

## Linee guida per la realizzazione di Impianti Polivalenti



**RAFFREDDAMENTO + RISCALDAMENTO + ACQUA CALDA SANITARIA =  
1 UN SOLO SISTEMA x 365 GIORNI L'ANNO.**



HiWarm



Sistema Polivalente residenziale  
da 12 a 33 Kw splittato con  
unità condensante interna all'abitazione  
e scambiatore aria/refrigerante all'esterno



## MCP



Sistema Polivalente per applicazioni  
Condominiali o industriali da 7 a 41 Kw  
Struttura monoblocco con PDC e scambiatore  
aria/refrigerante integrati in unità esterna



### **Vantaggi del sistema polivalente**

- Rispetto dell'ambiente in virtù degli ottimi COP ed EER
- Riduzione del consumo d'energia fossile
- Elimina i rischi di scoppio, incendio e intossicazione dei combustibili fossili
- Totalmente programmabile, con possibilità di telegestione online
- Minima manutenzione dovuta all'assenza di parti soggette ad usura
- Silenziosità di esercizio
- Assenza di emissioni locali nocive e di CO<sub>2</sub>
- Elevata disponibilità di energia prelevata con varie modalità dall'ambiente
- Non inquina e può essere alimentata da forme di energia rinnovabile



Gentile Lettore,

desideriamo innanzitutto ringraziarLa per il tempo che spenderà leggendo queste pagine. Esse sono frutto di alcune intuizioni (e qualche errore) e derivano dal lavoro congiunto di tutte le realtà del Gruppo Galletti.

Abbiamo cercato di raccogliere in maniera sintetica alcuni spunti di riflessione in merito alla realizzazione di un impianto basato su macchine polivalenti. Lungi dal volerci sostituire all'esperienza dei professionisti, la quale rimane sempre e comunque la migliore garanzia del risultato finale, vorremmo porre all'attenzione ed al giudizio competente del lettore alcune tematiche, convinti -come siamo- che dei vantaggi reali di una macchina polivalente "vera" si possa godere a pieno solo se essa è abbinata ad un impianto capace di sfruttarne le potenzialità e (lo diciamo per onestà intellettuale) di compensarne i limiti, ove le condizioni di lavoro reali siano tali da portare la macchina stessa ai limiti del suo campo di lavoro.

Crediamo che il futuro del comfort ambientale sia nella maggiore integrazione fra gli sforzi di chi progetta e costruisce macchine -da una parte- e di chi progetta e costruisce impianti dall'altra: solo in tal modo ridurremo l'impatto ambientale legato al nostro lavoro senza pregiudicare il comfort finale.

Volendo riassumere in breve quanto sopra, potremmo dire che lo scopo finale è arrivare alla definizione corretta di un "impianto polivalente" piuttosto che di una macchina polivalente collegata ad un impianto idraulico.

Una sola considerazione per concludere: crediamo che la realizzazione di un impianto basato su macchine azionate per mezzo di energia elettrica rappresenti una scelta lungimirante: se, come è dato credere, la quota di energia prodotta ad impatto zero crescerà percentualmente nel mix totale di produzione, l'impianto che andremo a realizzare oggi diventerà via via "più verde" negli anni a venire. Ci piace pensare che il nostro lavoro di oggi possa guardare avanti con questa convinzione.

Ci scusiamo con il lettore delle eventuali imprecisioni contenute nella presente guida ed accogliamo volentieri ogni suggerimento.

**Galletti S.p.A.**



## Indice

<b>Paragrafo</b>	<b>pag.</b>
Funzioni di una macchina polivalente	9
Componenti principali di un impianto polivalente	14
Macchina polivalente	14
Accumulo di ACS	16
Accumulo inerziale lato impianto	19
Terminali ambiente	22
Controllo di umidità e temperatura ambiente	23
Temperature dell'acqua ed avviamenti - controllo di condensazione	24
Stima del Fabbisogno di acqua calda sanitaria	25
Edifici ad uso RESIDENZIALE	26
Edifici ad uso DIVERSO DA RESIDENZIALE	28
Tablelle di utilità	29
Stima della disponibilità di energia in riscaldamento	30
Potenza termica in funzione della temperatura dell'aria esterna	30
Temperatura massima dell'acqua prodotta e temperatura esterna	31
Potenza integrata al netto degli sbrinamenti	32
Caratteristiche dell'accumulo impianto	35
Caratteristiche e selezione dell'accumulo sanitario	37
Caratteristiche dei terminali	39
Selezione dell'unità polivalente	39
Conclusioni	41
Appendice: Effetti inerziali dell'accumulo lato impianto	42
Appendice: Dimensionamento e precarica dei vasi di espansione	43
Appendice: Legionellosi negli impianti termici	45

## **Avvertenza per il Lettore**

Tutte le opinioni, i suggerimenti e gli schemi impiantistici riportati in questa guida non costituiscono in alcun modo vincoli per Galletti SpA, rimanendo sempre e comunque il Professionista unico responsabile del proprio operato.

## Funzioni di una macchina polivalente

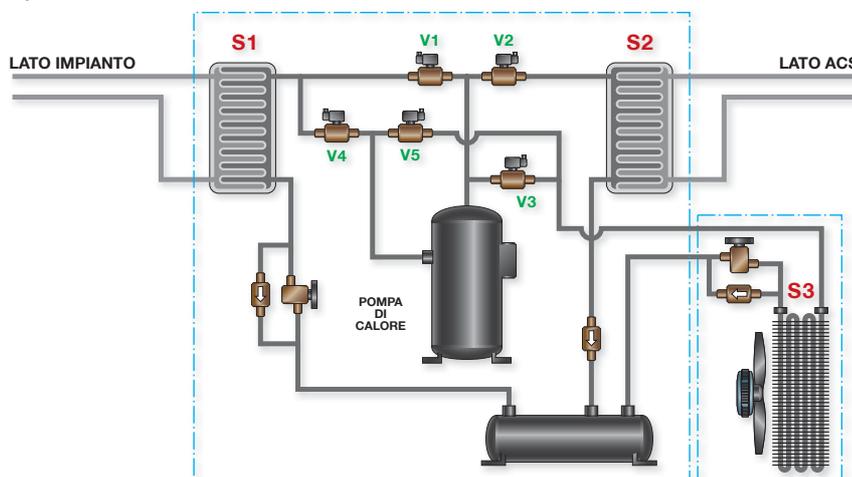
Useremo da qui in poi il termine polivalente nella sua accezione “vera”: facendo con ciò riferimento ad una macchina capace di recupero totale nella fase estiva (non di inversione temporanea del ciclo, allo scopo di produrre acqua calda sanitaria, con le conseguenti inevitabili perdite di efficienza e comfort). Si tratta perciò di una macchina cosiddetta “a 4 tubi” che dovrà essere connessa idraulicamente a due impianti distinti: il primo sarà quello di riscaldamento/condizionamento dell’edificio; il secondo quello di produzione dell’acqua calda sanitaria.

In linea generale, la polivalenza può caratterizzare macchina aria/acqua così come acqua /acqua, sia monociruito sia biciruito, monoblocco oppure in versione split, con compressore ON/OFF oppure ad inverter (del tipo con motore a magneti permanenti, altrimenti detto **BrushLess-DC**).

Considerando in prima battuta, per semplicità, una **macchina aria/acqua monociruito**, possiamo riassumere le 5 distinte modalità di funzionamento di una macchina polivalente “vera”, nelle varie stagioni, come segue:

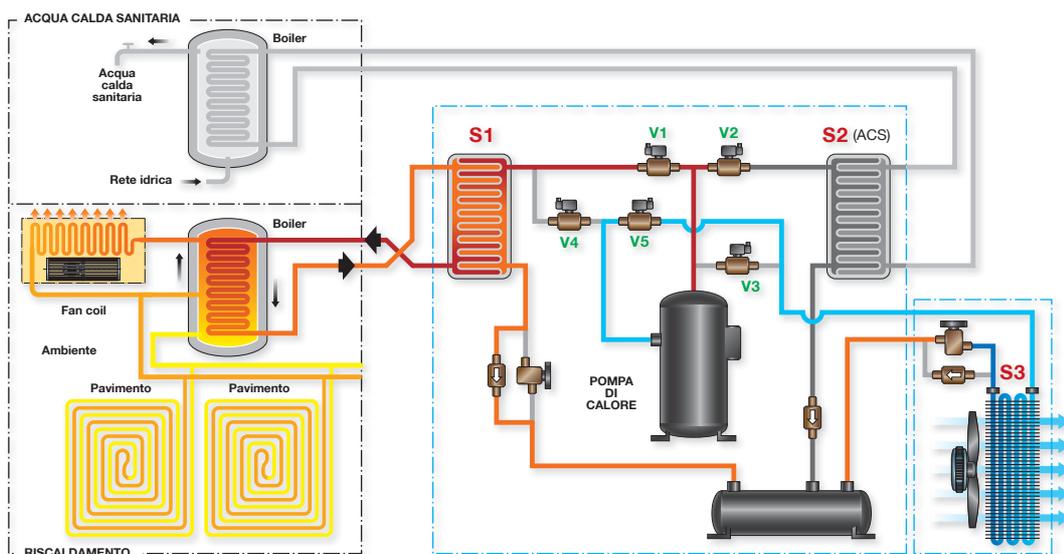
1. **FASE ESTIVA:** Produzione di acqua fredda come un chiller tradizionale (evaporazione ad acqua “lato utente” e condensazione ad aria “lato batteria”).
2. **FASE ESTIVA:** Produzione di acqua fredda con recupero totale del calore di condensazione (condensazione totale ad acqua, per la produzione di ACS su piastre dedicato).
3. **FASE INVERNALE:** Produzione di acqua calda per riscaldamento, come una PdC tradizionale (evaporazione ad aria “lato batteria” e condensazione ad acqua “lato utente”).
4. **FASE INVERNALE:** Produzione di ACS interrompendo momentaneamente la produzione di acqua per il riscaldamento (ACS in priorità); In altri termini evaporazione ad aria “lato batteria” e condensazione ad acqua per la produzione di ACS su piastre dedicato.
5. **MEZZA STAGIONE:** Produzione di sola ACS (in ogni caso anche in estate o in inverno) con evaporazione in batteria.

A seguire una immagine che mostra lo schema di principio del circuito frigorifero di una macchina polivalente:

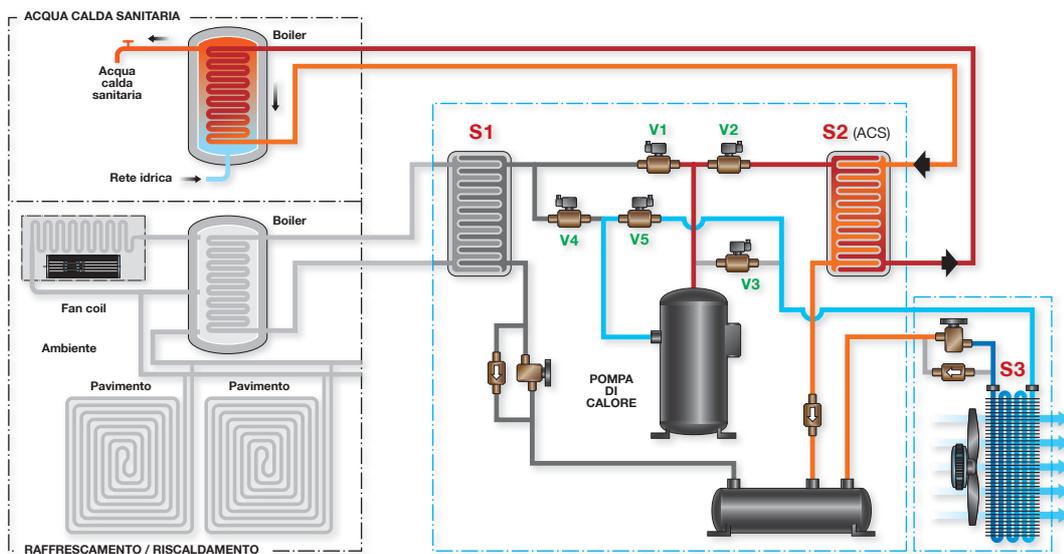


Il percorso del refrigerante nelle diverse modalità di funzionamento è regolato dalle valvole solenoidi in figura, che sono aperte o chiuse a seconda della funzione richiesta.

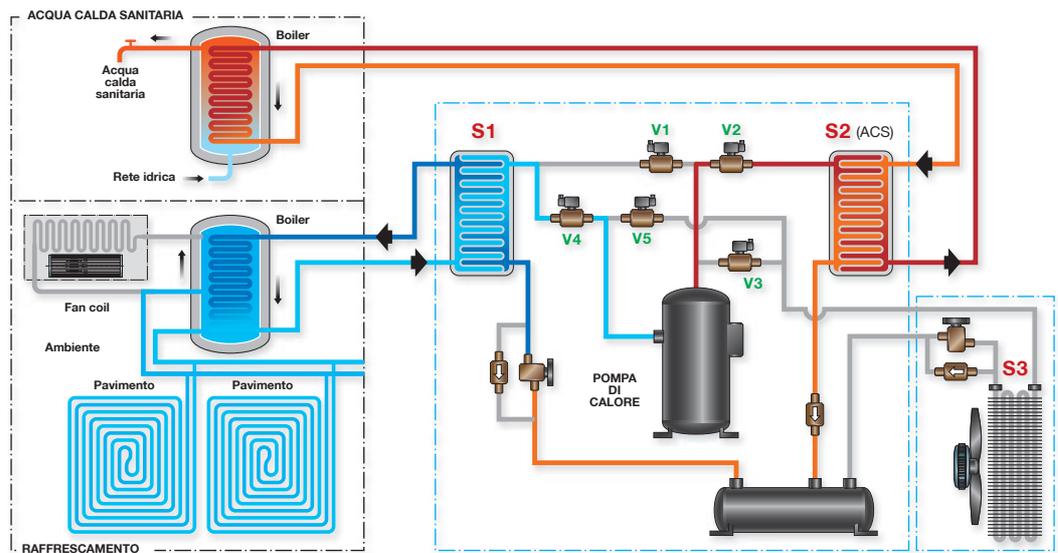
## Configurazione Invernale



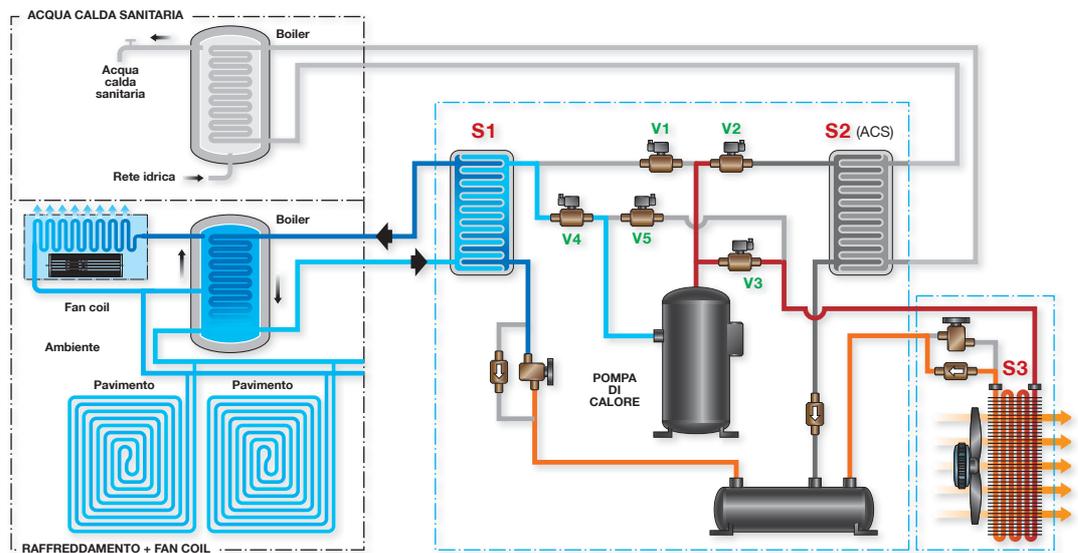
## Acqua Calda Sanitaria / Primaveraile



## Configurazione Estiva ( Recupero Totale di Calore )



## Configurazione Estiva



## Linee guida per la realizzazione di impianti polivalenti

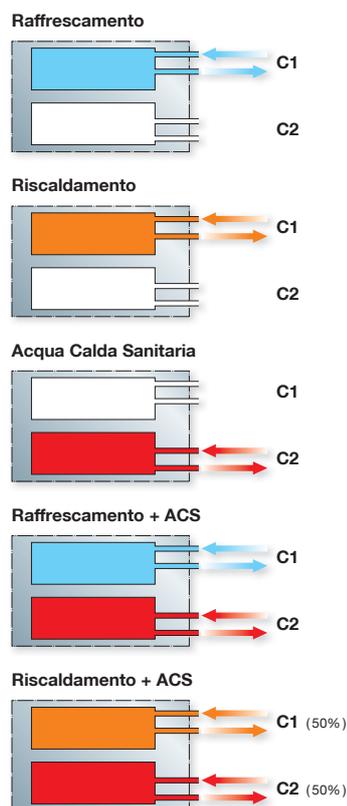
Per le **macchine acqua/acqua**, si possono fare le seguenti precisazioni (essendo la batteria alettata sostituita da uno scambiatore a piastre che lavora sull'acqua "lato sorgente"):

- **FASE ESTIVA:** la condensazione sarà ad acqua sullo scambiatore "lato sorgente".
- **FASE INVERNALE:** per la produzione di acqua per il riscaldamento, l'evaporazione è sullo scambiatore a piastre "lato sorgente", e la condensazione sempre "lato utente"; lo stesso avviene nella produzione di acqua calda sanitaria, con l'ovvio spostamento della condensazione dal piastre lato impianto a quello lato ACS.
- **MEZZA STAGIONE:** Produzione di sola ACS con evaporazione sempre sullo scambiatore a piastre "lato sorgente".

Nelle versioni acqua/acqua il lato sorgente può essere rappresentato da acqua di falda, così come dal fluido di un campo sonde geotermico e via dicendo.

Infine, nel caso di **macchine bicircuito**, va specificato che è possibile che un circuito lavori sulla produzione di ACS ed un altro continui a condensare sull'acqua calda dell'impianto di riscaldamento. Questa soluzione premette la massima flessibilità.

A seguire le modalità possibili per una macchina bicircuito.



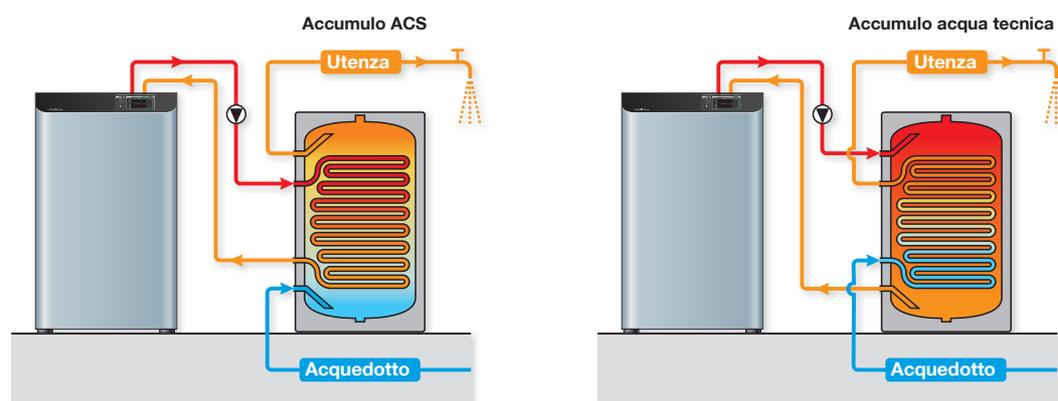
Come si può osservare, si tratta di macchine che trovano il loro impiego durante tutto l'anno. Ciò è possibile grazie all'adozione di un circuito frigorifero assai "flessibile" gestito da un sistema di regolazione che richiede hardware e software particolarmente evoluti.

Come detto sopra, la produzione di ACS avviene con priorità: ciò significa che, quale che sia la modalità di lavoro lato impianto (riscaldamento o raffreddamento), la macchina commuterà nella modalità ACS nel momento in cui riceverà segnalazione del fabbisogno da parte della sonda dell'accumulo ACS o da un analogo termostato.

Occorre fare alcune precisazioni:

Prima di tutto, va ricordato le unità polivalenti (sia ON/OFF, sia modulanti) NON sono adatte all'utilizzo come riscaldatore "rapido", quindi un accumulo termico per la produzione di ACS dovrà essere sempre (necessariamente) previsto.

Quando si fa riferimento alla produzione di acqua calda sanitaria si intende lo stoccaggio di energia termica in un accumulo di acqua "tecnica"; l'acqua ad uso sanitario deve essere riscaldata mediante una serpentina in inox contenuta all'interno dell'accumulo; in tal modo si evita stoccaggio di acqua sanitaria e non è necessario prevedere la gestione di un ciclo antilegionella (vedere schemi idraulici consigliati per maggiori dettagli). Questa soluzione, che a nostro avviso è preferibile, è illustrata con maggiore dettaglio nel paragrafo relativo all'accumulo di ACS.



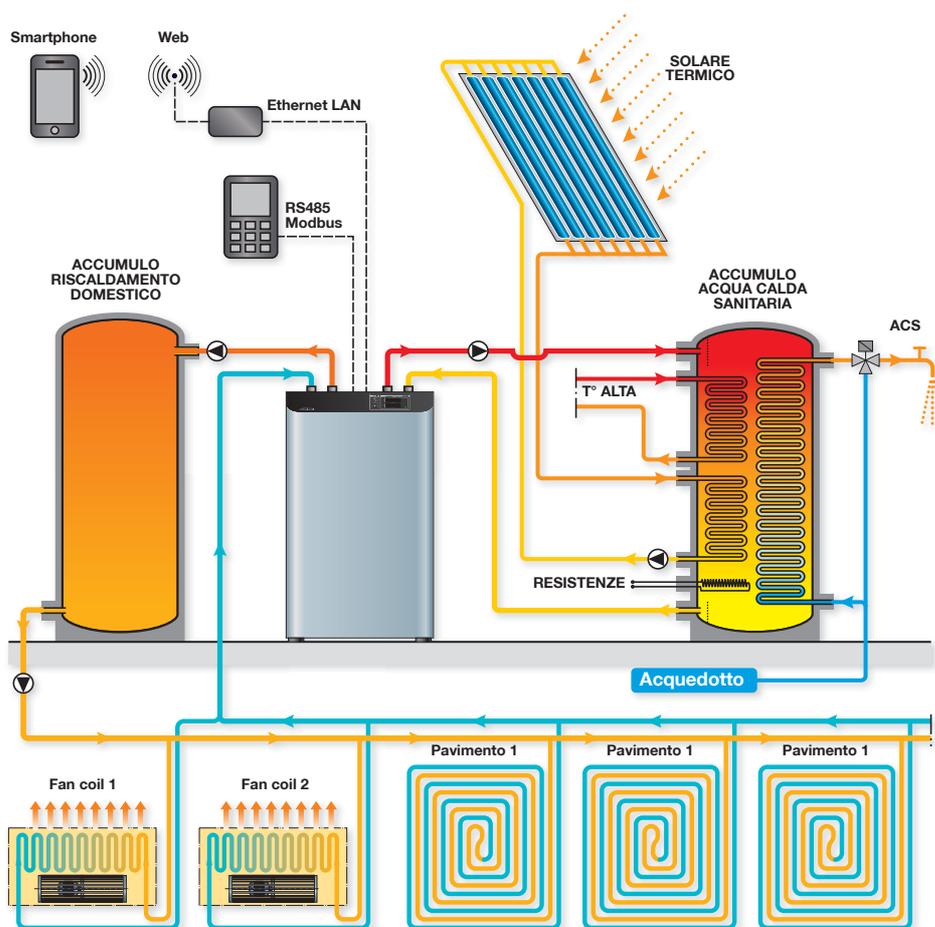
Per completezza, ricordiamo che - nel caso in cui il progettista decidesse comunque per lo stoccaggio di ACS- l'accumulo dovrà essere idoneo allo stoccaggio di acqua potabile ed essere dotato di una serpentina (sulla quale lavora la macchina polivalente) di superficie tale da permettere uno scambio termico commisurato alla potenza della macchina, considerate le temperature di lavoro della stessa e la temperatura di stoccaggio dell'ACS all'interno dell'accumulo. Ricordiamo che l'ACS non deve assolutamente essere in contatto con il circuito idraulico delle unità polivalenti (una separazione deve sempre essere prevista).

In tal caso, inoltre, dovrà essere gestito un ciclo legionella (il software delle unità polivalenti è comunque predisposto allo scopo) sfruttando, in generale, un riscaldatore supplementare (es. una resistenza elettrica). Va detto che a ciò corrisponderà in generale un certo dispendio di energia, che si potrebbe evitare con lo stoccaggio di acqua tecnica.

In merito al controllo della Legionella, riportiamo in appendice un estratto delle "Linee Guida Trento e Bolzano per la prevenzione e controllo Legionellosi; Gazzetta Ufficiale n° 103 del 05.05.2000".

## Componenti principali di un impianto polivalente

Con riferimento allo schema seguente, descriviamo brevemente i componenti principali di un impianto polivalente:



### Macchina polivalente

Come abbiamo detto è il cuore del sistema polivalente. E' una macchina a 4 attacchi e come tale gestisce due circuiti idraulici completamente indipendenti: da una parte abbiamo la produzione di acqua calda/refrigerata per il riscaldamento/raffreddamento degli ambienti, dall'altra la produzione di ACS.

In fase di definizione della macchina, potrà essere decisa la configurazione della stessa secondo quanto ritenuto più idoneo all'integrazione con l'impianto (per fare un esempio, le pompe di circolazione lato impianto e/o lato ACS potranno essere inserite all'interno della macchina oppure installate all'esterno, ma sempre gestite dalla logica di controllo mediante contatti sul quadro elettrico dell'unità).

La parte collegata all'impianto di riscaldamento potrà avere o non avere un accumulatore inerziale interno e/o esterno (si vedano le considerazioni esposte più oltre) mentre nell'impianto sarà sempre presente un accumulatore per lo stoccaggio dell'energia necessaria alla produzione di ACS.

Potranno far parte del sistema i pannelli solari termici (collegati all'accumulo ACS mediante apposita serpentina e quindi separati idraulicamente dalla macchina polivalente) ed anche una eventuale altra sorgente ad alta temperatura, che potrà alimentare l'accumulo mediante apposita serpentina posta nella parte superiore dello stesso.

Per la gestione della priorità nella produzione di ACS, la macchina è dotata di una sonda di temperatura da inserire in un pozzetto del serbatoio di accumulatore.

Tale sonda attiverà la produzione di ACS ogni volta che la temperatura dell'accumulo scenderà al di sotto di un valore di soglia impostabile.

In alternativa, potrà essere utilizzato (collegato alla morsetteria del quadro elettrico) il contatto pulito proveniente da un termostato esterno.

## LCP



## MCP



## Accumulo di ACS

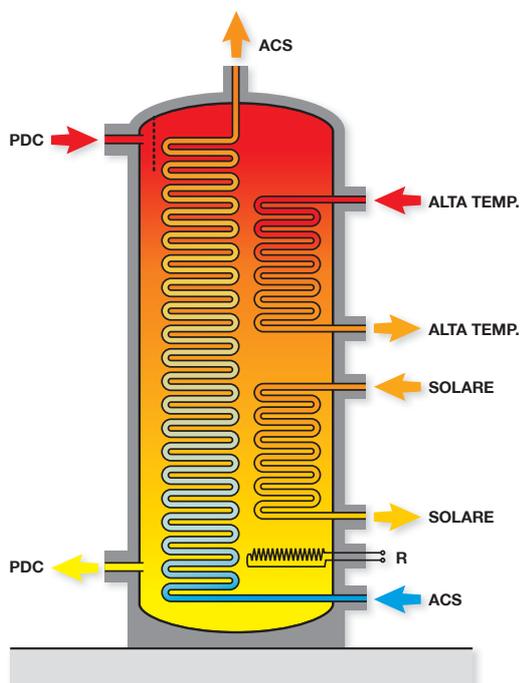
Come detto in precedenza, la funzione dell'accumulo ACS è unicamente quella di stoccare energia in quantità (ed a temperatura) tale da garantire una produzione di ACS pari al fabbisogno giornaliero, alla temperatura richiesta.

Non essendoci stoccaggio di ACS ma solo di energia (perciò si parla di "acqua tecnica") l'accumulo dovrà avere sempre necessariamente una serpentina in Inox per la produzione istantanea.

La superficie di scambio di tale serpentina dovrà essere tale da garantire la produzione di acqua calda almeno alla temperatura minima di comfort (es. 40 °C).

**Al contrario, gli attacchi idraulici per il collegamento alla macchina polivalente saranno privi di serpentina: la macchina lavorerà con tutto il contenuto di acqua dell'accumulo.**

In tal modo il contenuto di acqua dell'accumulo stesso è sufficiente a garantire il corretto funzionamento della macchina (apporto di calore all'ACS senza inutili  $\Delta T$ ), evitando inoltre continui on/off del compressore a motivo del contenuto di acqua ridotto che avrebbe la serpentina e della sua ridotta capacità di scambio.



Come vediamo dalla figura allegata la serpentina per la produzione di ACS sarà sempre quella con superficie maggiore. Le serpentine per il solare e per l'alta temperatura (opzionali) hanno una superficie inferiore (a motivo delle più elevate temperature dell'acqua prodotta da tali sorgenti).

Nella parte inferiore (se possibile) dell'accumulo è opportuno prevedere una resistenza "di emergenza", di assorbimento non superiore alla massima potenza assorbita dalla macchina polivalente.

In caso di avaria, resta in ogni caso possibile la "ricarica" notturna dell'accumulo ed è garantita la produzione di ACS ad una temperatura se non ottimale, almeno accettabile.

Alcune considerazioni specifiche meritano gli attacchi idraulici per la macchina polivalente (nel disegno indicati con la sigla PdC) .

Si noti innanzitutto che la **ripresa** di acqua è **nella parte bassa** e **l'ingresso dell'acqua calda** prodotta dalla Polivalente nella **parte alta** del serbatoio. In corrispondenza degli attacchi idraulici (schematizzati con una linea tratteggiata) sono presenti dei rallentatori di flusso che hanno lo scopo di preservare la stratificazione del serbatoio, evitando che l'acqua calda prodotta, immessa nella parte alta, si mescoli con l'acqua fredda di ripresa (presente nella parte bassa).

**La stratificazione** è fondamentale per garantire non solo il prelievo della quantità di energia necessaria, ma anche (non è secondario) la produzione di ACS ad una temperatura sufficientemente elevata.

Per fare ciò occorre che la parte alta del serbatoio sia mantenuta ad una temperatura (es. 50°C) sempre superiore a quella dell'acqua prodotta (es. 40 °C). Nella parte bassa invece, poiché la temperatura di prelievo dalla rete idrica è di molto inferiore (es. 15 °C) lo scambio termico è sufficiente anche se la temperatura dell'acqua tecnica è quella di ripresa della macchina polivalente

Merita alcune considerazioni aggiuntive la massimizzazione dell'efficacia nell'utilizzo di un accumulo con serpentina per abbinamento pannelli solari.

Con ogni probabilità, nella stagione di maggior irraggiamento, il fabbisogno di energia per l'ACS sarà coperto in larga misura dal funzionamento della macchina polivalente in recupero totale (ammettendo, come è logico che sia, che la stessa venga utilizzata per il condizionamento degli ambienti).

Ciò considerato, la presenza del solare termico non sarebbe indispensabile durante la stagione più calda. Lo stesso non si può dire nella stagione in cui il condizionamento non è necessario, e dunque non si sfrutta il vantaggio del recupero totale. In questo periodo, il pannello solare termico può fornire una parte dell'energia per l'ACS senza (o quasi) consumo di energia elettrica.

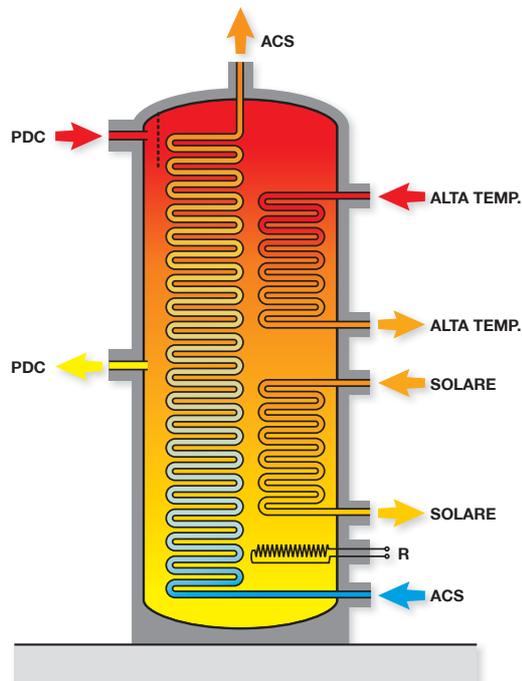
Ciò è possibile a condizione che la temperatura dell'acqua all'interno dell'accumulo, nella zona in cui si trova la serpentina del solare, sia sufficientemente bassa, cioè tale da garantire lo scambio termico con l'acqua prodotta dal pannello (che non ha più le temperature elevate ottenibili nella stagione di massimo irraggiamento).

In altri termini, conviene che la parte bassa del serbatoio, grazie alla stratificazione, sia ad una temperatura inferiore a quella della ripresa della macchina polivalente, ma comunque superiore a quella di ingresso dell'acqua di rete. In pratica occorre pensare a due zone sovrapposte, con la serpentina nella parte bassa e la ripresa dell'ACS al di sopra della serpentina solare.

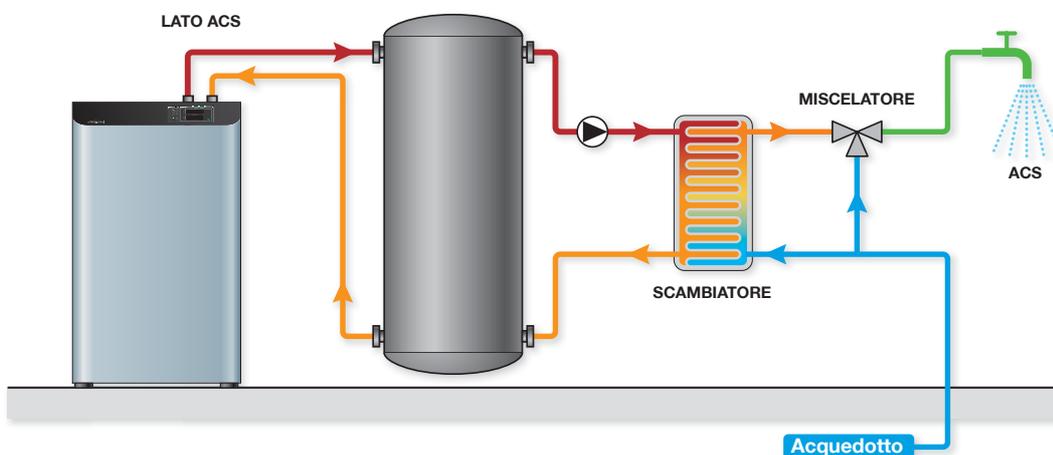
La figura a lato mostra una rappresentazione schematica dell'accumulo descritto in precedenza:

L'acqua di rete che entra nella parte bassa viene in ogni caso preriscaldata dall'energia immessa dal pannello solare, prima di arrivare nella parte alta della serpentina, dove lo scambio sarà con l'acqua tecnica riscaldata dalla macchina polivalente.

Le considerazioni che esporremo in merito alla stima del contenuto minimo di acqua per la produzione di ACS (della polivalente) si applicheranno, in questo caso, alla parte superiore dell'accumulo stesso (in altre parole, il contenuto d'acqua dovrà essere quello fra la ripresa e la mandata della macchina, indicate in figura con "PdC").



In molti casi, è di uso comune l'utilizzo di un cosiddetto "preparatore" di ACS: si tratta in sostanza di un serbatoio con uno scambiatore a piastre esterno che riscalda l'acqua di rete in modo rapido. La pompa di circolazione in figura viene attivata o da un flussostato nel momento in cui c'è ingresso di acqua di rete (a seguito di apertura del rubinetto) oppure anche periodicamente per mantenere in temperatura le piastre dello scambiatore esterno.



Le considerazioni da fare, in fase di dimensionamento, riguarderanno il contenuto del serbatoio di acqua tecnica e le caratteristiche dello scambiatore di calore a piastre.

Nota: ci sono applicazioni in cui l'accumulo lato ACS, in realtà è utilizzato come accumulo di acqua calda (dal recupero totale) per esempio a servizio di una unità di trattamento ari. In quel caso le regole da applicare sono le stesse che riguardano il serbatoio inerziale lato impianto.

Altro aspetto fondamentale è la **coibentazione dell'accumulo ACS**: essa deve limitare al massimo le dispersioni ma anche permettere di mantenere la temperatura utile per un tempo sufficientemente lungo: Infatti, la fase di "ricarica" dell'accumulo e quella di prelievo dell'energia per l'ACS possono essere distanziate anche da un intervallo di tempo piuttosto lungo. Isolanti tipicamente utilizzati sono in poliuretano espanso con spessore di circa 100mm e  $\lambda=0.038$  W/mK.

## Accumulo inerziale lato impianto

In linea del tutto generale si tratta di un semplice accumulo inerziale, con la sola funzione di avere un contenuto di acqua dell'impianto sufficiente a garantire un corretto funzionamento (specificheremo più avanti cosa questo significhi).

In generale abbiamo diverse soluzioni impiantistiche, alcune preferibili rispetto ad altre. In particolare:

### **I. Serbatoio in serie, sul ritorno dell'acqua (in ingresso alla macchina)**

Questa era la soluzione maggiormente adottata (in passato) allo scopo di limitare le oscillazioni della temperatura di ritorno e dunque il numero di avviamenti/ora del compressore. Una soluzione di questo tipo non è oggi necessaria dal punto di vista del compressore, in quanto il numero di avviamenti/ora è gestito dall'elettronica di controllo. Per contro il serbatoio sul ritorno espone i terminali ad una temperatura di lavoro "a gradini" (per esempio -in raffreddamento- compressore acceso = acqua fredda, compressore spento = acqua calda).

### **II. Serbatoio in serie, in mandata (sull'uscita della macchina, verso i terminali)**

Questa soluzione ha il pregio di garantire la riduzione delle pendolazioni di temperatura verso i terminali di impianto. Per contro, la portata di lavoro della macchina è la stessa dell'impianto e, nel caso in cui per esempio terminali siano dotati di valvole 2 vie, occorre tener presente degli squilibri di portata che si possono creare. Se si adottano valvole deviatrici (cosiddette 3 vie) il problema non si presenta.

### **III. Serbatoio in parallelo (disaccoppiamento idraulico con pompa di rilancio verso l'impianto)**

E' la soluzione più raffinata, permettendo di disaccoppiare la portata di lavoro della macchina rispetto alla portata di lavoro dell'impianto (che può anche andare a zero, per esempio in caso di avviamenti critici, fabbisogno termico nullo, ecc...). Per contro la complicazione della parte impiantistica e della regolazione è, seppur di poco, superiore.

Escludendo la soluzione con il serbatoio sul ritorno, per le ragioni esposte, possiamo riassumere le funzioni dell'accumulo lato impianto con riferimento a:

1. Riduzione delle pendolazioni di temperatura verso i terminali di impianto. Nonostante si possa ridurre il contenuto minimo di acqua di un impianto mediante l'utilizzo di algoritmi di regolazione sofisticati, rimane vero che i terminali a bassa inerzia lavorano peggio con temperature di acqua in ingresso "a gradini".

Per maggiori dettagli sull'attenuazione delle pendolazioni vedere l'appendice dal titolo "Effetti inerziali dell'accumulo lato impianto".

2. Mantenimento della temperatura di mandata ai terminali in caso di interruzione della fase di riscaldamento/raffreddamento per la priorità assegnata alla "chiamata" dell'ACS.

3. Riduzione della temperatura di mandata ai terminali, in modalità riscaldamento, durante la fase di sbrinamento (defrost) della macchina aria/acqua, nella stagione invernale.

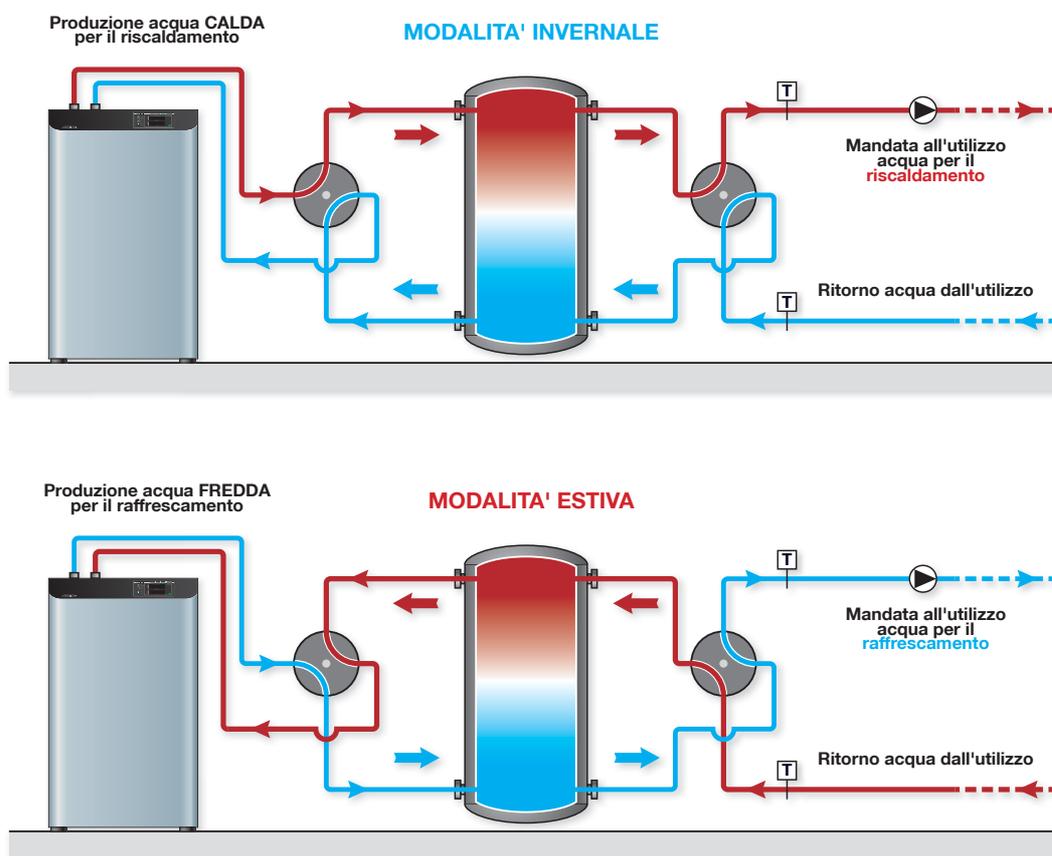
Questo effetto può essere attenuato utilizzando "terminali" ad elevata inerzia termica ma in tutti gli altri casi rappresenta una fonte di discomfort per l'utilizzatore finale.

Come detto sopra, è possibile che l'accumulo riportato nello schema svolga, inoltre, la funzione di "separatore idraulico", in modo da avere completa indipendenza fra la portata di lavoro della macchina e quella dell'impianto di distribuzione. In tal caso occorre prestare molta attenzione alle perdite exergetiche dovute al rimescolamento dei flussi di mandata e di ritorno.

La figura seguente descrive la realizzazione di un circuito in cui 2 valvole 4 vie permettono di immettere e prelevare acqua dal serbatoio seguendo la naturale stratificazione ed evitando perciò le perdite di cui sopra.

Le frecce colorate si riferiscono al funzionamento in fase di riscaldamento (a sinistra dell'accumulo abbiamo la macchina che produce acqua calda e alla destra l'impianto di distribuzione).

Nella modalità estiva le frecce sono invertire: l'immissione dell'acqua fredda prodotta è nella parte bassa dell'accumulo, così come il prelievo verso l'impianto.



NOTA: per tutti gli impianti in cui c'è parzializzazione delle utenze (esempio valvole a due vie sulle batterie o similari) nelle varie condizioni di funzionamento il contenuto di acqua dell'impianto può variare notevolmente. Di ciò occorre tenere conto in fase di dimensionamento degli accumuli.

## Terminali ambiente

Quando parleremo terminali di impianti lo faremo in senso lato, volendo intendere le apparecchiature deputate alla distribuzione del calore negli ambienti (ci riferiremo per semplicità alla fase invernale).

Occorre fare alcune considerazioni in base alle caratteristiche degli stessi; se consideriamo per semplicità due tipologie di terminali, i fan coil e gli impianti radianti a pavimento, possiamo fare alcune considerazioni comuni ed alcune necessarie distinzioni.

1. La prima considerazione, comune a terminali ad elevata e a bassa inerzia, riguarda le temperature dell'acqua. Un impianto basato su macchine a compressione di vapore non sarà, in generale, in grado di fornire acqua alla stessa temperatura al variare delle condizioni esterne. In particolare, il funzionamento in "pompa di calore" risente della temperatura dell'aria esterna, sia per la potenza termica massima sia per la temperatura massima dell'acqua prodotta. Occorre pertanto, stabilite le condizioni più critiche per la macchina, valutare quale sia la potenza termica massima effettivamente disponibile, la temperatura dell'acqua in mandata ai terminali, la potenza termica integrata (al netto delle fasi di defrost – come vedremo oltre).

2. Ovviamente, quali che siano i terminali prescelti, essi dovranno garantire l'apporto termico sufficiente, in relazione al fabbisogno dell'ambiente, con la temperatura dell'acqua effettivamente prodotta dalla macchina. Non di rado si riscontrano problemi pratici dovuti al fatto che, nelle condizioni critiche, oltre alla riduzione (inevitabile dal punto di vista termodinamico) della potenza termica della macchina, si può avere anche una diminuzione della temperatura massima dell'acqua prodotta, con la conseguente diminuzione della capacità di scambio dei terminali, quindi con apporto insufficiente in ambiente. Esistono esempi di realizzazioni perfettamente operanti, che contemplano abbinamenti di radiatori e pompe di calore, ma certamente la selezione dei terminali stessi deve essere fatta con attenzione particolare proprio per le temperature dell'acqua.

3. La velocità di messa a regime dell'ambiente deve essere considerata, in funzione dell'utilizzo previsto. Un impianto radiante non sarà in generale adatto ad applicazioni in cui sia richiesta una messa a regime veloce; per contro in un utilizzo continuativo potrà lavorare con temperature mediamente più "convenienti" dal punto di vista dell'efficienza energetica della macchina termica. In fase di condizionamento, un utilizzo del tipo "al bisogno" (come nel caso dei sistemi split ad espansione diretta) non sarà tecnicamente possibile.

4. Le fasi di sbrinamento delle macchine aria/acqua (defrost) vanno considerate da due punti di vista: occorre che la potenza integrata (al netto di quanto prelevato, per il defrost, dall'acqua dell'impianto) sia tale da far fronte al fabbisogno e contestualmente che la temperatura dell'acqua dell'impianto rimanga almeno tale da permettere ai terminali uno scambio corretto. Per i terminali ad alta inerzia (es. pavimento radiante) la capacità termica degli stessi può essere sufficiente a garantire la riserva di energia necessaria per il defrost. Per i terminali a bassa inerzia (es. fan coil) sarà necessario garantire un contenuto d'acqua sufficiente (come descritto nel capitolo relativo).

## Controllo di umidità e temperatura ambiente

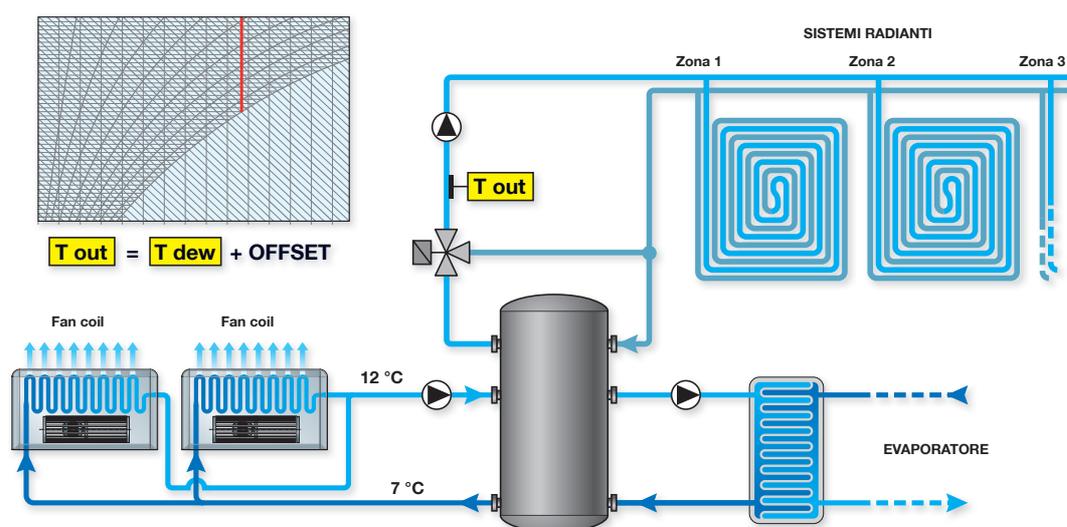
Una pompa di calore, accoppiata a fan coil o altri terminali ventilati (tipicamente da incasso), può attivamente controllare l'umidità degli ambienti, non solo la loro temperatura. L'inserimento di un fan coil nel controsoffitto, affiancato da un sistema radiante, garantisce sia la massima efficienza termodinamica, offerta dal sistema radiante, sia il controllo igrometrico. Infatti, essendo già prevista la produzione di acqua refrigerata per il condizionamento degli ambienti, non è necessario ricorrere ad altri dispositivi (comunque fonte di ulteriore consumo di energia elettrica e con ogni probabilità più rumorosi a causa della presenza di un compressore, per quanto piccolo).

Nella figura seguente è illustrato un piccolo schema impiantistico che descrive il caso di un impianto a pavimento che sui occupa del raffreddamento "sensibile" ( con controllo della temperatura di rugiada) ed un fan coil che gestisce la deumidifica, utilizzando l'acqua a 7 °C prodotta dalla macchina polivalente.

Possiamo fare alcune considerazioni aggiuntive:

1. L'umidità si comporta approssimativamente come un gas perfetto, quindi l'azione di deumidifica (o umidifica) può essere "puntuale" ma gli effetti si estendono in brevissimo tempo a tutto il volume d'aria dell'ambiente.

2. Allo scopo di ottimizzare l'efficienza del sistema, NON è necessario che la macchina polivalente produca in continuo acqua alla temperatura di 7°C, è possibile lavorare anche a temperature mediamente più elevate (più vicine a quelle richieste dalla parte radiante) modificando il set point solo in caso di richiesta di deumidifica, per esempio da parte di un comando evoluto, lo stesso che gestisce anche il fan coil.



Come illustrato in figura, la temperatura di mandata alla parte radiante dovrà essere tale da evitare certamente fenomeni di condensa (ossia essere superiore alla temperatura di rugiada che sarà determinata per esempio dal comando del fan coil, attraverso la misura dell'umidità relativa in ambiente e della temperatura di bulbo secco).

## Temperature dell'acqua ed avviamenti - controllo di condensazione

Il compressore del ciclo frigorifero delle pompe di calore garantisce un elevato rendimento termodinamico poiché è di tipo scroll.

Tali compressori, nelle versioni con variazione continua della velocità di rotazione, si mantengono lubrificati attraverso un flusso d'olio, garantito da una minima differenza di pressione tra aspirazione e mandata (non dalla forza centrifuga come nei compressori a velocità fissa).

Se tale differenza di pressione dovesse venir meno, l'olio non passerebbe più, con evidenti rischi di grippaggio degli organi meccanici. Un allarme di bassa pressione alla mandata ferma la macchina in questo frangente, per evitare spiacevoli conseguenze. Una bassa pressione di condensazione corrisponde, per un fluido, ad una bassa temperatura e infatti, se si sottrae calore troppo velocemente al fluido condensante, si osserva un crollo della sua pressione.

Quindi, mentre la pompa di calore è in modalità riscaldamento, se l'acqua dell'accumulo è troppo fredda (la macchina è stata spenta per molto tempo oppure è il primo avvio stagionale o non si è dimensionato correttamente l'accumulo) essa sottrae troppo velocemente calore al fluido condensante. Sulle macchine con compressori ON/OFF (velocità di rotazione costante) la lubrificazione può essere mantenuta ma in ogni caso, a causa del crollo della pressione di evaporazione, si ha un significativo abbassamento della pressione di evaporazione con conseguente innesco di cicli di defrost inutili ed anche, in qualche caso, intervento del pressostato di bassa.

E' dunque necessario ridurre artificialmente lo scambio termico nel condensatore; le modalità sono due:

- Usare una pompa di ricircolo ad inverter: essa ridurrà con continuità la portata che attraversa il condensatore della pompa di calore, riducendo lo scambio termico, mantenendo quindi inalterate le temperature e le pressioni alla mandata del compressore. L'inverter della pompa è comandato direttamente dal processore di controllo dell'unità, che si basa sui valori di pressione registrati istante per istante nel condensatore.

Questa soluzione consente un controllo accurato e la riduzione della potenza assorbita dalla pompa di ricircolo, quindi la consigliamo.

- Usare una valvola a tre vie tra il condensatore e l'accumulo, che consenta, se aperta, un bypass di acqua calda (in uscita dal condensatore) che vada a pre-riscaldare la portata fredda proveniente dall'accumulo. In questo caso la portata che passa per il condensatore rimane costante (è la temperatura che varia) ottenendo un effetto analogo a prima sul fluido frigorifero. La valvola a tre vie è gestita tramite l'elaborazione di un segnale proveniente da una sonda di temperatura all'ingresso del condensatore, lato acqua. Questa soluzione fa funzionare la pompa a regime costante.

## Stima del Fabbisogno di acqua calda sanitaria

Scopo del presente capitolo è fornire alcuni strumenti “accessibili” per la stima del fabbisogno di energia per la produzione giornaliera di acqua calda ad uso sanitario.

Come chiarito nella premessa alla presente pubblicazione, non vogliamo sostituirci al lavoro del progettista ma semplicemente fornire uno strumento di calcolo di accesso immediato, che permetta di stimare l’ordine di grandezza delle quantità in gioco.

Ciò si rende necessario anche per l’abitudine a ragionare come se nel sistema fosse presente una caldaia, la quale ha una potenza di picco tale da evitare qualsiasi discomfort per l’utente finale anche in caso di dimensionamenti poco generosi degli accumuli.

Si tratta di un metodo semplificato basato sulla raccomandazione R03/3 del CTI (Comitato Termotecnico Italiano). Per completezza ricordiamo che la R03/3 è stata sostituita dalle UNI/TS 11300-1:2008 e UNI/TS 11300-2:2008. Per lo scopo che ci siamo prefissi (ossia “farsi una idea”) crediamo che si possa procedere facendo riferimento al metodo proposto dalla R03.

L’idea è quella di:

1. Stimare un fabbisogno di energia per la produzione di ACS tenendo in considerazione la tipologia di edificio (destinazione e superficie), il numero di occupanti, le temperature in gioco, ecc..
2. Definire la potenza minima che deve avere la macchina polivalente (per la produzione di ACS), una volta fissato un tempo “ragionevole” per la ricarica termica dell’accumulo.

Specifichiamo fin da subito che la potenza termica necessaria così come stimata con questo metodo potrà essere anche sensibilmente diversa da quanto necessario per il riscaldamento dell’edificio: nella selezione della macchina dovremo quindi privilegiare il modello che garantisca il soddisfacimento della richiesta più elevata (nelle condizioni di aria esterna più critiche).

## Edifici ad uso RESIDENZIALE



Possiamo stimare il fabbisogno di energia per la produzione di acqua sanitaria dalla relazione seguente:

$$Q_{ACS} = V_{ACS} \times \rho_w \times C_{S,w} \times N_{gg} \times (T_w - T_0)$$

Dove:

$Q_{ACS}$  Fabbisogno termico per la produzione di ACS (kJ)

$V_{ACS}$  Fabbisogno giornaliero di ACS ( l/giorno )

$\rho_w$  densità dell'acqua (kg/m<sup>3</sup>)

$C_{S,w}$  Calore specifico dell'acqua ( = 4186 J / kg°C )

$N_{gg}$  Numero dei giorni considerati per il calcolo ( per semplicità = 1)

$T_w$  Temperatura di utilizzo dell'ACS prodotta in °C; 40 °C convenzionalmente

$T_0$  Temperatura dell'ACS in ingresso (rete) in °C; 15 °C convenzionalmente

Immaginando di “ricaricare termicamente” l'accumulo in un certo intervallo di tempo potremo esprimere la potenza minima necessaria per la macchina polivalente con la semplice relazione:

$$P_{ACS} = \frac{Q_{ACS}}{t_{RT}}$$

Dove:

$P_{ACS}$  Potenza richiesta (W) per far fronte al fabbisogno QACS, per il tempo tPdC

$t_{RT}$  tempo di funzionamento in modalità ACS per la ricarica dell'accumulo (s)

Per valori convenzionali di prelievo dalla rete a 15°C e produzione a 40 °C abbiamo i seguenti fabbisogni, per **edifici ad uso abitativo** (corretti per il numero dei servizi e per il tipo di gestione dell'impianto):

Superficie lorda abitazione (m <sup>2</sup> )	Fabbisogno acqua VACS (l/m <sup>2</sup> giorno)	Fabbisogno energia EACS (kJ/m <sup>2</sup> giorno)
S < 50	3	314
50 ≤ S < 120	2,5	262
120 ≤ S ≤ 200	2	210
S > 200	1,5	157

I fattori correzione cui si faceva riferimento sono i seguenti:

Numero servizi	Fattore di correzione Fs
1	1
2	1,33
≥ 3	1,66

Tipo di gestione	Fattore di correzione Fg
Autonoma	0,9
Non autonoma	1

Un esempio di calcolo (ambiente residenziale di 200 m<sup>2</sup>, con 2 servizi, gestione autonoma) secondo il metodo proposto è il seguente:

Dati di ingresso e valori ricavati dalle tabelle:

SLORDA (m <sup>2</sup> )	VACS (l/m <sup>2</sup> giorno)	EACS (kJ/m <sup>2</sup> giorno)	Fs	Fg	TRT (ore)
200	2	210	1,33	0,9	3



Fabbisogno ACS (l/giorno)	Fabbisogno Energia (kJ/giorno)	Potenza Polivalente (kW)
479	50274	4,7

La potenza richiesta deve ovviamente essere garantita nelle condizioni critiche di progetto.

Occorre notare che la potenza calcolata è quella di "ricarica" giornaliera dell'accumulo già in temperatura.

Qualora l'impianto sia soggetto ad "uso intermittente" (per esempio venga acceso per il solo week end) occorrerà tenere conto del tempo necessario a portare in temperatura l'intero accumulo partendo dalla temperatura di equilibrio al momento dell'accensione



## Edifici ad uso DIVERSO DA RESIDENZIALE

In questo caso si può fare riferimento ai fabbisogni di energia (per persona al giorno) nelle tabelle seguenti.

Tipologia edificio	Fabbisogno VACS (l/persona giorno)	Fabbisogno EACS (kJ/persona giorno)
Albergo - camera con doccia	60	6280
Albergo - camera con vasca	120	12600
Albergo - servizi comuni	50	5240
Collegi - altre comunità	50	5240
Ospedali - servizi comuni	50	5240
Cliniche - servizi in camera	120	12600
Uffici	20	2100
Stabilimenti con docce	40	4190

Il calcolo visto in precedenza andrà modificato con l'introduzione di due coefficienti moltiplicativi (per il numero di persone e per il fattore di occupazione che esprime la contemporaneità prevista). I due coefficienti che discriminano il tipo di gestione ed il numero di servizio, non vengono più considerati

Vediamo un esempio di calcolo per 20 persone in camere di albergo con vasca, con fattore di occupazione pari a 0,8 e con un tempo di ricarica di 4 ore.

Dati di ingresso e valori ricavati dalle tabelle:

N° persone	VACS (l/pers. giorno)	EACS (kJ/pers. giorno)	Focc	TRT (ore)
20	120	12600	0,8	4



Fabbisogno ACS (l/giorno)	Fabbisogno Energia (kJ/giorno)	Potenza Pdc (kW)
960	201600	14,0

Come nel caso precedente la potenza richiesta deve ovviamente essere garantita nelle condizioni critiche di progetto.

## Tabelle di utilità

Riportiamo nelle tabelle a seguire (tratte da articoli di settore oltre che dalle pubblicazioni tecniche di molti costruttori di accumuli per produzione di ACS) alcune indicazioni sul consumo di ACS legato ad attività varie:

### STIMA CONSUMO ACQUA CALDA

Tipologia di utilizzo	Litri al giorno	Note
Scuole	5	Per persona
Caserme	30	Per persona
Industrie	20	Per persona
Uffici	5	Per persona
Campeggi	30	Per persona
Palestre	35	Per utilizzatore
Lavanderie	6	Per kg lavati
Ristoranti	10	Per pasto
Bar	2	Per consumazione

Solo a titolo informativo, nella tabella seguente si possono trovare i consumi stimati di ACS per le comuni attività domestiche :

### CONSUMO domestico ACS

Tipologia di utilizzo	Litri a 40 °C	kWh 10-40 °C
lavaggio mani	2 ÷ 5	0,07 ÷ 0,17
Lavaggio capelli	5 ÷ 15	0,17 ÷ 0,52
Stoviglie a mano	13 ÷ 20	0,45 ÷ 0,70
Doccia	30 ÷ 50	1,00 ÷ 1,70
Vasca	120 ÷ 150	4,20 ÷ 5,20

Dalla tabella sopra possiamo -per esempio- stimare quale potrebbe essere il prelievo di picco dall'accumulo nel caso di 3 docce successive in una abitazione residenziale.

### Stima della disponibilità di energia in riscaldamento

A differenza di quanto fatto nel caso precedente, non forniremo (volutamente) alcuna indicazione di massima che possa far pensare di stimare il fabbisogno termico dell'edificio mediante calcoli approssimativi. Il tema è troppo complesso e la variabilità, da caso a caso, è tale che l'utilizzo di qualsivoglia dato tabellare porterebbe con ogni probabilità a valutazioni grossolanamente errate. Assumiamo quindi che il fabbisogno termico dell'edificio, nelle condizioni critiche di progetto, sia il risultato del lavoro del professionista esperto, e per noi un dato di ingresso del nostro ragionamento.

La cosa che ci pare fondamentale, poiché la macchina selezionata dovrà fare fronte a tale fabbisogno, è piuttosto fornire alcune informazioni che evitino lo spiacevole inconveniente di trovarsi sul campo con una potenza insufficiente a garantire il comfort all'utilizzatore finale.

Per fare questo considereremo alcuni aspetti che derivano dalla termodinamica dei fenomeni, dalle caratteristiche dei compressori, dal funzionamento intrinseco delle unità.

### Potenza termica in funzione della temperatura dell'aria esterna

Senza entrare nel merito della trattazione matematica del ciclo frigorifero possiamo semplicemente ricordare che la portata in massa di refrigerante sviluppata dal compressore dipende dalla densità del gas aspirato.

Durante il funzionamento in pompa di calore, o in produzione di ACS, il compressore si trova ad aspirare refrigerante evaporato nella batteria alettata, che sottrae in tal modo il calore all'aria esterna (il calore che potrà essere riversato in ambiente grazie al lavoro di compressione).

La densità del gas aspirato diminuisce al diminuire della temperatura dell'aria esterna e ciò porta inevitabilmente ad una diminuzione della potenza termica disponibile al diminuire della temperatura esterna. Di tale fenomeno occorre tenere conto, anche perché contemporaneamente (al diminuire della temperatura esterna) è presumibile che cresca il fabbisogno termico dell'edificio per il riscaldamento.

Occorre quindi ragionare sulla potenza effettivamente resa nelle condizioni critiche. A titolo di esempio facciamo notare che passando dalle condizioni nominali (7 °C con u.r. 87%) alla temperatura di -5 °C di aria esterna, la potenza termica di una pompa di calore diminuisce di circa il 25-30% !

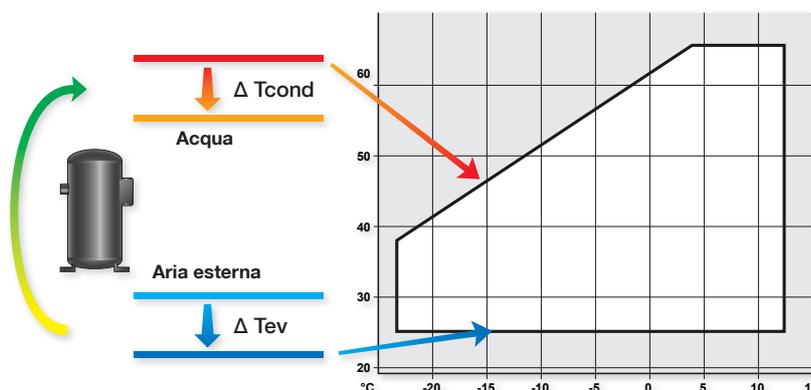
E' chiaro che ragionando in tal modo, la macchina selezionata sarà decisamente "generosa" nelle condizioni di aria esterna al di sopra del valore critico, quando la potenza termica resa cresce e il fabbisogno dell'edificio diminuisce.

In tal senso è rilevante il vantaggio offerto da macchine con controllo della capacità, in particolare se si tratta della modulazione continua di una macchina con compressore "sincrono" (con motore a magneti permanenti) la cui efficienza elettrica si mantiene ottimale anche in regolazione.

## Temperatura massima dell'acqua prodotta e temperatura esterna

Questo è un aspetto fondamentale, in particolare per la produzione di ACS e per garantire il corretto apporto di energia in ambiente (potenza resa dai terminali) .

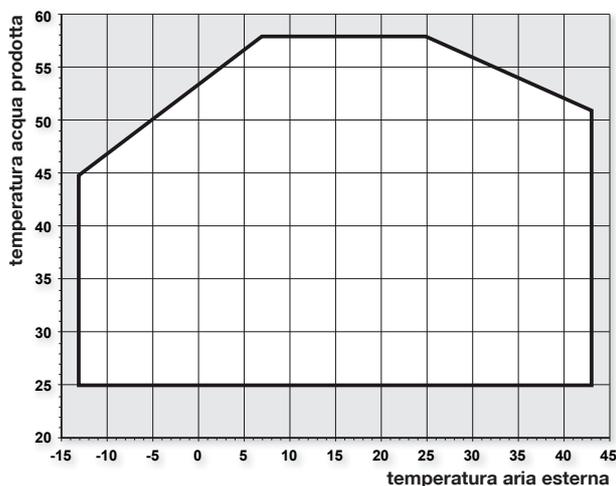
Il grafico seguente chiarisce come l'andamento del campo di lavoro della macchina (in particolare per la massima temperatura dell'acqua prodotta in riscaldamento/ACS) sia legato al campo di lavoro del compressore:



*Il grafico che si trova nella parte destra dell'immagine, mostra il campo di lavoro del compressore: in ascissa le temperature di evaporazione , in ordinata le temperature di condensazione (la zona interna alla figura è il campo di lavoro permesso)*

In altri termini, fissata la temperatura dell'aria esterna, esiste un DT che determina la temperatura di evaporazione del ciclo frigorifero. A fronte di ciò, visto il campo di lavoro del compressore, esiste un "limite" alla temperatura di condensazione e dunque anche per la temperatura dell'acqua prodotta.

La figura seguente mostra un tipico esempio di andamento della temperatura dell'acqua prodotta in funzione dell'aria esterna:



## Potenza integrata al netto degli sbrinamenti

Iniziamo il ragionamento con una affermazione netta: le pompe di calore aria/acqua sbrinano.

Si tratta di una procedura (il cosiddetto sbrinamento) che permette alla macchina aria/acqua (ovviamente le acqua/acqua non ne hanno bisogno) di contrastare il progressivo “brinamento” della batteria evaporante che, in particolare in alcune condizioni di temperature/umidità, tende a ricoprirsi di brina (che può diventare anche ghiaccio, specie nella parte più bassa della batteria stessa) .

Il fenomeno descritto porta ad una progressiva perdita della capacità di scambio termico, con conseguente riduzione della temperatura (pressione) di evaporazione, la quale -in assenza di “contromisure”- arriverebbe fino al valore di intervento del pressostato di bassa oppure fuori dal campo di lavoro del compressore stesso. In ogni caso, il brinamento progressivo produce un altrettanto progressivo calo della potenza termica della macchina. Da qui l’esigenza di attivare una procedura che permetta di eliminare la brina dalla batteria e ripristinare uno scambio termico accettabile. E’ la fase di sbrinamento (defrost) che consiste nell’inversione del ciclo frigorifero, cosicché la batteria da evaporante diventi condensante e l’energia apportata dal gas caldo (desurriscaldato e condensato) permetta lo scioglimento del ghiaccio ed il drenaggio, dal pacco alettato, dell’acqua risultante dallo scioglimento della brina.

Questa operazione richiede un discreto apporto di energia, che è funzione della quantità di ghiaccio formatasi sulla batterie esterna. L’energia necessaria vien prelevata dall’acqua calda dell’impianto (poiché la macchina è passata in modalità refrigeratore) che dunque subisce una riduzione più o meno sensibile della temperatura.

Abbiamo già parlato dell’importanza di tenere conto della variazione della potenza resa in funzione della temperatura esterna; analizzeremo ora il concetto di potenza termica integrata.

I costruttori di macchine riportano tipicamente dei coefficienti moltiplicativi che permettono di calcolare la potenza termica integrata, partendo dai valori “continui” alle diverse temperature dell’aria. Un esempio è il seguente:

Coefficienti moltiplicativi	Temperatura dell'aria a bulbo secco (°C)			
	-5	0	5	>5
Comando base	0,89	0,88	0,94	1,00
Avanzato	0,91	0,9	0,94	1,00

In sintesi, considerando che le fasi di defrost implicano che la macchina inverta la modalità di funzionamento, dobbiamo pensare che la potenza termica fornita in un dato intervallo di tempo, durante il defrost non solo sia nulla, ma sia in realtà contrastata da una potenza termica di segno negativo (potenza frigo). Ragionando in tal modo, e stimando la durata dei cicli di defrost, possiamo stimare una potenza integrata, ossia la potenza termica continua equivalente (come energia ceduta all'acqua) alla potenza fornita al netto della potenza negativa corrispondente ai cicli di sbrinamento.

In generale un ciclo di sbrinamento presenta un tempo di pausa prima dell'inversione (fermo del compressore), un tempo di funzionamento a ciclo invertito (potenza negativa), una pausa a compressore spento per il drenaggio dell'acqua di defrost; Se  $N_{DEF}$  è il numero di defrost su base oraria, possiamo definire (e calcolare) le seguenti tempistiche:

- $t_1$  Pausa prima dell'inizio del funzionamento in chiller per il defrost
- $t_d$  Durata del funzionamento in chiller per lo sbrinamento
- $t_2$  Pausa dopo la fine del funzionamento in chiller
- $t_{stop}$  Tempo totale a compressori fermi
- $t_{DEF}$  Durata totale del funzionamento in chiller (defrost)
- $t_{PdC}$  tempo effettivo di funzionamento in pompa di calore (nell'arco di un'ora)

Che saranno legate dalle relazioni:

$$t_{DEF} = t_D \times N_{DEF}$$

$$t_{STOP} = (t_1 + t_2) \times N_{DEF}$$

$$t_{HP} = 60 - t_{DEF} - t_{STOP}$$

Calcolando la media pesata sui tempi delle potenze potremo scrivere:

$$P_{H, med} = \frac{P_{heat} \times t_{PdC} - P_{DEF} \times t_{DEF}}{60}$$

Dove:

- $P_{HEAT, m}$  potenza termica effettiva, considerati i cicli di sbrinamento
- $P_{HEAT}$  potenza termica in pompa di calore, alle condizioni specificate (aria ext. ed acqua)
- $P_{DEF}$  potenza frigorifera durante il ciclo di sbrinamento (chiller)
- $t_{DEF}$  durata totale del funzionamento in chiller
- $t_{PdC}$  tempo effettivo di funzionamento in pompa di calore (nell'arco di un'ora)

Vediamo un esempio numerico:

### Dati di ingresso

Potenze			Tempistiche ciclo Defrost		
P <sub>HEAT</sub> (kW)	N <sub>Def</sub> (cicli/ora)	P <sub>DEF</sub> (kW)	t <sub>1</sub> (min)	t <sub>d</sub> (min)	t <sub>2</sub> (min)
15	2	15	0,5	2	0,5

Da questi dati si ricavano le seguenti tempistiche e quindi una stima della la potenza media al netto dei 2 defrost/h:

Tempistiche su base oraria			➔	Valore medio
t <sub>stop</sub> (min)	t <sub>DEF</sub> (min)	t <sub>Pdc</sub> (min)		P <sub>HEAT, m</sub> (kW)
2	4	54		12,5

Che corrisponde ad una riduzione pari a circa il 16,7% del valore “continuo”

Il calcolo eseguito, per quanto si tratti di una stima approssimativa, ci dice l'importanza della selezione corretta, specie nel caso in cui la pompa di calore sia la sola fonte di calore per l'impianto.

*Nota: il metodo proposto è ovviamente semplificato; essendo le potenze termiche, in particolare quella in raffreddamento, funzioni della temperatura dell'acqua, il problema andrebbe risolto per via integrale e non con un semplice bilancio.*

## Caratteristiche dell'accumulo impianto

Abbiamo già parlato dell'importanza del contenuto d'acqua dell'impianto dal punto di vista inerziale, vedremo ora l'influenza della dimensione dell'accumulo in relazione alle temperature in fase di defrost.

Proponiamo di eseguire una semplice verifica, per esempio una volta selezionato l'accumulo per il suo effetto inerziale, imponendo che alla fine del ciclo di defrost la temperatura minima dello stesso (considerato per semplicità omogeneo) sia almeno pari ad un valore che consideriamo il limite inferiore (per esempio quello che mantiene la potenza scambiata dai terminali, o la temperatura dell'aria prodotta, ad un valore sufficiente).

*Nota: Anche in questo caso faremo ricorso ad un metodo semplificato.*

Definite le seguenti grandezze:

$P_{DEF}$	Potenza frigorifera durante il ciclo di sbrinamento (chiller)
$t_{def}$	Durata del funzionamento in chiller per lo sbrinamento
$T_{INIZ}$	Temperatura iniziale del fluido (es .acqua)
$T_{FIN}$	Tempo totale a compressori fermi
$\rho$	Densità del fluido
$C_S$	Calore specifico del fluido
$\Delta T_{DEF}$	diminuzione di temperatura del fluido a seguito del defrost
$E_{DEF}$	Energia trasferita al fluido nel defrost
$V_{H_2O}$	Volume di fluido minimo per avere una temperatura finale non inferiore a $T_{FIN}$
$V_{H_2O, SP}$	Volume minimo per kW di potenza termica della PdC

Potremo scrivere la semplice relazione:

$$V_{H_2O} = \frac{E_{DEF} \times 1000}{\rho_{DEF} \times C_S \times \Delta T_{DEF}}$$

Dove:

$$E_{DEF} = P_{DEF} \times t_{DEF} \times 60$$

$$\Delta T_{DEF} = T_{IN} - T_{FIN}$$

Per chiarire meglio il concetto proponiamo un esempio di calcolo (assumendo di considerare la potenza in defrost circa pari alla potenza termica in pompa di calore, qualora non si disponga di tabelle con l'andamento della potenza frigorifera in funzione della temperatura dell'aria e dell'acqua):

Dati di ingresso

Potenze e tempistiche			Temperature		Prop. Fisiche	
P <sub>HEAT</sub> (kW)	P <sub>DEF</sub> (kW)	t <sub>def</sub> (min)	T <sub>INIZ</sub> (°C)	T <sub>FIN</sub> (°C)	ρ (kg/m <sup>3</sup> )	C <sub>s</sub> (kJ/kg °C)
45,0	45,0	2,0	50	40	990	4,187

Da cui i dati di defrost e a seguire il contenuto minimo dell'accumulo:

Dati defrost		➔	Contenuto minimo	Contenuto specifico
DT <sub>DEF</sub> (°C)	E <sub>DEF</sub> (kJ)		V <sub>H2O</sub> (l)	V <sub>H2O</sub> (l/kW)
10	5400		130	2,9

È chiaro che si tratta di una stima ed un margine di sicurezza sarebbe consigliabile...

*Nota: il metodo proposto è ovviamente semplificato; essendo le potenze termiche, in particolare quella in raffreddamento, funzioni della temperatura dell'acqua, il problema andrebbe risolto per via integrale e non con un semplice bilancio.*

## Caratteristiche e selezione dell'accumulo sanitario

Scopo del presente capitolo è quello di stimare quale possa essere la temperatura minima dell'accumulo alla fine di un prelievo di acqua calda che si possa considerare (per i dati di progetto) un "picco di prelievo".

*Nota: Anche in questo caso faremo ricorso ad un metodo semplificato.*

Immaginiamo per semplicità di prelevare per un dato tempo un certo volume di acqua calda (che entra nell'accumulo alla temperatura della rete ed esce alla temperatura di progetto). Possiamo immaginare che, nella peggiore delle ipotesi la temperatura dell'accumulo scenda immediatamente e la macchina polivalente si attivi per contrastare la diminuzione della temperatura stessa. In queste condizioni avremo un flusso di calore entrante nell'accumulo (la potenza della macchina polivalente) ed uno uscente (il prelievo di ACS); la differenza fra i due determinerà il prelievo netto di energia dal serbatoio.

In altri termini, definite le grandezze:

$V_{ACS}$	Prelievo di acqua calda sanitaria dall'accumulo, in litri
$P_{PdC}$	Potenza della pmpa di calore (o frazione) che lavora sull'accumulo di ACS, in kW
$t_{ACS}$	Durata del prelievo di ACS dall'accumulo, in minuti
$T_{IN}$	Temperatura di ingresso dell'ACS dalla rete (15 °C tipicamente)
$T_{ACS}$	Temperatura di uscita dell'ACS dall'accumulo (40 °C tipicamente)
$T_{INIZ}$	Temperatura iniziale dell'accumulo (media) in °C
$T_{FIN}$	Temperatura finale dell'accumulo (media) in °C (valore minimo accettabile)
$E_{PdC}$	Energia trasferita all'accumulo dalla PdC nel tempo di prelievo, in kJ
$E_{ACS}$	Energia asportata dall'acs nel tempo di prelievo, in kJ
$V_{H_2O}$	Volume minimo dell'accumulo, per avere una temperatura finale non inferiore a $T_{FIN}$

Avremo:

$$V_{H_2O} = \frac{(E_{ACS} - E_{PDC}) \times 1000}{\rho \times C_S \times (T_{INIZ} - T_{FIN})}$$

Dove:

$$E_{PdC} = P_{PdC} \times t_{ACS} \times 60$$

$$E_{ACS} = \rho \times V_{ACS} \times C_S \times (T_{ACS} - T_{IN})$$

Anche in questo caso un esempio numerico può chiarire l'applicazione:

Dati di ingresso						
Potenze e tempistiche			Temperature ACS		Temp. accumulo	
V <sub>ACS</sub> (litri)	P <sub>pdc</sub> (kW)	t <sub>ACS</sub> (min)	T <sub>IN</sub> (°C)	T <sub>ACS</sub> (°C)	T <sub>INIZ</sub> (°C)	T <sub>FIN</sub> (°C)
60	5,0	10	15	40	50	45

Da cui si ricavano le due energie entranti ed uscenti e dunque il volume minimo di acqua dell'accumulo:

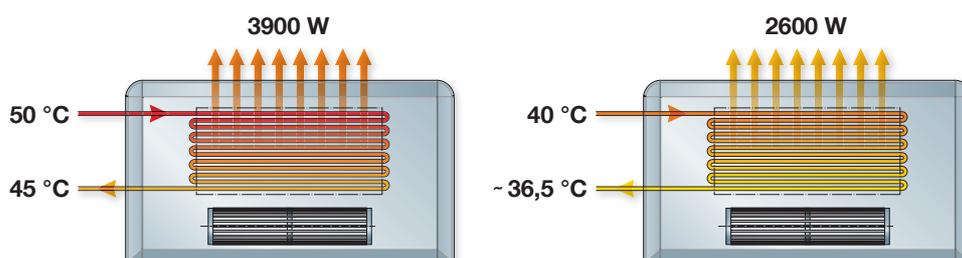
Calore scambiato		→	Contenuto minimo
E <sub>pdc</sub> (kJ)	E <sub>ACS</sub> (kJ)		V <sub>H2O</sub> (l)
3000	6216		155

Anche in questo caso si tratta di una stima ed un margine di sicurezza sarebbe consigliabile...

## Caratteristiche dei terminali

Scopo del capitolo è riportare alcune brevi considerazioni in merito alla potenza trasferita all'ambiente in condizioni "critiche", In altri termini vedremo con un esempio numerico come varia la potenza resa in riscaldamento in funzione della temperatura dell'acqua in ingresso (a portata costante). Saranno considerati per semplicità i ventilconvettori, per i quali i programmi di calcolo dei costruttori rendono immediata tale verifica.

Consideriamo un modello che alimentato con acqua alle temperature di 50 °C in ingresso e 45 °C in uscita, con aria ambiente a 20 °C, ci dia un potenza termica di 3900 W circa (ai quali corrisponde una portata di circa 680 l/h). Supponiamo ora che la portata resti invariata e che, a causa di un defrost con contenuto di acqua insufficiente, la temperatura dell'acqua in ingresso crolli fino a 40 °C (rimanendo la portata invariata). La potenza resa diventa circa pari a 2600 W !!!



Questo piccolo esempio mostra l'importanza della stima delle temperatura dell'acqua nelle fasi critiche.

## Selezione dell'unità polivalente

Sulla base delle considerazioni espone nei capitoli precedenti, ci pare che si possa suggerire il metodo di selezione dell'unità polivalente così come schematizzato nel diagramma a seguire.

Come primo passo si selezionerà una macchina polivalente con sulla base della potenza richiesta alle condizioni di progetto per la fase di riscaldamento.

Le grandezze da verificare come passo successivo saranno quelle relative alla resa al netto dei defrost, con aria alle condizioni di progetto, la temperatura dell'acqua prodotta e la potenza scambiata dai terminali in quelle condizioni di acqua in ingresso.

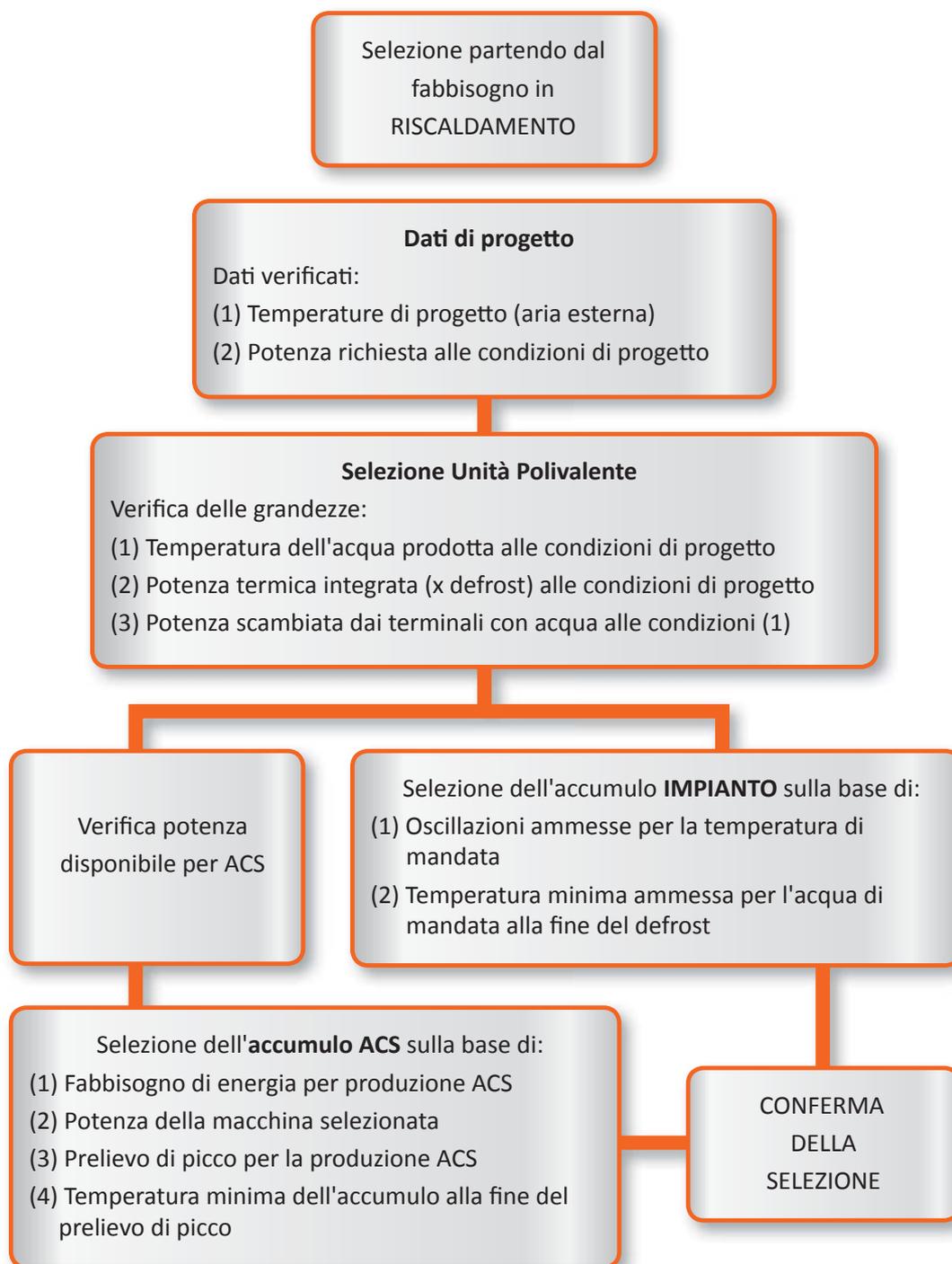
Se la verifica da esito positivo si può passare alla verifica degli accumuli per la produzione di ACS e per l'impianto di riscaldamento.

Per l'accumulo ACS si verificherà il contenuto minimo di acqua, in funzione del fabbisogno di energia per l'ACS, della potenza della macchina selezionata per l'ACS e della temperatura minima che deve avere l'accumulo alla fine del prelievo "di picco".

L'accumulo lato impianto verrà selezionato sulla base dell'effetto inerziale e per la funzione di riserva di energia nella fase di defrost.

L'esito positivo di tutte queste verifiche confermerà la selezione della taglia della macchina polivalente.

Lo schema della pagina seguente illustra il metodo proposto.



Il suggerimento di verificare la selezione sia per il fabbisogno di ACS sia per la potenza richiesta in riscaldamento deriva dal fatto che, a seconda della classe dell'edificio e del numero di occupanti, i fabbisogni in termini di potenza richiesta possono essere anche molto diversi (pensiamo ad una costruzione in classe A con un solo abitante oppure alla stessa però con 4 abitanti che usufruiscono dell'ACS in successione ogni mattina).



## Appendice: Effetti inerziali dell'accumulo lato impianto

In caso di macchina con compressori ON/OFF (senza modulazione della capacità), nella pratica l'azione dei compressori è intermittente, in quanto la richiesta frigorifera dell'utenza può non coincidere con quella erogata dall'unità. Negli impianti a basso contenuto di acqua, dove l'effetto di inerzia termica della stessa è meno sensibile, è opportuno verificare che il contenuto d'acqua della sezione in mandata verso gli utilizzatori soddisfi la seguente relazione:

$$\frac{P_F \Delta\tau}{\rho \times C_S \times \Delta T \times N_S}$$

- V      Contenuto d'acqua sezione utilizzatori [m<sup>3</sup>]
- C<sub>S</sub>    Calore specifico del fluido [J/(kg°C)]
- ρ      Densità del fluido [kg/m<sup>3</sup>]
- Δt     Tempo minimo fra 2 ripartenze dei compressori [s]
- ΔT     Differenziale ammesso sulla T acqua [°C]
- P<sub>F</sub>    Potenza frigorifera [W]
- N<sub>S</sub>    N° gradini di parzializzazione

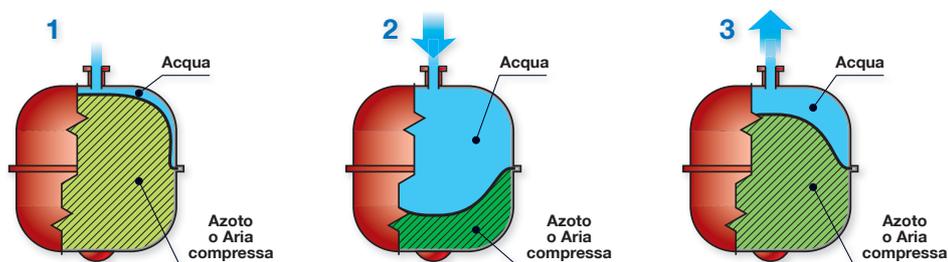


## Appendice: Dimensionamento e precarica dei vasi di espansione impianto

Come noto, lo scopo del vaso di espansione è quello di compensare le dilatazioni termiche del fluido termovettore in un circuito chiuso (che può essere causa finanche di rotture delle tubazioni), nonché di contrastare gli effetti dannosi legati al “colpo d’ariete” (il fenomeno che si presenta in una condotta quando il flusso del liquido in movimento viene repentinamente arrestato dalla rapida chiusura di una valvola). Nella presente appendice prenderemo in esame il vaso chiuso a membrana, tipicamente precaricato in azoto.

Il vaso di espansione chiuso è costituito da un involucro metallico esterno e una membrana di gomma (materiale elastico) interna collegata all’impianto idraulico. All’aumentare del volume di acqua nel circuito, la membrana si espande. Questa espansione sarà contrastata da un gas che riempie l’interno dell’involucro metallico. Una volta terminata l’espansione dell’acqua del circuito, il gas che è stato compresso, provvederà a respingere l’acqua nel circuito primario

In figura l’effetto di compensazione del volume mediante espansione della membrana (compressione del gas).



Una formula di uso comune (fonte ISPESL), per la stima del volume minimo del vaso d’espansione, è la seguente:

$$V_{VASO} = \frac{V_W \times (E_F - E_i)}{1 - \left( \frac{P_{MIN}}{P_{MAX}} \right)}$$

Dove:

$E_f$  ed  $E_i$  sono i coefficienti di espansione del fluido alla temperatura finale ed iniziale (massima e minima di esercizio); sono riportati nella tabella a seguire, per l’acqua.

$P_{max}$  e  $P_{min}$  sono le pressioni assolute massima e minima di esercizio ( la pressione minima è data dalla precarica del vaso, che deve essere almeno 0.15-0.30 bar superiore alla pressione statica nel punto in cui è installato il vaso stesso), ed infine  $V_w$  è il volume di fluido contenuto nell’impianto.

T	E	T	E	T	E
0°C	0,0001	35°C	0,0058	70°C	0,0227
5°C	0,0000	40°C	0,0078	75°C	0,0258
10°C	0,0003	45°C	0,0098	80°C	0,0290
15°C	0,0009	50°C	0,0121	85°C	0,0324
20°C	0,0018	55°C	0,0145	90°C	0,0359
25°C	0,0030	60°C	0,0170	95°C	0,0396
30°C	0,0043	65°C	0,0198	100°C	0,0434

Come esempio di calcolo prendiamo i valori:

$$T_2 = 90 \text{ °C}$$

$$T_1 = 15 \text{ °C}$$

$$P_{\text{MIN}} = 1.5 \text{ bar,g}$$

$$P_{\text{MAX}} = 3.5 \text{ bar,g} \quad V_w = 1200 \text{ l}$$

$$V_{\text{VASO}} = \frac{1000 \times (0.0359 - 0.0009)}{1 - \left( \frac{2.5}{4.5} \right)} \cong 95 \text{ l}$$

NOTA: se nell'impianto fosse presente un liquido antigelo, bisognerebbe tener conto che questo ha un coefficiente di dilatazione termica superiore a quello dell'acqua, quindi il vaso di espansione avrebbe un dimensionamento maggiore.

## Appendice: Legionellosi negli impianti termici

Estratto delle "Linee Guida Trento e Bolzano per la prevenzione e controllo Legionellosi; Gazzetta Ufficiale n° 103 del 05.05.2000".

### **METODI DI PREVENZIONE E CONTROLLO DELLA CONTAMINAZIONE DEL SISTEMA IDRICO**

Si riporta di seguito una rassegna della metodiche attualmente possibili che andranno adottate previa valutazione del singolo impianto, del sistema idrico e dell'ambiente nel quale si opera. Le misure di lotta a lungo termine sono comunque legate ad una buona progettazione degli impianti, in particolare negli ospedali, negli stabilimenti termali e nei ricoveri per anziani.

#### **8.1 - TRATTAMENTO TERMICO**

L'effetto inattivante dell'aumento della temperatura è stato dimostrato sia negli ospedali che in alberghi. Impianti dell'acqua calda mantenuti a temperature superiori ai 50°C sono meno frequentemente colonizzati da Legionella.

L'aumento della temperatura dell'acqua calda è uno dei metodi correntemente adoperato per il controllo della legionella nell'impianto di distribuzione dell'acqua. Una temperatura superiore a 60°C inattiva la legionella in modo proporzionale al tempo di esposizione. (I limiti di temperatura di  $48^{\circ} \pm 5^{\circ} \text{C}$  previsti all' art. 5, comma 7 del D.P.R. n.412 del 26.8.1993 "si applicano agli impianti termici.....destinati alla produzione centralizzata di acqua calda.....per una pluralità di utenze di tipo abitativo.....").

##### **8.1.1 - Shock termico**

Il metodo

Elevare la temperatura dell'acqua a 70-80°C continuativamente per tre giorni e far scorrere l'acqua quotidianamente attraverso i rubinetti per un tempo di 30 minuti. Alcuni autori raccomandano di svuotare preventivamente i serbatoi dell'acqua calda, di pulirli ed effettuare una decontaminazione con cloro (100 mg/L per 12-14 ore).

E' fondamentale verificare che, durante la procedura, la temperatura dell'acqua nei punti distali raggiunga o ecceda i 60°C; se questa temperatura non viene raggiunta e mantenuta la procedura non fornisce garanzie.

Alla fine della procedura si devono effettuare dei prelievi d'acqua e dei sedimenti in punti distali dell'impianto e procedere ad un controllo batteriologico.

In caso di risultato sfavorevole, la procedura deve essere ripetuta fino al raggiungimento di una decontaminazione documentata.

Dopo la decontaminazione il controllo microbiologico deve essere ripetuto periodicamente secondo i criteri riportati nel paragrafo 9.1.4.

##### **Vantaggi**

Non richiede particolari attrezzature e quindi può essere messo in atto immediatamente, vantaggio non trascurabile in presenza di un cluster epidemico.

##### **Svantaggi**

Richiede tempo e personale, o l'installazione di sonde a distanza, per controllare la temperatura dell'acqua nei punti distali, nei serbatoi e il tempo di scorrimento dell'acqua. Inoltre è una modalità di disinfezione sistemica ma temporanea in quanto la ricolonizzazione dell'impianto idrico può verificarsi in un periodo di tempo variabile da alcune settimane ad alcuni mesi dopo lo shock termico se la temperatura dell'acqua circolante ritorna al di sotto dei 50°C.

### **8.1.2 - Mantenimento costante della temperatura tra 55-60°C all'interno della rete ed a monte della miscelazione con acqua fredda.**

Questa tecnica pur garantendo una buona efficacia presenta l'inconveniente degli elevati consumi di energia e di conseguenza di costi elevati, a volte non compatibili con generali criteri di economia energetica. Inoltre, potrebbe presentare problemi di sicurezza per gli utenti della rete idrica.

In pratica:

nel caso di impianti a doppia regolazione, la prima (costituita da un termostato regolato a 55-60°C) serve a regolare la temperatura di accumulo, mentre la seconda (costituita da un miscelatore) serve a regolare la temperatura di distribuzione dell'acqua calda a 42-44°C.

In base alle temperature normalmente utilizzate, la legionella non può svilupparsi nei bollitori, ma soltanto nelle reti di distribuzione e di ricircolo.

Per ottenere la disinfezione termica di questi impianti si può:

- 1. by-passare il miscelatore con una valvola elettrica a due vie asservita ad un orologio programmatore,**
- 2. fissare (con l'aiuto di un termostato) a 60°C la temperatura di produzione dell'acqua calda;**
- 3. mandare in temperatura la valvola di by-pass per mezz'ora nel periodo notturno** considerato a minor consumo d'acqua, facendo circolare acqua a 60°C.

**Nel caso di impianti in cui l'acqua calda è prodotta e distribuita a 45-48°C**, ad una temperatura leggermente superiore a quella di utilizzo, la regolazione finale è lasciata ai singoli rubinetti. Date le temperature relativamente basse, la legionella può colonizzare sia i bollitori, sia le reti di distribuzione e di ricircolo. La disinfezione termica, in questi impianti non è agevole per almeno tre motivi:

1. possono essere utilizzati solo sistemi di regolazione a punto fisso con almeno due livelli: quello di esercizio (45-48°C) e quello di disinfezione (60°C);
2. è difficile tenere sotto controllo i tempi della disinfezione, perché bisogna elevare la temperatura non solo dei bollitori, ma anche delle reti di distribuzione;
3. anche dopo il periodo di disinfezione, si è costretti a distribuire acqua troppo calda, non essendoci regolazione a valle dei bollitori. Normalmente, considerando tali difficoltà, conviene cambiare sistema di regolazione e adottare quello con termostato e miscelatore.





**Galletti S.p.A.**

Via L.Romagnoli 12/a  
40010 Bentivoglio (BO) ITALY  
Tel + 39 051 8908111  
Fax + 39 051 8908122/3  
e-mail: [info@galletti.it](mailto:info@galletti.it)