

Autore: prof. ing. Massimo Dentice d'Accadia, DETEC, Università degli Studi di Napoli Federico II

2. MACCHINE AD ASSORBIMENTO (AHP)

2.1. Introduzione

Gli impianti frigoriferi e le pompe di calore ad assorbimento (Absorption Heat Pump, AHP), sebbene noti da lungo tempo (furono sviluppati a partire dalla metà del 1800), dopo un certo successo iniziale di mercato, furono praticamente soppiantati dalle macchine ad azionamento elettrico, favorite dalla rapida diffusione di questo vettore energetico che caratterizzò sia la fine del XIX secolo che tutta la prima metà del XX. Negli ultimi anni, però, questa tecnologia è tornata a rivestire un ruolo di primo piano nel mercato della refrigerazione, anche grazie ai rapidi progressi tecnologici che hanno permesso ai gruppi frigoriferi ad assorbimento di raggiungere livelli di efficienza energetica e di affidabilità quanto meno paragonabili, se non superiori, in alcuni casi, a quelli delle convenzionali macchine elettriche a compressione di vapore.

Il principio di funzionamento di queste macchine, illustrato nello schema a blocchi semplificato di figura 2.1 (riferito al funzionamento come gruppo frigorifero), nonché, in modo più accurato, in figura 2.2, si basa sull'impiego, come fluido di lavoro, di una miscela, generalmente binaria, ovvero costituita da due sostanze: una, più volatile, funge da refrigerante, l'altra da solvente. La soluzione diluita di refrigerante e solvente contenuta nell'assorbitore, A, viene trasferita mediante una pompa nel generatore, G, dove viene riscaldata mediante energia termica fornita direttamente dalla fiamma di un combustibile (sistemi a fiamma diretta) oppure mediante un opportuno fluido termovettore (sistemi indiretti). Nel generatore, la sostanza più volatile, ovvero il refrigerante, evapora, cosicché la fase liquida residua risulta più ricca di solvente rispetto alle condizioni iniziali (soluzione concentrata). A questo punto, il refrigerante evaporato, separato dalla soluzione concentrata, può essere avviato verso il condensatore, CO, che svolge una funzione del tutto analoga a quella che si avrebbe in un ciclo a compressione di vapore, così come la valvola di laminazione e l'evaporatore, EV, attraversati dal refrigerante dopo il processo di condensazione. Nel frattempo, la soluzione concentrata ottenuta al generatore viene

ricondotta all'assorbitore, dove, grazie al suo basso contenuto di refrigerante, è in grado, per l'appunto, di assorbire il refrigerante in fase vapore proveniente dall'evaporatore, e di ricreare le condizioni di concentrazione iniziali, rendendo possibile il funzionamento ciclico e dunque continuo del sistema. Poiché il processo di assorbimento è esotermico, per garantirne il corretto svolgimento è necessario sottrarre continuamente calore a questo componente: il processo è dunque perfettamente simmetrico a quello di evaporazione, endotermico, che ha luogo al generatore.

Tra l'altro, il corretto controllo della temperatura di esercizio dell'assorbitore rappresenta un problema molto delicato: se il raffreddamento non dovesse essere adeguato, infatti, questa temperatura tenderebbe a salire, fino a raggiungere il cosiddetto limite di cristallizzazione della soluzione, e la presenza di cristalli in fase solida è evidentemente incompatibile con il corretto funzionamento della macchina, potendo indurre il blocco del flusso nella pompa. In alcuni casi, questo problema rende indispensabile il ricorso al raffreddamento ad acqua di torre, invece che ad aria. Ciò ovviamente può rappresentare, soprattutto per macchine di piccola taglia, una complicazione impiantistica indesiderata, introducendo, tra l'altro, una fonte di rumore in una macchina di per sé molto silenziosa, e quindi privilegiata in alcune applicazioni particolari. Il confronto con le macchine elettriche assicura, comunque, che, per grosse potenzialità, i costi di abbattimento del rumore per i gruppi ad assorbimento rimangono inferiori rispetto alle unità elettriche.

Poiché l'assorbitore è in qualche modo il componente più importante nel funzionamento di queste apparecchiature, spesso le macchine ad assorbimento in genere vengono denominate semplicemente "assorbitori", con un'evidente sineddoche.

Per ridurre il fabbisogno di energia termica del generatore, a parità di ogni altra condizione, e migliorare dunque l'efficienza del sistema, normalmente tra assorbitore e generatore viene inserito uno scambiatore di calore (non rappresentato in figura 16, ma visibile in figura 17), in cui la soluzione diluita proveniente dalla pompa viene riscaldata da quella concentrata proveniente dal generatore.

La richiesta di energia elettrica risulta molto contenuta, in quanto il lavoro assorbito dalla pompa è al più il 10% di quello che sarebbe necessario per un tradizionale ciclo a compressione di vapore, a parità di resa frigorifera.

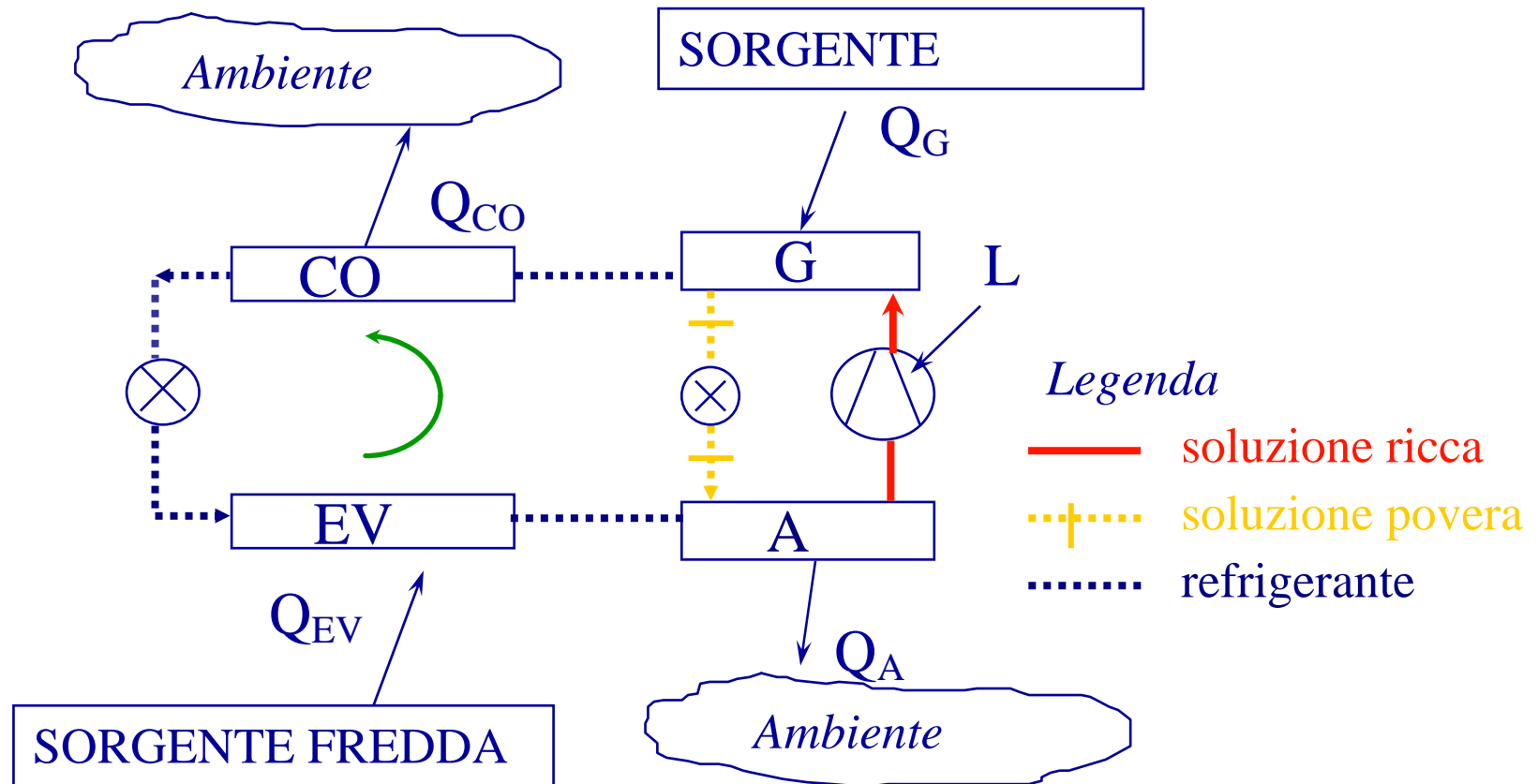


Fig. 2.1. Schema di principio della macchina frigorifera ad assorbimento a singolo effetto.

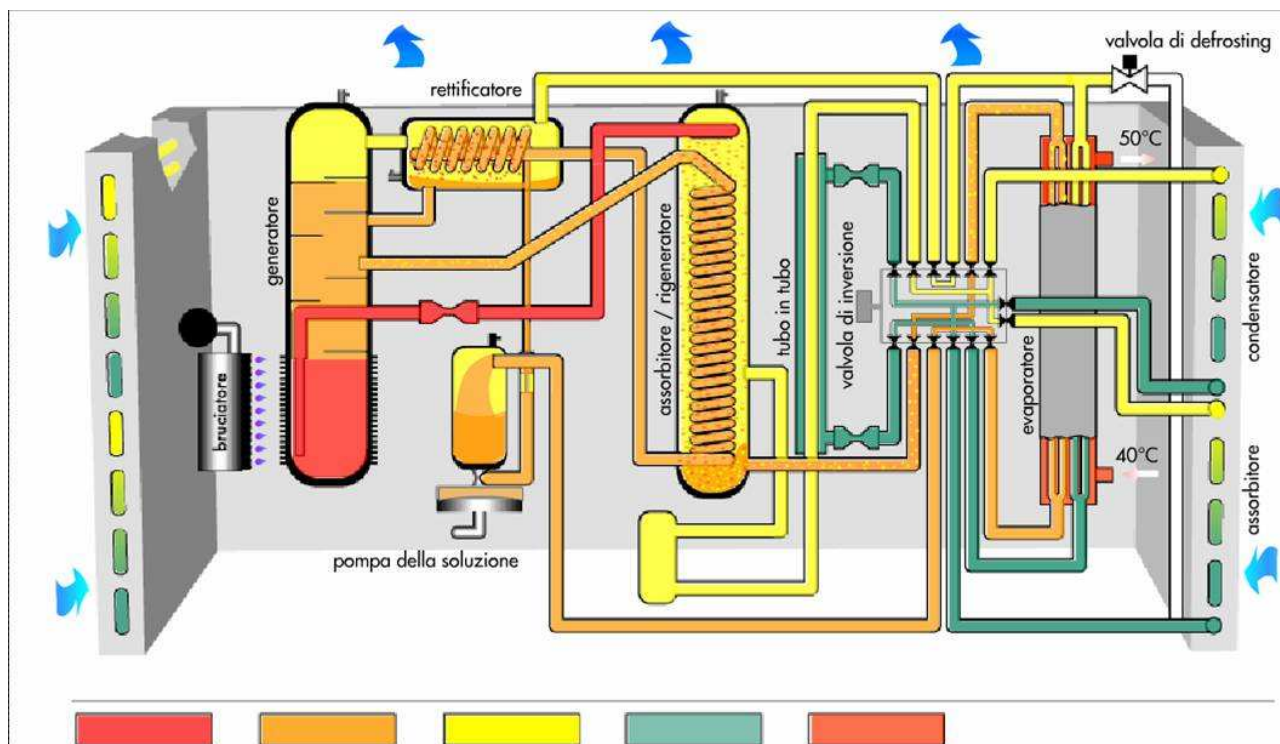


Fig. 2.2. Schema funzionale di un gruppo frigorifero ad assorbimento a singolo effetto ad $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ (fonte: ROBUR).

Il principale vettore energetico necessario al funzionamento del sistema è dunque rappresentato dall'energia termica richiesta al generatore, che, nel caso sia fornita da un fluido termovettore, piuttosto che dalla fiamma diretta di un combustibile, dovrà essere disponibile ad una temperatura sufficientemente elevata da garantire da un lato un'efficace evaporazione del refrigerante, e dall'altro la possibilità di far condensare lo stesso alla temperatura richiesta. I valori di temperatura tipici sono intorno agli 80 – 90 °C, per cui l'alimentazione può essere effettuata con acqua calda, surriscaldata o con vapore a bassa pressione: per ogni fissato modello, la resa frigorifera sarà sempre una funzione crescente della temperatura del fluido con il quale è alimentato il generatore, con un incremento medio del 10% ogni 10 °C; il COP è invece meno sensibile al livello di temperatura dell'input termico al generatore.

E' abbastanza agevole riconoscere come lo stesso sistema possa essere teoricamente impiegato anche come pompe di calore: in questo caso, all'evaporatore il fluido di lavoro sarà riscaldato mediante energia termica sottratta all'ambiente esterno, mentre al condensatore sarà localizzato

l'effetto utile, ovvero sarà ceduto calore all'utenza. Ciò nonostante, nella maggioranza dei modelli attualmente sul mercato non è previsto il funzionamento in pompa di calore, per motivi di semplicità e di costo: al più, il sistema ad assorbimento è integrato da una caldaia convenzionale, per riunire in un unico modulo le funzioni di riscaldamento e raffreddamento. Solo recentemente hanno fatto la loro comparsa sul mercato i primi gruppi ad assorbimento a pompa di calore, come si vedrà meglio nel seguito.

L'efficienza degli assorbitori viene abitualmente misurata attraverso un coefficiente di prestazione, COP, definito come il rapporto tra l'energia utile ottenuta (all'evaporatore in raffrescamento, al condensatore nell'eventuale esercizio in pompa di calore) e quella termica (oppure, nel caso degli assorbitori a fiamma diretta, quella primaria) in ingresso; abitualmente, si trascura il consumo elettrico per ausiliari e pompa di circolazione della soluzione.

Abitualmente, i valori nominali del COP si aggirano, per i cicli semplici fin qui considerati, intorno a 0,70 per i frigoriferi ed a 1,50 per le pompe di calore, e, caratteristica particolarmente interessante, questi valori sono poco dipendenti dalla taglia, e sono quindi conseguibili anche per sistemi di piccola capacità termo-frigorifera.

Anche se il valore può sembrare modesto rispetto ai COP tipici dei sistemi a compressione, è evidente che il confronto non può essere effettuato direttamente, perché in questi ultimi l'energia spesa è termodinamicamente, oltre che economicamente, più pregiata.

Il confronto deve essere pertanto effettuato in termini di Coefficiente di Utilizzazione del Combustibile, CUC: ad esempio, per gli assorbitori a fiamma diretta il CUC coincide con il COP, mentre per le EHP, ad esempio, è dato dal prodotto del COP per il rendimento medio di conversione del parco termoelettrico.

Un'ulteriore, importante variante migliorativa rispetto allo schema base, adottata in molti gruppi frigoriferi ad assorbimento di media e grande taglia, consiste nell'introduzione di un secondo di generatore (assorbitori a doppio stadio o a doppio effetto, v. figura 2.3), che opera a pressione e temperatura inferiori rispetto al primo, sfruttando il calore latente di condensazione del vapore di refrigerante ivi ottenuto per riscaldare la soluzione concentrata (ma non ancora del tutto priva di refrigerante, ovviamente) prima del suo ritorno nell'assorbitore, facendo separare dalla stessa un'ulteriore quantità di refrigerante in fase aeriforme, senza però incrementare l'energia termica fornita dall'esterno. In questo modo, l'effetto utile ottenuto all'evaporatore è all'incirca doppio

rispetto alla configurazione monostadio, ed il COP in può raggiungere agevolmente valori compresi tra 1,0 e 1,20.

Questo miglioramento ha naturalmente un costo impiantistico, ma anche termodinamico, in quanto, nei sistemi indiretti a doppio effetto, il primo stadio di generazione dovrà essere alimentato mediante energia termica a temperatura più elevata rispetto al sistema monostadio: generalmente, sono richiesti valori di almeno 150 °C, che rendono necessaria, per le macchine indirette, l'alimentazione con vapore. Come per i gruppi monostadio, la resa frigorifera aumenta in modo significativo all'aumentare della temperatura di alimentazione del generatore, mentre l'efficienza complessiva (COP) è molto meno sensibile a tale parametro.

Sono già in sperimentazione, ma non ancora disponibili sul mercato, macchine a triplo effetto, con efficienze potenzialmente ancora superiori (COP frigoriferi superiori a 1,5).

Per quanto riguarda le coppie di fluidi di lavoro, la scelta è limitata da problemi di natura chimico-fisica: in queste macchine, infatti, i fluidi di lavoro, in aggiunta ai requisiti normalmente necessari per tutti i refrigeranti (alta temperatura critica rispetto alla temperatura ambiente, elevata entalpia di evaporazione, andamento favorevole della curva di saturazione liquido aeriforme, per evitare pressioni troppo basse all'evaporatore e troppo alte al condensatore, stabilità chimica, atossicità ed ininfiammabilità), devono anche presentare:

- elevata solubilità del refrigerante nel solvente, senza eccessivi problemi di cristallizzazione;
- stabilità chimica nella coppia;
- entalpia di diluizione modesta rispetto a quella di evaporazione (per ridurre il problema del raffreddamento dell'assorbitore).

Di fatto, non è ancora stato possibile individuare delle coppie di fluidi che possedessero simultaneamente tutti questi requisiti. Quelle attualmente più utilizzate sono due: ammoniaca (refrigerante)/acqua (solvente), ovvero $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$, e acqua (refrigerante)/bromuro di litio (solvente), ovvero $\text{H}_2\text{O}/\text{BrLi}$. I principali vantaggi ed inconvenienti possono essere così riassunti.

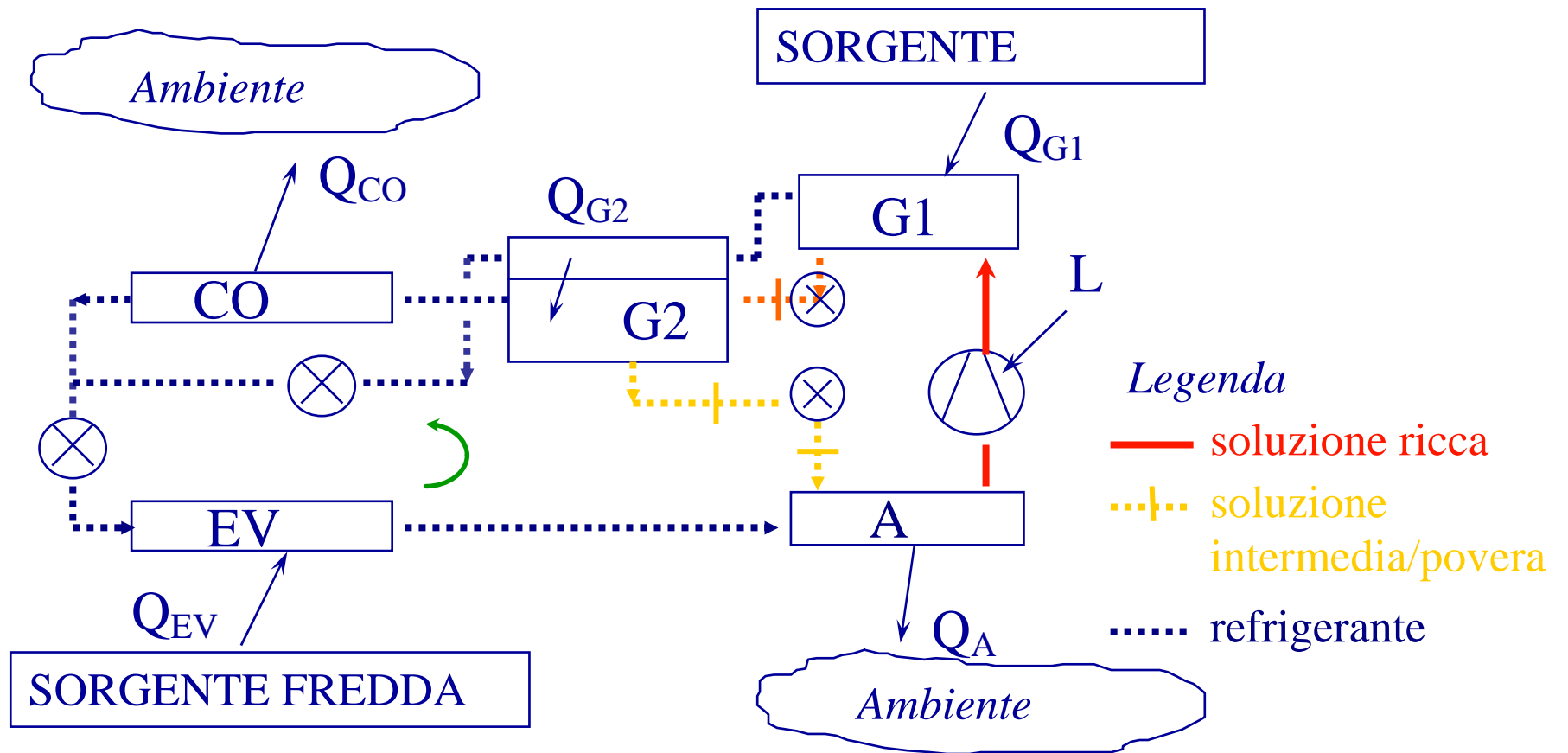


Fig. 2.3. Schema di principio della macchina frigorifera ad assorbimento a doppio effetto.

Per la coppia $\text{H}_2\text{O}/\text{BrLi}$:

- vantaggi:
 - assoluta assenza di problemi di tossicità e infiammabilità;
 - basso costo;
- inconvenienti:
 - inidoneità alle applicazioni a bassa temperatura;
 - necessità di un accurato controllo della temperatura all'assorbitore per evitare problemi di cristallizzazione: ciò impone quasi sempre la condensazione ad acqua, e dunque richiede l'impiego di torri di raffreddamento;
 - pressione di esercizio all'evaporatore ed all'assorbitore nettamente inferiore a quella atmosferica (esercizio sotto vuoto), con conseguenti complicazioni costruttive e gestionali, relative alla tenuta al vuoto ed alle esigenze di spurgo periodico degli incondensabili (la cui presenza, oltre a provocare problemi di corrosione, tende ad ostacolare, all'interno dell'assorbitore, la diffusione del vapore di refrigerante nella soluzione concentrata, determinando un innalzamento della temperatura di evaporazione ed un decadimento della resa frigorifera).

Per la coppia $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$:

- vantaggi:
 - idoneità all'esercizio anche a temperature molto basse;
 - minori tendenza alla cristallizzazione, con conseguente possibilità di raffreddamento ad aria;
 - funzionamento a pressione superiore a quella atmosferica;
- inconvenienti:
 - tossicità ed infiammabilità del refrigerante (anche se lo stesso opera in un circuito rigorosamente ermetico);
 - pressioni relativamente elevate al generatore ed al condensatore;
 - necessità di prevedere un rettificatore a valle del generatore, per ridurre la presenza di vapore d'acqua all'interno del refrigerante, che abbasserebbe l'efficienza del sistema: l'acqua eventualmente contenuta nei vapori di ammoniaca tenderebbe infatti ad accumularsi all'evaporatore, in fase liquida, inducendo, a parità di temperatura di evaporazione, un abbassamento della relativa pressione di esercizio, che si ripercuoterebbe poi in un innalzamento di quella al condensatore ed al generatore, dove

anche la temperatura dovrebbe infine salire: il tutto si tradurrebbe in un generale peggioramento delle prestazioni, per contrastare il quale sarebbe necessario innalzare la temperatura all'evaporatore, riducendo la resa frigorifera della macchina.

Alla luce di quanto si è detto, è possibile classificare i sistemi ad assorbimento in base a vari criteri, ed in particolare:

- *in base al numero di generatori*: macchine a singolo effetto, o monostadio, e a doppio effetto, o bistadio;
- *in base alle modalità di adduzione di calore*: macchine a fiamma diretta, con bruciatore (tipicamente alimentato a metano), e indirette, alimentate ad acqua calda o surriscaldata (assorbitori monostadio) oppure a vapore (assorbitori bistadio);
- *in base alla coppia di fluidi di lavoro*: macchine ad acqua – bromuro di litio e macchine ad ammoniacca – acqua;
- *in base alle modalità di raffreddamento*: assorbitori raffreddati ad acqua e ad aria;
- *in base alle possibili funzioni*: gruppi frigoriferi e sistemi a pompa di calore.

I principali punti di forza dei sistemi ad assorbimento, in aggiunta a quelli di carattere generale associati all'impiego del gas naturale nella climatizzazione estiva oltre che invernale, comuni alle GHP (minore impegno di potenza elettrica, contributo al riequilibrio delle domande stagionali di energia elettrica da un lato e gas naturale dall'altro), possono così riassumersi schematicamente:

- possibilità di utilizzo, per i sistemi indiretti, di reflui termici (ad esempio, in accoppiamento con sistemi di cogenerazione) non altrimenti impiegabili, soprattutto in estate; in questo caso, le macchine ad assorbimento, anche a singolo effetto, si configurano come una tecnologia particolarmente valida ai fini del risparmio energetico e della riduzione delle emissioni inquinanti rispetto ai sistemi convenzionali;
- utilizzo di fluidi di lavoro del tutto ecocompatibili, in quanto innocui sia dal punto di vista del contributo all'effetto serra che da quello della distruzione dello strato di ozono stratosferico;
- riduzione dell'impatto ambientale
- relativa silenziosità, soprattutto in macchine raffreddate ad aria;
- buona affidabilità, legata alla scarsa presenza di parti in movimento (di fatto limitate alla pompa di circolazione della soluzione);

- ottimo comportamento ai carichi parziali, almeno per i modelli dotati di sistemi di modulazione dell'input termico, nei quali è generalmente possibile parzializzare la macchina fino al 20-30% senza ridurne l'efficienza (o addirittura con leggeri incrementi del COP rispetto al valore nominale);
- per i (pochi) modelli a pompa di calore, miglior comportamento alle basse temperature esterne, anche in relazione ai problemi di “defrosting” (si veda quanto già riportato, in proposito, per le GHP).

A fronte di tali vantaggi, si possono elencare i seguenti inconvenienti, rispetto ai sistemi elettrici convenzionali:

- per gli assorbitori monostadio, efficienza energetica complessiva non elevata (a meno che non siano alimentati da reflui termici, ovviamente);
- necessità, per la maggior parte delle applicazioni basate sulla coppia H₂O/BrLi, della torre evaporativa, anche per taglie medio-piccole;
- per tutti i modelli con condensazione ad acqua di torre, consumo d'acqua demineralizzata sensibilmente superiore rispetto ad un frigorifero a compressione di vapore, a parità di energia resa; si rammenta, infatti, che, in generale, il rapporto tra l'energia termica da smaltire e quella frigorifera erogata all'utenza è calcolabile come:

$$\text{energia termica da smaltire} / \text{energia frigorifera} = (\text{COP} + 1) / \text{COP}$$

Questo rapporto assume pertanto un valore di circa 1,3÷1,4 per le macchine a compressione di vapore, mentre varia, grosso modo, tra 1,8 e 2,4 per gli assorbitori, rispettivamente a doppio effetto (con COP \cong 1,2) e a singolo effetto (con COP \cong 0,7), con un consumo d'acqua conseguentemente dell'ordine di 2,5÷3,5 litri per kWh frigorifero, rispetto ai circa 2,0 l/kWh delle macchine tradizionali;

- per i sistemi a fiamma diretta, maggiore impatto ambientale a livello locale in termini di emissioni in aria, a causa dei gas di scarico (le emissioni, però, sono al più analoghe a quelle di una caldaia a gas naturale, e dunque non pongono problemi specifici: ad esempio, per gli NO_x si raggiungono livelli nei fumi inferiori a 35÷40 ppm);
- maggiori esigenze di manutenzione specialistica;
- costi ancora superiori rispetto alle EHP di pari potenzialità.

In ogni caso, i sistemi ad assorbimento hanno conosciuto negli ultimi anni una diffusione significativa, anche in configurazioni apparentemente non più efficienti, sotto il profilo

termodinamico, di quelle convenzionali (sistemi monostadio senza opzione per l'esercizio come pompa di calore), ma evidentemente vantaggiose sotto altri aspetti, come la silenziosità, la semplicità di installazione legata al basso assorbimento elettrico, e così via.

In particolare, in molti casi sono stati realizzati impianti di taglia significativa (diverse centinaia di kW frigoriferi), installando in parallelo un elevato numero di unità di piccola taglia: a fronte di un ingombro ovviamente maggiore, queste configurazioni impiantistiche sembrano offrire il vantaggio della modularità e quindi del comportamento flessibile rispetto ai problemi di parzializzazione, realizzabile senza difficoltà e senza penalizzazioni in termini di efficienza, attraverso lo spegnimento di un opportuno numero di gruppi.

La disponibilità commerciale di queste apparecchiature è quindi piuttosto larga, anche nel campo delle macchine a fiamma diretta, cui fa riferimento il diagramma di figura 2.4 (limitato, per esigenze di leggibilità, al campo delle piccole e medie taglie: per potenze superiori a 500÷600 kW frigoriferi, sono disponibili numerosissimi modelli, sia monostadio diretti e indiretti che bistadio, generalmente a vapore).

Per quanto riguarda le macchine indirette, sono ormai disponibili anche modelli molto piccoli, ma non al disotto dei 35 kW frigoriferi.

Tra i costruttori attualmente presenti sul mercato italiano, si ricordano (senza pretesa di esaustività, visto il numero molto elevato di modelli disponibili), i seguenti:

- Broad Air Conditioning (commercializza anche sistemi a pompa di calore);
- Carrier;
- Century;
- Climate Well;
- LG;
- Mc Quay;
- Robur (commercializza anche sistemi a pompa di calore);
- Yazaki;
- York,

con taglie che vanno dai 10 kW ai 4÷5 MW frigoriferi e più. In particolare, le macchine a fiamma diretta, quasi esclusivamente monostadio, sono disponibili nelle seguenti versioni:

- refrigeratori d'acqua;
- solo riscaldamento in versione pompa di calore e/o caldaia;
- produzione alternata di acqua calda (mediante caldaia integrata nel sistema) e di acqua fredda;
- produzione contemporanea di acqua calda (mediante caldaia integrata nel sistema) e di acqua fredda;
- sistemi acqua/acqua e terra/acqua;
- versioni speciali per applicazioni di processo;
- refrigeratori d'acqua con recupero termico del calore di condensazione;
- pompe di calore.

Di grande interesse è la recente comparsa sul mercato di apparecchiature a pompa di calore di piccola taglia (circa 15 kW frigoriferi), con COP nominali in riscaldamento di circa 1,5, tali da rendere particolarmente competitivi questi modelli anche sotto il profilo energetico, oltre che ambientale ed economico.

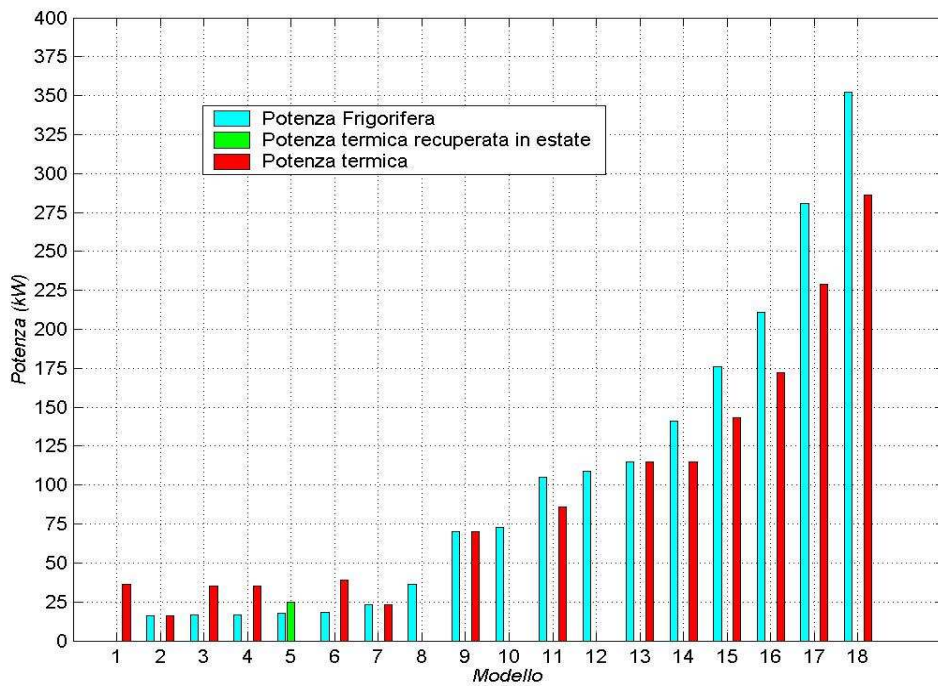


Fig. 2.4a. Capacità termiche e frigorifere di alcuni assorbitori disponibili sul mercato nazionale al 2004, nel campo delle piccole e medie taglie.

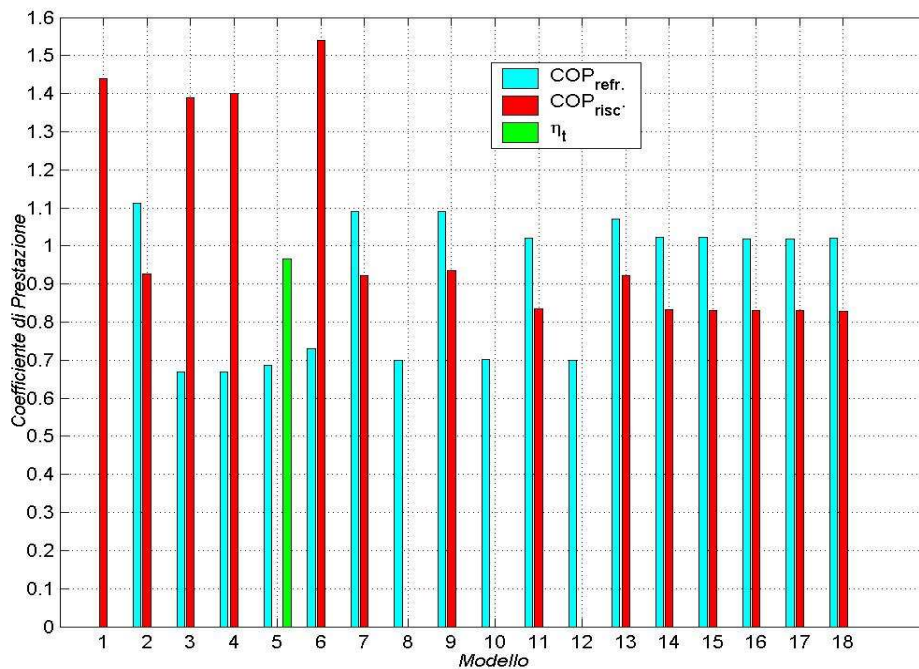


Fig. 2.4b. Efficienza e frazione di energia primaria in ingresso recuperabile in estate come calore(η_t), per alcuni assorbitori disponibili sul mercato nazionale al 2004, nel campo delle piccole e medie taglie.