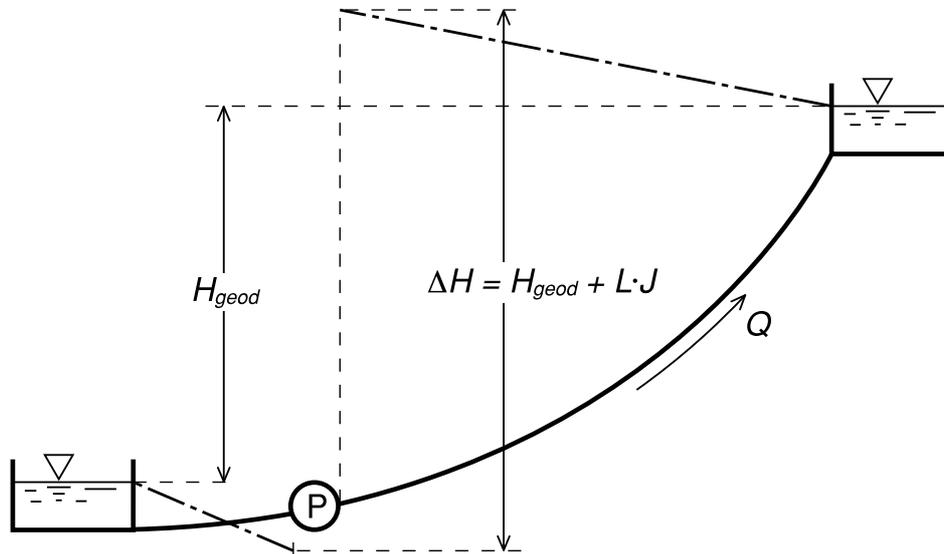


La scelta della pompa da inserire in un generico impianto di sollevamento (Figura 9-1) che debba sollevare un'assegnata portata Q non è univoca se a priori non sono assegnati anche il tipo e il diametro delle condotte; infatti a un diametro più piccolo corrispondono perdite di carico maggiori e quindi prevalenza più grande, ma, entro limiti ragionevoli, si può sempre trovare la pompa in grado di fornire la prevalenza ΔH necessaria.

Figura 9-1 – Schema piezometrico di un generico impianto di sollevamento.



Tale indeterminazione idraulica può essere rimossa se si considera il problema anche sotto il profilo economico.

Il *costo d'impianto* C_i , comprendente le tubazioni e la pompa, è rappresentato dalla somma di tre termini: l'*interesse* e l'*ammortamento del capitale impiegato* per la costruzione e il *costo della manutenzione*; esso è crescente col crescere del diametro. Il corrispondente onere annuo è in genere assunto pari a una percentuale r , detta *tasso di ammortamento annuo*, del costo C_i .

Viceversa più il diametro della tubazione è piccolo, più elevate sono le perdite di carico e quindi gli *oneri economici annui* C_e di gestione per il maggiore assorbimento di energia.

La somma P dell'onere annuo relativo al costo d'impianto e alla gestione è detta *passività*:

$$P = r \cdot C_i + C_e$$

con r calcolabile con la formula:

$$r = i \cdot (1+i)^n / ((1+i)^n - 1)$$

ove i è il *tasso medio d'interesse praticato con riferimento ad n anni* ed n il *numero di anni della vita prevista dell'opera*.

Il costo dell'energia C_e è dato, a sua volta dal prodotto della potenza elettrica assorbita W per il numero di ore annuo di funzionamento T_{annuo} per il costo dell'unità di energia c_e :

$$C_e = W \cdot T_{annuo} \cdot c_e$$

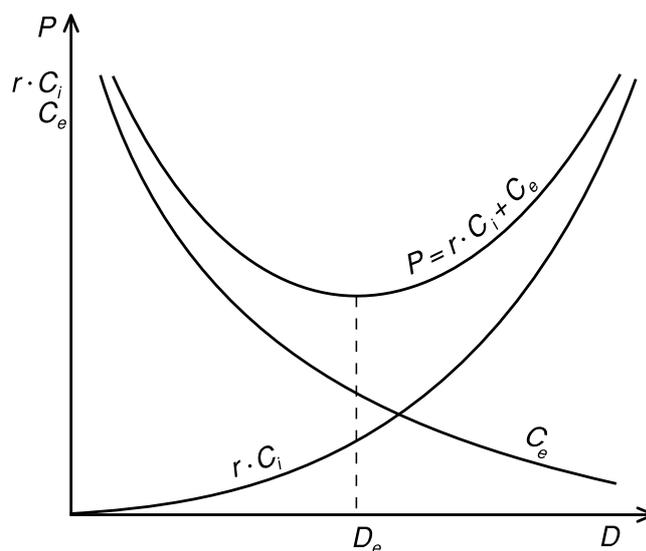
A sua volta, la potenza elettrica assorbita W è data dal prodotto del peso specifico γ per la portata Q e per la prevalenza ΔH diviso per il rendimento complessivo della pompa η :

$$W = \gamma \cdot Q \cdot \Delta H / \eta$$

La passività P in funzione del diametro della tubazione D è una curva (Figura 9-2) che presenta un minimo la cui ascissa corrisponde al diametro D_e economicamente più conveniente, detto appunto *diametro di massimo tornaconto*.

La ricerca di questo diametro D_e si conduce valutando per un certo numero di diametri commerciali le corrispondenti spese d'impianto e di esercizio, costruendo quindi per punti la curva della passività e individuando sul grafico il valore del diametro commerciale più prossimo al diametro teorico per il quale si verifica la minima passività.

Figura 9-2 – Passività in funzione del diametro della tubazione.



Molti sono i fattori che influenzano i costi di gestione di un impianto di sollevamento. La lunghezza delle tubazioni è, generalmente, un dato del problema difficilmente modificabile, mentre con un'attenta valutazione si può, in certi casi, minimizzare il numero delle curve sia nel piano orizzontale che in quello verticale; uno sguardo al corretto dimensionamento idraulico della condotta può essere utile anche se spesso le scelte del profilo sono dettate più da situazioni topografiche e da esigenze di carpenteria che da considerazioni di carattere idraulico.

Il diametro del tubo è il fattore più importante, in quanto le perdite di carico risultano in genere circa inversamente proporzionali alla quinta potenza del diametro e quindi una piccola variazione del diametro può indurre notevoli variazioni nel costo di esercizio.

Si dimostra che in generale, fissato il periodo di funzionamento dell'impianto, la velocità corrispondente al diametro di massimo tornaconto, detta *velocità di massimo tornaconto*, è praticamente indipendente dalla portata dell'impianto e dai costi dei materiali e dell'energia e perciò può essere considerata una invariante cui è comodo riferirsi per un dimensionamento di massima delle condotte. Per impianti funzionanti con continuità durante tutto l'anno la velocità di massimo tornaconto assume valori intorno a 1 m/s, potendo oscillare tra 0.5 e 2.5 m/s.

Non si deve però dimenticare che il limite minimo accettabile per la velocità viene determinato principalmente dalla esigenza di evitare la sedimentazione di eventuali sostanze trasportate. Tale problema per i normali contenuti di scarichi civili insorge per spinte inferiori a 1.0 N/m^2 ed è sicuramente eliminato per spinte di 1.5 N/m^2 , corrispondenti in pratica a velocità rispettivamente di 0.5 e 0.6 m/s; tuttavia per acque di fognatura mista, in cui possono essere presenti sabbie fini con elevato peso specifico, la velocità di trasporto minima è da considerarsi pari a 1 m/s.

Il limite massimo accettabile per la velocità viene invece determinato in considerazione della necessità di prevenire sia l'usura delle pareti interne delle condotte sia eccessive sollecitazioni di colpo d'ariete. Indicativamente tale limite massimo può essere assunto pari a 2 m/s per condotte d'impianti con funzionamento continuo e pari a 2.5 m/s per condotte d'impianti con funzionamento occasionale. Solo per le condotte forzate degli impianti idroelettrici tale limite massimo è superato, con velocità dell'ordine di 3÷5 m/s, in base alle indicazioni che fornisce il criterio economico. In questo tipo d'impianti, infatti, il costo molto elevato delle condotte, dovuto ai grandi spessori necessari per sopportare le elevatissime pressioni d'esercizio, conduce a dimostrare la convenienza di diametri ridotti e quindi di velocità elevate. Ai conseguenti maggiori valori delle perturbazioni di colpo d'ariete si provvede con adatte scelte di mezzi attenuatori (pozzi piezometrici, scarico sincrono per turbine di tipo Francis, tegolo deviatore per turbine di tipo Pelton, ecc.).

Figura 3-1 – Casi tipici di schema elementare di pompaggio.

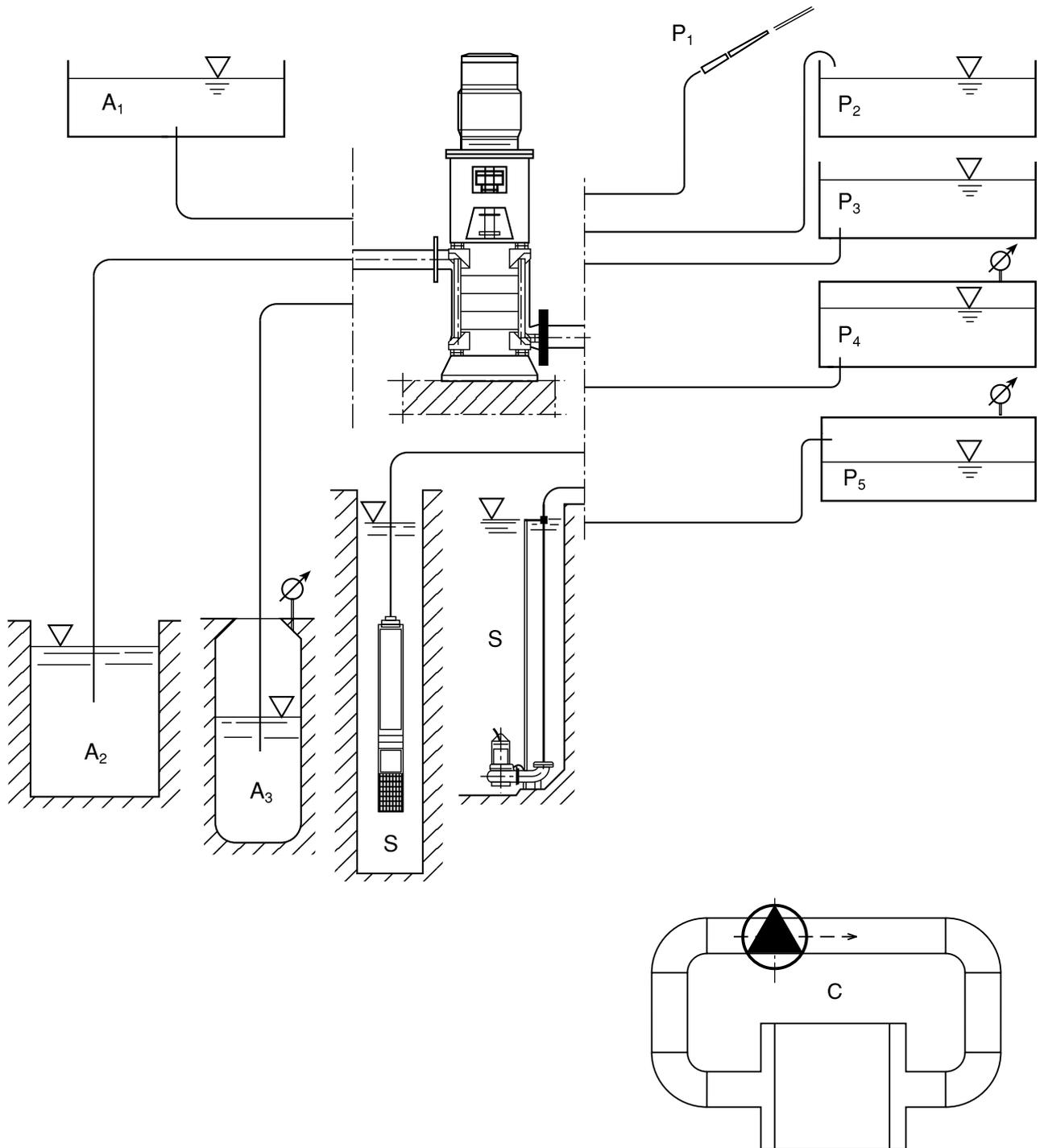
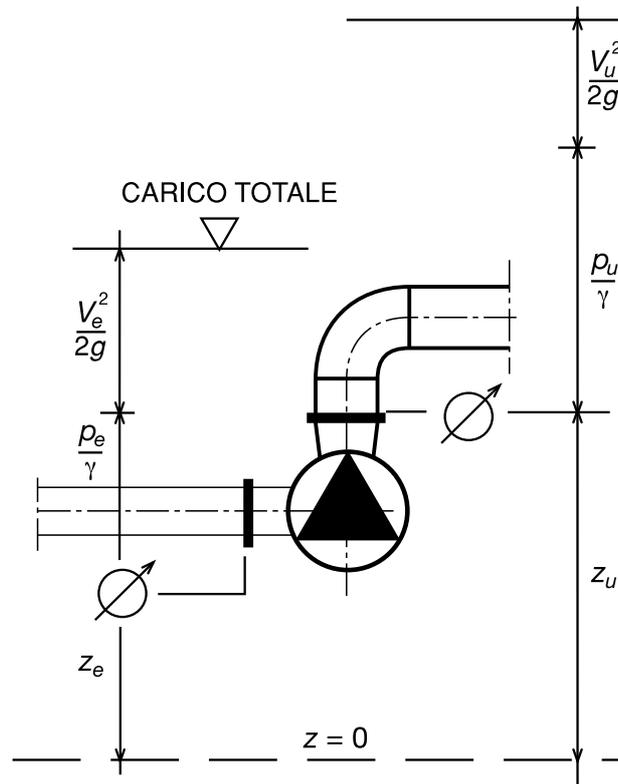


Figura 3-2 – Misura della prevalenza.



Si può riordinare l'espressione come segue:

$$H = (z_u + p_u/\gamma) - (z_e + p_e/\gamma) + (V_u^2 - V_e^2)/(2 \cdot g)$$

I termini $z + p/\gamma$ si dicono *quote piezometriche* e la loro differenza tra la sezione di uscita e quella di entrata, detta *prevalenza manometrica*, può misurarsi direttamente con un *manometro differenziale* inserito a cavallo delle due sezioni.

La prevalenza manometrica differisce dalla prevalenza totale per il termine cinetico; solo se le due velocità in entrata e in uscita sono uguali, in altre parole solo se le aree e quindi i diametri delle sezioni di entrata e di uscita sono uguali, le due prevalenze coincidono; in tutti gli altri casi non bisognerà confondere le due cose e tenere presente che generalmente è la prevalenza totale quella a cui si deve fare riferimento per la corretta risoluzione dei problemi.

Infine, se si riordina l'espressione nel modo seguente:

$$H = (z_u - z_e) + (p_u - p_e)/\gamma + (V_u^2 - V_e^2)/(2 \cdot g)$$

si evidenzia che la prevalenza totale di una pompa può calcolarsi misurando e sommando fra loro:

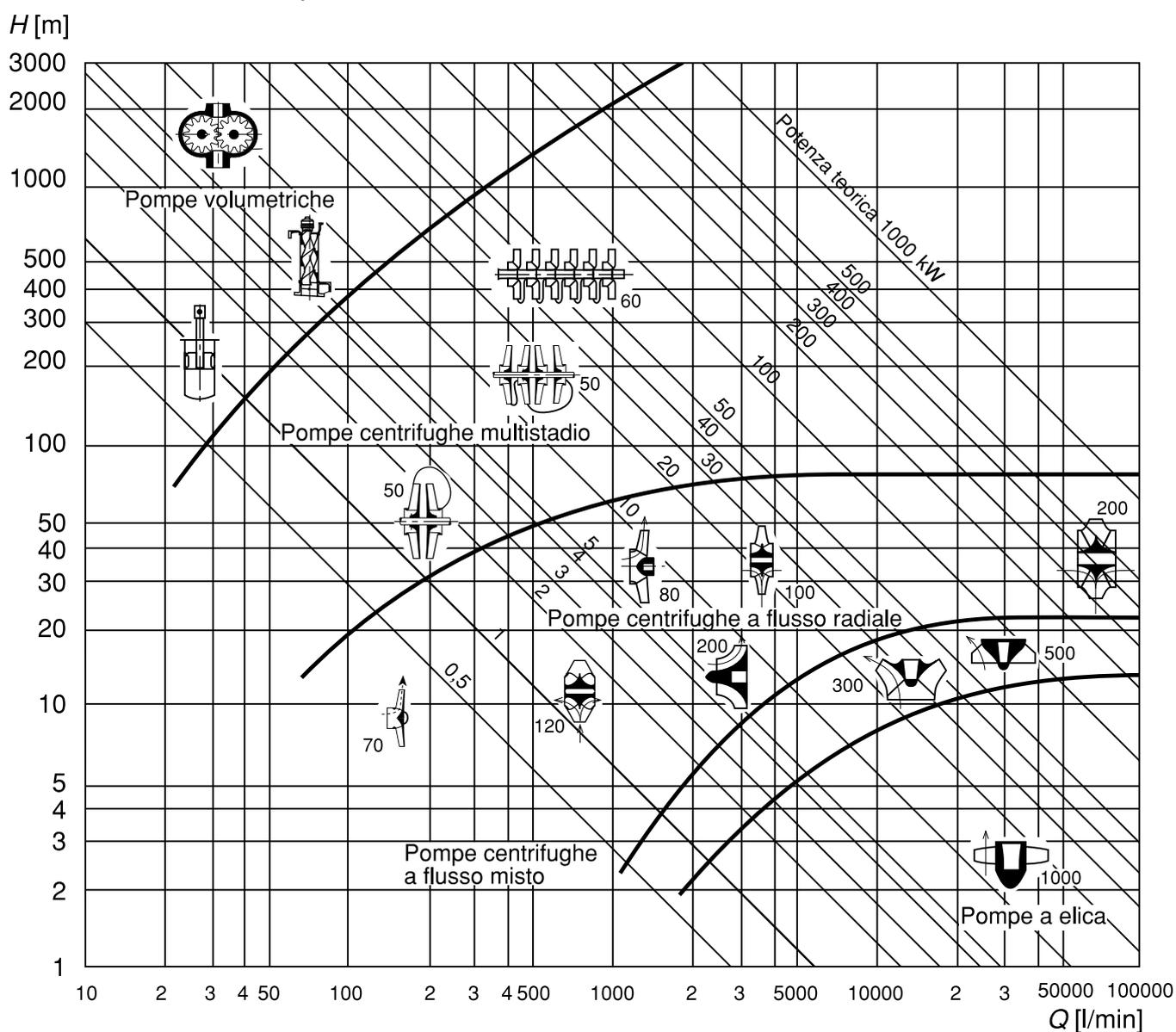
- il dislivello tra i baricentri dei manometri;
- la differenza fra le pressioni ai due manometri;
- la differenza delle altezze cinetiche;

Se, come sovente accade, le quote a cui sono posti i manometri non sono molto differenti e i diametri della sezione di entrata e uscita della pompa quasi uguali, allora la prevalenza totale è approssimativamente uguale alla differenza delle altezze piezometriche.

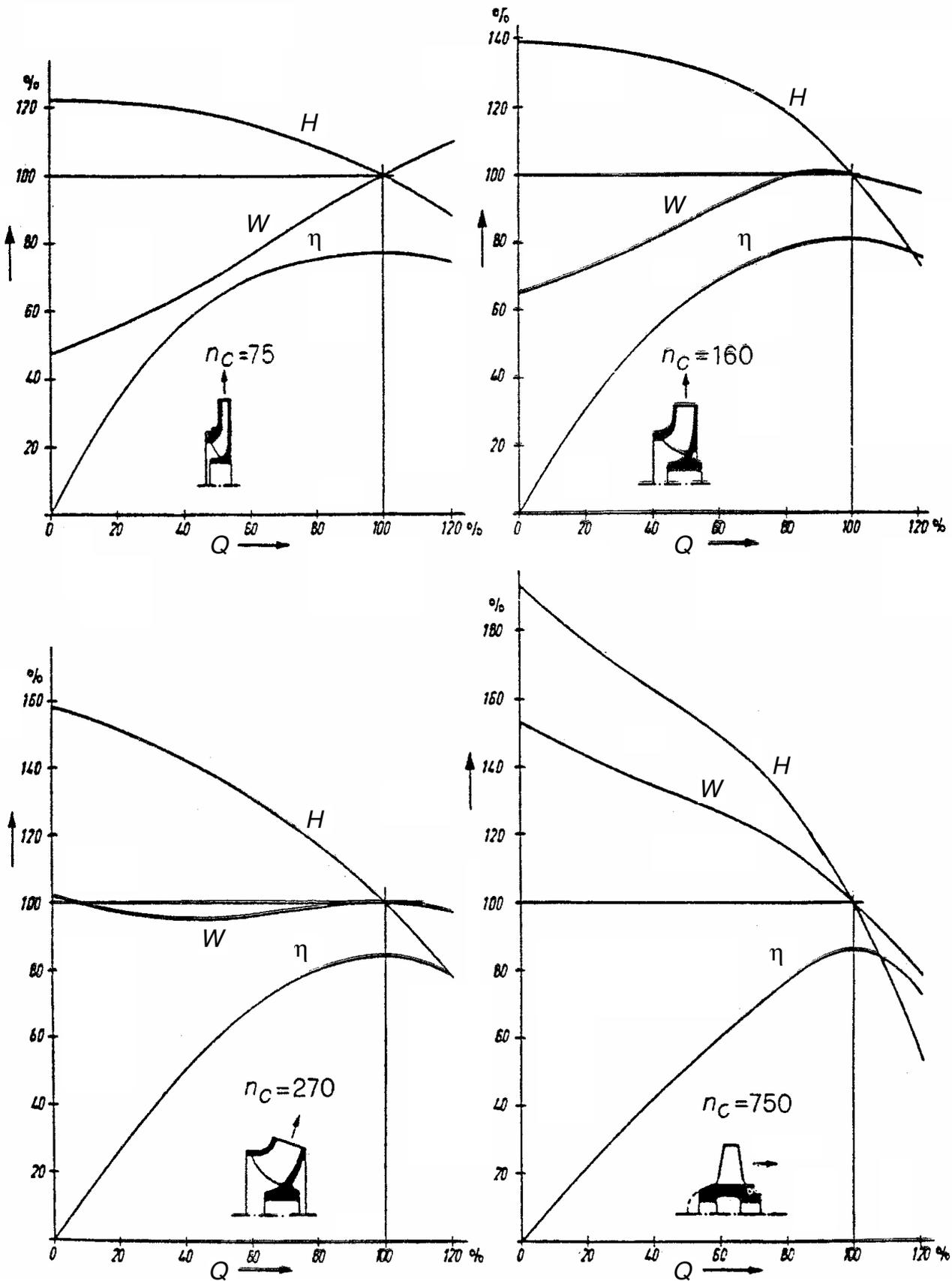
La scelta della pompa da adottare per un determinato impiego è essenzialmente determinata dalla portata da sollevare, dalla prevalenza richiesta e dalle caratteristiche del liquido da pompare; altri fattori che possono influenzare la scelta sono le caratteristiche della linea di aspirazione e gli aspetti economici.

Le *pompe centrifughe* risultano le più versatili e il loro campo di applicabilità è il più esteso (Figura 6-1). Solo nel campo delle maggiori prevalenze e delle più piccole portate risulta tecnicamente ed economicamente vantaggioso l'impiego di *pompe a stantuffo*. Gli altri tipi di macchine per sollevamento di liquidi sono destinati ad applicazioni assai specifiche, legate soprattutto alle caratteristiche del liquido trattato.

Figura 6-1 – Campo d'impiego dei vari tipi di pompe, loro numero di giri caratteristico n_c e potenze richieste W , in funzione della portata Q e della prevalenza H .



Forma della girante, andamento delle curve di prevalenza H , potenza W e rendimento η al variare del numero di giri caratteristico n_c delle pompe. I valori della portata Q sull'asse delle ascisse e gli andamenti di prevalenza H e potenza W sull'asse delle ordinate sono adimensionalizzati rispetto a quelli corrispondenti al punto di miglior rendimento.



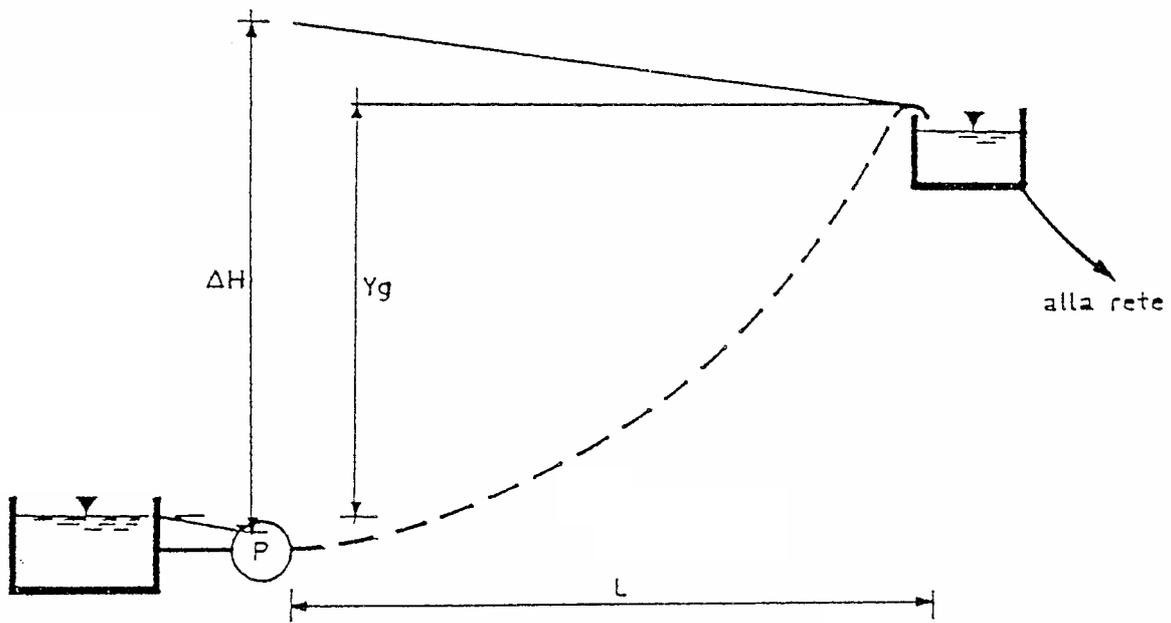


Figura 3.12 - Impianto di sollevamento con condotta semplice.

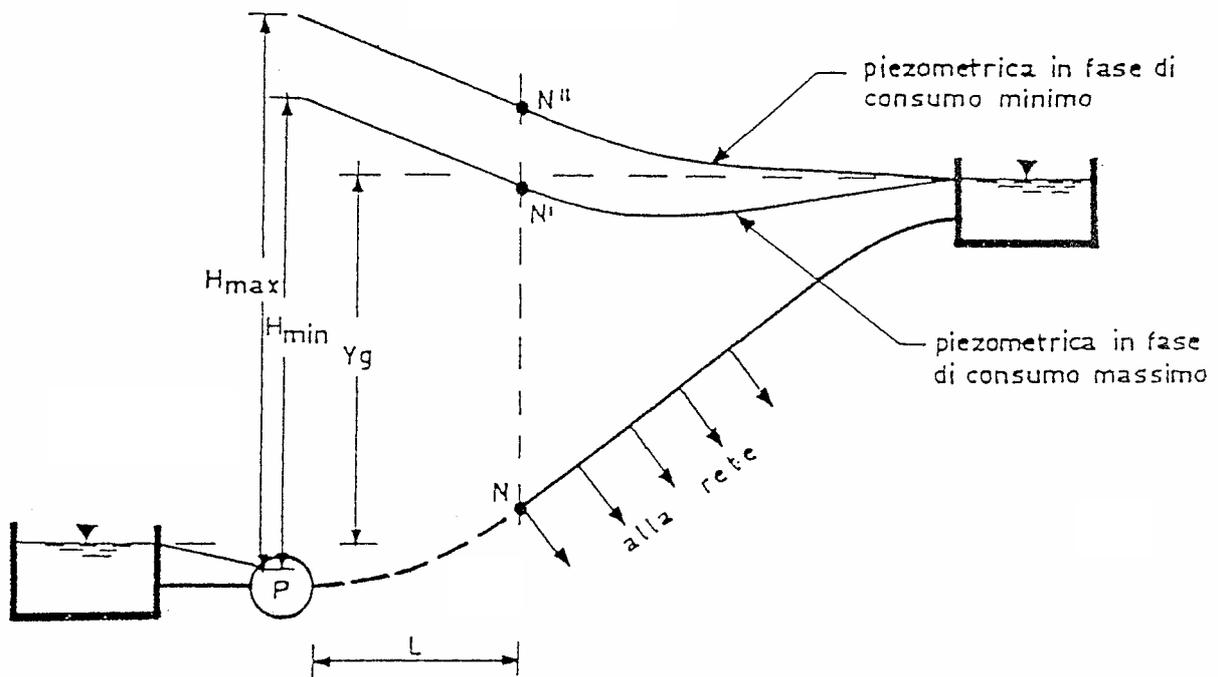


Figura 3.13 - Impianto di sollevamento con pompaggio diretto nella rete di distribuzione.

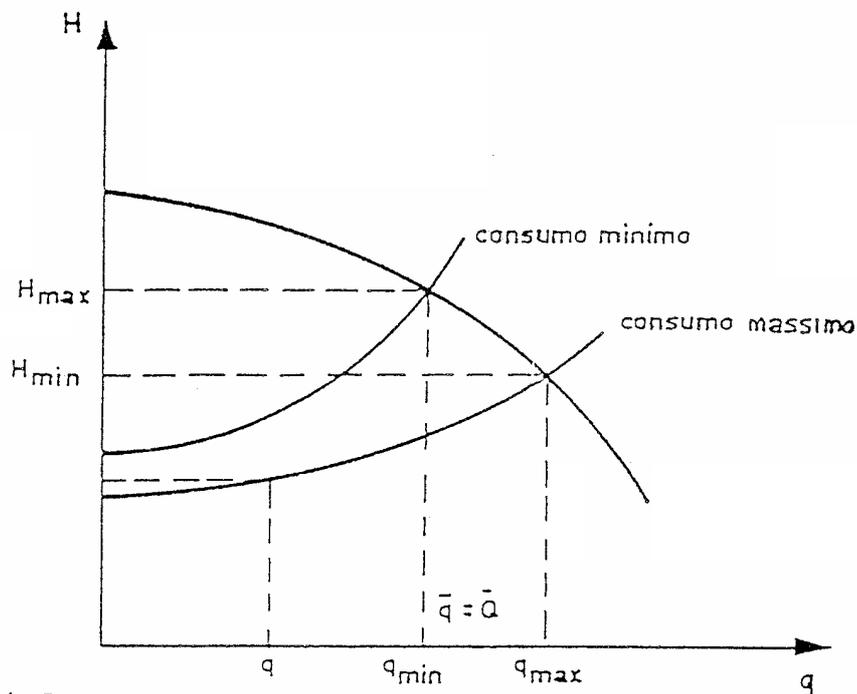


Figura 3.14 - Curva caratteristica di una pompa e curve d'impianto in diverse condizioni di consumo.

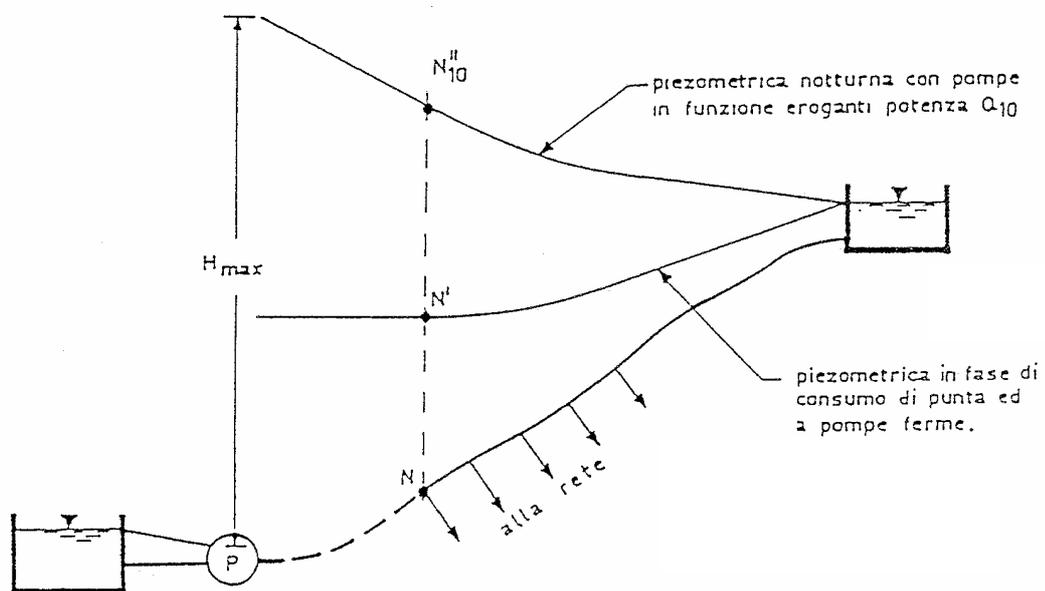


Figura 3.15 - Piezometriche di un impianto di sollevamento diretto in rete con periodo di pompaggio limitato a 8 ore su 24.

Figura 4-24 – Pompe in serie o pompa multistadio:

a) schema d'impianto di due pompe in serie;

b) punto di funzionamento di due pompe diverse fra loro disposte in serie;

c) punto di funzionamento di due pompe uguali fra loro disposte in serie.

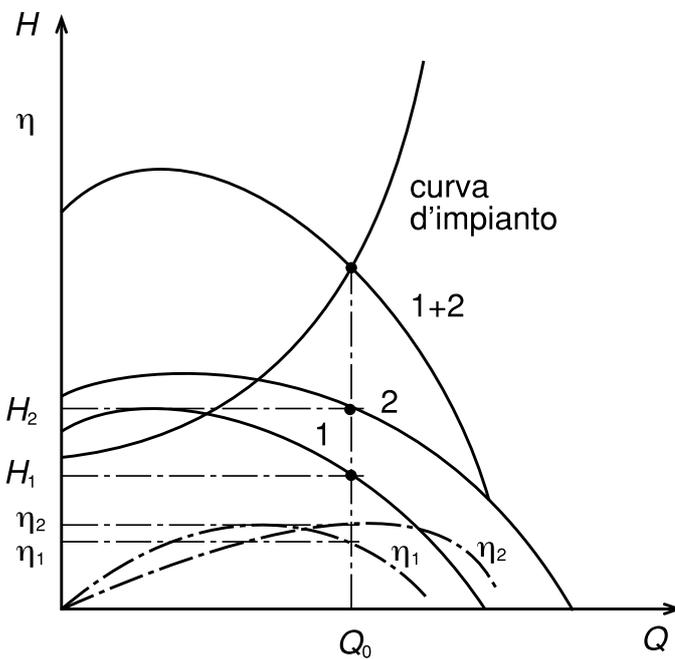


a)

LEGENDA

- pompa
- ⋈ valvola a saracinesca
- ⌞ valvola di non ritorno

b)



c)

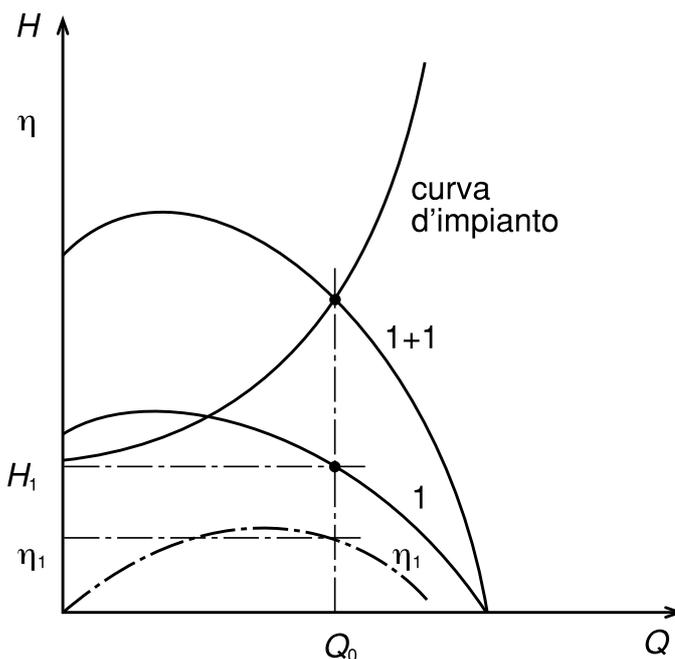


Figura 4-25 – Pompe in parallelo:

a) schema d'impianto di due pompe in parallelo;

b) punto di funzionamento di due pompe diverse fra loro disposte in parallelo;

c) punto di funzionamento di due o tre pompe uguali fra loro disposte in parallelo.

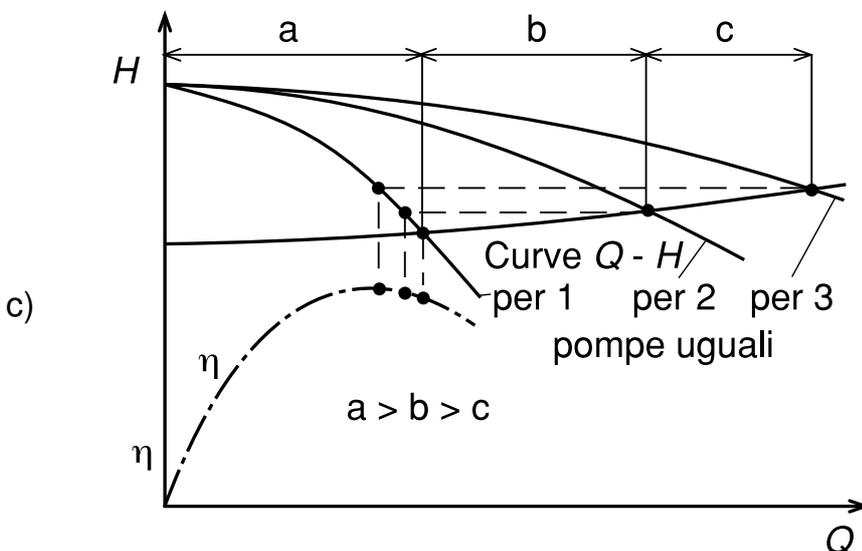
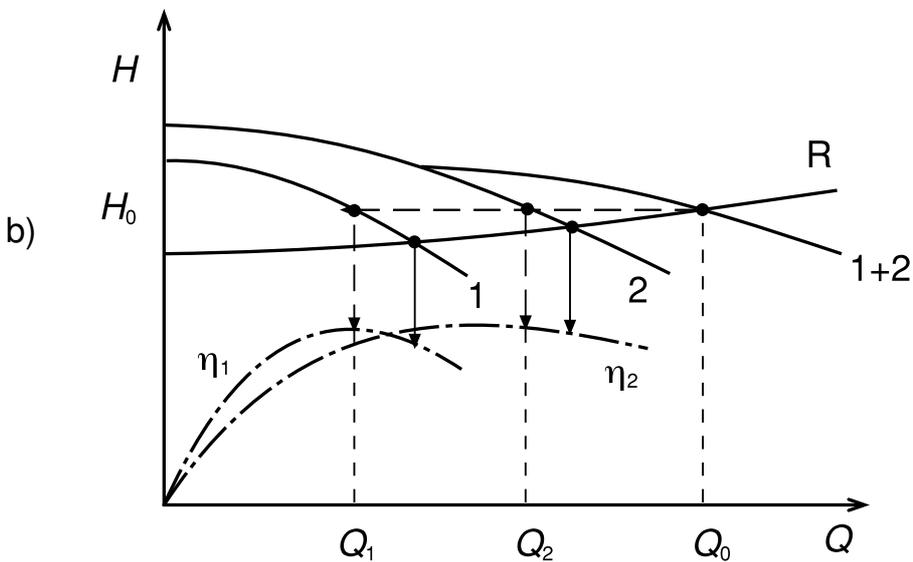
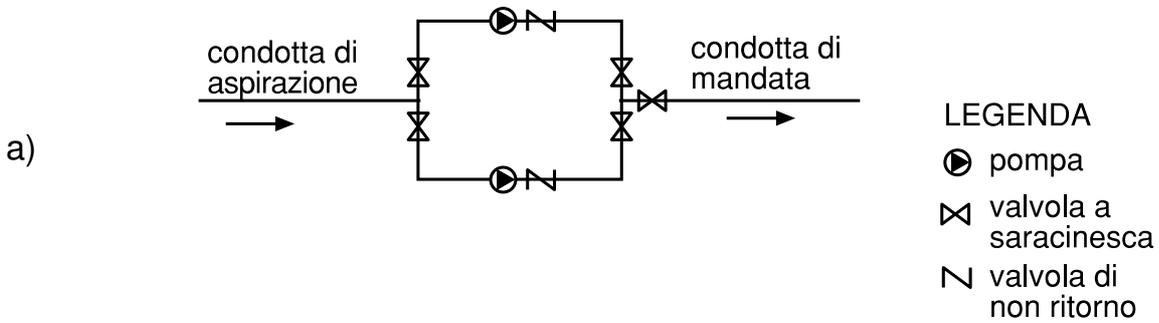


Figura 4-40 – Ripidità della curva caratteristica.

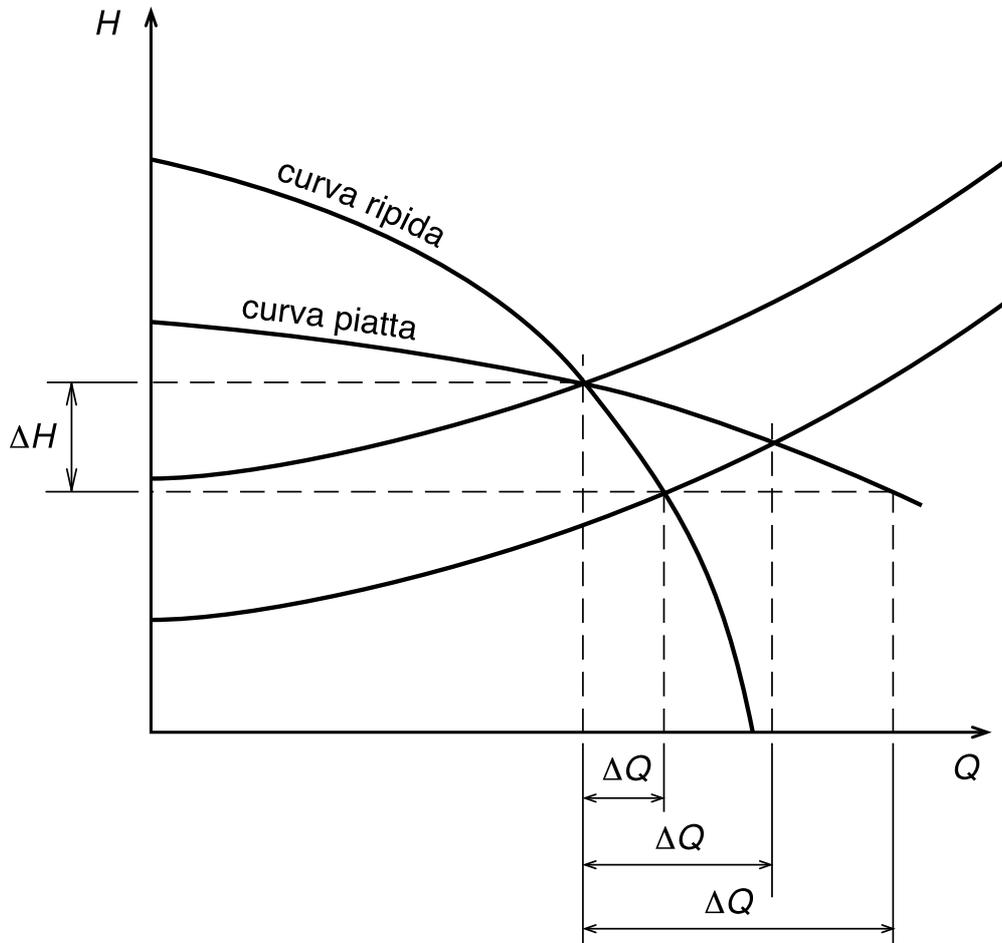
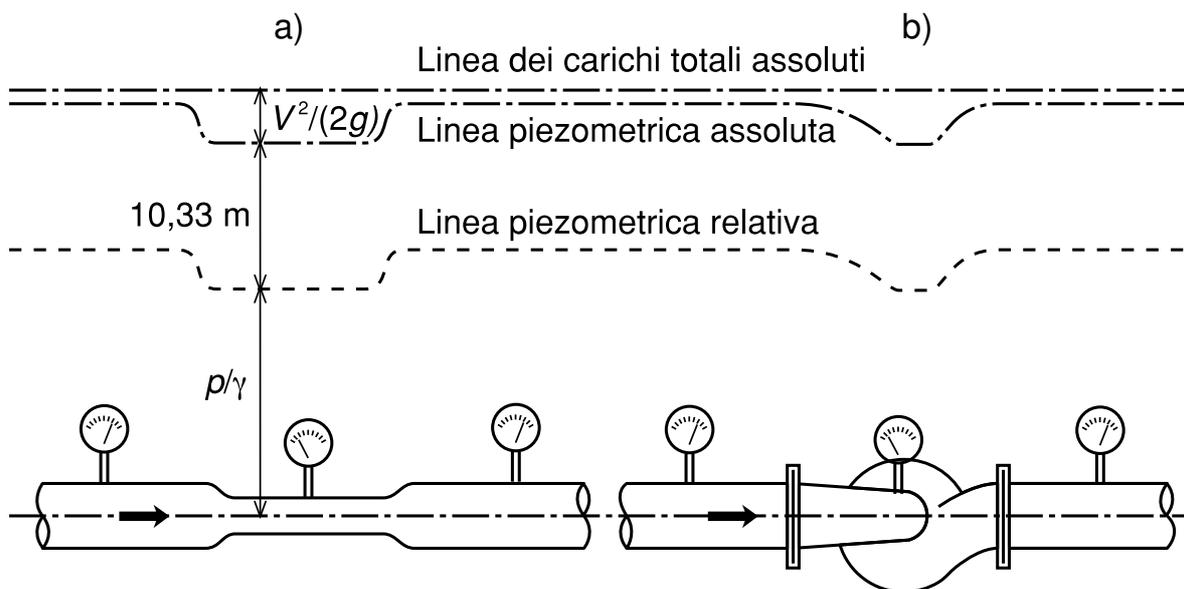


Figura 4-42 – Diminuzione di pressione del liquido:

- a) in un tratto di tubazione a diametro minore;
- b) nel passaggio attraverso le sezioni una pompa centrifuga.



Per conoscere con precisione la soglia oltre la quale in una pompa inizia il fenomeno della cavitazione, l'utente dispone della curva del cosiddetto *Net Positive Suction Head* (*carico assoluto netto all'aspirazione richiesto dalla pompa*, $NPSH_r$, di solito riprodotta sullo stesso diagramma della curva caratteristica della pompa (Figura 4-46). La procedura sperimentale per la determinazione di ogni punto consiste nell'abbassare progressivamente il livello nel serbatoio di aspirazione fino a individuare la situazione per cui insorgono i sintomi della cavitazione: caduta del rendimento, rumore di cavitazione e portata irregolare. Sulla base dei due schemi di Figura 4-47, adottato un piano orizzontale di riferimento delle quote, che in generale è il piano passante per l'asse dell'albero della girante (caso A) nelle pompe ad albero orizzontale e il piano contenente la faccia inferiore della girante (caso B) nelle installazioni ad asse verticale, si rilevano allora i valori di:

- h_a altezza piezometrica assoluta sulla superficie libera del liquido nella vasca di aspirazione in metri di colonna d'acqua;
- h_m altezza piezometrica relativa misurata col manometro in corrispondenza della flangia di entrata della pompa in metri di colonna d'acqua ($h_m < 0$ se la pressione è minore di quella atmosferica);
- h_t tensione di vapore alla temperatura di prova t misurata in metri di colonna d'acqua;
- z_m dislivello tra la quota della superficie del baricentro del manometro e il piano di riferimento ($z_m < 0$ se il manometro soggiace al piano di riferimento, altrimenti $z_m > 0$);

da introdurre nella formula che dà il valore del $NPSH_r$:

$$NPSH_r = h_a - h_t + h_m + V^2/(2 \cdot g) + z_m$$

in cui V è la velocità della corrente alla flangia di aspirazione per la portata Q transigente in tale situazione d'incipiente cavitazione.

Per il corretto funzionamento di un impianto è necessario evitare che nella pompa si verifichino le condizioni che danno luogo alla cavitazione; si deve cioè accertare che il *Net Positive Suction Head disponibile*, $NPSH_{disp}$, sia maggiore di quello richiesto, cioè:

$$NPSH_{disp} \geq NPSH_r$$

Il $NPSH_{disp}$ al termine di una condotta di aspirazione è dato da:

$$NPSH_{disp} = H_e - h_t = h_a + z_e - Y - h_t$$

essendo:

- H_e carico totale assoluto della corrente alla fine della condotta di aspirazione rispetto al piano di riferimento;
- h_a altezza piezometrica assoluta sulla superficie libera del liquido nella vasca di aspirazione;
- z_e dislivello tra la quota della superficie libera del liquido e il piano di riferimento ($z_e > 0$ se la superficie libera è al di sopra del piano di riferimento, altrimenti $z_e < 0$; nel primo caso z_e si dice *battente*, nel secondo il suo valore assoluto si dice *altezza di aspirazione*);
- Y perdite di carico, continue e localizzate, nella condotta di aspirazione.

Figura 4-47 – Schema di riferimento delle quote per la valutazione del $NPSH$.

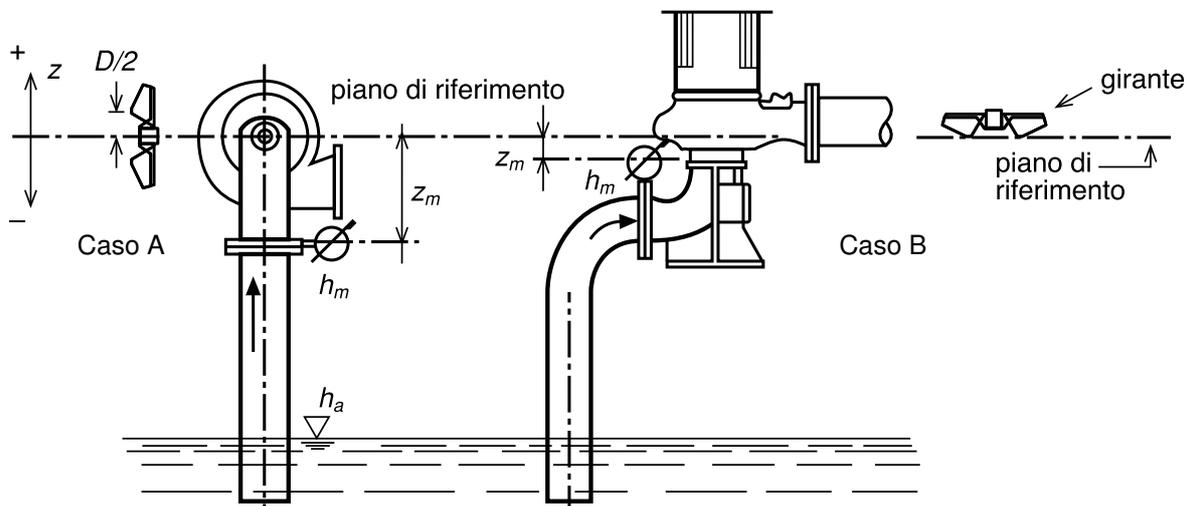
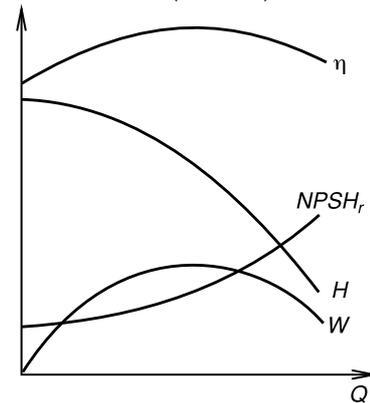
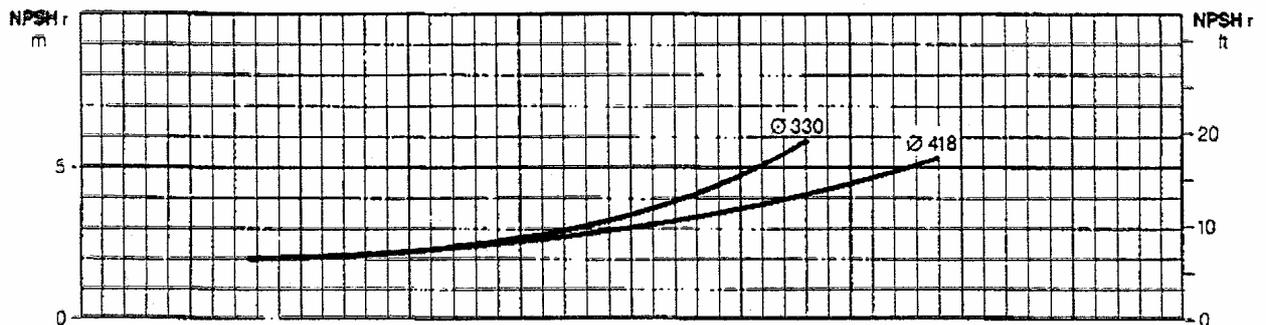
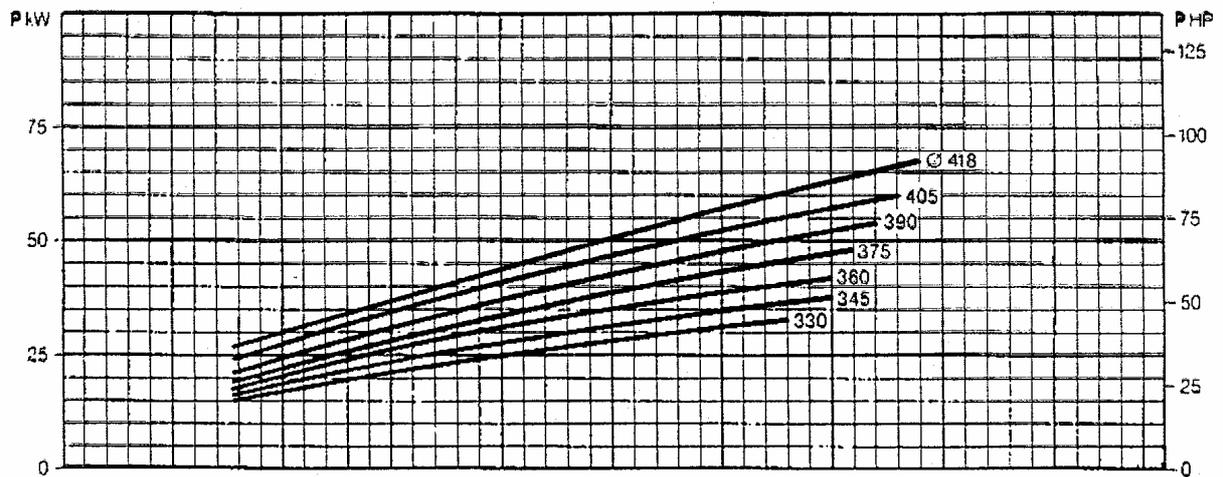
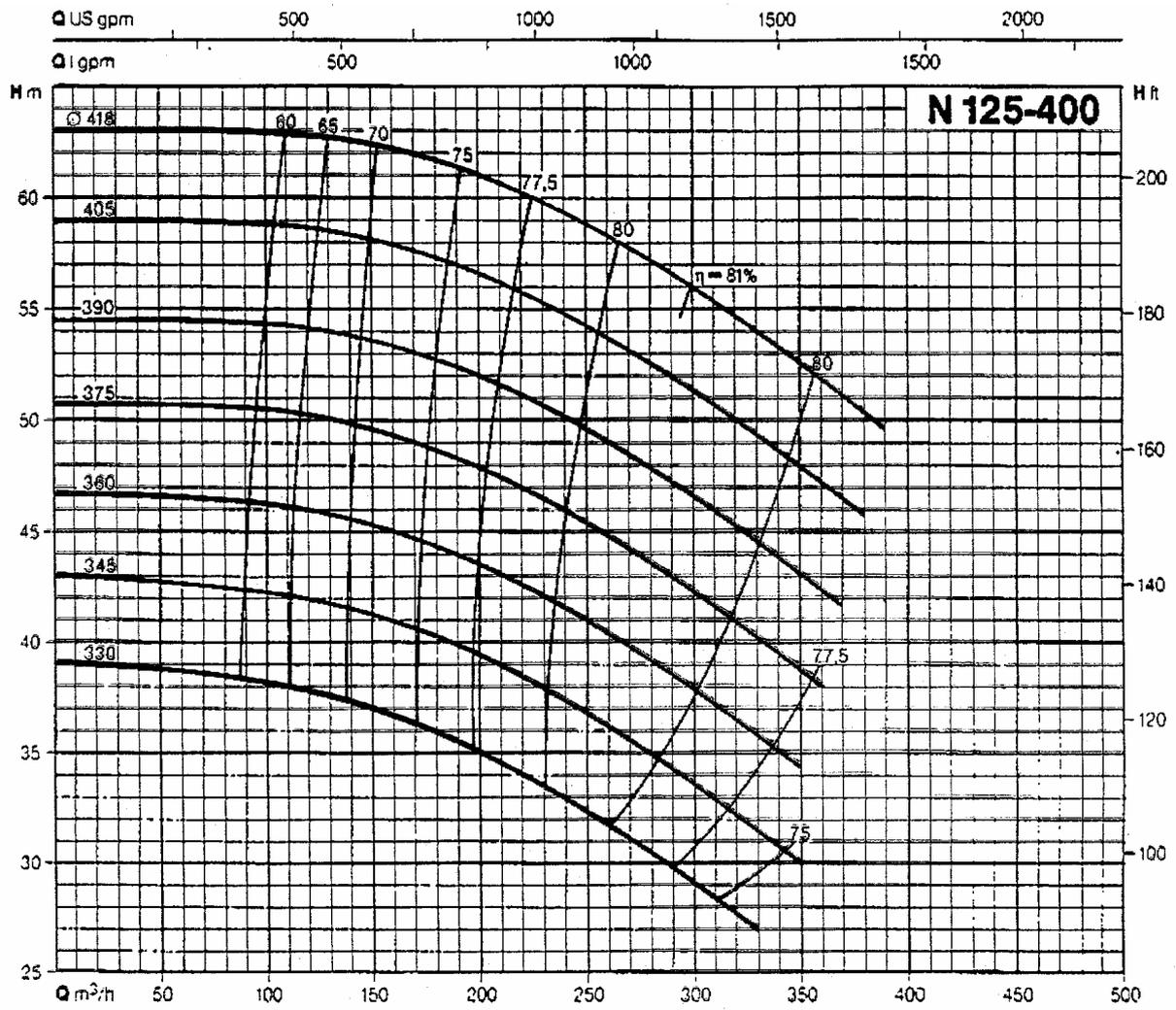


Figura 4-46 – Andamento del *Net Positive Suction Head* richiesto dalla pompa ($NPSH_r$).





RENDIMENTO GLOBALE DI UN SISTEMA DI POMPE

Dato che la potenza complessivamente assorbita dal sistema di N pompe è pari alla somma delle potenze assorbite dalle singole pompe (nell'esempio N=2), si può scrivere:

$$P = P_1 + P_2$$

$$\frac{\cancel{\gamma_w} \cdot \Delta H \cdot Q}{\eta_{TOT}} = \frac{\cancel{\gamma_w} \cdot \Delta H_1 \cdot Q_1}{\eta_1} + \frac{\cancel{\gamma_w} \cdot \Delta H_2 \cdot Q_2}{\eta_2}$$

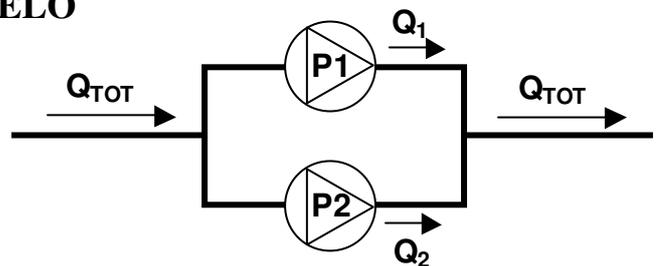
da cui si ricava l'espressione del rendimento globale η_{TOT} del sistema di pompe:

- nel caso di **POMPE IN PARALLELO**

$$\begin{cases} \Delta H = \Delta H_1 = \Delta H_2 \\ Q = Q_1 + Q_2 \end{cases}$$

$$\frac{\cancel{\Delta H} \cdot Q}{\eta_{TOT}} = \frac{\cancel{\Delta H_1} \cdot Q_1}{\eta_1} + \frac{\cancel{\Delta H_2} \cdot Q_2}{\eta_2}$$

$$\eta_{TOT} = \frac{Q}{\frac{Q_1}{\eta_1} + \frac{Q_2}{\eta_2}}$$



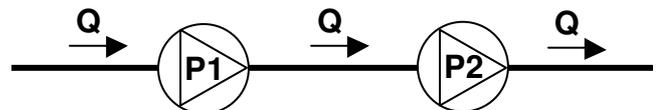
$$\eta_{TOT} = \frac{Q_1 + Q_2}{\frac{Q_1}{\eta_1} + \frac{Q_2}{\eta_2}}$$

- nel caso di **POMPE IN SERIE**

$$\begin{cases} \Delta H = \Delta H_1 + \Delta H_2 \\ Q = Q_1 = Q_2 \end{cases}$$

$$\frac{\cancel{Q} \cdot \Delta H}{\eta_{TOT}} = \frac{\cancel{Q_1} \cdot \Delta H_1}{\eta_1} + \frac{\cancel{Q_2} \cdot \Delta H_2}{\eta_2}$$

$$\eta_{TOT} = \frac{\Delta H}{\frac{\Delta H_1}{\eta_1} + \frac{\Delta H_2}{\eta_2}}$$



$$\eta_{TOT} = \frac{\Delta H_1 + \Delta H_2}{\frac{\Delta H_1}{\eta_1} + \frac{\Delta H_2}{\eta_2}}$$