

I GRUPPI FRIGORIFERI
LA REGOLAZIONE ELETTRONICA
ED
IL SERBATOIO INERZIALE



I REFRIGERATORI D'ACQUA

L'utilizzo sempre maggiore di refrigeratori d'acqua nei moderni impianti di climatizzazione è sintomatico, in Italia ed in Europa, di una forte tendenza alla "cultura dell'idronica".

L'acqua, come fluido termovettore, è risultato essere il "mezzo di locomozione" del freddo e del caldo preferito da progettisti ed installatori a tal punto che nel 2002 sono stati venduti circa 33.000 refrigeratori d'acqua in Italia, più del triplo della Francia e comunque per metà con potenze frigorifere sotto i 20 kW.

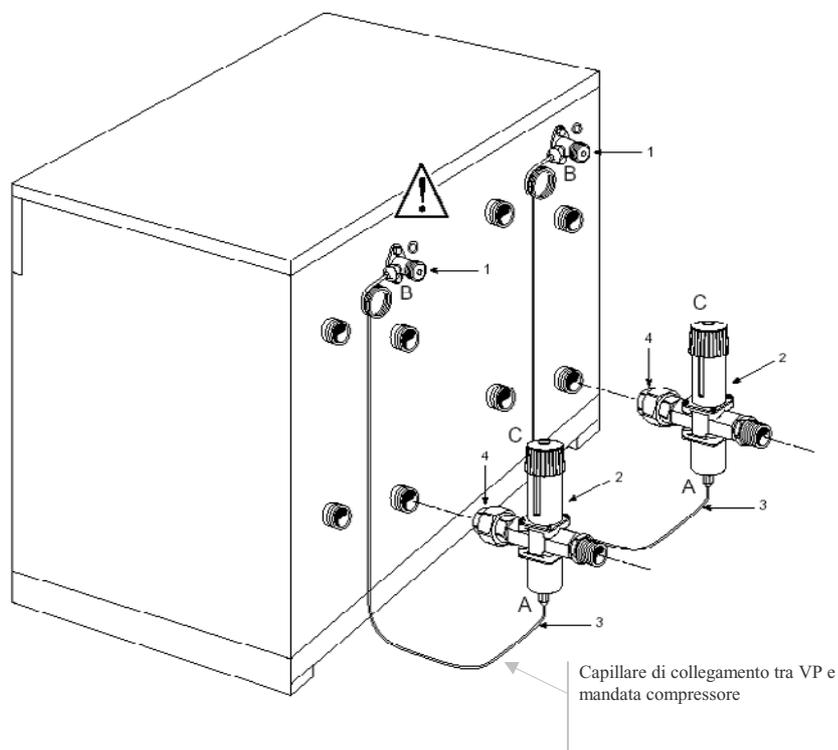
I refrigeratori oggi presenti sul mercato si differenziano tra di loro per molteplici aspetti:

- *Il tipo di fluido utilizzato per smaltire il calore di condensazione:* esistono, infatti, macchine che condensano in aria e macchine che condensano in acqua. Il vantaggio della condensazione in acqua, molto diffusa negli anni 70' e successivamente abbandonata per problemi legati all'abbassamento delle falde acquifere oltre che a possibili inquinamenti delle stesse, sta nel più alto calore specifico dell'acqua ($1000 \text{ kcal/m}^3\text{°C}$) rispetto all'aria ($0.3 \text{ kcal/m}^3\text{°C}$) e quindi nella possibilità di asportare la medesima quantità di calore attraverso l'impiego di piccole tubazioni idrauliche senza movimentare grossi volumi d'aria. A questo bisogna aggiungere la maggiore silenziosità delle macchine condensate in acqua rispetto a quelle condensanti in aria (mediamente da $3 \div 7 \text{ dB(A)}$ in meno) dovuta all'assenza dei gruppi di ventilazione considerati la seconda più importante fonte di rumore dopo i compressori.

E', invece, scontato, per ciò che riguarda i costi, sottolineare che mentre l'aria è disponibile in natura a costo zero l'acqua, anche se "gratuita" (acqua di pozzo, di lago, di fiume, di mare), comporta la realizzazione di una rete idraulica dedicata con relativi sistemi di pompaggio e di filtrazione responsabili di un aggravio dei costi iniziali d'investimento oltre che successivi costi di manutenzione.

Nel caso, inoltre, si utilizzi acqua di pozzo, di lago, di fiume, di acquedotto e comunque non acqua di torre è fondamentale l'impiego di valvole

pressostatiche che modulano l'afflusso di acqua al condensatore al variare delle condizioni di funzionamento al fine di mantenere costante la temperatura di condensazione.



La modulazione della portata assicura, all'avviamento dell'impianto, un rapido raggiungimento del regime di normale funzionamento della valvola termostatica e, in esercizio, sbalzi di pressione di condensazione al variare delle condizioni di carico.

Un innalzamento eccessivo di tale pressione penalizza, infatti, la resa frigorifera mentre un abbassamento produce un'insufficiente alimentazione dell'evaporatore con conseguente aumento del surriscaldamento ed un non adeguato raffreddamento degli avvolgimenti del compressore con possibile bruciatura degli stessi.

Tali valvole, una per condensatore, una volta regolate aprono progressivamente allorché si verifica un aumento della pressione lato freon e chiudono in caso contrario; alla fermata dell'impianto vanno in chiusura garantendo una buona economia di funzionamento.

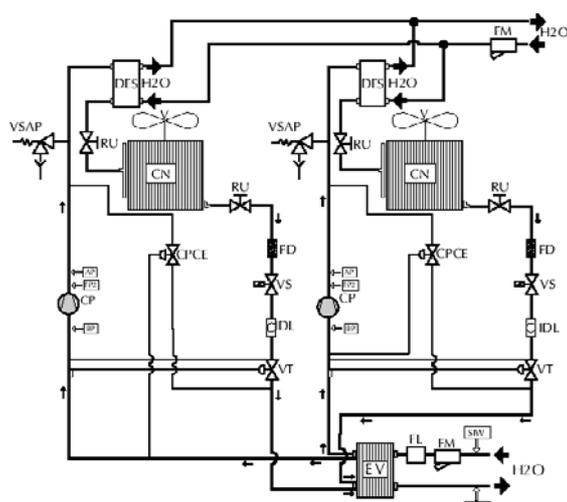
L'individuazione del valore di portata d'acqua da inviare al condensatore nel funzionamento con VP si ricava da semplici considerazioni di scambio termico: una volta tarata la valvola per mantenere una data temperatura di condensazione (ad es. 40°C, come se utilizzassimo acqua di torre 30°C/35°C) la portata dell'acqua necessaria si ricava dividendo la potenza smaltita al condensatore in kcal/h per il salto termico tra ingresso e uscita acqua, assumendo che quest'ultima esca dallo scambiatore con una temperatura di circa 6 ÷ 7 °C più bassa della temperatura di condensazione.

Appare evidente che quanto più l'acqua è fredda tanto più basso è il valore di portata stimato, essendo più alto il salto termico.

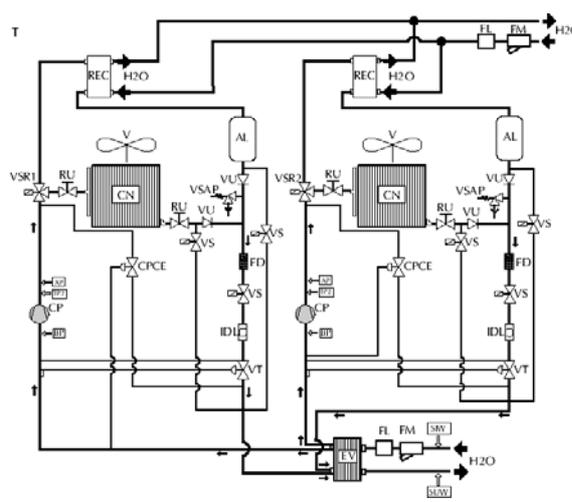
- *Il tipo di fluido refrigerante impiegato:* esistono macchine che lavoro con l'R410A, altre che lavorano con l'R407C, altre ancora con l'R134A, etc...
- *Il tipo di organo impiegato per il processo di laminazione:* può essere un semplice capillare o una valvola termostatica a bulbo o una valvola d'espansione elettronica.
- *Il numero di circuiti frigoriferi indipendenti* nel caso di refrigeratori multi compressore;
- *Il numero di gradini di parzializzazione per circuito* nel caso di refrigeratori pluricircuito;
- *La possibilità di fare un recupero parziale o totale del calore di condensazione:* spesso nelle normali applicazioni si trascura la possibilità di effettuare un recupero parziale o totale del calore di condensazione che altrimenti andrebbe perso. Il grosso vantaggio, a fronte di una spesa aggiuntiva poco rilevante, sta nella possibilità di destinare tale calore alla produzione di acqua calda sanitaria o ad un post riscaldamento estivo in una CTA per il quale altrimenti necessiterebbe l'acquisto e l'installazione di un generatore di calore aggiuntivo.

La pratica del recupero consiste nel prevedere all'interno del gruppo frigorifero la presenza di uno scambiatore di calore a piastre o a fascio tubero

posizionato in serie al condensatore del refrigeratore nel caso di recupero parziale, in parallelo nel caso di recupero totale. Nel recupero totale, la potenza termica recuperata è pari alla somma della potenza frigorifera più l'equivalente termico del lavoro di compressione ($P_{rec} = P_f + P_a$), nel recupero parziale, invece, la potenza termica recuperata corrisponde circa al 20% circa della potenza frigorifera resa dalla macchina.



Sistema a Recupero Parziale



Sistema a Recupero Totale

- *Il tipo di compressore impiegato:* attualmente la tendenza sul mercato è quella di affidarsi a compressori scroll e vite (monovite o bibite) di nuova generazione in sostituzione del tradizionale compressore alternativo destinato nel medio/breve termine a scomparire dal mercato.
- *Raffreddamento gratuito o FREECOOLING:* l'utilizzo sempre maggiore di refrigeratori d'acqua per impianti di processo e di condizionamento ha richiesto alle case costruttrici uno sforzo importante nella ricerca di soluzioni rivolte al risparmio energetico.

In tale senso la pratica del FREECOOLING si è rivelata molto interessante vista la possibilità, in determinate condizioni ambientali, di produrre acqua refrigerata a costo zero utilizzando aria fredda disponibile gratuitamente in natura.

La convenienza legata al minor costo di gestione, alla maggiore vita dei compressori e della macchina nel complesso, rende quindi il

FREECOOLING molto apprezzato nei paesi del Nord Europa dove i “ritorni” sono più immediati sebbene un certo interesse è evidente in diverse applicazioni nel nord dell’Italia dove la temperatura dell’aria esterna è, per diversi giorni all’anno, a valori sufficientemente bassi da giustificare l’impiego ed il sovraccosto iniziale d’investimento.

Naturalmente il raffreddamento gratuito ha come obiettivo tutte quelle applicazioni in cui anche d’inverno necessita raffreddare sebbene la temperatura dell’aria esterna sia, a volte, inferiore a 0 °C (ospedali, centri ced, città marcate, processi produttivi etc...).

Nello schema di seguito riportato è illustrato, dal punto di vista idraulico, il layout di un gruppo frigorifero con batterie di condensazione e batterie di preraffreddamento o freecooling.

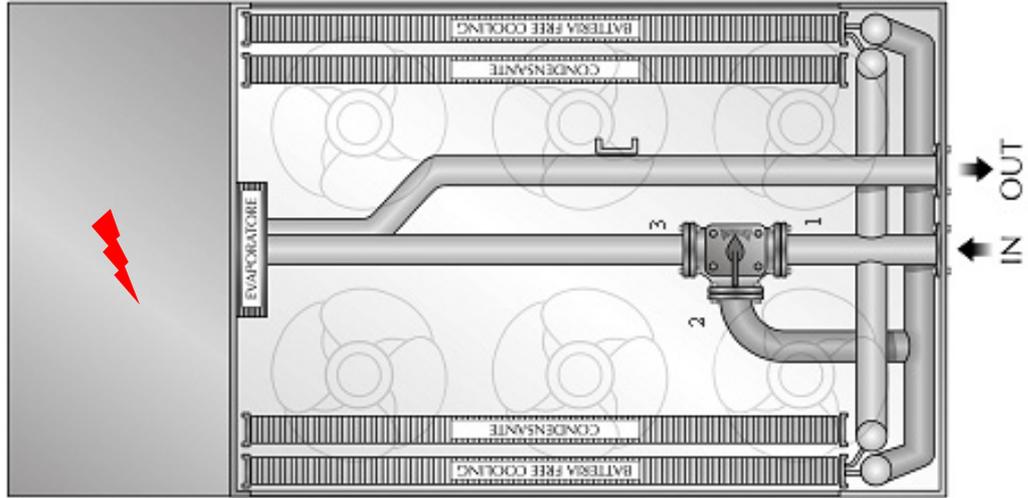
La portata d’aria che interessa le batterie è quella mossa dal gruppo di ventilazione, tale aria attraversa dapprima la batteria di freecooling e poi quella di condensazione. La gestione della valvola a tre vie avviene in modo elettronico sulla base di un confronto tra la temperatura dell’aria esterna e quella dell’acqua di ritorno dall’impianto; già con temperature dell’aria esterna inferiori di almeno due gradi a quella dell’acqua è possibile produrre potenza frigorifera gratuitamente richiedendo ai compressori la fornitura della sola potenza residua (funzionamento ad integrazione).

In fase di recupero la via 1 è chiusa e l’acqua di ritorno dall’impianto entra nelle batterie di recupero dove subisce un parziale o totale raffreddamento cedendo calore all’aria esterna; l’acqua raffreddata viene poi convogliata e inviata attraverso le vie 2 e 3 all’evaporatore dove in funzione della temperatura dell’acqua in ingresso viene modulata la potenza frigorifera erogata dalla macchina.

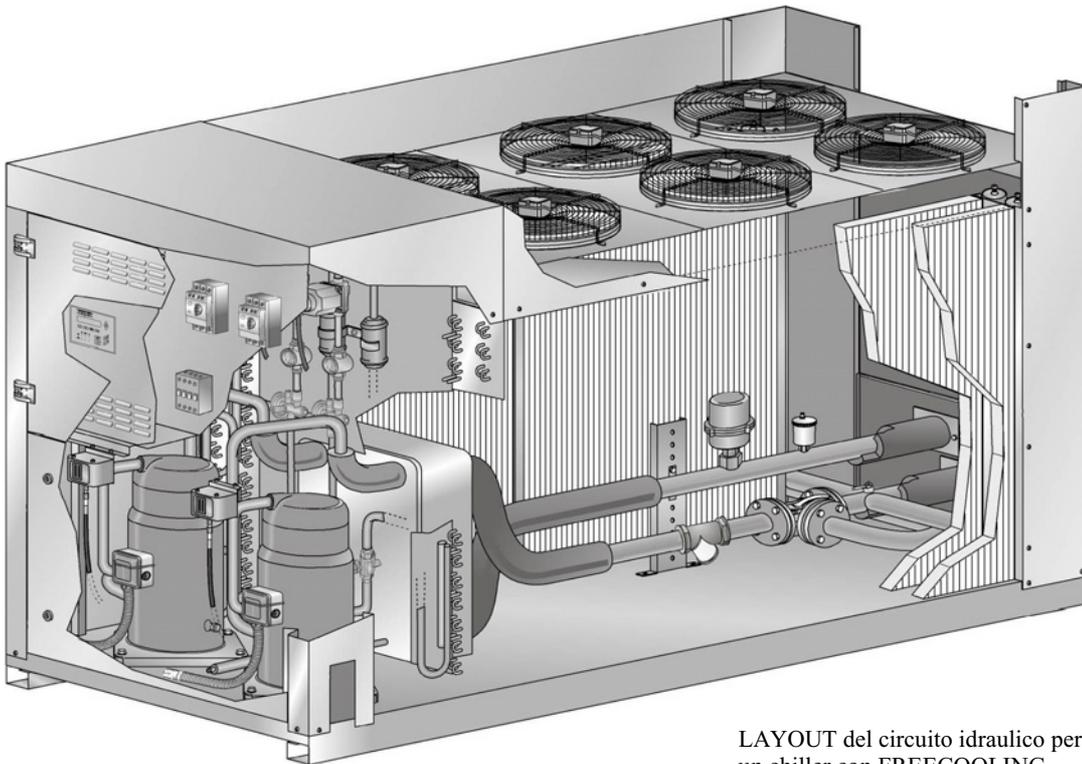
Se le condizioni sull’aria esterna sono tali da non permettere alcun preraffreddamento la via 2 rimane chiusa ed il funzionamento torna ad essere quello di un normale refrigeratore d’acqua.

E’ possibile, dunque, parlare di funzionamento ad integrazione o sostituzione in relazione al rapporto tra la temperatura dell’acqua di ritorno e la

temperatura dell'aria esterna, il set di raffreddamento impostato ed il differenziale di gradino.



LAYOUT del circuito idraulico per un chiller con FREECOOLING.



LAYOUT del circuito idraulico per un chiller con FREECOOLING.

LA REGOLAZIONE ELETTRONICA NEI REFRIGERATORI

Nelle macchine frigorifere la regolazione elettronica ha una duplice importante funzione:

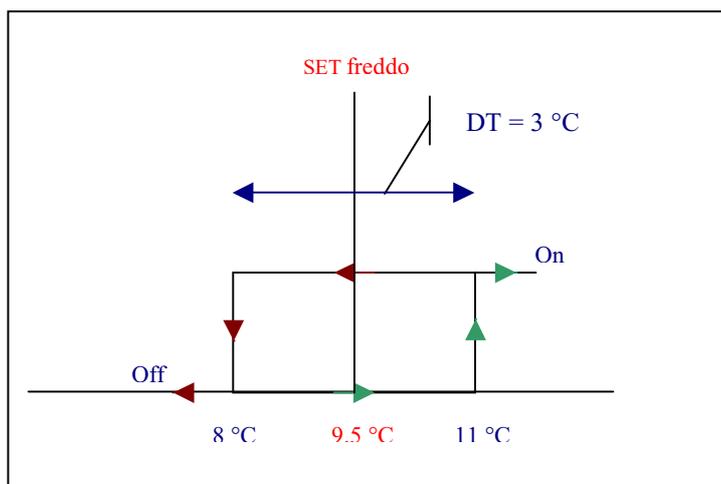
1. gestire in modo ottimale il funzionamento del sistema al fine di produrre acqua refrigerata alla temperatura desiderata;
2. salvaguardare il funzionamento e la vita utile del compressore, cuore pulsante del refrigeratore.

Nella maggior parte dei chillers in commercio la regolazione è fatta sulla temperatura dell'acqua di ritorno dall'impianto per cui il carico all'evaporatore è il primo parametro in rapporto al quale viene modulata la potenza frigorifera elaborata dalle macchine. Altri fattori essenziali per la regolazione dei chillers sono:

- *SET di raffreddamento*;
- Differenziale Totale (*DT*) e/o Differenziale di Gradino (*DG*);
- Salto termico sull'acqua (DT_{evap});
- Contenuto di acqua nell'impianto.

Il *SET di raffreddamento* rappresenta un valore di riferimento per la temperatura dell'acqua ritorno dall'impianto mentre il *Differenziale DT o DG* rappresenta il differenziale di temperatura, attorno al *SET di raffreddamento*, intercorrente fra le operazioni di accensione o spegnimento del o dei compressori.

Nel grafico sottostante è illustrata la logica di regolazione per un gruppo frigorifero

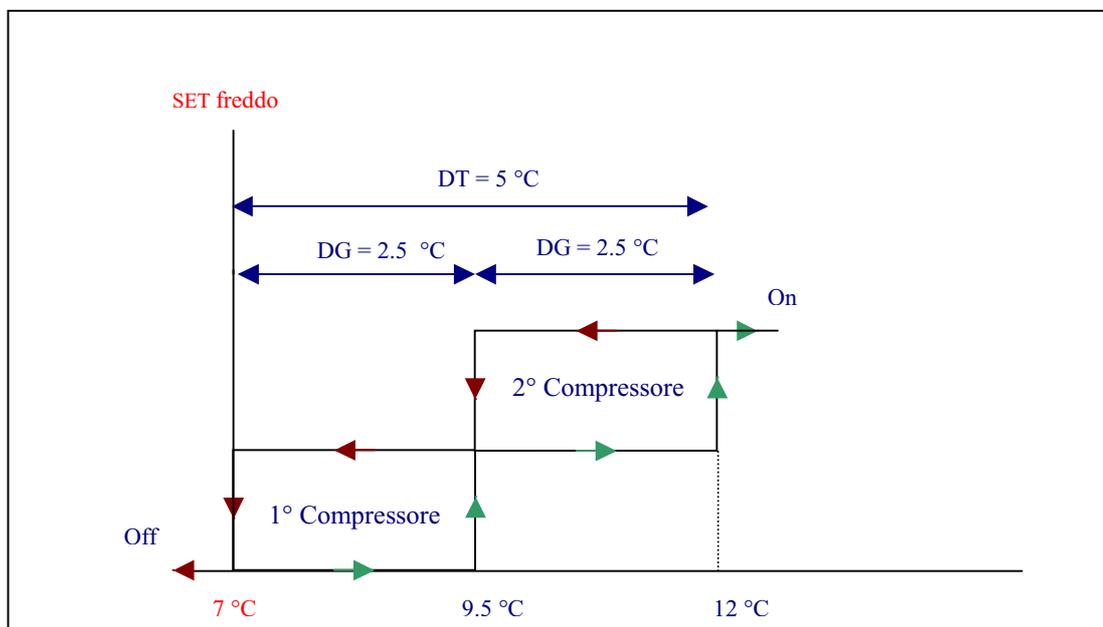


monocompressore privo di gradini di parzializzazione (ON /OFF semplice):

per temperature di ritorno maggiori di 11 °C il compressore parte, lo stesso si ferma allorché, per effetto della riduzione del carico ambiente, la temperatura di ritorno

dell'acqua assume valore minore o uguale a 8 C° .

In un gruppo refrigeratore bicompressore, dove la parzializzazione consiste nel far funzionare i compressori uno per volta, la regolazione prevede la presenza di un doppio ciclo di isteresi.



Assunto il SET di raffreddamento pari a 7 °C, il differenziale totale (DT) pari a 5 °C ed il differenziale di gradino (DG) pari a 2.5 °C (nell'ipotesi che i due compressori siano di pari potenza), quando la temperatura dell'acqua di ritorno dall'impianto supera 9.5 °C parte il 1° compressore, il consenso al funzionamento del secondo compressore si ha solo nel momento in cui tale temperatura dell'acqua diviene $\geq 12\text{ °C}$. Di contro al diminuire del carico ambiente diminuisce la temperatura dell'acqua di ritorno: partendo da 12 °C, lo spegnimento del secondo compressore si verifica quando la temperatura dell'acqua assume valore pari a 9.5 °C mentre il primo si spegne al raggiungimento di una temperatura di 7 °C.

In conclusione, con temperature dell'acqua di ritorno sotto 7 °C tutti i compressori sono spenti, con temperature dell'acqua comprese tra 9,5°C e 12 °C funziona solo un compressore, con temperature superiori a 12 °C entrambi i compressori sono attivi.

In un refrigeratore con quattro gradini di parzializzazione la logica di funzionamento è la stessa, l'unica differenza sta nella ripartizione del differenziale totale nei vari differenziali di gradino la cui ampiezza è, in percentuale, pari a quella di ripartizione della potenza frigorifera totale in rapporto alle potenzialità dei singoli

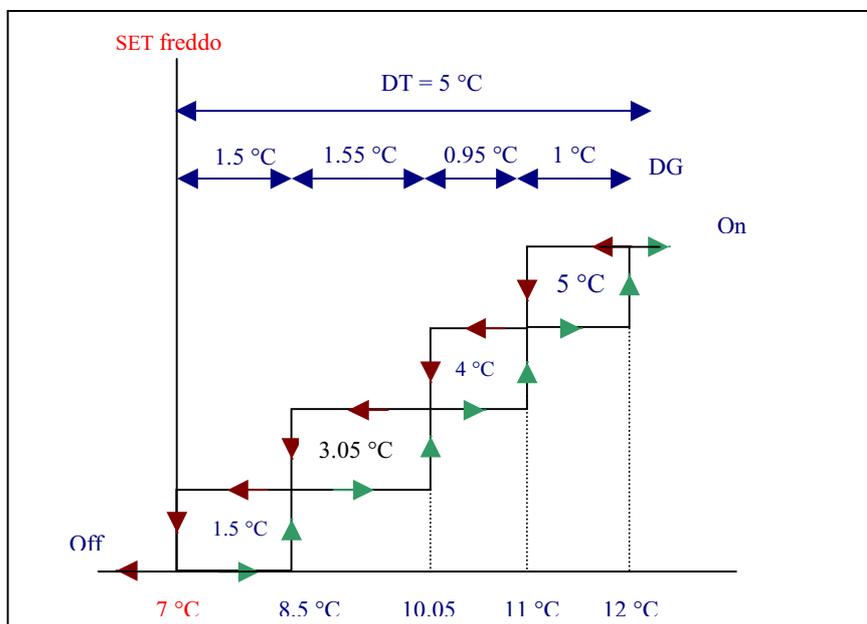
compressori. Per comprendere meglio quanto appena detto si abbia un refrigeratore con quattro gradini (quattro compressori) di parzializzazione della potenza frigorifera così definiti: 30%, 61%, 80%,100%.

Posto il differenziale totale (DT) pari a 5 °C, l'ampiezza dei vari gradini è:

- 1° gradino: $(0.30 \times 5) = 1.5 \text{ °C}$;
- 2° gradino: $(0.61 \times 5) - 1.5 = 1.55 \text{ °C}$;
- 3° gradino: $(0.8 \times 5) - 3.05 = 0.95 \text{ °C}$;
- 4° gradino: $(1 \times 5) - 4 = 1 \text{ °C}$.

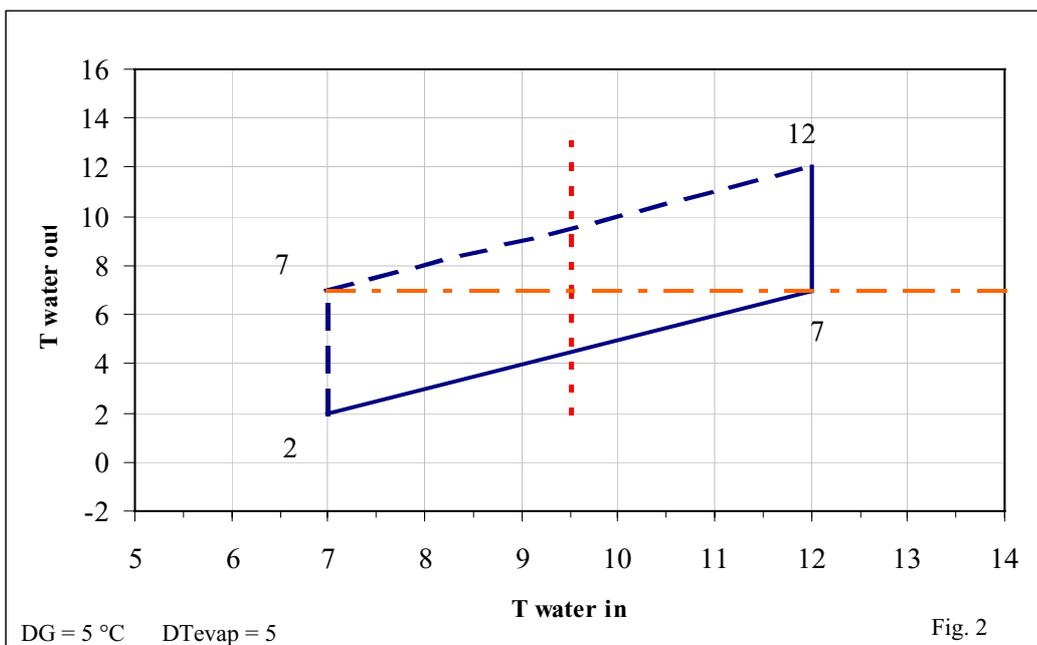
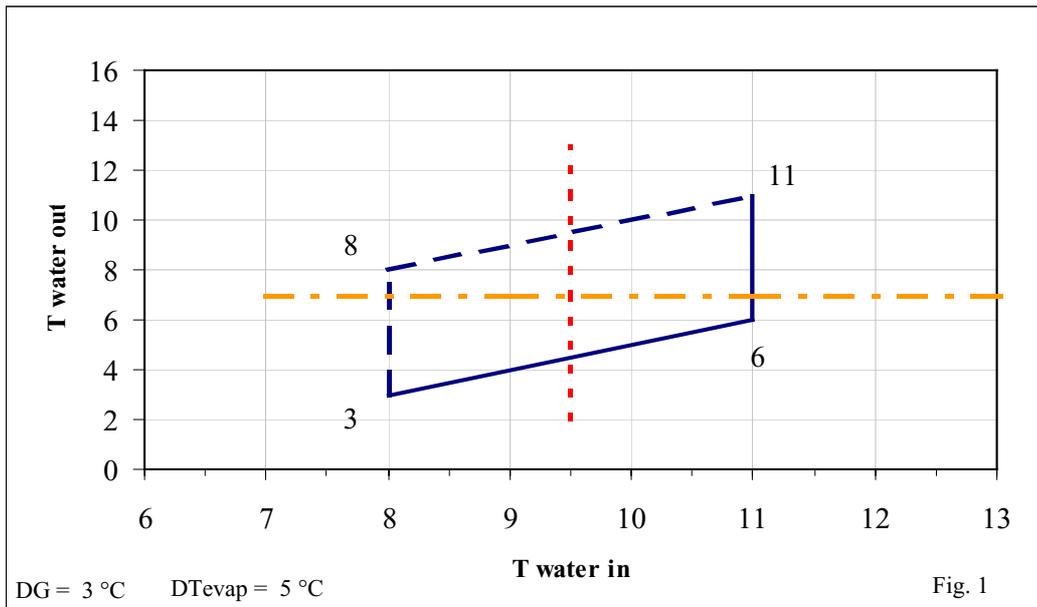
Il primo compressore si avvia per temperature dell'acqua di ritorno maggiori di 8.5 °C, il secondo per temperature di ritorno superiori a 10.05 °C, il terzo allorché si superano gli 11 °C, il quarto con la temperature di ritorno maggiori di 12 °C.

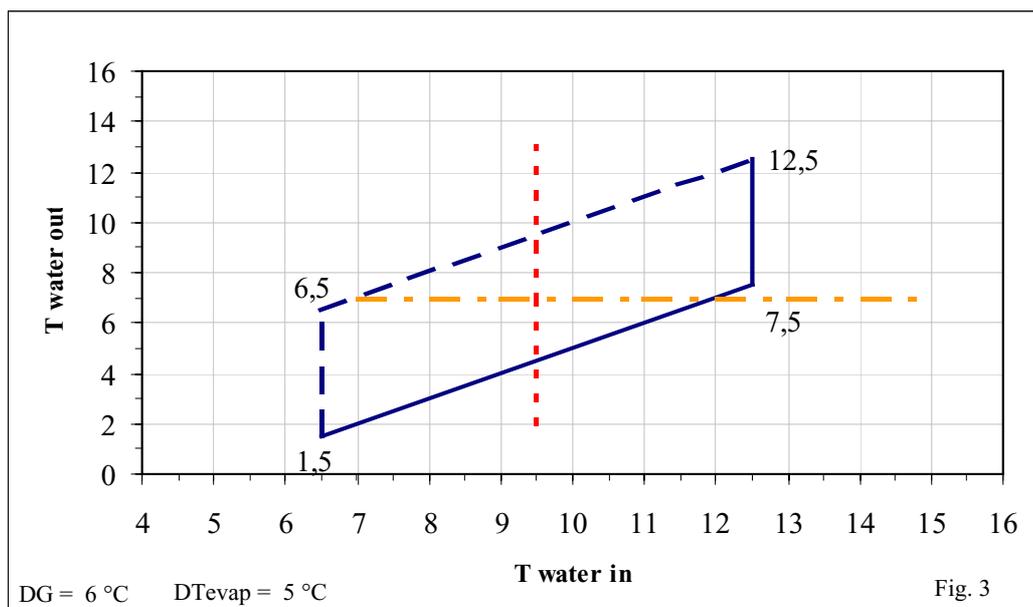
Al ridursi del carico ambiente si riduce ovviamente la temperatura dell'acqua di ritorno dall'impianto e quindi in corrispondenza dei set ai vari gradini di parzializzazione si disattivano di volta in volta i vari compressori. Concludendo, tutti i compressori sono spenti con temperature dell'acqua inferiori a 7 °C mentre il contemporaneo funzionamento lo si ha con temperature di ritorno maggiori di 12 °C.



Osservando i grafici sopra riportati si può facilmente intuire che quando in un gruppo frigorifero si parla di acqua prodotta ad una certa temperatura X si intende tale valore non come costante ma come valore medio all'interno di un range di valori la cui

ampiezza è funzione del salto termico adottato e del differenziale totale o di gradino impostato. Guardiamo ad esempio un gruppo frigorifero monocompressore privo di gradini di parzializzazione e vediamo cosa succede per un dato salto termico sull'acqua al variare del differenziale totale (o di gradino) impostato.





Partendo dalla figura 1 (SET freddo = 9.5 °C, DTevap = 5°C e DG = 3 °C), quando l'acqua di ritorno assume una temperatura di 11 °C parte il compressore e viene in automatico prodotta acqua a 6 °C (11-5). Al diminuire del carico ambiente e quindi della temperatura dell'acqua di ritorno si riduce la temperatura dell'acqua prodotta fino a che, in corrispondenza di una temperatura dell'acqua in ingresso di 8 °C, si arresta il compressore.

Un attimo prima che ciò avvenga la temperatura dell'acqua prodotta è 3 °C. Allo spegnimento del compressore l'acqua in uscita all'evaporatore si porta subito a 8°C e aumenta man mano che aumenta la quantità di carico asportata dagli ambienti fino al raggiungimento di una temperatura di 11°C.

Raggiunto tale valore riparte il compressore e la temperatura dell'acqua prodotta si riporta a 6 °C. La temperatura media di produzione dell'acqua è 7 °C mentre l'oscillazione è di 8 °C fra un minimo di 3 °C ed un massimo di 11 °C.

In figura 2 è riportato il comportamento del gruppo frigorifero con differenziale di gradino uguale al salto termico sull'evaporatore.

In questo caso la temperatura media di produzione dell'acqua è sempre 7 °C ma l'oscillazione diventa di 10 °C con un minimo di 2 °C ed un massimo di 12 °C.

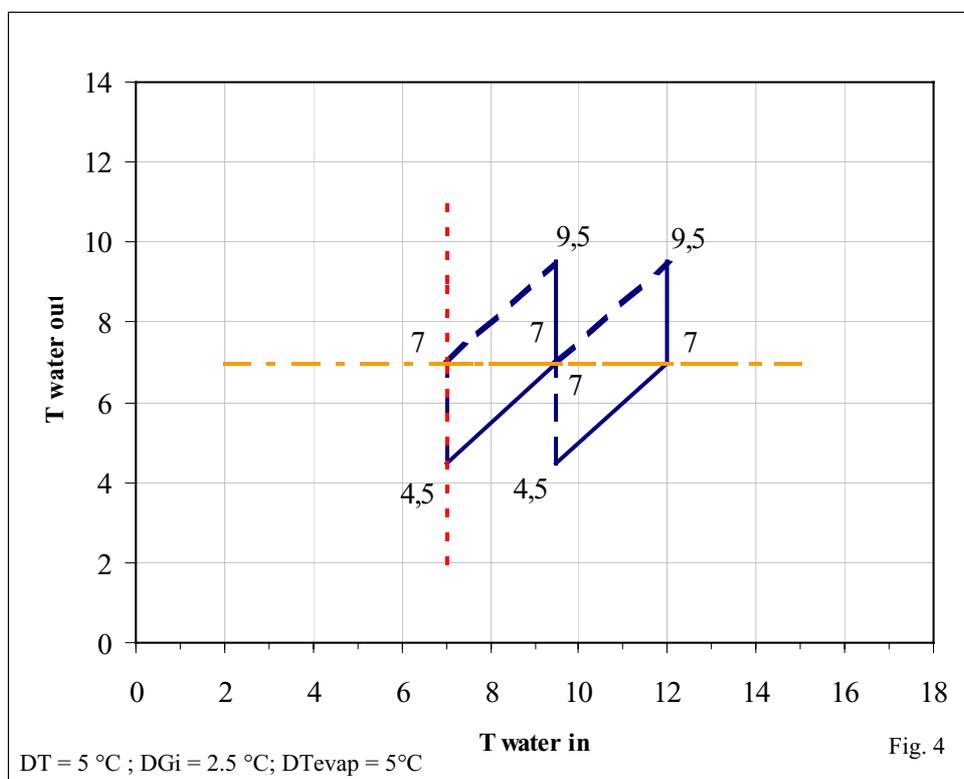
Diverso è il caso di figura 3 dove il differenziale di gradino (DG) è maggiore del salto termico all'evaporatore; anche in questo caso la temperatura media di produzione dell'acqua è 7 °C ma l'oscillazione è più ampia rispetto al caso

precedente; è, infatti, di 11 °C la variazione di temperatura dell'acqua in uscita dalla macchina con un minimo di 1.5 °C ed un massimo di 12.5 °C.

Da grafici sopra riportati si osserva che al crescere del differenziale di gradino, per un dato salto termico all'evaporatore, aumenta la variazione della temperatura dell'acqua in uscita dal gruppo; è ovvio che per una data temperatura media dell'acqua prodotta la soluzione più soddisfacente è quella che riduce al minimo le pendolazioni nei controlli di temperatura all'interno degli impianti legate sia ad eccessivi cicli di accensione/spengimento (DG piccoli) sia ad un eccessivo range di variazione della temperatura dell'acqua in uscita all'evaporatore (DG elevati).

Nel caso di gruppo refrigeratore bicompressore con due gradini di parzializzazione, rispettivamente 50 % e 100 %, la regolazione elettronica gestisce il funzionamento del gruppo per come di seguito riportato.

Posto il SET freddo pari a 7 °C ed il differenziale totale (DT) pari a 5 °C, nel caso di un salto termico all'evaporatore di 5 °C, i differenziali di gradino (DG) per compressore valgono 2.5 °C come pure 2.5 °C vale il salto termico all'evaporatore allorché si disattiva il secondo compressore (metà potenza frigorifera a parità di portata elaborata).



Con riferimento alla figura 4, quando l'acqua di ritorno è a 12 °C entrambi i compressori sono in funzione e la temperatura dell'acqua prodotta all'evaporatore è 7 °C.

Al ridursi del carico ambiente si riduce la temperatura dell'acqua in ingresso e quindi quella di produzione fino a che, in corrispondenza di una temperatura sul ritorno di 9.5 °C, si spegne uno dei compressori e la temperatura in uscita si porta a 7 °C. Un attimo prima che ciò avvenga si registra una temperatura dell'acqua prodotta pari a 4.5 °C in corrispondenza di una temperatura d'ingresso all'evaporatore di 9.5 °C

Lo spegnimento del secondo compressore si verifica al ridursi ulteriore della temperatura dell'acqua in ingresso ed in particolare al raggiungimento del SET freddo (7 °C). Anche qui, un attimo prima che ciò avvenga, la temperatura dell'acqua prodotta è 4.5 °C in corrispondenza di una temperatura di 7 °C sul ritorno.

A questo punto la temperatura dell'acqua in uscita sale fino ad eguagliare quella dell'acqua in ingresso e cioè 7 °C; da questo momento in poi all'aumentare del carico ambiente aumenta la temperatura dell'acqua fino al valore di 9.5 °C.

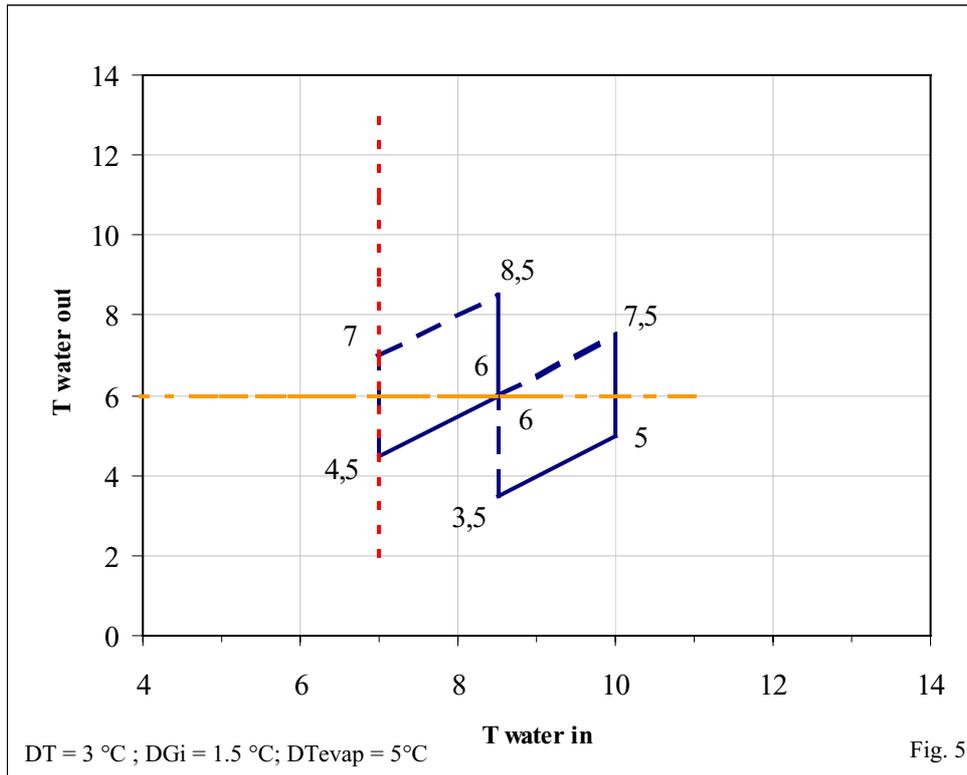
In corrispondenza di tale temperatura riparte il primo compressore e si ha produzione di acqua a 7 °C essendo il salto termico dimezzato per effetto del dimezzamento della potenza frigorifera (solo un compressore in funzione) a parità di portata elaborata.

All'aumentare del disavanzo tra carico e potenza frigorifera si assiste ad un'ulteriore crescita della temperatura dell'acqua prodotta fino a che in corrispondenza di una temperatura di ingresso di 12 °C riparte anche il secondo compressore e si produce nuovamente acqua a 7 °C (salto termico all'evaporatore pari a 5 °C).

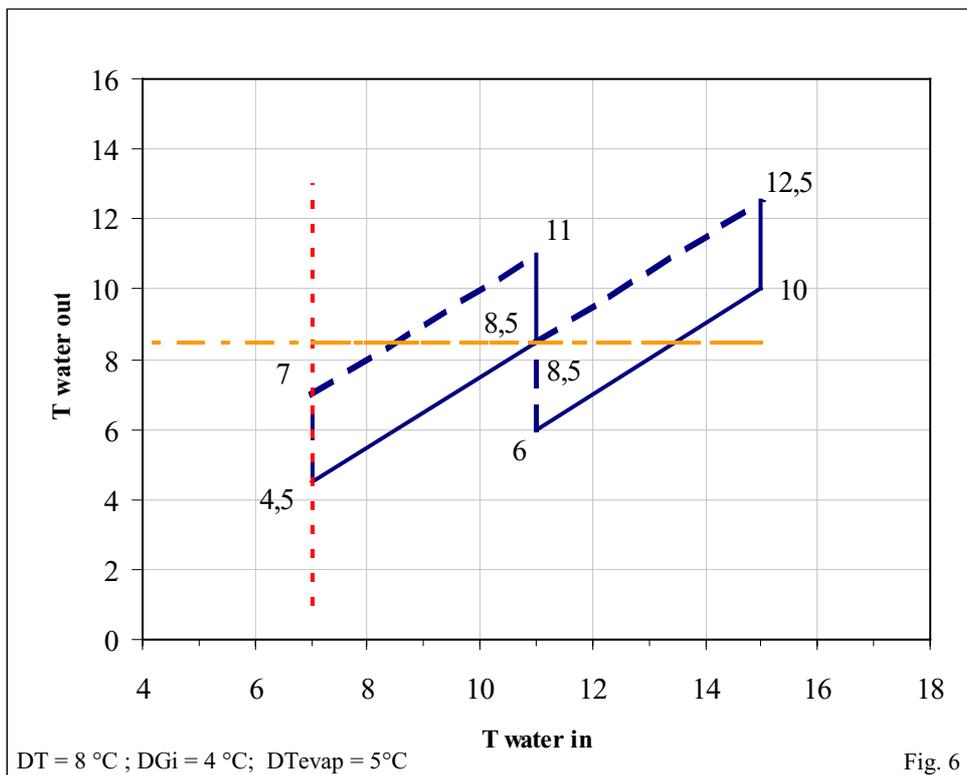
La temperatura media dell'acqua inviata all'impianto è 7 °C mentre l'oscillazione è di soli 5 °C all'interno di un range di valori che va da un minimo di 4.5 °C ad un massimo di 9.5 °C.

Nel grafico di figura 5 è riportato il comportamento del refrigeratore bicompressore in corrispondenza di un salto termico sull'acqua di 5 °C, un differenziale totale (DT) di 3 °C e differenziali di gradino (DG_i) di 1.5 °C .

In questo caso la temperatura media di produzione dell'acqua è 6 °C mentre l'oscillazione diventa di 4 °C con un minimo di 3.5 °C ed un massimo di 8.5 °C.



Ancora diverso è il caso di figura 6 dove il differenziale totale è maggiore del salto termico all'evaporatore ($DT = 8\text{ °C} > DT_{\text{evap}} = 5\text{ °C}$); ora la temperatura media di produzione dell'acqua diventa 8.5 °C mentre l'oscillazione sale a 6.5 °C con un minimo di 4.5 °C ed un massimo di 12.5 °C .



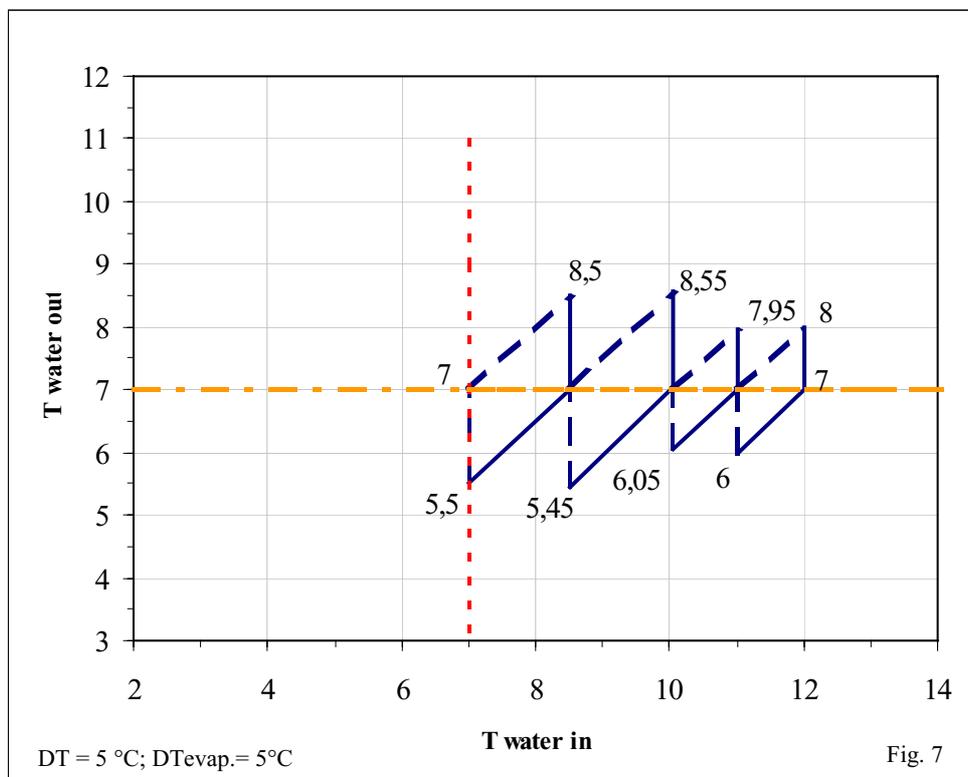
Dall'osservazione dei grafici di figura 4, 5, 6 si nota lo stesso comportamento già visto nel caso di refrigeratore monocompressore.

Al crescere del differenziale totale (DT) rispetto al salto termico (DT_{evap}) all'evaporatore aumenta la temperatura media di produzione dell'acqua refrigerata ed il range di valori di oscillazione, con possibili pendolazioni nei controlli di temperatura nel caso di elevate differenze tra DT e DT_{evap}.

Nel caso di gruppo frigorifero con 4 compressori e quindi 4 gradini di parzializzazione, ad esempio 30 %; 61 %; 80; 100 % , la regolazione elettronica gestisce il funzionamento del gruppo in modo differente.

La prima osservazione da fare riguarda la ripartizione del salto termico all'evaporatore che avviene nella stessa misura percentuale di ripartizione della potenza frigorifera ai vari gradini di parzializzazione.

In particolare, con tutti i compressori in funzione il DT_{evap} vale 5°C, con tre compressori scende a 4 °C, con due compressori si porta a 3.05 °C ed 1.5 °C con un solo compressore in funzione.



Sulla base di queste osservazioni è possibile spiegare il comportamento riportato in

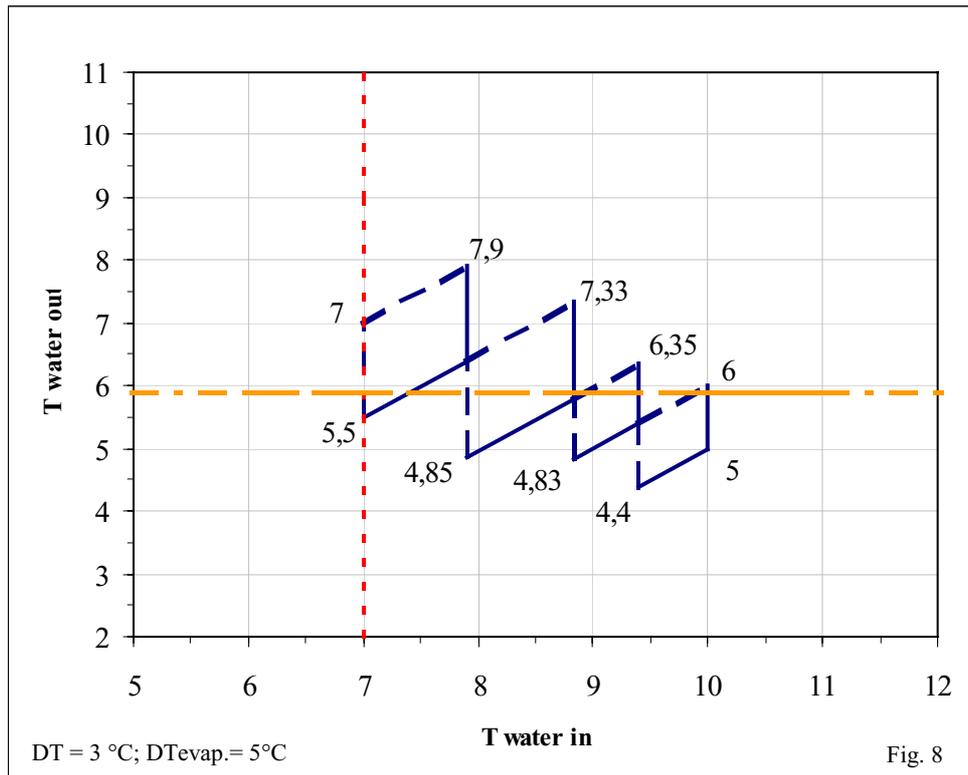
figura 7: assunto il SET freddo pari a 7 °C, con acqua di ritorno a temperatura superiore a 12 °C viene prodotta acqua in uscita dal gruppo a 7°C e tutti i compressori sono in funzione.

Al ridursi del carico ambiente si riduce la temperatura dell'acqua di ritorno e di conseguenza quella dell'acqua in uscita fino al raggiungimento di una temperatura d'ingresso di 11 °C in corrispondenza della quale si spegne un compressore. Un attimo prima che ciò avvenga la temperatura di produzione dell'acqua è 6°C.

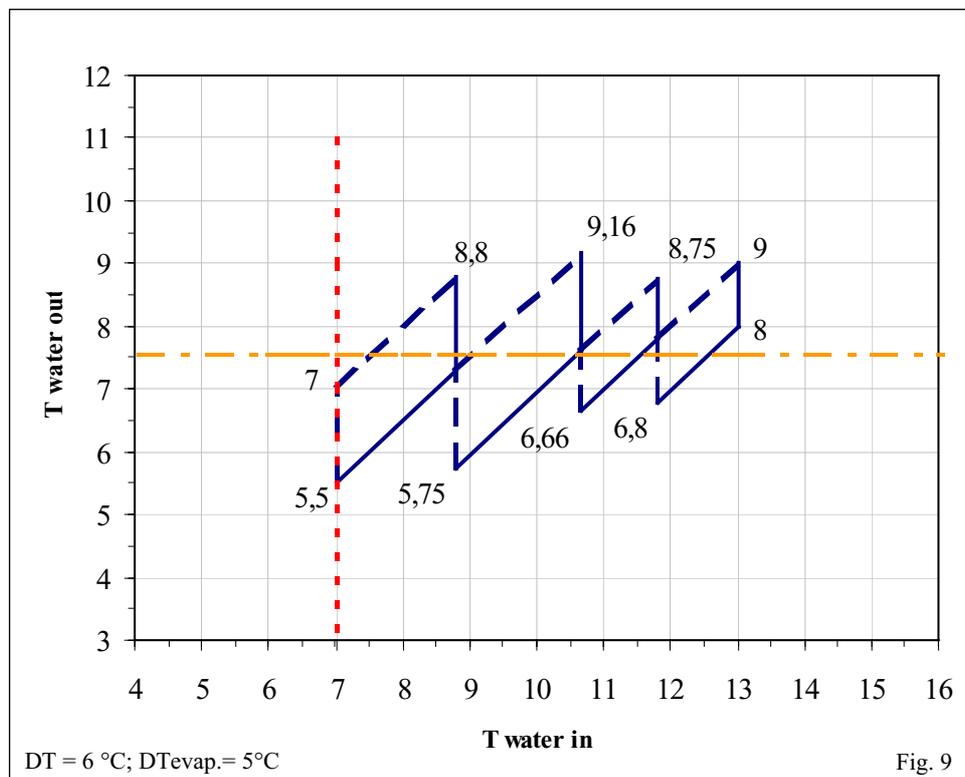
Allo spegnimento del compressore la potenza frigorifera risulta frazionata come pure il salto termico; man mano che diminuisce l'asportazione di carico dalla rete si spengono progressivamente gli altri compressori fino al raggiungimento del SET freddo in corrispondenza del quale tutti i compressori sono spenti e la temperatura in uscita si porta allo stesso valore di quella in ingresso. Di contro al crescere del carico ambiente la temperatura sul ritorno si innalza nuovamente con conseguente attivazione in sequenza dei compressori che risultano tutti quanti nuovamente in funzione allorché la temperatura sul ritorno si porta a valore maggiore o uguale a 12 °C, ed il ciclo si ripete.

Nel caso di figura 7 la temperatura media di produzione dell'acqua è 7 °C mentre l'oscillazione massima è di 3.1 °C all'interno di un range di valori che va da un minimo di 5.45 °C ad un massimo di 8 °C. Nelle figure 8 e 9 si nota come varia la temperatura di produzione dell'acqua al variare del differenziale totale (DT) in rapporto al salto termico all'evaporatore.

Nel caso di differenziale totale (DT) minore del salto all'evaporatore ($DT_{evap.}$), figura 8, fissato sempre il SET freddo a 7 °C, la temperatura media di produzione dell'acqua scende a 5.9 all'interno di un range di valori compreso tra un minimo di 4.4 °C ad una massimo di 7.9 °C . Nel caso di differenziale totale (DT) maggiore del salto all'evaporatore ($DT_{evap.}$), figura 9, fissato sempre il SET freddo a 7 °C, la temperatura media di produzione dell'acqua sale a 7.55 °C all'interno di un range di valori compreso tra un minimo di 5.5 °C ad una massimo di 9.16 °C. Andando più nello specifico, sulla base di un confronto con i grafici precedenti a parità di condizioni, per un dato salto termico all'evaporatore (DT_{evap}) ed un assegnato differenziale totale (DT) l'oscillazione della temperatura dell'acqua inviata



all'impianto decresce al crescere dei numero di gradini di parzializzazione e, per un dato refrigeratore, al crescere della portata (riduzione del salto termico all'evaporatore) rispetto al differenziale totale (DT).



E' ovvio che quanto visto nel funzionamento a freddo si verifica anche nel funzionamento a caldo; i grafici di seguito riportati mostrano il comportamento dei refrigeratori mono, bi e quadri compressore una volta fissato il SET caldo al variare del differenziale totale (DT) rispetto al salto termico all'evaporatore.

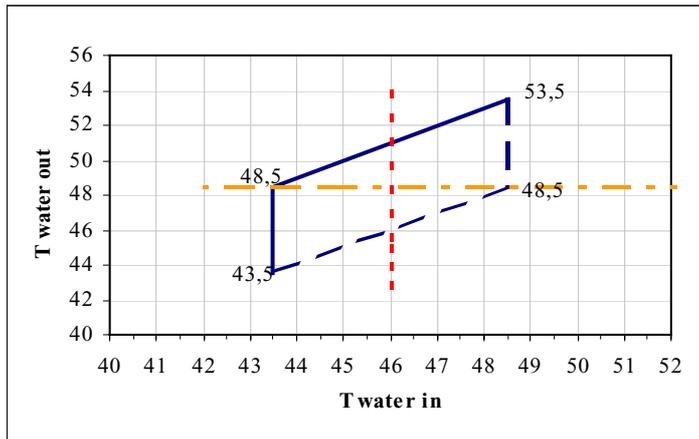


Fig. 10
Refrigeratore monocompressore con
DT = DG = 5 °C e DTevap. = 5°C

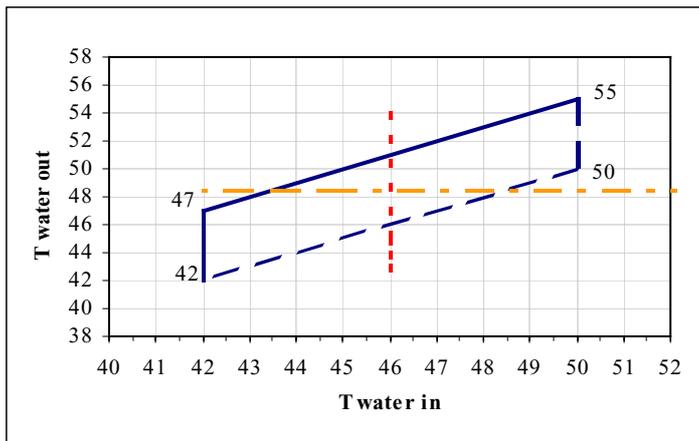


Fig. 11
Refrigeratore monocompressore con
DT = DG = 8 °C e DTevap. = 5°C

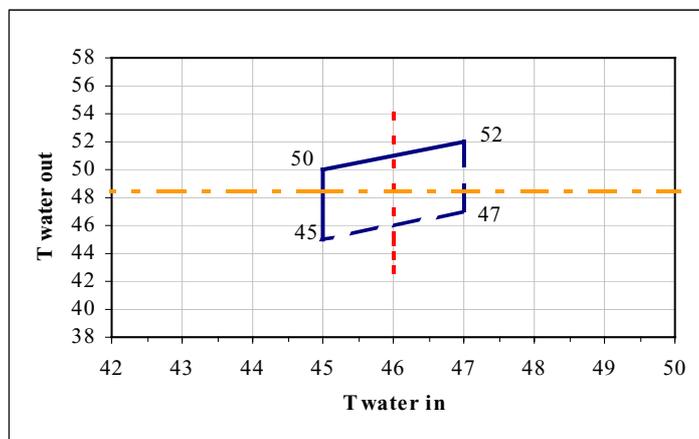


Fig. 12
Refrigeratore monocompressore con
DT = DG = 2 °C e DTevap. = 5°C

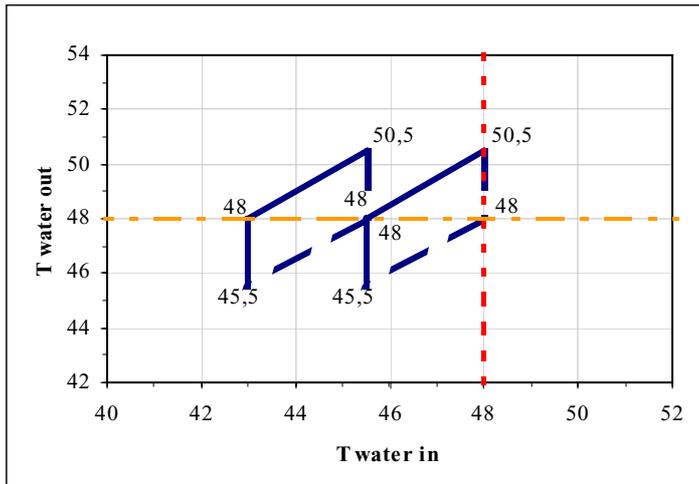


Fig. 13
 Refrigeratore bicompressore con
 $DT = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$, $DG = 2.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $DT_{\text{evap.}} = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$

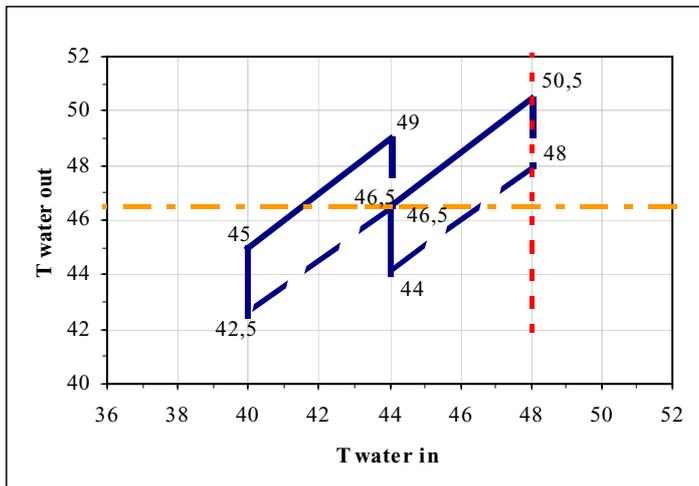


Fig. 14
 Refrigeratore bicompressore con
 $DT = 8\text{ }^{\circ}\text{C}$, $DG = 4\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $DT_{\text{evap.}} = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$

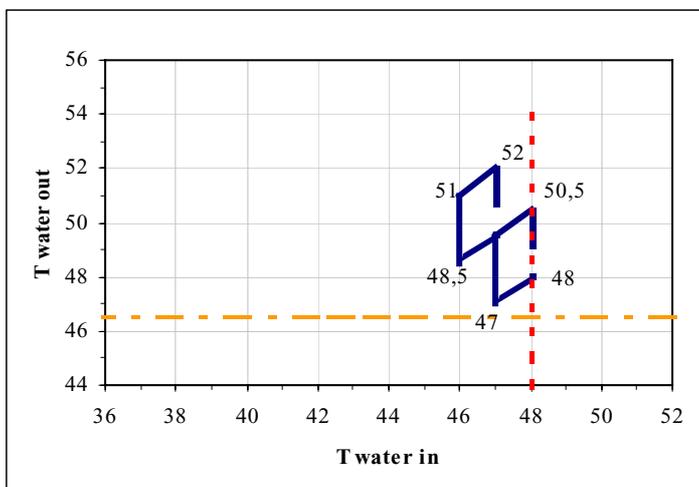


Fig. 15
 Refrigeratore bicompressore con
 $DT = 2\text{ }^{\circ}\text{C}$, $DG = 1\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $DT_{\text{evap.}} = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$

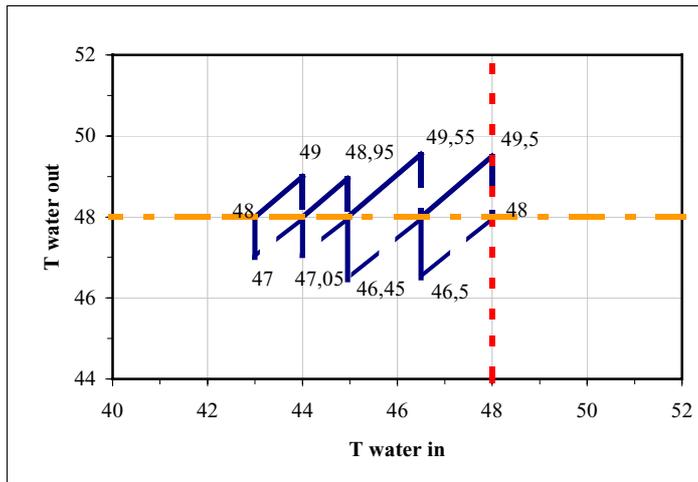


Fig. 16
Refrigeratore a 4 compressori con
DT = 5 °C e DTevap. = 5°C

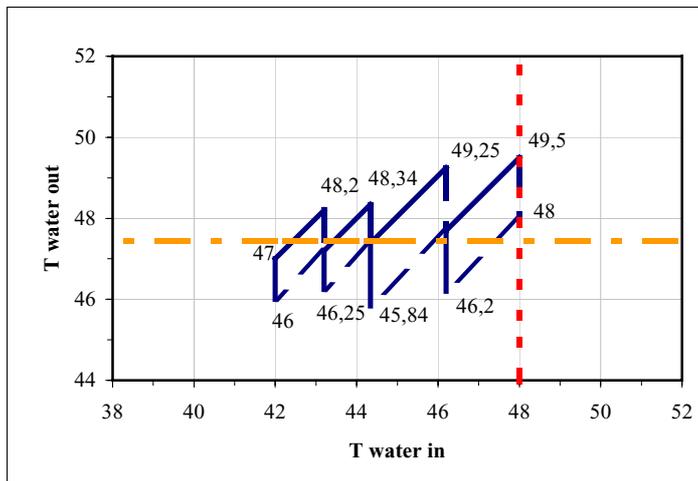


Fig. 17
Refrigeratore a 4 compressori con
DT = 6 °C e DTevap. = 5°C

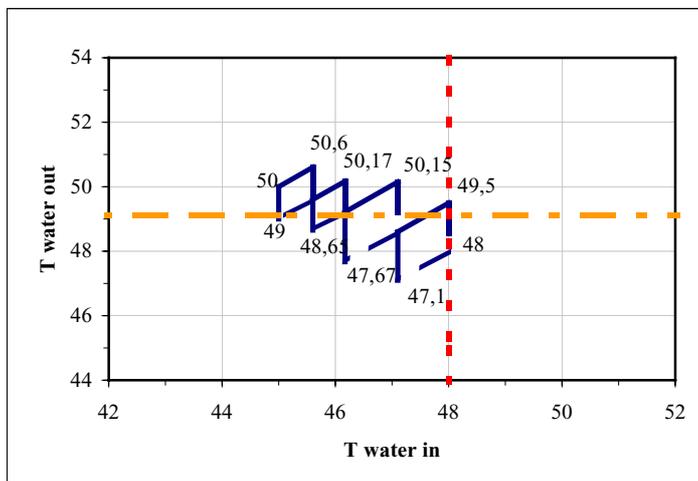


Fig. 18
Refrigeratore a 4 compressori con
DT = 3 °C e DTevap. = 5°C

IL DIMENSIONAMENTO DEI SERBATOI INERZIALI

Il contenuto di acqua negli impianti di condizionamento influisce in modo rilevante sulle prestazioni dei gruppi frigoriferi.

Il problema è in special modo sentito nei gruppi refrigeratori monocompressore privi di gradini di parzializzazione dove il disavanzo tra offerta e domanda di freddo si traduce di fatto in intermittenze funzionali che oltre a generare possibili pendolazioni nei controlli di temperatura sono spesso causa di fermi tecnici delle macchine per grippaggio dei compressori, bruciatura degli avvolgimenti elettrici o intervento dell'antigelo nel caso di scarso contenuto di acqua nell'impianto.

A protezione antispunti del compressore, oltre che per uniformare la temperatura dell'acqua inviata all'utenza, ciò che si fa nella pratica è aumentare artificialmente il contenuto di acqua dell'impianto inserendo il serbatoio inerziale che svolge la funzione di volano termico: accumula cioè l'energia frigorifera prodotta in più nelle fasi di attività del compressore per restituirla nella fasi di inattività dello stesso.

Esistono oggi delle case costruttrici che promuovono macchine in grado di lavorare con un basso contenuto di acqua nell'impianto, ciò che tuttavia non è spesso esplicitato agli utenti è come questo sia possibile.

Uno dei metodi frequentemente utilizzati consiste nel variare elettronicamente, allargandolo, il differenziale di gradino costringendo il gruppo a funzionare anche quando non richiesto.

Quindi non solo il gruppo funziona quando non dovrebbe funzionare ma produce acqua a bassa temperatura (vedi figure 1,2,3) con conseguente variazione di prestazioni delle unità terminali d'impianto ed elevata oscillazione dei valori di temperatura dell'acqua prodotta.

E' ovvio che gestendo in questo modo il funzionamento del gruppo e quindi del compressore aumenta il numero di spunti ammissibili per lo stesso o viceversa si riduce il numero di quelli effettivamente realizzati ma si trascura un aspetto di indubbio interesse. Fermo restando che, oggi, esistono sul mercato compressori in grado sostenere fino a dieci spunti orari e quindi, per un refrigeratore a quattro compressori teoricamente si potrebbero avere fino a quaranta spunti orari, ciò che è importante per la stima del volume efficace che deve esserci nell'impianto è il tempo

minimo di funzionamento del compressore suggerito dallo stesso costruttore di compressori.

In particolare, all'avviamento della macchina, l'olio lascia il compressore indipendentemente dal fatto che se ne abbia un corretto ritorno. Si rende dunque necessario impostare via software un tempo minimo di funzionamento del gruppo frigorifero per evitare problemi legati a mancanza di lubrificazione, indipendentemente dal numero massimo degli spunti che sono comunque predefiniti e non modificabili dall'utente finale.

Il tempo succitato è in genere variabile da 2 a 3 minuti in funzione del tipo di compressore e di come è realizzato il circuito frigorifero, per cui il calcolo del volume minimo di acqua che deve esserci nell'impianto va fatto considerando l'energia prodotta dalla macchina nei minuti minimi di funzionamento necessari:

$$E = \frac{P * \tau}{60} = V * c * DT$$

dove

P è la potenza frigorifera in Kcal/h;

τ è il tempo minimo di funzionamento del gruppo in minuti;

V è il volume minimo di acqua in litri;

DT è il differenziale totale

Tale relazione, tuttavia, trascura di fatto due aspetti importanti:

1. All'accensione dell'impianto il carico termico è diverso da zero e quindi solo una parte della potenza frigorifera e cioè $P_{gruppo} - P_{eff}$ contribuisce all'abbassamento della temperatura dell'acqua;
2. L'intervento dell'antigelo: all'accensione di una macchina frigorifera mono o pluricompressore quest'ultimi rimangono in funzione per un tempo pari al tempo minimo di funzionamento senza alcun controllo sulla temperatura dell'acqua prodotta.

Per evitare, dunque, un fermo tecnico della macchina per intervento dell'antigelo occorre rielaborare la relazione succitata nella seguente forma:

$$V = \frac{(P_{Gr} - P_{eff}) * \tau}{(60 * c * (T_{IN} - DT_{evap} - T_{A.G.}))} =$$

dove

P_{Gr} è la potenza frigorifera del chiller in [kcal/h];

P_{eff} è il carico termico all'evaporatore in [kcal/h];

τ è il tempo minimo di funzionamento del gruppo in [min];

V è il volume minimo di acqua in [litri];

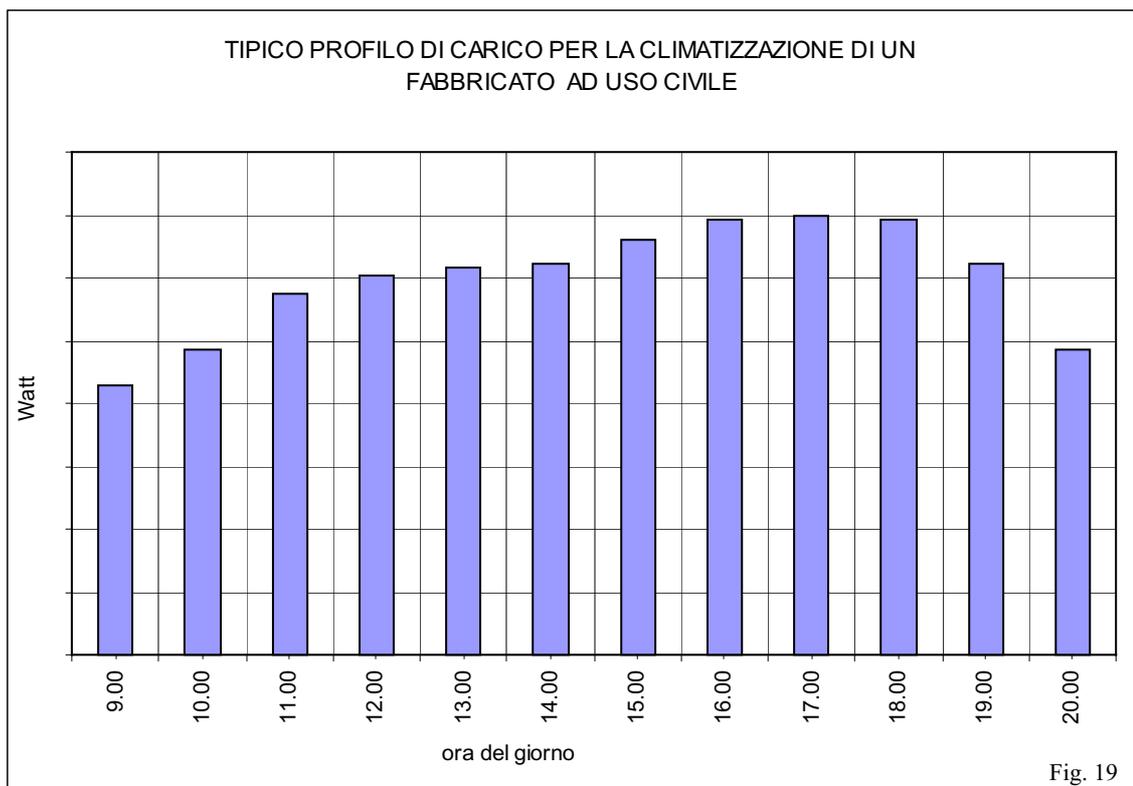
T_{IN} è la temperatura dell'acqua in ingresso all'evaporatore [°C];

DT_{evap} è il salto termico all'evaporatore in [°C];

$T_{A.G.}$ è la temperatura antigelo [°C].

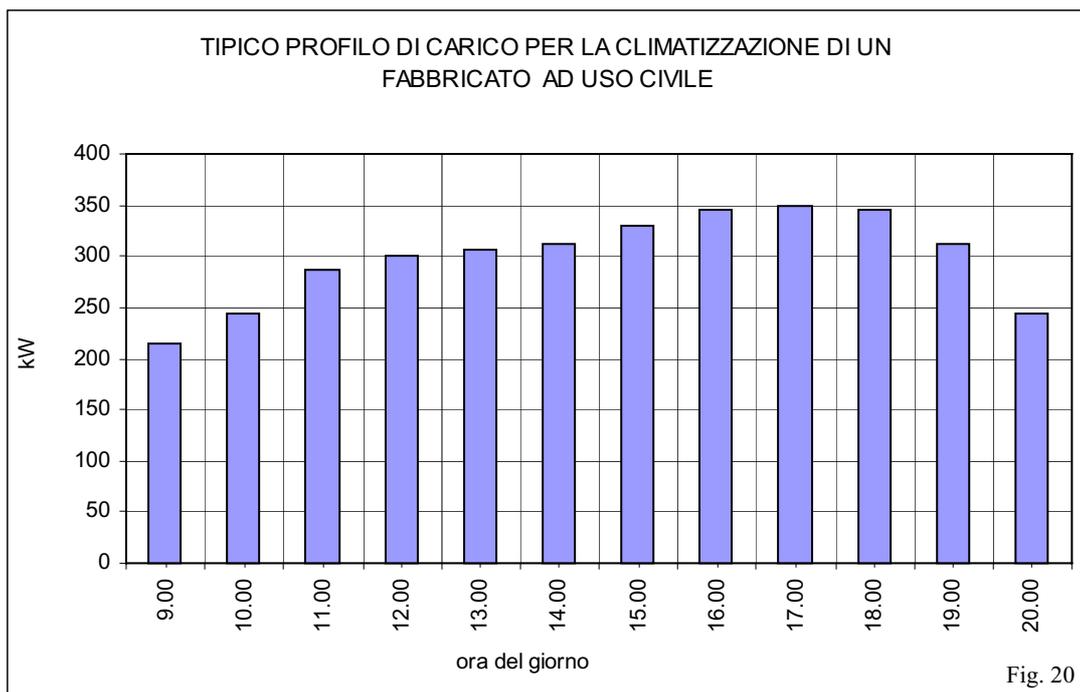
Analizzando la relazione succitata si comprende la necessità valutare la distribuzione di carico giornaliera relativa all'applicazione oggetto di studio e stimare la condizione più critica determinante il più alto valore del volume efficace.

A scopo di esempio è riportato, in figura 19, un tipico profilo di carico per la climatizzazione di un edificio residenziale.



Supponiamo, ad esempio, che il valore di carico massimo contemporaneo stimato sia 350 kW e che l'impianto rimanga acceso per 12 ore (dalle ore 9:00 alle ore 20:00).

PROFILO DI CARICO			
ORE	CARICO MASSIMO CONTEMPORANEO [kW]	CARICO EFFETTIVO [kW]	%
9.00	350	214	61,11%
10.00	350	243	69,44%
11.00	350	287	81,94%
12.00	350	301	86,11%
13.00	350	307	87,78%
14.00	350	312	89,00%
15.00	350	331	94,44%
16.00	350	346	98,89%
17.00	350	350	100,00%
18.00	350	346	98,89%
19.00	350	312	89,00%
20.00	350	243	69,44%



Nella tabella 1 sono visibili i risultati della relazione menzionata ed in particolare i litri/kW relativi ai tempi minimi di funzionamento, rispettivamente 2 e 3 minuti. Per il caso in esame supponiamo sia scelto un chiller con potenzialità di 370 kW tra quelli disponibili per lo scopo.

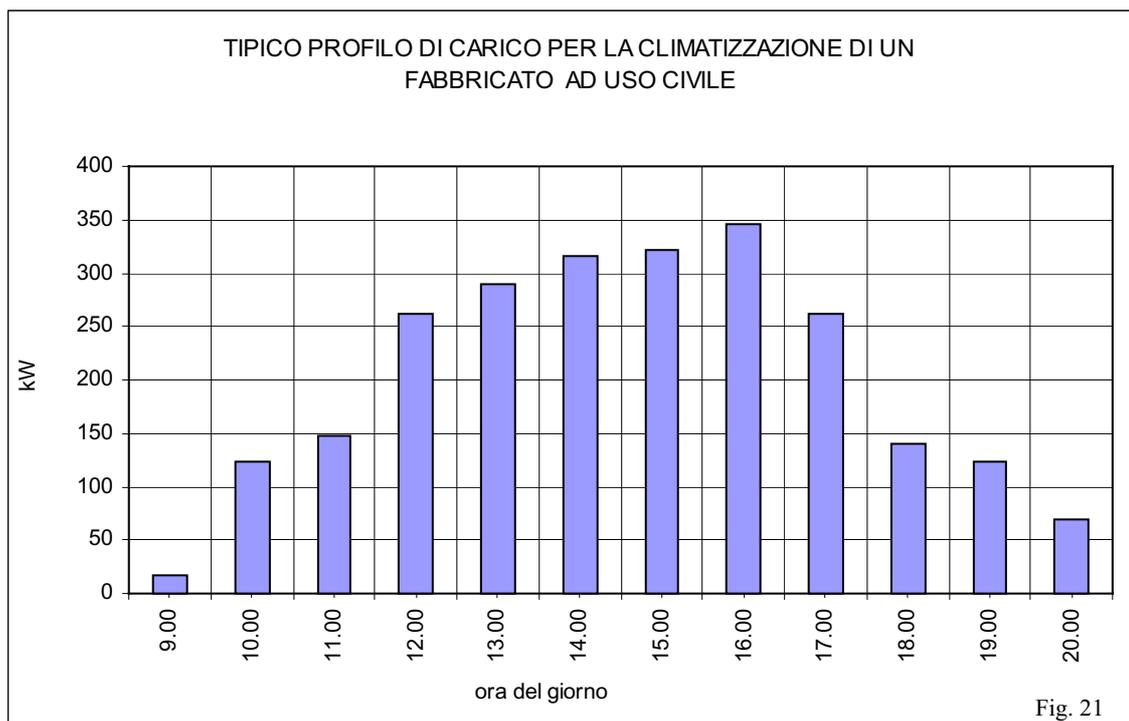
TAB. 1

CALCOLO DEL VOLUME EFFICACE											
POTENZA FRIGORIFERA DEL GRUPPO P [kW]	POTENZA FRIGORIFERA DEL GRUPPO P [Kcal/h]	CARICO EFFETTIVO P _{eff} [Kcal/h]	TEMPO MINIMO DI FUNZIONAMENTO TO [min]	TEMPO OTTIMALE DI FUNZIONAMENTO TO [min]	T _{IN} [°C]	DT _{AVAP} [°C]	T _{AG} [°C]	VOLUME EFFICACE MIN. [litri]	Litri/Kw	VOLUME EFFICACE OTTIMALE [litri]	Litri/kw
370	318200	183944	2	3	12	5	3	1119	3	1678	5
370	318200	209028	2	3	12	5	3	910	2	1365	4
370	318200	246653	2	3	12	5	3	596	2	894	2
370	318200	259194	2	3	12	5	3	492	1	738	2
370	318200	264211	2	3	12	5	3	450	1	675	2
370	318200	267890	2	3	12	5	3	419	1	629	2
370	318200	284278	2	3	12	5	3	283	1	424	1
370	318200	297656	2	3	12	5	3	171	0	257	1
370	318200	301000	2	3	12	5	3	143	0	215	1
370	318200	297656	2	3	12	5	3	171	0	257	1
370	318200	267890	2	3	12	5	3	419	1	629	2
370	318200	209028	2	3	12	5	3	910	2	1365	4

Per il caso in esame i litri per kW vanno da un minimo di 3 ad un massimo di 5 (ottimale) ma è chiaro che tali valori possono variare qualora cambi la distribuzione del carico ambiente.

Ipotizziamo, ad esempio, di avere la seguente distribuzione di carico e la relativa
TAB. 2

PROFILO DI CARICO			
ORE	CARICO MASSIMO CONTEMPORANEO [kW]	CARICO EFFETTIVO [kW]	%
9.00	350	18	5,00%
10.00	350	123	35,00%
11.00	350	147	42,00%
12.00	350	263	75,00%
13.00	350	291	83,00%
14.00	350	315	90,00%
15.00	350	322	92,00%
16.00	350	346	98,89%
17.00	350	263	75,00%
18.00	350	140	40,00%
19.00	350	123	35,00%
20.00	350	70	20,00%



TAB. 2

CALCOLO DEL VOLUME EFFICACE											
POTENZA FRIGORIFERA DEL GRUPPO P [kW]	POTENZA FRIGORIFERA DEL GRUPPO P [Kcal/h]	CARICO EFFETTIVO P _{eff} [Kcal/h]	TEMPO MINIMO DI FUNZIONAMENTO [min]	TEMPO OTTIMALE DI FUNZIONAMENTO [min]	T _{IN} [°C]	D T _{AVAP} [°C]	T _{AG} [°C]	VOLUME EFFICACE MIN. [litri]	Litri/Kw	VOLUME EFFICACE OTTIMALE [litri]	Litri/kW
370	318200	15050	2	3	12	5	3	2526	7	3789	10
370	318200	105350	2	3	12	5	3	1774	5	2661	7
370	318200	126420	2	3	12	5	3	1598	4	2397	6
370	318200	225750	2	3	12	5	3	770	2	1156	3
370	318200	249830	2	3	12	5	3	570	2	855	2
370	318200	270900	2	3	12	5	3	394	1	591	2
370	318200	276920	2	3	12	5	3	344	1	516	1
370	318200	297656	2	3	12	5	3	171	0	257	1
370	318200	225750	2	3	12	5	3	770	2	1156	3
370	318200	120400	2	3	12	5	3	1648	4	2473	7
370	318200	105350	2	3	12	5	3	1774	5	2661	7
370	318200	60200	2	3	12	5	3	2150	6	3225	9

Guardando attentamente la tabella 2 si osserva che i litri/kW sono ora diventati 7 (minimo) e 10 (ottimale) in corrispondenza dei rispettivi tempi minimi di funzionamento di 2 e 3 minuti. In particolare il valore di 10 litri/kW è relativo ad una situazione critica ben definita: assenza, quasi totale, di carico sull'evaporatore e quindi intera potenza del gruppo responsabile dell'abbassamento di temperatura dell'acqua di ritorno dall'impianto.

Da quanto appena detto è possibile fare alcune estrapolazioni di carattere generale:

1. In presenza di impianti in cui il carico all'evaporatore è circa costante e pari al valore nominale (applicazioni di processo, centri CED , grossi impianti in genere, etc...) per la stima del volume efficace è possibile prendere a riferimento valori che vanno da 2 a 3 litri/ kW;
2. Per impianti di medie dimensioni destinati al terziario e comunque soggetti ad oscillazioni del carico sull'evaporatore contenute nella misura massima del 50 % del carico massimo contemporaneo stimato, è possibile, per la stima del volume efficace, prendere a riferimento valori che vanno da un minimo di 3 ad un massimo di 6 litri/ kW;
3. Per piccoli impianti destinati alla climatizzazione domestica, valori di 10 litri/kW permettono di portare in conto l'effetto della grossa variabilità dei flussi termici legati all'irraggiamento solare principale e predominante fonte di carico ambiente.

E' ovvio che per una stima corretta del volume efficace bisognerebbe valutare di volta in volta la reale distribuzione dei carichi ambiente considerando adeguatamente i tempi minimi di funzionamento prescritti dai costruttori; tali tempi, infatti, possono subire modifiche determinando sensibili variazioni dei valori di contenuto minimo di acqua che deve esserci nell'impianto.

Naturalmente un abbassamento eccessivo dei tempi minimi sposta di fatto l'attenzione dal problema dell'intervento dell'antigelo a quello del differenziale totale o DT: in sostanza con tempi minimi minori o uguali ad 1 minuto è difficile che intervenga l'antigelo ma si potrebbero verificare continue accensioni e spegnimenti per effetto dell'intervento del termostato differenziale di controllo sull'acqua di ritorno dall'impianto. In questo caso, al denominatore della relazione succitata, bisognerebbe inserire il DT d'intervento o differenziale totale della macchina.

Si precisa, comunque, che l'eventuale presenza di un po' d'acqua in eccesso nella rete idronica, rispetto al valore necessario, non ne compromette il corretto funzionamento comportando, nella peggiore delle ipotesi, un lieve aumento dei tempi di messa a regime compensabile utilizzando unità terminali d'impianto dinamiche. Una volta stimato il valore del volume efficace, l'entità del serbatoio di accumulo è determinata dalla seguente relazione:

$$V_{accumulo} = V_{efficace} - V_{impianto}$$

dove $V_{impianto}$ è il contenuto di acqua, in litri, effettivamente presente nel circuito idronico. Nel caso in cui la relazione porti ad un risultato negativo è comunque consigliabile prevedere sempre un accumulo minimo per ridurre e/o evitare fenomeni di pendolazione nei controlli di temperatura legati a fermi momentanei della macchina, nel corso dei quali non viene più prodotta acqua refrigerata, e, nel caso delle pompe di calore aria/acqua con inversione sul circuito frigorifero, all'invio di acqua refrigerata all'utenza nel funzionamento a caldo durante i cicli di sbrinamento. In quest'ultimo caso l'installazione di un serbatoio inerziale è auspicabile che avvenga in mandata all'impianto per quanto appena detto.

Rimane, in ultimo, un altro aspetto importante che riguarda la portata dell'acqua nel circuito idraulico la quale influisce sulla lunghezza dello stesso; quest'ultima deve essere tale da far sì che il tempo di percorrenza dell'anello idraulico sia non inferiore ad un minuto (tempo di reazione della valvola termostatica).

Tale limitazione sulla circolazione oraria nasce dall'esigenza di lasciare al bulbo della valvola termostatica il tempo di avvertire le variazioni di carico e quindi di surriscaldamento all'evaporatore senza che si abbiano ritorni liquidi al compressore.

Dire che il tempo di percorrenza dell'anello idraulico deve essere non inferiore ad un minuto significa dire, nel caso di reti dimensionate con velocità di 0.5 m/sec o 1 m/sec, che il circuito idraulico sia almeno lungo 60 metri o maggiore di 150 metri lavorando con velocità di 1.5 m/sec o 2 m/sec.

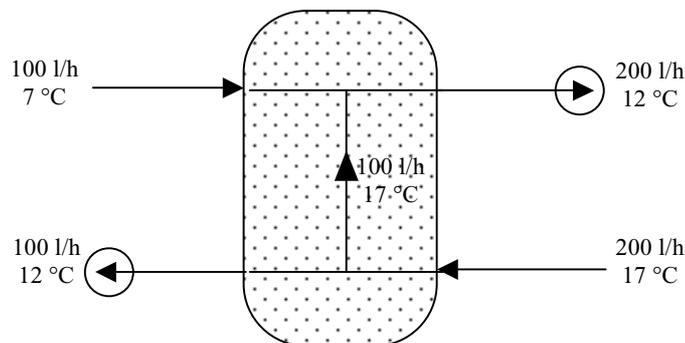
La limitazione sulle circolazioni può comunque essere espressa in termini contenuto minimo di acqua nell'impianto che deve essere non inferiore ad 1/60 della portata elaborata dall'elettropompa; una doppia verifica si rende dunque necessaria tra le esigenze legate ai tempi minimi di funzionamento e quelle legate alle circuitazioni orarie. In genere il valore del volume efficace derivante dai tempi minimi è superiore

e la doppia verifica diventa importante solo nel caso di grossi impianti (due o più macchine grosse in parallelo) dove le portate elaborate possono essere elevate.

In figura 22, 23 e 24 sono riportate due tipiche installazioni di un serbatoio inerziale o SAP in versione “singolo anello” o “doppio anello” in abbinamento ad un gruppo frigorifero.

Nel singolo anello l’acqua di ritorno dall’impianto entra nell’evaporatore, viene raffreddata e rinviata all’utenza passando prima attraverso il serbatoio di accumulo; nel doppio anello si hanno, invece, due circuiti distinti di cui uno SAP – CHILLER ed un altro SAP – UTENZA dove l’accumulo svolge la funzione di disgiuntore idraulico. La seconda soluzione si utilizza quando la portata sul secondario o utenza deve essere maggiore di quella sul primario nella consapevolezza tuttavia che la temperatura dell’acqua sul secondario sarà più elevata di quella del primario a seguito di fenomeni di miscelazione presenti all’interno del serbatoio.

Per meglio comprendere quanto detto si riporta di seguito uno schema idronico di principio:



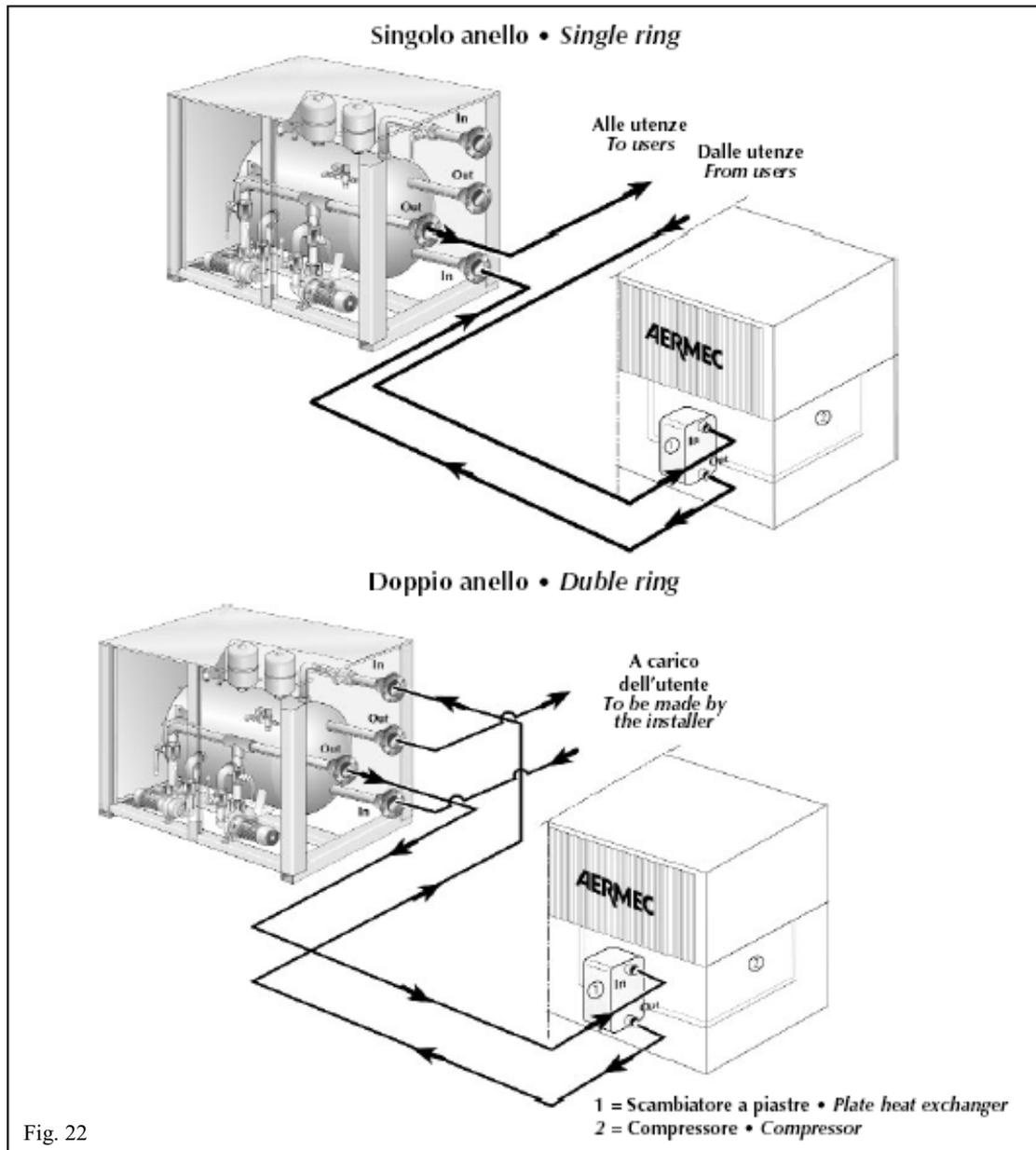


Fig. 22

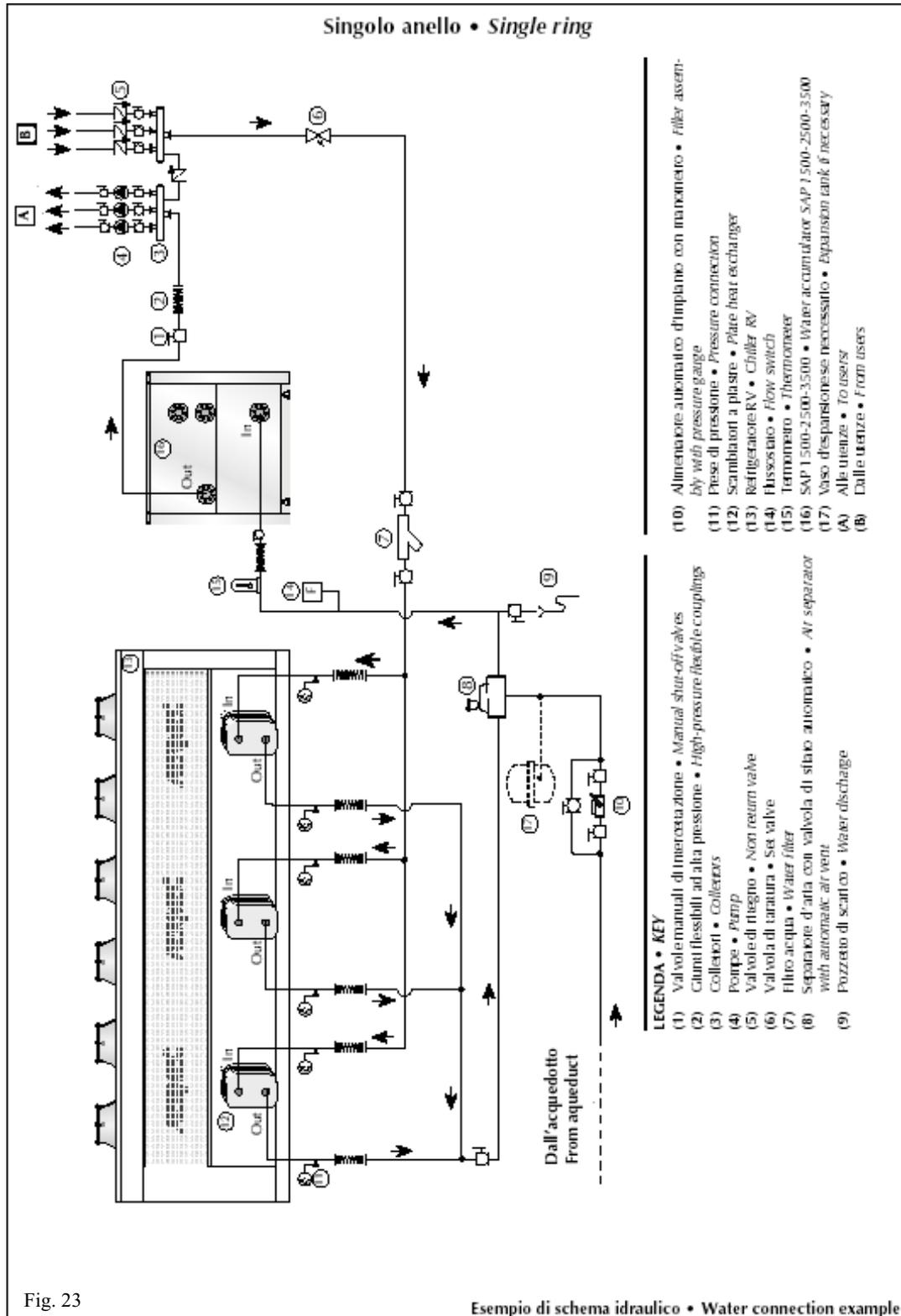


Fig. 23

Esempio di schema idraulico • Water connection example

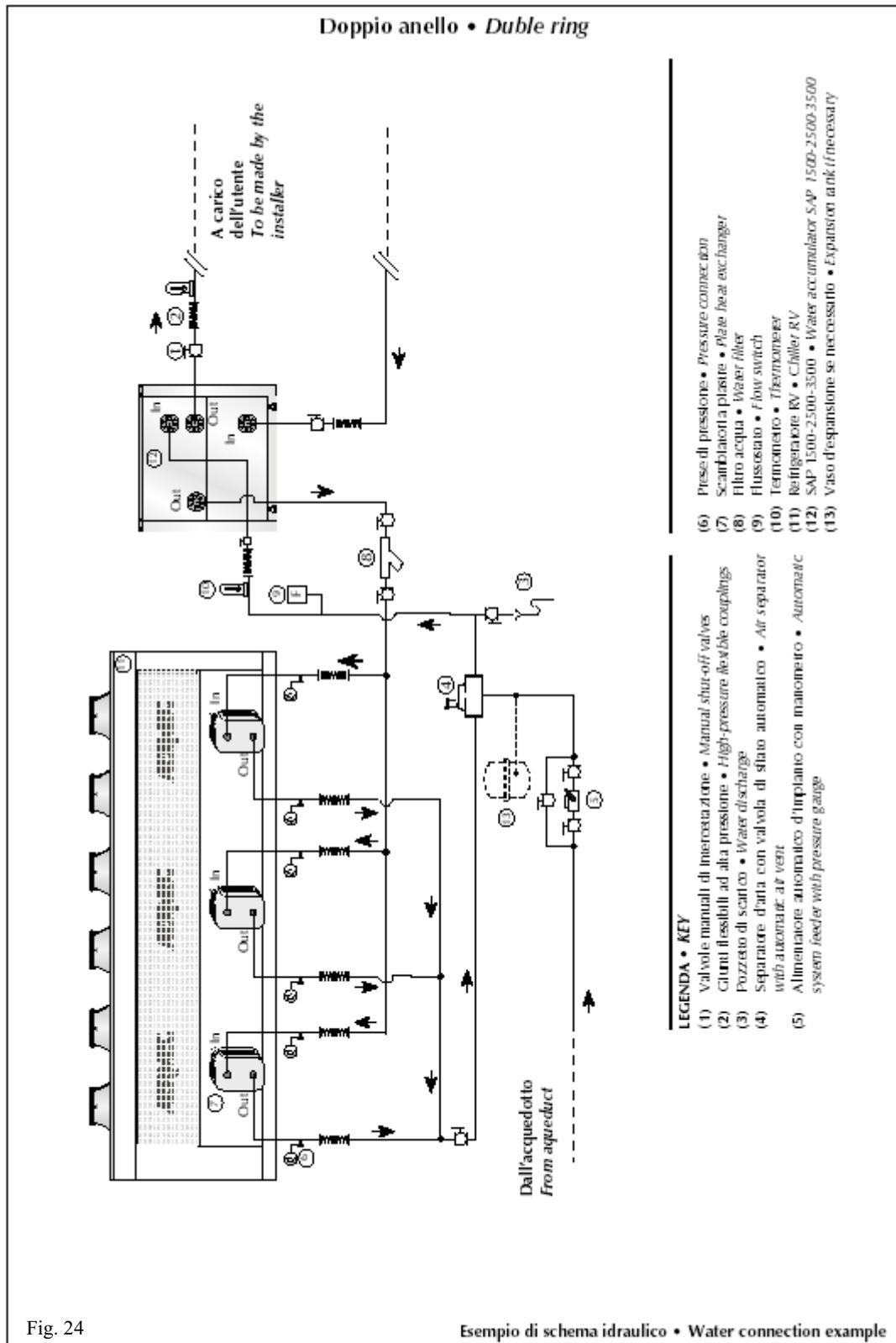


Fig. 24

Esempio di schema idraulico • Water connection example

Nel caso di chillers raffreddati ad aria, con recupero parziale o totale del calore di condensazione, la presenza di un accumulo sul circuito del recuperatore è di sicuro importante per permettere al compressore di lavorare meglio.

Nel caso di recupero parziale attraverso desurriscaldatore il valore del volume efficace si può stimare in modo indicativo nella misura di 1/60 della portata d'acqua inviata al recuperatore; nel caso di recupero totale, invece, valori molto più alti sono consigliabili in quanto il passaggio dalla condensazione ad acqua (funzionamento con recupero) a quella in aria (in funzionamento normale) avviene in modo brusco e comporta soprattutto nelle mezze stagioni (basse temperature dell'aria) variazioni della portata di refrigerante sulla valvola termostatica e possibili ritorni liquidi al compressore.

La disponibilità di un discreto valore dell' accumulo sul circuito del recuperatore totale riduce il numero di inversioni della valvola deviatrice condensatore/recuperatore a cautela di un buon funzionamento del compressore e garantisce continuità nel servizio anche in casi di sosta prolungata del chiller.



Via Roma 44 - 37040 Bevilacqua (Verona) Italy
Tel. +390442633111 - Fax +39044293577
www.aermec.com