un diaframma forato o di una tubazione di bypass, mediante modifica delle tubazioni o in seguito ad incrostazione delle stesse), oppure
- variando la prevalenza statica (ad es. con una differente altezza del livello dell'acqua o della pressione nel serbatoio).

La curva caratteristica di una pompa può essere modificata :

- cambiando la velocità di rotazione
- Inserendo una pompa in parallelo o in serie
- nelle pompe con giranti radiali variandone il diametro esterno
- nelle pompe con giranti semi assiali (giranti elicoidali) mediante il collegamento o la pre - impostazione di raddrizzatori di flusso
- nelle pompe ad elica cambiando l'angolo di regolazione della pale dell'elica

Nota: Gli effetti che questi provvedimenti avranno sulla variazione delle curve caratteristiche si possono prevedere solo con un funzionamento esente da cavitazione

Regolazione della portata mediante strozzamento

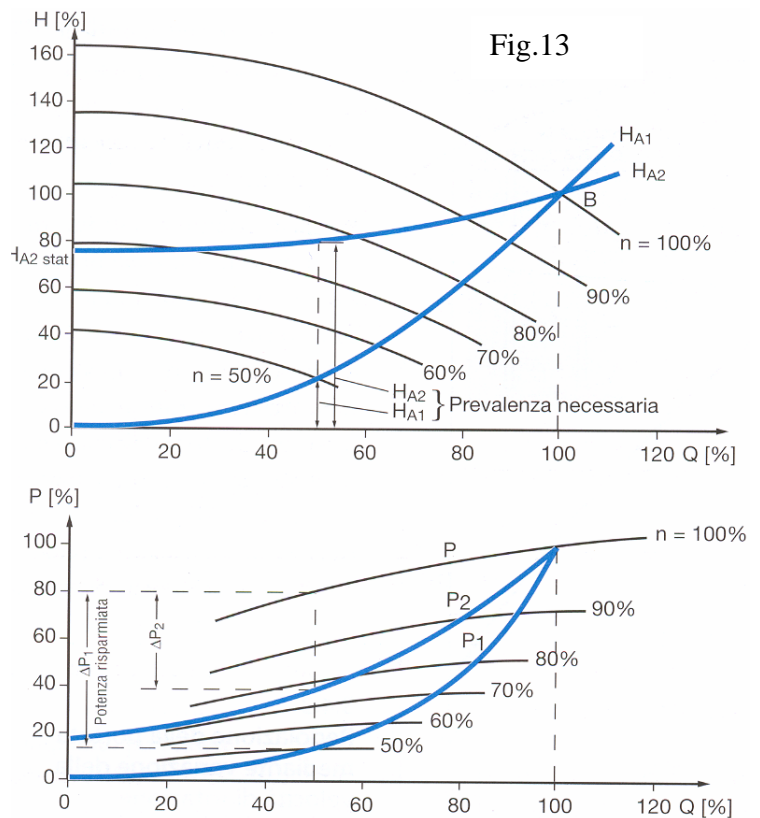
La variazione della portata Q:

mediante una valvola di strozzamento è il metodo più semplice sia per una singola regolazione che per una regolazione in continuo in quanto richiede un investimento minimo. Nello stesso tempo è la soluzione più favorevole dal punto di vista energetico perché trasforma l'energia del flusso in energia termica.

La Fig. 12 indica questo procedimento: aumentando intenzionalmente la resistenza dell'impianto (ad es. strozzando una valvola sul lato premente della pompa), la curva dell'impianto H_{A1} diventa più ripida e si sposta in H_{A2} . Se la velocità di rotazione della pompa è costante, il punto di funzionamento B_1 si sposta in B_2 sulla curva caratteristica della pompa verso una portata inferiore. A questo punto la pompa genera una prevalenza superiore a quella necessaria per l'impianto; questa eccedenza di prevalenza viene abbattuta nella valvola strozzata, nella quale l'energia idraulica viene trasformata irreversibilmente in energia termica ed asportata dal flusso. Questa perdita è accettabile se il campo di regolazione è piccolo oppure se la regolazione è sporadica. La potenza risparmiata è rappresentata nella parte inferiore e - rispetto alla grande eccedenza di prevalenza - è relativamente modesta. Lo stesso vale per l'inserimento nella tubazione premente di un diaframma forato a spigoli vivi, ancora accettabile con piccole potenze o brevi intervalli di funzionamento.

Regolazione della portata mediante variazione della velocità di rotazione

Una pompa centrifuga a diverse velocità di rotazione n ha diverse curve caratteristiche collegate l'una con l'altra secondo la legge delle similitudini precedentemente analizzata ricordiamo che le (*) valgono solo se il rendimento η non diminuisce con la velocità di rotazione in diminuzione. Variando la velocità di rotazione si sposta anche il punto di



Funzionamento di una pompa a velocità di rotazione variabile con diverse curve caratteristiche dell'impianto H_{A1} ed H_{A2} . (Potenza risparmiata $I-P_1$ e $I-P_2$ a mezzo carico rispetto allo strozzamento)

funzionamento (vedi

La Fig. 13 mostra le curve QH per diverse velocità di rotazione, ognuna delle quali ha un punto di intersezione con la curva caratteristica H_{A1} dell'impianto. Se la velocità di rotazione viene ridotta il punto di funzionamento B si sposta lungo questa curva caratteristica dell'impianto verso portate inferiori.

Se la curva caratteristica dell'impianto è una parabola che parte dall'origine degli assi, come nell'esempio H_{A1} , dimezzando la velocità di rotazione secondo l'equazione 2(*) la prevalenza H si riduce a un quarto, la potenza P di comando, secondo l'equazione 3(*), si riduce ad un ottavo del valore iniziale. La parte inferiore della figura 13 mostra la misura del risparmio M_1 rispetto allo strozzamento. Se invece la curva caratteristica dell'impianto (nell'esempio H_{A2}) è un parabola con una grande prevalenza statica $H_{A2,stat}$, è necessario assicurarsi che diminuendo la velocità di rotazione la curva non abbia più un punto di intersezione con la curva caratteristica della pompa, e quindi nemmeno un punto di funzionamento. Il campo inferiore di variazione della velocità di rotazione diventa inutile e si può evitare. In questo caso

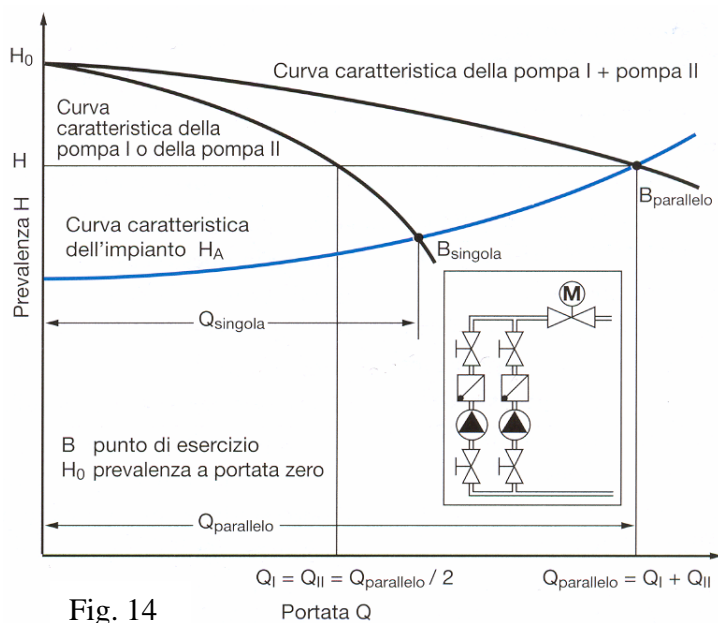


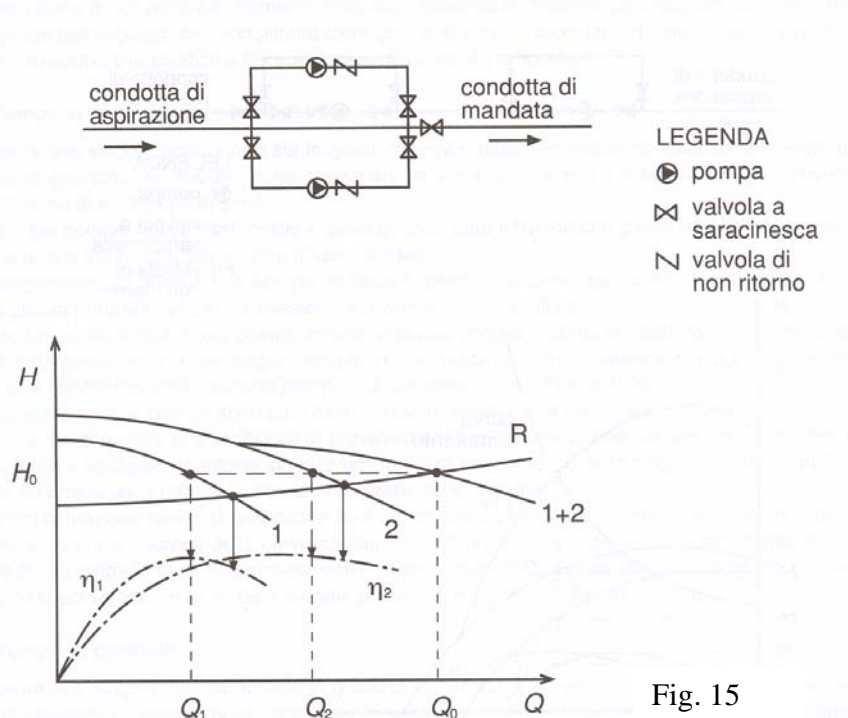
Fig. 14

Funzionamento in parallelo di due pompe centrifughe uguali con curva caratteristica stabile

i possibili risparmi di potenza M_2 alla stessa portata sono inferiori a quelli della curva caratteristica H_{A1} dell'impianto, come mostra la parte inferiore del diagramma. Il guadagno di potenza rispetto allo strozzamento è minore quanto maggiore è la prevalenza statica $H_{A,stat}$ (quindi quanto minore la prevalenza dinamica $H_{A,din}$). Eventuali variazioni della velocità di rotazione comportano di solito variazioni della frequenza, di cui si deve tener conto durante la selezione del motore di comando. Il costo è basso, ma si può ammortizzare rapidamente se le pompe funzionano frequentemente e con $H_{A,stat}$, vengono regolate spesso a carico parzializzato. Questo vale soprattutto per le pompe installate in impianti di riscaldamento.

Funzionamento in parallelo pompe centrifughe

Se la portata Q necessaria per l'impianto nel punto di esercizio non si può ottenere con una sola pompa è possibile far partire 2 o più pompe in parallelo che, con le valvole di ritegno, convogliano nella tubazione premente Fig. (14). Il funzionamento in parallelo è più semplice se le pompe hanno la stessa prevalenza H_0 a portata zero, un fatto certo se le pompe sono identiche. Se invece le prevalenze H_0 a portata zero non sono uguali fra di loro, la prevalenza minima a portata zero riportata sulla curva caratteristica Q/H comune indica la portata minima Q_{\min} al di sotto della quale il funzionamento in parallelo non è ammesso perché in questo campo la valvola di ritegno della pompa con la minore H_0 viene chiusa dalla prevalenza più alta delle altre pompe.



Pompe in parallelo: Schema di impianto a); Punto di funzionamento di due pompe in parallelo diverse tra loro);

Durante il funzionamento in parallelo si deve provvedere affinché, dopo l'arresto di una delle due pompe uguali (Fig. 14), la portata Q_{singola} della pompa ancora in funzione non si riduca alla metà di $Q_{\text{parallelo}}$, ma rimanga superiore alla metà. Questa pompa eventualmente si porta subito in sovraccarico nel punto di funzionamento B_{singola} , un elemento di cui si deve tenere conto nel controllo di NPSH e della potenza del comando. Il motivo di questo comportamento è dovuto all'andamento parabolico della curva caratteristica H_A dell'impianto. Per lo stesso motivo, se si inserisce una seconda pompa uguale la portata Q_{singola} della pompa già in funzione non raddoppia, ma aumenta meno del doppio, ossia

$$Q_{\text{parallelo}} < 2 \cdot Q_{\text{singola}}$$

All'arresto o all'inserimento dell'altra pompa questo effetto è più accentuato quanto più ripida è la curva dell'impianto o quanto più piatta la curva caratteristica della pompa. Finché entrambe le pompe I e II funzionano, la portata complessiva $Q_{\text{parallelo}}$ è sempre la somma di Q_I e Q_{II} (vedi Fig. 14 e 15), cioè

$$Q_{\text{parallelo}} = Q_I + Q_{II}$$

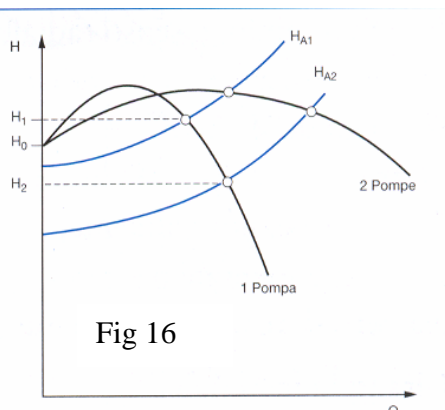


Fig 16

Funzionamento di due pompe in parallelo uguali con curva caratteristica

L'inserimento o l'arresto di singole pompe in parallelo permette un risparmio di energia, ma solo una regolazione graduale della portata. Per la regolazione continua una delle pompe deve prevedere una regolazione della velocità di rotazione; altrimenti la tubazione premente deve essere equipaggiata con una valvola di strozzamento [4].

Se le pompe centrifughe con velocità di rotazione fissa e curva caratteristica instabile devono funzionare in parallelo, l'inserimento di una pompa può essere problematico se la prevalenza H_1 della pompa in funzione è maggiore della prevalenza nel punto zero H_0 (questa è

la prevalenza a $Q = 0$) della pompa che deve partire in un secondo tempo; quest'ultima quindi non è in grado di superare la contropressione che grava sulla sua valvola di ritegno (Fig. 16, curva caratteristica dell'impianto H_{A1}). Le pompe con curva caratteristica instabile non sono adatte per un funzionamento a carico parzializzato. (Con una curva caratteristica dell'impianto H_{A2} più bassa la pompa potrebbe essere inserita senza difficoltà perché la prevalenza in esercizio H_2 della pompa in funzione è inferiore alla prevalenza nel punto zero H_0 della pompa che deve essere inserita).

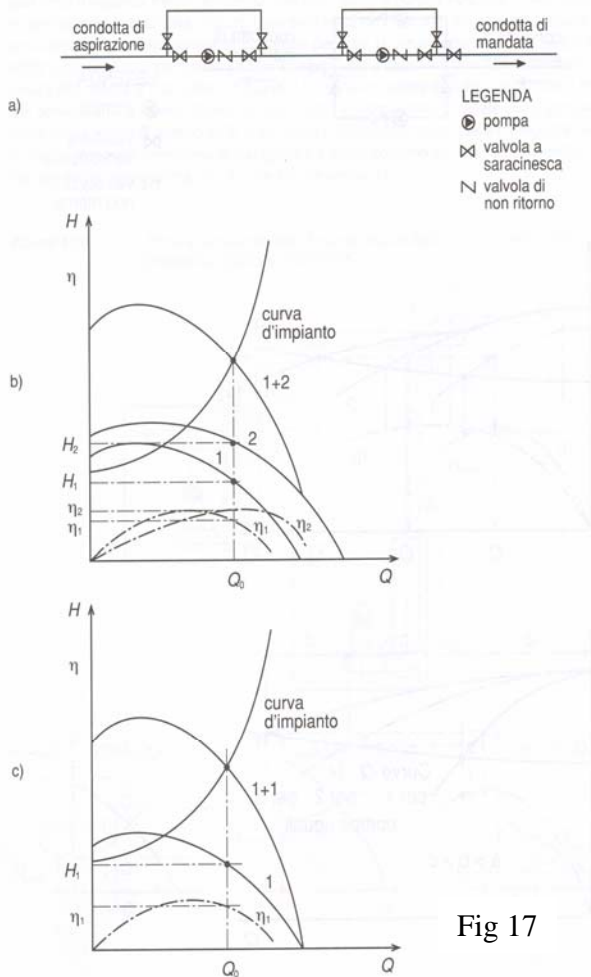


Fig 17

Pompe in serie: Schema di impianto a); Punto di funzionamento di due pompe in serie diverse tra loro b); Punto di funzionamento di due pompe in serie uguali tra loro c);

Pompe in serie e pompe multistadio

Qualora una singola pompa non sia in grado di fornire tutta la prevalenza necessaria ovvero, per esigenze di esercizio, si desideri poter frazionare in varia misura tale prevalenza, si può ricorrere all'installazione di più pompe in serie.

Due o più pompe si dicono disposte *in serie* quando tutto il

liquido che passa attraverso una pompa passa anche attraverso tutte le altre (Figura 17a).

Analogamente, gli stadi di una *pompa multistadio* possono essere equiparati a più pompe in serie,

infatti la stessa portata passa in successione attraverso tutti gli stadi della pompa.

La curva caratteristica di più pompe in serie o di una pompa multistadio, date le curve caratteristiche delle singole pompe o del singolo stadio, si costruisce perciò sommando per ogni valore della portata Q la prevalenza H di ciascuna pompa o di ciascuno stadio (Figura 17b).

In particolare, se le pompe sono tutte dello stesso modello, ossia con la stessa curva caratteristica, per ogni valore di portata Q si moltiplica la prevalenza H per il numero delle pompe (Figura 17c); altrimenti, il che è lo stesso, mantenendo invariata la curva caratteristica della singola pompa, si moltiplicano per il numero delle pompe i valori di H sull'asse delle ordinate.

Il punto di funzionamento, di coordinate H_0 e Q_0 , di due o più pompe in serie inserite in un impianto è individuato dall'intersezione della curva caratteristica di quest'ultimo con la curva caratteristica complessiva delle pompe in serie. In corrispondenza della portata Q_0 del punto di funzionamento si possono leggere le prevalenze H_1 e H_2 delle singole pompe e i rispettivi rendimenti η_1 ed η_2

Regolazione della portata mediante bypass

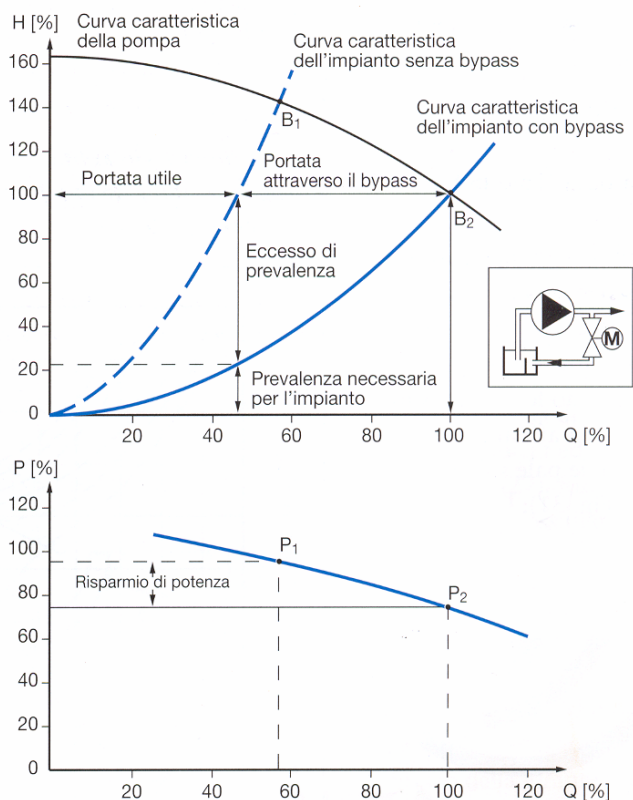


Fig 18

La terza possibilità di regolazione, anche questa molto usata, prevede l'inserimento della pompa nel circuito secondo lo schema di fig. 18. La rappresentazione della regolazione per *by-pass* sul diagramma H Q risulta meno evidente delle altre ma comunque possibile.

Si consideri (Fig. 19) il piano H Q con le curve caratteristiche, i della pompa ed e del circuito.

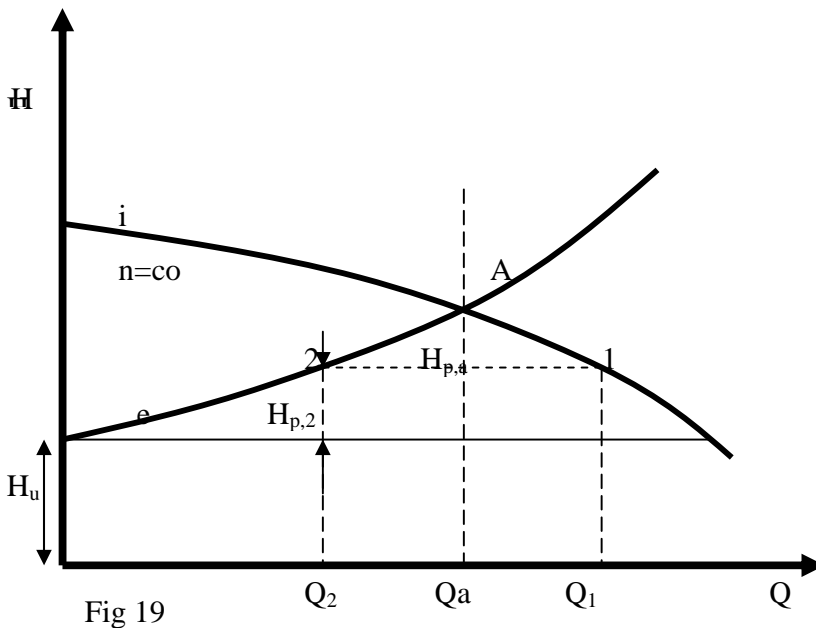
La pompa funziona normalmente con una portata Q_A e con una prevalenza utile H'' . Se si vuole ridurre la portata a Q_2 basta aprire la valvola V in modo da far rifluire parte del liquido di nuovo a monte della pompa, sino ad avere, nella tubazione di mandata, la portata desiderata Q_2 .

In queste condizioni però le perdite di carico del circuito esterno non sono più rappresentabili da:

$$H_{p,A} = H_A - H_u$$

cioè quelle relative alla portata Q_A , bensì, per la ridotta portata in tutto il circuito esterno (a monte ed a valle della pompa), da:

$$H_{p,2} = H_2 - H_u$$



Di conseguenza, non essendo variato il numero di giri della pompa, la portata da essa elaborata sarà Q_h cioè quella relativa ad una prevalenza richiesta pari a:

$$H_1 = H_2 = H_u + H_{p,2}$$

e la portata da *bypassare* non corrisponde, come ad una prima analisi potrebbe apparire, a $Q_A - Q_2$, ma ad un valore Q_3 più grande dato da:

$$Q_3 = Q_1 - Q_2$$

È evidente che anche questo metodo è di tipo dissipativo, elaborando la macchina una portata maggiore di quella inviata all'utilizzazione. In particolare, le perdite che si accompagnano a tale sistema di regolazione sono maggiori di quelle relative al sistema di strozzamento che pertanto risulta il più diffuso. La regolazione mediante *by-pass* trova applicazione essenzialmente nelle pompe caratterizzate da elevati valori di n , (200 ed oltre) per le quali la potenza assorbita diminuisce all'aumentare della portata elaborata.

I tre sistemi di regolazione illustrati possono essere utilizzati anche per i compressori con l'avvertenza che, nel caso di *by-pass*, occorre refrigerare il gas a valle della valvola di laminazione, che altrimenti ritornerebbe caldo al compressore, con conseguenti inaccettabili aumenti nel lavoro di compressione e possibili surriscaldamenti della macchina. .

La curva caratteristica dell'impianto può diventare più ripida mediante lo strozzamento di una valvola oppure più piatta aprendo un *bypass* nella tubazione premente (In questo caso il punto di funzionamento si sposta da B_1 verso B_2 dove la portata è maggiore; la portata regolabile del *bypass* può essere riportata nel serbatoio di aspirazione, quindi non viene utilizzata. Questo tipo di regolazione della portata è giustificata, da un punto di vista energetico, solo se la curva della potenza cade con l'aumentare della portata, ad esempio ($P_1 > P_2$) con elevati numeri di giri specifici (giranti elicoidali o a elica). In questo campo il raddrizzamento o la regolazione dell'inclinazione delle pale dell'elica rappresentano soluzioni ancora più economiche. Il costo per *bypass* e valvola di regolazione non è basso. Questo

metodo è adatto anche per proteggere le pompe contro il funzionamento in campi parzializzati non ammissibili