

Capitolo 26

Le motrici esotermiche utilizzano l'energia posseduta da un fluido che dallo stato liquido viene vaporizzato per acquistare la dovuta elasticità e inviato, sotto pressione, nella motrice entro la quale si espande fino alla pressione di scarico, aumentando di volume e cedendo parte dell'energia posseduta che viene convertita in lavoro meccanico dalla macchina stessa.

Queste motrici possono essere classificate in:

- **motrici alternative (macchine a vapore) che utilizzano l'energia potenziale di pressione del fluido intermediario:** fornisce un moto alternato periodico ad uno stantuffo convertito in moto rotatorio uniforme da un manovellismo; sono inadatte ai regimi di rotazione elevati, ingombranti e complicate dalla presenza del manovellismo;
- **motrici rotative (turbine a vapore) che utilizzano invece l'energia cinetica del fluido** che effluendo da una serie di ugelli acquista una forte velocità e attraversa delle corone palettate cedendo parte della sua energia convertita in moto rotatorio; sono dotate di moto rotatorio che consente loro di raggiungere regimi altissimi, con limitate perdite per attrito meccanico. Si tratta di macchine leggere, compatte, non necessitano di particolare manutenzione e forniscono potenze elevatissime.

Il principale svantaggio delle motrici esotermiche è la complessità dell'impianto, dovendosi procedere alla vaporizzazione del liquido nel generatore di vapore; inoltre, il vapore espulso dalla motrice deve essere riutilizzato in ciclo chiuso, per cui sono necessari apparecchiature che aumentano il rendimento dell'impianto ma complicano il sistema e aumentano la spesa di installazione e di manutenzione. Nell'ipotesi che il funzionamento dell'impianto avvenga a ciclo chiuso, esso si basa sul ciclo termodinamico Rankine.

Dalle figure A e B vediamo le trasformazioni:

- 1 → 2 (compiuta dalla pompa di alimento che aspira

il liquido proveniente dal condensatore e lo invia in caldaia) è una compressione esercitata sul liquido che mantiene inalterato il volume mentre la pressione aumenta da p_1 a p_2 ;

- 2 → 3' (nel collettore della caldaia o nei tubi bollitori ove la pressione si mantiene costante) è il **pre-riscaldamento e la successiva vaporizzazione del liquido a pressione e temperatura costante**;
- 3' → 3 (nel generatore di vapore) **fase di surriscaldamento** (a pressione costante): il vapore eleva la sua temperatura da quella di ebollizione t_2 a un valore prefissato t_s ;
- 3 → 4 **espansione del vapore** (nella motrice) **dallo stato fisico caratterizzato dal punto 3 a pressione p_2 a quello del punto 4 a pressione p_1** : conversione in lavoro di una parte dell'energia termica posseduta;
- 4 → 1 **sottrazione di calore (nel condensatore) a temperatura e pressione costanti con conseguente passaggio del fluido dallo stato di vapore saturo umido a quello di liquido**; il fluido uscente alla pressione p_1 viene prelevato dalla pompa e inserito in caldaia per riprendere il ciclo.

L'installazione del condensatore da un lato aumenta il rendimento dell'impianto dall'altro è una complicazione per la sua mole, per la presenza della pompa e dell'eiettore. In certi impianti si accettano rendimenti minori a favore di una riduzione di peso e di ingombro. In queste ipotesi, il vapore (espanso nella motrice) viene scaricato nell'atmosfera (**condensazione alla pressione atmosferica**) e il funzionamento avviene a **ciclo aperto**. L'impianto richiede una disponibilità di acqua pura o depurabile.

Riferiamoci a una motrice a vapore: il fluido subisce nell'attraversamento della macchina urti, deviazioni, raccordi bruschi e attriti contro le pareti dei condotti che producono una dissipazione di energia proporzionale alla velocità con cui il fluido percorre l'in-

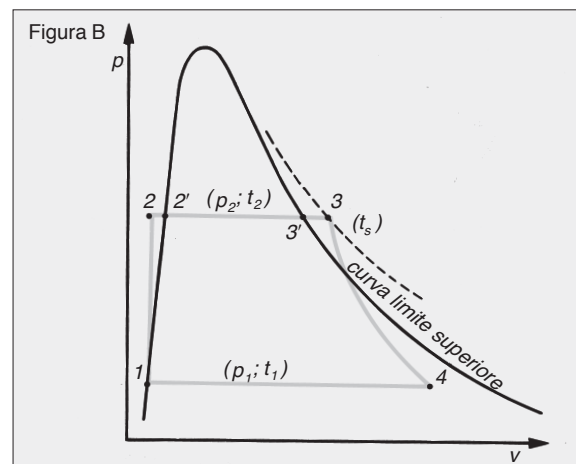
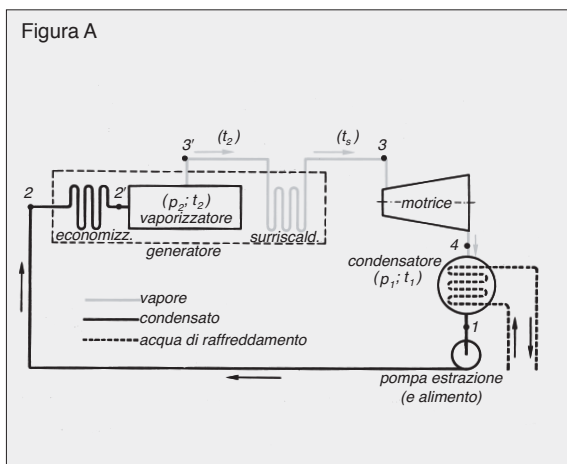
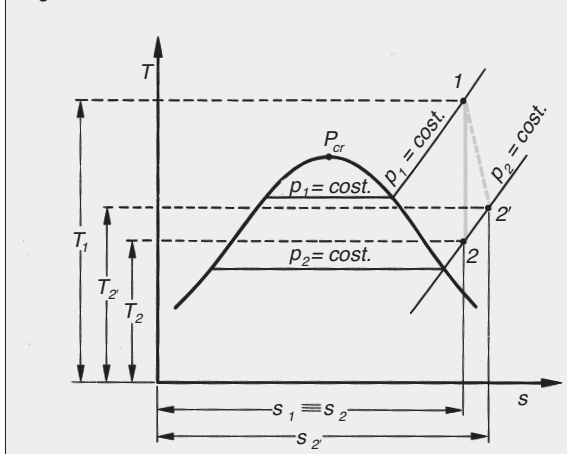


Figura C



terno della macchina. Il vapore perciò perde parte dell'energia cinetica posseduta che si trasforma in calore e l'entalpia del fluido, sia al termine della fase di espansione che di compressione, aumenta.

Nel piano $T-s$ (figura C), un'espansione reale del vapore surriscaldato $1 \rightarrow 2$ non è un'adiabatica e diventa $1 \rightarrow 2'$ dove $2'$ individua necessariamente uno stato fisico a temperatura $T_2' > T_1$; la linea di trasformazione $1 \rightarrow 2'$ è più corta dell'adiabatica $1 \rightarrow 2$ (l'espansione reale è ridotta rispetto a quella teorica e minore sarà il lavoro che se ne potrà ricavare) infatti, dal diagramma di Mollier (figura D) l'entalpia finale $h_2' > h_2$ (teorica) e il rendimento dell'espansione ε è dato dal rapporto:

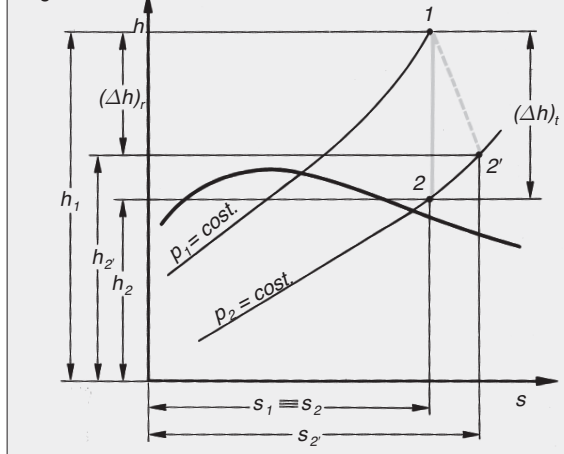
$$\varepsilon = \frac{h_1 - h_2'}{h_1 - h_2} \quad (26.1)$$

dipende dalla forma e dalla rugosità dell'organo meccanico entro il quale il vapore si espande; se l'adiabatica è di compressione, la linea di trasformazione è più lunga di quella ideale, il che comporta un lavoro maggiore. Nel caso di un'espansione reale del vapore saturo umido a titolo x_1 , essa si evolve a destra dell'adiabatica, intercettando l'isobara finale corrispondente alla stessa temperatura teorica ma ad un titolo $x_2 > x_1$ e ciò corrisponde a un aumento dell'entalpia finale h_2' rispetto al caso teorico h_2 e rimane valida la (26.1).

Nel caso della compressione il lavoro somministrato durante la compressione reale è maggiore di quello teorico.

Consideriamo un impianto a vapore elementare operante secondo un ciclo teorico di Rankine e supponiamo che la motrice eroghi una certa potenza utile P_u . L'energia spesa è rappresentata dal calore fornito lungo la trasformazione $2 \rightarrow 3$ (figura E); se, inoltre, la fase di preriscaldamento ($2 \rightarrow 2'$), di vaporizzazione ($2' \rightarrow 3'$) e di surriscaldamento ($3' \rightarrow 3$) avvengono entro il generatore, il calore speso è fornito unicamente dalla combustione di un certo quantitativo di combustibile. Se indichiamo con q_{mc} il consumo massico di combustibile e

Figura D



con P_{ci} il suo potere calorifico inferiore, la potenza termica spesa si esprime con: $\Phi_s = q_{mc} \cdot P_{ci}$ kJ/s (kW) e il rendimento complessivo (globale) dell'impianto è:

$$\eta_I = \frac{P_{u(kW)}}{q_{mc(kg/s)} \cdot P_{ci(kJ/kg)}} \quad (26.2)$$

Come per le macchine idrauliche, anche in quelle termiche il rendimento complessivo è il prodotto di una catena di rendimenti (riferendoci alla figura A):

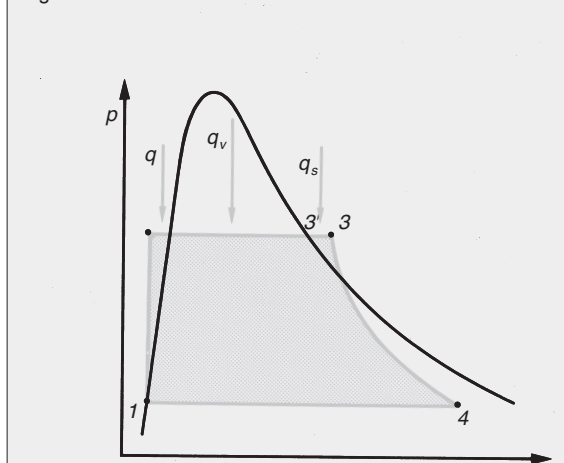
$$\eta_I = \eta_g \cdot \eta \cdot \eta_a \cdot \eta_{id} \quad (26.3)$$

dove η_g è il rendimento del generatore, η della motrice, η_a dei meccanismi accessori e η_{id} il rendimento termico ideale del ciclo (il più oneroso).

Per incrementare η_{id} del ciclo di Rankine si può:

- innalzare il valore della pressione p_2 in caldaia;
- operare con vapore surriscaldato;
- abbassare la pressione p_1 allo scarico della motrice; si aumenta il calore utilizzabile $q_1 - q_2$ e si riduce il calore perduto q_2 allo scarico della motrice;

Figura E



- operare un'espansione parziale e un secondo surriscaldamento in caldaia prima di completare l'espansione in una seconda motrice;
- recuperare parte del calore contenuto nel vapore parzialmente espanso per preriscaldare l'acqua di alimento.

Le prime motrici a vapore scaricavano il vapore espanso direttamente all'atmosfera alla **temperatura corrispondente alla condensazione del vapore alla pressione ambiente (intorno ai 100 °C)**. Per ridurre il valore della temperatura di scarico occorre creare un *ambiente (condensatore)* in cui regni una depressione costante (un certo grado di *vuoto*).

L'espansione del vapore può essere prolungata fino a quando si raggiunge il valore della pressione esistente nel condensatore; il vantaggio è tanto maggiore quanto più alto è il vuoto creato che è assicurato dalla continua estrazione sia del condensato sia dell'eventuale aria presente nel vapore, liberatasi in seguito alla condensazione. Per una esatta valutazione del rendimento dell'impianto, bisogna decurtare dalla (26.2) l'aliquota spesa per l'azionamento dei vari meccanismi che fanno parte dell'intero complesso. I condensatori si possono raggruppare in due grandi classi:

- **a miscuglio:** la condensazione avviene mescolando direttamente il vapore scaricato dalla motrice con una adeguata quantità di acqua di raffreddamento sufficientemente pura che assorbe le calorie di condensazione contenute nell'aeriforme provocandone il passaggio allo stato liquido;
- **a superficie:** formato da un corpo cilindrico chiuso

alle due estremità da due piastre tubiere alle quali sono fissati numerosi tubi di piccolo diametro entro i quali scorre l'acqua di raffreddamento; un diaframma costringe il fluido raffreddante a percorrere il fascio tubiero per defluire all'esterno dalla flangia di sbocco mentre il vapore, lambendo i tubi, si condensa raccogliendosi nella parte inferiore dalla quale viene estratto mediante una pompa.

Il calore asportato dall'acqua di raffreddamento deve essere sufficiente a condensare il vapore di scarico senza abbassare la sua temperatura al disotto di quella di condensazione corrispondente alla pressione che esiste entro il recipiente; una maggiore sottrazione costituisce uno svantaggio perché il liquido prelevato dalla pompa di estrazione deve essere preriscaldato prima di essere inviato di nuovo in caldaia.

Negli impianti a turbina, si ricorre al doppio **surriscaldamento** del fluido operante per aumentare il rendimento termico ideale e perché, a causa dell'alta pressione del vapore all'introduzione in turbina, questo subisce un'espansione talmente prolungata da raggiungere un alto grado di umidità che provoca dei danni alle palettature della macchina.

Per aumentare ulteriormente il rendimento si ricorre a **cicli a rigenerazione:** il vapore viene **spillato** in vari punti della motrice e inviato a vari riscaldatori ognuno **munito di uno scaricatore di condensa** che obbliga il vapore a cedere tutte le residue calorie di condensazione prima di effluire allo scarico. Si convoglia gli scarichi di ogni preriscaldatore in un recipiente e si preleva da esso impiegando un'unica pompa per inviarla in caldaia.