

Sull'impiego razionale degli assorbitori

Paolo Colaïemma
maya@maya-airconditioning.com



Come è noto la generazione di freddo per climatizzazione o per applicazioni industriali può essere effettuata con assorbitori, macchine il cui effetto utile è ottenuto a spese di energia termica fornita ad un opportuno livello di temperatura.

Di seguito verranno presi in considerazione gli assorbitori alimentati ad acqua calda, di gran lunga i più diffusi, peraltro oggetto di rinnovato interesse poiché consentono di essere azionati con qualsiasi tipo di sorgente termica, compreso il calore di scarto di un processo industriale, le energie rinnovabili o il calore recuperato da un cogeneratore.

Per un loro pieno impiego verranno appresso considerate le modalità operative più idonee all'ottenimento delle migliori prestazioni, evidenziando le manchevolezze progettuali normalmente riscontrabili.

Principio di funzionamento degli assorbitori

Gli assorbitori presi in esame sono alimentati ad acqua calda con temperature normalmente al di sotto dei 100 °C; utilizzano il ciclo termodinamico appresso illustrato, denominato ad assorbimento; impiegano al loro interno come fluido di lavoro acqua e bromuro di litio; provvedono normalmente alla produzione di acqua refrigerata a 7 °C, valore questo usualmente richiesto dalla climatizzazione ambientale; utilizzano per lo smaltimento del calore di processo normalmente torri evaporative; lavorano con un COP (coefficiente di prestazione) di 0,7.

Il loro principio di funzionamento è illustrato nella figura 1).

Generatore

L'acqua di alimentazione riscalda, portandola all'ebollizione, la soluzione diluita di acqua e bromuro di litio contenuta nel generatore.

L'ebollizione libera vapore acqueo (refrigerante) ed arricchisce la soluzione di bromuro di litio. La soluzione concentrata viene raccolta e preraffreddata, passando attraverso uno scambiatore di calore, prima di venire immessa nell'assorbitore.

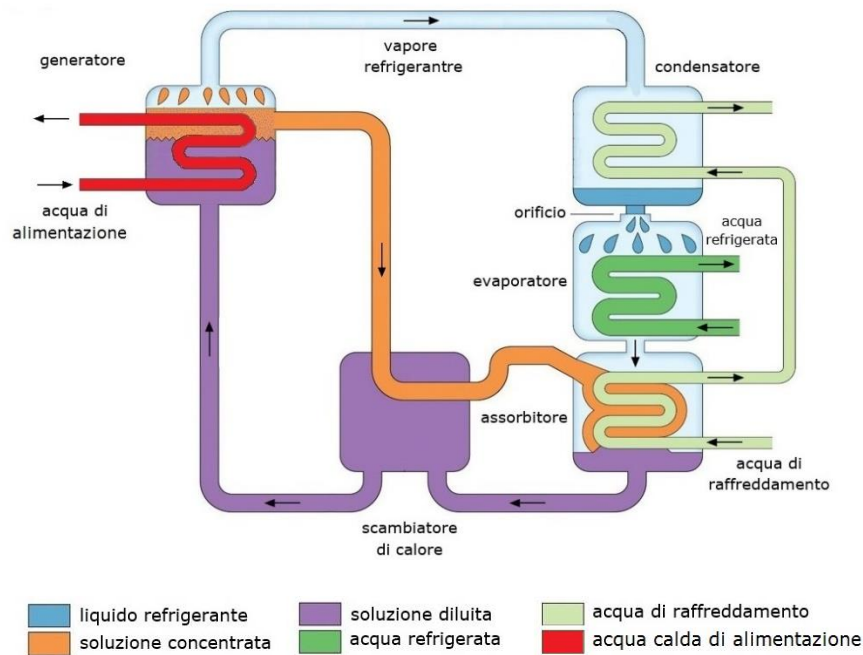


Figura 1) – Principio di funzionamento di un assorbitore alimentato ad acqua calda con temperature comprese tra i 70°C e i 95°C. L'acqua refrigerata è normalmente prodotta a 7°C.

Condensatore

Il vapore refrigerante perviene al condensatore dove condensa sulla superficie delle serpentine del circuito di raffreddamento.

Il calore di condensazione è rimosso dall'acqua di raffreddamento e dissipato normalmente con una torre evaporativa. Il liquido refrigerante, raccolto nel condensatore, passa quindi nell'evaporatore attraverso un'apposita apertura.

Evaporatore

La pressione esistente nell'evaporatore è assai più bassa di quella del generatore e del condensatore per l'influenza esercitata dall'assorbitore.

Per questo motivo il liquido refrigerante, una volta entrato nell'evaporatore, bolle ed assorbe calore evaporando sulla superficie della serpentina del circuito dell'acqua da refrigerare.

Il vapore refrigerante ottenuto fluisce quindi nell'assorbitore.

Assorbitore

La bassa pressione nell'assorbitore è dovuta all'affinità chimica fra la soluzione concentrata di bromuro di litio proveniente dal generatore ed il vapore refrigerante che si forma nell'evaporatore.

Il vapore refrigerante viene assorbito dalla soluzione concentrata di bromuro di litio mentre quest'ultima lambisce la superficie delle serpentine dell'assorbitore. Il calore prodotto durante la fase di diluizione è rimosso dall'acqua di raffreddamento. La soluzione diluita di bromuro di litio è poi preriscaldata nello scambiatore di calore prima di ritornare nel generatore.

Campi di lavoro

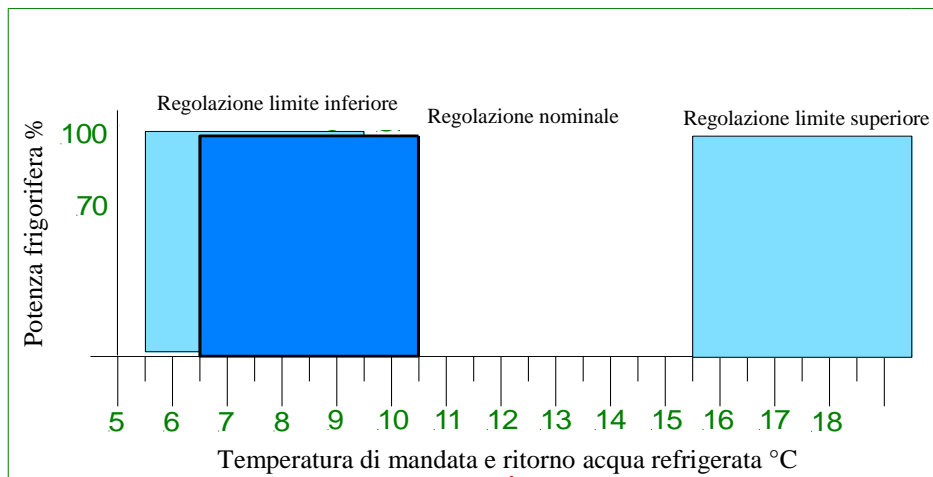


Figura 2) - Campi di lavoro degli assorbitori considerati

La figura 2) riporta i campi di lavoro degli assorbitori considerati, in termini di temperature di mandata e di ritorno dell'acqua refrigerata. Come si può rilevare dalla stessa, la temperatura limite inferiore di mandata è di 5,5 °C e quella massima di ritorno è di 19,5 °C. Il campo di lavoro nominale è quello con mandata a 6,5 °C e ritorno a 10,5 °C (standard setting). Va notato che il differenziale di temperatura fra mandata e ritorno, pari a 4°C, rimane costante per qualsiasi campo di lavoro adottato.

Curve caratteristiche di prestazione

Le prestazioni di ogni singola macchina vengono evidenziate dalle relative curve caratteristiche. Nella figura 3) sono riportate quelle di un assorbitore Yazaki, illustrato visivamente in copertina, di potenza frigorifera nominale pari a 105 kW. Per le stesse valgono le seguenti considerazioni, anche se la maggior parte dei concetti esposti si possono estendere ad apparecchiature di gamma e di concezione costruttiva diverse.

Tenendo fissa la temperatura dell'acqua erogata, pari a 7 °C, la potenza frigorifera prodotta è fortemente influenzata dalle temperature dell'acqua di raffreddamento, o meglio di dissipazione e dalla temperatura dell'acqua di alimentazione.

Si otterranno valori di potenza più elevati, infatti, diminuendo la temperatura dell'acqua di raffreddamento, oppure aumentando quella di alimentazione.

La temperatura dell'acqua di raffreddamento, che comunque non può scendere sotto il valore di 24 °C per evitare fenomeni di cristallizzazione della soluzione di lavoro, è dettata, nel caso di utilizzo di torri evaporative, dalla temperatura a bulbo umido dell'aria esterna, caratteristica della località d'installazione.

La temperatura dell'acqua di alimentazione non può eccedere, sull'unità considerata, i 95 °C, per motivi di sicurezza operativa, risultando la temperatura limite di progetto della macchina pari a 100 °C. Essa, peraltro, può scendere a valori molto bassi, scontando per contro forti flessioni di potenza. Da ultimo è stato illustrato sempre nella figura 3) l'andamento del fattore di penalizzazione della potenza frigorifera per riduzione della portata dell'acqua di alimentazione, fermi restando i rimanenti parametri caratteristici di funzionamento.

I valori ottenibili dai grafici illustrati nella figura 3) possono essere utilizzati per ipotizzare differenti condizioni di funzionamento della macchina, anche se i risultati ottenibili debbono essere considerati solamente indicativi.

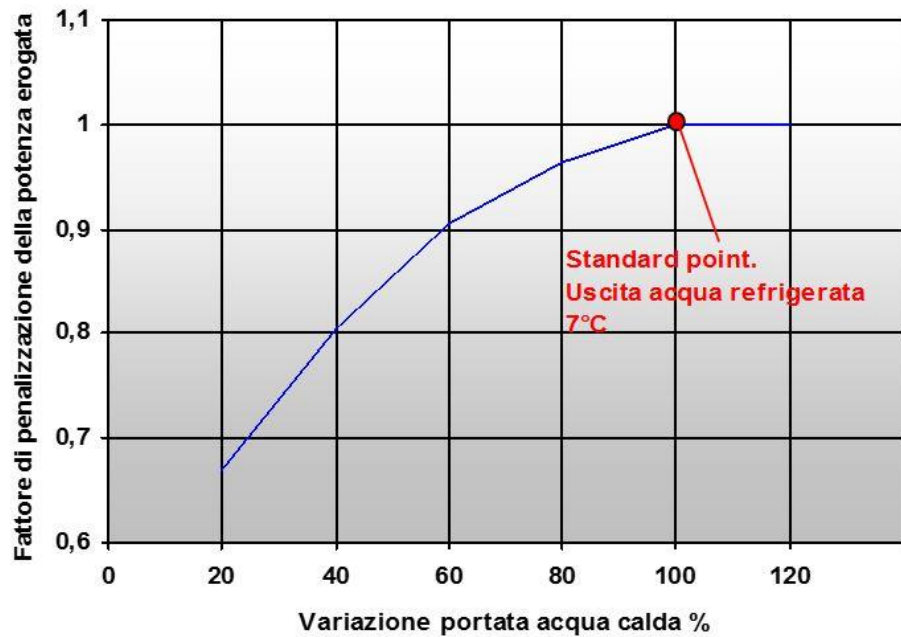
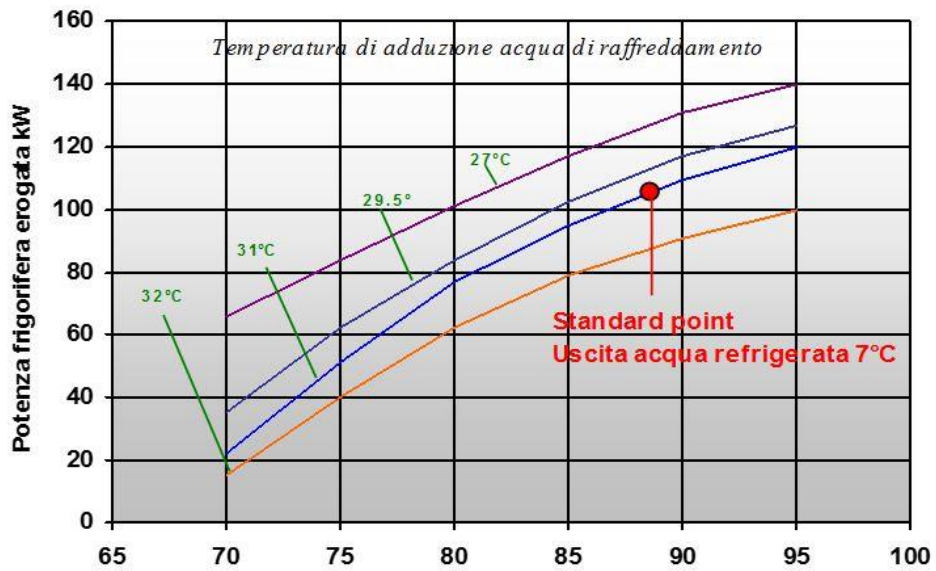
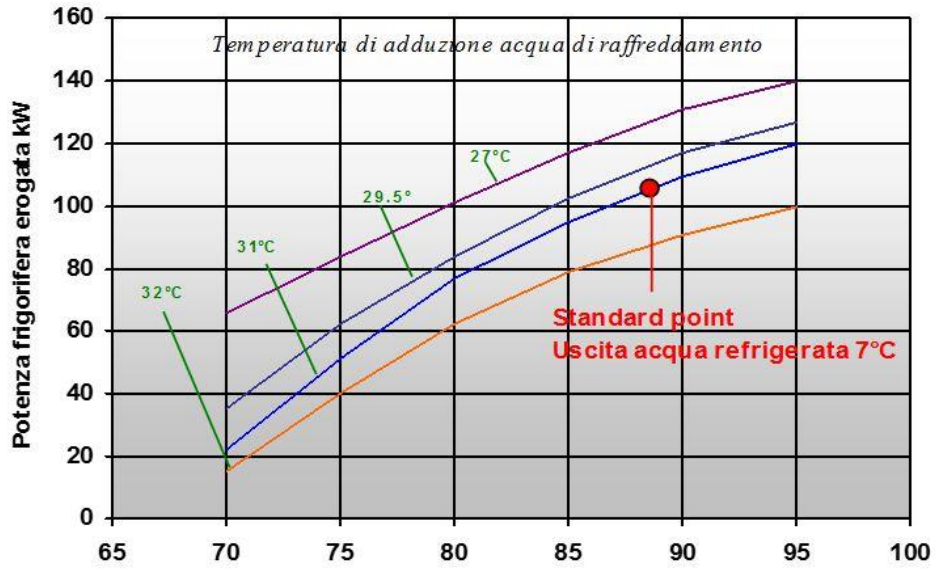


Figura 3) - Curve caratteristiche di prestazione dell' assorbitore Yazaki di potenza frigorifera nominale pari a 105 kW

Curve caratteristiche di refrigerazione

Di seguito vengono riportate nella figura 4) le curve caratteristiche di mandata dell'acqua refrigerata, per temperatura di condensazione pari a 31 °C, in funzione delle diverse temperature dell'acqua di alimentazione. Come si può rilevare dalle stesse, la potenza frigorifera erogata corrispondente cresce all'aumentare dei valori di temperatura di erogazione fino a stabilizzarsi asintoticamente per i valori più elevati.

I corrispondenti valori dei coefficienti di prestazione COP, sotto riportati, mostrano similmente un andamento crescente con l'incremento delle temperature di erogazione dell'acqua refrigerata.

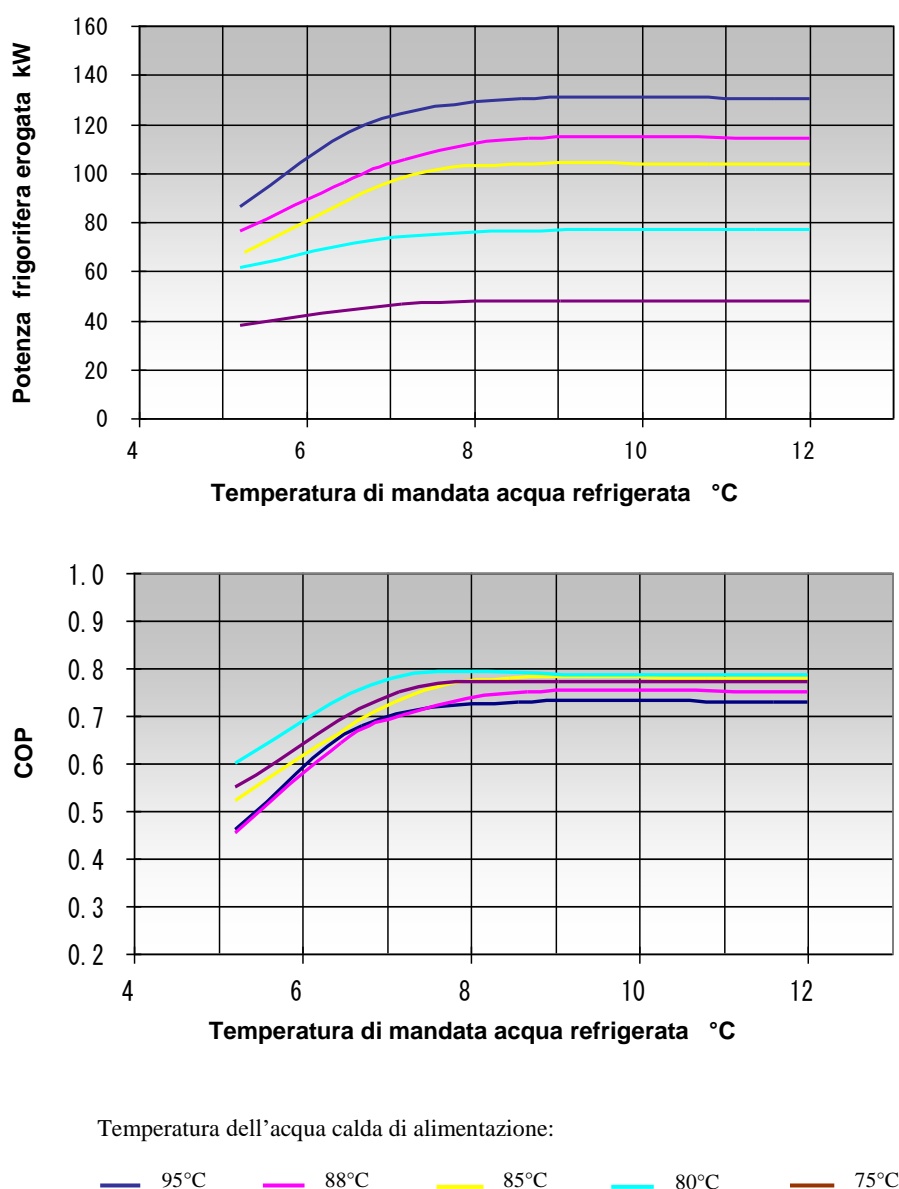


Figura 4) - Curve caratteristiche di erogazione dell'acqua refrigerata per temperatura dell'acqua di condensazione a 31°C

Schemi concettuali di impianto

In figura 5) è illustrato uno schema concettuale di impianto. Lo stesso è caratterizzato da due circuiti, quello primario al servizio del sistema di alimentazione del calore e quello secondario di gestione dell'assorbitore. I due circuiti sono interconnessi da uno scambiatore. Questo, che è dotato di quattro connessioni, provvede ad una distribuzione all'utenza a 4 tubi. Ad una temperatura dell'acqua calda disponibile nello scambiatore di almeno 70 °C, qualora sia richiesta acqua refrigerata, verranno azionate le pompe P3, P2 e P1 a servizio dei circuiti idraulici dell'assorbitore.

L'acqua calda di alimentazione affluirà dallo scambiatore attraverso le valvole deviatrici MV2 e MV3 sino all'assorbitore e da questo ritornerà allo scambiatore. L'acqua refrigerata spinta dalla pompa P1 fluirà alle diverse utenze (centrale di trattamento aria, ventilconvettori od altro).

Se è richiesto contemporaneamente calore, la valvola deviatrica MV1 verrà azionata allo scopo di convogliare l'acqua calda proveniente dall'assorbitore all'utenza termica.

Nel caso di solo fabbisogno termico per riscaldamento, la valvola MV3 escluderà l'assorbitore.

Allorché l'impianto di alimentazione termica venga posto fuori servizio per manutenzione od altro, la valvola MV2 provvederà a deviare tutto il fluido termovettore verso la caldaia ausiliaria, allo scopo di soddisfare comunque l'utenza. La stessa, ovviamente, dovrà essere in grado di fornire l'acqua calda alle temperature e nelle quantità di progetto.

Nello schema è prevista una torre evaporativa chiusa. Poiché la qualità dell'acqua ed il suo trattamento richiedono pur sempre una particolare attenzione, le torri chiuse offrono una soluzione idonea alla salvaguardia dell'assorbitore.

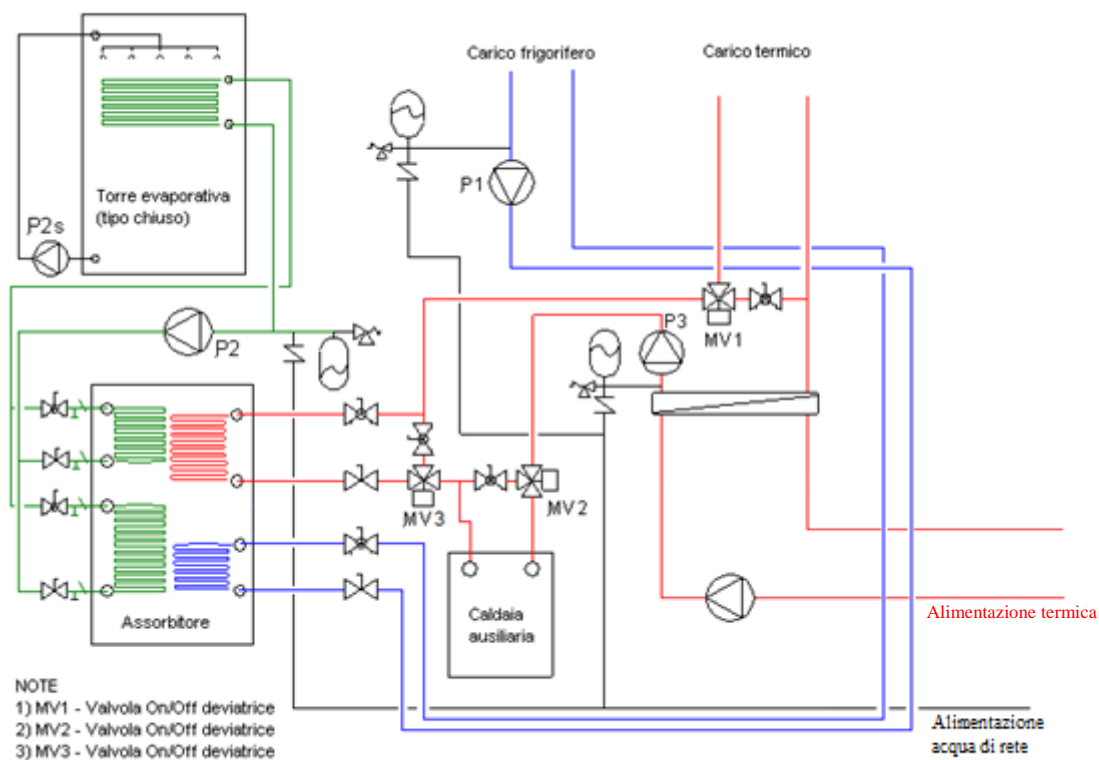


Figura 5) - Schema concettuale di impianto con condensazione operata mediante torre evaporativa

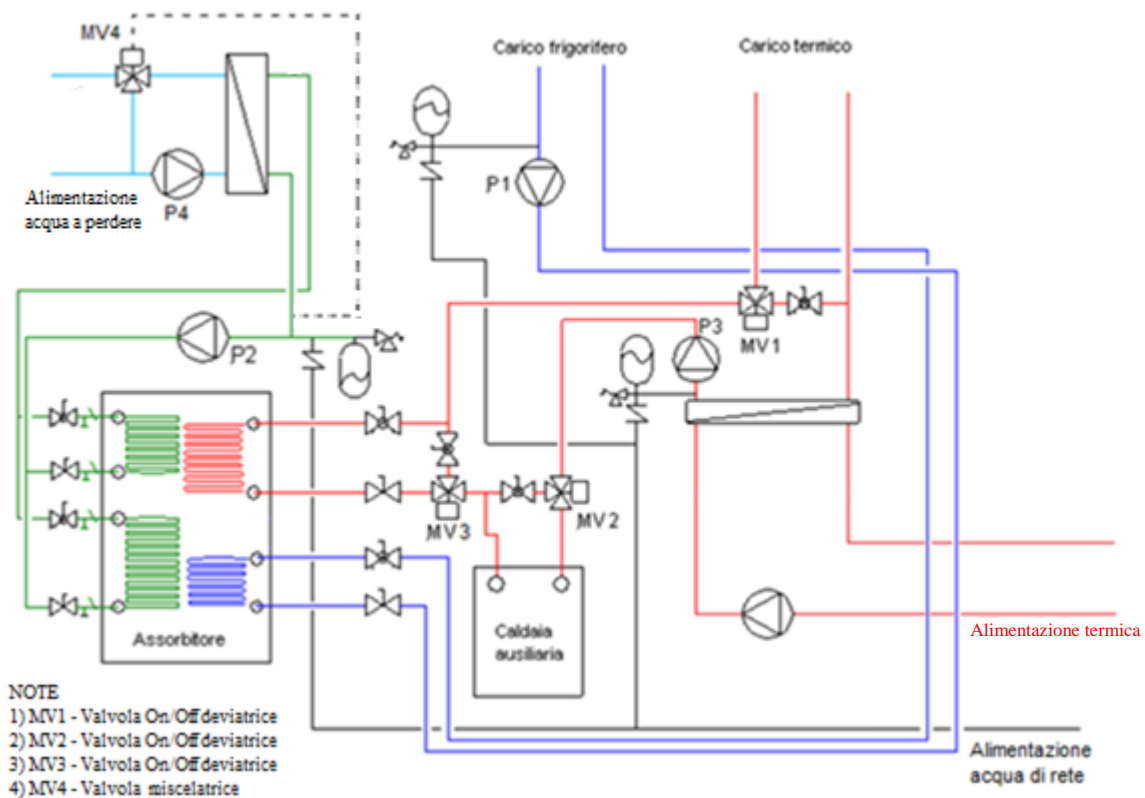


Figura 6) - Schema concettuale di impianto con condensazione operata mediante acqua a perdere.

La figura 6) illustra uno schema di impianto, che si differenzia dal precedente per il sistema di smaltimento del calore operato mediante l'impiego di acqua a perdere.

Per quanto riguarda il raffreddamento con acqua a perdere, anche nel caso di acqua prelevata da roggia o da fiume, la cui disponibilità in linea teorica, risulta essere illimitata, sussistono problemi di approvvigionamento e di inquinamento termico, come di seguito precisato. E' comunque indispensabile tener presente che gli assorbitori in esame, come già precedentemente segnalato, impongono temperature di condensazione comprese tra i 24 °C ed i 31 °C. Per contro la temperatura di prelievo dell'acqua a perdere è normalmente compresa tra i 12 °C ed i 18 °C. Risulta quindi necessaria l'adozione di una valvola miscelatrice e di uno scambiatore di calore per riuscire a garantire una temperatura dell'acqua di condensazione adeguata. La valvola MV4 miscelerà, quando necessario, l'acqua a perdere con una parte della stessa già circolata nello scambiatore, per mantenere la temperatura dell'acqua in ingresso all'assorbitore, come già detto, ad un valore compreso tra i 24 °C ed i 31 °C.

Lo smaltimento del calore

Per l'ideale funzionalità dell'assorbitore considerato è necessario, smaltire in ambiente esterno una quantità di calore somma di quello di alimentazione dello stesso, più quello assorbito dell'ambiente da refrigerare.

Nel caso dell'unità in esame la potenza da dissipare risulterà pari a 255,6 kW somma di quella di alimentazione pari a 150,6 kW e di quella erogata pari a 105 kW.

Torri Evaporative

Per il rigetto del calore generato negli assorbitori, che utilizzano quale fluido di lavoro una miscela di acqua e bromuro di litio, sono normalmente impiegate torri evaporative.

La loro adozione è dovuta principalmente al basso livello delle temperature di smaltimento imposto dall'assorbitore (31-35 °C).

Il funzionamento delle torri evaporative è basato sull'impiego del calore latente di evaporazione dell'acqua. Mettendo a contatto nella torre una portata d'acqua, finemente suddivisa, con una corrente d'aria, una piccola quantità di acqua viene assorbita per evaporazione dalla corrente d'aria, sottraendo il suo calore latente di evaporazione all'acqua restante.

L'acqua uscente dalla torre sarà appena un po' meno in quantità, ma sensibilmente più fredda di quella inizialmente entrante, ed il calore sottratto, come calore latente di evaporazione, risulterà disperso nell'ambiente sotto forma di vapore acqueo contenuto nella corrente d'aria uscente, la cui umidità sarà a sua volta aumentata rispetto all'aria entrante, normalmente sino alla saturazione.

Il calore sottratto all'acqua non dipende dalla temperatura a bulbo secco dell'aria entrante, ma solamente da quella a bulbo umido. Ciò risulta importante in quanto, per umidità relativa inferiore al 100%, la temperatura a bulbo umido è inferiore a quella a bulbo secco (ad esempio con bulbo secco di 32 °C ed umidità relativa pari al 52%, il bulbo umido è solo a 24 °C) e nei processi di raffreddamento ci si può avvicinare a temperature sensibilmente inferiori rispetto a quelle ottenibili utilizzando sistemi a secco.

La caratteristica peculiare delle torri evaporative è che il raffreddamento è ottenuto a spese di un modesto consumo d'acqua (qualche percentuale della portata in circolo), ma con un consumo di energia ridotto rispetto ad un equivalente raffreddamento ad aria.

Il consumo d'acqua in una torre evaporativa è dato dalla somma di quello per evaporazione, di quello per trascinarsi delle gocce d'acqua nell'aria uscente (di solito nell'ordine dello 0,002% della portata d'acqua circolante) e di quello di spurgo, variabile in funzione della qualità dell'acqua utilizzata, con valori compresi fra il 30% ed il 100% del consumo d'acqua per evaporazione.

Per quanto riguarda lo spurgo va precisato quanto segue. La continua evaporazione dell'acqua provoca un progressivo aumento, nell'acqua rimasta, della concentrazione di sali ed altre impurità, anche di quelle assorbite dall'aria ambiente. Se non controllata, la concentrazione nell'acqua di ricircolo di sali ed altri solidi disciolti aumenta molto rapidamente provocando incrostazioni, depositi e corrosioni, che pregiudicano il corretto funzionamento e la durata delle apparecchiature utilizzate. Per limitare l'aumento di dette concentrazioni occorre effettuare uno spurgo, vale a dire uno spillamento continuo realizzato a mezzo di una saracinesca posta possibilmente sulla tubazione di entrata dell'acqua nella torre.



Figura 7) – Torre evaporativa assiale controcorrente Evapco di potenza nominale pari a 255,6 kW, deputata allo smaltimento del calore generato dall'assorbitore in esame.

Allo scopo di fornire un'idea dei valori in gioco, varrà segnalare che per l'assorbitore, preso in esame, i valori massimi relativi ai consumi d'acqua risultano i seguenti: per evaporazione: 402 l/h; per trascinato: 1,1 l/h; per spillamento: 402 l/h (valore massimo); per un totale massimo quindi di 805 l/h.

Sistema di acqua a perdere

Come sopra accennato, soprattutto se le potenze in gioco sono limitate, può essere presa in considerazione per lo smaltimento del calore anche acqua a perdere. Nel caso quindi di cospicue disponibilità di acqua ambiente, prelevata ad esempio da roggia, da pozzo, da lago, da fiume, eccetera, con l'interposizione di uno scambiatore per ragioni di sicurezza operativa, può essere adottato uno schema quale quello illustrato nella figura 6).

Lo scambiatore lavorerà in controcorrente con temperature atte all'ottenimento di quella dettata dalla condensazione, nel nostro caso 31 °C (valore di targa), e la quantità d'acqua ambiente richiesta sarà facilmente calcolabile con la formula 1) riportata di seguito.

Nel caso di utilizzo dell'assorbitore in esame, supponendo ad esempio che la temperatura dell'acqua disponibile sia di 15 °C, nota la quantità di calore da smaltire pari a 255,6 kW, risultando il salto termico dell'acqua utilizzata di 16 °C (31 °C - 15 °C), si otterrà un impiego d'acqua pari a 13.789 l/h. Dal confronto dei valori sopra riportati appare evidente la notevolissima differenza degli utilizzi di acqua fra la soluzione con acqua a perdere 13.789 l/h e quella con torre evaporativa 805 l/h.

Scelta dei parametri operativi

La scelta dei parametri operativi è univocamente correlata alle prestazioni delle apparecchiature in esame, secondo quanto evidenziato dai diagrammi sopra riportati.

Stabilita la temperatura di erogazione dell'acqua refrigerata richiesta, fissata per una temperatura dell'acqua di raffreddamento, il maggiore impatto sulle prestazioni è determinato dalla temperatura dell'acqua calda di azionamento e dei relativi salto termico e portata.

Un'attenta progettazione dell'impianto deve mirare ad un sostanziale recupero del calore disponibile; ciò è particolarmente necessario allorché questo viene per la massima parte impiegato nell'assorbitore, la cui alimentazione e le cui prestazioni sono ad esso strettamente correlate.

Una disattenta valutazione delle portate e della compatibilità delle temperature infatti possono rendere il sistema parzialmente inefficiente.

Va tenuto presente, per altro, che gli assorbitori, qualora operino con temperature di alimentazione inferiori a quelle nominali, vengono sostanzialmente penalizzati. Tutto ciò si traduce praticamente in un parziale utilizzo della potenza disponibile. L'energia termica inutilizzata può naturalmente essere impiegata altrove. Tuttavia, il calore a disposizione potrebbe essere stato considerato completamente convertibile nel progetto e, come sopra accennato, se lo stesso non è totalmente fruibile ne risulterà una cospicua riduzione della potenza frigorifera ottenibile.

La massima potenza ricavabile si registra in ogni caso allorché la portata dell'acqua calda risulta quella nominale, indicata nelle specifiche costruttive.

Le valutazioni necessarie al dimensionamento del sistema devono basarsi sui valori rilevabili dalle curve caratteristiche di prestazione dell'assorbitore considerato riportate in figura 2).

Servirà in aggiunta l'ausilio della formula 1) sotto riportata, che regola i rapporti fra i vari parametri in gioco in un circuito idraulico.

$$P = C \Delta T Q \quad (1)$$

dove:

P	=	potenza termica scambiata	(kW)
C	=	calore specifico dell'acqua, pari a 4,187	(kWs/°C l)
ΔT	=	differenziale di temperatura dell'acqua	(°C)
Q	=	portata volumetrica dell'acqua	(l/s)

La procedura da seguire risulta la seguente.

Fissata la temperatura dell'acqua di alimentazione e la temperatura dell'acqua di raffreddamento, per valori di portata nominale dell'acqua di alimentazione, dalle curve *a*) e *b*) della figura 2) si potranno ricavare le potenze frigorifera erogata e quella termica assorbita.

Dalla formula 1), note la potenza assorbita e la portata utilizzata si potrà calcolare il salto termico dell'acqua nel circuito di alimentazione, valore questo eventualmente necessario al dimensionamento dello scambiatore di interfaccia fra circuito primario e secondario.

Qualora si adotti, a parità di temperatura dell'acqua di alimentazione, una portata ridotta rispetto a quella di targa si potrà, utilizzando la curva *c*) di figura 2), ricavare il fattore di penalizzazione della potenza erogata e di quella assorbita. Noto quest'ultimo, dalla formula 1) si potrà determinare il differenziale di temperatura dell'acqua nel circuito di alimentazione.

Per l'ottenimento dei vari valori in gioco, in luogo delle procedure sopra indicate, piuttosto laboriose, è possibile normalmente utilizzare un programma di calcolo computerizzato appositamente elaborato. Gli esempi sotto riportati, che si riferiscono all'apparecchiatura Yazaki in esame, chiariranno meglio quanto sopra asserito.

Esempi di valutazione delle prestazioni

Primo esempio

Il primo esempio è costituito dalla macchina operante secondo i valori di targa, che sono:

temperatura dell'acqua calda di alimentazione	88 °C
portata dell'acqua calda di alimentazione	7,2 l/s
temperatura di adduzione dell'acqua di raffreddamento	31 °C

A fronte di tali parametri, dalle curve di prestazione si otterrà:

potenza frigorifera erogata	105 kW
potenza termica assorbita	150 kW
temperatura dell'acqua calda in uscita	83 °C

La temperatura dell'acqua calda in uscita è stata ricavata utilizzando la formula 1), che ha evidenziato un ΔT di 5 °C.

Secondo esempio

Si ipotizzi di operare con acqua disponibile a 88 °C, con ritorno a 78 °C.

Alimentando la macchina con acqua a 88 °C, con la portata nominale di 7,2 l/s, si otterrà un differenziale di temperatura dell'acqua, come sopra riportato, di soli 5 °C.

Allo scopo di incrementare questo differenziale, si renderà necessario diminuire la portata. Procedendo per successive riduzioni si individuerà nel valore di 2,8 l/s quello che produce nella macchina un salto termico di 10 °C. La portata di 2,8 l/s, che corrisponde a circa il 40% di quella nominale, causa come si può rilevare dalla curva *c*) di figura 2), un fattore di penalizzazione dello 0,8 delle potenze di targa. Ne risulterà quindi una potenza erogata di 84 kW ed una corrispondente potenza assorbita di 120 kW.

I parametri di funzionamento della macchina saranno in questo caso:

temperatura dell'acqua calda di alimentazione	88 °C
portata dell'acqua calda di alimentazione	2,8 l/s
temperatura di adduzione dell' acqua di raffreddamento	31 °C

Si otterrà:

potenza frigorifera erogata	84 kW
potenza termica assorbita	120 kW
temperatura dell'acqua calda in uscita	78 °C

Dal confronto con i dati del primo esempio si può dedurre quanto segue.

L'incremento del differenziale di temperatura dell'acqua da 5 °C a 10 °C ha causato una riduzione della potenza erogata di 21 kW (da 105 kW a 84 kW), pari a circa il 20%, con conseguente riduzione della potenza termica assorbita di 30 kW (da 150 kW a 120 kW), sempre pari al 20%.

Considerazioni conclusive

Per un impiego razionale degli assorbitori in esame vanno adottati gli accorgimenti appresso riportati, correlati ai loro parametri operativi.

Temperatura di adduzione dell'acqua di condensazione

Questa, se per la dissipazione del calore vengono impiegate torri evaporative, è normalmente di 29,5 °C; qualora si utilizzi acqua a perdere, può scendere a 27°C.

Temperatura dell'acqua calda di alimentazione

Va utilizzata la massima temperatura possibile, fino a 95°C per acqua non pressurizzata; temperature inferiori penalizzano sostanzialmente la potenza frigorifera generata.

Portata dell'acqua calda di alimentazione

Va adottata la portata nominale dettata dal costruttore; portate inferiori producono un maggiore salto termico dell'acqua e di conseguenza una minore potenza generata. Va in ogni caso verificato che il salto termico prodotto nell'assorbitore (circuito secondario) sia compatibile con quello di adduzione del calore (circuito primario). Tale verifica si rende particolarmente necessaria per applicazioni in sistemi cogenerativi realizzati con motori a combustione interna.

Temperatura di mandata dell'acqua refrigerata

Normalmente viene impostata sul valore nominale di 7°C; valori superiori producono incrementi limitati di efficienza, mentre quelli inferiori penalizzano sia il COP, sia la potenza generata.

Va segnalato che i valori di funzionamento, per condizioni diverse da quelle nominali, possono essere ricavati sia dalle curve caratteristiche di prestazione, sia utilizzando programmi computerizzati normalmente disponibili da parte del costruttore delle apparecchiature considerate.

Va tenuto presente al riguardo che l'effetto moltiplicativo prodotto dalla contemporanea adozione di parametri operativi diversi da quelli nominali, riportati nelle specifiche tecniche del costruttore, può generare risultati non pienamente attendibili. In altri termini, ciò significa che i valori ottenuti variando contemporaneamente più condizioni di esercizio debbono essere considerati solo indicativi e, come tali, quindi utilizzati.

Per ulteriori informazioni contattare:
Maya S.p.A.
Via Enrico Falck, 53
20151 Milano
Tel: +39 02 290 60 290 - Fax: +39 02 290 04 036
Email: maya@maya-airconditioning.com
Web: www.maya-airconditioning.com

Milano, 02/2016