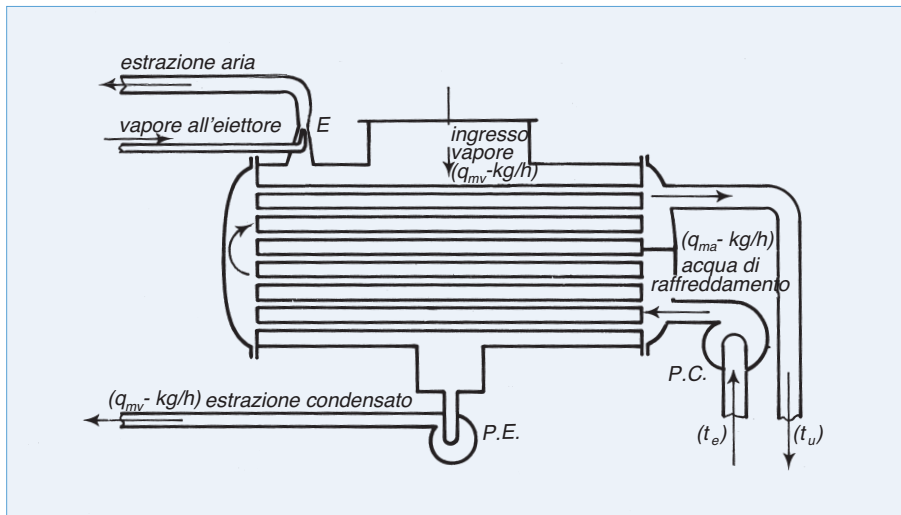


## Macchinari ausiliari per il funzionamento di un condensatore

Riteniamo utile una breve analisi dei macchinari ausiliari necessari per il corretto funzionamento del condensatore, e delle loro principali caratteristiche connesse all'istallazione e alla disposizione dell'intero impianto; riferiamoci allo schema di FIGURA 1, in cui figurano i seguenti meccanismi accessori:

**A. Pompa di circolazione (P.C.)** che preleva l'acqua di raffreddamento dall'ambiente esterno e la invia entro il condensatore; si tratta in genere di una pompa centrifuga anche se in alcuni vecchi impianti navali con motrice alternativa, viene impiegato un cavallino a vapore (v. primo volume, par. 2 del cap. 25) data la grande quantità di vapore disponibile. Noto il dislivello geodetico  $H_g$  fra il pelo libero di aspirazione e il punto più alto del circuito di raffreddamento e valutate le perdite di carico continue  $Y$  e accidentali  $\sum y$  con le formule empiriche illustrate nell'idraulica generale, è possibile calcolare la prevalenza manometrica  $H_m$  della pompa:

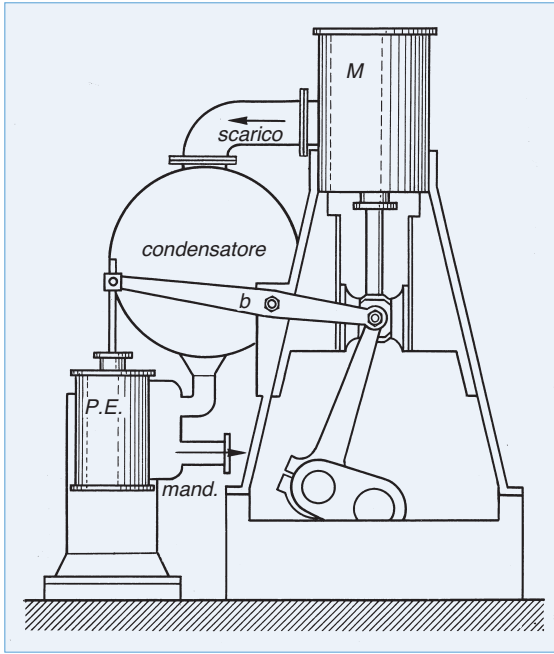
$$H_m = H_g + Y + \sum y \quad (1)$$



1 Condensatore a superficie (schema)

essendo evidentemente nulla la differenza di pressione  $\Delta p = p_B - p_A$ , in quanto l'acqua viene scaricata nello stesso ambiente dal quale è stata prelevata.

A tal proposito è bene osservare che la posizione delle bocche di presa e di scarico è condizionata dal tipo di impianto e dalla sua dislocazione: negli impianti



2 Estrazione del condensato con pompa alternativa azionata dalla motrice

fissi l'acqua di raffreddamento viene prelevata da un fiume, da un lago o dal mare se l'impianto si trova nelle sue vicinanze; nell'ipotesi che il liquido sia prelevato da un fiume o da un canale, la bocca di scarico dovrà trovarsi a valle di quella di presa affinché non venga aspirata l'acqua calda che ha già lavorato nel condensatore.

Negli apparati motori navali, la bocca di aspirazione si trova nella parte più bassa dello scafo per evitare che, in situazioni di mare molto grosso, essa rimanga scoperta disadescando la pompa; allo stesso modo, per garantire un effluo costante e senza contraccolpi, la bocca di scarico è disposta generalmente al disopra della linea di galleggiamento. In queste ipotesi, la pompa funziona *sotto battente* e la differenza di pressione ( $p_B - p_A$ ) risulta negativa (anche se molto piccola) con il risultato di ridurre il valore della prevalenza necessaria  $H_m$ .

Per il calcolo della portata massica dell'acqua, che indicheremo con  $q_{ma}$ , se l'acqua entra nel condensatore a temperatura  $t_e$  e ne esce alla temperatura  $t_u$ , il flusso termico teoricamente sottratto al vapore che si condensa, è:

$$\Phi = q_{ma} \cdot c_m \cdot (t_u - t_e) \quad (2)$$

in cui, il calore specifico medio  $c_m$  dell'acqua può essere assunto pari a 4,186 kJ/kg; eguagliando tale espressione al calore ceduto dal vapore [(26.6) del testo], ne segue:

$$q_{ma} \cdot c_m \cdot (t_u - t_e) = q_{mv} \cdot (h_4' - h_1)$$

e da questa si ottiene il valore di  $q_{ma}$ :

$$q_{ma} = \frac{q_{mv} \cdot (h_4' - h_1)}{c_m \cdot (t_u - t_e)} \quad (3)$$

Dalla portata in massa e dalla prevalenza si risale alla potenza utile  $P_u$  della pompa:

$$P_u = g \cdot q_{ma} \cdot H_m \quad (W) \quad (4)$$

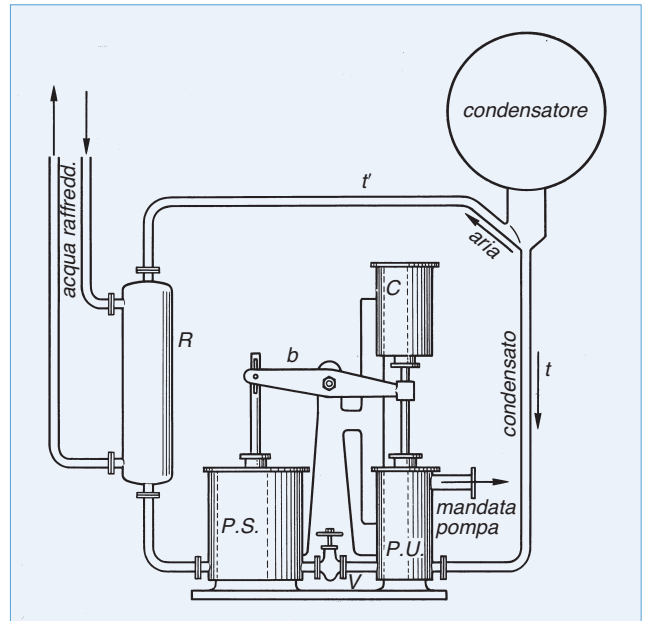
espressa in W se  $q_{ma}$  è espresso in kg/s.

**B. Pompa di estrazione (P.E.)** che preleva il vapore condensato per inviarlo nuovamente in circuito; questa pompa è quasi sempre sistemata sotto il condensatore dovendo necessariamente funzionare *sotto battente* in quanto nell'ambiente di aspirazione (cioè entro il condensatore) regna una notevole depressione che impedisce al fluido di risalire, anche di poco, entro un eventuale tubo di aspirazione.

Per quanto riguarda il tipo di pompa da adottare, questo dipende principalmente dal tipo di motrice:

1. le motrici alternative, caratteristiche dei vecchi impianti navali, adottano una pompa a stantuffo direttamente azionata dalla motrice principale attraverso un bilanciere (FIGURA 2) collegato alla *testa a croce*; la pompa in questo caso assolve la duplice funzione di estrazione del liquido e dell'aria sviluppata nella fase di condensazione. Molto spesso, la pompa di estrazione – sempre di tipo alternativo – è azionata da un cilindro a vapore e suddivisa in due corpi, uno per l'estrazione del liquido (**pompa a umido**) e uno per l'asportazione

dell'aria e del vapore residuo (**pompa a secco**); la disposizione è illustrata in FIGURA 3: il cilindro motore (C) aziona direttamente la pompa a umido (P.U.) che aspira dal fondo del condensatore attraverso una tubazione (t) e tramite un bilanciere (b) mette in moto anche la pompa a secco (P.S.) alla quale il fluido perviene dalla tubazione t' sul cui percorso è inserito un refrigerante (R) alimentato da una parte dell'acqua di raffreddamento inviata dalla pompa di circolazione. La valvola di intercettazione (V) che è disposta sul raccordo che unisce i due corpi-pompa serve per innescare la pompa a secco quando, durante le operazioni di avviamento, il fluido non ne risente sensibilmente l'effetto aspirante.



**3** Estrazione del condensato con pompa indipendente

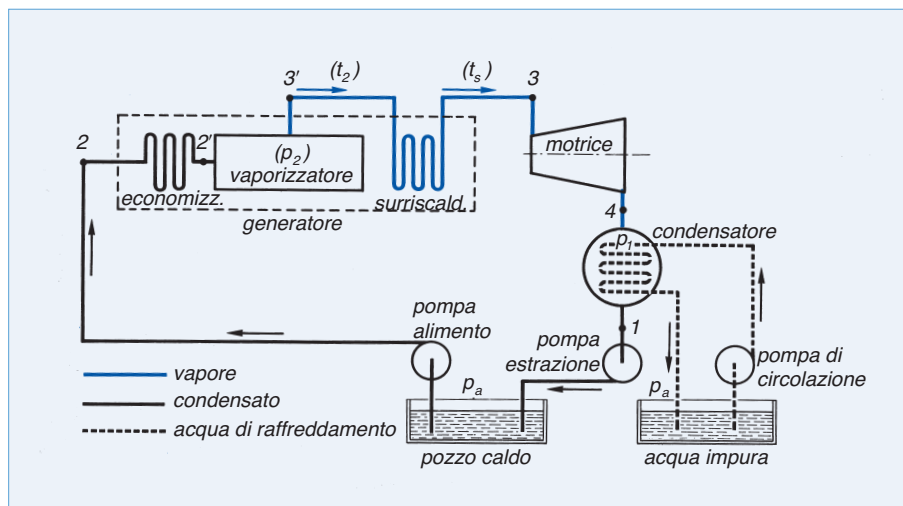
**2.** Le turbine richiedono invece una pompa centrifuga per l'estrazione del fluido, e un eiettore a vapore o idraulico per il mantenimento del vuoto; la pompa aspira il liquido in depressione contenuto nella parte inferiore del condensatore e la invia in un contenitore aperto all'atmosfera (detto **pozzo caldo**) ove convergono gli scarichi di tutti i meccanismi ausiliari e l'eventuale aggiunta di acqua necessaria per compensare le perdite lungo il circuito. Lo schema elementare di un impianto a vapore, comincia così la sua lenta evoluzione verso forme più complesse, e assume l'aspetto illustrato in FIGURA 4 **1**.

Per il calcolo della prevalenza necessaria alla pompa di circolazione, detta  $p_1$  la pressione (assoluta) esistente entro il condensatore, e  $p_a$  quella atmosferica che agisce sul pelo libero del liquido contenuto nel pozzo caldo, occorre valutare:

$$H_m = H_g + \frac{p_a - p_1}{\rho \cdot g} + Y + \sum y \quad (5)$$

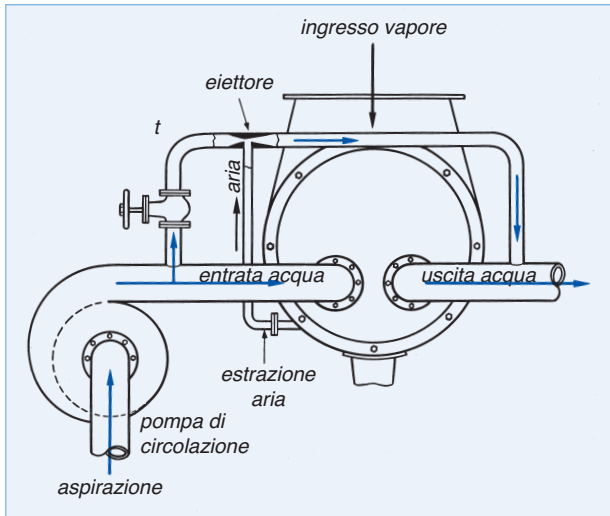
con l'impiego dei simboli già noti.

**1** In questo ed in altri schemi impiantistici che seguiranno, la pompa di alimentazione è situata sopra il pozzo caldo per semplice comodità di rappresentazione grafica; in realtà tale pompa è sempre installata *sotto battente* per evitare che la depressione da essa prodotta possa favorire l'evaporazione del liquido presente nel pozzo caldo (la cui temperatura supera largamente il valore ambiente) con conseguente difettoso funzionamento.

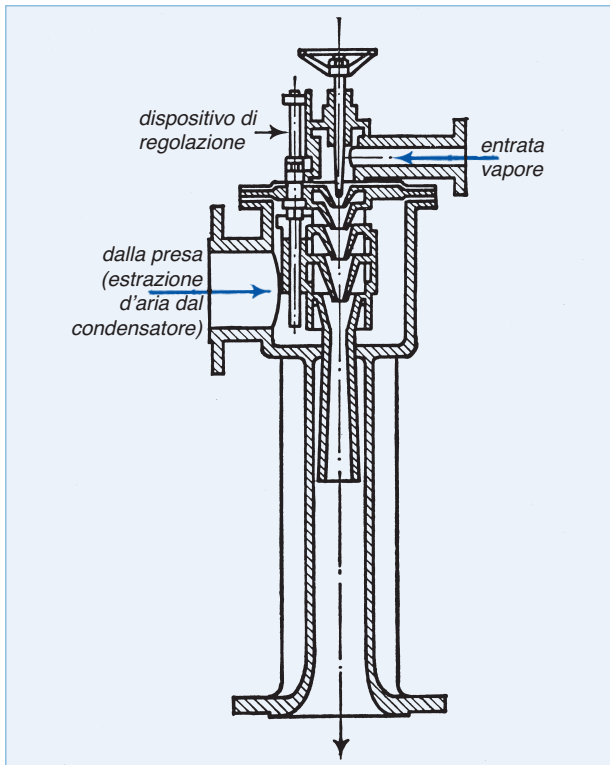


**4** Impianto a vapore elementare con scarichi al pozzo caldo

Per il calcolo della portata  $q_{ml}$  di liquido da elaborare, occorre precisare se il condensatore è del tipo a superficie o a miscuglio; nel primo caso è evidentemente



5 Estrazione dell'aria mediante eiettore idraulico



6 Eiettore a vapore a più stadi (schema)

te  $q_{ml} = q_{mv}$ , poiché la pompa deve elaborare una quantità di fluido pari al consumo  $q_{mv}$  della motrice.

Se invece, il condensatore è del tipo a miscuglio, calcolata prima la portata di acqua di raffreddamento  $q_{ma}$  necessaria, poiché quest'ultima si miscela al condensato, la portata della pompa di estrazione

$$q_{ml} \text{ vale: } q_{ml} = q_{ma} + q_{mv}$$

**C. Eiettore per l'estrazione dell'aria** e dei gas disciolti che si liberano in seguito alla condensazione del fluido operante; il principio di funzionamento di questi è già stato illustrato nel primo volume (v. par. 4 del cap. 28) per cui ci limiteremo adesso a esaminare le diverse modalità di installazione e ad accennare un procedimento di calcolo. Se l'eiettore è idraulico, in esso fluisce parte dell'acqua di refrigerazione inviata dalla pompa di circolazione secondo lo schema di FIGURA 5; l'acqua prelevata attraverso la tubazione (t) viene inviata all'eiettore che, per effetto del risucchio operato dal liquido effluente dall'ugello, aspira l'aria eventualmente presente e trascina con sé anche parte del vapore che sfugge così dal condensatore. Ne nasce immediatamente un primo inconveniente: se l'acqua di raffreddamento è impura, essa deve essere espulsa e si perde così una certa aliquota di fluido operante che non viene rimesso in ciclo; volendo recuperare questa perdita, occorre refrigerare con acqua pura la cui disponibilità è in genere piuttosto limitata. Un secondo inconveniente è rappresentato dalla maggior potenza necessaria alla pompa di circolazione il cui compito è duplice, dovendo provvedere contemporaneamente al raffreddamento e all'alimentazione dell'eiettore. Molto più usato, specialmente per vuoti molto spinti, è l'eiettore a più stadi (FIGURA 6) alimentato con vapore prelevato direttamente dalla caldaia (quando la pressione non è altissima) o da uno spillamento della motrice principale, se trattasi di una turbina. L'eiettore, pur presentando un rendimento piuttosto basso, risulta comunque preferibile ad una pompa a stantuffo, come quella

impiegata nelle motrici alternative (pompa a secco) in quanto quest'ultima andrebbe soggetta a notevoli perdite meccaniche a causa delle dimensioni assunte dai suoi organi mobili; torna a vantaggio dell'eiettore, anche la sua semplicità di funzionamento, la scarsa manutenzione necessaria e l'ingombro ridotto. Per il calcolo della portata di vapore all'eiettore, occorre prima stabilire il quantitativo di aria da estrarre nell'unità di tempo; in linea di massima, si potrebbe prevedere che l'aria da estrarre dipenda da tre fattori concomitanti:

- aria contenuta nel vapore da condensare  $A_v$  ;
  - aria contenuta nell'acqua di raffreddamento  $A_a$  ;
  - aria penetrata attraverso flange e giunzioni  $A_c$  ;
- per cui l'aria totale  $A$  da asportare, vale:  $A = A_v + A_a + A_c$  .

Se però limitiamo il nostro calcolo a un condensatore a superficie di tipo recente, possiamo trascurare gli ultimi due addendi, in quanto:

- l'acqua di raffreddamento segue un circuito separato da quello del vapore;
- le rientrate di aria dall'esterno sono limitatissime, sia perché il condensatore viene installato a diretto contatto con la bocca di scarico della turbina, sia perché l'impiego di guarnizioni e mastici adatti difficilmente consente la formazione di fessure.

**L'aria da estrarre è perciò praticamente limitata a quella contenuta nel vapore, e viene valutata in base al massimo valore della solubilità alla temperatura ambiente, poiché il primo riempimento della caldaia e le successive reintegrazioni vengono eseguiti con acqua prelevata dal deposito. Si ritiene, in queste ipotesi, di potersi riferire a un contenuto di 25 g di aria in ogni m<sup>3</sup> di fluido operante; da questo dato è facile risalire alla portata di aria moltiplicando per il volume di fluido che attraversa il condensatore nell'unità di tempo.**

Per l'operazione di estrazione mediante un getto di vapore, le esperienze eseguite portano a ritenere che ogni kg di vapore effluente dall'ugello dell'eiettore consente di estrarre circa 10 kg di aria; la portata massica dell'eiettore  $q_{me}$  vale perciò mediamente:  $q_{me} \cong A/10$ , con un consumo contenuto entro l'1% ÷ 2% del condensato, consumo peraltro valido ai soli effetti della potenza, giacché lo scarico dell'eiettore viene inviato al pozzo caldo recuperando interamente la parte liquida che con i sistemi idraulici era da considerarsi perduta.

Data la diffusione ormai quasi generale degli eiettori, riteniamo superfluo citare altri sistemi o meccanismi atti ad assicurare il vuoto entro il condensatore, rimandando per ulteriori particolari ai testi specializzati **2**.

**2** Per motivi di semplicità e di ristrettezza, non abbiamo citato alcuni tipi di condensatori speciali (Körting, Lebianc ecc.) ritenendo sufficiente l'esposizione dei principi fondamentali sul fenomeno della condensazione.