

**POSIZIONE DI AiCARR
SUL D.Lgs. 28/11
PER GLI ASPETTI RIGUARDANTI
LE RINNOVABILI TERMICHE**

© 2011 AiCARR
via M. Gioia, 168 - 20125 Milano
Tel. 02.67479270 - Fax 02.67479262
www.aicarr.org

Prima edizione 2011

I diritti di traduzione, di memorizzazione elettronica, di riproduzione e di adattamento totale o parziale, con qualsiasi mezzo (microfilm, copie fotostatiche compresi), sono riservati per tutti i Paesi.

Nessuna parte di questo libro può essere riprodotta con sistemi elettronici, meccanici o altro senza l'autorizzazione scritta dell'Editore.

Finito di stampare nel mese di novembre 2011
Prodotto interamente realizzato in Italia

I POSITION PAPER DI AiCARR

AiCARR, associazione culturale senza scopo di lucro, crea e promuove cultura e tecnica per il benessere sostenibile.

Nata nel 1960, AiCARR si è sempre occupata delle problematiche relative all'uso consapevole dell'energia e delle risorse naturali oltre che dell'innovazione delle infrastrutture energetiche, sia nel settore impiantistico che in quello edilizio.

Gli scopi fondamentali di AiCARR sono la produzione e la diffusione della cultura del benessere sostenibile e la formazione e lo sviluppo professionale degli operatori di settore, al fine di incrementarne la qualificazione, il contributo alla discussione ed alla elaborazione delle normative di settore, la collaborazione, in qualità di autorevole interlocutore, con altre Associazioni ed Enti governativi, italiani ed europei. I settori di interesse di AiCARR sono la progettazione del sistema edificio-impianto, il progresso e la diffusione delle norme tecniche, l'innovazione delle tecnologie impiantistiche ed edilizie ai fini del risparmio energetico, la manutenzione degli impianti, la riqualificazione energetica degli edifici esistenti, l'utilizzo delle fonti di energia rinnovabile.

AiCARR conta oltre 2600 Soci fra Progettisti, Costruttori di macchine, Installatori, Manutentori, Accademici, Ricercatori, Studenti, Funzionari di Enti e Agenzie Governative e di Istituzioni nazionali e internazionali, scientifiche e operative. I soci AiCARR sono, spesso ai massimi livelli, attori del mondo della climatizzazione e del risparmio energetico. In questo senso, le posizioni di AiCARR nel settore energetico sono la sintesi del punto di vista di esperti "super partes".

I position paper di AiCARR sono il frutto del lavoro congiunto degli esperti e presentano la posizione ufficiale dell'Associazione su argomenti di particolare interesse nel settore energetico.

Michele Vio
Presidente AiCARR

INDICE

1 - Premessa	1
2 - Scopo e struttura del documento	1
SINTESI DELLA POSIZIONE DI AiCARR	3
PARTE 1: CRITICITA' DEL DECRETO E PROPOSTE AiCARR	
1.1 - Energia prodotta da fonte rinnovabile e risparmio di energia primaria	9
1.2 - La produzione di energia da fonte rinnovabile con pompa di calore	9
1.2.1 - Il calcolo della quantità di energia da fonte rinnovabile prodotta da una pompa di calore: criticità e proposte di correzione	11
1.2.1.1 - <i>Appiattimento della percentuale di energia da fonte rinnovabile per elevati SPF</i>	11
1.2.1.2 - <i>Errori nella stima dell'energia da fonte rinnovabile dovuti all'utilizzo dell'equazione adottata dal D.Lgs. 28/11</i>	12
1.1.1.2.1 - <i>La penalizzazione delle pompe di calore alimentate con altri combustibili</i>	13
1.1.1.2.2 - <i>Il problema dei sistemi misti (pompa di calore integrata con altri generatori)</i>	14
1.2.2 - Suggerimenti di AiCARR per correggere le criticità	17
1.2.2.1 - <i>Metodo AiCARR</i>	17
1.3 - La realtà dei Paesi mediterranei: l'importanza della climatizzazione estiva	18
1.3.1 - Limiti percentuali e consumi assoluti: rischi connessi alla impostazione scelta	19
1.4 - Il recupero termico sull'aria espulsa: perché deve essere considerato come fonte di energia rinnovabile	19
1.4.1 - Ulteriori motivi per cui il recupero di calore deve essere considerato come fonte energetica rinnovabile	21
1.5 - Il Free-Cooling: perché deve essere considerato come fonte di energia rinnovabile	21
1.6 - Il recupero di calore dalla condensazione dei gruppi frigoriferi in funzionamento estivo	22
1.7 - La produzione ottimizzata dell'energia frigorifera	24
1.8 - La rigenerazione delle sorgenti geotermiche	25
1.9 - Il teleriscaldamento ed i sistemi cogenerativi e trigenerativi alimentati da combustibili fossili	27
1.10 - Il solare termico	30
1.11 - Energia spesa per il pompaggio dei fluidi vettori	30
1.12 - I biocombustibili e le biomasse	30
PARTE 2: SUGGERIMENTI PER MIGLIORARE LA PRECISIONE DEL CALCOLO	
2.1 - Introduzione	35
2.2 - Valori medi stagionali e valori puntuali	35
2.2.1 - Limiti dei valori medi stagionali	35
2.2.2 - Il calcolo corretto secondo i valori puntuali	35
2.2.2.1 - <i>La penalizzazione della produzione con REP<1</i>	37
2.2.2.2 - <i>Il superamento dell'appiattimento della percentuale di energia prodotta da fonte rinnovabile per elevati SPF</i>	39
2.3 - Problemi connessi al calcolo dei fabbisogni energetici	40
2.3.1 - Generalità sui calcoli dei consumi energetici	40
2.3.2 - Aspetti da considerare attentamente nei bilanci	41
2.4 - Come tenere conto dell'influenza del clima: il Bin Method	41
2.4.1 - Limiti del Bin Method e possibili correzioni	42
2.5 - Proposte AiCARR per il calcolo	44
ALLEGATO A: Le pompe di calore	49
ALLEGATO B: Le prestazioni delle pompe di calore	53
ALLEGATO C: Il free-cooling	56
ALLEGATO D: La sovrapposizione dei carichi	63
ALLEGATO E: Il recupero di calore dai gruppi frigoriferi	65
ALLEGATO F: L'ottimizzazione della produzione delle pompe di calore	67
ALLEGATO G: La costruzione delle curve di frequenza oraria della temperatura e dell'umidità relativa esterne	69
ALLEGATO H: Lo sbrinamento nelle pompe di calore ad aria	71

POSIZIONE DI AiCARR SUL D.LGS. 28/11

PER GLI ASPETTI RIGUARDANTI LE RINNOVABILI TERMICHE

1 - Premessa

AiCARR è un'associazione culturale senza scopo di lucro, che crea e promuove cultura e tecnica per il benessere sostenibile e che dal 1960 si è sempre occupata delle problematiche relative all'uso consapevole dell'energia e delle risorse naturali e dell'innovazione delle infrastrutture energetiche, sia nel settore impiantistico che in quello edilizio.

I soci AiCARR sono, spesso ai massimi livelli, attori del mondo della climatizzazione e del risparmio energetico: dai professori universitari ai progettisti, dagli installatori ai costruttori di macchine e componenti per gli impianti.

A dimostrazione dei fini unicamente culturali di AiCARR c'è il fatto che ciascuno di questi attori dispone di altre associazioni per rappresentare le proprie istanze lavorative: dagli ordini professionali nel caso dei progettisti, alle associazioni confindustriali, quale ANIMA, per i costruttori.

Le posizioni di AiCARR nel settore energetico sono quindi la sintesi del punto di vista di esperti "super partes".

AiCARR sente il dovere di intervenire sul D.Lgs. 28/11, in quanto ritiene questo Decreto fondamentale per l'evoluzione futura della concezione, della progettazione e della realizzazione degli impianti di climatizzazione, tema sul quale ha competenze uniche nel panorama italiano.

Alcune considerazioni espresse in questo documento potrebbero apparire banali; in realtà sono frutto di un serrato confronto tra più competenze presenti in AiCARR e lo spirito di questo documento è costruttivo. Inoltre, non si deve dimenticare che gran parte dei commenti AiCARR si riferisce all'applicazione della Direttiva Europea 2009/28/CE.

2 - Scopo e struttura del documento

Per AiCARR è importante che i decreti attuativi che andranno a rendere operativo il D.Lgs. 28/11 siano impostati in modo da favorire realmente il risparmio energetico, sostenendo tutte le tecnologie che possono far raggiungere lo scopo, nessuna esclusa.

Per tale motivo, AiCARR ha ritenuto indispensabile presentare ed analizzare criticamente i problemi e le difficoltà in cui il progettista potrebbe incorrere in alcuni casi, se adottasse un'interpretazione non corretta del Decreto, fornendo suggerimenti su come operare, ovviamente nel rispetto di quanto previsto dalla Direttiva Europea 2009/28/CE sulla promozione dell'uso dell'energia da fonti di energia rinnovabile, recepita in Italia dal D.Lgs. n.28/11.

Il documento è strutturato in 3 parti:

- Sintesi della posizione AiCARR;
- Parte 1: criticità del decreto e proposte AiCARR;
- Parte 2: analisi delle problematiche legate all'utilizzo dei valori medi stagionali e indicazioni sui metodi da utilizzare

ed è completato da Allegati.

Tutti i suggerimenti sono supportati da esempi numerici, al fine di chiarire le differenze tra i risultati ottenuti con il metodo suggerito dal Decreto e quelli ottenuti con il Metodo AiCARR. In ogni caso, per comprendere bene il contenuto del documento, è condizione necessaria leggerlo nella sua interezza, ponendo particolarmente attenzione agli esempi numerici.

SINTESI DELLA POSIZIONE DI AiCARR

Il D.Lgs. 28/11 di recepimento della Direttiva Europea 28/09, comunemente indicata come Direttiva RES, si propone due diverse finalità: definire *“gli strumenti, i meccanismi, gli incentivi e il quadro istituzionale, finanziario e giuridico, necessari per il raggiungimento degli obiettivi fino al 2020 in materia di quota complessiva di energia da fonti rinnovabili sul consumo finale lordo di energia”* e dettare *“norme relative ai trasferimenti statistici tra gli Stati membri”*.

Nel rispetto delle logiche tecnico-scientifiche alla base del Decreto, considerando l'importanza di un giusto mix di approvvigionamenti energetici, anche alla luce di quanto accaduto in Europa dopo lo tsunami in Giappone, e tenendo presente le particolari esigenze dei Paesi dell'area mediterranea, AiCARR ritiene di dover esprimere la propria posizione relativamente alla prima delle due finalità, nel senso che AiCARR non ritiene suo compito analizzare e commentare i metodi di contabilizzazione statistica tra gli Stati, mentre le preme sottolineare come questi non possano e non debbano interferire con il corretto dimensionamento dei sistemi di produzione dell'energia per il riscaldamento, il raffrescamento e la produzione di acqua calda sanitaria ai fini del raggiungimento degli obiettivi previsti dal Decreto, peraltro ben superiori a quelli dell'Accordo 20-20-20.

Analogamente AiCARR, essendo un'associazione culturale, non vuole entrare assolutamente nel merito di come debbano essere elargiti gli incentivi per i sistemi in grado di produrre energia da fonti rinnovabili, compito delegato ad altre associazioni di categoria. AiCARR sottolinea fortemente questa affermazione, per evitare ogni possibile uso strumentale dei contenuti di questo documento, in cui presenta la propria posizione e avanza alcune proposte per risolvere le criticità di cui sopra.

Alcune delle proposte presentate da AiCARR possono sembrare difficilmente sostenibili a livello europeo, pur non essendo affatto in contrasto con lo spirito della Direttiva 28/09. L'obiettivo di questo documento non è modificare gli accordi raggiunti in Europa: ciascuna proposta è finalizzata solamente a far sì che l'obiettivo del 50%, fissato dal Decreto per il 2017 e ben superiore al limite minimo imposto dalla Direttiva Europea, sia raggiunto grazie a sistemi in grado di consumare nel complesso la minor quantità possibile di energia primaria. Ciò è particolarmente importante nel caso di impianti collocati in edifici non residenziali, dove il fabbisogno per il raffrescamento è uguale o superiore a quello per il riscaldamento e per la produzione di acqua sanitaria. Se non si agisce in modo coerente, infatti, si rischia che il numero di casi in cui *“L'impossibilità tecnica di ottemperare, in tutto o in parte, agli obblighi di integrazione...”*, prevista al comma 6 dell'Allegato 3 del Decreto, aumenti a dismisura impedendo di raggiungere gli obiettivi per cui il Decreto stesso è stato concepito.

Questo documento vuole anche essere di stimolo nel processo di revisione delle Parti 1, 2 e 3 delle Specifiche Tecniche UNI/TS 11300, attualmente in corso ed in quello della redazione della versione definitiva della Parte 4, della quale si è appena conclusa l'inchiesta pubblica. Infatti, AiCARR ritiene che le UNI/TS debbano essere necessariamente congruenti con le finalità del Decreto.

Criticità presenti nel D.Lgs. 28/11

Il valore limite di produzione di energia da fonte energetica rinnovabile previsto a regime, fissato pari al 50% nel 2017, è molto più alto di quanto richiesto dalla Direttiva Europea 28/09 ed è, di fatto, difficile se non impossibile da raggiungere in molte utilizzazioni nelle quali il fabbisogno estivo supera quello invernale.

AiCARR evidenzia che il Decreto 28/11 presenta alcune criticità che, se non rimosse, comporterebbero il rischio di far scattare il vincolo dell'impedimento tecnico e quindi di non far raggiungere gli obiettivi del Decreto. Nel seguito sono riportate tutte le criticità del Decreto ed i suggerimenti di AiCARR per far sì che questo venga pienamente rispettato.

Punto 1: Calcolo della quantità di energia da fonte rinnovabile sfruttata da sistemi con pompa di calore

Il metodo di calcolo proposto dal Decreto ha il vantaggio di essere molto semplice. Tuttavia il metodo di calcolo sembra essere finalizzato al settore residenziale, in particolare agli appartamenti singoli, e comporta quattro criticità, nel caso di impianti complessi di media e grande taglia, perché:

- 1) **porta a risultati poco precisi**, non necessariamente coerenti con l'obiettivo dell'Accordo 20-20-20 relativo all'aumento del 20% dell'efficienza energetica, perché spesso premia sistemi di produzione che consumano una maggiore quantità di energia primaria;
- 2) **premia le pompe di calore con efficienza mediocre rispetto a quelle molto efficienti**;
- 3) **non distingue tra sistemi di produzione dell'energia**, perché non considera come viene effettuata l'eventuale integrazione (da resistenza elettrica, da caldaia a condensazione o da altro);
- 4) **penalizza le pompe di calore alimentate da altro combustibile**, quali le pompe di calore ad assorbimento e quelle con motore endotermico.

Inoltre, il metodo di calcolo viene effettuato secondo un valore medio stagionale, cosa che porta ad un'ulteriore criticità perché:

- 5) **viene calcolata in maniera erronea la quantità di produzione da energia da fonte rinnovabile.** Infatti, il calcolo considera contemporaneamente condizioni in cui le fonti di energia rinnovabile non sono sfruttate, perché l'efficienza istantanea della pompa di calore è troppo bassa, con altre in cui queste sono sfruttate.

Suggerimenti AiCARR

Per eliminare le prime quattro criticità AiCARR suggerisce un metodo di calcolo coerente e congruente con le impostazioni della legislazione e delle normative vigenti sull'efficienza energetica, al fine di equiparare tra loro diversi sistemi di generazione, tutti utilizzanti pompe di calore, e di premiare quelli più virtuosi dal punto di vista energetico.

Per eliminare la quinta criticità AiCARR suggerisce di basare il calcolo sui valori medi stagionali solamente in casi semplici, quale l'impianto autonomo in singolo appartamento nel settore residenziale. In tutti gli altri casi il calcolo deve essere effettuato utilizzando i valori relativi alla singola ora di funzionamento, ottenuti con un bin method o con modelli più raffinati.

Punto 2: Valori limite dell'energia da fonte rinnovabile: particolarità del clima mediterraneo

Secondo il Decreto, utilizzando le pompe di calore, lo sfruttamento dell'energia da fonte rinnovabile può avvenire solamente nella produzione di acqua calda sanitaria e nel riscaldamento invernale, mentre il calcolo va effettuato su tutto il consumo energetico annuale, che comprende quello per il raffrescamento estivo. Di conseguenza, ai fini del calcolo, l'energia spesa per il raffrescamento estivo può essere compensata, completamente o in parte, dal surplus di energia da fonte rinnovabile sfruttata in inverno. In termini assoluti questo surplus è tanto maggiore quanto maggiore è il consumo energetico invernale, a parità di ogni altra condizione. Pertanto si può verificare la seguente criticità:

- 1) **qualunque intervento finalizzato a limitare il fabbisogno invernale può essere penalizzante**, perché riduce in termini assoluti il surplus di energia da fonte rinnovabile disponibile per il raffrescamento estivo. Questi interventi possono essere di due tipi, ambedue più efficaci in inverno che in estate:
- aumento dell'isolamento dell'involucro;
 - installazione di sistemi di recupero del calore.

Inoltre, le pompe di calore possono essere ottimizzate in modo diverso, nel funzionamento invernale o in quello estivo. Il metodo di calcolo previsto dal Decreto favorisce quelle ottimizzate nel funzionamento invernale, senza tener conto del fatto che il consumo di energia sia maggiore in inverno (residenziale e alberghiero, limitatamente al Nord Italia) o in estate (terziario, commerciale, ecc.). Ciò può portare ad un'ulteriore criticità perché:

- 2) il Decreto **premia sistemi che consumano una maggiore quantità di energia quando il consumo estivo è maggiore di quello invernale.**

Suggerimenti AiCARR

Per eliminare la prima criticità AiCARR ritiene opportuno premiare tutti i sistemi che possono portare a riduzioni di energia, specialmente nel funzionamento estivo. In tal senso suggerisce di:

- a) considerare come fonte energetica rinnovabile anche il recupero di calore dall'aria espulsa, sia nel funzionamento invernale che in quello estivo;
- b) considerare come fonte energetica rinnovabile anche il Free-Cooling sia diretto che indiretto, da sorgente aerotermica, idrotermica o geotermica;
- c) considerare la produzione di energia frigorifera come un cascame della produzione di energia termica nel funzionamento in pompa di calore e non viceversa, in tutti i casi di richiesta di carichi contemporanei di segno opposto soddisfatti da sistemi a recupero totale;
- d) premiare le pompe di calore che abbiano un'alta efficienza nel funzionamento estivo, nel caso in cui il fabbisogno dell'impianto sia superiore nella stagione estiva;
- e) premiare i sistemi energetici che sfruttano l'energia geotermica in tutti i casi in cui, operando in funzionamento annuale, sono in grado di rigenerare la sorgente termica con cui scambiano calore.

Punto 3: Teleriscaldamento e cogenerazione

IL D.Lgs. 28/11 di fatto considera energia da fonte rinnovabile anche quella proveniente da sistemi di teleriscaldamento, senza specificare se si tratta o meno di sistemi cogenerativi (produzione di energia termica da sfruttamento dei cascami termici della produzione di energia elettrica).

Se così non fosse, ovvero se si considerasse sfruttamento di energia da fonte rinnovabile anche la produzione di energia termica da caldaie collegate a reti di teleriscaldamento, si avrebbe una criticità perché:

- 1) **si premierebbero sistemi che nulla hanno a che vedere con l'energia da fonte rinnovabile.**

Suggerimenti AiCARR

Per eliminare la criticità AiCARR suggerisce di:

- a) considerare i sistemi di teleriscaldamento alla stregua degli altri, effettuando i calcoli di cui al punto 1 (Calcolo della quantità di energia da fonte rinnovabile mediante sistemi con pompa di calore);
- b) premiare i sistemi di cogenerazione e trigenerazione, almeno nel funzionamento invernale, specialmente se abbinati a pompa di calore.

Punto 4: Spesa energetica per il pompaggio dei fluidi

IL D.Lgs. 28/11 non specifica se e in quali casi debba essere considerata anche la spesa energetica per il pompaggio dei fluidi. In particolare, per il solare termico il Decreto considera tutta l'energia prodotta come energia da fonte rinnovabile, indipendentemente dal consumo di energia elettrica per il pompaggio dell'acqua (nullo solo nel

caso di sistemi a circolazione naturale). Questo può portare alla criticità di:

- 1) **considerare equivalenti sistemi che consumano quantità diverse di energia elettrica per il pompaggio dei fluidi.**

Suggerimenti AiCARR

Per eliminare la criticità AiCARR suggerisce di:

- a) premiare i sistemi solari termici che hanno un basso consumo di energia elettrica per il pompaggio del fluido termovettore;
- b) premiare le tipologie impiantistiche che hanno bassi consumi elettrici per la movimentazione dei fluidi termovettori, sia aria che acqua.

Punto 5: Biocombustibili

IL D.Lgs. 28/11 considera tutta l'energia termica prodotta come energia da fonte rinnovabile, indipendentemente dal costo energetico della sua produzione. Questo può portare alla criticità di:

- 1) **premiare eccessivamente i biocombustibili e favorire la speculazione sulla loro produzione.**

Suggerimenti AiCARR

Per eliminare la criticità AiCARR suggerisce di:

- a) considerare nel bilancio di energia anche il consumo necessario per la produzione ed il trasporto dei biocombustibili.
- b) prevedere la possibilità di considerare nel bilancio di energia sull'impianto la quota di biometano immessa in rete.

PARTE 1

PARTE 1

CRITICITA' DEL DECRETO E PROPOSTE AiCARR

Il Decreto si propone due diverse finalità: definire *“gli strumenti, i meccanismi, gli incentivi e il quadro istituzionale, finanziario e giuridico, necessari per il raggiungimento degli obiettivi fino al 2020 in materia di quota complessiva di energia da fonti rinnovabili sul consumo finale lordo di energia”* e dettare *“norme relative ai trasferimenti statistici tra gli Stati membri”*.

Questo documento è relativo solo alla prima delle due finalità, nel senso che AiCARR non ritiene suo compito analizzare e commentare i metodi di contabilizzazione statistica tra gli Stati, mentre le preme sottolineare come questi non possano e non debbano interferire con il corretto dimensionamento dei sistemi di produzione dell'energia per il riscaldamento, il raffrescamento e la produzione di acqua calda sanitaria ai fini del raggiungimento degli obiettivi previsti dal Decreto, peraltro ben superiori a quelli dell'Accordo 20-20-20.

Analogamente AiCARR, essendo un'associazione culturale senza scopo di lucro, non vuole entrare assolutamente nel merito di come debbano essere elargiti gli incentivi per i sistemi in grado di produrre energia da fonti rinnovabili, compito delegato ad altre associazioni di categoria. AiCARR ritiene di dover evidenziare in modo particolare questo concetto per evitare ogni possibile strumentalizzazione.

1.1 – Energia prodotta da fonte rinnovabile e risparmio di energia primaria

Il Decreto 28/11 deriva dalla Direttiva Europea 28/09, a sua volta inserita in un contesto più vasto, che non comprende solamente la climatizzazione degli ambienti abitati, ma l'intero processo di produzione e utilizzo dell'energia. In quest'ambito tradizionalmente si ragiona in termini di energia finale, dove con questo termine si intende l'energia consumata dall'utilizzatore finale. La produzione di energia termica da fonte rinnovabile, effettuata sia con pompa di calore che con solare termico, è calcolata seguendo questa impostazione, che ha l'indubbio vantaggio di essere semplice e facilmente intuibile anche da chi non sia esperto di consumi energetici.

In altri ambiti si ragiona in modo diverso: in particolare, quando si parla di efficienza energetica degli edifici, l'interlocutore è generalmente un tecnico, per il quale è più semplice ragionare in termini di risparmio di energia primaria, in modo da privilegiare gli edifici, gli impianti, i generatori ed in generale il sistema edificio – impianto, che deve consumare una quantità minore di energia *“alla fonte”* e non *“nel punto di consegna”*.

In questa diversità di approccio sta la possibile criticità del Decreto, che non vive di vita autonoma nel panorama legislativo italiano, ma che deve essere coerente con quanto previsto altrove, in particolare in tutta la legislazione e la normativa riguardante l'efficienza energetica in edilizia. E' ovvio che, per essere davvero incisivo, il Decreto debba premiare soprattutto sistemi di generazione dell'energia termica che siano considerati ottimali anche ai fini dell'efficienza energetica. Purtroppo, però, allo stato dei fatti c'è il rischio di provocare una sorta di cortocircuito legislativo, perché ci si può trovare in una situazione in cui una legge obbliga all'utilizzo di un certo sistema di produzione non previsto dal Decreto, come mostrato nel prosieguo di questo documento.

Tale rischio nasce dalla diversa impostazione del Decreto, basato sull'energia finale, e della legislazione sull'efficienza energetica, basata sul risparmio di energia primaria. Tanto per fare degli esempi, il Decreto deve convivere sia con le specifiche tecniche UNI 11300, richiamate dal D.Lgs. 59/09 sia, nel caso specifico della cogenerazione, con il D.M. 5 settembre 2011 sull'incentivazione della cogenerazione ad alta efficienza.

Il rischio viene superato solamente considerando insieme la produzione di energia da fonte rinnovabile ed il risparmio di energia primaria. E' ciò che propone di fare AiCARR, che, nella sostanza, trasforma il risparmio di energia primaria in energia finale, per adattare e rendere congruente quanto previsto dalla legislazione sull'efficienza energetica con quanto previsto dal Decreto. In questo modo, si ottiene l'indubbio vantaggio di far sì che i sistemi di produzione di energia più virtuosi in termini di energia primaria siano anche quelli che producono la maggiore quantità di energia da fonte rinnovabile, al contrario di quanto può accadere seguendo il Decreto nella sua formulazione attuale.

1.2 - La produzione di energia da fonte rinnovabile con pompa di calore

Il calcolo della produzione di energia da fonte rinnovabile con pompa di calore è uno dei punti più delicati del D.Lgs. 28/11, in quanto influisce su molte scelte, non solo tecniche, ma anche politiche.

Con questo documento AiCARR intende mettere in evidenza che per raggiungere l'obiettivo comune del risparmio energetico occorre interpretare con molto buon senso quanto contenuto nella Direttiva Europea.

Per il calcolo dell'energia da fonte rinnovabile ottenuta con una pompa di calore il D.Lgs. 28/11 prescrive l'uso dell'equazione riportata nella Direttiva Europea:

$$E_{RES} = E_{PdC} \left(1 - \frac{1}{SPF_{PdC}} \right) \quad (1.1)$$

dove E_{PdC} è l'energia termica stagionale prodotta mediante la pompa di calore e SPF_{PdC} è il coefficiente di prestazione stagionale della pompa di calore, definito come:

$$SPF_{PdC} = \frac{E_{PdC}}{E_{ass}} \quad (1.2)$$

dove E_{ass} è in generale l'energia spesa per il funzionamento della pompa di calore, compresi gli ausiliari; ovviamente, nel caso di pompe di calore elettriche, è l'energia elettrica.

Il D.Lgs. prescrive anche il valore minimo limite al di sotto del quale non si produce più energia sfruttando una fonte rinnovabile, da calcolare con la relazione:

$$SPF_{Min} > \frac{1,15}{\eta} \quad (1.3)$$

dove per le pompe di calore elettriche η è il rendimento di trasformazione da energia primaria a energia elettrica, calcolato sul potere calorifico inferiore, che tiene conto anche della distribuzione attraverso la rete, e 1,15 è un coefficiente di maggiorazione fissato dalla Direttiva. Convenzionalmente il rendimento è considerato uguale a 0,4 in tutta Europa, per cui $SPF_{Min} = 2,875$; ovviamente, se il valore del rendimento cambiasse, cambierebbe anche il valore limite. Per le pompe di calore ad assorbimento e a motore endotermico η è fissato pari a 1.

Il calcolo effettuato utilizzando la (1.1) deve essere inteso come convenzionale, perché parte da un approccio statistico semplificato, meglio definito in seguito, comunque diverso dall'impostazione propria delle Direttive e delle normative relative all'efficienza energetica. Infatti:

- 1) l'equazione prende in considerazione solo la pompa di calore e non tutto il sistema di generazione, parificando tra loro generatori di integrazione a bassa efficienza, come quelli a resistenza elettrica, con quelli ad elevata efficienza, come le caldaie a condensazione;
- 2) l'equazione propone un calcolo medio stagionale, anziché considerare in modo puntuale quando e se viene effettivamente prodotta energia sfruttando una fonte rinnovabile. Il calcolo medio stagionale comporta gravi errori, poiché, utilizzando un metodo semplificato la quantità di energia prodotta sfruttando le fonti di energia rinnovabile è a volte sottostimata fino ad essere annullata del tutto, altre volte sovrastimata, come nel caso dell'Esempio Numerico 2. L'argomento è molto importante e viene trattato a parte nel paragrafo 2.1.

L'impostazione convenzionale del calcolo secondo le equazioni (1.1) e (1.3) in generale non è congruente con la normativa sull'efficienza energetica e può portare a favorire sistemi che consumano una maggiore quantità di energia primaria. In particolare questa impostazione penalizza tutte le pompe di calore alimentate a metano, sia quelle a compressione collegate ad un motore endotermico che quelle ad assorbimento. Una descrizione delle diverse tipologie di pompe di calore è riportata nell'Allegato A.

L'impostazione convenzionale penalizza inoltre tutte le caldaie a condensazione, che, pur non essendo in grado di sfruttare l'energia da fonte rinnovabile, possono comunque contribuire a limitare i consumi energetici nelle condizioni più gravose per le pompe di calore.

Va ricordato che in genere, soprattutto per il riscaldamento, l'utilizzo dei sistemi a combustibile fossile, quale il metano, permette di utilizzare anche la quantità di calore latente che viene invece persa quando lo stesso combustibile viene utilizzato in centrale per la produzione di energia elettrica. Quindi, come si dirà meglio nel seguito, il confronto tra diverse soluzioni va fatto a parità di energia primaria.

Logica alla base dell'equazione adottata dal D.Lgs. 28/11

Come detto, l'equazione (1.1) è quella riportata dalla Direttiva Europea sulle RES, basata su un approccio prettamente statistico. Indubbiamente, l'equazione permette di effettuare un rapido calcolo della quantità di energia prodotta da ogni Paese membro semplicemente basandosi sul SPF delle pompe di calore installate, senza però parificarle in base all'energia primaria. Ad AiCARR non interessa entrare nel merito della genesi dell'equazione, comunque più dettata da compromessi politici che da valutazioni termodinamiche, quanto piuttosto rilevare come non sia possibile applicare la (1.1) così com'è al Decreto, anche in considerazione dell'elevato valore limite previsto per il 2017 (50% di energia da fonte rinnovabile).

La (1.1) consente il raggiungimento degli obiettivi del Decreto nel caso di climatizzazione estiva solo in pochi casi, quando il fabbisogno di riscaldamento è molto maggiore di quello in raffrescamento: l'equazione permette di raggiungere percentuali di energia prodotta in inverno da fonti rinnovabili superiori al 50%, in modo da lasciare del margine per coprire anche parte o tutta la produzione estiva.

L'Esempio Numerico 1 aiuta a comprendere meglio la questione.

ESEMPIO NUMERICO 1

Si supponga di avere una richiesta di energia per riscaldamento e acqua calda sanitaria di 100.000 kWh: con una pompa di calore con $SPF_{PdC} = 4$ la percentuale di energia da fonte rinnovabile prodotta, secondo la (1.1), è del 75%, per un totale di 75.000 kWh. Infatti:

$$E_{RES} = E_{PdC} \left(1 - \frac{1}{SPF_{PdC}} \right) = 100.000 \left(1 - \frac{1}{4} \right) = 75.000 \text{ kWh}$$

Quindi, poiché la quantità di energia necessaria per soddisfare il 50% del fabbisogno per il riscaldamento e l'acqua calda sanitaria, come prescritto dal Decreto, è pari a 50.000 kWh, restano 25.000 kWh di energia da fonte rinnovabile, in grado di coprire 50.000 kWh di richiesta di raffrescamento.

Da questo punto di vista l'equazione (1.1) è apprezzabile e molto utile, nel caso del settore residenziale: avere metodi semplici, di immediata comprensione, permette anche di semplificare il calcolo di eventuali incentivi economici per le cosiddette rinnovabili termiche, così come proposto da altre associazioni. AiCARR condivide lo spirito di questo approccio, ma sente il dovere di segnalare alcune criticità che si potrebbero verificare se non venisse compreso il valore convenzionale della (1.1), soprattutto quando il fabbisogno in raffrescamento sia prossimo o superiore a quello in riscaldamento. Al paragrafo 1.2.2 sono esposti i criteri proposti da AiCARR per evitare tali criticità, pur lasciando inalterata l'equazione (1.1).

1.2.1 - Il calcolo della quantità di energia da fonte rinnovabile prodotta da una pompa di calore: criticità e proposte di correzione

La Direttiva Europea 28/09 sulle RES considera l'energia finale, mentre le Direttive e la legislazione italiana sull'efficienza energetica considerano l'energia primaria. Non è intenzione di AiCARR entrare nel merito dei due differenti approcci, tuttavia AiCARR vuole sottolineare che il calcolo della quantità di energia da fonte rinnovabile prodotta da una pompa di calore, basato solo sul SPF_{PdC} può comportare errori di valutazione anche seri. Per evitare tali errori e per rendere coerente il contenuto del Decreto con quello delle Direttive e con la legislazione italiana sull'efficienza energetica, AiCARR ha elaborato un metodo che prevede di considerare nel calcolo anche il Rapporto di Energia Primaria Stagionale, REP_S , definito come rapporto tra l'energia termica prodotta dalla pompa di calore e l'energia primaria complessivamente spesa. Il metodo, che lascia inalterata l'impostazione attuale, ma permette di considerare anche l'incidenza del Rapporto di Energia Primaria, è descritto al paragrafo 1.2.2.

La relazione tra REP_S e SPF_{PdC} , è:

$$REP_S = \eta SPF_{PdC} \quad (1.4)$$

per le pompe di calore a compressione con motore elettrico, mentre per quelle ad assorbimento e a motore endotermico è:

$$REP_S = SPF_{PdC} \quad (1.5)$$

Nel rispetto della Direttiva Europea 28/09, quindi accettando il coefficiente di maggiorazione introdotto nella (1.3) che tiene conto di svariati fattori, tra cui anche il fatto che il rendimento η di produzione e distribuzione dell'energia elettrica è calcolato sul potere calorifico inferiore, il valore minimo di REP_S al di sotto del quale non si produce più energia rinnovabile è proprio pari a 1,15.

Nel caso in cui il valore del rendimento di trasformazione da energia primaria ad energia elettrica sia pari a 0,4 è evidente dalla Figura 1.1 che per $SPF_{PdC} = 2,875$, valore minimo imposto dal D.Lgs. 28/11, REP_S è uguale a 1,15, valore che corrisponde al coefficiente di maggiorazione presente nella (1.3).

Nell'Allegato B sono approfonditi alcuni concetti riguardanti le prestazioni delle pompe di calore.

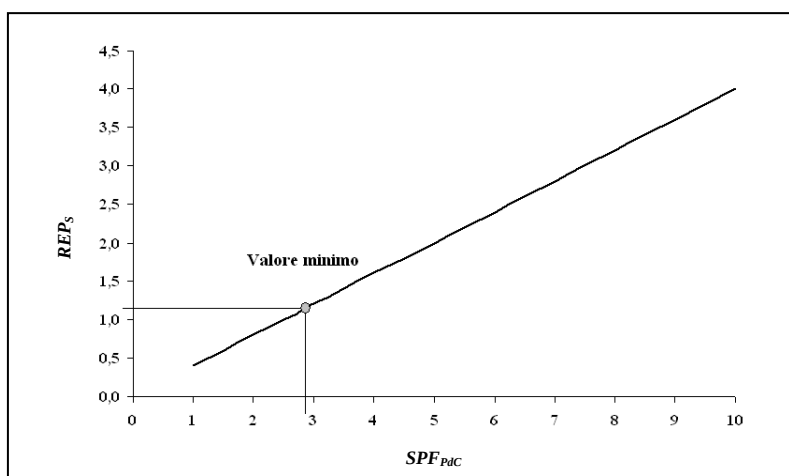


Fig. 1.1 - Valori di REP_S in funzione del SPF_{PdC} per $\eta = 0,4$

1.2.1.1 - Appiattimento della percentuale di energia da fonte rinnovabile per elevati valori di SPF

La prima conseguenza dell'utilizzo della (1.1) è evidenziata in Figura 1.2 e riguarda l'appiattimento dei valori delle percentuali di energia da fonte rinnovabile prodotta per elevati valori di SPF_{PdC} .

Realizzare valori di SPF_{PdC} pari a 3, a 4 o a 5 comporta differenze importanti, sia dal punto di vista tecnologico che da quello economico. Per esempio, considerando il clima di una città del Centro Italia, il primo valore è raggiungibile con pompe di calore ad aria di bassa qualità, il secondo con una pompa di calore ad aria di alta qualità o con una buona pompa di calore geotermica, il terzo con un'ottima pompa di calore geotermica caratterizzata da una superficie di scambio delle sonde molto estesa. In termini economici, i costi della seconda e della terza soluzione sono molto più elevati rispetto a quelli della prima.

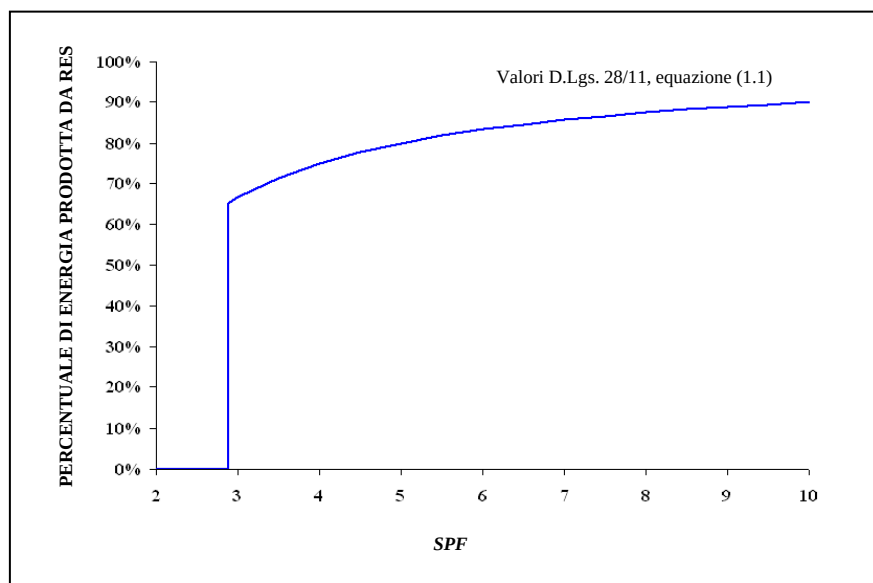


Fig. 1.2 - Valori della percentuale di energia da fonte rinnovabile calcolati con la (1.1) secondo il D.Lgs. 28/11

Prima di passare alla descrizione del Metodo AiCARR, vanno esaminate le criticità legate all'utilizzo della (1.1). In Tabella 1.1 sono riportate le variazioni percentuali di energia da fonte rinnovabile al variare del SPF_{PdC} . Dall'esame dei valori in Tabella, risulta evidente che utilizzando l'equazione (1.1) prescritta dal Decreto, il passaggio da $SPF_{PdC} = 3$ a $SPF_{PdC} = 4$ porta ad un incremento della percentuale di energia da fonte rinnovabile solo del 13%, che raggiunge il 20% nel passaggio da $SPF_{PdC} = 3$ a $SPF_{PdC} = 5$. In termini di risparmio di energia primaria, invece, il contributo di una pompa di calore con $SPF_{PdC} = 5$ sarebbe in termini percentuali molto maggiore di quello realizzato da una pompa di calore con $SPF_{PdC} = 3$, come evidente dall'ultima riga di tabella 1.1.

La domanda da porsi è: a fronte di aumenti così ridotti di energia prodotta da fonte rinnovabile, chi mai investirà cifre molto consistenti per installare sistemi ad altissima efficienza? La risposta è logica: nessuno. Se non si utilizza un metodo che premi anche il risparmio di energia primaria, oltre alla percentuale di produzione di energia prodotta da fonte rinnovabile, tutti punteranno al sistema più economico, e quindi l'equazione (1.1) premia la mediocrità, non l'eccellenza. In particolare, il tema è trattato nel paragrafo 2.2.2.2.

Tab. 1.1 - Variazione percentuale di energia da fonte rinnovabile al variare del SPF_{PdC} secondo l'equazione (1.1) prevista dal D.Lgs. 28/11

	$SPF_{PdC} = 3$	$SPF_{PdC} = 4$	$SPF_{PdC} = 5$
percentuale di rinnovabili calcolata con l'equazione (1.1)	67%	75%	80%
incremento rispetto a $SPF = 3$	-	13%	20%
risparmio di energia primaria rispetto a $SPF_{PdC} = 3$	-	33%	66%

1.2.1.2 - Errori nella stima dell'energia da fonte rinnovabile dovuti all'utilizzo dell'equazione adottata dal D.Lgs. 28/11

L'equazione (1.1) del Decreto può portare ad errori nella stima della quantità di energia a causa dell'impostazione basata sulla media stagionale, anziché su un calcolo puntuale. Tale errore è tanto maggiore, quanto maggiore è la quantità di energia prodotta dalla pompa di calore in condizioni di bassa efficienza.

Gli errori possono essere dovuti a due cause:

- 1) il calcolo effettuabile con la (1.1) non è progressivo: appena si supera il valore minimo di 2,875 fissato dal Decreto per SPF_{PdC} , la percentuale di energia prodotta da fonte rinnovabile, data dal termine in parentesi al secondo membro dell'equazione, schizza al 65%, determinando la discontinuità a gradino visibile in Figura 1.2.
- 2) utilizzando la (1.1) si considerano contemporaneamente condizioni in cui l'energia da fonte rinnovabile viene prodotta e altre in cui ciò non avviene. Questo comporta errori sia di sovrastima che di ancora più pericolosa sottostima della quantità di energia prodotta da fonte rinnovabile.

L'Esempio Numerico 2 aiuta a comprendere meglio.

ESEMPIO NUMERICO 2

Si supponga di avere una pompa di calore elettrica che produca 1.000 kWh con $COP = 2$ (consumo elettrico 500 kWh) e 1.000 kWh con $COP = 4$ (consumo elettrico 250 kWh), che nella realtà potrebbe corrispondere alla situa-

zione di una pompa di calore acqua – acqua che sfrutta come sorgente fredda due flussi d'acqua, uno a temperatura superiore, non sempre disponibile, e uno a temperatura inferiore.

SPF_{PdC} corrisponde al COP medio ed è uguale a 2,66 (rapporto tra l'energia prodotta dalla pompa di calore e l'energia elettrica assorbita dai compressori: $2.000/750$).

Utilizzando il calcolo corretto, ovvero quello puntuale, per $COP = 2$ risulta $REP = 0,8$ e quindi non si ha produzione di energia da fonte rinnovabile, mentre per $COP = 4$ la quantità di energia da fonte rinnovabile calcolata applicando la (1.1) è pari a 750 kWh, che rappresenta il 37,5% sul totale.

Se il calcolo viene invece effettuato sulla media stagionale, secondo il D.Lgs. 28/11, la quantità di energia da fonte rinnovabile diventa pari a 0 kWh, perché $SPF_{PdC} = 2,66$ è inferiore al valore limite di 2,875. Questo è ovviamente un errore grave, perché si rischia di scartare una soluzione che invece riesce a coprire buona parte dell'energia prodotta da fonte rinnovabile richiesta dal Decreto per il periodo di riscaldamento.

L'impostazione media stagionale può portare anche a sovrastimare la percentuale di energia rinnovabile. Se solamente cambiassero leggermente le quantità prodotte dalla pompa di calore acqua - acqua, ad esempio se si aumentasse a 1250 kWh l'energia prodotta a $COP = 4$, e di conseguenza si diminuisse a 750 kWh l'energia prodotta a $COP = 2$, SPF_{PdC} diventerebbe uguale a 2,91 ($2.000 \text{ kWh prodotti diviso } 687,5 \text{ kWh assorbiti dai compressori}$), quindi superiore al limite minimo di 2,875 e pertanto la quantità di energia prodotta da fonte rinnovabile sarebbe 1.313 kWh, pari al 65,6% sul totale, secondo l'attuale impostazione del Decreto. Questo è ovviamente un errore, perché dei 1.250 kWh prodotti a $COP = 4$, solamente 937,5 kWh, pari a una percentuale del 46,8% sul totale del fabbisogno totale, deriverebbero da fonte energetica rinnovabile.

L'impostazione attuale del Decreto comporta due conseguenze negative, descritte nei paragrafi successivi, in quanto penalizza le pompe di calore alimentate con altri combustibili, in particolare il metano, e non tiene conto dell'influenza di una eventuale integrazione con altri generatori.

1.2.1.2.1 - La penalizzazione delle pompe di calore alimentate con altri combustibili

Le pompe di calore possono essere alimentate anche con fonti energetiche diverse da quella elettrica. Infatti, esistono sia pompe di calore con ciclo frigorifero a compressione collegate a motori endotermici (sistema Total Energy), sia pompe di calore che lavorano con cicli diversi (pompe di calore ad assorbimento). Entrambe le tecnologie sono descritte nell'Allegato A.

Queste tipologie di pompe di calore sono fortemente penalizzate, in quanto sono caratterizzate dall'utilizzo diretto di Energia Primaria e quindi i loro valori di SPF_{PdC} , se inseriti direttamente nella (1.1), forniscono valori di E_{RES} inferiori a quelli delle pompe di calore elettriche. Ciò avviene perché, come già detto, la (1.1) non considera il Rapporto di Energia Primaria, ma solo l'energia finale.

Per capire quanto questa impostazione sia sbagliata, si consideri un ciclo frigorifero in grado di avere un COP medio stagionale pari a 4, con un compressore collegato in un caso alla rete elettrica e in un altro ad un motore con rendimento elettrico del 30% e rendimento termico del 50%. Nel secondo caso tutta l'energia termica del raffreddamento del motore viene recuperata e utilizzata per il riscaldamento. I bilanci energetici sono schematizzati in Figura 1.3. Come si può notare, in termini di REP la pompa di calore con motore endotermico si comporta meglio, perché sfrutta il recupero di calore del motore, tuttavia è penalizzata dal D.Lgs. 28/11, in quanto la quantità di energia da fonte rinnovabile è calcolata in base alla (1.1).

L'Esempio Numerico 3 evidenzia questa criticità.

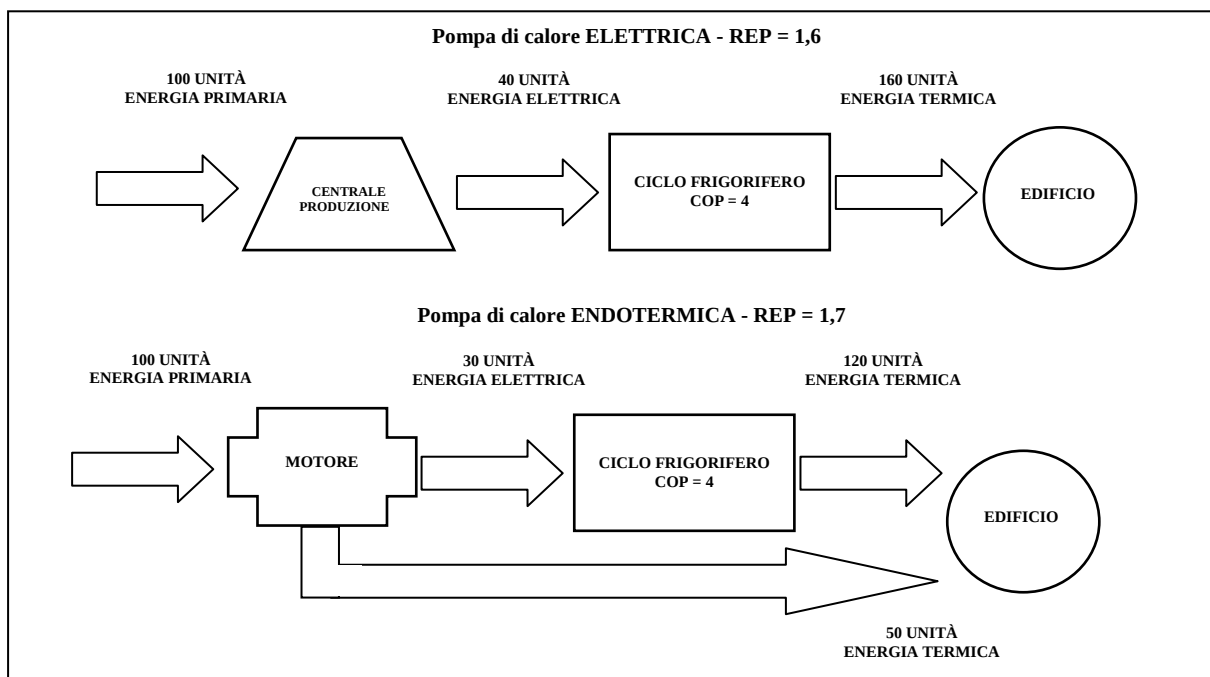


Fig. 1.3 - Bilancio di energia su pompe di calore con compressore elettrico e con compressore calettato ad un motore endotermico. Il COP del ciclo frigorifero è uguale in entrambi i casi

ESEMPIO NUMERICO 3

Si ipotizzi una produzione annua di 100.000 kWh effettuata con le pompe di calore di Figura 1.3. Per la pompa di calore elettrica ($REP = 1,6$) si ha:

$$E_{RES} = E_{PdC} \left(1 - \frac{1}{SPF_{PdC}} \right) = 100.000 \left(1 - \frac{1}{4} \right) = 75.000 \text{ kWh}$$

Per la pompa di calore a motore endotermico ($REP = 1,7$), per la quale non si deve rispettare il limite inferiore della (1.3) perché l'alimentazione non è elettrica, si ha:

$$E_{RES} = E_{PdC} \left(1 - \frac{1}{SPF_{PdC}} \right) = E_{PdC} \left(1 - \frac{1}{REP_s} \right) = 100.000 \left(1 - \frac{1}{1,7} \right) = 41.175 \text{ kWh}$$

Come si può notare, la pompa di calore con motore endotermico è penalizzata in quanto produce una minor quantità di energia da fonte rinnovabile, benché il consumo di energia primaria sia minore ($REP_s = 1,7$ contro $REP_s = 1,6$).

E' logico che questa contraddizione deve essere superata.

La proposta AiCARR è riportata nel paragrafo 1.2.2.

1.2.1.2.2 - Il problema dei sistemi misti (pompa di calore integrata con altri generatori)

La pompa di calore spesso può o deve essere integrata con altri generatori, perché la sua potenza può risultare insufficiente sia per un decremento legato al clima sia per un'ottimizzazione del sistema di generazione. In questi casi, l'equazione (1.1) non è sufficiente a valutare la quantità di energia da fonte rinnovabile e deve essere corretta. Poiché si tratta di sistemi policombustibile, è necessario ragionare in termini di energia primaria.

Per capire meglio questo problema, si supponga di avere una pompa di calore elettrica con un COP che vari in funzione dei valori della temperatura dell'aria esterna come mostrato in Figura 1.4, nella quale è riportato l'andamento del COP di una pompa di calore ad aria di classe energetica medio-bassa per mostrare le criticità che si possono avere nelle situazioni limite e per rafforzare il concetto che il Decreto rischia di premiare non l'eccellenza, ma la mediocrità. La pompa di calore comincia a produrre energia da fonte rinnovabile quando risulta $REP = 1,15$, calcolato sul potere calorifico inferiore; quindi, in questo caso, per $\eta = 0,4$ cui corrisponde $COP = 2,875$, per un valore della temperatura esterna pari a circa $2,5^\circ\text{C}$.

Per ovviare a questo inconveniente, si può abbinare la pompa di calore ad altri generatori, sia elettrici che alimentati con combustibili diversi. Per effettuare un confronto, si considerino 4 casi:

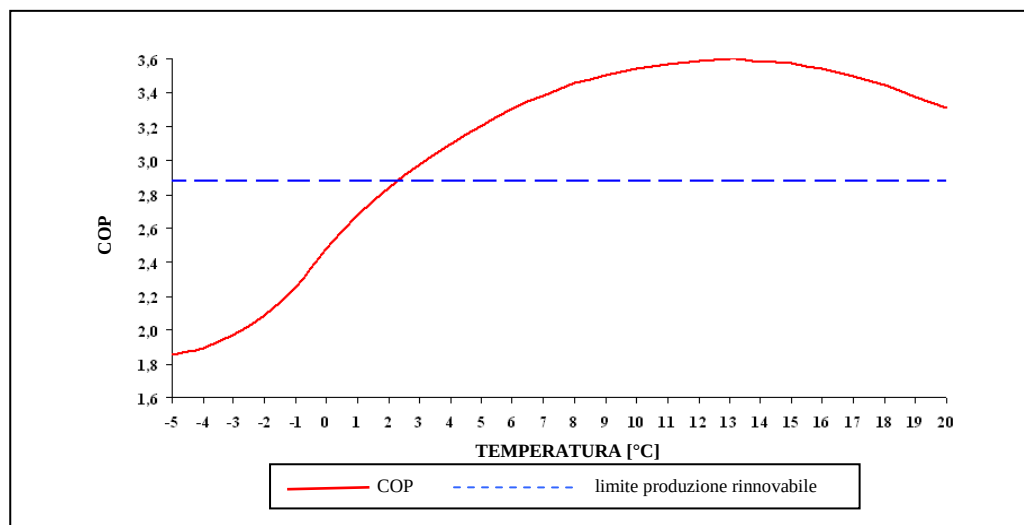


Fig. 1.4 - COP di una pompa di calore elettrica in funzione dei valori della temperatura dell'aria esterna (valori indicativi validi per una pompa di calore ad aria con classe di efficienza energetica medio-bassa con compressori scroll gemellati che lavori in un impianto a medio-alta temperatura con regolazione climatica)

Caso 1: pompa di calore integrata con resistenza elettrica;

Caso 2: pompa di calore integrata con caldaia a metano con rendimento 105% sul potere calorifico inferiore;

Caso 3: pompa di calore abbinata con la caldaia del caso 2. La caldaia funziona da sola fino a che il COP della pompa di calore è inferiore a 2,6, valore corrispondente al $REP = 1,05$ della caldaia a condensazione (la pompa di calore è disattivata quando il suo consumo di energia primaria è superiore a quello della caldaia);

Caso 4: solo pompa di calore (in questo caso la taglia è maggiore, perché la sola pompa di calore deve coprire la massima potenza richiesta: per semplicità il profilo del COP è stato considerato uguale a quello degli altri 3 casi).

Poiché il REP della resistenza elettrica è pari a 0,4 e quello della caldaia a metano a 1,05, in tutti e quattro i casi la produzione da fonte rinnovabile avviene solamente al di sopra di un certo valore della temperatura, secondo

quanto risulta dalla Figura 1.5, dalla quale si evince che al di sotto del punto in cui funziona solo la pompa di calore i vari sistemi si comportano in modo diverso, fatto che non viene evidenziato applicando solo la (1.1).

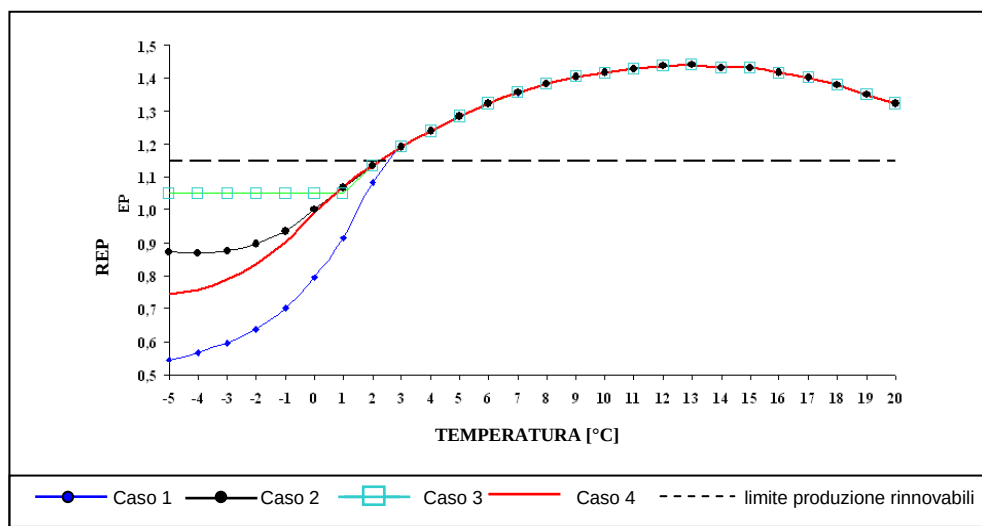


Fig. 1.5 - REP di sistema misto in funzione dei valori della temperatura dell'aria esterna

Dall'esame delle curve riportate in Figura 1.5, risulta che la quantità di energia prodotta da fonte rinnovabile è praticamente la stessa per tutti i sistemi. I sistemi presentano invece variazioni abbastanza consistenti di REP_s . In particolare, le curve rappresentative del Rapporto di Energia Primaria si sovrappongono per valori superiori a 1,15, limite di produzione dell'energia rinnovabile, salvo quella relativa al caso 1 (integrazione con resistenza elettrica), che presenta un leggero scostamento per valori della temperatura tra 2 °C e 3 °C. Inoltre, i quattro casi forniscono risultati diversi per bassi valori di temperatura, quando non vi è produzione di energia da fonti rinnovabili. Utilizzando la (1.1), invece, i valori di produzione di energia da fonte rinnovabile variano molto a seconda del caso considerato, come dimostrato dall'Esempio Numerico 4.

ESEMPIO NUMERICO 4

Si supponga di utilizzare una pompa di calore con COP uguale a quello di Figura 1.4 per riscaldare un edificio con un profilo di potenza richiesta pari a quello riportato in Tabella 1.2.

Tab. 1.2 - Energia richiesta per riscaldare l'edificio considerato nell'Esempio Numerico 4

Temperatura [°C]	Numero ore	Potenza richiesta [kW]	Potenza PdC [kW]	COP	Energia richiesta [kWh]
-5	35	125	72,4	1,86	4.375
-4	60	120	75,5	1,89	7.200
-3	85	115	76,7	1,97	9.775
-2	145	110	78,9	2,09	15.950
-1	194	105	81,0	2,25	20.370
0	224	100	83,2	2,48	22.400
1	261	95	85,4	2,68	24.795
2	271	90	87,5	2,84	24.390
3	285	85	85	2,98	24.225
4	297	80	80	3,10	23.760
5	302	75	75	3,21	22.650
6	280	70	70	3,30	19.600
7	275	65	65	3,39	17.875
8	270	60	60	3,45	16.200
9	256	55	55	3,51	14.080
10	251	50	50	3,54	12.550
11	225	45	45	3,57	10.125
12	211	40	40	3,59	8.440
13	187	35	35	3,60	6.545
14	153	30	30	3,58	4.590
15	130	25	25	3,58	3.250
16	113	20	20	3,54	2.260
17	101	15	15	3,50	1.515
18	88	10	10	3,45	880
19	89	5	5	3,38	445
20	77	0	0	3,31	0
	4.865				318.245

Si supponga che la pompa di calore abbia nei primi 3 casi una potenza massima di 72,4 kW alle condizioni di temperatura minima, e nel caso 4 sia dimensionata per produrre l'intera potenza anche a -5°C (quindi abbia una

potenza di 125 kW, quasi doppia rispetto alle altre: per semplicità si supponga che il profilo del COP sia uguale). Le caratteristiche relative al funzionamento sono descritte in Tabella 1.3, dalla quale si ricava che per basse temperature dell'aria esterna la soluzione peggiore in termini di REP è rappresentata dal caso 1 (integrazione da resistenza elettrica), la migliore dal caso 3 (caldaia in funzione con COP della pompa di calore inferiore a 2,6 e pompa di calore disattivata).

I valori di REP_s sono:

Caso 1: $REP_s = 1,022$

Caso 2: $REP_s = 1,163$

Caso 3: $REP_s = 1,206$

Caso 4: $REP_s = 1,140$

Di tutto ciò non si tiene assolutamente conto se il calcolo viene effettuato secondo la (1.1), con la quale i valori di SPF_{PdC} sono pesati solamente sull'energia prodotta dalle pompe di calore. In Tabella 1.4 sono riportati, per i quattro casi considerati, i valori di SPF_{PdC} e quelli delle quantità di energia prodotta da fonte rinnovabile. Confrontando i valori di REP_s e quelli di SPF_{PdC} per il caso 4 (solo pompa di calore) ed il caso 1 (integrazione con resistenza elettrica) risulta che il primo, pur avendo un valore di REP_s migliore (1,140 contro 1,022), ha un SPF_{PdC} minore (2,85 contro 2,92), addirittura inferiore al valore limite, per cui il sistema risulta non produrre energia da fonte rinnovabile. Si tratta di un palese paradosso, spiegabile con il fatto che la maggior produzione di energia termica da parte della pompa di calore alle basse temperature dell'aria fa scendere il valore di SPF_{PdC} . Nel calcolo effettuato con la (1.1) non si considera l'integrazione, anche se avviene con prestazioni peggiori (il COP di una resistenza elettrica è 1, inferiore a quello della pompa di calore).

Analogamente il caso 3 porta ad un SPF_{PdC} maggiore, ma la quantità di energia prodotta dalla pompa di calore è inferiore a quella dei casi 1 e 2 (161.349 kWh contro 193.657 kWh, come mostrato in Tabella 1.4) perché la pompa di calore è disattivata quando il suo REP è inferiore a quello della caldaia e produce meno energia anche se con un SPF_{PdC} maggiore e quindi, secondo la (1.1), la produzione totale di energia da fonte rinnovabile è inferiore.

Tab. 1.3 - Energia prodotta dalla pompa di calore e dai generatori di integrazione (resistenza elettrica o caldaia) e valori del REP del sistema

T [°C]	Caso 1: integrazione con resistenza elettrica			Caso 2: integrazione con caldaia			Caso 3: caldaia in produzione totale quando COP < 2,6			Caso 4: solo PdC	
	PdC [kWh]	resistenza elettrica [kWh]	REP	PdC [kWh]	caldaia [kWh]	REP	PdC [kWh]	caldaia [kWh]	REP	PdC [kWh]	REP
-5	2.532	1.843	0,55	2.532	1.843	0,87	0	4.375	1,05	4.375	0,74
-4	4.472	2.728	0,57	4.472	2.728	0,87	0	7.200	1,05	7.200	0,76
-3	6.519	3.256	0,60	6.519	3.256	0,87	0	9.775	1,05	9.775	0,79
-2	11.436	4.514	0,64	11.436	4.514	0,90	0	15.950	1,05	15.950	0,83
-1	15.721	4.649	0,70	15.721	4.649	0,94	0	20.370	1,05	20.370	0,90
0	18.639	3.761	0,79	18.639	3.761	1,00	0	22.400	1,05	22.400	0,99
1	22.284	2.511	0,92	22.284	2.511	1,07	22.284	2.511	1,05	24.795	1,07
2	23.726	664	1,08	23.726	664	1,13	23.726	664	1,13	24.390	1,14
3	24.225	0	1,19	24.225	0	1,19	24.225	0	1,19	24.225	1,19
4	23.760	0	1,24	23.760	0	1,24	23.760	0	1,24	23.760	1,24
5	22.650	0	1,28	22.650	0	1,28	22.650	0	1,28	22.650	1,28
6	19.600	0	1,32	19.600	0	1,32	19.600	0	1,32	19.600	1,32
7	17.875	0	1,35	17.875	0	1,35	17.875	0	1,35	17.875	1,35
8	16.200	0	1,38	16.200	0	1,38	16.200	0	1,38	16.200	1,38
9	14.080	0	1,40	14.080	0	1,40	14.080	0	1,40	14.080	1,40
10	12.550	0	1,42	12.550	0	1,42	12.550	0	1,42	12.550	1,42
11	10.125	0	1,43	10.125	0	1,43	10.125	0	1,43	10.125	1,43
12	8.440	0	1,44	8.440	0	1,44	8.440	0	1,44	8.440	1,44
13	6.545	0	1,44	6.545	0	1,44	6.545	0	1,44	6.545	1,44
14	4.590	0	1,43	4.590	0	1,43	4.590	0	1,43	4.590	1,43
15	3.250	0	1,43	3.250	0	1,43	3.250	0	1,43	3.250	1,43
16	2.260	0	1,42	2.260	0	1,42	2.260	0	1,42	2.260	1,42
17	1.515	0	1,40	1.515	0	1,40	1.515	0	1,40	1.515	1,40
18	880	0	1,38	880	0	1,38	880	0	1,38	880	1,38
19	445	0	1,35	445	0	1,35	445	0	1,35	445	1,35
20	0	0	0,00	0	0	0,00	0	0	0,00	0	1,32
	294.320	23.925		294.320	23.925		235.000	83.245		318.245	

Tab. 1.4 - Riepilogo dei dati principali nei quattro casi considerati. L'energia prodotta da fonte rinnovabile è calcolata secondo la (1.1)

	SPF_{PdC}	REP sistema	Energia prodotta da fonte rinnovabile [kWh]	Percentuale sul totale
Caso 1	2,92	1,022	193.657	60,9%
Caso 2	2,92	1,163	193.657	60,9%
Caso 3	3,19	1,206	161.349	50,7%
Caso 4	2,85	1,140	0	0,0%

E' evidente che quanto riportato nell'Esempio Numerico 4 rappresenta una criticità. AiCARR propone la soluzione descritta nel paragrafo 1.2.2.

1.2.2 - Suggerimenti di AiCARR per correggere le criticità

Innanzitutto va fatta una premessa. AiCARR ritiene che la metodologia di calcolo prescritta nel Decreto presenti due problemi fondamentali: uno legato all'equazione (1.1), l'altro all'utilizzo dei valori medi stagionali dei coefficienti. Qui di seguito sono riportati solo i suggerimenti per correggere le criticità legate all'uso della (1.1). Gli aspetti relativi all'uso dei valori medi stagionali sono oggetto della parte 2 di questo documento, in particolare dei paragrafi 2.1 e 2.2.

Nel paragrafo 1.2.2.1, AiCARR propone un metodo in grado di mantenere l'impostazione della Direttiva Europea, correggendo le criticità in modo da rendere il Decreto allineato alla legislazione e alle normative sull'efficienza energetica, per esempio premiando le soluzioni che facciano risparmiare effettivamente energia primaria.

In ogni caso, per migliorare la precisione del calcolo bisognerebbe considerare non il valore medio stagionale, ma la somma di valori orari, come meglio discusso nel paragrafo 2.2.

1.2.2.1 - Metodo AiCARR

AiCARR propone un metodo che consente di utilizzare comunque il SPF , ma anche di premiare gli impianti che davvero risparmiano energia (cioè quelli caratterizzati da un elevato valore di REP_S) e di confrontare pompe di calore con combustibili diversi.

Il Metodo AiCARR è basato sull'equazione (1.6), nella quale però SPF non è quello della pompa di calore, ma quello convenzionale dell'intero sistema, che si ottiene dividendo il REP_S dell'intero sistema, $REP_{S,Sist}$, per il rendimento di produzione e distribuzione dell'energia elettrica η :

$$E_{RES} = E_{Tot} \left(1 - \frac{1}{SPF_{C,Sist}} \right) = E_{Tot} \left(1 - \frac{\eta}{REP_{S,Sist}} \right) \quad (1.6)$$

con:

E_{Tot} = energia totale prodotta dall'intero sistema;

$SPF_{C,Sist}$ = SPF convenzionale dell'intero sistema di produzione dell'energia; corrisponde al SPF della pompa di calore se questa è l'unico generatore;

$REP_{S,Sist}$ = Rapporto di Energia Primaria stagionale dell'intero sistema di produzione dell'energia.

Il valore minimo di $SPF_{C,Sist}$ proposto da AiCARR è pari a 2,5, che corrisponde a $REP_{S,Sist} = 1$. Questo valore è inferiore al limite di 1,15, al di sopra del quale si ha produzione di energia da fonte energetica rinnovabile, ma vale la pena ricordare quanto segue:

- in un calcolo medio stagionale si considerano contemporaneamente condizioni in cui c'è produzione di energia da fonte rinnovabile e condizioni in cui ciò non avviene. Pertanto ci può essere produzione da fonte rinnovabile anche se il valore di $REP_{S,Sist}$ è inferiore a 1,15, come già dimostrato con l'Esempio Numerico 2 e come sarà meglio dimostrato con i casi 1 e 4 dell'Esempio Numerico 6;
- il valore di $REP_{S,Sist} = 1$ corrisponde a quello di una caldaia a condensazione di discreta qualità, quindi imporre questo valore come limite inferiore significa non poter mai considerare come produzione di energia da fonte rinnovabile quella derivante da un sistema che abbia nella globalità un consumo di energia primaria superiore a quello di una caldaia a condensazione. Se così non fosse, il sistema sarebbe sbagliato o mal dimensionato.

Logica alla base dell'equazione (1.6)

L'equazione (1.6) formalizza quanto descritto nel paragrafo 1.1: l'energia primaria, introdotta in termini di $REP_{S,Sist}$, è trasformata in energia finale per rispettare l'impostazione della Direttiva Europea. Utilizzando il Metodo AiCARR si equiparano tutti i sistemi di produzione dell'energia e si premiano quelli che consumano di meno, in quanto caratterizzati da un valore maggiore di $REP_{S,Sist}$.

Come detto, la (1.6) può essere usata per confrontare le pompe di calore elettriche con quelle alimentate con altri combustibili, oltre che con sistemi dotati di generatori di integrazione, elettrici e/o alimentati con altri combustibili. Gli Esempi Numerici 5 e 6 illustrano rispettivamente questi due casi.

ESEMPIO NUMERICO 5

Nell'Esempio Numerico 3 la pompa di calore con motore endotermico ha un $REP_S = 1,7$, superiore a quello della pompa di calore elettrica, uguale a 1,6 e tuttavia, per la (1.1), produce una quantità di energia da fonte rinnovabile

molto inferiore.

Se invece si applica il Metodo AiCARR si ottiene:

- per la pompa di calore elettrica

$$E_{RES} = E_{Tot} \left(1 - \frac{1}{SPF_{C,Sist}} \right) = E_{Tot} \left(1 - \frac{\eta}{REP_{S,Sist}} \right) = 100.000 \left(1 - \frac{1}{4} \right) = 75.000 \text{ kWh}$$

ovvero la stessa quantità di energia da fonte rinnovabile calcolata secondo la (1.1).

- per la pompa di calore con motore endotermico::

$$E_{RES} = E_{Tot} \left(1 - \frac{1}{SPF_{C,Sist}} \right) = E_{Tot} \left(1 - \frac{\eta}{REP_{S,Sist}} \right) = 100.000 \left(1 - \frac{0,4}{1,7} \right) = 100.000 \left(1 - \frac{1}{4,25} \right) = 76.470 \text{ kWh}$$

valore superiore a quello ottenuto per la pompa di calore elettrica, come è giusto che sia, visto che il $REP_{S,Sist}$ in questo caso è superiore.

ESEMPIO NUMERICO 6

Si consideri l'Esempio Numerico 4, nel quale il valore dell'energia totale richiesta è pari a 318.245 kWh, come risulta dalla Tabella 1.2. Applicando allo stesso caso la (1.6) si ottengono i risultati riportati in Tabella 1.5, dai quali risulta evidente che con il metodo AiCARR i sistemi con REP_s maggiore sono premiati.

Tab. 1.5 - Riepilogo dei dati principali relativi ai quattro casi esaminati nell'Esempio Numerico 4

	Energia richiesta [kWh]	REP_s	$SPF_{C,Sist}$	Metodo AiCARR		D.Lgs. 28/11	
				Energia da fonti rinnovabili [kWh]	% su totale	Energia da fonti rinnovabili [kWh]	% su totale
Caso 1	318.245	1,022	2,55	193.657	60,9%	193.657	60,9%
Caso 2	318.245	1,163	2,91	208.812	65,6%	193.657	60,9%
Caso 3	318.245	1,206	3,02	212.716	66,8%	161.349	50,7%
Caso 4	318.245	1,140	2,85	206.580	64,9%	0	0,0%

I due esempi considerati dimostrano chiaramente come il Metodo AiCARR premi in termini di percentuale di energia prodotta da fonte rinnovabile i sistemi di generazione che consumano meno energia primaria.

In particolare, l'Esempio Numerico 6 mostra come il metodo AiCARR intervenga su uno degli errori più gravi dell'impostazione del Decreto. Infatti, dalla Figura 1.5 di pagina 15 risulta evidente che le quantità di energia prodotta da fonte rinnovabile sono simili in tutti e quattro i casi, ma che il caso 4 viene penalizzato dall'utilizzo della (1.1) perché il valore di SPF_{PdC} scende al di sotto del limite minimo dal momento che la pompa di calore, rispetto agli altri casi, produce una maggior quantità di energia alle basse temperature; ciò che cambia è il valore del $REP_{S,Sist}$, perché durante l'integrazione il consumo di energia primaria è diverso nei quattro casi. La (1.1) non ne tiene conto, mentre utilizzando il Metodo AiCARR questo problema viene risolto.

1.3 - La realtà dei Paesi mediterranei: l'importanza della climatizzazione estiva

Nei Paesi dell'area mediterranea il problema principale è la produzione di energia da fonti rinnovabili per la climatizzazione estiva.

La Direttiva Europea alla base del D.Lgs. 28/11 nasce secondo le logiche tipiche dei Paesi del Nord Europa, dove il peso del riscaldamento invernale è nettamente maggiore rispetto a quello della climatizzazione estiva. In casi del genere la sola presenza della pompa di calore per la produzione di riscaldamento e acqua calda sanitaria basterebbe a soddisfare il limite del 50% imposto dal Decreto. Infatti, grazie anche alla percentuale di rinnovabili "convenzionalmente" prodotte secondo l'equazione (1.1) del Decreto, durante il funzionamento invernale viene prodotto un surplus di energia da fonte rinnovabile da utilizzare nella climatizzazione estiva. Come è stato dimostrato con l'Esempio Numerico 1, una pompa di calore con $SPF_{PdC} = 4$ riesce a soddisfare il limite del 50% fino a che il fabbisogno energetico estivo sia pari al 50% di quello invernale.

Nei Paesi dell'area mediterranea questa condizione si verifica solamente nel settore residenziale, mentre in tutte le altre utilizzazioni il peso dei fabbisogni energetici estivi è nettamente superiore, a causa dei carichi termici endogeni dovuti alla presenza di persone e all'illuminazione. Dalla Figura 1.6, in cui è riportato un esempio di ripartizione di tali percentuali, risulta chiaro anche che negli edifici del terziario è richiesta una notevole quantità di energia durante le fasi di sovrapposizione dei carichi, quando ci sia esigenza contemporanea di riscaldamento e raffrescamento; questo problema, discusso nell'Allegato D, richiede soluzioni ad hoc.

Alle nostre latitudini, l'influenza dell'isolamento termico delle strutture è elevata in inverno e scarsa in estate, stagione in cui il carico per irraggiamento attraverso le superfici trasparenti dell'involucro va ridotto, per esempio con idonei schermi; ciò però potrebbe comportare una riduzione del comfort visivo, e quindi un eventuale aumento dei consumi elettrici per l'illuminazione e, di conseguenza, anche dei fabbisogni per la climatizzazione. D'altra parte, anche rendendo l'ambiente completamente adiabatico, ci sarebbe necessità di spendere energia per eliminare i carichi endogeni.

Gli obiettivi minimi imposti dal Decreto (50% nel 2017) sono molto ambiziosi e sono assolutamente impossibili da raggiungere con l'approccio attualmente previsto dal Decreto. Il rischio è che nella stragrande maggioranza dei

casi il progettista invochi ed applichi l'impedimento tecnico. I suggerimenti di AiCARR, riportati nei paragrafi da 1.4 a 1.10, mirano ad attenuare questo rischio.

1.3.1 - Limiti percentuali e consumi assoluti: rischi connessi alla impostazione scelta

Il D.Lgs. 28/11 riporta i limiti della quantità di energia prodotta da fonte rinnovabile espressi in percentuale. Purtroppo, però, i consumi devono essere espressi in termini assoluti e quindi non sempre l'impostazione del Decreto si sposa bene con l'esigenza di risparmio energetico.

Per poter soddisfare il limite imposto dal Decreto, considerato che è relativamente facile produrre energia da fonte rinnovabile nel funzionamento invernale e lo è molto meno in quello estivo, la soluzione più semplice è sfruttare il surplus di produzione invernale, utilizzando pompe di calore con SPF_{PdC} elevato. Questo comporta alcune problematiche che sono approfondite nei paragrafi successivi. Qui si vuole solo ricordare come una soluzione efficace ai fini del soddisfacimento dei limiti imposto dal Decreto, ma completamente sbagliata dal punto di vista tecnico, è quella di non intervenire con l'isolamento termico, in modo da aumentare i consumi invernali e quindi il surplus di E_{RES} , garantendo la copertura durante tutto l'anno. Infatti, l'isolamento termico influisce molto sul consumo invernale, molto meno su quello estivo. L'Esempio Numerico 7 chiarisce meglio il concetto.

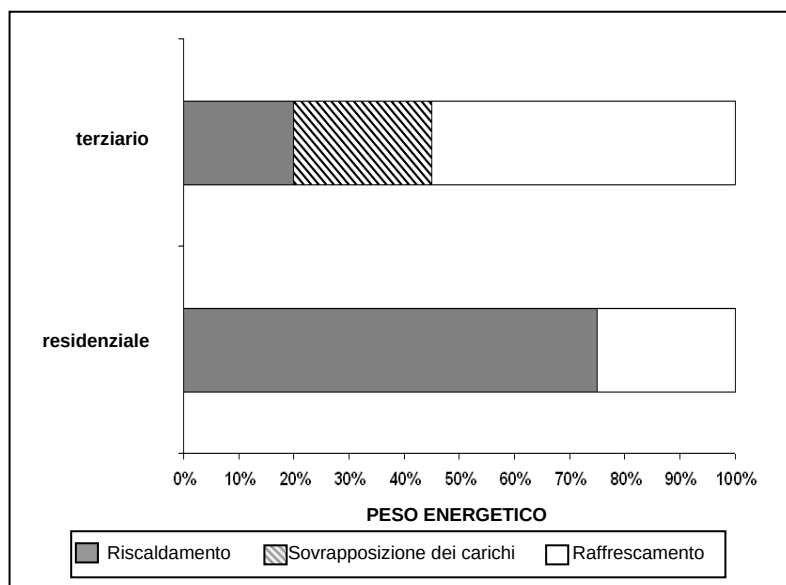


Fig. 1.6 – Percentuale di energia richiesta per il riscaldamento ed il raffrescamento nel residenziale e nel terziario

ESEMPIO NUMERICO 7

Si presuma di avere un edificio che richieda un fabbisogno di 100.000 kWh per il riscaldamento e per la produzione di acqua calda sanitaria e 50.000 kWh per raffrescamento.

Con una pompa di calore con $SPF_{PdC} = 4$, il limite del 50% imposto dal Decreto è soddisfatto, perché il valore dell'energia totale prodotta da fonte energetica rinnovabile è pari a 75.000 kWh, che rappresentano il 75% dell'energia richiesta nel funzionamento invernale ed il 50% dei 150.000 kWh richiesti annualmente.

Si supponga ora che sia possibile effettuare un intervento sull'involucro tale che il fabbisogno diminuisca di 28.000 kWh in inverno e di soli 5.000 kWh in estate. Tale intervento non è conveniente per il rispetto dei limiti del D.Lgs. 28/11: infatti il fabbisogno totale annuo scende a 117.000 kWh e la produzione di energia da fonte rinnovabile si riduce a 54.000 kWh (75% di 72.000 kWh invernali), pari al 46% dell'energia totale. Quindi, il progettista deve far sì che almeno 4.500 kWh per la climatizzazione estiva siano prodotti da fonti di energia rinnovabile.

Questa appena evidenziata è un'ulteriore possibile criticità, perché non viene premiata la soluzione energeticamente migliore.

Se alcune tecnologie utilizzate in estate non vengono considerate come fonti di energia rinnovabile, si rischia che i progettisti scelgano di consumare di più in inverno pur di non ridurre il valore assoluto dell'energia prodotta dalle fonti rinnovabili.

1.4 - Il recupero termico sull'aria espulsa: perché deve essere considerato come fonte di energia rinnovabile

NOTA: In questo paragrafo e nei successivi AiCARR fornisce alcuni suggerimenti per far sì che siano premiati i sistemi energeticamente più efficienti, che devono essere applicati a prescindere dalle scelte sul metodo di calcolo previsto, cioè a prescindere che si utilizzino valori medi stagionali, come prescritto nel Decreto, nonostante questa impostazione non sia corretta. Nella parte seconda di questo documento AiCARR spiega perché per ottenere un calcolo corretto bisogna considerare la somma di valori puntuali.

Per quanto detto nel paragrafo 1.3.1, il recupero di calore dall'aria espulsa deve essere considerato fonte energetica rinnovabile, il che è ovvio se si considera che l'aria estratta dall'ambiente contiene "energia aerea", si trova in condizioni generalmente favorevoli rispetto a quelle dell'aria esterna ed è una sorgente inesauribile, almeno fino a quando l'impianto è in funzione.

Il problema che potrebbe sorgere è legato al metodo di calcolo della quantità di energia da fonte rinnovabile prodotta. AiCARR propone di utilizzare un criterio simile a quello utilizzato nel caso delle pompe di calore:

$$E_{RES} = E_{Rec} \left(1 - \frac{1}{SPF_{Rec}} \right) \quad (1.7)$$

dove:

E_{Rec} = energia recuperata dal sistema, sia in estate che in inverno;

SPF_{Rec} = coefficiente di prestazione del sistema di recupero dell'aria espulsa, definito da:

$$SPF_{Rec} = \frac{E_{Rec}}{E_{ass,Rec}} \quad (1.8)$$

dove $E_{ass,Rec}$ è l'energia elettrica assorbita dal sistema di recupero per vincere le perdite di carico dei suoi componenti. Nel caso di recuperatori dinamici, $E_{ass,Rec}$ deve tener conto dell'energia elettrica assorbita dai compressori.

Logica alla base delle equazioni (1.7) e (1.8)

Utilizzando queste equazioni, si equipara il recupero di calore ad una pompa di calore. Il coefficiente di prestazione, in questo caso SPF_{Rec} , è uguale al rapporto tra l'energia recuperata e quella elettrica consumata. In questo modo si premiano i sistemi che realizzano un maggior risparmio energetico.

L'Esempio Numerico 8 aiuta a capire meglio gli errori che potrebbero essere commessi se non si considerasse il recupero di calore dall'aria espulsa come energia da fonte rinnovabile.

ESEMPIO NUMERICO 8

Si consideri, per semplicità, un impianto che abbia come unico carico termico quello prodotto dal flusso di 1.000 kg/h di aria per tutto l'anno, da portare alle condizioni ambiente. In una città del Nord Italia, per esempio Milano, il carico totale sarebbe pari a 20.850 kWh in regime invernale e a 9.409 kWh in regime estivo. Si supponga che l'energia sia fornita da una pompa di calore con $SPF_{PdC} = 4$ sia in estate che in inverno. E' possibile ridurre i consumi inserendo sistemi di recupero di calore solo sensibile dall'aria espulsa, con rendimento rispettivamente del 50% e 75%: nel primo caso l'energia elettrica assorbita dal sistema di recupero, $E_{ass,Rec}$, è pari a 973 kWh, nel secondo a 1.582 kWh (le perdite di carico del recuperatore sono più elevate quanto maggiore è il rendimento). Nelle Tabelle 1.6 e 1.7 sono riportati i risultati che si ottengono considerando l'energia recuperata rispettivamente come diminuzione del fabbisogno termico e utilizzando il Metodo AiCARR.

I risultati riportati in Tabella 1.6, seppur riferiti ad un caso specifico, sono molto eloquenti: il recupero di calore ha molto più effetto in inverno, quando la differenza dei valori di temperatura e di entalpia tra ambiente esterno e ambiente interno sono maggiori, il che comporta che all'aumentare del rendimento del sistema di recupero si riduce il fabbisogno invernale. In tal modo, però, si riduce anche la percentuale di energia prodotta da fonte rinnovabile, secondo la definizione data dal D.Lgs. 28/11, arrivando al paradosso che l'uso del sistema di recupero con rendimento del 75%, che riduce del 30% i consumi elettrici dell'impianto, produce solo il 19% di rinnovabili, contro il 52% del sistema senza recupero.

Il discorso è completamente diverso se si segue il Metodo AiCARR. Come si può notare esaminando i valori riportati in Tabella 1.7, considerare l'energia recuperata dall'aria espulsa come rinnovabile è corretto non solo formalmente, ma anche dal punto di vista del bilancio di energia. Infatti, in tutti i casi l'incremento percentuale di energia da fonte rinnovabile è sostanzialmente in linea con la riduzione dei consumi energetici. L'inserimento del recuperatore di calore con un rendimento del 50% porta ad una riduzione del 21% dei consumi energetici e ad un aumento del 16% della quantità di energia prodotta da fonte rinnovabile. Analogamente, l'inserimento del recuperatore di calore con un rendimento del 75% porta ad una riduzione del 30% dei consumi energetici e ad un aumento del 24% della quantità di energia prodotta da fonte rinnovabile.

Tab. 1.6 - Esempio di risultati ottenibili considerando l'energia recuperata come diminuzione del fabbisogno termico, secondo quanto previsto dal D.Lgs. 28/11. Per i dati si faccia riferimento all'Esempio Numerico 7

		Senza recupero	Recupero 50%	Recupero 75%
Energia richiesta [kWh]	Inverno	20.850	20.850	20.850
	Estate	9.409	9.409	9.409
	Totale	30.258	30.258	30.258
Energia recuperata, E_{Rec} [kWh]	Inverno	0	8.864	13.295
	Estate	0	1.331	1.997
	Totale	0	10.195	15.292

(continua)

Tab. 1.6 - (segue)

		Senza recupero	Recupero 50%	Recupero 75%
Energia prodotta dalla PdC, E_{PdC} [kWh]	Inverno	20.850	11.986	7.554
	SPF_{PdC}	4,00	4,00	4,00
	% RES	75%	75%	75%
	Estate	9.409	8.077	7.412
Energia elettrica consumata, $E_{ass,rec}$ [kWh]	Inverno PdC	5.212	2.997	1.889
	Estate PdC	2.352	2.019	1.853
	Recupero	0	973	1.582
	Totale	7.565	5.989	5.323
	Risparmio	-	21%	30%
Energia rinnovabile prodotta, E_{res} [kWh]	[kWh]	15.637	8.990	5.666
	%	52%	30%	19%

Tab. 1.7 - Esempio di risultati ottenibili con il Metodo AiCARR. Per i dati ci si riferisca all'Esempio Numerico 7

		Senza recupero	Recupero 50%	Recupero 75%
Energia richiesta [kWh]	Inverno	20.850	20.850	20.850
	Estate	9.409	9.409	9.409
	Totale	30.258	30.258	30.258
Energia recuperata, E_{rec} [kWh]	Inverno	0	8.864	13.295
	Estate	0	1.331	1.997
	Totale	0	10.195	15.292
	SPF_{Rec}	0	10,5	9,7
	% rin	0%	90%	90%
Energia prodotta dalla PdC, E_{PdC} [kWh]	Inverno	20.850	11.986	7.554
	SPF_{PdC}	4	4	4
	% rin	75%	75%	75%
	Estate	9.409	8.077	7.412
Energia elettrica consumata, $E_{ass,rec}$ [kWh]	Inv PdC	5.212	2.997	1.889
	Estate PdC	2.352	2.019	1.853
	Recupero	0	973	1.582
	Totale	7.565	5.989	5.323
Energia rinnovabile prodotta, E_{res} [kWh]	PdC	15.637	8.990	5.666
	Recupero	0	9.221	13.711
	Totale	15.637	18.211	19.376
	%	52%	60%	64%

1.4.1 - Ulteriori motivi per cui il recupero di calore deve essere considerato come fonte di energia rinnovabile

Un ulteriore motivo per seguire il Metodo AiCARR è che così facendo si tiene conto anche dell'energia elettrica spesa per il funzionamento del sistema di recupero, cosa non prevista dal Decreto che considera il recupero di calore come una riduzione dei carichi termici e frigoriferi, in quanto riduce il fabbisogno, ma non conteggia il consumo di energia elettrica per il recupero.

Per esempio, va sottolineato che quanto previsto dal Decreto non è allineato con alcune norme Europee, tra le quali la UNI EN 13779:2008, che prevede la classificazione energetica dei ventilatori sulla base dell'indice SFP (Specific Fan Power), in $[W \cdot s \cdot m^{-3}]$, definito come la potenza richiesta per muovere $1 \text{ m}^3/\text{s}$ di aria in un sistema di climatizzazione. Non considerare il peso dell'energia della ventilazione nel recupero di calore è un errore che può portare a risultati opposti a quelli desiderati dal legislatore.

1.5 - Il Free-Cooling: perché deve essere considerato come fonte di energia rinnovabile

Anche il Free-Cooling diretto e indiretto, che è analizzato nell'Allegato C, deve essere considerato come fonte energetica rinnovabile e non come riduzione del fabbisogno termico.

Infatti, nel Free-Cooling diretto si sfrutta sempre una sorgente aerotermica inesauribile, l'aria esterna, che si trova in condizioni energetiche migliori di quelle in cui si trova l'aria all'interno dell'ambiente; nel Free-Cooling indiretto si sfrutta una sorgente inesauribile, geotermica, idrotermica o aerotermica, per preraffreddare o per raffreddare

completamente l'acqua da inviare all'impianto di raffrescamento. Quindi, non c'è alcuna ragione perché il Free-Cooling non debba essere considerato un sistema che sfrutta energia da fonte rinnovabile. Anche in questo caso il Metodo AiCARR prevede di procedere per analogia a quanto fatto per le pompe di calore, considerando l'energia da fonte rinnovabile pari a:

$$E_{RES} = E_{FC} \left(1 - \frac{1}{SPF_{FC}} \right) \quad (1.9)$$

dove E_{FC} è l'energia per il raffrescamento prodotta mediante Free-Cooling e SPF_{FC} è il coefficiente di prestazione del sistema di Free-Cooling, definito da:

$$SPF_{FC} = \frac{E_{FC}}{E_{ass,FC}} \quad (1.10)$$

dove $E_{ass,FC}$ è il surplus di energia elettrica che viene eventualmente assorbito dal sistema di Free-Cooling. Questo surplus non è sempre presente, in quanto dipende da eventuali maggiorazioni degli scambiatori di calore e delle portate d'aria e dall'eventuale presenza di ulteriori pompe nei sistemi idrotermici o geotermici. Se questo surplus fosse nullo, SPF_{FC} sarebbe uguale a ∞ e tutta l'energia prodotta dal Free-Cooling dovrebbe essere considerata rinnovabile.

Logica alla base delle equazioni (1.9) e (1.10)

Il calcolo equipara il Free-Cooling ad una pompa di calore. L'efficienza SPF_{FC} è uguale al rapporto tra l'energia prodotta gratuitamente con il Free-Cooling e l'eventuale surplus di energia elettrica.

L'Esempio Numerico 9 chiarisce cosa comporti considerare il Free-Cooling come fonte rinnovabile.

ESEMPIO NUMERICO 9

Si supponga di avere un impianto di climatizzazione annuale che richieda un fabbisogno di energia invernale pari a 500.000 kWh ed un fabbisogno di energia estivo pari a 1.000.000 kWh. Il fabbisogno totale è pari a 1.500.000 kWh annui e la quota di rinnovabile necessaria a soddisfare il D.Lgs. 28/11 (dal 2017) è pari a 750.000 kWh.

Si supponga che con un sistema Free-Cooling si riesca a produrre 500.000 kWh con $SPF_{FC} = 10$.

Si supponga infine che la produzione di energia da fonti rinnovabili (pompa di calore nel periodo invernale) sia pari a 350.000 kWh.

Se il Free-Cooling non viene considerato energia prodotta da fonte rinnovabile, i 500.000 kWh prodotti con Free-Cooling rappresentano una riduzione del fabbisogno totale di energia, il cui valore si riduce così a 1.000.000 kWh, per cui la quantità di energia da fonte rinnovabile da produrre diventa 500.000 kWh. Di questa quantità 350.000 kWh sono già prodotti in inverno, per cui bisogna produrre altri 150.000 kWh nella climatizzazione estiva.

Se invece il Free-Cooling è considerato come fonte rinnovabile, così come previsto da AiCARR, ai 350.000 kWh prodotti in inverno si aggiungono in estate quelli ricavati con la (1.10):

$$E_{RES} = E_{FC} \left(1 - \frac{1}{SPF_{FC}} \right) = 500.000 \left(1 - \frac{1}{10} \right) = 450.000 \text{ kWh}$$

Quindi, nel totale si raggiunge la quota di 800.000 kWh, superiore ai 750.000 kWh richiesti dal D.Lgs. 28/11.

E' assolutamente corretto considerare il Free-Cooling come fonte rinnovabile, in modo da premiare i sistemi che ne fanno uso.

1.6 - Il recupero di calore dalla condensazione dei gruppi frigoriferi in funzionamento estivo

Il recupero della condensazione dei gruppi frigoriferi è utile quando c'è sovrapposizione dei carichi in un impianto, ovvero quando c'è richiesta contemporanea di caldo e di freddo, come mostrato in Figura 1.7.

La sovrapposizione dei carichi può avvenire perché c'è contemporaneamente richiesta di riscaldamento in una zona dell'edificio e di raffrescamento in un'altra, come mostrato in Figura 1.7, oppure perché c'è richiesta contemporanea di raffrescamento e di produzione di acqua calda sanitaria e/o di riscaldamento dell'aria di rinnovo. La sovrapposizione dei carichi termici è analizzata e discussa nell'Allegato D.

Ci sono diversi modi per recuperare calore dai cicli frigoriferi, come dettagliato nell'Allegato E. Quando il gruppo frigorifero lavora a recupero totale, si deve considerare che il suo scopo principale è quello di produrre energia termica e che la produzione di energia frigorifera è un cascame di calore, da intendere come riduzione del fabbisogno estivo dell'edificio. Tradotto in modo semplice, si deve considerare che il gruppo frigorifero lavori sempre come pompa di calore, producendo caldo e recuperando freddo. Se invece si considera che il gruppo frigorifero lavori come refrigeratore recuperando caldo e riducendo così il fabbisogno di energia termica dell'edificio, si rischia di spingere il progettista a scelte energivore, completamente disallineate allo spirito del Decreto. L'Esempio Numerico 10 aiuta a comprendere il problema.

ESEMPIO NUMERICO 10

Si supponga di avere un impianto che richieda costantemente sia energia termica che energia frigorifera, per un

totale di 100.000 kWh "in caldo" e 75.000 kWh "in freddo".

La richiesta può essere soddisfatta in due modi: utilizzando due generatori separati, una pompa di calore e un gruppo frigorifero (ci potrebbe essere un solo generatore che lavora alternativamente nelle due modalità), oppure sistemi a recupero totale, illustrati nell'Allegato E. Si supponga che i valori dei coefficienti di prestazione siano uguali nei due casi: $EER = 3$ e $COP = EER + 1 = 4$ (il significato dell'EER è approfondito nell'Allegato B).

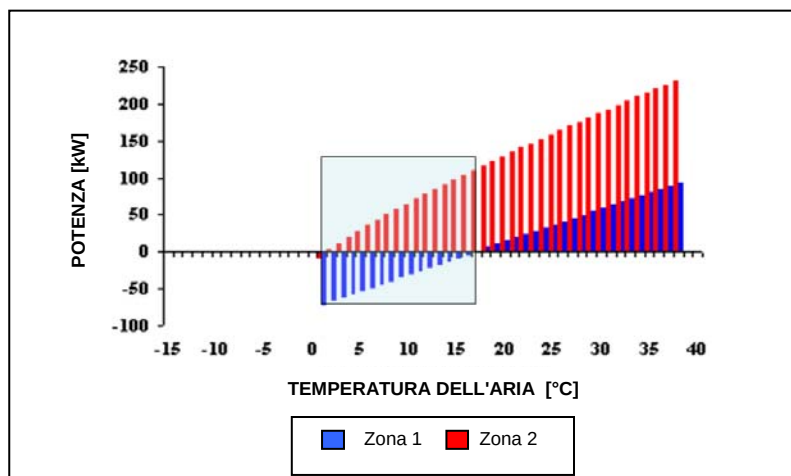


Fig. 1.7 - Sovrapposizione dei carichi in un edificio (valori negativi = riscaldamento; valori positivi = raffrescamento)

Nel primo caso il bilancio di energia è mostrato in Figura 1.8. Il consumo elettrico è pari a 50.000 kWh; infatti, per il sistema con doppia generazione si ha:

- Fabbisogno termico caldo = 100.000 kWh
- Fabbisogno termico freddo = 75.000 kWh
- Consumo elettrico: 50.000 kWh ($= 100.000/4 + 75.000/3$)
- Fabbisogno termico totale = 175.000 kWh
- $SPF = 4$
- Energia prodotta da RES = 75.000 kWh
- Percentuale di energia prodotta da RES rispetto al fabbisogno termico totale = 43%
- Quantità di energia che deve essere prodotta da altre RES = 12.500 kWh

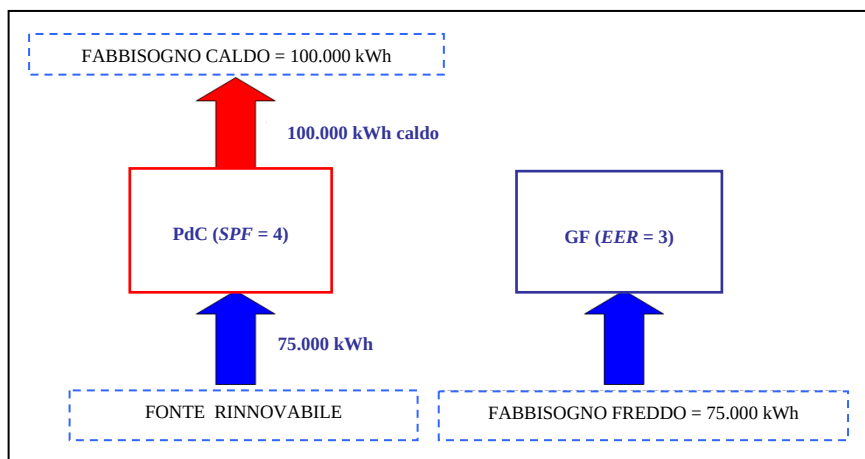


Fig. 1.8 – Bilancio di energia di un sistema a doppia generazione

Nel secondo caso il bilancio di energia è mostrato in Figura 1.9. Il consumo elettrico è pari a 25.000 kWh. Infatti, per il sistema a recupero totale, considerando come energia di recupero quella termica si ha:

- Fabbisogno termico caldo = 0 kWh (è tutto recuperato)
- Fabbisogno termico freddo = 75.000 kWh
- Fabbisogno termico totale = 75.000 kWh
- Energia prodotta da RES = 0 kWh
- Percentuale di energia prodotta da RES rispetto al fabbisogno termico totale = 0%
- Quantità di energia che deve essere prodotta da altre RES = 37.500 kWh
- Consumo elettrico = 25.000 kWh ($100.000/4$)

Se invece l'energia di recupero è considerata quella frigorifera si ha:

- Fabbisogno termico caldo = 100.000 kWh
- Fabbisogno termico freddo = 0 kWh (è tutto recuperato)
- Fabbisogno termico totale = 100.000 kWh

- $SPF = 4$
- Energia da RES prodotta = 75.000 kWh
- Percentuale di energia prodotta da RES rispetto al fabbisogno termico totale = 75%
- Quantità di energia che deve essere prodotta da altre RES = 0 kWh

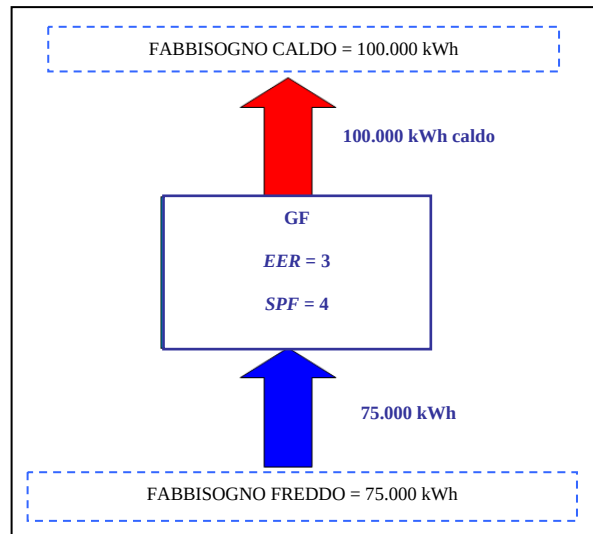


Fig. 1.9 – Bilancio di energia di un sistema a recupero totale

Appare chiaro che la seconda soluzione è nettamente migliore della prima, perché dimezza il consumo energetico e quindi deve essere premiata ai sensi del D.Lgs. 28/11. Questo avviene solamente se si ipotizza che il fabbisogno frigorifero sia il recupero e il fabbisogno termico l'obiettivo e non il contrario.

Considerare il recupero di calore sull'energia termica come una riduzione del carico porta al paradosso che il sistema che consuma una quantità di energia elettrica pari alla metà di un altro richiede rispetto a quest'ultimo una integrazione della quantità di energia da fonte rinnovabile pari a più del doppio. Peraltro, a questo punto, bisognerebbe capire quali siano le fonti di energia rinnovabile, perché appena si integrasse, ad esempio, con del Solar Cooling diminuirebbe la quantità di energia termica recuperata dal gruppo frigorifero e bisognerebbe ulteriormente incrementare la quantità di energia da fonte rinnovabile per ottenere il risultato desiderato.

Invece, non solo la produzione principale deve essere considerata il caldo, ma il recupero freddo deve essere considerato sia una riduzione del fabbisogno di raffrescamento, sia una fonte di energia rinnovabile.

In definitiva il Metodo AiCARR prevede che siano considerate fonti di energia rinnovabile anche parti dell'impianto che in alcune modalità di funzionamento sostituiscono le fonti di energia rinnovabile tradizionali, per esempio i circuiti idraulici quando c'è produzione contemporanea di caldo e freddo, oppure il recupero di calore totale dell'aria espulsa.

1.7 - La produzione ottimizzata dell'energia frigorifera

Le pompe di calore possono essere ottimizzate nel funzionamento invernale oppure in quello estivo, per i motivi spiegati nell'Allegato F. Ovviamente, l'ottimizzazione dovrebbe essere effettuata nel funzionamento invernale, se il massimo fabbisogno è richiesto in questa stagione, nel funzionamento estivo in caso contrario.

Seguendo i dettami del D.Lgs. 28/11 si rischia di privilegiare sempre il fabbisogno invernale. Il metodo AiCARR prevede di premiare le pompe di calore che funzionano bene anche nel funzionamento come refrigeratori, considerando una riduzione di fabbisogno estivo, $E_{R,Est}$, pari a:

$$E_{R,Est} = E_{PdC,Est} \frac{1}{2} \left[\frac{EER_S - (SPF_{PdC} - 1)}{SPF_{PdC}} \right] \quad (1.11)$$

con:

$E_{PdC,Est}$ = energia frigorifera prodotta dalla pompa di calore in funzionamento estivo;

EER_S = coefficiente di prestazione medio della pompa di calore in funzionamento estivo.

La (1.11) va applicata solamente quando il fabbisogno estivo a carico delle pompe di calore è maggiore di quello invernale e quando il valore di $E_{R,Est}$ risulta maggiore di 0.

Se fosse accettata l'idea di basare il calcolo sul REP , basterebbe moltiplicare i valori di SPF_{PdC} per il rendimento η di produzione e distribuzione dell'energia elettrica per avere il risultato corretto.

NOTA: L'equazione (1.11) rimane la stessa anche quando si impone un calcolo basato sulla somma dei risultati puntuali, come previsto nel paragrafo 2.1. Infatti il calcolo della $E_{R,est}$ può essere fatto solo su valori medi stagionali.

Logica alla base dell'equazione (1.11)

L'equazione nasce per premiare le pompe di calore che hanno un valore di efficienza estiva superiore a quello

dell'efficienza invernale, nel caso in cui il massimo fabbisogno di energia sia in raffrescamento e non in riscaldamento.

Si ricorda che, a parità di ogni altra condizione, l'efficienza invernale è uguale all'efficienza estiva maggiorata di un'unità, perché in inverno il lavoro del compressore contribuisce all'effetto utile. Quindi, per una pompa di calore ottimizzata in estate, nel funzionamento in raffrescamento, si ha:

$$SPF_{PdC} < EER_S + 1 \quad (1.12)$$

mentre per una pompa di calore ottimizzata in inverno, nel funzionamento in riscaldamento, si ha:

$$SPF_{PdC} \geq EER_S + 1 \quad (1.13)$$

il che conferma che il valore della (1.11) è positivo solamente se la pompa di calore è ottimizzata nel funzionamento estivo.

L'Esempio Numerico 11 mostra meglio i vantaggi di una simile impostazione.

ESEMPIO NUMERICO 11

Si supponga di avere un impianto che richieda 100.000 kWh in funzionamento invernale e 200.000 kWh in funzionamento estivo. Il fabbisogno totale è quindi pari a 300.000 kWh.

Si supponga di utilizzare due diverse pompe di calore, una con $SPF = 4$ e $EER_S = 3$ e una con $SPF = 3$ e $EER_S = 4$. Si supponga anche che non possano essere usate altre fonti di energia rinnovabile per impedimenti tecnici, comunque previsti dal D.Lgs. 28/11.

Seguendo l'impostazione del Decreto, nel primo caso si ha:

- Consumo di energia elettrica in inverno = 25.000 kWh
- Consumo di energia elettrica in estate = 66.666 kWh
- Consumo totale di energia elettrica = 91.666 kWh
- Energia prodotta da RES = 75.000 kWh
- Percentuale di energia prodotta da RES rispetto al fabbisogno termico totale = 25% (75.000/300.000)

e nel secondo caso:

- Consumo di energia elettrica in inverno = 33.333 kWh
- Consumo di energia elettrica in estate = 50.000 kWh
- Consumo totale di energia elettrica = 83.333 kWh (-11% rispetto al primo caso)
- Energia prodotta da RES = 66.666 kWh
- Percentuale di energia prodotta da RES rispetto al fabbisogno termico totale = 22,2% (66.666/300.000) (-12% rispetto al primo caso)

Il secondo caso è più vantaggioso perché fa risparmiare l'11% di energia elettrica, ma è anche più penalizzato dal D.Lgs. 28/11, perché la percentuale di energia da fonte rinnovabile sfruttata è inferiore del 12% (dovrebbe essere invece superiore dell'11%).

Se invece si utilizza il Metodo AiCARR, nel primo caso la detrazione nel fabbisogno estivo è di 0 kWh, mentre nel secondo caso è di:

$$R_E = E_E \frac{1}{2} \frac{EER_M - (SPF - 1)}{SPF} = 200.000 \frac{1}{2} \frac{4 - (3 - 1)}{3} = 66.666 \text{ kWh}$$

Pertanto si ha:

- Fabbisogno estivo = 133.333 kWh (200.000 – 66.666)
- Fabbisogno invernale = 100.000 kWh
- Fabbisogno totale = 233.333 kWh
- Energia prodotta da RES = 66.666 kWh
- Percentuale sul totale = 28% (66.666/233.333) (12% in più rispetto al primo caso).

Il Metodo AiCARR effettua un calcolo più esatto, corregge la criticità e premia il sistema che consuma meno energia.

1.8 - La rigenerazione delle sorgenti geotermiche

Come noto, la pompa di calore sottrae energia termica alla sorgente fredda per cederla a quella calda. Nel funzionamento invernale, la sorgente calda è l'impianto e la sorgente fredda è rappresentata dall'aria, dal terreno, dalle acque superficiali o profonde, quindi, in generale, da una fonte di energia rinnovabile. In estate avviene il contrario: la sorgente fredda è l'impianto, mentre la sorgente calda è l'aria, il terreno ecc.

Il trasferimento di calore in estate non viene considerato come energia da fonte rinnovabile, perché si tratta di energia termica non riutilizzabile. Questo può essere corretto nel caso di sorgente termica aria perché si tratta di un ciclo aperto: l'energia termica sottratta all'impianto viene trasferita all'aria esterna.

Non è così, però, nel caso in cui le sorgenti termiche siano il terreno o le acque, sia superficiali che profonde. In questo caso i confini del sistema non sono facilmente identificabili: il meccanismo fisico che rigenera l'energia termica sottratta al terreno durante l'inverno è la conduzione termica o l'insieme di convezione e conduzione. Questo processo richiede tempo, in funzione del regime di conduzione della pompa di calore, dell'intensità dello

sfruttamento della sorgente e delle caratteristiche del terreno. Le condizioni del terreno tendono a raggiungere un "equilibrio di lungo periodo" dopo un certo numero di anni di funzionamento della pompa di calore, solitamente dopo almeno 8 anni. La diminuzione del valore di temperatura del terreno provoca naturalmente, a parità di resa, una diminuzione del rendimento termodinamico della macchina, e con questo una diminuzione nel prelievo di calore dal terreno e un aumento del richiamo di calore dal terreno circostante, il che spiega il raggiungimento di un equilibrio. Tuttavia il punto di equilibrio, in termini di valore di temperatura del terreno, non sempre è compatibile con il funzionamento corretto della pompa di calore; in questo caso si parla di "deriva termica", la cui efficienza si riduce al diminuire del valore della temperatura.

Se il sistema funziona anche in estate è possibile rigenerare la sorgente, grazie al calore di condensazione. Una eventuale deriva termica con aumento del valore della temperatura del terreno porta ad un miglioramento dell'efficienza invernale e quindi va considerato un fenomeno sempre positivo.

Il Metodo AiCARR prevede di considerare come energia da fonte rinnovabile anche un'aliquota dell'energia restituita al terreno durante la stagione estiva, secondo l'equazione:

$$E_{RES,rig} = \frac{1}{y} E_{g,Est} = \frac{1}{y} E_{PdC,Est} \left(1 + \frac{1}{EER_S} \right) \quad \text{se} \quad E_{PdC,Est} \left(1 + \frac{1}{EER_S} \right) < E_{g,Inv}$$

$$E_{RES,rig} = \frac{1}{y} E_{g,Inv} \quad \text{se} \quad E_{g,Est} > E_{g,Inv} \quad (1.14)$$

dove:

- $E_{RES,rig}$ = energia da fonte rinnovabile derivante dalla rigenerazione della sorgente;
- $E_{PdC,Est}$ = energia frigorifera prodotta dalla pompa di calore geotermica;
- $E_{g,Est}$ = energia ceduta alla sorgente geotermica nel funzionamento estivo;
- EER_S = coefficiente di prestazione medio stagionale della pompa di calore in funzionamento estivo;
- $E_{g,Inv}$ = energia sottratta alla sorgente geotermica nel periodo invernale;
- y = coefficiente di integrazione: corrisponde al numero di anni necessari per la rigenerazione del terreno (si può considerare uguale a 10).

Logica alla base dell'equazione (1.14)

L'equazione nasce per calcolare una frazione dell'energia termica di scarto prodotta durante il funzionamento invernale, come rigenerazione della sorgente geotermica.

Il problema è la riduzione delle prestazioni della pompa di calore nel raggiungimento dell'equilibrio di lungo periodo, quando questa sia usata nel solo funzionamento invernale. Utilizzando la pompa di calore anche in funzionamento estivo, si restituisce alla sorgente terreno una quantità di energia termica pari alla somma dell'intera quantità di energia frigorifera prodotta e della quantità di energia assorbita dal compressore. AiCARR propone di considerare come energia da fonte rinnovabile una frazione di tale quantità totale, funzione del numero di anni necessari per la rigenerazione.

L'Esempio Numerico 12 aiuta a comprendere meglio.

ESEMPIO NUMERICO 12

Calcolare l'ulteriore quantità di energia prodotta per rigenerazione da fonte energetica rinnovabile utilizzando una pompa di calore geotermica che produca 100.000 kWh con $SPF_{PdC} = 4$, nelle ipotesi che in estate lavori con $EER_S = 4$ e che il fabbisogno estivo sia $E_{PdC,Est} = 50.000$ kWh nel primo caso e 300.000 kWh nel secondo caso.

L'energia sottratta dal terreno nel funzionamento invernale è uguale a 75.000 kWh, pari al rapporto tra l'energia prodotta in inverno e SPF_{PdC} $[100.000(1-1/4)] = 75.000$.

Pertanto, l'ulteriore quantità di energia da fonte rinnovabile è:

Caso 1: $E_{PdC,Est} = 50.000 + (50.000 \cdot 1/4) = 62.500$ kWh (minore di $E_{g,Inv} = 75.000$ kWh)

$$E_{RES,rig} = \frac{1}{y} E_{PdC,Est} \left(1 + \frac{1}{EER_S} \right) = \frac{1}{10} 50.000 \left(1 + \frac{1}{4} \right) = 6.250 \text{ kWh}$$

Caso 2: $E_{g,Est} = 300.000 + (300.000 \cdot 1/4) = 375.000$ kWh (maggiore di $E_{g,Inv} = 75.000$ kWh)

$$E_{RES,rig} = \frac{E_{g,Inv}}{y} = \frac{75.000}{10} = 7.500 \text{ kWh}$$

NOTA: L'equazione (1.14) rimane la stessa anche quando si impone un calcolo basato sulla somma dei risultati puntuali, come previsto nel paragrafo 2.1. Infatti il calcolo della $E_{RES,rig}$ può essere fatto solo su valori medi stagionali.

1.9 - Il teleriscaldamento ed i sistemi cogenerativi e trigenerativi alimentati da combustibili fossili

Il teleriscaldamento deve essere considerato come un sistema in grado di sfruttare le fonti energetiche rinnovabili solamente se collegato a sistemi cogenerativi e trigenerativi. Non bisogna assolutamente prendere in considerazione i sistemi di teleriscaldamento i cui generatori siano esclusivamente caldaie.

La logica è sempre la stessa: bisogna premiare solamente sistemi a basso consumo energetico, quindi con alti valori di REP_S .

Nel caso di sistemi cogenerativi e trigenerativi diventa ancora più importante ragionare in termini di energia primaria per essere coerenti con il sistema di incentivazione definito dal DM 5 settembre 2011, emanato dal Ministero per lo Sviluppo Economico, inerente la cogenerazione ad alta efficienza.

L'effetto dei sistemi cogenerativi e trigenerativi deve essere considerato nel seguente modo:

- 1) quando sono collegati anche a pompe di calore elettriche, per la quota parte di energia termica recuperata per produrre l'elettricità necessaria alle stesse pompe di calore (cfr. paragrafo 2.3.1), bisogna operare in analogia a quanto fatto nel caso delle pompe di calore con motore endotermico;
- 2) nei sistemi cogenerativi senza pompe di calore oppure per la quota parte restante dell'energia elettrica utilizzata da altre utenze che non siano pompe di calore elettriche, il recupero di calore del motore deve essere considerato riduzione del carico termico;
- 3) nei sistemi trigenerativi, la produzione di energia frigorifera deve essere considerata riduzione del fabbisogno per il raffrescamento estivo.

L'Esempio Numerico 13 aiuta a comprendere meglio i tre punti appena elencati.

ESEMPIO NUMERICO 13

Un sistema trigenerativo ha un rendimento elettrico medio stagionale pari al 30% e un rendimento termico medio stagionale pari al 50%. Il gruppo frigorifero ad assorbimento utilizzato d'estate ha $COP_S = 0,7$.

Il sistema è a servizio di un edificio il cui fabbisogno è pari a 1.100.000 kWh termici in funzionamento invernale ed a 1.000.000 kWh termici in funzionamento estivo.

Il sistema produce 300.000 kWh elettrici in funzionamento invernale e altri 300.000 kWh elettrici in funzionamento estivo.

La copertura del fabbisogno invernale è assicurata:

- da una pompa di calore con $SPF_{PdC} = 4$ (consumo elettrico 150.000 kWh) per 600.000 kWh;
- dal sistema trigenerativo per 500.000 kWh.

Quindi nel funzionamento invernale il sistema trigenerativo produce 300.000 kWh elettrici, dei quali 150.000 kWh a servizio della pompa di calore.

La produzione di energia termica invernale dal recupero di calore del motore è pari a 500.000 kWh (valore che si ottiene dividendo il valore di 300.000 kWh elettrici per il rendimento elettrico, pari a 0,3, e moltiplicando il risultato per il rendimento termico, pari a 0,5), dei quali 250.000 kWh sono prodotti come recupero dalla produzione di energia elettrica a servizio della pompa di calore.

Sintetizzando si ha:

Funzionamento invernale – punto 1

Il sistema si comporta come una pompa di calore a motore endotermico, per la quota parte di produzione di energia elettrica pari alle necessità della pompa di calore, che lavora con $REP_S = 1,7$ (somma del prodotto del valore del rendimento elettrico per quello di SPF_{PdC} e del valore del rendimento termico ($0,3 \cdot 4 + 0,5 = 1,7$), come mostrato in Figura 1.3 di pagina 13. Di conseguenza, dalla (1.6) si ottiene $SPF_{C,Sist} = 1,7/0,4 = 4,25$ e la percentuale di energia da fonte rinnovabile è pari al 76,4%.

Quindi, l'energia da fonte rinnovabile prodotta dal sistema pompa di calore – trigeneratore è pari a 650.000 kWh; infatti, 600.000 kWh sono prodotti dalla pompa di calore, 250.000 kWh sono recuperati dal motore, e la loro somma, pari a 850.000, deve essere moltiplicata per la percentuale di energia da fonte rinnovabile calcolata in base alla (1.6), che è uguale a 0,764.

Funzionamento invernale – punto 2

Il recupero di calore del motore nel funzionamento invernale è pari a 500.000 kWh, dei quali 250.000 kWh sono calcolati come quota parte del sistema pompa di calore – trigeneratore ed i restanti 250.000 kWh devono essere considerati come riduzione dei fabbisogni termici.

Funzionamento estivo – punto 3

In estate la produzione di energia termica come recupero dal motore è ugualmente pari a 500.000 kWh termici che vengono inviati ad un gruppo frigorifero ad assorbimento, per produrre 350.000 kWh frigoriferi, da considerare come riduzione del fabbisogno estivo.

Riepilogo finale:

- Fabbisogno termico invernale: 850.000 kWh, dati dalla differenza tra il fabbisogno termico ed il recupero dal motore, pari a $1.100.000 - 250.000$, come al punto 2
- Fabbisogno termico estivo: 650.000 kWh, dati dalla differenza tra il fabbisogno termico e la produzione del gruppo frigorifero ad assorbimento alimentato dal recupero del motore, come al punto 3
- Fabbisogno termico totale: 1.500.000 kWh, pari alla somma del fabbisogno estivo e di quello invernale
- $REP_{S,Sist} = 1,7$
- $SPF_{C,Sist} = 4,25$
- Energia prodotta da fonte rinnovabile, secondo la (1.6) = 650.000 kWh
- Percentuale di energia da fonte rinnovabile sul fabbisogno totale: 43,3%
- Ulteriore energia da produrre con fonte rinnovabile in estate: 100.000 kWh.

1.10 - Il solare termico

Anche nel caso di solare termico, per la produzione di energia sia per l'acqua calda sanitaria e il riscaldamento che per il raffrescamento, il Metodo AiCARR si basa sul SPF , considerando il consumo elettrico per gli ausiliari:

$$E_{RES,Sol} = E_{Sol} \left(1 - \frac{1}{SPF_{Sol}} \right) = E_{Sol} \left(1 - \frac{EE_{ass,Sol}}{E_{Sol}} \right) \quad (1.15)$$

dove:

$E_{RES,Sol}$ = energia da fonti rinnovabili;

E_{Sol} = energia prodotta dal sistema solare termico;

$EE_{ass,Sol}$ = energia elettrica assorbita per il funzionamento degli ausiliari del sistema.

Logica alla base dell'equazione (1.15)

Il metodo AiCARR equipara il sistema solare termico ad una pompa di calore. Il coefficiente di prestazione, SPF_{Sol} , è uguale al rapporto tra il valore della quantità di energia prodotta dal sistema solare termico e quello della quantità di energia elettrica consumata dagli ausiliari, come mostrato in Figura 1.10.

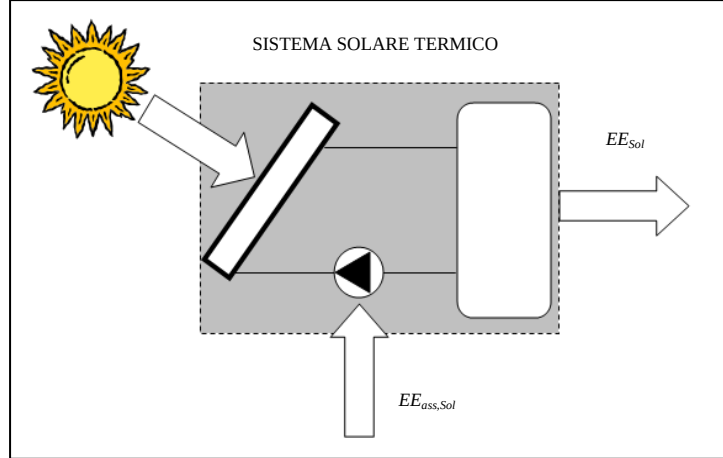


Fig. 1.10 - Bilancio su un sistema solare termico secondo la (1.15)

ESEMPIO NUMERICO 14

Si supponga di dover confrontare tra loro due sistemi di produzione di acqua calda sanitaria che utilizzano un sistema solare termico, uno a circolazione naturale, che permette di produrre annualmente 10.000 kWh, e uno a circolazione forzata, che permette di produrre 12.000 kWh di energia termica con un consumo di energia elettrica per il pompaggio pari a 1.000 kWh.

Nel primo caso si ha:

$$SPF_{Sol} = \frac{E_{Sol}}{EE_{ass,Sol}} = \frac{10.000}{0} = \infty$$

per cui tutta l'energia prodotta va considerata come rinnovabile.

Nel secondo caso, invece, si ha:

$$SPF_{Sol} = \frac{E_{Sol}}{EE_{ass,Sol}} = \frac{12.000}{1.000} = 12$$

La quantità di energia da fonte rinnovabile è:

$$E_{RES,Sol} = E_{Sol} \left(1 - \frac{1}{SPF_{Sol}} \right) = 12.000 \left(1 - \frac{1}{12} \right) = 11.000 \text{ kWh}$$

Nel caso di Solar Cooling, ovvero dell'utilizzo dell'energia termica prodotta dal sistema solare termico per la produzione di energia frigorifera mediante gruppi frigoriferi ad assorbimento o deumidificatori chimici, il termine SPF_{Sol} contenuto nella (1.15) va modificato secondo l'equazione:

$$SPF_{SolCool} = \frac{E_{GF}}{EE_{ass,sol} + EE_{ass,GF}} = \frac{\varepsilon_{GF} E_{Sol}}{EE_{ass,Sol} + EE_{ass,GF}} \quad (1.16)$$

dove:

E_{GF} = energia frigorifera prodotta dal gruppo frigorifero ad assorbimento o dal deumidificatore chimico;

ε_{GF} = efficienza del gruppo frigorifero ad assorbimento o del deumidificatore chimico;

$EE_{ass,GF}$ = energia elettrica consumata per il funzionamento del gruppo frigorifero ad assorbimento o del deumidificatore chimico e dei loro ausiliari, ad esempio la torre evaporativa, come mostrato in Figura 1.11.

La quantità di energia da fonte rinnovabile sfruttata per il raffrescamento diventa:

$$E_{RES,Sol} = \varepsilon_{GF} E_{Sol} \left(1 - \frac{1}{SPF_{Sol}} \right) \quad (1.17)$$

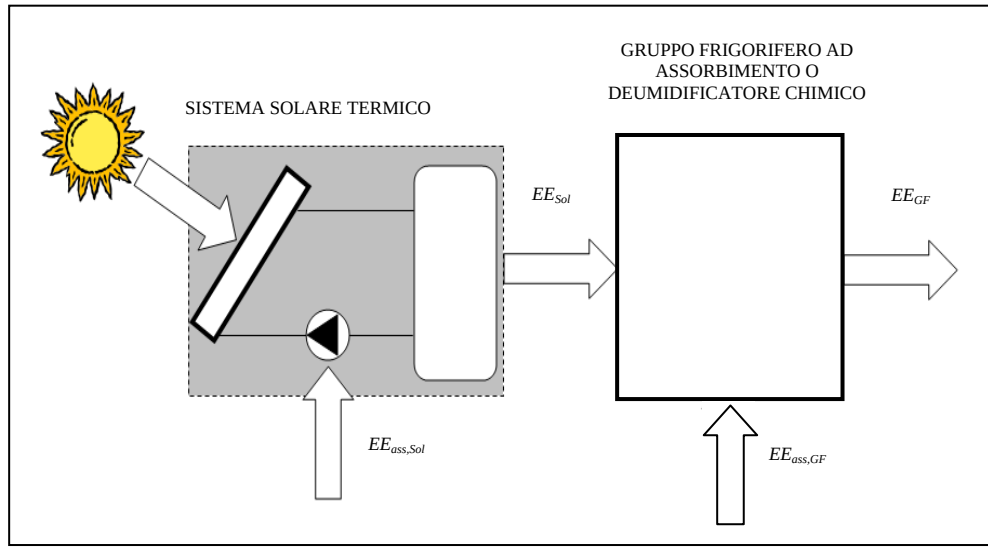


Fig. 1.11 - Bilancio su un sistema solare termico secondo la (1.15)

Logica alla base dell'equazione (1.17)

L'equazione considera che l'energia termica prodotta dal sistema solare termico si trasforma in energia frigorifera in quantità proporzionale all'efficienza del gruppo frigorifero ad assorbimento, ε_{GF} , o del deumidificatore chimico; questo valore potrebbe essere anche superiore ad 1, ad esempio nel caso di gruppi frigoriferi ad assorbimento a doppio effetto.

Tuttavia, non tutta l'energia frigorifera prodotta può essere considerata rinnovabile, perché comunque il sistema ha bisogno di energia elettrica per il suo funzionamento, in particolare per quello delle pompe di circolazione e dei ventilatori della torre evaporativa.

ESEMPIO NUMERICO 15

Un sistema solare termico produce nella stagione estiva una quantità di energia termica pari a 1.000.000 kWh con un consumo di energia elettrica per il pompaggio pari a 50.000 kWh. L'energia termica viene inviata ad un gruppo frigorifero ad assorbimento con efficienza 0,7 e con un consumo elettrico per gli ausiliari (torre evaporativa e relativo sistema di pompaggio) pari a 80.000 kWh.

Il valore di $SPF_{Sol, Cool}$ è:

$$\begin{aligned} SPF_{Sol, Cool} &= \frac{E_{GF}}{EE_{ass,Sol} + EE_{ass,GF}} = \frac{\varepsilon_{GF} E_{ass,Sol}}{EE_{ass,Sol} + EE_{ass,GF}} = \\ &= \frac{0,7 \cdot 1.000.000}{50.000 + 80.000} = \frac{700.000}{130.000} = 5,38 \end{aligned}$$

La quantità di energia frigorifera da fonte rinnovabile prodotta dal Solar Cooling è:

$$E_{RES,Sol} = \varepsilon_{GF} E_{Sol} \left(1 - \frac{1}{SPF_{Sol}} \right) = 700.000 \left(1 - \frac{1}{5,38} \right) = 569.888 \text{ kWh}$$

Il solare termico può essere utilizzato anche come sorgente termica di supporto alle pompe di calore per innalzarne il livello termico, come schematizzato in Figura 1.12. In questo caso, l'energia termica prodotta dal sistema solare termico, E_{Sol} , non va considerata come energia da fonte rinnovabile, perché contribuisce solamente a innalzare il valore di SPF_{PdC} della pompa di calore. Deve essere invece considerato il consumo di energia elettrica $EE_{ass,Sol}$ che va aggiunto a quello della pompa di calore e dei suoi ausiliari.

ESEMPIO NUMERICO 16

Un pompa di calore a terreno fornisce una quantità di energia termica pari a 100.000 kWh con un consumo di energia elettrica pari a 25.000 kWh, di cui 20.000 kWh per i compressori e 5.000 per gli ausiliari. Il valore di SPF_{PdC} è pari a 4,00.

Si decide di integrare la sorgente termica con un sistema solare termico, come in Figura 1.12. Questo permette di abbassare il valore del consumo elettrico dei compressori a 16.000 kWh, ma aumenta quello globale di 2.000 kWh, necessari per il pompaggio del sistema solare termico.

La quantità di energia termica fornita dalla pompa di calore rimane inalterata, mentre il valore del consumo elettrico scende a 23.000 kWh (16.000 dei compressori + 5.000 degli ausiliari + 2.000 del solare). Pertanto SPF_{Sist} aumenta, diventando pari a 4,35 (100.000/23.000). La quantità di energia termica prodotta sfruttando fonti di energia rinnovabile aumenta di conseguenza, secondo le equazioni (1.1) o (1.6), a seconda della logica di calcolo scelta. Infine, il sistema solare termico può essere utilizzato per rigenerare in estate la sorgente geotermica di una pompa di calore. Questo caso va trattato con criteri simili a quelli previsti nel paragrafo 1.7, con l'accortezza di aggiungere il consumo dell'energia elettrica $EE_{ass,Sol}$ del sistema solare termico. Pertanto si può scrivere:

$$E_{RES,rig,Sol} = \frac{1}{y} E_{Sol} \left(1 - \frac{1}{SPF_{Sol}} \right) = \frac{1}{y} E_{Sol} \left(1 - \frac{EE_{ass,Sol}}{E_{Sol}} \right) \quad (1.18)$$

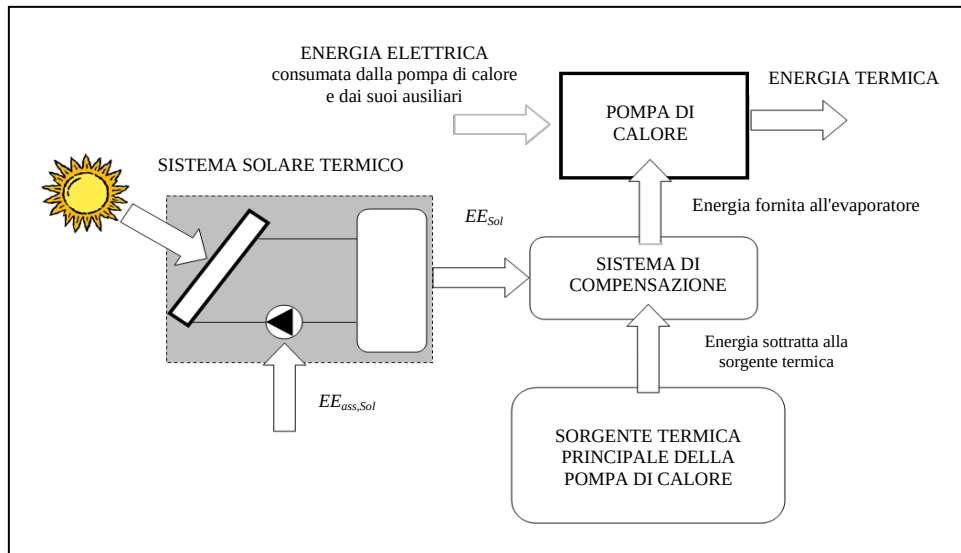


Fig. 1.12 - Bilancio su una pompa di calore elioassistita

dove:

- $E_{RES,rig,Sol}$ = energia da fonte rinnovabile derivante dalla rigenerazione della sorgente geotermica tramite sistema solare termico;
- E_{Sol} = energia fornita alla sorgente dal sistema solare termico;
- SPF_{Sol} = SPF del sistema solare termico;
- $EE_{ass,Sol}$ = energia elettrica assorbita dal sistema solare termico durante la rigenerazione del terreno;
- y = coefficiente di integrazione: corrisponde al numero di anni per la rigenerazione del terreno (si può considerare uguale a 10).

L'Esempio Numerico 17 aiuta a comprendere meglio.

ESEMPIO NUMERICO 17

Calcolare l'ulteriore quantità di energia prodotta da fonte energetica rinnovabile per rigenerazione da un sistema solare termico che produca in estate 50.000 kWh con un consumo elettrico di 4.000 kWh. Applicando la (15) si ottiene:

$$E_{RES,rig,Sol} = \frac{1}{y} E_{Sol} \left(1 - \frac{EE_{ass,Sol}}{E_{Sol}} \right) = \frac{1}{10} 50.000 \left(1 - \frac{4.000}{50.000} \right) = 4.600 \text{ kWh}$$

NOTA: Le equazioni (1.15), (1.16) e (1.18) possono rimanere le stesse anche quando si impone un calcolo basato sulla somma dei risultati puntuali, come previsto nel paragrafo 2.1. Infatti gli errori commessi da un calcolo basato su una media stagionale sono minimi. L'errore diventa rilevante solo quando il solare termico è utilizzato come integrazione per aumentare il valore della temperatura della sorgente fredda di una pompa di calore.

1.11 - Energia spesa per il pompaggio dei fluidi vettori

Qualunque sia il metodo che verrà scelto, nel calcolo dell'indice SPF va sempre considerata la spesa energetica per i fluidi vettori, aria o acqua, perché il loro peso energetico influenza il bilancio stagionale. In questo modo si premiano i sistemi più parchi nei consumi energetici globali.

1.12 - I biocombustibili e le biomasse

Il D.Lgs. 28/11 considera l'energia da fonte rinnovabile tutta l'energia termica prodotta da sistemi a che utilizzino biomasse. Bisognerebbe distinguere bene tra biomasse ricavate da scarti di lavorazione o da manutenzione del sottobosco dalla coltivazione diretta, perché bisogna tener conto del trasporto; infatti, un conto è utilizzare il cipato prodotto da manutenzione del sottobosco sul posto o in zone limitrofe, un altro è portarlo a centinaia di km di distanza. Nel primo caso, la biomassa essere considerata energia da fonte rinnovabile quasi al 100%, nel secon-

do bisognerebbe introdurre un coefficiente di riduzione della quantità di energia da fonte rinnovabile che consideri le spese energetiche di trasporto.

La coltivazione diretta, invece, non può mai essere considerata rinnovabile al 100%, perché costa energia sia per produrre i fertilizzanti, sia per movimentare i macchinari (trattori, trebbiatrici e quant'altro), sia per il pompaggio e il consumo di acqua per l'irrigazione. Sarebbe allora necessario introdurre un coefficiente di riduzione che consideri questa spesa energetica. In questo modo si favorirebbero solamente le culture meno energivore.

Il problema è molto serio, perché un utilizzo indiscriminato delle biomasse per usi energetici, spinto da approcci speculativi, può portare alla sottrazione di terreni alla coltivazione ad uso alimentare, sia per l'uomo che per gli animali, con la conseguenza di distruggere un grande patrimonio nazionale, di rendere il nostro Paese dipendente dall'estero per l'approvvigionamento di prodotti alimentari, attualmente autoctoni, e di innalzare a dismisura i prezzi dei prodotti agricoli.

Sono situazioni che vanno accuratamente evitate con una politica appropriata.

Va evidenziato che la prevista e progressiva introduzione nella rete di distribuzione di biometano derivato da reflui, deiezioni animali e scarti di origine animale o vegetale possa dare un rilevante contributo all'uso delle fonti di energia rinnovabile nel funzionamento invernale e potenzialmente anche in quello estivo degli impianti qualora il biogas venga utilizzato in un gruppo frigorifero ad attivazione termica. Sarebbe opportuno considerare la possibilità che la quantità di biometano utilizzato possa essere considerata come contributo di energia rinnovabile prodotta dall'impianto, purché l'approvvigionamento sia vincolato da un adeguato contratto di fornitura pluriennale.

PARTE 2

SUGGERIMENTI PER MIGLIORARE LA PRECISIONE DEL CALCOLO

2.1 - Introduzione

Uno dei limiti più evidenti della Direttiva Europea e, di conseguenza, del D.Lgs. 28/11, è che questi due strumenti legislativi sembrano riferiti solo al residenziale, in particolare al residenziale monofamiliare.

Quando si affrontano situazioni più complesse entrano in gioco fattori molto importanti, quale la strategia di gestione dell'intero sistema di produzione dell'energia. Un esempio è quello dei centri commerciali, dove potrebbero essere previsti più sistemi, sia quelli tradizionali che quelli in grado di sfruttare le fonti di energia rinnovabile, dal Free-Cooling alle pompe di calore, dal Solar Cooling a forme spinte di accumuli termici di acqua refrigerata. In questi casi è assolutamente necessario definire meglio i risultati che le scelte progettuali comportano, effettuando valutazioni energetiche più dettagliate, basate su step temporali dell'ordine di un'ora. Un altro esempio, riferito al settore residenziale, è quello dei condomini, nei quali si potrebbero usare gli accumuli termici per spostare tutta la produzione di acqua calda sanitaria nelle ore diurne, quando il valore della temperatura dell'aria è più elevato, per migliorare l'efficienza di produzione di una pompa di calore ad aria.

In definitiva, se si vuole stimolare il progettista a massimizzare le prestazioni del sistema scelto, è giusto imporre calcoli dettagliati.

2.2 - Valori medi stagionali e valori puntuali

Nella parte prima è stato più volte sottolineato come effettuare i calcoli su base media stagionale possa comportare gravi errori. Ciò vale per le pompe di calore, ma anche per il recupero di calore dall'aria espulsa, per il Free-Cooling e per il recupero di calore dalla condensazione dei gruppi frigoriferi.

2.2.1 - Limiti dei valori medi stagionali

Come discusso al paragrafo 1.1.1.2, l'applicazione dell'equazione (1.1) adottata dal D.Lgs. 28/11 per la valutazione dell'energia da fonte rinnovabile:

$$E_{RES} = E_{PdC} \left(1 - \frac{1}{SPF_{PdC}} \right) \quad (1.1)$$

comporta errori in quanto, essendo basata su un valore di SPF_{PdC} medio, considera contemporaneamente, confondendole tra loro, situazioni in cui le fonti di energia rinnovabile sono sfruttate con altre in cui non lo sono. Infatti, il valore di SPF_{PdC} medio è calcolato come rapporto tra l'energia termica prodotta e l'energia elettrica consumata dalla pompa di calore nell'arco dell'intero anno, senza distinguere le singole situazioni di funzionamento.

Tutte le equazioni suggerite da AiCARR nella parte prima, così come specificato nella nota all'inizio del paragrafo 1.3, seguono l'impostazione del Decreto, e quindi sono riferite al valore medio di SPF_{PdC} . Questa scelta è stata fatta per chiarezza, nel senso che le criticità dell'applicazione del Decreto sono quelle di natura concettuale e quelle legate all'impostazione sulla media stagionale, ambedue derivanti dalla Direttiva Europea. Nella parte prima sono state evidenziate le imprecisioni di natura concettuale, mentre in questa seconda parte si discute degli errori derivanti dall'impostazione su una media stagionale, che riguardano tutte le situazioni descritte nella parte prima, con le sole eccezioni già evidenziate in ogni singolo paragrafo.

2.2.2 - Il calcolo corretto secondo i valori puntuali

In realtà, per l'intero sistema l'energia da fonte rinnovabile dovrebbe essere calcolata ora per ora, utilizzando la seguente equazione in sostituzione della (1.6):

$$E_{RES} = \sum_h E_{RES,h} = \sum_h \left[E_{Tot,h} \left(1 - \frac{1}{SPF_{C,Sist,h}} \right) \right] \quad (2.1)$$

dove:

$E_{RES,h} = 0$ se $SPF_{C,Sist,h} < SPF_{Min}$

con:

$SPF_{C,Sist,h}$ = SPF convenzionale dell'intero sistema nell'ora h ; corrisponde al COP puntuale della pompa di calore se questa è l'unico generatore.

Se il rendimento di produzione e distribuzione dell'energia elettrica si considera pari a 0,4, SPF_{Min} deve essere posto pari a 2,875, condizione per la quale il valore del REP puntuale è uguale a 1,15.

Logica alla base dell'equazione (2.1)

L'equazione è simile alla (1.6), con la sola differenza che il calcolo viene effettuato per ciascuna singola ora di funzionamento, scartando le condizioni in cui il REP è troppo basso. In questo modo si esclude dal calcolo l'energia prodotta senza sfruttare le fonti di energia rinnovabile.

L'Esempio Numerico 18 aiuta a comprendere meglio quanto affermato.

ESEMPIO NUMERICO 18

A partire dagli Esempi Numerici 4 e 6, si calcoli la quantità di energia prodotta da fonte rinnovabile tramite la (2.1) e si confrontino i risultati con quelli ottenuti rispettivamente con la (1.1) e la (1.6).

Nella Tabella 2.1 sono riportati i risultati del calcolo puntuale effettuato con la (2.1) e nella 2.2 i confronti tra i risultati secondo il metodo previsto dal Decreto, quello AiCARR e quello AiCARR con calcolo puntuale.

Tab. 2.1 - Risultati del calcolo puntuale

Temperatura	Caso 1		Caso 2		Caso 3		Caso 4	
	REP	E _{RES} (2.1)	REP	E _{RES} (2.1)	REP	E _{RES} (2.1)	REP	E _{RES} (2.1)
-5	0,55	0	0,87	0	1,05	0	0,74	0
-4	0,57	0	0,87	0	1,05	0	0,76	0
-3	0,60	0	0,87	0	1,05	0	0,79	0
-2	0,64	0	0,90	0	1,05	0	0,83	0
-1	0,70	0	0,94	0	1,05	0	0,90	0
0	0,79	0	1,00	0	1,05	0	0,99	0
1	0,92	0	1,07	0	1,05	0	1,07	0
2	1,08	0	1,13	0	1,13	0	1,14	0
3	1,19	16.096	1,19	16.096	1,192	16.096	1,192	16.096
4	1,24	16.094	1,24	16.094	1,24	16.094	1,24	16.094
5	1,28	15.589	1,28	15.589	1,28	15.589	1,28	15.589
6	1,32	13.668	1,32	13.668	1,32	13.668	1,32	13.668
7	1,35	12.597	1,35	12.597	1,35	12.597	1,35	12.597
8	1,38	11.510	1,38	11.510	1,38	11.510	1,38	11.510
9	1,40	10.064	1,40	10.064	1,40	10.064	1,40	10.064
10	1,42	9.006	1,42	9.006	1,42	9.006	1,42	9.006
11	1,43	7.289	1,43	7.289	1,43	7.289	1,43	7.289
12	1,44	6.090	1,44	6.090	1,44	6.090	1,44	6.090
13	1,44	4.726	1,44	4.726	1,44	4.726	1,44	4.726
14	1,43	3.308	1,43	3.308	1,43	3.308	1,43	3.308
15	1,43	2.342	1,43	2.342	1,43	2.342	1,43	2.342
16	1,42	1.622	1,42	1.622	1,42	1.622	1,42	1.622
17	1,40	1.082	1,40	1.082	1,40	1.082	1,40	1.082
18	1,38	625	1,38	625	1,38	625	1,38	625
19	1,35	313	1,35	313	1,35	313	1,35	313
20	0,00	0	0,00	0	0,00	0	1,32	0
		132.020		132.020		132.020		132.020

Tab. 2.2 - Risultati dei confronti tra le varie formule

	Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4
Energia prodotta da fonte rinnovabile calcolata con la (1.1) [kWh]	193.657	193.657	161.349	0
percentuale su totale	60,9%	60,9%	50,7%	0,0%
Energia prodotta da fonte rinnovabile calcolata con la (1.6) [kWh]	193.657	208.812	212.716	206.580
percentuale su totale	60,9%	65,6%	66,8%	64,9%
Energia prodotta da fonte rinnovabile calcolata con la (2.1) [kWh]	132.020	132.020	132.020	132.020
percentuale su totale	41,5%	41,5%	41,5%	41,5%

I risultati dell'Esempio Numerico 18 riportati in Tabella 2.2 dimostrano ancora una volta i problemi legati all'uso dell'equazione (1.1): tutti i quattro casi forniscono la stessa percentuale di energia rinnovabile, a differenza di quanto risulta dall'applicazione dell'equazione del Decreto.

Un altro aspetto importante è che la percentuale di produzione di energia da fonte rinnovabile ottenuta con la (2.1) è molto inferiore a quella che si avrebbe utilizzando la (1.1). Ciò è dovuto a quanto precisato nel paragrafo 1.2.1.2.2: la pompa di calore è volutamente scelta con bassa efficienza per mostrare come il Decreto favorisca la mediocrità e non l'eccellenza.

L'Esempio Numerico 19 mostra come un progettista può intervenire per migliorare le prestazioni del sistema.

ESEMPIO NUMERICO 19

Si parta dal caso 3 dell'Esempio Numerico 18: pompa di calore integrata da caldaia a condensazione, completamente ferma quando il COP è inferiore a 2,6, ovvero quando il REP è inferiore a quello della caldaia a condensazione. Volendo raggiungere una percentuale di produzione di energia da fonte rinnovabile superiore al 60%, secondo l'equazione (2.1), bisogna migliorare del 20% l'efficienza della pompa di calore e aumentare la sua potenza da 72 kW a 105 kW, quando il valore della temperatura dell'aria esterna è pari a -5 °C. In questo caso COP = 1,15 si raggiunge già per valori di temperatura dell'aria esterna pari a -0 °C.

In Tabella 2.3 è riportato il confronto tra ciò che avviene in questo caso e ciò che avviene nell'Esempio Numerico 18: con questi accorgimenti il valore di energia prodotta da fonte rinnovabile sale a 201.259 kWh, pari al 63% del totale di energia richiesta.

Gli Esempi Numerici 18 e 19 dimostrano che solo il calcolo puntuale è preciso e permette al progettista di capire come intervenire per ottenere i risultati voluti.

Tab. 2.3 - Confronto tra i risultati del caso 3 prima e dopo il miglioramento

	Caso 3: versione precedente			Caso 3: versione migliorata				
	COP	REP	E_{RES} [kWh]	COP	REP	Energia da caldaia [kWh]	Energia da PdC [kWh]	E_{RES} [kWh]
-5	1,86	1,05	0	2,24	1,05	4.375	0	0
-4	1,89	1,05	0	2,28	1,05	7.200	0	0
-3	1,97	1,05	0	2,37	1,05	9.775	0	0
-2	2,09	1,05	0	2,51	1,05	15.950	0	0
-1	2,25	1,05	0	2,72	1,09	0	20.370	12.870
0	2,48	1,05	0	2,99	1,19	0	22.400	14.902
1	2,68	1,05	0	3,23	1,29	0	24.795	17.110
2	2,84	1,13	0	3,42	1,37	0	24.390	17.259
3	2,98	1,19	16.096	3,59	1,44	0	24.225	17.479
4	3,1	1,24	16.094	3,73	1,49	0	23.760	17.398
5	3,21	1,28	15.589	3,87	1,55	0	22.650	16.790
6	3,3	1,32	13.668	3,98	1,59	0	19.600	14.677
7	3,39	1,35	12.597	4,08	1,63	0	17.875	13.495
8	3,45	1,38	11.510	4,16	1,67	0	16.200	12.308
9	3,51	1,4	10.064	4,22	1,69	0	14.080	10.747
10	3,54	1,42	9.006	4,27	1,71	0	12.550	9.609
11	3,57	1,43	7.289	4,30	1,72	0	10.125	7.771
12	3,59	1,44	6.090	4,33	1,73	0	8.440	6.490
13	3,6	1,44	4.726	4,34	1,73	0	6.545	5.035
14	3,58	1,43	3.308	4,31	1,73	0	4.590	3.526
15	3,58	1,43	2.342	4,31	1,72	0	3.250	2.496
16	3,54	1,42	1.622	4,27	1,71	0	2.260	1.730
17	3,5	1,4	1.082	4,22	1,69	0	1.515	1.156
18	3,45	1,38	625	4,15	1,66	0	880	668
19	3,38	1,35	313	4,07	1,63	0	445	336
20	3,31	0	0	3,99	1,60	0	0	0
			132.020 41,5%					203.853 64,1%

Ovviamente le stesse considerazioni si applicano anche a tutti gli altri sistemi (Free-Cooling, recupero e altro): il calcolo dei vari SPF andrebbe sempre fatto su base oraria, escludendo le condizioni in cui $REP_h < 1.15$.

2.2.2.1 – La penalizzazione delle condizioni con $REP_h < 1$

Il metodo di calcolo adottato nel paragrafo precedente permette di determinare l'esatto valore dell'energia prodotta da fonte rinnovabile per ogni singolo sistema. Ha comunque il limite di non considerare come l'energia viene

prodotta al di sotto della soglia minima fissata per REP_h , pari a 1,15. Infatti, se si considera che una caldaia a condensazione di discreta qualità ha $REP_h = 1$, è evidente che scendere al di sotto di tale limite significa produrre energia in modo inefficiente.

Pertanto, AiCARR suggerisce che nei casi in cui risulta $REP_h < 1$ si detragga dalla quantità di energia rinnovabile calcolata con la (2.1) un valore pari a:

$$E_{RES,dtr} = \sum_h E_{RES,dtr-h} = \sum_h E_{Tot,h} (1 - REP_h) \quad (2.2)$$

Con questa correzione, l'energia totale prodotta da fonte rinnovabile è quindi uguale a :

$$E_{RES,Tot} = E_{RES} - E_{RES,dtr} \quad (2.3)$$

dove E_{RES} è calcolata secondo la (2.1).

In questo modo si spinge il progettista ad utilizzare le pompe di calore in modo efficiente, evitando di spingerle a prestazioni limite, e ad integrarle con sistemi altrettanto efficienti. Inoltre, si punisce l'uso esagerato di integrazione con resistenza elettrica, molto economico, ma estremamente dannoso.

L'Esempio Numerico 20 mostra un'applicazione.

ESEMPIO NUMERICO 20

Si applichino le (2.2) e (2.3) ai casi dell'Esempio Numerico 18. La Tabella 2.4 mostra i risultati ottenuti.

Tab. 2.4 - Utilizzo della penalizzazione nel caso di $REP_h < 1$

T [°C]	Energia prodotta [kWh]	Caso 1		Caso 2		Caso 3		Caso 4	
		E_{RES} [kWh]	$E_{RES,dtr}$ [kWh]	E_{RES} [kWh]	$E_{RES,dtr}$ [kWh]	E_{RES} [kWh]	$E_{RES,dtr}$ [kWh]	E_{RES} [kWh]	$E_{RES,dtr}$ [kWh]
-5	4.375	0	1.988	0	560	0	0	0	1.127
-4	7.200	0	3.127	0	949	0	0	0	1.748
-3	9.775	0	3.955	0	1.223	0	0	0	2.077
-2	15.950	0	5.768	0	1.664	0	0	0	2.636
-1	20.370	0	6.091	0	1.316	0	0	0	2.006
0	22.400	0	4.606	0	0	0	0	0	186
1	24.795	0	2.095	0	0	0	0	0	0
2	24.390	0	0	0	0	0	0	0	0
3	24.225	16.096	0	16.096	0	16.096	0	16.096	0
4	23.760	16.094	0	16.094	0	16.094	0	16.094	0
5	22.650	15.589	0	15.589	0	15.589	0	15.589	0
6	19.600	13.668	0	13.668	0	13.668	0	13.668	0
7	17.875	12.597	0	12.597	0	12.597	0	12.597	0
8	16.200	11.510	0	11.510	0	11.510	0	11.510	0
9	14.080	10.064	0	10.064	0	10.064	0	10.064	0
10	12.550	9.006	0	9.006	0	9.006	0	9.006	0
11	10.125	7.289	0	7.289	0	7.289	0	7.289	0
12	8.440	6.090	0	6.090	0	6.090	0	6.090	0
13	6.545	4.726	0	4.726	0	4.726	0	4.726	0
14	4.590	3.308	0	3.308	0	3.308	0	3.308	0
15	3.250	2.342	0	2.342	0	2.342	0	2.342	0
16	2.260	1.622	0	1.622	0	1.622	0	1.622	0
17	1.515	1.082	0	1.082	0	1.082	0	1.082	0
18	880	625	0	625	0	625	0	625	0
19	445	313	0	313	0	313	0	313	0
20	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Totali [kWh]	318.245	132.020	27.629	132.020	5.712	132.020	0	132.020	9.780
$E_{RES,TOT}$ [kWh]		104.391		126.309		132.020		122.241	
percentuale su totale		32,8%		39,7%		41,5%		38,4%	

2.2.2.2 – Il superamento dell'appiattimento della percentuale di energia prodotta da fonte rinnovabile per elevati SPF

L'appiattimento della percentuale di energia prodotta da fonte rinnovabile per elevati SPF_{PdC} è stata segnalato nel paragrafo 1.2.1.1 ed è una delle maggiori criticità presenti nel Decreto, perché fa sì che venga premiata la mediocrità e non l'eccellenza. Per tutto quanto finora discusso, è evidente che questa criticità può essere superata solo combinando il calcolo puntuale alla penalizzazione delle condizioni in cui il sistema produce con $REP < 1$. L'Esempio Numerico 21 chiarisce questo concetto.

ESEMPIO NUMERICO 21

Si parta dal caso 4 degli Esempi Numerici 4, 6 e 18 e si sostituisca alla pompa di calore con $SPF_{PdC} = 2,86$, prima una pompa di calore con $SPF_{PdC} = 3$ e poi una con $SPF_{PdC} = 5$. La quantità di energia prodotta da fonte rinnovabile prodotta nei 3 casi applicando il Decreto, cioè usando la (1.1), e il metodo AiCARR con calcolo puntuale corretto con la penalizzazione, cioè usando la (2.3), fornisce i risultati riportati in Tabella 2.5.

Tab. 2.5 - Confronto tra il Metodo del Decreto e quello AiCARR con calcolo puntuale corretto

	D.Lgs. 28/11 equazione (1.1)		Metodo AiCARR con calcolo puntuale corretto equazione (2.3)	
	E_{RES} [kWh]	% su totale	E_{RES} [kWh]	% su totale
$SPF_{PdC} = 2,86$	0	0,0%	122.241	38,4%
$SPF_{PdC} = 3$	212.163	66,7%	143.636	45,1%
$SPF_{PdC} = 5$	254.596	80,0%	254.596	80,0%

Come si può notare, con il Metodo AiCARR il passaggio da $SPF_{PdC} = 3$ a $SPF_{PdC} = 5$ fa migliorare percentualmente del 77% la quantità di energia rinnovabile prodotta dalla pompa di calore, premiando così l'eccellenza. Al contrario, come già segnalato nel paragrafo 1.2.1.1, con l'equazione (1.1) il miglioramento è solamente del 20%, cosa che premia eccessivamente la mediocrità. Questo risultato si ottiene perché il calcolo puntuale esclude tutte le condizioni in cui $REP < 1,15$, nelle quali non si produce energia da fonte rinnovabile, e si penalizzano le condizioni in cui $REP < 1$, come mostrato in Tabella 2.6.

Tab. 2.6 - Dettaglio dei calcoli riportati in Tabella 2.5

T [°C]	Energia prodotta [kWh]	$SPF_{PdC} = 2,86$				$SPF_{PdC} = 3$				$SPF_{PdC} = 5$			
		REP	$SPF_{C, sist, h}$	E_{RES} [kWh]	$E_{RES, dtr}$ [kWh]	REP	$SPF_{C, sist, h}$	E_{RES} [kWh]	$E_{RES, dtr}$ [kWh]	REP	$SPF_{C, sist, h}$	E_{RES} [kWh]	$E_{RES, dtr}$ [kWh]
-5	4.375	0,74	1,86	0	1.127	0,78	1,95	0	968	1,30	3,24	3.027	0
-4	7.200	0,76	1,89	0	1.748	0,79	1,99	0	1.481	1,32	3,31	5.024	0
-3	9.775	0,79	1,97	0	2.077	0,83	2,07	0	1.700	1,38	3,44	6.941	0
-2	15.950	0,83	2,09	0	2.636	0,88	2,19	0	1.984	1,46	3,65	11.588	0
-1	20.370	0,90	2,25	0	2.006	0,95	2,36	0	1.107	1,58	3,94	15.214	0
0	22.400	0,99	2,48	0	186	1,04	2,60	0	0	1,73	4,33	17.247	0
1	24.795	1,07	2,68	0	0	1,12	2,81	0	0	1,87	4,68	19.515	0
2	24.390	1,14	2,84	0	0	1,19	2,98	16.198	0	1,98	4,96	19.492	0
3	24.225	1,19	2,98	16.096	0	1,25	3,13	16.476	0	2,08	5,21	19.592	0
4	23.760	1,24	3,10	16.094	0	1,30	3,25	16.452	0	2,17	5,42	19.392	0
5	22.650	1,28	3,21	15.589	0	1,35	3,36	15.919	0	2,24	5,61	18.628	0
6	19.600	1,32	3,30	13.668	0	1,39	3,47	13.945	0	2,31	5,78	16.221	0
7	17.875	1,35	3,39	12.597	0	1,42	3,55	12.843	0	2,37	5,92	14.869	0
8	16.200	1,38	3,45	11.510	0	1,45	3,62	11.729	0	2,42	6,04	13.529	0
9	14.080	1,40	3,51	10.064	0	1,47	3,68	10.252	0	2,45	6,13	11.793	0
10	12.550	1,42	3,54	9.006	0	1,49	3,71	9.171	0	2,48	6,19	10.532	0
11	10.125	1,43	3,57	7.289	0	1,50	3,74	7.421	0	2,50	6,24	8.510	0
12	8.440	1,44	3,59	6.090	0	1,51	3,77	6.199	0	2,51	6,28	7.102	0
13	6.545	1,44	3,60	4.726	0	1,51	3,77	4.811	0	2,52	6,29	5.509	0
14	4.590	1,43	3,58	3.308	0	1,50	3,76	3.368	0	2,50	6,26	3.860	0
15	3.250	1,43	3,58	2.342	0	1,50	3,75	2.384	0	2,50	6,25	2.733	0
16	2.260	1,42	3,54	1.622	0	1,49	3,72	1.652	0	2,48	6,19	1.897	0
17	1.515	1,40	3,50	1.082	0	1,47	3,67	1.102	0	2,45	6,12	1.268	0
18	880	1,38	3,45	625	0	1,45	3,62	637	0	2,41	6,03	735	0
19	445	1,35	3,38	313	0	1,42	3,54	319	0	2,36	5,91	370	0
20	0	1,32	3,31	0	0	1,39		0	0	2,31	5,79	0	0
	318.245			122.241				143.636				254.596	

2.3 - Problemi connessi al calcolo dei fabbisogni energetici

La necessità di effettuare il calcolo dei consumi energetici con il metodo orario aumenta all'aumentare della complessità e della grandezza dell'edificio da considerare. Infatti, in questo caso più che mai utilizzando metodi di calcolo troppo semplificati si rischia di ottenere risultati diversi dagli obiettivi previsti.

2.3.1 - Generalità sui calcoli dei consumi energetici

Va innanzitutto chiarito che per quanto preciso possa essere il modello matematico utilizzato, il calcolo del fabbisogno energetico e dei relativi consumi è sempre statistico, per le ragioni riportate di seguito.

A parità di condizioni climatiche interne e di orari di utilizzo dell'edificio, il fabbisogno energetico di un edificio è dato dalla relazione:

$$E_{TOT} = E_T + E_V + E_{int} \quad (2.4)$$

con:

E_T = fabbisogni di energia per trasmissione;

E_V = fabbisogni di energia legati alla ventilazione;

E_{int} = carichi endogeni.

I fabbisogni di energia per trasmissione sono quelli dovuti agli scambi termici attraverso l'involucro dell'edificio e dipendono dal valore della temperatura dell'aria esterna, dall'irraggiamento solare, che influisce ovviamente molto sulle strutture trasparenti e meno su quelle opache, dall'eventuale presenza di schermature ed ombreggiamenti, dalla stratigrafia delle pareti. Ovviamente, fabbisogni di energia di segno opposto, per riscaldamento e per raffrescamento, che si generano contemporaneamente in zone diverse, non si annullano tra loro ma vanno trattati separatamente nel bilancio.

I fabbisogni di energia dovuti alla ventilazione dipendono dalle condizioni dell'aria esterna, in termini di temperatura e di umidità relativa.

I carichi endogeni dipendono dalla presenza delle persone e di altre fonti di energia termica, quali le luci e sono stimabili con relativa facilità, in modo comunque diverso a seconda della destinazione d'uso dell'edificio. Per esempio, la stima è molto semplice in un edificio adibito ad uffici, dove la presenza di persone è sempre costante, ma diventa più difficile in un albergo, nel quale il flusso di occupanti all'interno delle camere deriva da molteplici fattori e può essere molto diverso a seconda che l'albergo si trovi in città o in una località turistica. Ancora più complessa è la stima nel settore residenziale, perché l'occupazione può essere molto varia, in funzione sia della tipologia di occupanti (single, coppie senza figli con entrambi i coniugi che lavorano, famiglie numerose con figli e continua presenza all'interno dell'appartamento), sia dell'utilizzo dell'appartamento, che può essere sfitto, oppure utilizzato come seconda casa o saltuariamente per motivi di lavoro. In questo momento la quantità di case invendute è molto alta, e questo aspetto non va trascurato, perché potrebbe cambiare di molto l'andamento dei fabbisogni termici con ripercussioni anche sul carico dei generatori e, quindi, sul loro funzionamento.

In definitiva, i carichi endogeni sono sempre frutto di modelli statistici, più o meno stimabili a seconda del tipo di utilizzo.

Tutti gli altri fabbisogni dipendono dal clima e quindi dai valori medi delle variabili meteorologiche. Di fatto il loro calcolo si basa su qualcosa che nella realtà non esiste: l'anno climatico medio che non può mai corrispondere all'anno in corso.

Infine, lo stesso uso dell'impianto è difficilmente stimabile. Ad esempio nel residenziale l'uso del raffrescamento estivo non è costante né prevedibile, perché dipende dalle abitudini delle persone e dalla localizzazione dell'edificio.

Tutto quanto detto è molto importante, perché significa che i risultati reali non possono mai corrispondere a quelli di calcolo se la base è quella di un unico esercizio, perché l'anno reale è sempre diverso da quello medio. Di conseguenza, l'utente finale potrebbe rilevare scostamenti, in eccesso o in difetto, dei consumi reali rispetto a quelli previsti e, non rendendosi conto che tali scostamenti sono dovuti solo alle variazioni climatiche, per lui difficilmente stimabili, potrebbe giudicare in modo sbagliato l'efficacia dell'impianto. Il confronto tra risultati reali e teorici può essere fatto solo su una base pluriennale, di almeno 10 – 15 anni, quindi sulla vita effettiva dell'impianto. Nel breve termine sarebbe sempre auspicabile fornire delle curve di sensibilità che tengano conto della variazione dei risultati energetici e economici in base alla variazione del clima.

Dal punto di vista ingegneristico, la gravità dell'errore che si commette dipende non tanto dalla percentuale, quanto dall'ordine di grandezza. Sbagliare del 50% su un parametro che influisce per il 5% sul consumo energetico significa sbagliare del 2,5%. Invece, sbagliare del 10% su un parametro che influisce per il 50%, significa sbagliare del 5%. Pertanto è assolutamente inutile cercare l'assoluta precisione su parametri poco influenti (come il comportamento di pareti opache con trasmittanza estremamente bassa), quando magari la sovrastima delle ri-entrate termiche per carichi endogeni oppure della reale quantità di aria esterna immessa o della variazione di efficienza dei generatori dovuta alla loro chiamata in sequenza può portare ad errori spesso nettamente superiori.

2.3.2 - Aspetti da considerare attentamente nei bilanci

Indipendentemente da quanto sarà detto nei paragrafi successivi, quando si effettua un bilancio di energia su un edificio bisogna sempre fare attenzione agli intervalli di tempo e agli spazi che si prendono in considerazione. Si consideri il bilancio espresso dalla (2.4) e lo si applichi ad un edificio con riferimento ad un intervallo di tempo di un giorno e senza tener conto dell'orientamento dei vari ambienti: l'errore che si commette è molto grave, perché in questo modo si combinano eventi sfasati tra loro in ambienti che non sono tra loro interconnessi. In sintesi, si arriva dire che col sole entrante a sud a mezzogiorno ci si scalda a nord a mezzanotte. Tutto ciò è ovviamente

assurdo, anche se talvolta i bilanci vengono fatti in questo modo e spesso presi per buoni. Per non commettere errori, il bilancio espresso dalla (2.4) deve essere applicato frazionandolo a livello sia temporale (frequenza massima un'ora) che spaziale (almeno per singolo orientamento, se non per singolo ambiente, tenendo ovviamente conto della destinazione d'uso e quindi dei profili di occupazione). In questo modo, la (2.4) si complica, divenendo:

$$E_{TOT} = \sum_h \sum_{Or} (E_T + E_V + E_{int})_{h-Or} \quad (2.5)$$

dove i pedici h e Or stanno a indicare rispettivamente la singola ora e lo specifico orientamento della porzione di edificio considerata.

E' evidente che procedendo in questo modo non è possibile utilizzare solo i dati medi mensili di temperatura dell'aria e umidità relativa, perché nell'arco della giornata i valori cambiano in modo tanto maggiore, quanto maggiore è l'escursione termica, e quelli di irraggiamento solare in funzione degli orientamenti, con massimi che hanno orari molto diversi tra loro. In Figura 2.1 sono mostrati gli andamenti dei valori della temperatura e dell'umidità relativa nel giorno medio del mese di febbraio a Milano.

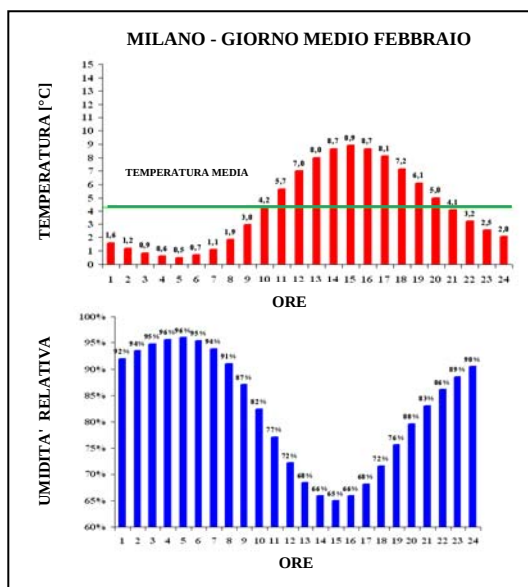


Fig. 2.1 - Esempio di valori di temperatura e umidità relativa nel giorno medio di febbraio in una città del Nord Italia

2.4 - Come tenere conto dell'influenza del clima: il Bin Method

Per tener conto dell'influenza del clima il modello più usato è il Bin Method, che consiste nella costruzione di curve di frequenza oraria per la temperatura e, auspicabilmente, anche per l'umidità relativa dell'aria.

Seguendo la metodologia descritta nell'Allegato G è relativamente semplice costruire curve per il Bin Method partendo da valori medi mensili.

Il Bin Method presenta una serie di limiti, illustrati nel seguito, che vanno considerati e superati, se e quando possibile. Qualora non lo sia, si deve necessariamente passare a sistemi di calcolo che considerino l'andamento dell'anno medio sulla base di 365 giorni all'anno.

I principali limiti del Bin Method sono cinque:

- 1) lo stesso valore di temperatura si può verificare in condizioni molto diverse;
- 2) a parità di valore di temperatura le condizioni di umidità relativa possono essere molto diverse tra loro;
- 3) a parità di valore di temperatura i carichi termici possono essere molto differenti tra loro;
- 4) la valutazione della percentuale di funzionamento dei generatori è molto approssimata;
- 5) non è possibile valutare carichi termici fortemente concentrati temporalmente.

2.4.1 - Limiti del Bin Method e possibili correzioni

Primo limite del Bin Method

Dipende dal fatto che lo stesso valore di temperatura si può verificare in condizioni totalmente diverse tra di loro. Se non si tiene in considerazione questo fatto, si rischia di mettere assieme condizioni che tra loro non hanno nulla a che fare, come valori ottenuti in piena notte con quelli in pieno giorno. La Figura 2.2 riporta un esempio lampante: a Milano il valore di temperatura di 6°C si può verificare il 15 dicembre alle ore 15 e il 9 marzo alle 5 di mattina.

Questo limite si supera abbastanza facilmente, dividendo le curve di frequenza oraria almeno tra giorno e notte, così come mostrato in Figura 2.3. In questo modo è possibile quantomeno evitare di considerare anche i valori climatici delle ore notturne nel caso di impianti funzionanti solo di giorno, come nel caso di palazzi per uffici. A parità di località e di ogni altra condizione, una pompa di calore evaporante ad aria che lavora in un palazzo per uffici

ci ha un SPF_{PdC} maggiore di quello della stessa macchina che lavora in un albergo o nel residenziale, perché le condizioni climatiche sono favorevoli nelle ore diurne. Analogamente, l'efficienza media estiva è peggiore perché la temperatura più alta nelle ore diurne peggiora il funzionamento della macchina.

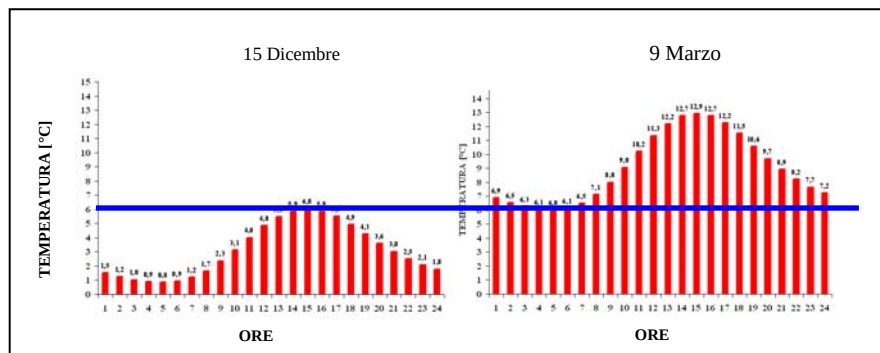


Fig. 2.2 - Primo limite del Bin Method: lo stesso valore di temperatura si può avere di giorno e di notte. Caso di Milano

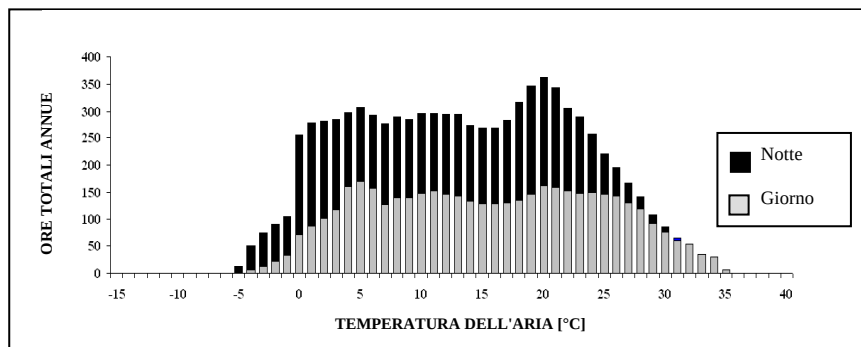


Fig. 2.3 - Superamento del primo limite del Bin Method: costruzione di curve di frequenza oraria differenziate per giorno e notte in riferimento ad una città del Nord Italia

Secondo limite del Bin Method

E' conseguenza del primo: poiché si possono avere valori di temperatura uguali in condizioni molto diverse, i valori dell'umidità relativa possono essere molto diversi. La Figura 2.4 mostra le condizioni di umidità che si hanno a Milano il 15 di dicembre alle 15 e il 9 di marzo alle 5 quando la temperatura è pari a 6 °C: l'umidità relativa è pari nel primo caso al 77%, nel secondo al 95%. Questo aspetto può essere molto importante quando si abbiano sistemi impiantistici fortemente influenzati dall'umidità relativa dell'aria esterna, quali pompe di calore, sistemi di recupero dell'aria espulsa e Free-Cooling.

In alcuni casi è possibile superare il secondo limite eseguendo più calcoli sulla base della frequenza complessiva della temperatura divisa per fasce di umidità relativa.

Un esempio di divisione della frequenza è riportato in Figura 2.5.

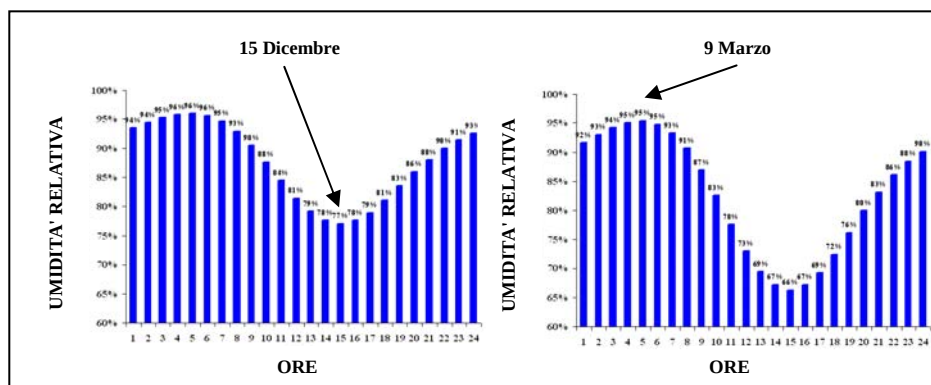


Fig. 2.4 - Secondo limite del Bin Method: a parità di temperatura i valori di umidità relativa possono essere molto diversi

Terzo limite del Bin Method

E' conseguenza dei primi due: a parità di condizioni di temperatura esterna, il fabbisogno termico espresso come potenza può essere diverso in funzione delle condizioni di umidità e irraggiamento esterno e dei profili di carico endogeno, e quindi può variare anche nell'ambito di una delle zone in cui l'edificio è stato ripartito ai fini dell'applicazione della (2.3). Quindi, la relazione tra fabbisogno termico e temperatura esterna non è univoca, come risulta

dalla Figura 2.6, dove sono riportate per l'estate e per l'inverno le aree rappresentative dei fabbisogni termici e le curve che rappresentano i fabbisogni medi.

Il superamento del terzo limite non è semplice, ed è possibile solamente laddove l'area rappresentativa del fabbisogno termico non sia troppo elevata. E' comunque necessario dividere i fabbisogni sia tra notte e giorno, come in Figura 2.6, soprattutto per zone con orientamento diverso.

Volendo, è possibile costruire curve per il Bin Method differenziate per singolo mese, sempre seguendo le indicazioni riportate nell'Allegato G.

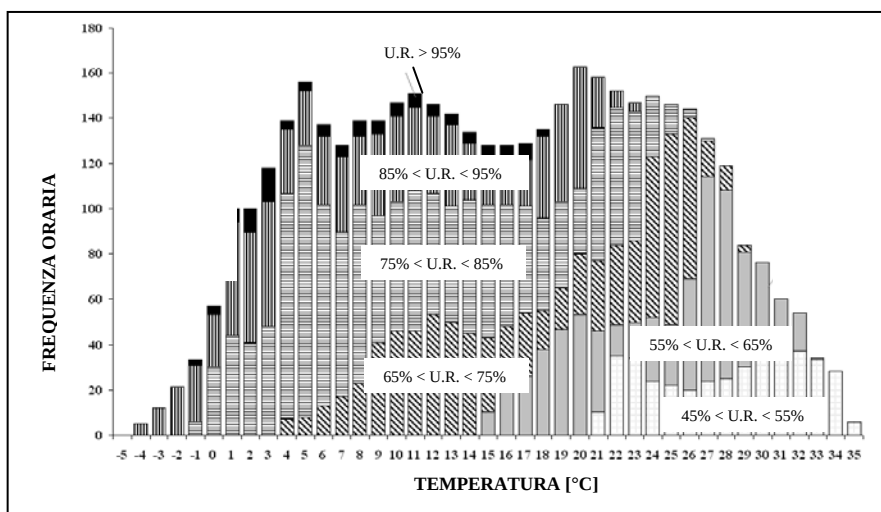


Fig. 2.5 - Superamento del secondo limite del Bin Method: frequenza oraria divisa su più fasce di valori di umidità relativa per una città del Nord Italia, ore diurne

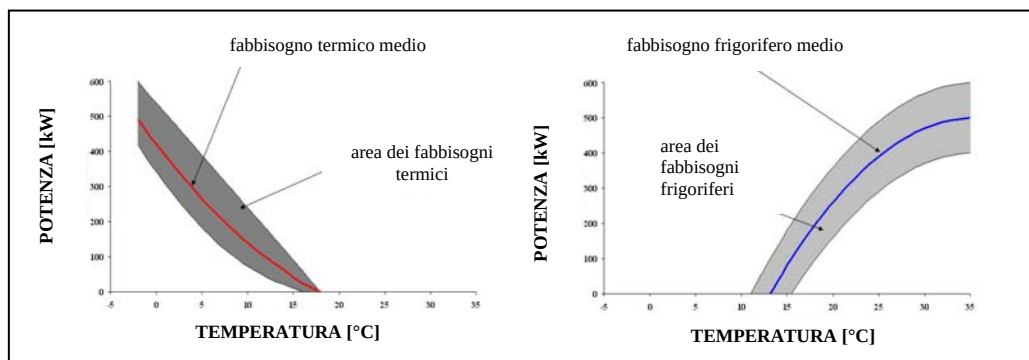


Fig. 2.6 - Terzo limite del Bin Method: non c'è un fabbisogno termico istantaneo univoco per singolo valore di temperatura

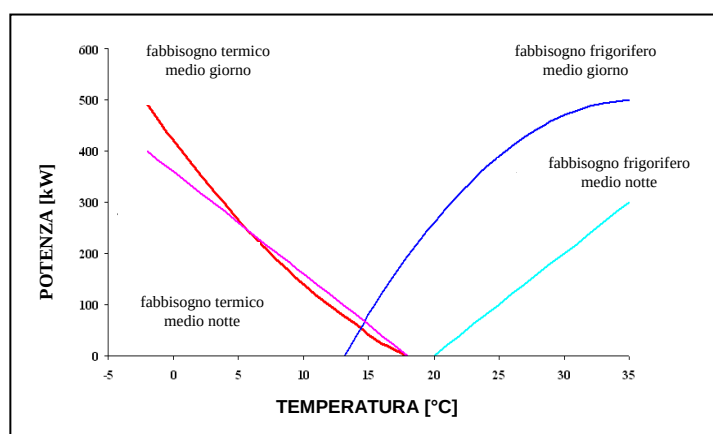


Fig. 2.7 - Superamento del terzo limite del Bin Method: fabbisogno medio diviso tra giorno e notte

Quarto limite del Bin Method

E' connesso al terzo, per tutte le tipologie di generatori, e anche al secondo, limitatamente alle pompe di calore condensate ad aria. L'efficienza di un gruppo frigorifero è legata sostanzialmente alle condizioni ambientali, in maggior misura per i gruppi frigoriferi e le pompe di calore ad aria, ed alla percentuale di carico. Il Bin Method fornisce un valore medio di potenza e un valore medio di umidità relativa per ogni valore di temperatura. Non è detto che l'efficienza in queste condizioni medie corrisponda proprio alla media delle efficienze che si ottengono a quei

valori di temperatura. L'errore possibile è tanto maggiore per le pompe di calore ad aria, a causa dello sbrinamento, che è discusso nell'Allegato I, e per la maggior parte dei gruppi frigoriferi, specialmente se posti in parallelo tra di loro (questo argomento non è trattato perché troppo complesso rispetto agli obiettivi di questo documento). E' difficilmente superabile.

Quinto limite del Bin Method

Si ha in presenza di profili di funzionamento fortemente influenzati dall'orario invece che dalla temperatura, come nel caso del consumo di acqua calda sanitaria. Poiché è impossibile prevedere il valore della temperatura esterna ad una certa ora, se non per la divisione tra ore diurne e ore notturne, è necessario "spalmare" il carico richiesto sulle 24 ore, come se questo fosse costante. In Figura 2.8 è mostrato un esempio di andamento del consumo orario nelle 24 ore, dal quale risulta evidente che la richiesta di energia è maggiore nelle ore mattutine, le più fredde, e in quelle serali, mentre è bassa nelle ore diurne. Molto probabilmente, stimando un valore medio spalmato nelle 24 ore si ottengono dei valori di efficienza più elevati di quelli reali.

Il quinto limite è ancora più marcato quando i profili di funzionamento sono diversi in funzione dei giorni della settimana o di alcuni periodi dell'anno. E' il caso tipico degli alberghi: quelli nelle città sono generalmente pieni durante la settimana, ma vuoti nel week end, mentre il contrario avviene nei luoghi di villeggiatura e nelle città d'arte.

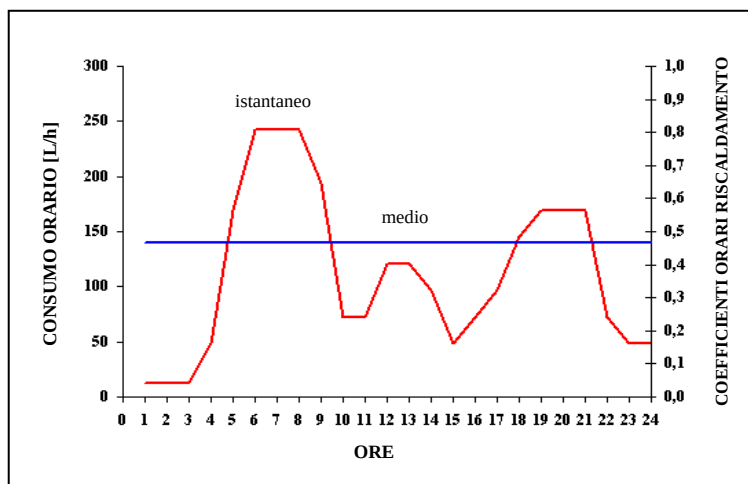


Fig. 2.8 - Quinto limite del Bin Method: non si riesce a ripartire correttamente tra le varie temperature i carichi fortemente legati all'ora (produzione di acqua sanitaria)

Il superamento del quinto limite può avvenire solamente nel caso si operi con grandi accumuli, in modo da limitare la produzione nelle ore diurne o notturne. In Figura 2.9 viene mostrata la produzione di acqua calda sanitaria di una pompa di calore riferita alle ore diurne, le più calde, in modo da massimizzare il COP. In questo caso, l'errore di valutazione è minimo.

Come si può notare, l'applicazione del Bin Method porta ad una serie di imprecisioni, che agiscono sinergicamente sull'intero calcolo, riducendone l'affidabilità. In molti casi questo non è accettabile, per cui è necessario costruire le curve di consumo per ciascuno dei 365 giorni dell'anno.

Il secondo ed il terzo limite del Bin Method sono superabili anche con l'impostazione di Bin mensili, adattata dalla UNI 11300 parte quarta.

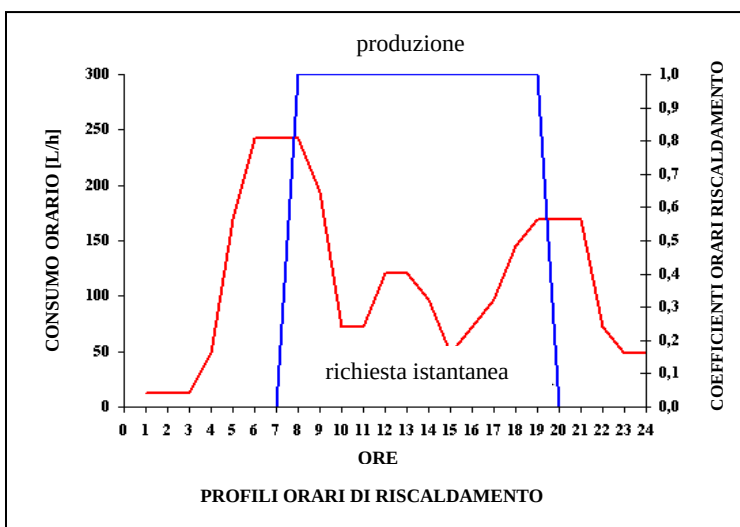


Fig. 2.9 - Il quinto limite del Bin Method è superabile solamente quando si riesce a concentrare la produzione nelle ore diurne o notturne, agendo su accumuli termici

2.5 - Proposte AiCARR per il calcolo

AiCARR suggerisce:

- a) limitatamente al residenziale nel caso di sistemi autonomi installati nei singoli appartamenti, si può utilizzare un calcolo semplificato basato sul valore di SPF_{PdC} o di $SPF_{PdC,C,Sist}$. Questa scelta è giustificata dal fatto che nei singoli appartamenti è difficile ipotizzare il reale funzionamento dell'impianto, in particolare in raffrescamento. Infatti, lo stesso appartamento può essere utilizzato da una famiglia, da una coppia entrambi lavoratori, da una singola persona che lavora in una città diversa, da uno studente fuori sede, e così via;
- b) in tutti gli altri casi devono essere utilizzati metodi di calcolo più complessi (almeno il Bin Method), secondo quanto indicato nei paragrafi precedenti. La complessità deve essere tanto maggiore quanto più il funzionamento è disomogeneo (ad esempio nel caso di alberghi, perché i carichi nel fine settimana possono essere diversi da quelli che si hanno durante la settimana).

ALLEGATI

LE POMPE DI CALORE

A.1 - Premessa

In questo Allegato vengono fornite alcune informazioni sulle pompe di calore.

A.2 - Le tipologie di pompe di calore

La pompa di calore è una macchina a ciclo inverso e, come tale, permette di trasferire energia termica da una sorgente a temperatura minore ad una a temperatura maggiore, invertendo lo scambio naturale, così come mostrato in Figura A.1. L'esempio più comune di pompa di calore è il frigorifero domestico: una certa quantità di energia termica viene trasferita dal vano alimenti all'interno della cucina: il vano alimenti è la sorgente fredda del frigorifero e la cucina la sorgente calda. La differenza tra frigorifero e pompa di calore non è di natura termodinamica, ma dipende solamente dal punto di osservazione. Se si osserva il sistema dal punto di vista della sorgente fredda, si vede un frigorifero, mentre se lo si osserva dal punto di vista della sorgente calda, si vede una pompa di calore.

Il funzionamento della pompa di calore richiede che sia fornita energia al sistema. Questa energia può essere meccanica, nel qual caso si parla di macchine a compressione, oppure termica, e si parla di macchine ad assorbimento.

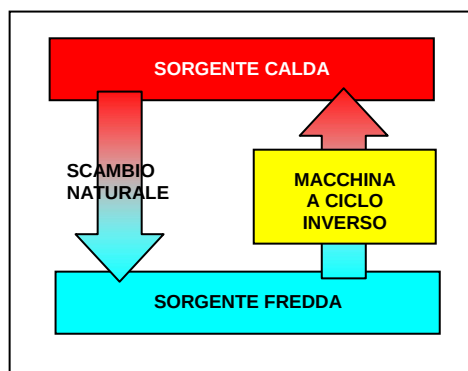


Fig. A.1 - Schema di una pompa di calore con indicazione dei versi dello scambio termico

Le pompe di calore a compressione possono essere alimentate con energia elettrica oppure con combustibile, ad esempio metano, bruciato in un motore che produce energia meccanica o energia elettrica se accoppiato con un alternatore. In questo secondo caso è possibile recuperare anche l'energia termica del raffreddamento del motore e quella dei fumi di scarico. Questi sistemi sono detti Total Energy.

A.3 - Le pompe di calore a compressione

La Figura A.2 mostra un ciclo frigorifero nella sua conformazione di base, caratterizzata da 4 elementi fondamentali:

- 1) il compressore;
- 2) il condensatore, ovvero lo scambiatore di calore tra il fluido refrigerante e la sorgente calda;
- 3) l'organo di laminazione, che nelle macchine frigorifere per la climatizzazione è quasi sempre costituito da una valvola termostatica;
- 4) l'evaporatore, ovvero lo scambiatore di calore tra il fluido refrigerante e la sorgente fredda.

Nell'evaporatore il fluido refrigerante si trova ad una temperatura inferiore a quella della sorgente fredda, per cui si ha un trasferimento naturale di calore dalla seconda al primo. Viceversa, nel condensatore il fluido refrigerante si trova ad una temperatura superiore a quella della sorgente calda alla quale cede energia termica.

Il trasferimento di calore dalla sorgente fredda a quella calda avviene, quindi, attraverso due scambi naturali: il primo nell'evaporatore, dalla sorgente fredda al refrigerante, ed il secondo nel condensatore, dal refrigerante alla sorgente calda. Compressore ed organo di laminazione hanno lo scopo di portare il refrigerante nelle condizioni richieste per consentire i due scambi termici.

Come è intuibile dal nome degli scambiatori, il trasferimento di calore avviene attraverso un cambiamento di fase del refrigerante che passa dalla fase vapore a quella liquida nel condensatore e dalla fase liquida a quella vapore nell'evaporatore. Ovviamente, questi cambiamenti di fase devono avvenire a temperature diverse, più elevate

quella al condensatore, più bassa quella all'evaporatore. Ad esempio, in un refrigeratore condensato ad aria, che produca acqua a 7 °C con aria esterna a 35 °C, la temperatura di cambiamento di fase all'interno del condensatore (temperatura di condensazione) è di 50 °C e la temperatura di cambiamento di fase all'interno dell'evaporatore (temperatura di evaporazione) è di 2 °C. Si ricorda che i cambiamenti di stato possono avvenire a temperature diverse: per esempio, l'acqua evapora a 100 °C solamente se si trova alla pressione atmosferica; se la pressione è inferiore evapora a temperatura inferiore, viceversa, se la pressione è superiore a quella atmosferica, l'evaporazione avviene a temperatura maggiore.

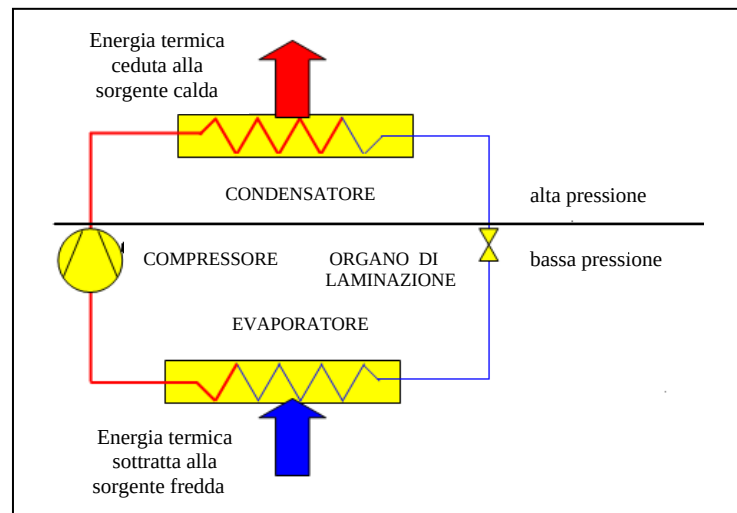


Fig. A.2 - Pompa di calore a compressione

Nel condensatore e nell'evaporatore il refrigerante si trova anche a due pressioni diverse, maggiore quella nel condensatore: tali valori dipendono dal tipo di refrigerante. La funzione del compressore consiste appunto nell'innalzare la pressione del refrigerante dal valore di evaporazione a quello di condensazione, mentre l'organo di laminazione ha la funzione contraria. In pratica, dal punto di vista delle pressioni, il circuito è diviso in due parti: a valle del compressore fino a monte dell'organo di laminazione si trova in alta pressione, a valle dell'organo di laminazione fino a monte del compressore si trova in bassa pressione, come schematizzato in Figura A.1.

Ricapitolando, è possibile un trasferimento di calore dalla sorgente fredda, a temperatura inferiore, alla sorgente calda, a temperatura superiore, solamente se si fornisce al sistema l'energia necessaria per comprimere il refrigerante dalla pressione di evaporazione a quella di condensazione.

A.4 - I sistemi Total Energy

Si definisce Total Energy un sistema che autoproduce direttamente in loco l'energia per azionare il compressore di un circuito frigorifero e che, contemporaneamente, recupera l'energia termica di scarto per utilizzarla nell'impianto di climatizzazione, sia direttamente, sia una volta trasformata in energia frigorifera, mediante un ciclo ad assorbimento.

Secondo tale definizione, un sistema Total Energy è formato da un motore termico, che genera energia meccanica da fornire direttamente all'albero del compressore oppure energia elettrica se accoppiato ad un alternatore, da un ciclo frigorifero a compressione, da un apparato di recupero dell'energia termica di scarto ed eventualmente da un ciclo frigorifero ad assorbimento.

In Figura A.3 è rappresentata la configurazione più semplice, in cui il compressore è accoppiato direttamente all'albero di un motore. In questa configurazione, alla sorgente calda viene ceduta non solo l'energia termica prodotta dalla condensazione del refrigerante nel ciclo frigorifero a compressione, ma anche quella recuperata dai fumi di scarico e quella dovuta al raffreddamento del motore, data dal prodotto dell'energia bruciata come combustibile per il rendimento termico del motore. L'energia meccanica ceduta al compressore è uguale all'energia primaria bruciata come combustibile per il rendimento meccanico del motore.

In alternativa all'accoppiamento diretto, si può utilizzare un generatore elettrico, composto da un motore collegato a un alternatore che alimenta il compressore del ciclo frigorifero. In questo caso, il sistema Total Energy si definisce ibrido.

La configurazione più complessa, tipica di un sistema di trigenerazione, è mostrata in Figura A.4: l'energia termica prodotta dal raffreddamento del motore viene utilizzata per alimentare una pompa di calore ad assorbimento. In questo modo la quantità di energia ceduta alla sorgente calda aumenta, perché si sfrutta anche l'effetto della pompa di calore ad assorbimento.

A.5 - Le pompe di calore ad assorbimento

Un macchina ad assorbimento è costituita da quattro componenti principali, come mostrato in Figura A.5. In particolare, evaporatore e condensatore hanno posizione e scopo uguali a quelli dei cicli a compressione e sono ancora posti a contatto con le due sorgenti, fredda e calda, alle quali rispettivamente sottraggono e cedono energia termica, grazie al cambiamento di fase del refrigerante. Il compressore è sostituito da un organo denominato generatore, che si trova direttamente a contatto con la fonte di energia termica. L'organo di laminazione, che come

si è detto in genere nella macchina a compressione di vapore è una valvola termostatica, è sostituito da un organo denominato assorbitore.

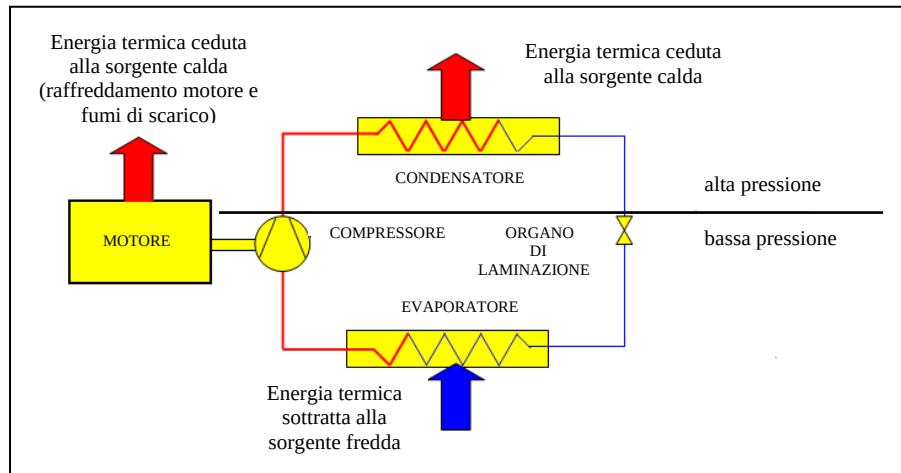


Fig. A.3 - Sistema Total Energy nella configurazione più semplice

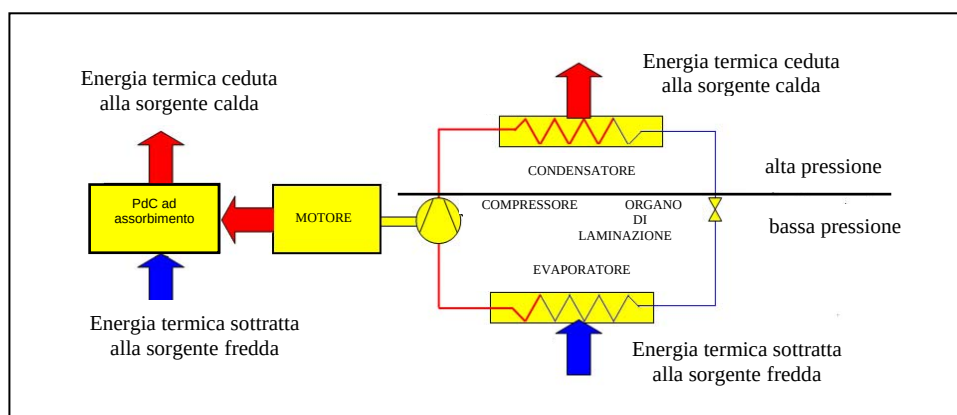


Fig. A.4 - Sistema Total Energy nella configurazione più complessa (sistema di trigenerazione)

All'interno del circuito vi è una miscela di due componenti, uno con funzione di refrigerante e l'altro con funzione di assorbitore. Nel generatore viene fornita energia termica alla miscela, quindi il refrigerante evapora e si separa dal fluido assorbitore, passa nel condensatore, all'interno del quale torna liquido, per poi evaporare nuovamente a bassa pressione nell'evaporatore. L'assorbitore, invece, passa dal generatore all'assorbitore, dove si rimischia con il refrigerante in fase vapore, mantenendo così bassa la pressione all'interno dell'evaporatore.

Il circuito frigorifero è diviso in due parti distinte, una ad alta pressione, contenente il generatore e il condensatore, ed una a bassa pressione, contenente l'evaporatore e l'assorbitore.

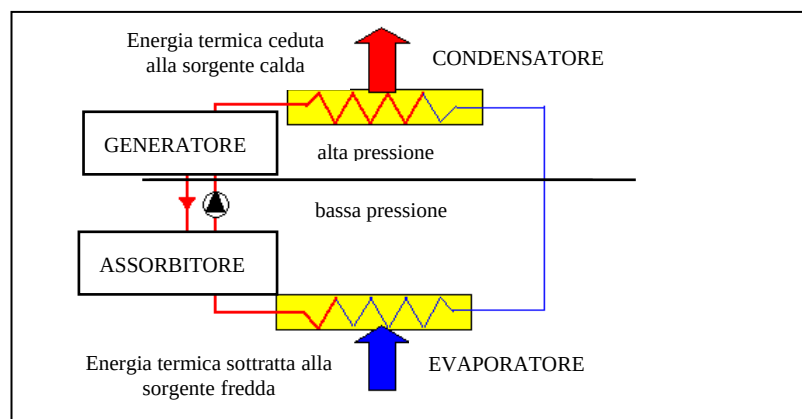


Fig. A.5 - Ciclo frigorifero ad assorbimento

Esistono varie tipologie di gruppi frigoriferi ad assorbimento. Una classificazione può essere effettuata sulla base della fonte di energia termica ed un'altra sulla base della miscela contenuta all'interno del circuito frigorifero.

L'energia termica può essere fornita:

- da una fiamma diretta, bruciando direttamente combustibile nel generatore;

- da vapore;
- da acqua calda, purché a temperatura superiore a 75 °C.

Per quanto riguarda la miscela, le soluzioni che, in linea teorica, possono essere utilizzate, sono molte. In pratica se ne usano solo due:

- acqua – bromuro di litio;
- ammoniaca – acqua.

Delle due sostanze che formano la miscela, ovviamente una svolge la funzione di refrigerante, mentre l'altra quella di assorbente. Nella fattispecie, nella miscela acqua-bromuro di litio l'acqua funge da refrigerante e il bromuro di litio da assorbente, mentre nella miscela ammoniaca-acqua l'ammoniaca è il refrigerante e l'acqua è l'assorbente.

I limiti di funzionamento sono diversi: con la miscela acqua-bromuro di litio, il valore della temperatura della sorgente fredda deve essere superiore a 0 °C e quello della sorgente calda inferiore a 38 °C. Con la miscela ammoniaca-acqua, il valore della temperatura della sorgente fredda può raggiungere -20 °C, mentre quello della sorgente calda può raggiungere 70 °C. Di conseguenza, con la miscela acqua-bromuro di litio si possono costruire solamente macchine acqua-acqua, mentre con quella ammoniaca-acqua si possono costruire anche macchine aria-acqua ad inversione di ciclo.

Le macchine a acqua-bromuro di litio possono lavorare in pompa di calore grazie ad un'inversione sull'impianto: trattandosi di macchine condensate ad acqua, valgono gli stessi schemi adottati per i gruppi frigoriferi a compressione. Il loro unico limite è quello di poter produrre acqua a valori di temperatura non superiori ai 38 °C in funzionamento invernale in pompa di calore.

Le macchine ammoniaca-acqua possono lavorare ad inversione sul ciclo frigorifero e non solo sul circuito idraulico, perché possono utilizzare anche l'aria come sorgente termica. Il vantaggio è che riescono a produrre acqua a 70 °C con valore di efficienza sufficientemente elevati anche con valori di temperatura dell'aria esterna molto bassi (-20 °C).

LE PRESTAZIONI DELLE POMPE DI CALORE

B.1 - Premessa

Qualunque sia la tipologia di pompa di calore, considerato che un sistema a pompa di calore è sempre caratterizzato dall'energia sottratta alla sorgente fredda, E_F , da quella fornita al sistema, E_S , e da quella ceduta alla sorgente calda, E_C , il bilancio di energia, schematizzato in Figura B.1, è il seguente:

$$E_C = E_F + E_S \quad (B.1)$$

Partendo dalla (B.1) e accettando le definizioni introdotte da EUROVENT per i coefficienti di prestazione delle pompe di calore:

- EER nel funzionamento estivo,
 - COP nel funzionamento invernale,
- l'efficienza del sistema può essere definita dalle equazioni:

$$EER = \frac{E_F}{E_S} \quad (B.2)$$

$$COP = \frac{E_C}{E_S} = \frac{E_F + E_S}{E_S} = EER + 1 \quad (B.3)$$

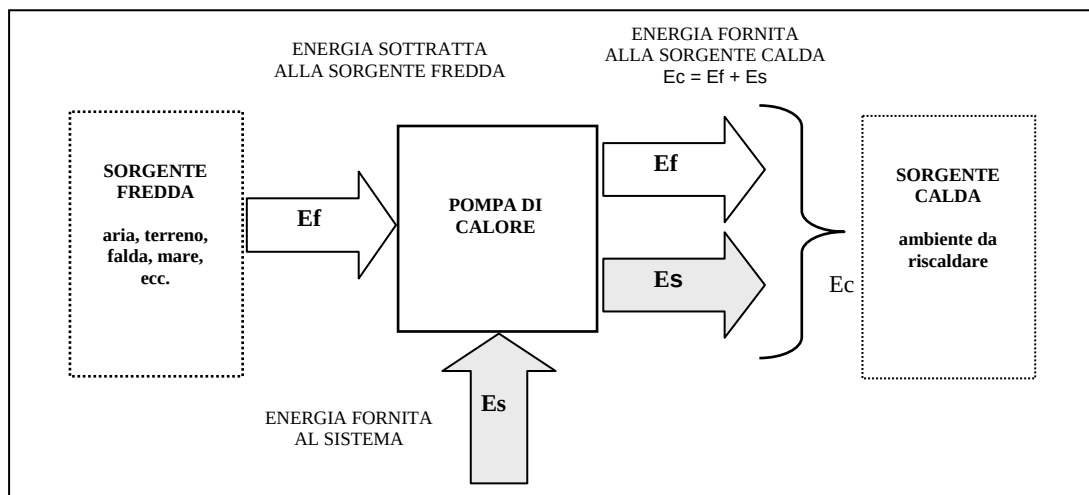


Fig. B.1 - Bilancio di energia di un sistema a pompa di calore

B.2 - Le prestazioni delle pompe di calore a compressione

Per le pompe di calore a compressione con motore elettrico l'energia fornita al sistema è sempre elettrica, quindi EER e COP sono rapporti tra energia termica ed energia elettrica, i cui valori possono variare da 2 a 8 a seconda dei parametri che li influenzano.

B.3 - Le prestazioni delle pompe di calore ad assorbimento

Per le pompe di calore ad assorbimento l'energia fornita al sistema è termica, per cui le (B.2) e (B.3) sono rapporti tra energie termiche. Per questo motivo, apparentemente i valori di EER e COP delle pompe di calore ad assorbimento sembrano nettamente inferiori rispetto a quelli delle pompe di calore a compressione, in quanto vanno

da 0,7 a circa 2; ciò non è vero in quanto, come più volte ribadito in questo documento, si deve ragionare in termini di energia primaria.

B.4 - Le prestazioni dei sistemi Total Energy

I sistemi Total Energy utilizzano un ciclo frigorifero a compressione collegato ad un motore endotermico. In riferimento alla configurazione di Figura A.3 dell'Allegato A, i valori di EER e COP si ricavano dalle relazioni:

$$EER = \eta_M \eta_A EER_{CF} \quad (B.4)$$

$$COP = \eta_M \eta_A COP_{CF} + \eta_T \quad (B.5)$$

con:

η_M = rendimento meccanico del motore;

η_A = rendimento elettrico dell'alternatore (nel caso di accoppiamento diretto $\eta_A = 1$ perché si fornisce direttamente energia meccanica);

η_T = rendimento termico del motore (aliquota dell'energia termica di raffreddamento del motore e dei fumi di scarico recuperata);

EER_{CF} = EER del ciclo frigorifero nel sistema Total Energy;

COP_{CF} = COP del ciclo frigorifero nel sistema Total Energy.

Per la configurazione in Figura A.4 dell'Allegato A, bisogna tener conto dell'energia trasferita dal ciclo ad assorbimento, per cui le (B.4) e (B.5) diventano rispettivamente:

$$EER = \eta_M EER_{CF} + \eta_T EER_{AS} \quad (B.6)$$

$$COP = \eta_M COP_{CF} + \eta_T COP_{AS} \quad (B.7)$$

con:

EER_{AS} = EER della macchina ad assorbimento;

COP_{AS} = COP della macchina ad assorbimento.

La Figura B.2 mostra un esempio di andamento di EER e COP di un sistema Total Energy ad accoppiamento diretto in funzione del coefficiente di prestazione del ciclo frigorifero a compressione.

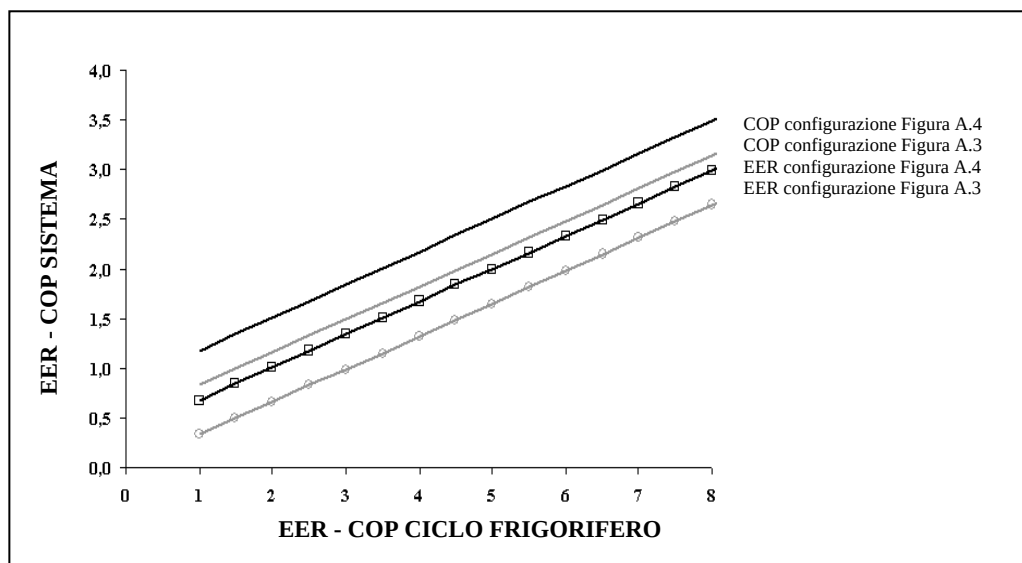


Fig. B.2 - EER e COP di un sistema Total Energy con $\eta_M= 0,33$, $\eta_T= 0,5$, $EER_{AS}= 0,7$ e $COP_{AS}= 1,7$

B.5 - Confronto tra le prestazioni delle diverse tipologie di pompe di calore: il REP

Sulla base di quanto esposto, è evidente che i valori dei coefficienti di prestazione delle pompe di calore a compressione non sono omogenei rispetto a quelli delle pompe di calore ad assorbimento e dei sistemi Total Energy, perché è diversa la forma di energia fornita al sistema, E_S , che nel primo caso è energia elettrica (energia secondaria), nel secondo energia termica, prodotta da una combustione (energia primaria). Per risolvere questa incongruenza, è necessario ragionare in termini di energia primaria anche nel caso delle pompe di calore a compressione, trasformando l'energia fornita al sistema, E_S , in energia primaria, E_P , come mostrato in Figura B.3. Ovviamente, a parità di energia primaria, E_P , l'energia fornita al sistema è tanto maggiore quanto più elevato è il rendimento del sistema elettrico, η_{SE} , a sua volta pari al prodotto del rendimento di produzione della centrale elettrica per il rendimento di distribuzione della rete (si noti che nella Parte 1 questo rendimento è definito rendimento di distribuzione e produzione dell'energia elettrica ed è indicato con il simbolo η , così come previsto dal D.Lgs.

28/11). Il Rapporto di Energia Primaria, REP , può essere definito sia in funzionamento estivo che in funzionamento invernale con le relazioni:

$$REP_{Est} = \frac{E_F}{E_P} = \frac{\eta E_F}{E_S} \quad (B.8)$$

$$REP_{Inv} = \frac{E_C}{E_P} = \frac{\eta E_C}{E_S} \quad (B.9)$$

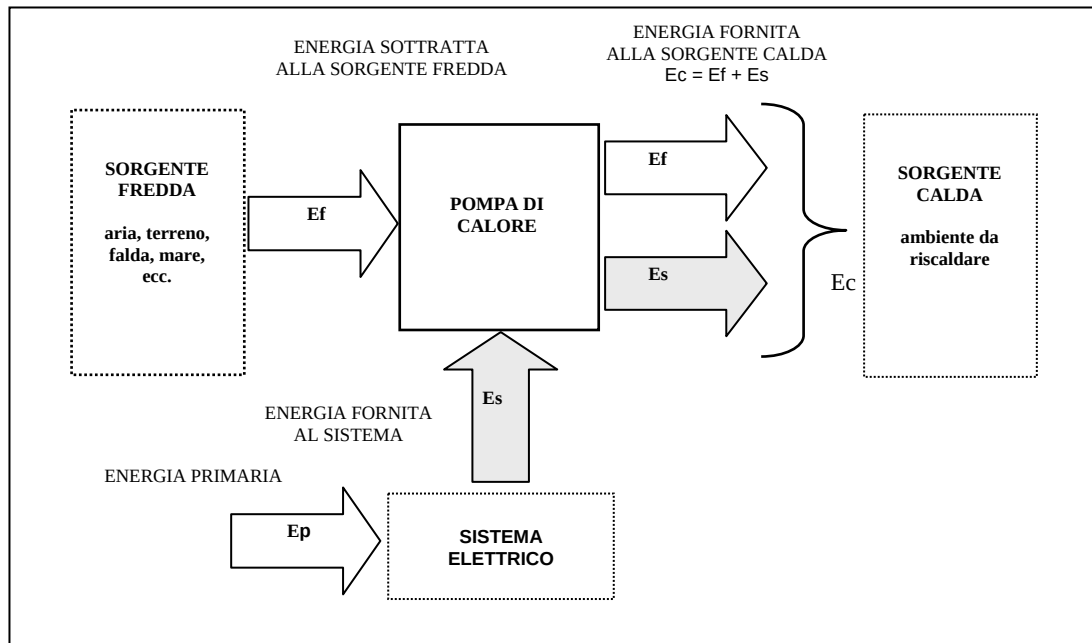


Fig. B3 - Bilancio di energia su un sistema a pompa di calore in termini di energia primaria

da cui risulta evidente che per le macchine ad assorbimento e per i sistemi Total Energy il valore del Rapporto di Energia Primaria, REP , nelle due condizioni di funzionamento corrisponde ai coefficienti di prestazione EER e COP .

Analogamente, per una caldaia a condensazione il REP corrisponde al rendimento, calcolato sul potere calorifico superiore.

IL FREE-COOLING

C.1 - Premessa

Per ridurre la richiesta di energia di un edificio, si possono usare impianti in grado di sfruttare il Free-Cooling, sia diretto che indiretto.

Il Free-Cooling diretto è quello che si ottiene con l'immissione in ambiente di aria esterna a valori di temperatura inferiori a quelli dell'aria ambiente (ovvero con valori di entalpia minori).

Il Free-Cooling indiretto si ottiene inviando acqua fredda nelle batterie di scambio termico delle CTA o dei terminali.

C.2 - Il Free-Cooling diretto

Lo sfruttamento del Free-Cooling diretto è possibile con impianti a tutta aria, sia a portata variabile che a portata costante, ed in misura minore in quelli ad aria primaria. In linea di massimo è favorito dalle condizioni climatiche italiane in quanto, come risulta dalla Figura C.1, in Italia nei mesi da aprile a ottobre l'umidità relativa dell'aria esterna, che influisce molto sulle prestazioni di sistemi con Free-Cooling diretto, difficilmente supera il valore del 70% nelle ore diurne, pur con le ovvie differenze tra le diverse città.

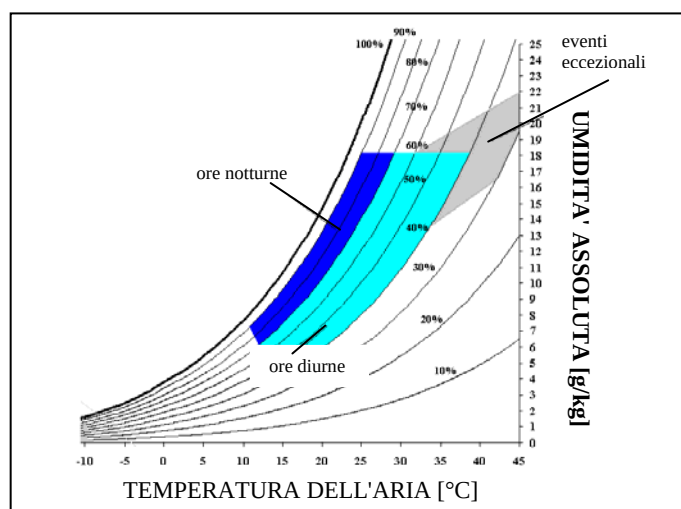


Fig. C.1 - Campo di variazione dei valori di temperatura e umidità relativa dell'aria in Italia tra aprile e ottobre

I risparmi conseguibili con il Free-Cooling diretto sono davvero notevoli, soprattutto se l'aria esterna viene opportunamente pre-trattata con sistemi di raffreddamento adiabatico sia diretto che indiretto.

C.2.1 - Il raffreddamento adiabatico indiretto

La soluzione più efficiente per migliorare le prestazioni degli scambiatori solo sensibili in funzionamento estivo ed in Free-Cooling consiste nell'abbinarli a un sistema di raffreddamento adiabatico indiretto (RAI), a singolo stadio o a doppio stadio, come mostrato in Figura C.2.

Nel sistema a singolo stadio, in riferimento allo schema riportato sulla sinistra della Figura, l'aria espulsa nelle condizioni 1 prima di entrare nello scambiatore di recupero sensibile subisce un raffreddamento adiabatico per umidificazione, raggiungendo le condizioni 2. Nello scambiatore avviene lo scambio tra aria esterna, nelle condizioni 3, che si raffredda fino al punto 4, e aria espulsa umidificata, nelle condizioni 2, che si riscalda.

Nel sistema a doppio stadio, sulla linea di espulsione ci sono due scambiatori provvisti di umidificatori. L'aria espulsa nelle condizioni 1 subisce un primo raffreddamento adiabatico per umidificazione, raggiungendo le condizioni 2 di ingresso nel primo scambiatore di recupero sensibile, nel quale si riscalda ed esce nelle condizioni 3, grazie ad uno scambio di energia con l'aria esterna che, entrata nelle condizioni 6, si raffredda fino alle condizioni 7 e viene poi inviata alla batteria di raffreddamento. L'aria espulsa nelle condizioni 3 viene nuovamente raffredda-

ta per umidificazione fino alle condizioni 4, per poi entrare nello scambiatore sensibile dove sottrae energia termica all'aria esterna che passa dalle condizioni 5 alle condizioni 6.

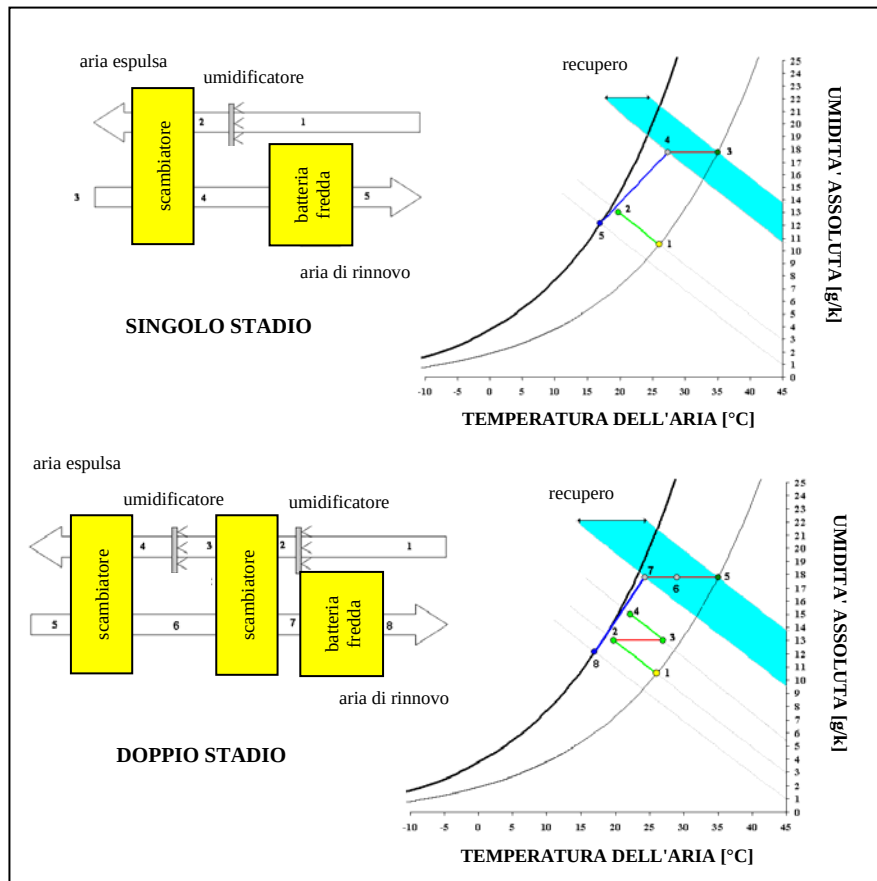


Fig. C.2 - Recupero di calore sensibile associato al raffreddamento adiabatico indiretto

Per ambedue i sistemi le trasformazioni sono riportate sui diagrammi psicrometrici a destra della Figura. Dal punto di vista concettuale, singolo stadio e doppio stadio sono simili: si potrebbe dire che il doppio stadio aumenta l'efficienza dello scambiatore sensibile, tanto meno quanto più alta è l'efficienza di ciascuno scambiatore. Per assurdo, se lo scambiatore avesse un'efficienza pari a 1, il ricorso al doppio stadio sarebbe inutile. Per esempio, utilizzare per un doppio stadio due scambiatori con un'efficienza pari a 0,65 equivale ad utilizzare uno scambiatore con un'efficienza pari a 0,80 nel singolo stadio. Invece, utilizzare per un doppio stadio due scambiatori con un'efficienza pari a 0,45 equivale ad utilizzare uno scambiatore con un'efficienza pari a 0,70 nel singolo stadio. Quindi, è conveniente ricorrere al doppio stadio solamente se si utilizzano scambiatori a bassa efficienza. Inoltre, il sistema a doppio stadio permette un maggiore raffreddamento adiabatico e quindi un maggior recupero, ma aumenta le perdite di carico sul lato aria, quindi la potenza richiesta per la ventilazione. Per questo motivo, è importante valutarne attentamente l'utilizzo, in quanto l'aumento dei consumi energetici per la ventilazione potrebbe essere tale da inficiare i vantaggi dovuti al maggior recupero.

Il sistema può essere utilizzato anche qualora non vi sia una linea dell'aria di espulsione, ad esempio nelle centrali di trattamento degli impianti ad aria primaria. In questo caso, l'aria immessa viene raffreddata utilizzando una sorta di ricircolo di aria esterna, secondo lo schema e le trasformazioni illustrate in Figura C.3: aria esterna nelle condizioni 1 viene fatta raffreddare adiabaticamente fino alle condizioni 2 e poi inviata allo scambiatore, nel quale sottrae calore sensibile al flusso d'aria esterna da immettere nell'impianto, raffreddandolo fino alle condizioni 3, in cui viene immesso nella batteria fredda di trattamento dalla quale esce nelle condizioni 4.

In Tabella C.1 sono riportati i valori del massimo risparmio energetico ottenibile per diversi valori di temperatura e umidità relativa dell'aria esterna, nel caso di Free-Cooling diretto con pre-raffreddamento adiabatico dell'aria esterna, considerando un recuperatore del tipo a solo recupero sensibile con efficienza netta pari a 0,5 e un umidificatore con efficienza pari a 0,85. E' evidente che i risparmi sono molto elevati, soprattutto quando il valore dell'umidità relativa dell'aria esterna è bassa, quindi nelle diurne il che comporta che i risparmi maggiori si hanno nel terziario.

Il clima italiano è molto più adatto di quanto non si creda all'utilizzo del Free-Cooling diretto. Dai valori riportati in Tabella C.1, relativi ai risparmi ottenibili in funzione dei valori della temperatura e dell'umidità relativa dell'aria, risulta evidente che il Free-Cooling diretto è un'ottima soluzione anche in città apparentemente calde, ma secche, come alcune città del nostro meridione.

In Tabella C.2 è evidenziato il comportamento del Free-Cooling coadiuvato dal raffreddamento adiabatico nelle principali città italiane. Come si può notare, l'influenza dell'umidità e dell'altitudine hanno più importanza di quella delle reali condizioni climatiche. Le città in cui il comportamento è ottimo sono mediamente poco umide, specialmente nelle ore diurne (Trieste, Reggio Calabria, Bari) ed in quota (Enna, Catanzaro, Perugia ecc.). Al contrario,

le due città che si comportano peggio (Milano e Palermo) sono entrambe caratterizzate da elevati valori dell'umidità.

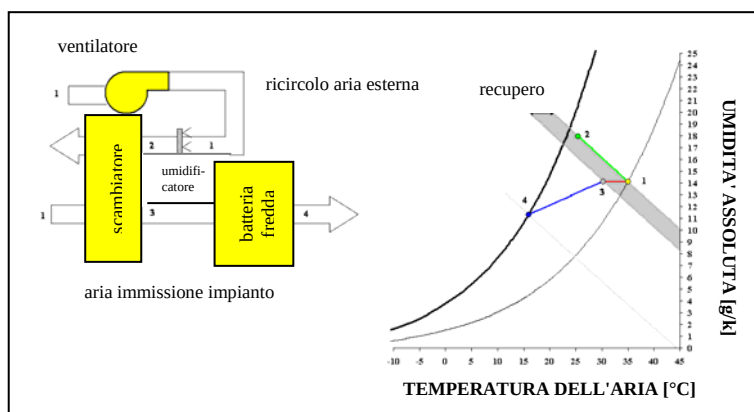


Fig. C.3 - Recupero di calore sensibile associato al raffreddamento adiabatico indiretto con ricircolo dell'aria esterna

C.3 - Il Free-Cooling indiretto

Come accennato, il Free-Cooling indiretto consiste nell'inviare acqua fredda nelle batterie di scambio termico delle CTA o dei terminali, climatizzando così gratuitamente l'ambiente.

Il Free-Cooling indiretto può derivare da due distinte sorgenti:

- sorgenti geotermiche (acqua di falda, di lago, di mare, terreno);
- aria esterna.

Una sorgente geotermica ha il vantaggio di trovarsi a temperature basse e generalmente costanti nell'anno. L'acqua di mare, ad esempio, al di sotto dei 10 metri di profondità si trova generalmente a valori di temperatura costanti, pari a 10 °C -12 °C. Il terreno, utilizzato per la geotermia grazie a sonde verticali, si trova alla temperatura media annuale della località, quindi tra i 12 °C ed i 16 °C in tutta Italia. Temperature simili hanno anche le acque di falde più profonde, mentre le acque superficiali (di lago, di fiume, di laguna) hanno temperature più variabili nel corso dell'anno, ma in alcuni casi ancora vantaggiose per il Free-Cooling indiretto.

Tab. C.1 - Risparmi percentuali conseguibili con Free-Cooling diretto coadiuvato da pre-raffreddamento adiabatico dell'aria esterna ($UR_{ambiente} = 55\%$, temperatura dell'aria di immissione = 16 °C). t_e = temperatura esterna; t_a = temperatura interna; UR_e = umidità relativa esterna.

t_e [°C]	t_a [°C]	RISPARMIO							
		UR_e							
		40%	50%	60%	65%	70%	75%	80%	85%
32	26	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
31	26	10%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
30	26	29%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
29	26	48%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
28	26	69%	10%	0%	0%	0%	0%	0%	0%
27	26	90%	31%	1%	0%	0%	0%	0%	0%
26	26	100%	54%	1%	0%	0%	0%	0%	0%
25	26	100%	77%	24%	0%	0%	0%	0%	0%
24	26	100%	99%	49%	24%	0%	0%	0%	0%
23	25	100%	100%	59%	42%	15%	0%	0%	0%
22	24	100%	100%	50%	49%	38%	8%	0%	0%
21	23	100%	100%	70%	53%	48%	34%	3%	0%
20	22	100%	100%	67%	61%	59%	54%	36%	0%
19	21	100%	100%	81%	71%	66%	61%	56%	35%
18	20	100%	100%	100%	90%	81%	77%	75%	65%
17	20	100%	100%	100%	100%	100%	100%	94%	88%
16	20	100%	100%	100%	100%	100%	100%	100%	100%
15	20	100%	100%	100%	100%	100%	100%	100%	100%

Tab. C.2 - Giudizio sull'utilizzo del Free-Cooling con raffreddamento adiabatico in alcune città italiane suddivise tra Nord, Centro e Sud

	NORD ITALIA	CENTRO ITALIA	SUD ITALIA
OTTIMO Il Free-Cooling può essere molto sfruttato anche in piena stagione estiva	Aosta, Sondrio, Trieste, Bolzano, Trento	Perugia, Rieti, L'Aquila, Grosseto	Campobasso, Enna, Avellino, Sassari, Bari, Catanzaro, Reggio Calabria
BUONO Il Free-Cooling può essere sfruttato nelle mezze stagioni e, eccezionalmente, nella stagione estiva	Torino, Alessandria, Como, Genova, Rimini, Bologna	Macerata, Ascoli	Lecce, Catania, Cagliari
SCARSO Il Free-Cooling può essere sfruttato solo nelle mezze stagioni	Venezia	Ancona, Roma	Napoli, Pescara
PESSIMO Il Free-Cooling può essere difficilmente sfruttato se non con temperature dell'aria molto basse	Milano		Palermo

Pertanto, le sorgenti geotermiche possono essere sfruttate in soli 3 modi:

- inviando l'acqua in batterie di preraffreddamento dell'aria. Questo sistema rappresenta una buona alternativa a un sistema di recupero di calore. Per esempio, disponendo di acqua ad una temperatura di 15 -17 °C, con un salto termico sufficientemente basso, dell'ordine di 3 °C, e con un buon fattore di by-pass, BF = 0,05, si può pensare di portare l'aria da 35 °C con UR = 50% fino a 20 °C, riducendo l'entalpia di 22,4 kJ/kg, come mostrato in Figura C.4.

Ovviamente il risparmio diminuisce al diminuire dei valori della temperatura dell'aria esterna, ma rimane sufficientemente elevato per buona parte della stagione estiva.

Da segnalare come una sorgente termica disponibile a 15 °C possa essere utilizzata anche in inverno per effettuare un preriscaldamento dell'aria esterna, in una sorta di riscaldamento gratuito o Free-Heating.

La stessa batteria di Figura C.4, se alimentata in inverno a 13 °C (bisogna tener conto della presenza di uno scambiatore di calore tra sorgente e impianto) è in grado di portare dell'aria a -5 °C con UR = 80% fino alla temperatura di 10 °C, con un risparmio entalpico di 15 kJ/kg. Quindi è possibile pensare anche ad un risparmio in inverno simile a quello di un recuperatore solo sensibile;

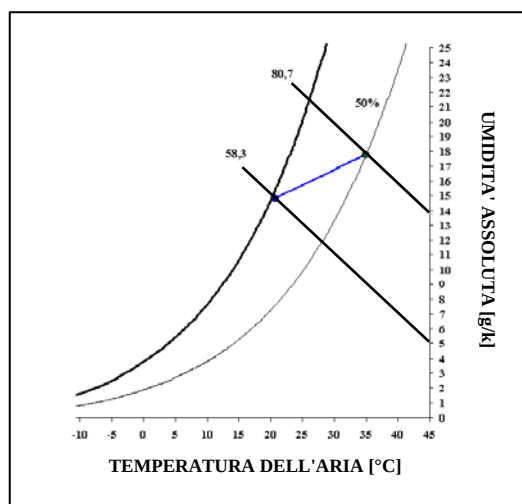


Fig. C.4 - Preraffreddamento dell'aria mediante Free-Cooling da sorgente geotermica. Caso di batteria alimentata a 17 °C, salto termico dell'acqua pari a 3 °C, BF = 0,05. Il risparmio è proporzionale ad un salto entalpico di 22,4 kJ/kg

- inviando l'acqua in terminali a temperatura moderata, quali pannelli radianti a soffitto o a pavimento, o travi fredde. Per esempio, nel caso di pannelli radianti con questa soluzione è possibile ricavare una potenza solo sensibile, stimabile da 20 a 60 W per unità di superficie, a seconda che si tratti di pavimento o soffitto radiante. Considerato che questa potenza è utilizzabile durante tutta la stagione estiva, la soluzione è molto interessante.

- inviando l'acqua nei fan coil di un impianto ad aria primaria, nella sola mezza stagione. Per esempio, per un valore di temperatura dell'aria ambiente di 22 °C, un fan coil alimentato con acqua in ingresso a 15 °C è in grado di fornire un quarto della potenza sensibile nominale, ovvero quella calcolata con valori di temperatura pari a 7 °C per l'acqua in ingresso e a 26 °C per l'aria: un fan coil di potenza sensibile nominale pari a 1.500 W, è in grado di fornire 400 W con acqua in ingresso a 15° C e aria a 22° C.

Le tre opzioni sono utilizzabili contemporaneamente. Quando si ha come generatore un gruppo frigorifero acqua – acqua collegato ad una sorgente geotermica, è possibile utilizzare lo schema di Figura C.5 nel quale l'acqua, proveniente dallo scambiatore con la sorgente termica, viene tutta o in parte inviata prima ai terminali e poi al condensatore del gruppo frigorifero.

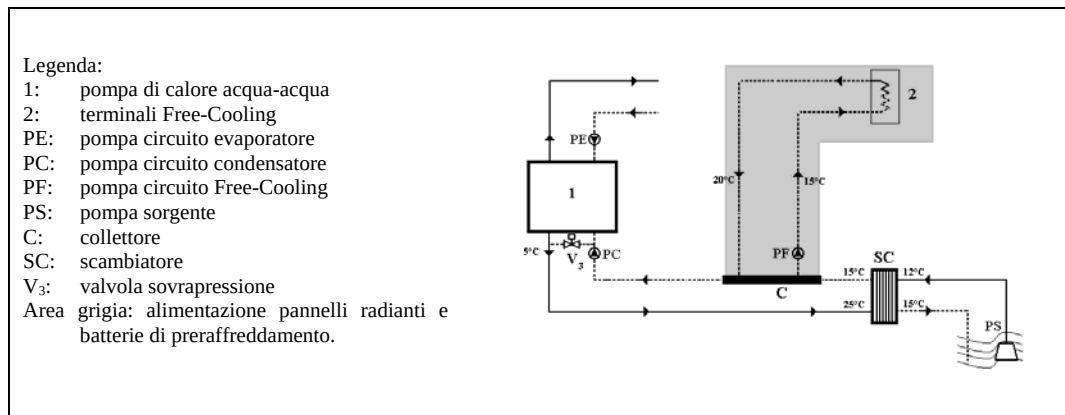


Fig. C.5 - Free-Cooling estivo da sorgente geotermica

Come detto, la sorgente termica utilizzata per il Free-Cooling indiretto può essere anche l'aria esterna, sfruttata per preraffreddare l'acqua dell'impianto, purché le condizioni climatiche siano favorevoli.

Questo sistema è molto usato in campo industriale e nel settore della tecnologia dell'informazione e della comunicazione, ma nella mezza stagione può essere impiegato anche nel terziario, nell'alberghiero e nell'ospedaliero, abbinandolo a sistemi radianti a soffitto e a travi fredde. Si utilizzano raffreddatori d'acqua, torri evaporative a circuito chiuso, o gruppi frigoriferi con Free-Cooling incorporato.

I gruppi frigoriferi con Free-Cooling incorporato, mostrati in Figura C.6, si distinguono dai normali refrigeratori per la presenza di una batteria alettata che funge da scambiatore aria – acqua, posta a monte della batteria condensante, attraverso la quale l'aria mossa dai ventilatori passa prima di entrare nel condensatore del circuito frigorifero. La batteria alettata ha lo scopo di sfruttare la bassa temperatura dell'aria per raffreddare l'acqua di ritorno dall'impianto prima di inviarla all'evaporatore della macchina. In questo modo si ottiene un raffreddamento gratuito che porta ad un risparmio di energia elettrica, in quanto i compressori lavorano meno.

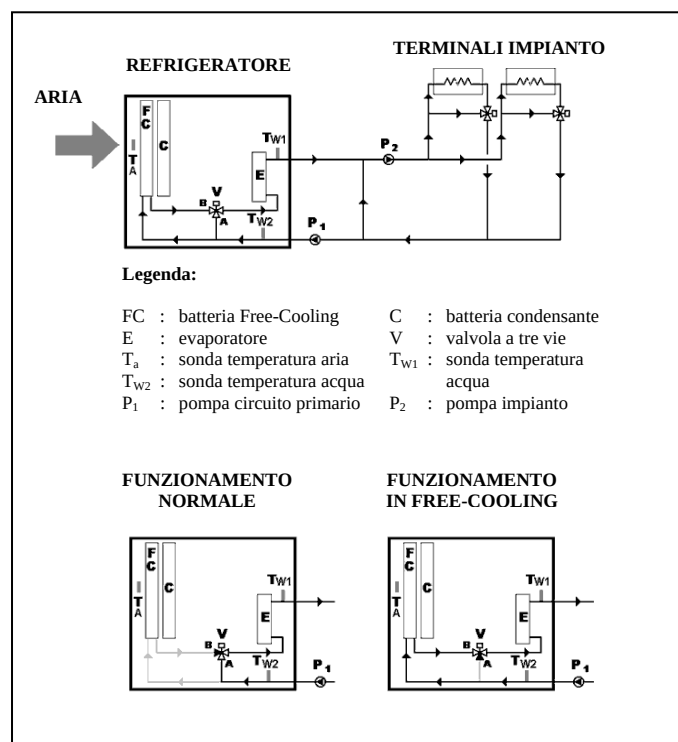


Fig. C.6 - Gruppo frigorifero con Free-Cooling incorporato

LA SOVRAPPOSIZIONE DEI CARICHI

D.1 - Premessa

L'incremento dell'isolamento termico dell'involucro edilizio, l'aumento dei carichi endogeni dovuto soprattutto ai sistemi informatici ed all'illuminazione, la maggiore attenzione per la qualità dell'ambiente interno con il conseguente utilizzo dell'impianto di climatizzazione durante tutto l'arco dell'anno, portano sempre di più il progettista ad imbattersi in edifici che necessitano di carichi termici contemporanei di segno opposto.

D.2 - La sovrapposizione di carichi

In un edificio con carichi termici contemporanei di segno opposto, l'aria esterna di rinnovo e alcune zone devono essere riscaldate, mentre altre zone devono essere raffreddate. Nel diagramma di Figura D.1 è riportato l'andamento qualitativo dei carichi termici e frigoriferi in funzione dei valori della temperatura dell'aria esterna: è evidente l'esistenza di un campo di sovrapposizione dei due differenti carichi.

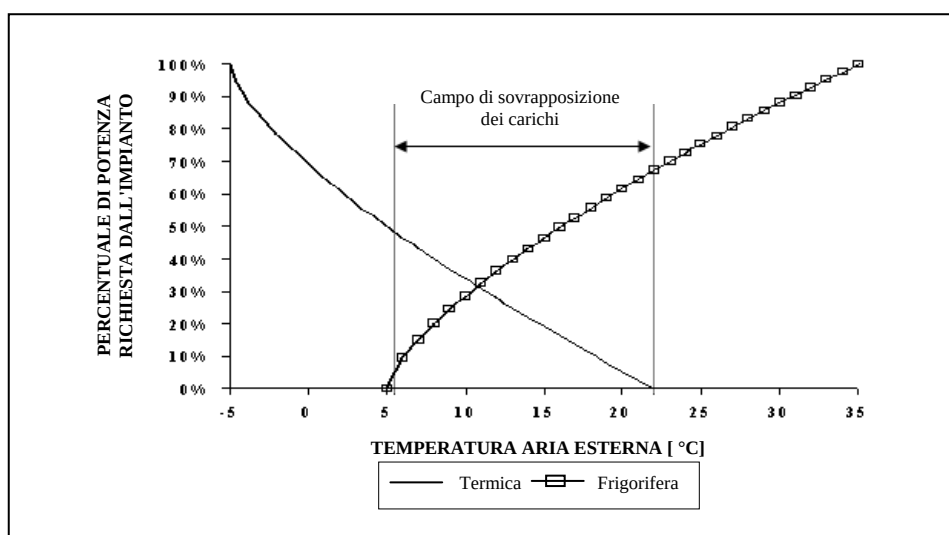


Fig. D.1 - Esempio di andamento dei carichi termici in funzione dei valori della temperatura dell'aria esterna

E' ovvio che nella realtà non vi è una dipendenza diretta tra carico termico e valori di temperatura dell'aria esterna, perché sul carico influiscono molte altre variabili, quali l'irradiazione solare, i profili di occupazione e di funzionamento, l'andamento della temperatura dell'aria esterna, che può assumere lo stesso valore di notte e di giorno, in mesi diversi. Tuttavia, per ogni impianto è possibile costruire curve analoghe a quelle di Figura D.1, considerando i carichi termici medi.

Inoltre, l'ampiezza del campo di sovrapposizione varia molto in funzione della tipologia architettonica e della destinazione d'uso dell'edificio. Ad esempio, nei negozi delle gallerie di un Centro Commerciale c'è sicuramente richiesta di potenza frigorifera anche quando il valore della temperatura esterna è molto basso.

Va poi sottolineato che nel punto di intersezione delle due curve quasi sempre ciascuna delle singole potenze richieste dall'impianto non supera il 40% - 50% del proprio valore massimo. Ciò ha importanti risvolti sul consumo complessivo annuo dell'impianto, nella misura in cui le temperature appartenenti al campo di sovrapposizione sono quelle che si presentano più frequentemente su base annua e quindi nella progettazione si deve tener conto di tale sovrapposizione.

Infine, la sovrapposizione dei carichi si può avere anche per contemporanea richiesta di raffrescamento degli ambienti e di riscaldamento dell'aria di rinnovo e/o di produzione di acqua calda per usi sanitari.

D.3 - Le scelte progettuali

Il progettista ha tre differenti possibilità di scelta:

- utilizzare un sistema tradizionale, con doppio generatore, ad esempio due pompe di calore, di cui una funzionante in ciclo estivo ed una in ciclo invernale, oppure caldaia per l'energia termica e refrigeratore per l'energia frigorifera, soluzione spesso adottata fino a qualche anno fa, ma è assolutamente censurabile dal punto di vista energetico;
- utilizzare un sistema ad anello di liquido WLHP (Water Liquid Heat Pumps) a trasferimento di calore con stazionamento intermedio, sempre a doppio generatore, ma in grado di migliorare le prestazioni energetiche rispetto ai sistemi tradizionali;
- utilizzare sistemi a recupero di calore totale, sia idronici che ad espansione diretta. Questa scelta condiziona già il consumo energetico totale dell'impianto. In Figura D.2 è mostrata la potenza termica totale richiesta ai generatori alle varie temperature dell'aria esterna.

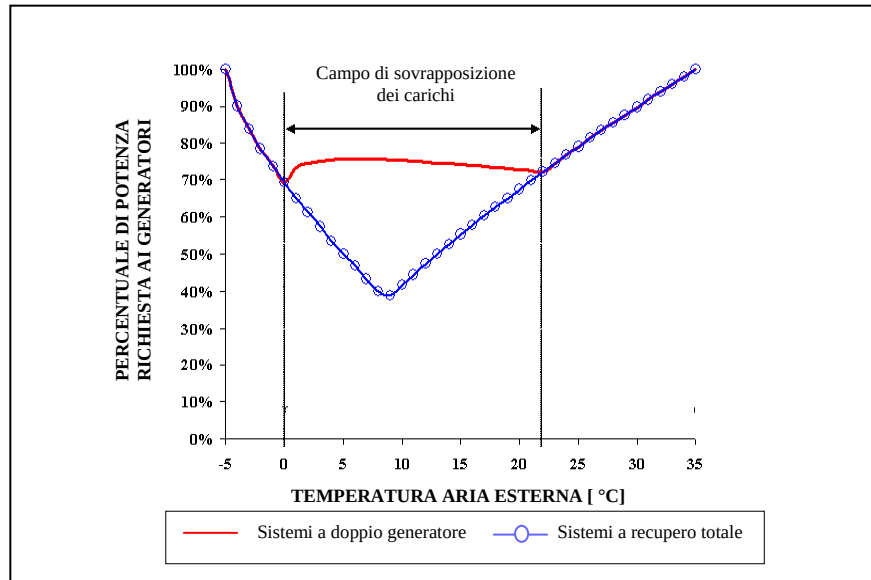


Fig. D.2 - Potenza richiesta ai generatori nel caso di sistema a doppio generatore e di sistema a recupero totale

Il sistema tradizionale a doppio generatore è il peggiore, perché somma le due potenze richieste dell'impianto, quella termica e quella frigorifera, poiché non si ha alcun recupero di calore. I sistemi a recupero di calore hanno prestazioni migliori, perché la potenza totale richiesta è sempre quella minore delle due, essendo l'altra recuperata gratuitamente nel funzionamento.

IL RECUPERO DI CALORE DAI GRUPPI FRIGORIFERI

E.1 - Premessa

Come discusso nell'Allegato A, un ciclo inverso trasferisce calore dalla sorgente fredda, a contatto con l'evaporatore, alla sorgente calda, a contatto con il condensatore. Tutte le volte che si ha a che fare con un ciclo frigorifero, quindi quando si raffredda un fluido, il calore ceduto dal refrigerante nel condensatore può essere recuperato in modo gratuito per qualunque uso, dal riscaldamento degli ambienti, al post-riscaldamento dell'aria, alla produzione di acqua calda sanitaria.

E.2 - Il recupero termico

Osservando la Figura E.1, in cui è riportato il ciclo frigorifero in un piano pressione – entalpia, si nota che il recupero termico può essere:

- parziale: si recupera solamente il calore sensibile di desurriscaldamento del refrigerante;
- totale: si recupera tutto il calore di condensazione.

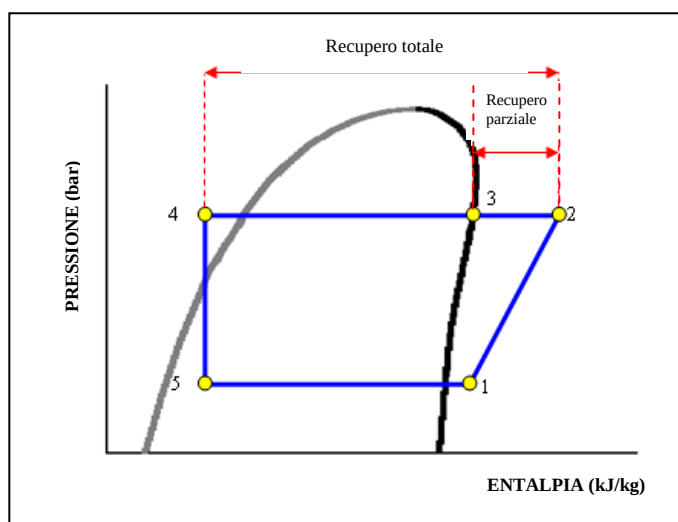


Fig. E.1 - Il recupero di calore nel piano pressione – entalpia

Recupero di calore parziale

Il recupero di calore parziale avviene tramite uno scambiatore di calore sensibile, chiamato desurriscaldatore, sempre posto in serie al condensatore principale. La potenza massima di recupero può variare tra il 15% ed il 40% della potenza frigorifera resa all'evaporatore, in funzione dei parametri di funzionamento e del refrigerante utilizzato.

Recupero di calore totale

Se si vuole ottenere un recupero maggiore di quello consentito dal recupero parziale, bisogna necessariamente scegliere un sistema a recupero totale. In questo caso viene recuperato tutto il calore di condensazione, compreso tra il 120% ed il 140% della potenza frigorifera resa all'evaporatore.

Il recupero di calore totale può avvenire mediante un ciclo con un unico compressore o un ciclo con due compressori in serie, come mostrato in Figura E.2.

Il primo caso è tipico dei gruppi frigoriferi a recupero totale, delle pompe di calore polivalenti a due e quattro tubi e dei sistemi ad espansione diretta VRF – VRV senza produzione di acqua calda sanitaria ad alta temperatura. Il secondo caso è tipico dei sistemi ad anello di liquido e dei sistemi VRF – VRV con produzione di acqua calda sanitaria ad alta temperatura.

Nel primo caso, il COP da considerare nel calcolo è:

$$COP = \frac{\text{potenza termica fornita}}{\text{potenza assorbita dal compressore}} = \frac{P_T}{P_A} \quad (E.1)$$

Nel secondo caso il COP da considerare nel calcolo è:

$$COP = \frac{\text{potenza termica fornita}}{\text{somma potenze assorbite dai compressori}} = \frac{P_T}{P_{A1} + P_{A2}} \quad (E.2)$$

I rispettivi *SPF* vengono calcolati sostituendo ai valori della potenza quelli dell'energia.

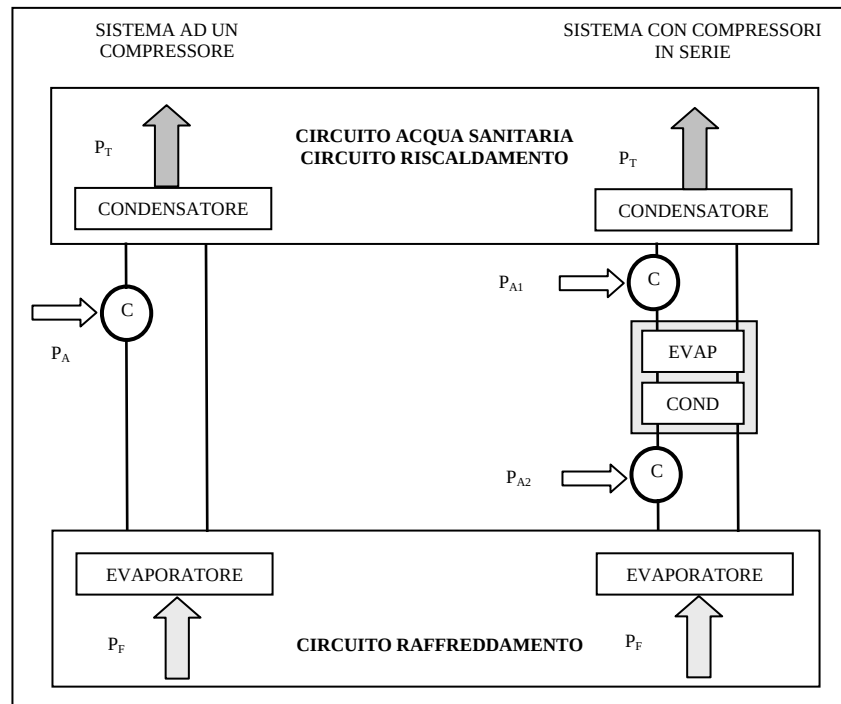


Fig. E.2 - Sistemi di recupero del calore

L'OTTIMIZZAZIONE DELLA PRODUZIONE DELLE POMPE DI CALORE

F.1 - Premessa

Le pompe di calore possono essere ottimizzate per la stagione estiva o per quella invernale per due motivi, uno legato agli scambiatori di calore e uno legato ai compressori.

F.2 - L'ottimizzazione legata al funzionamento degli scambiatori

Le pompe di calore con inversione sul circuito frigorifero prevedono l'inversione del percorso del fluido refrigerante nello scambiatore al variare della stagione di funzionamento. Quindi, negli scambiatori, in particolare in quelli a piastre, è possibile stabilire che il funzionamento in controcorrente avvenga in estate o in inverno, come mostrato in Figura F.1. Nel primo caso, l'ottimizzazione è relativa al funzionamento estivo, perché l'evaporazione avviene a temperatura superiore, nel secondo al funzionamento invernale, perché la condensazione avviene a temperatura inferiore. In ogni caso, il funzionamento nell'altra stagione è penalizzato.

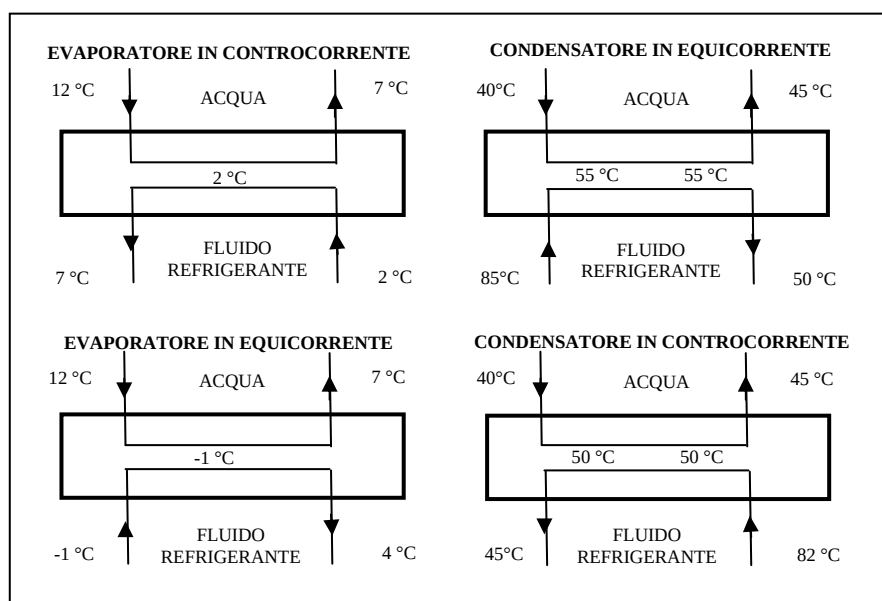


Fig. F.1 - Inversione del fluido refrigerante negli scambiatori in pompe di calore ad inversione sul ciclo frigorifero

F.3 - L'ottimizzazione legata al funzionamento dei compressori

Attualmente per le pompe di calore vengono utilizzati compressori volumetrici rotativi, a vite e scroll, mentre sono stati del tutto abbandonati quelli alternativi a pistone. I compressori a vite sono utilizzati per potenze elevate e abbinati a R134a, mentre quelli scroll per potenze medio piccole e abbinati a R410A.

I compressori volumetrici rotativi, scroll e a vite, sono tradizionalmente progettati in modo che i volumi della camera di compressione nel punto di aspirazione e in quello di mandata siano tali che per un certo rapporto di compressione, definito come rapporto tra le pressioni di inizio e fine compressione, il valore del rendimento isoentropico sia il massimo, come esemplificato in Figura F.2. Quando il rapporto di compressione è diverso dal valore ottimale di progetto, evidentemente il rendimento isoentropico si riduce, motivo per cui questi compressori vengono anche denominati "a rapporto di compressione fisso". Generalmente i compressori scroll sono ottimizzati per un rapporto di compressione di circa 3, mentre quelli a vite possono avere valori di ottimizzazione diversi.

Per la scelta del compressore, diventa molto importante capire quali siano le condizioni di funzionamento della pompa di calore, ovvero in quale situazione vi sia la massima richiesta di energia. Per esempio, utilizzando come refrigerante R134a, il massimo consumo di energia si ha in corrispondenza di un rapporto di compressione attor-

no a 3,2 se il funzionamento è prevalentemente estivo, attorno a 5 se il funzionamento è prevalentemente invernale.

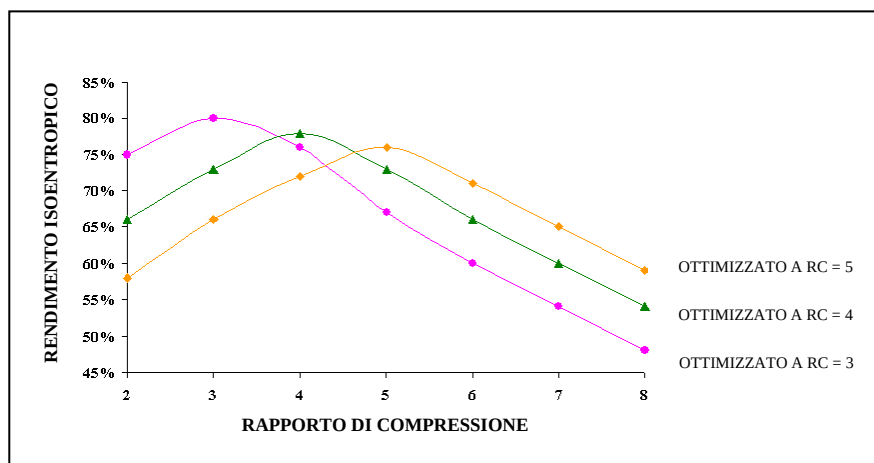


Fig. F.2 - Rendimento dei compressori volumetrici rotativi (a vite e scroll)

In Tabella F.1 sono riportati alcuni valori di efficienza in funzionamento estivo ed invernale per compressori a vite con R134a. Come si può notare, il rendimento influisce molto più sull'efficienza estiva che su quella invernale: compressori ottimizzati per rapporti di compressione bassi compensano con il guadagno estivo le perdite di efficienza invernali. Ad esempio, un compressore ottimizzato per $RC = 3$ rispetto ad uno ottimizzato per $RC = 5$ in funzionamento estivo guadagna quasi il 20% di efficienza, e in funzionamento invernale perde solamente il 6%. Quindi, conviene sempre ottimizzare per rapporti di compressione bassi, adatti all'estate. Solo le pompe di calore che lavorano esclusivamente in inverno devono avere compressori ottimizzati per RC elevati.

Tab. F.1 - Valori di EER e COP in funzione di RC per compressori a vite con R134a

Ottimizzazione	funzionamento estivo		funzionamento invernale	
	rendimento compressore	EER	rendimento compressore	COP
RC=3	79%	5,15	67%	4,04
RC=4	73%	4,76	73%	4,21
RC=5	66%	4,30	76%	4,28

LA COSTRUZIONE DELLE CURVE DI FREQUENZA ORARIA DELLA TEMPERATURA E DELL'UMIDITA' RELATIVA ALL'ESTERNO

G.1 - Premessa

La costruzione del profilo orario dei valori della temperatura e dell'umidità relativa all'esterno è fondamentale qualora si voglia effettuare un calcolo dettagliato per massimizzare le prestazioni energetiche del sistema scelto.

G.2 - Il metodo per la costruzione dei profili

Per costruire il profilo orario dei valori di temperatura del giorno medio del mese tipo è necessario conoscere i valori della media mensile delle temperature massime, T_{mMax} , e di quella delle temperature minime, T_{mMin} . Il valore della temperatura ad una certa ora, T_h , rappresenta una media pesata dei valori di quelle medie minima e massima e si ricava dalla relazione:

$$T_h = T_{m,Max} - k_h(T_{m,Max} + T_{m,Min}) \quad (G.1)$$

dove i valori del coefficiente di peso k_h sono riportati in Tabella G.1. E' fondamentale ricordare che nei mesi in cui è in vigore l'ora legale i valori dei coefficienti sono traslati di un'ora: il valore minimo della temperatura si ha alle ore 6 anziché alle 5, mentre quello massimo alle ore 16 anziché alle 15. L'andamento orario è sinusoidale, come mostrato in Figura G.1.

Tab. G.1 - Valori del coefficiente k_h della (G.1) in funzione delle varie ore del giorno. Da ASHRAE Fundamentals 2009, Cap. 28

ora	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
k_h	0,87	0,92	0,96	0,99	1	0,98	0,93	0,84	0,71	0,56	0,39	0,23
ora	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
k_h	0,11	0,03	0	0,03	0,1	0,21	0,34	0,47	0,58	0,68	0,76	0,82

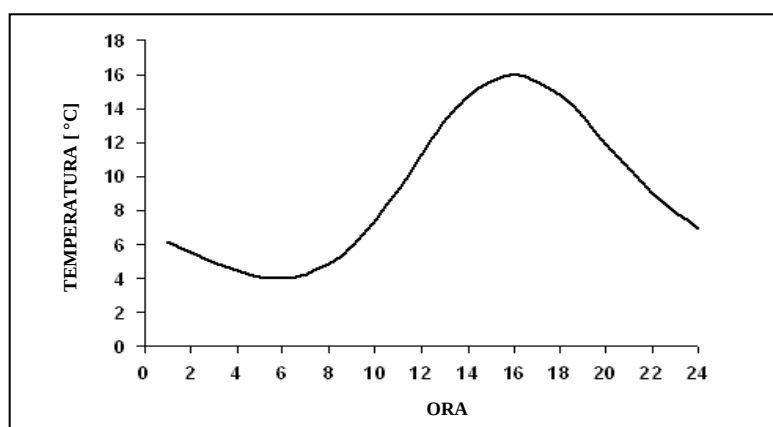


Fig. G.1 - Andamento orario dei valori della temperatura

La costruzione del profilo dei valori di umidità relativa è solo un po' più complessa. Il valore minimo di umidità relativa si ha in corrispondenza di quello massimo della temperatura e viceversa. Detti x_{Min} il valore dell'umidità assoluta che si ha alle ore 15 solari (ore 16 legali), quando quello della temperatura è il massimo e quello dell'umidità relativa il minimo, e x_{Max} quello che si ha alle ore 5 solari (ore 6 legali) quando quello della temperatu-

ra è il minimo e quello dell'umidità relativa il massimo, è possibile calcolare i valori di umidità assoluta orari, x_h , in modo analogo a quanto fatto per la temperatura utilizzando la relazione:

$$x_h = x_{Min} - k_h (x_{Max} + x_{Min}) \quad (G.2)$$

Per chiarire la procedura, si immagini di avere un giorno con $T_{Max} = 16\text{ }^{\circ}\text{C}$, cui corrisponde $UR_{Min} = 60\%$, e $T_{Min} = 4\text{ }^{\circ}\text{C}$, cui corrisponde $UR_{Max} = 96\%$. I corrispondenti valori di umidità assoluta sono rispettivamente $x_{Min} = 6,66\text{ g/kg}$ e $x_{Max} = 4,83\text{ g/kg}$. Si noti che i pedici Min e Max si riferiscono all'umidità relativa UR , per cui il valore di umidità assoluta è più alto in corrispondenza del pedice Min che del pedice Max. Alle ore 22, applicando la (G.2), si ottiene $x_h = 5,45$.

Una volta ottenute le coppie orarie dei valori della temperatura T_h e dell'umidità assoluta x_h , è possibile ricavare anche l'andamento dei valori dell'umidità relativa UR_h .

Anche per i valori dell'umidità relativa l'andamento è sinusoidale, come mostrato in Figura G.2.

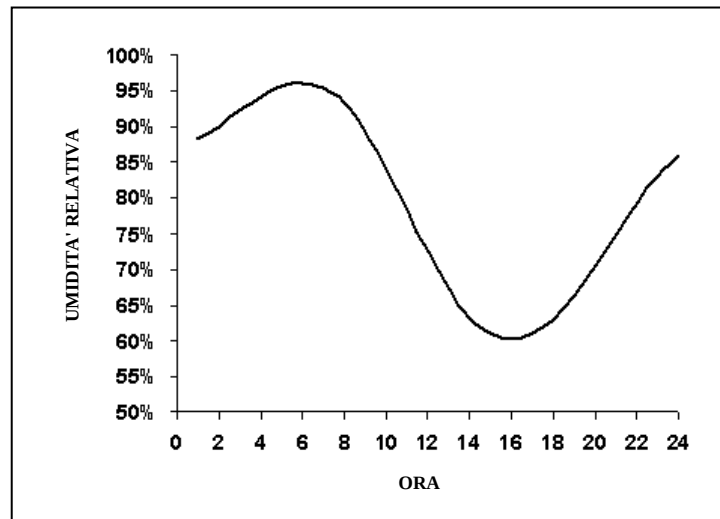


Fig. G.2 - Andamento orario dell'umidità relativa

In questo modo si costruiscono gli andamenti orari dei valori di temperatura e umidità relativa per il giorno medio di ogni mese. Supponendo che questo capiti il 15 di ogni mese, che il giorno più caldo dell'anno capiti il 31 di luglio e il giorno più freddo capiti il 31 di gennaio, si possono costruire le curve di temperatura e umidità relativa per tutti i 365 giorni dell'anno, semplicemente interpolando tra due giorni medi, così come mostrato in Figura G.3, e quindi calcolare per ogni città la frequenza oraria dei valori di temperatura ai quali si possono associare i valori di umidità relativa.

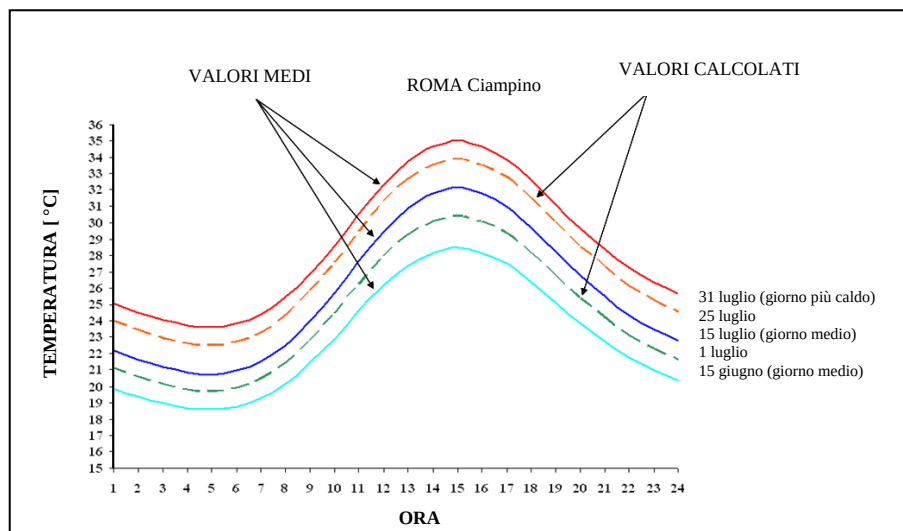


Fig. G.3 - Andamento orario dei valori della temperatura in giorni intermedi

LO SBRINAMENTO NELLE POMPE DI CALORE AD ARIA

H.1 - Premessa

Durante il funzionamento invernale delle pompe di calore si forma brina sulla superficie delle batterie evaporanti. Questo fenomeno determina una riduzione dell'efficienza dello scambiatore, che può portare ad un blocco della pompa di calore.

H.2 - Le cause della formazione di brina

La formazione di brina sulla superficie delle batterie evaporanti si ha qualora avvengano simultaneamente le due seguenti condizioni:

- diminuzione dei valori dell'umidità assoluta dell'aria tra ingresso ed uscita della batteria evaporante, con conseguente deposito sulla superficie della batteria della condensa prodotta;
- valori della temperatura superficiale della batteria evaporante inferiori a 0 °C.

Come è visibile nel diagramma psicrometrico riportato in Figura H.1, la diminuzione dell'umidità assoluta tra ingresso ed uscita dalla batteria non dipende tanto dalla temperatura dell'aria, quanto dalla sua umidità assoluta. Infatti, in Figura sono mostrati due casi, entrambi caratterizzati da valori della temperatura dell'aria pari a 4 °C e della temperatura superficiale della batteria inferiori a 0 °C, ma da due diversi valori di UR, 90% e 50%: la variazione dei valori dell'umidità assoluta si ha solamente nel caso di UR pari al 90%.

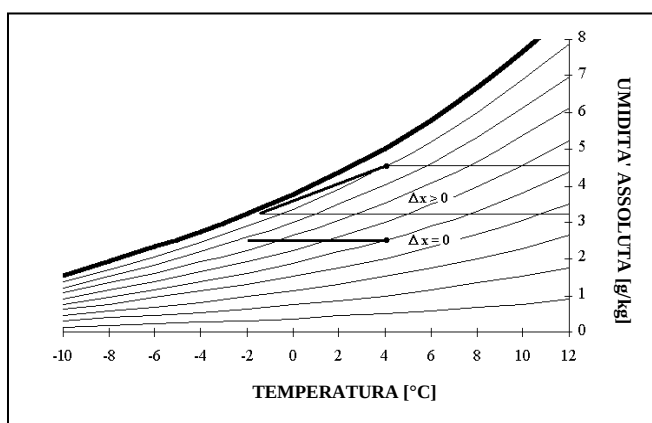


Fig. H.1 - Trasformazioni dell'aria sulla batteria evaporante per diversi valori di umidità relativa

La Figura evidenzia un altro aspetto estremamente interessante per la comprensione del problema: dal momento che la variazione di umidità assoluta della trasformazione, Δx , dipende sostanzialmente dalla pendenza della curva di saturazione e quindi, a parità di ogni altra condizione, è maggiore per temperature dell'aria più elevate, la quantità di ghiaccio che si forma sulle batterie, pari al prodotto della portata di massa dell'aria per Δx , diminuisce al diminuire del valore della temperatura dell'aria.

Nel caso di parzializzazione, si riduce la portata di refrigerante nella batteria evaporante e quindi lo scambio termico, il valore della temperatura di evaporazione si innalza e di conseguenza aumenta anche quello della temperatura superficiale della batteria e il fenomeno della formazione di brina si riduce. In Figura H.2 è mostrato un confronto tra le aree all'interno delle quali avviene la formazione di brina sulle batterie evaporanti nel caso di pieno carico ed in quello di parzializzazione: la formazione di brina si ha generalmente solo per valori di UR superiori al 50% e l'area si riduce drasticamente in caso di parzializzazione del singolo circuito. La quantità di ghiaccio non si forma in maniera uniforme in tutta l'area, ma è massima nel punto d'innescio del fenomeno sulla curva di saturazione, per diminuire all'allontanarsi da questo e annullarsi lungo la curva limite inferiore: più alto è il valore della temperatura di innescio della brina, maggiore è la quantità di ghiaccio che si forma sulla batteria. Quindi il funzionamento delle pompe di calore evaporanti ad aria è condizionato non tanto da bassi valori delle temperature, quanto da valori elevati delle umidità relative associati a bassi valori della temperatura dell'aria, per esempio attorno a 5 °C, come accade nelle città della pianura Padana.

H.3 - Le conseguenze della formazione di brina

Il fenomeno della formazione della brina, se non controllato, porta rapidamente al blocco della pompa di calore per bassa pressione. Infatti, lo strato di ghiaccio che si forma sulla superficie della batteria riduce sia le caratteristiche di scambio termico, in quanto funge da isolante, sia l'area di passaggio dell'aria, aumentando le perdite di carico: di fatto è come se la superficie di scambio si riducesse mano a mano che il fenomeno della formazione di ghiaccio procede. Questo duplice effetto fa diminuire il valore della temperatura di evaporazione e, di conseguenza, anche quello della temperatura superficiale con conseguente incremento del Δx . In breve, più aumenta lo strato di ghiaccio, più si riduce la superficie di scambio e più aumenta la formazione di brina.

Una volta innescato, il fenomeno di formazione della brina aumenta di intensità in modo esponenziale fino a che la batteria non si ricopre completamente di ghiaccio e le sicurezze della macchina non ne bloccano il funzionamento. Per evitare questa circostanza, nelle pompe di calore evaporanti ad aria si effettuano dei cicli di sbrinamento.

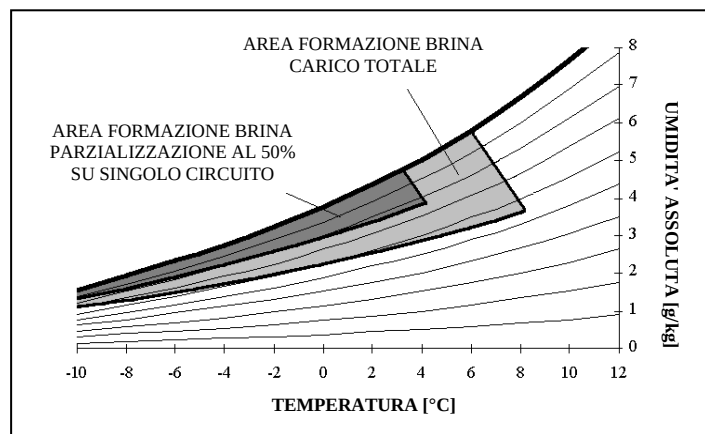


Fig. H.2 - Confronto tra le aree di formazione di brina sulle batterie evaporanti nel caso di pieno carico ed in quello di parzializzazione

H.4 - I sistemi di sbrinamento

In linea generale, si può affermare che le pompe di calore richiedono 1 ciclo di sbrinamento ogni qualvolta 1 grammo di vapor d'acqua condensato per kilogrammo di aria si trasforma in brina. In pratica, volendo esprimere il tutto in termini di variazione di umidità assoluta tra l'aria in ingresso e quella in uscita dalla batteria evaporante, il ciclo va fatto per ogni $\Delta x = 1$ g/kg di condensa trasformata in ghiaccio.

I sistemi generalmente utilizzati per effettuare lo sbrinamento sono due: l'inversione di ciclo e l'iniezione di gas caldo. L'inversione di ciclo, di gran lunga il sistema più utilizzato, consiste nell'invertire il ciclo di funzionamento della macchina da invernale ad estivo: in questo modo la batteria di scambio, tornando a lavorare come condensatore, è attraversata da fluido caldo che scioglie il ghiaccio e lo stacca dalla superficie. Anche con il sistema di iniezione di gas caldo la batteria viene attraversata da fluido caldo, senza che venga completamente invertito il ciclo frigorifero.

Gli effetti degli sbrinamenti vanno tenuti in debito conto per evitare di commettere gravi errori sia dal punto di vista energetico, sia nel dimensionamento della pompa di calore.

Dal punto di vista energetico, indipendentemente dal sistema utilizzato, i cicli di sbrinamento non sono indolori per la pompa di calore. Innanzitutto, lo sbrinamento comporta una perdita di energia dovuta all'effetto congiunto del consumo del compressore durante il ciclo e della sottrazione di calore dall'impianto effettuata dal condensatore divenuto evaporatore. Questa perdita può essere quantificata in circa il 10% per ogni ciclo. Inoltre, lo sbrinamento comporta una maggiore usura dei compressori, in quanto durante l'inversione del ciclo si invertono le parti del circuito ad alta e bassa pressione, con inevitabili stress su tutti gli organi, problemi di fuoriuscita dell'olio dalla coppa del compressore e, soprattutto, rischio di ritorno di liquido all'aspirazione del compressore.

Dal punto di vista del dimensionamento, la presenza di cicli di sbrinamento non influisce sulla potenza delle pompe di calore, ma sull'energia prodotta, per cui le pompe di calore devono essere surdimensionate per garantire l'erogazione dell'energia necessaria. Ad esempio, se sono richiesti 2 cicli di sbrinamento in un'ora, considerato che, come detto, ciascun ciclo fa perdere il 10% di energia, l'energia prodotta è l'80% di quella che si avrebbe nelle stesse condizioni senza sbrinamenti, per cui se una pompa di calore ha una potenza di 100 kW, con due cicli di sbrinamento produce solo 80 kWh, anziché 100 kWh.

In figura H.3 sono riportate le curve del COP a pieno carico di una pompa di calore ad aria ad alta efficienza (classe A EUROVENT) in funzione della temperatura dell'aria, per valori di umidità relativa pari a 90% e 70% ed inferiori a 50% (scambio solamente sensibile) e di temperature di uscita dal condensatore pari a 35 °C e 45 °C. I punti di discontinuità delle curve con $UR > 50\%$ rappresentano le situazioni in cui il valore della temperatura superficiale della batteria diventa negativo e la condensa si trasforma in ghiaccio. Per la pompa di calore presa in esame, ad alta efficienza, le temperature di transizione sono 4 °C e 5 °C per umidità relativa del 90%, rispettivamente a 45 °C e 35 °C, e 6 °C e 7 °C per umidità relativa del 70% alle stesse condizioni di uscita.

Molto importante, infine, è la logica che comanda i cicli di sbrinamento. Attualmente quasi tutte le pompe di calore lavorano con logiche di controllo di tipo dinamico, in grado di riconoscere la reale presenza di formazione di ghiaccio.

In Tabella H.1 sono riportati, per alcune delle principali città italiane, i valori di COP medi di funzionamento mensile, sia per le ore diurne che per quelle notturne, ottenibili con una pompa di calore con efficienza Classe B EUROVENT, con COP nominale pari a 2,9. I valori sono intesi per funzionamento a pieno carico, ovvero per pompe di calore ad un unico gradino di parzializzazione per circuito frigorifero (funzionamento On – Off), per far comprendere quanto pesi l'umidità dell'aria sul COP. Pompe di calore con più parzializzazioni ottengono risultati migliori. Il COP medio si mantiene superiore a 2,5 in tutte le località. Interessante è il caso di Bolzano: grazie al clima freddo, ma secco, in pieno inverno (dicembre, gennaio e febbraio) i valori di COP sono superiori a quelli che si hanno in altre città del Nord più temperate ma più umide (Torino, Milano, Venezia), proprio perché il numero dei cicli di sbrinamento è limitato. I valori in Tabella valgono per acqua prodotta a 45 °C e per macchine dotate di sistema di sbrinamento a logica dinamica.

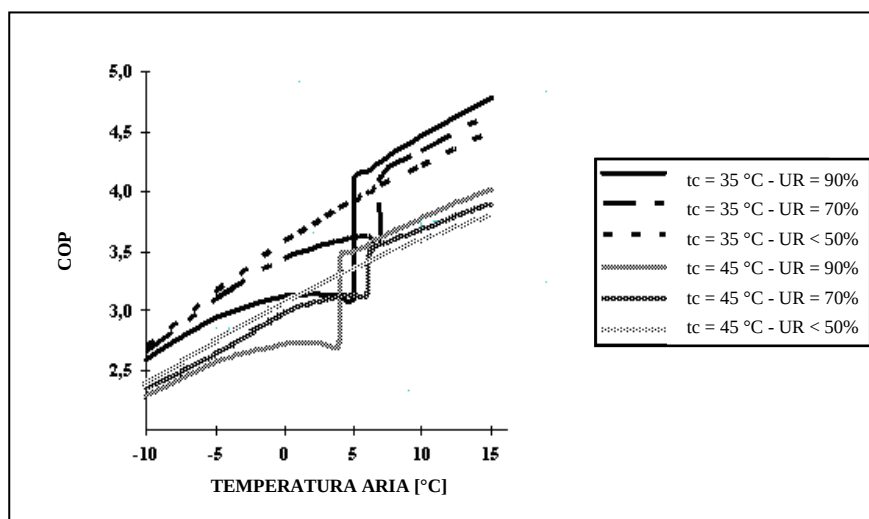


Fig. H.3 - COP di una pompa di calore aria - acqua in funzione dei valori della temperatura dell'aria per diversi valori dell'umidità relativa, UR, e della temperatura di uscita dal condensatore, t_c . Per $UR < 50\%$ si ha solo scambio sensibile

Tab. H.1 - Valori di COP a pieno carico per pompe di calore con efficienza in classe B EUROVENT in alcune città italiane

	OTTOBRE		NOVEMBRE		DICEMBRE		GENNAIO		FEBBRAIO		MARZO	
	giorno	notte	giorno	notte	giorno	notte	giorno	notte	giorno	notte	giorno	notte
Torino	3,5	3,4	3,0	2,6	2,6	2,5	2,7	2,6	2,6	2,6	3,2	2,9
Milano	3,6	3,5	3,1	2,9	2,6	2,6	2,6	2,5	2,7	2,6	3,2	3,0
Bolzano	3,4	2,9	2,8	2,6	2,9	2,8	2,8	2,7	2,9	2,8	3,2	2,9
Venezia	3,6	3,5	3,3	3,3	2,7	2,6	2,7	2,6	2,7	2,6	3,1	2,9
Genova	3,7	3,6	3,4	3,4	3,4	3,3	3,2	3,1	3,2	3,1	3,4	3,4
Bologna	3,6	3,5	3,1	2,6	2,6	2,5	2,6	2,5	2,5	2,5	3,2	2,9
Ancona	3,7	3,6	3,5	3,5	3,1	2,9	3,3	3,1	3,1	2,7	3,4	3,4
Roma	3,7	3,6	3,5	3,5	3,2	3,2	3,1	2,6	3,2	2,8	3,3	3,1
Pescara	3,7	3,6	3,5	3,4	3,1	2,7	3,0	2,6	3,1	2,7	3,2	2,9
Napoli	3,7	3,6	3,5	3,5	3,4	3,4	3,2	2,8	3,1	2,7	3,4	3,4
Cagliari	3,7	3,7	3,6	3,6	3,5	3,5	3,2	3,2	3,2	3,2	3,5	3,4