



SOLAIR

Increasing the Market Implementation of Solar Air-Conditioning Systems for Small and Medium Applications in Residential and Commercial Buildings

Requisiti per la progettazione
di impianti di condizionamento solare
di piccola e media taglia

Linee guida





Increasing the Market Implementation of Solar Air-Conditioning Systems for Small and Medium Applications in Residential and Commercial Buildings


Linee guida

Questa pubblicazione è stata prodotta nell'ambito del progetto SOLAIR, co-finanziato dal programma "Intelligent Energy Europe" della Commissione Europea.

SOLAIR mira soprattutto a costruire le competenze, stimolare la promozione e influenzare il processo decisionale, indirizzandolo verso l'implementazione di sistemi di condizionamento solare (SAC) di piccola e media taglia, al fine di incrementare la confidenza con la tecnologia e incoraggiarne lo sviluppo.

Aprile 2009

www.solair-project.eu

Intelligent Energy  Europe

Questo rapporto è stato preparato come documento del progetto SOLAIR, sulla base del materiale e delle informazioni fornite da tutti i partner del progetto e redatto da Edo Wiemken (Fraunhofer ISE). Il capitolo 1 (“Raffreddamento e condizionamento degli edifici”) è stato realizzato da Sašo Medved dell’Università di Lubiana, Slovenia. Il capitolo 7 (“Strumenti di progettazione”) è stato redatto da Maria João Carvalho, INETI, Portogallo.

Il progetto SOLAIR è coordinato da target GmbH, Germania

Partners del consorzio SOLAIR:

- AEE – Institute for Sustainable Technologies, Austria
- Fraunhofer Institute for Solar Energy Systems ISE, Germania
- Instituto Nacional de Engenharia, Tecnologia e Inovação INETI, Portogallo
- Politecnico di Milano, Italia
- University of Ljubljana, Slovenia
- AIGUASOL, Spagna
- TECSOL, Francia
- Federation of European Heating and Air-conditioning Associations RHEVA, Olanda
- Centre for Renewable Energy Sources CRES, Grecia
- Ente Vasco de la Energia EVE, Spagna
- Provincia di Lecce, Italia
- Ambiente Italia, Italia



SOLAIR è co-finanziato da



I contenuti di questa pubblicazione sono sotto la responsabilità esclusiva degli autori. Essi non rispecchiano necessariamente l'opinione della Comunità Europea. La Commissione Europea non si assume responsabilità circa il possibile utilizzo delle informazioni qui riportate.

Indice

Introduzione	1
1 Raffrescamento e condizionamento degli edifici	3
1.1 Comfort termico.....	3
1.2 Fabbisogno di raffrescamento negli edifici	7
1.3 Principi di conservazione dell'energia.....	12
1.4 Elementi di base del raffrescamento solare	17
1.5 Impatto dei cambiamenti climatici sul comfort termico interno e sulla richiesta di energia per il raffrescamento	18
2 Tecnologie di raffreddamento alimentate dal solare termico.....	21
2.1 Sistemi ad acqua refrigerata	24
2.2 Processi a ciclo aperto.....	33
2.3 Collettori solari termici	36
3 Requisiti generali dei sistemi solari di raffreddamento e condizionamento.....	44
3.1 Risparmio di energia primaria.....	44
3.2 Requisiti sulla configurazione di base del sistema	48
3.3 Sistemi di asportazione del calore	50
3.4 Impianto solare termico.....	53
4 Scelta della tecnologia appropriata	58
4.1 Sistemi ad aria.....	60
4.2 Sistemi ad aria + distribuzione di acqua refrigerata	64
4.3 Sistemi di fornitura aria + distribuzione di acqua fredda.....	67
4.4 Sistemi ad acqua	68
5 Impianti di piccola taglia: gli schemi più ricorrenti	71
6 Raccomandazioni sul monitoraggio e la qualità dei sistemi.....	78
7 Strumenti di progettazione.....	85
7.1 Approcci progettuali	85
7.2 Regole indicative	86
7.3 Strumenti per il pre-dimensionamento	88
7.4 Programmi per la simulazione dettagliata.....	95

Introduzione

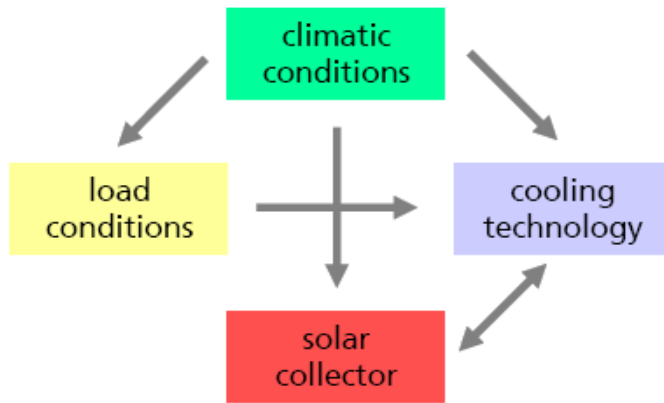
La richiesta di raffreddamento e condizionamento dell'aria negli edifici è in rapida crescita. Giusto per dare un'idea: nel 2008, la vendita di condizionatori elettrici di piccola taglia (< 5 kW di capacità di raffreddamento), in tutto il mondo è stata di circa 82 milioni di unità, 8,6 milioni dei quali nella sola Europa. Non è, quindi, sorprendente che, in alcune aree, il picco di carico elettrico si verifichi in estate a causa dei condizionatori elettrici. In Germania, un paese che tutto sommato ha una domanda di raffreddamento e condizionamento dell'aria non particolarmente elevata, il sovraccarico elettrico dovuto al condizionamento dell'aria negli edifici, nel 2006, è stata stimata approssimativamente al 5 % del totale di consumi elettrici (il 14 % se sommiamo condizionamento e refrigerazione); negli altri paesi del Sud Europa questo dato dovrebbe essere significativamente più alto.

Il condizionamento degli edifici, oggi, è basato soprattutto su tecnologie di compressione meccanica del vapore alimentate elettricamente. Sebbene con i recenti sviluppi, soprattutto per macchine di grossa taglia, siano stati raggiunti livelli di alta efficienza nel ciclo a compressione, si può ritenere che, con i normali condizionatori negli edifici esistenti, con 1 kWh_{el} mediamente siano prodotti meno di 3 kWh "di freddo". Ciò implica che per fornire 1 kWh "di freddo" sia necessario approssimativamente 1 kWh di energia primaria

In contemporanea col picco della domanda di raffreddamento, in diverse località, è disponibile una grande quantità di radiazione solare che potrebbe essere utilizzata per alimentare processi termici, per esempio raffreddamento e condizionamento dell'aria. Il raffreddamento con alimentazione termica è stato utilizzato, negli ultimi decenni, in nicchie di mercato, preferibilmente per macchine di grossa taglia, per usare il calore di scarto o il calore prodotto da macchine combinate per la produzione di calore ed elettricità. La combinazione di questa tecnologia con il riscaldamento solare è recente ed anche più complessa. L'utilizzo del raffreddamento e del condizionamento solare dell'aria è a oggi confinato in poche centinaia di applicazioni.

Il raffreddamento e il condizionamento dell'aria assistito dal solare termico può contribuire a sistemi energetici maggiormente eco-compatibili per le seguenti ragioni:

- considerevoli risparmi di energia primaria e riduzione delle emissioni di CO₂
- riduzione del carico elettrico sulla rete di distribuzione in termini sia di picco sia di energia, contribuendo, perciò, alla stabilizzazione della rete
- uso combinato del calore solare per il riscaldamento, il raffreddamento e la produzione di acqua calda sanitaria e, quindi, elevato utilizzo dei sistemi solari termici in tutte le stagioni
- nessun uso di materiali a elevato impatto ambientale (p.es. fluidi frigoriferi)
- minor livello di rumore e di vibrazioni rispetto alla tecnologia a compressione



L'interazione nella progettazione e impostazione di un sistema di raffreddamento o condizionamento dell'aria alimentato dal solare termico, da considerare nella fase di pianificazione.

La corretta progettazione di un sistema di raffreddamento o condizionamento solare e la scelta dei componenti sono fortemente condizionati dalle condizioni locali (condizioni climatiche) e dalla domanda di raffreddamento (condizioni di carico). Lo scopo di queste linee guida è di favorire la conoscenza di queste interazioni e di fornire, contemporaneamente, una visione dello stato dell'arte del raffreddamento e condizionamento solare.

Dal momento che una delle misure economicamente più efficaci nella progettazione di un sistema di condizionamento è la riduzione dei carichi termici già in fase di pianificazione e progettazione, il capitolo 1 affronta gli aspetti generali del raffreddamento e del condizionamento degli edifici e prepara il lettore ai capitoli successivi, concentrandosi sugli aspetti tecnici delle tecnologie alimentate dal solare termico. Alcuni aspetti del raffreddamento e del condizionamento solare non sono qui trattati esaustivamente, come, ad esempio, i dettagli dei sistemi di controllo e le informazioni sulla posizione dell'installazione. La ragione di tale mancanza è che è tuttora in corso il processo di sviluppo e di preparazione di queste informazioni.

La struttura tematica del contenuto si fonda sui destinatari principali del documenti, vale a dire i tecnici progettisti di impianti e gli addetti alla gestione delle forniture, ma le linee guida sono utili a chiunque sia interessato all'argomento.

Una più completa descrizione del raffreddamento e del condizionamento solare si trova nel manuale per progettisti "Solar Assisted Air Conditioning in Buildings"¹, elaborato nel Task 25 sul Solar Cooling, nell'ambito del Programma Riscaldamento e Raffrescamento Solare (SHC) dell'Agenzia Internazionale dell'Energia (IEA). Nell'attuale Task 38 "Condizionamento e refrigerazione solare" è prevista una nuova edizione del manuale, che sarà disponibile a partire dal 2010. In confronto al manuale esistente, queste linee guida costituiscono, da un lato, una introduzione semplificata al raffreddamento e condizionamento solare, e dall'altro un complemento maggiormente orientato al mercato e agli aspetti pratici.

¹ Hans-Martin Henning (Editor): *Solar Assisted Air-Conditioning of Buildings – A Handbook for Planners. Second revised edition 2007.* ISBN 978-3-211-73095-9, Springer Wien New York.

1 Raffrescamento e condizionamento degli edifici

Il principale obiettivo per ogni progettista è di assicurare le migliori condizioni di comfort e salubrità dell'ambiente di vita. La vera sfida, però, è ottenere il comfort ottimale con i minori consumi di energia e i minori impatti ambientali. Dal punto di vista ingegneristico, la qualità dell'ambiente interno è definita da quattro gruppi di requisiti: comfort termico, qualità dell'aria, comfort luminoso e protezione acustica. Per i consumi energetici, l'aspetto più rilevante è il soddisfacimento dei requisiti di comfort termico.

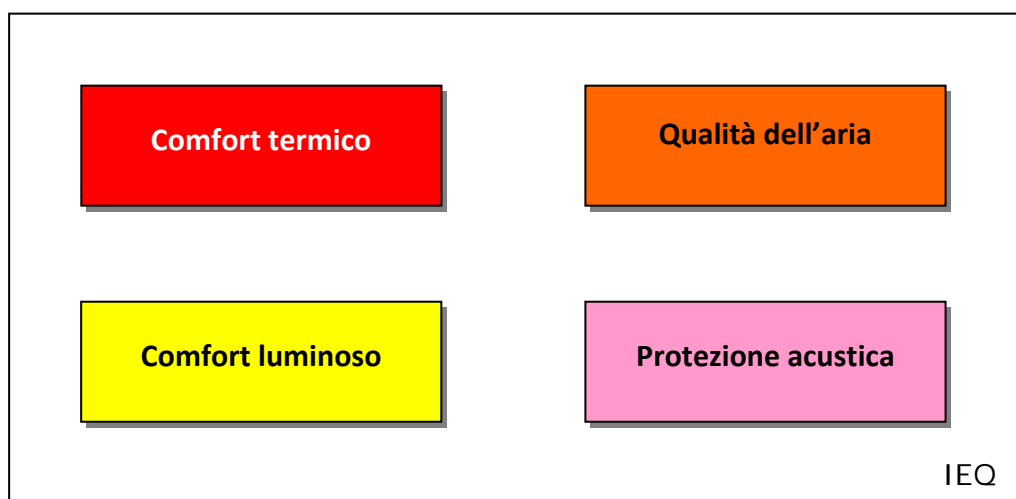


Figura 1.1 La qualità degli ambienti interni (Indoor environment quality – IEQ) può essere assicurata dal soddisfacimento di quattro gruppi di requisiti.

1.1 Comfort termico

L'uomo è un essere a sangue caldo, con una temperatura interna costante ($37 \pm 0.8^\circ\text{C}$), indipendente dalla temperatura circostante e dall'attività muscolare. Il corpo produce calore negli organi interni attraverso la combustione (ossidazione) delle sostanze nutritive. Questo processo è chiamato metabolismo o metabolismo basale. Il metabolismo è regolato dal nostro corpo a seconda dell'attività. Come le macchine termiche, il corpo umano ha la necessità di smaltire all'esterno il calore in eccesso attraverso differenti meccanismi di trasmissione del calore. Se tale trasmissione di calore dal nostro corpo all'ambiente circostante non produce alcuna sensazione spiacevole, il comfort termico è pienamente soddisfatto.

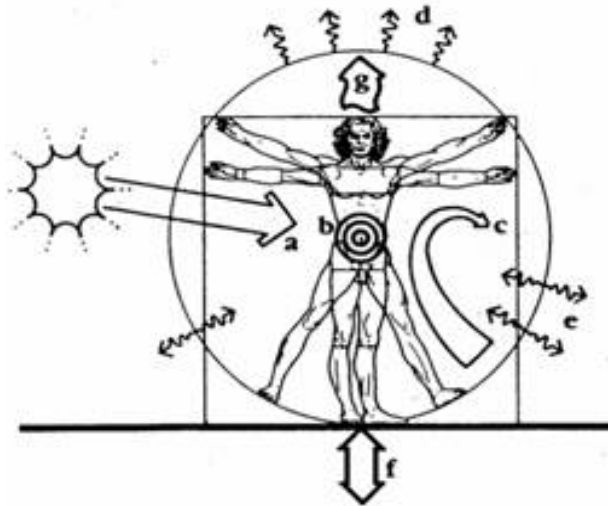


Figura 1.2 Il corpo umano emette nell'ambiente calore sensibile e calore latente usando diversi processi di trasmissione. Se questo processo non causa sensazioni spiacevoli, il comfort termico è assicurato. Il calore sensibile è emesso tramite la convezione e la radiazione del corpo verso l'aria e le superfici circostanti, con la conduzione del calore e con l'espirazione di aria calda. Il calore latente è ceduto verso l'ambiente circostante con la diffusione del vapore attraverso la pelle, l'evaporazione del sudore sulla pelle e l'umidificazione dell'aria espirata.

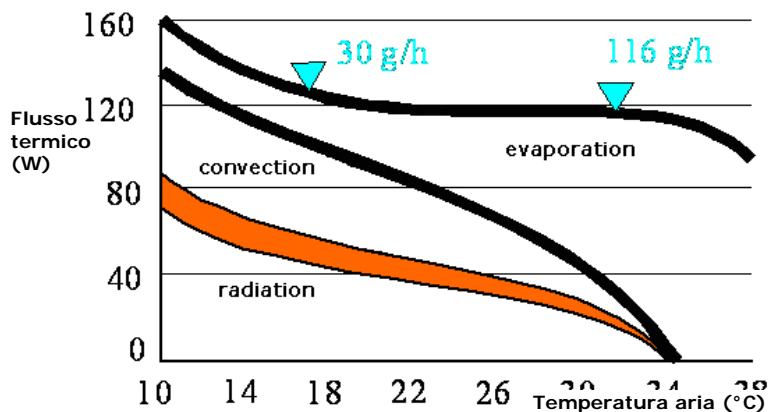


Figura 1.3 Il meccanismo di trasmissione del calore e il flusso emesso dal corpo umano verso l'ambiente circostante dipendono dalla temperatura dell'aria e dall'umidità; alle basse temperature, la convezione e l'irraggiamento sono i meccanismi più importanti, mentre a temperature dell'aria superiori a 30 °C prevale la trasmissione del calore latente; nella figura è rappresentata l'emissione di vapore acqueo in funzione della temperatura dell'aria.

1.1.1 Parametri del comfort termico

L'importanza dei meccanismi di trasmissione individuale del calore varia a seconda delle condizioni ambientali: temperatura dell'aria, temperatura media radiante delle superfici circostanti, velocità dell'aria e umidità. Poiché la quantità di calore che il corpo cede all'esterno dipende dal livello di attività lavorativa e dai vestiti indossati, il **livello di attività**, misurato in "MET" (metabolismo), e l'**abbigliamento**, misurato in "clo" (dall'inglese clothes, abiti) sono due parametri addizionali veramente importanti che influenzano il comfort termico. 1 met corrisponde all'emissione di 58 W per m² di superficie corporea o, approssimativamente 100 W totali. Nell'effettuazione di lavori pesanti, la quota metabolica può arrivare fino a 10 met e corrisponde all'emissione di un flusso di calore pari a 270 W. Clo è proporzionale alla resistenza

termica dei vestiti. Valori caratteristici sono 0 per il corpo nudo, 1 per un completo, 3 per i vestiti invernali.

La temperatura dell'aria T_i è l'indicatore più evidente di un corretto comfort termico. In linea di principio, la temperatura può essere più alta per bassi livelli di attività e con vestiti più leggeri. Per il raffreddamento degli edifici, è importante che il nostro corpo sia capace di adattarsi alle condizioni stagionali. Perciò le corrette temperature interne variano tra i 20 ed i 22 °C in inverno e tra i 26 ed i 27 °C in estate, quando la temperatura ambiente è superiore ai 30 °C.

La temperatura media radiante T_r è la media delle temperature delle superfici. Questa ha una rilevante influenza sulla trasmissione del calore per irraggiamento tra il corpo umano e l'ambiente circostante. La differenza tra la temperatura interna dell'aria T_i e la temperatura media radiante T_r non dovrebbe superare i 2 °C. Durante l'estate, le superfici interne o la parte interna delle persiane esposte alla radiazione solare possono raggiungere la temperatura di 50 °C e oltre, e ciò può essere causa di disturbo. Colori chiari o tendine esterne riflettenti sono una buona soluzione per diminuire la temperatura media radiante.

La velocità dell'aria nell'ambiente condiziona le perdite per convezione ed evaporazione del sudore, che espelliamo attraverso la pelle e le ghiandole sudorifere. Durante il periodo invernale, il nostro corpo percepisce come spiacevoli velocità dell'aria superiori a 0,15 m/s, mentre in estate non abbiamo alcun problema di comfort anche con velocità superiori a 0,6 o 0,8 m/s. Per esempio, possiamo incrementare il flusso d'aria attorno al corpo con ventilatori a soffitto.

L'umidità dell'aria influenza la trasmissione di calore latente dal corpo all'aria circostante. In caso di temperature più alte, perciò, il livello di umidità deve essere più basso. L'umidità dell'aria negli edifici è variabile in funzione delle differenti sorgenti di vapore acqueo negli ambienti (uomo, piante, cucina, etc.). L'umidità può essere misurata come **contenuto di umidità nell'aria x** , definito come la quantità in massa del vapore acqueo (in g o in kg) riferito alla massa di un chilogrammo di aria secca (valori tipici sono compresi tra 5 e 20 g/kg) o come **umidità relativa ϕ** , definita come il rapporto tra la pressione parziale del vapor d'acqua attuale e la pressione parziale del vapor d'acqua nell'aria satura alla stessa temperatura. I valori sono dati in percentuale nel campo compreso tra 0 % nell'aria secca e 100 % nell'aria satura di vapor d'acqua. A temperature dell'aria T_i comprese tra 20 e 26 °C, l'umidità relativa ϕ dovrebbe essere compresa tra il 70 % e il 35 %, con un contenuto di umidità x non superiore a 11,5 g/kg. L'umidità dell'aria dovrebbe essere ridotta al di sotto del punto di rugiada, con dispositivi di raffreddamento nella stanza o con unità centralizzate di condizionamento dell'aria. In entrambi i casi la deumidificazione incrementa i consumi di elettricità, a meno che non vengano utilizzati motori di raffreddamento termici invece dei sistemi di raffreddamento a compressione.

1.1.2 Indicatori integrati di comfort termico

L'influenza congiunta dei parametri di comfort termico può essere valutata con l'**indicatore PMV (predicted main vote)** o "**voto medio previsto**". PMV è una scala di valutazione relativa del gradimento del comfort termico negli ambienti. I valori di PMV sono compresi tra -3 (molto freddo), -2 (moderatamente freddo), -1 (piacevolmente freddo), 0 (neutro), +1 (piacevolmente caldo), +2 (caldo) +3 (molto caldo). Il valore di PMV pari a 0 significa ambiente neutro, mentre valori positivi vogliono dire ambienti caldi e valori negativi ambienti freddi. Il valore di PMV è stabilito da una espressione matematica basata sulla misura dei parametri termici di comfort e sull'attività ed abbigliamento degli occupanti. Il voto medio previsto può essere correlato alla percentuale di persone insoddisfatte (PPD - percentage of dissatisfied people) nella stanza in osservazione.



Figura 1.4 Strumento per la determinazione del voto medio previsto per ambienti interni (PMV); sensore di temperatura, misurazione di velocità e umidità dell'aria, tastiera per l'inserimento di met e clo.

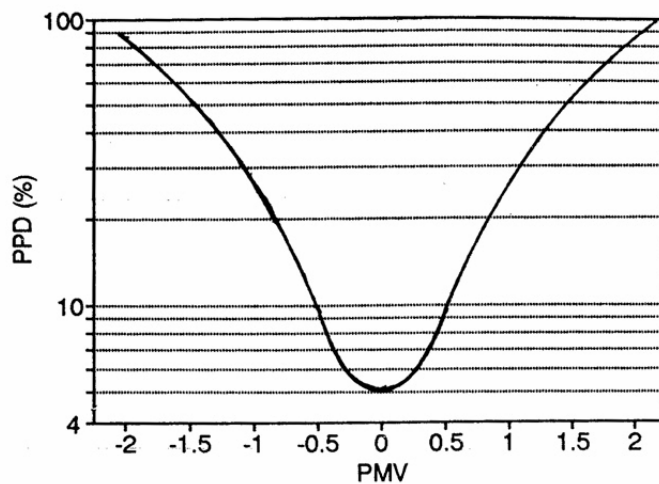


Figura 1.5 Strumento per la correlazione tra i valori di PMV e PPD. Secondo il grafico, con valore di PMV pari a 2, l'80% delle persone sarà insoddisfatta delle condizioni termiche. Fonte : [EN ISO 7730, 2005].

I requisiti riguardanti l'ambiente termico interno sono definiti in diverse norme e regole nazionali e internazionali. Per esempio, la norma EN 15251 definisce tre livelli di aspettative di comfort: classe A (aspettative elevate), classe B (aspettative normali), e classe C (basse aspettative). Per la classe A, il PMV deve essere compreso tra ± 0.2 (corrispondente ad un PPD < 6%), per la classe B ± 0.5 (PPD < 10%) e per la classe C ± 0.7 (PPD < 15%). La EN ISO 7730 stabilisce che il comfort termico è accettabile se almeno l'80% degli occupanti trova confortevole tale ambiente.

Dato che il raffreddamento degli edifici è strettamente correlato alla temperatura dell'aria e alla umidità, possono essere utilizzati altri indicatori di comfort. La **temperatura umida operativa** è la temperatura dell'ambiente con il 100% di umidità relativa, alla quale il corpo umano emette la stessa quantità di calore dell'ambiente reale. **L'indice dello stress di calore** è il rapporto tra le perdite totali di calore per evaporazione che il corpo umano richiede per il comfort termico e la massima perdita possibile di calore per evaporazione nello stesso ambiente moltiplicato per un fattore cento. Il valore decimale dell'indice dello stress di calore è chiamato umidità della pelle.

1.2 Fabbisogno di raffreddamento negli edifici

1.2.1 Raffreddamento convenzionale o meccanico

Molti edifici oggi sono raffreddati con sistemi di raffreddamento o di condizionamento dell'aria meccanici. In entrambi i casi, è necessaria una macchina che produca il freddo, solitamente una pompa di calore che preleva il calore da un edificio più freddo e lo trasferisce all'ambiente circostante più caldo. Nel caso di piccoli sistemi (unità di raffreddamento compatte), l'aria è raffreddata direttamente nell'evaporatore dell'unità di raffreddamento posta all'interno della stanza. Quando si tratta di edifici più grandi, si utilizzano sistemi centralizzati di trattamento dell'aria o sistemi di raffreddamento ad acqua. Nel caso di raffreddamento ad aria, questa viene raffreddata con acqua prima di essere immessa nell'edificio. Nei sistemi di raffreddamento ad acqua, questa viene immessa attraverso la rete di distribuzione a una temperatura tra i 5 e i 7°C fino agli scambiatori di calore finali (per esempio, ventilconvettori) installati in ogni ambiente.



Figura 1.6 Ventilconvettore con scambiatore di calore e ventola sono gli elementi terminali nei sistemi di raffreddamento ad acqua.

Durante le operazioni di raffreddamento le macchine consumano elettricità. Dato che questo avviene mediante pompa di calore, la quantità di calore trasferita è significativamente maggiore della quantità di elettricità utilizzata. Il rapporto tra la quantità di calore estratta dall'edificio Q_c e la potenza elettrica richiesta W è chiamato coefficiente di prestazione (COP_{el}). Le moderne unità di raffreddamento hanno un COP_{el} compreso tra 3 e 5, in funzione della potenza di raffreddamento e del tipo di compressore. Nonostante l'alto valore di COP_{el} , queste macchine utilizzano ancora elettricità che, in molti paesi, viene prodotta con elevate emissioni ambientali. L'incremento dei consumi elettrici è caratteristico di tutte le società "moderne". In Europa il consumo di elettricità, negli ultimi 50 anni, è cresciuto di un fattore 12. Oggi, l'incremento annuale dei consumi elettrici è due volte maggiore dell'incremento dei consumi di combustibili fossili. I sistemi di raffreddamento degli edifici, inoltre, hanno un alto fattore di contemporaneità con la conseguenza di sovraccaricare le reti di distribuzione elettrica. In Slovenia, per esempio, negli ultimi tre anni, il picco di richiesta di elettricità è cambiato dalle 19 pomeridiane in inverno alle 15 pomeridiane dell'estate indicando, in tal modo, un incremento dell'elettricità causato dalla richiesta di condizionamento degli edifici.



Figura 1.7 Unità centralizzata di trattamento dell'aria; l'aria è raffreddata con acqua fornita da macchine frigorifere.

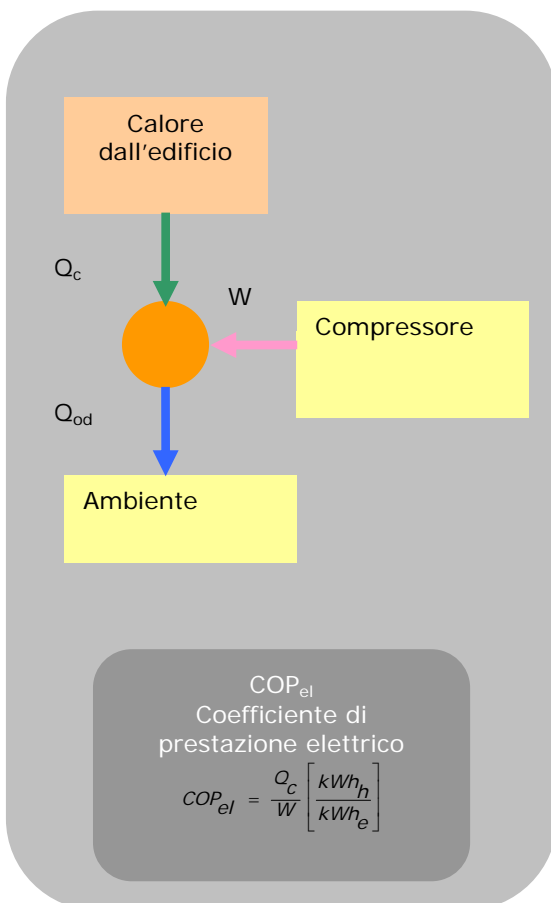


Figura 1.8 Le macchine di raffreddamento operano come pompe di calore, quindi il calore estratto dall'edificio è maggiore dei consumi elettrici. Il loro rapporto viene chiamato coefficiente di prestazioni o COP_{el} . Le moderne unità di raffreddamento hanno COP_{el} compresi tra 3 e 5.

1.2.2 Carichi termici ed energia richiesta per il raffreddamento degli edifici

I carichi termici e la richiesta di energia possono essere calcolati in diversi modi. Nella pratica ingegneristica, si utilizzano spesso le procedure di calcolo VDI 2078 e ASHRAE. In tutti e due i casi, comunque, la prima fase dell'analisi del raffreddamento degli edifici è la determinazione degli apporti di calore. **Gli apporti di calore** sono divisi in apporti di calore latente e sensibile. Il guadagno sensibile è originato da:

- radiazione solare e trasmissione di calore attraverso le finestre
- trasmissione di calore attraverso le pareti opache perimetrali
- carichi interni (persone, luci, apparecchiature elettriche, etc.)
- trasmissione di calore per mezzo dei ricambi d'aria con l'ambiente circostante a causa delle infiltrazioni e della ventilazione.

Gli apporti di calore attraverso le finestre e le vetrate possono essere caratterizzati da diversi parametri ottici:

- trasmissività della radiazione solare t
- trasmissività totale dell'energia g
- fattore d'ombra o dispositivi ombreggianti S_f

La trasmissività della radiazione solare è il rapporto tra la radiazione incidente e quella trasmessa. Poiché parte della radiazione solare è assorbita dai vetri, il flusso di calore per radiazione e convezione dal lato interno del vetro verso l'ambiente rappresenta un ulteriore carico termico. La somma dei carichi termici può essere espressa dai valori di g come rapporto tra la somma della radiazione solare e il flusso di calore e la radiazione solare incidente sulla superficie della finestra. Il valore di g è il valore caratteristico della finestra più adatto per la determinazione del carico termico. Il carico termico attraverso le pareti vetrate dell'edificio può essere significativamente ridotto dalla installazione di dispositivi ombreggianti.

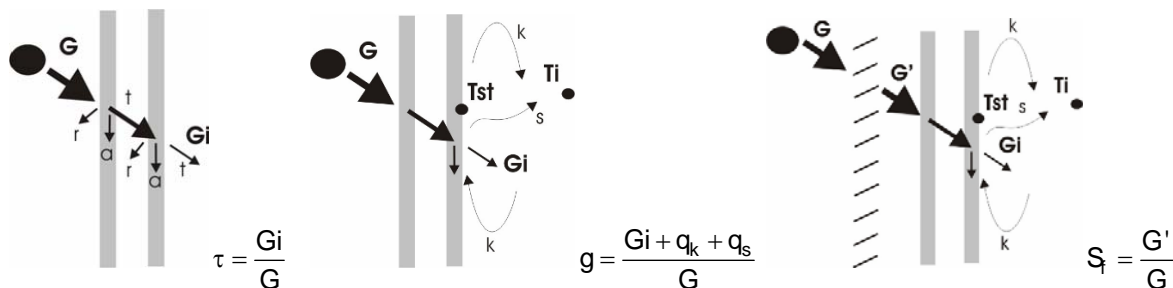


Figura 1.9 La trasmissività τ del vetro è il rapporto tra la radiazione solare trasmessa (G_i) e quella incidente (G) (a sinistra); la trasmissività totale di energia attraverso il vetro g è il rapporto tra la somma della radiazione solare trasmessa e il flusso di calore trasmesso dal lato interno del vetro per radiazione e convezione ($G_i + q_k + q_s$) e la radiazione solare incidente G . (al centro); il fattore di ombreggiamento S_f delle ombre è il rapporto tra la radiazione solare trasmessa G' e la radiazione solare incidente G (a destra)

Gli apporti di calore attraverso le superfici opache dell'edificio dipendono dalla radiazione solare assorbita (orientamento e colore della superficie del muro), dalla conduttività termica dei materiali del muro e dalla capacità termica del muro. Gli apporti di calore possono essere calcolati dall'analisi oraria del flusso di calore sostituendo le differenze di temperatura dell'aria con le differenze delle temperature di riferimento, come proposto nella VDI 2078. Poiché gli elementi perimetrali degli edifici hanno oggi un basso coefficiente di trasmissione di calore, gli apporti di calore attraverso gli elementi opachi, in molti casi, sono trascurabili.

I carichi interni sono spesso i maggiori responsabili del surriscaldamento. Il corpo umano emette un flusso di calore tra i 100 W ed i 250 W in condizioni di lavoro pesante. Un grande numero di apparecchiature per edifici commerciali contribuiscono ampiamente alla produzione di carichi

interni. Una buona progettazione dell'illuminazione naturale e l'uso di lampade compatte ad alta efficienza e a LED possono ridurre significativamente i carichi interni.

Gli edifici contemporanei sono sufficientemente isolati per ridurre significativamente l'infiltrazione di aria esterna nell'edificio. Devono essere, tuttavia, adeguatamente ventilati per assicurare una buona qualità dell'aria interna. La ventilazione meccanica deve essere regolata secondo la richiesta per assicurare il minimo carico con l'aria di ricambio. I carichi termici latenti sono prodotti generalmente nell'edificio da diverse sorgenti di vapore acqueo; nelle regioni umide, tuttavia, l'aria di ricambio esterna deve essere deumidificata prima di essere immessa nell'edificio. Per esempio, il corpo umano emette fino a 50 g di vapore acqueo per ora, mentre le piante fino a 20 g per giorno.

Il carico termico rappresenta il flusso di calore (quota di energia rimossa) necessario per assicurare i requisiti di comfort termico, in particolare per quanto riguarda la temperatura dell'aria interna e l'umidità. In alcuni casi gli apporti di calore e i carichi termici differiscono per ampiezza e a volte sono sfasati a causa dell'accumulo termico negli edifici. I carichi termici sono calcolati nel giorno più caldo della stagione estiva e il massimo valore giornaliero viene preso a base della progettazione del carico termico dell'edificio. I metodi di calcolo più avanzati sono basati su un'analisi oraria mediante strumenti informatici, tra cui TRNSYS è quello più conosciuto. In tali programmi, per ogni specifica località è usato, come sorgente di dati meteorologici, un Anno di Riferimento. Il software Meteonorm (Cd pubblicato da James e James, UK) include il TRY (Test Reference Year – Anno di Riferimento) per più di 5000 località nel mondo. Tali strumenti sono i più utilizzati per il calcolo della **richiesta di energia per il raffreddamento** che prende in considerazione, ora per ora, il carico di raffreddamento, il COP_{el} della macchina di raffreddamento e l'efficienza complessiva del sistema.

Una descrizione dettagliata degli strumenti di progettazione è presentata nel **Capitolo 7**.

Nota importante:

La Direttiva sulle Prestazioni Energetiche degli Edifici (EPBD) richiede che la richiesta di energia per il raffreddamento deve essere inclusa negli indicatori di prestazione energetica degli edifici. Come conseguenza, in alcuni regolamenti nazionali è stato limitata la potenza delle macchine di raffreddamento. In Slovenia, per esempio, la massima potenza permessa per le macchine di raffreddamento è di 24 W per m³ di volume dell'edificio

1.2.3. Casi di studio

Come esempio di approccio alla simulazione al computer, sono presentati di seguito i carichi specifici annuali di raffreddamento e la richiesta di elettricità per quattro edifici a uso ufficio, in località con clima continentale.





		Carico di raffreddamento (W/m3)	Carico di raffreddamento (W/m2)	Richiesta totale di energia (riscaldamento) (kWh/m2)	Richiesta di energia finale (elettricità) (kWh/m2)
Palazzo per uffici 1		7.7	21	8	3.4
Palazzo per uffici 2		31	84	51	18.7
Palazzo per uffici 3		14	38	29	10.6
Centro commerciale		21.6	76	58	19.2

Tavola 1.1 Carichi specifici di raffreddamento e richiesta di energia per quattro edifici.

NB: l'energia complessiva è riferita alla quantità di calore estratto dall'aria interna, mentre la richiesta finale di energia è riferita alla richiesta di elettricità per raffreddamento meccanico.

1.3 Principi di conservazione dell'energia

La richiesta di energia per il raffrescamento degli edifici può essere ridotta mediante l'adozione dei cinque principi presentati in Figura 1.10: controllo della radiazione solare, riduzione degli apporti di calore attraverso le pareti opache, aumento della ventilazione notturna, riduzione dei carichi interni e tecniche di raffrescamento naturale.

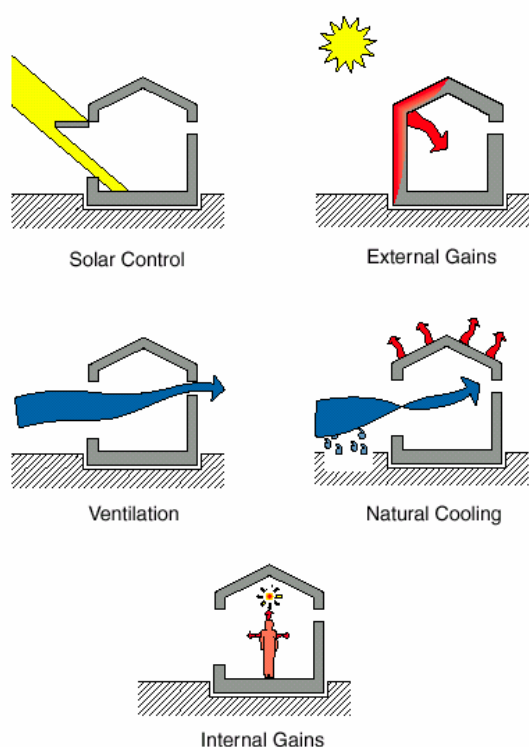


Figura 1.10 Principi di conservazione dell'energia per il raffrescamento degli edifici. Fonte: [McQuiston et al., 2005]

I dispositivi ombreggianti devono essere esterni, avere un'alta riflessività della radiazione solare e montati in modo tale che permettano, allo stesso tempo, il raffrescamento convettivo e l'illuminazione naturale all'interno. La Figura 1.11 mostra il profilo di temperatura in un ufficio senza dispositivi ombreggianti né raffrescamento meccanico e quello di un ufficio vicino con ombreggiamento esterno; i dispositivi di ombreggiamento sono installati in modo da permettere il raffrescamento convettivo su entrambe le facciate ombreggianti e sono orientabili per aumentare il fattore di ombreggiamento S_f durante tutto il giorno e consentire una illuminazione naturale ottimale negli uffici



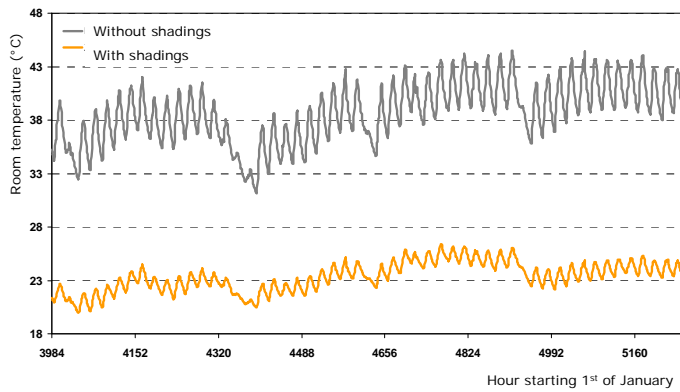


Figura 1.11 Solo esternamente, alta riflettività e dispositivi ombreggianti orientabili controllano in modo efficace i carichi termici solari; la temperatura in un ufficio senza ombreggiamento né raffrescamento (linea grigia) e la temperatura di un ufficio ombreggiato come quello nella foto a lato (linea arancione).

I dispositivi ombreggianti possono avere molteplici usi. Per esempio, i moduli fotovoltaici (PV) possono essere usati come dispositivi ombreggianti esterni. L'esempio seguente mostra un caso in cui i moduli PV sono stati montati su parte dei lucernari dell'atrio di un edificio per uffici. Il risultato è una riduzione del picco di carico di raffrescamento da 150 kW a 75 kW, mentre il carico per riscaldamento è rimasto praticamente invariato. In questo caso particolare, l'ombra dei moduli PV ha una modesta influenza sull'illuminazione naturale.



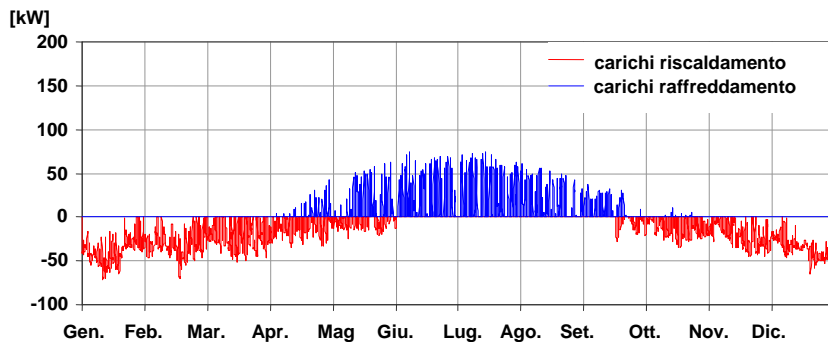
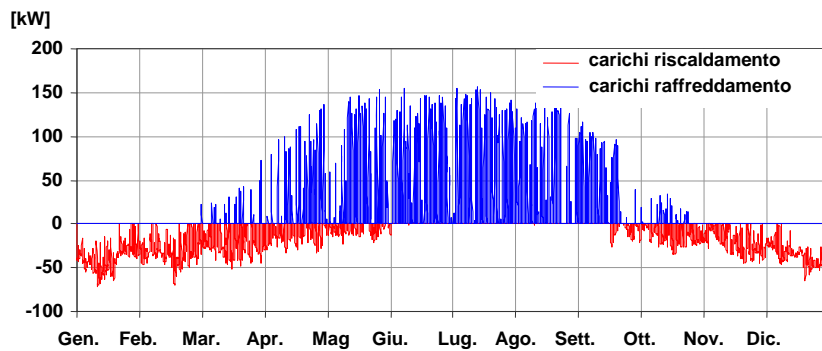


Figura 1.12 I moduli PV disposti come ombreggiamento sui lucernari dell'atrio in un edificio per uffici riducono il picco di carico per raffreddamento del 50%, mentre il carico per il riscaldamento rimane praticamente invariato (a sinistra i carichi di riscaldamento e raffreddamento senza i moduli PV, a destra dopo l'installazione dei moduli PV)

Gli apporti di calore attraverso le superfici opache possono essere ridotti con colori chiari e con un buon isolamento termico, oltre a una elevata massa termica dell'edificio. Ne conseguono un significativo decremento dell'ampiezza dell'oscillazione delle temperature all'interno delle costruzioni e uno sfasamento di diverse ore. Le moderne architetture spesso richiedono colorazioni scure per i tetti e per i muri. In questi casi possono essere usate vernici selettive che riducono allo stesso tempo la temperatura della superficie e i carichi termici risultanti. Tali colori hanno uguale riflessività della luce rispetto ai colori ordinari, ma una riflessività molto elevata vicino all'IR. Ciò causa una riduzione della temperatura delle superfici scure di circa 20 °C a mezzogiorno. Un effetto maggiore lo hanno i tetti e i muri verdi. L'evapotraspirazione dei prati e delle piante riduce i carichi termici da 5 a 10 volte rispetto ai tetti scuri.



Figura 1.13 Una vernice selettiva aggiuntiva bianca (a sinistra) posta sotto un rivestimento verde (a destra) riduce il picco superficiale della temperatura fino a 15 °C.

La ventilazione notturna può significativamente ridurre i carichi termici, ma solo se intensa, con uno scambio di almeno 4-5 volumi l'ora. D'altra parte i sistemi di ventilazione possono essere integrati con tecniche di raffreddamento naturale come il raffreddamento evaporativo. Il

raffrescamento evaporativo è efficace in aree calde e secche e può significativamente contribuire alla riduzione della potenza di raffreddamento e, quindi, al picco di richiesta elettrica per raffreddamento meccanico. Il COP_{el} di tali sistemi è 50 o più.

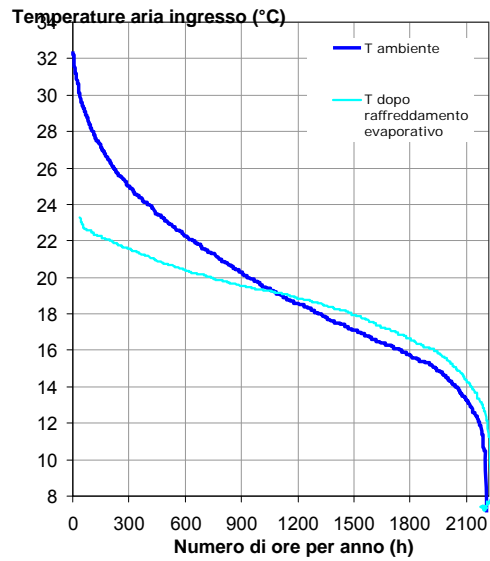
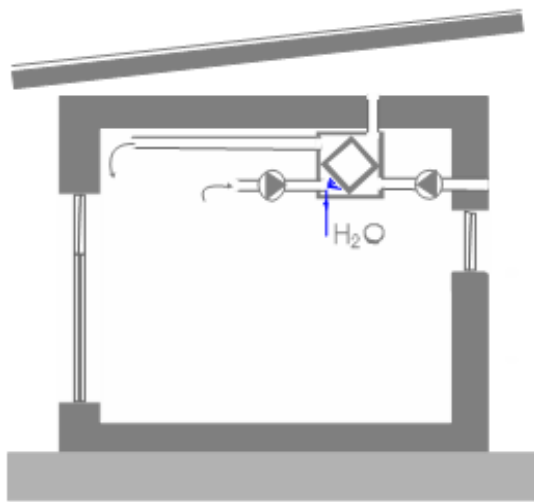
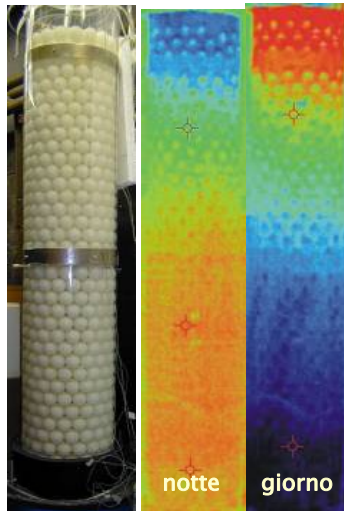
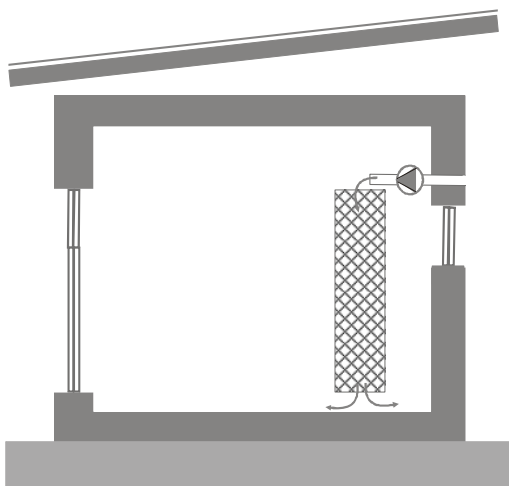


Figura 1.14 Il raffreddamento evaporativo è più efficace in ambienti con alte temperature a mezzogiorno; durata delle temperature dell'aria ambiente e dell'aria di ricambio dopo il raffreddamento evaporativo (sinistra); il raffreddamento evaporativo può contribuire a ridurre significativamente la potenza di raffreddamento ed il picco di richiesta di elettricità per il raffreddamento meccanico. Fonte: [Vidrih, Medved, 2006]



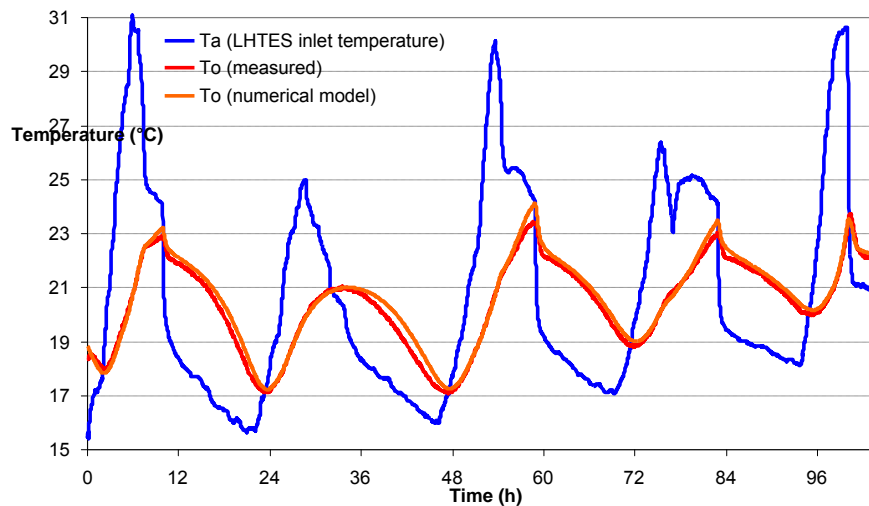


Figura 1.15 Gli accumuli di calore latente integrati nel sistema di ventilazione sono raffreddati durante la notte e forniscono temperature dell'aria di ricambio più basse nel giorno successivo; tali sistemi possono essere combinati con altri sistemi di raffrescamento naturale per fornire tutti i giorni raffrescamento naturale. Fonte: [Arkar, Medved, 2007]

Gli scambiatori di calore sotterranei possono essere accoppiati a sistemi di ventilazione meccanica per preraffreddare l'aria di ventilazione durante il giorno nel periodo estivo. Sono usati in piccoli edifici e devono essere progettati con molta attenzione per assicurare un COP_{el} elevato. I sistemi di ventilazione meccanica possono essere integrati con un accumulo freddo. Estremamente efficaci sono gli accumuli latenti che vengono raffreddati durante la notte, mentre, durante il giorno, sono usati per raffreddare l'aria di ricambio. Questi sistemi sono più costosi e sono ancora in fase di sviluppo.

Nonostante le tecniche di raffrescamento naturale siano efficaci e possano ridurre la richiesta di energia per il raffrescamento, da sole non possono garantire sempre il comfort interno. In tali casi, è necessario fare ricorso ad altre efficienti tecnologia di raffrescamento, quali **il raffrescamento solare**.

1.4 Elementi di base del raffrescamento solare

1.4.1 Principi del raffrescamento solare dessiccante- evaporativo

L'aria è una miscela di diversi gas e vapor d'acqua. Il cambio di stato dell'aria può essere la conseguenza di trasferimento di calore sensibile durante il riscaldamento o il raffreddamento e il trasferimento di calore latente a causa della umidificazione o deumidificazione. Per questa ragione, lo stato dell'aria viene espresso dalla sua energia interna, l'entalpia (h). Possiamo descrivere i cambiamenti dell'aria in un diagramma T-x. Durante la umidificazione dell'aria, gocce d'acqua disperse nell'aria si trasformano in molecole di vapore acqueo a spese dell'energia interna dell'aria e l'aria, quindi, si raffredda. Questo tipo di raffrescamento naturale è molto efficace, sebbene abbia come effetto collaterale quello di incrementare il contenuto di umidità nell'aria e la sua umidità relativa, che può superare il giusto livello definito dal comfort termico.

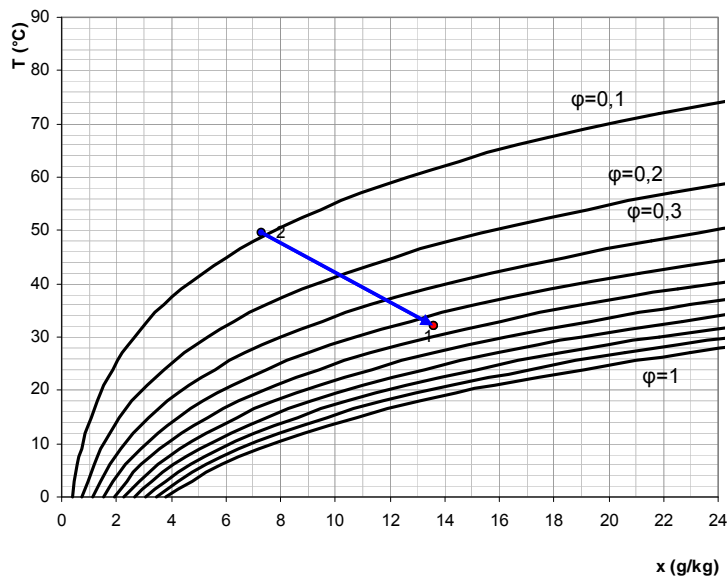


Figura 1.16 Il processo di raffreddamento evaporativo avviene a entalpia costante. La temperatura dell'aria diminuisce ma, allo stesso tempo, aumenta il contenuto di umidità nell'aria (x) e l'umidità relativa (φ).

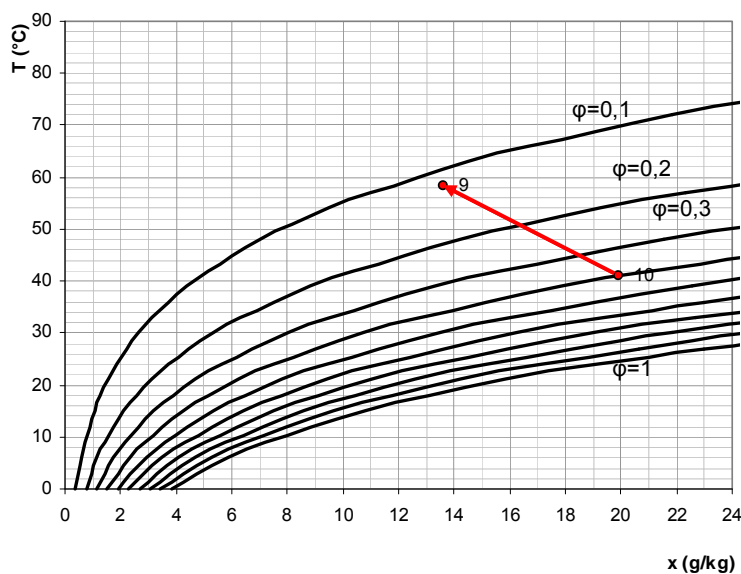


Figura 1.17 Il processo di assorbimento dessiccante (10 \rightarrow 9) avviene a entalpia costante. La temperatura aumenta, mentre il contenuto di umidità (x) e l'umidità relativa (φ) diminuiscono.

Nei sistemi di raffrescamento convenzionali l'aria viene deumidificata raffreddandola al di sotto del punto di rugiada in modo da far condensare il vapor d'acqua. La seconda opzione per deumidificare l'aria è di utilizzare materiali appositi che hanno la caratteristica di assorbire le molecole di vapor d'acqua dall'aria. Questi materiali sono per esempio gel di silice o cloruro di litio. Il primo è solido, il secondo liquido; il cloruro di litio è anche utilizzato su supporti impregnati e appare, perciò, come un foglio assorbente solido. Un effetto di questo processo è di aumentare la temperatura dell'aria e l'umidificazione del materiale che assorbe il vapor d'acqua dell'aria. Quando il materiale assorbente supera i 60 - 70 °C, il vapor d'acqua viene rilasciato e il processo può essere ripetuto. Nei sistemi dessiccanti - evaporativi alimentati dal solare, il calore di rigenerazione è fornito da un sistema di collettori solari termici.

Nelle applicazioni disponibili sul mercato, i processi sono combinati con una unità di recupero di calore per il ciclo di raffrescamento solare dessiccante-evaporativo, descritto in dettaglio nel Capitolo 2.

1.4.2 Principi del raffrescamento solare ad assorbimento

I sistemi di raffrescamento convenzionale usano un compressore per comprimere il vapore refrigerante. I processi di raffrescamento ad **assorbimento** funzionano allo stesso modo ma, invece del compressore meccanico che consuma elettricità, utilizzano energia termica e solo le pompe di circolazione consumano energia elettrica. Esse movimentano una miscela di due sostanze, il refrigerante e la sostanza che lo assorbe, chiamata assorbente. In pratica viene usata una miscela d'acqua (refrigerante) e bromuro di litio (assorbente) in un caso, oppure ammoniacca (refrigerante) e acqua (assorbente) nell'altro. Il consumo di elettricità per la pompa di circolazione è trascurabile rispetto a quello del compressore in un sistema di raffrescamento convenzionale. L'ulteriore energia necessaria per il funzionamento del sistema di raffrescamento ad assorbimento viene fornita sotto forma di calore, che può essere prodotto da un impianto solare. In alternativa si può ricorrere a una tecnologia ad adsorbimento, basato sul processo fisico di adsorbimento del refrigerante con un materiale assorbente solido, come il gel di silice o alcuni tipi di zeolite.

Dal momento che il risultato dei processi di assorbimento o adsorbimento è di raffreddare la temperatura dell'acqua fino a 7 - 10 °C, tutti i tipi di sistemi di raffrescamento possono essere usati. Dettagli sul raffrescamento solare ad assorbimento si trovano nel Capitolo 2.

1.5 *Impatto dei cambiamenti climatici sul comfort termico interno e sulla richiesta di energia per il raffrescamento*

I previsti cambiamenti climatici dovuti alle emissioni antropiche causeranno un aumento della temperatura media atmosferica e un aumento della radiazione atmosferica. I cambiamenti climatici, perciò, avranno una forte influenza sul comfort termico degli edifici nel periodo estivo e, quindi, sulla domanda di energia per il raffrescamento. Basandosi su una simulazione di una abitazione a bassa energia e un edificio senza raffrescamento mostrato nella Figura 1.18 e considerando un anno di riferimento (TRY), si può verificare che il numero di ore di surriscaldamento è notevolmente aumentato. Nel caso di raffrescamento meccanico e nello scenario più severo (D, $T_a + 3^\circ\text{C}$, $+6 \text{ W/m}^2$) si nota che la domanda di energia sarà 10 volte maggiore (secondo la localizzazione e l'applicazione). Ci si può aspettare che la domanda di raffrescamento aumenti da 3 fino a 5 kWh/m² di spazio abitativo. La condizione sarà simile all'anno 2003. Dal momento che la temperatura notturna aumenterà, i sistemi di raffrescamento naturale saranno meno efficaci.



Figura 1.18 L'edificio a bassa energia e quello commerciale usati nella simulazione degli impatti dei cambiamenti climatici

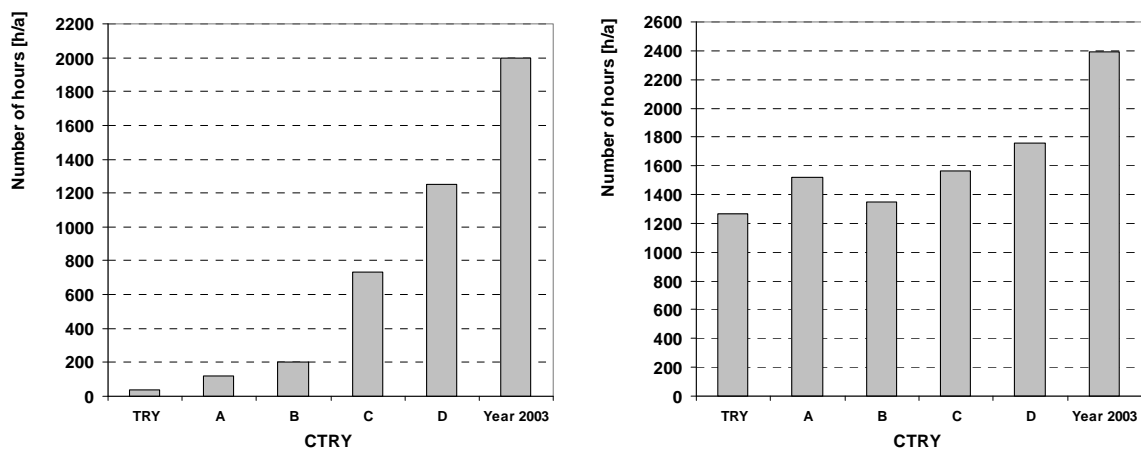


Figura 1.19 Incremento delle ore di surriscaldamento ($T_i > 26^\circ\text{C}$) in un edificio monofamiliare non raffreddato (a sinistra) e in un edificio uffici (a destra); Scenario A ($+1^\circ\text{C}$), Scenario B ($+1^\circ\text{C}$, $+3 \text{ W/m}^2$) Scenario C ($+3^\circ\text{C}$), Scenario D ($+3^\circ\text{C}$, $+6 \text{ W/m}^2$). Fonte: [Vidrih, Medved, 2006]

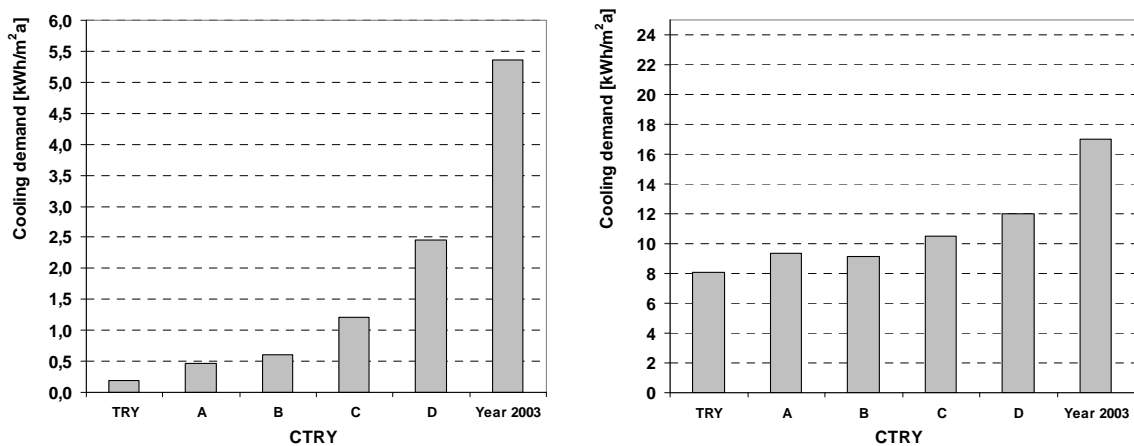


Figura 1.20 Incremento specifico della domanda di raffreddamento in un edificio monofamiliare raffreddato (a sinistra) e in un edificio uffici (a destra) in kWh per m^2 di superficie per anno

Sulla base di queste considerazioni è prevedibile un aumento degli edifici raffreddati in futuro, specialmente quelli di nuova costruzione. Ciò implica, per il raffreddamento solare, la possibilità di imporsi autonomamente sul mercato.

Bibliografia

[EN ISO 7730, 2005]

Ergonomics of the thermal environment – Analytical determination and interpretation of thermal comfort using calculation of the PMV and PPD indices and local thermal criteria.

[EN 15251, 2007]

Indoor environmental input parameters for design and assessment of energy performance of buildings addressing indoor air quality, thermal environment, lighting and acoustics.

[McQuiston et al., 2005]

F. McQuiston, J. Parker, J. Spitler: "Heating, Ventilating, and Air Conditioning, Analysis and Design"; Jonn Wiley&Sons, Inc, 2005

[Vidrih, Medved, 2006]

B. Vidrih, S. Medved: "The Connection Between the Climate Change Model and a Buildings Thermal Response Model: A Case of Slovenia", Journal of Mechanical Engineering, vol. 52, no. 9/06, Ljubljana, 2006

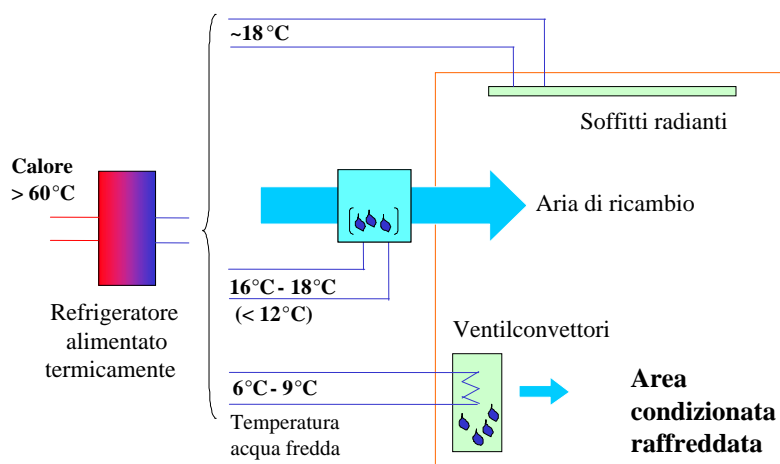
[Arkar, Medved, 2007]

C. Arkar, S. Medved; "Free cooling of a building using PCM heat storage integrated into the ventilation system", Solar Energy, vol. 81, no 9, Elsevier Press, 2007

2 Tecnologie di raffreddamento alimentate dal solare termico

Il focus del progetto SOLAIR è sui sistemi di raffreddamento e di condizionamento dell'aria, alimentati da solare termico, di taglia medio piccola. Le denominazioni "piccola" o "media" sono basate sulla taglia dei refrigeratori disponibili; per cui, piccole applicazioni sono sistemi con una capacità frigorifera fino a 20 kW, mentre sistemi di taglia media possono arrivare fino a 100 kW.

I sistemi di piccola taglia sono costituiti, normalmente, da impianti ad acqua refrigerata alimentati termicamente, mentre invece, i sistemi di taglia media possono comprendere anche sistemi di raffreddamento evaporativo dissecante (DEC – desiccant evaporative cooling) con ciclo aperto. Mentre nel primo tipo la rimozione dei carichi termici avviene mediante la distribuzione di acqua fredda in circuiti chiusi, nell'altro l'aria di ricambio è trattata direttamente, in un processo aperto, per regolarne l'umidità e la temperatura. In Figura 2.1 sono riportati i due tipi di applicazioni. Ovviamente è possibile l'utilizzo contemporaneo delle due tecnologie. Nei sistemi ad acqua refrigerata, la rete di distribuzione di acqua fredda può servire unità raffreddanti decentrate come, per esempio, ventilconvettori (per lo più con deumidificazione), soffitti radianti, muri o pavimenti; l'acqua refrigerata può anche essere usata per raffreddare l'aria di ricambio in una centrale di trattamento aria. La temperatura dell'acqua refrigerata dipende dal tipo d'uso ed è un elemento importante per la progettazione e la configurazione del sistema. I dispositivi terminali, però, non rientrano tra i temi del progetto SOLAIR e, perciò, non sono stati trattati in maggior dettaglio.



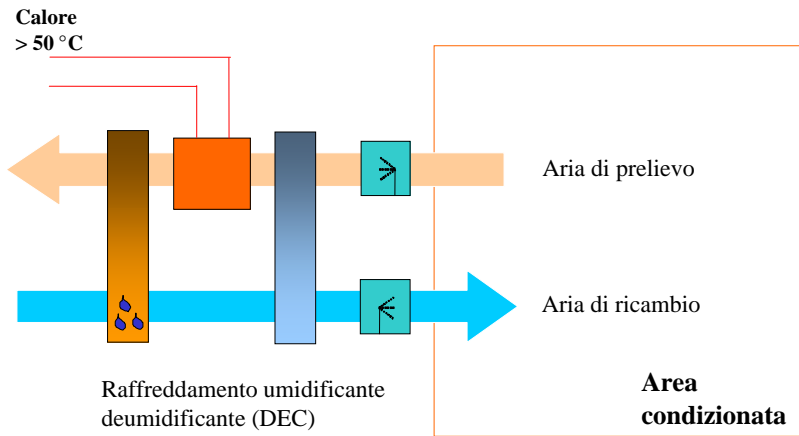


Figura 2.1 Tecnologie di raffreddamento e di condizionamento dell'aria alimentate termicamente. L'acqua refrigerata è prodotta in circuiti chiusi per diverse applicazioni decentrate o per il raffreddamento dell'aria di ricambio. Nella figura successiva, l'aria di ricambio è raffreddata e deumidificata direttamente in un processo a ciclo aperto. Fonte: Fraunhofer ISE. Le tecnologie sono trattate più in dettaglio nel seguito. Il calore è richiesto, in entrambe le tecnologie, per permettere la gestione in continuo del sistema. Nelle applicazioni prese in esame da SOLAIR, il calore è prodotto per la maggior parte con impianti solari termici.

La figura 2.2 mostra che ogni processo di raffreddamento alimentato termicamente opera a tre differenti livelli di temperatura: con il calore Q_{heat} viene alimentato il processo alla temperatura T_H ; il calore viene poi asportato producendo il "freddo" Q_{cold} alla temperatura T_C . Entrambe le quantità di calore devono essere asportate dal sistema (Q_{reject}) alla temperatura media T_M . Il calore di alimentazione Q_{heat} può essere prodotto da un sistema di collettori solari opportunamente dimensionato, da solo oppure in combinazione con una sorgente di calore ausiliaria.

Mentre nei processi a ciclo aperto l'asportazione del calore avviene con flusso d'aria integrata nel processo del sistema, i sistema a circuito chiuso con acqua refrigerata richiedono un meccanismo di scambio esterno, come per esempio una torre di raffreddamento. Il sistema di asportazione del calore deve essere oggetto di grande attenzione, poiché questo componente è solitamente responsabile di una considerevole richiesta di energia per i sistemi di raffreddamento solari.

Il numero che misura la qualità del processo termico nei sistemi di raffreddamento alimentati termicamente è il coefficiente di prestazione COP definito come:

$$COP = \frac{Q_{cold}}{Q_{heat}},$$

che indica la quantità di calore richiesto per unità di freddo prodotto (più precisamente per unità di calore rimosso). Il COP e la capacità di raffreddamento dipendono strettamente dalle temperature T_H , T_C e T_M . Nei sistemi di deumidificazione a ciclo aperto, è più difficile stimare il rendimento dato che questo dipende strettamente dal sistema di funzionamento. È utile definire qui il rendimento per la deumidificazione, dal momento che, in tale modalità di funzionamento, è richiesto calore (sezione 2.2). Il rendimento è calcolato dalla differenza di entalpia tra l'ambiente e l'aria di ricambio rapportata alla richiesta di calore. Le esperienze di progettazione di sistemi DEC hanno dimostrato che, in questo modo, è possibile ottenere il valore del rendimento per refrigeratori a singolo effetto.

Concentrando l'attenzione sui sistemi di raffreddamento ad acqua, il massimo rendimento del processo COP_{ideal} per ciascun livello di temperature può essere calcolato dalla legge della termodinamica:

$$COP_{ideal} = \frac{T_C}{T_H} \cdot \frac{T_H - T_M}{T_M - T_C}$$

Questa dipendenza è discussa più in dettaglio negli esempi [Henning, 2006]. Come mostrato nella figura 2.3, il rendimento ideale di un processo reversibile è superiore al rendimento ottenuto nei refrigeratori alimentati termicamente disponibili sul mercato. Il COP nei prodotti commerciali varia da 0,5 a 0,8 per i refrigeratori a singolo effetto (assorbimento o adsorbimento) e può arrivare fino ad 1,4 in quelli a doppio effetto.

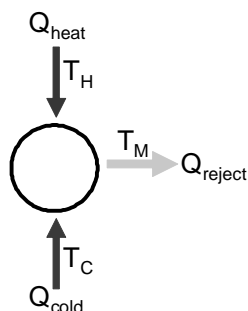


Figura 2.2 Schema base di un processo di raffreddamento alimentato termicamente

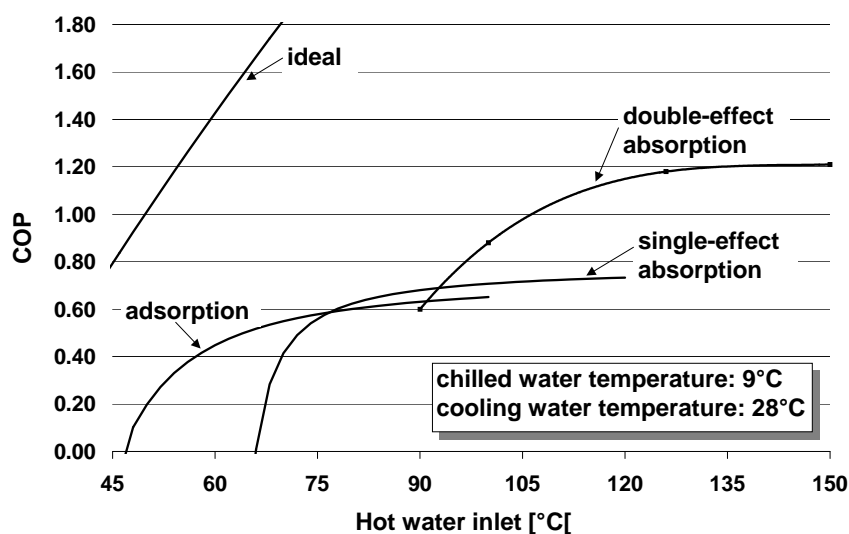


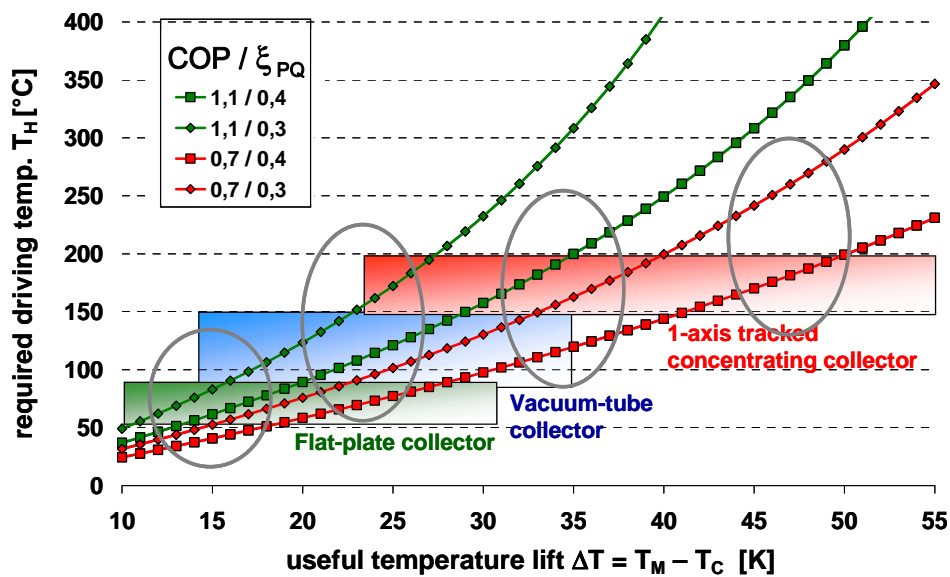
Figura 2.3 Curve esemplificative del coefficiente di rendimento COP per le diverse tecnologie di assorbimento e curva limite per un processo ideale. Le curve sono mostrate in funzione della temperatura di alimentazione e per un livello costante della temperatura dell'acqua raffreddata e da raffreddare. Fonte [Henning, Wienken, 2006]

La differenza tra il rendimento reale e quello ideale dei refrigeratori alimentati termicamente può essere espresso con il parametro di qualità del processo ζ_{PQ} :

$$\zeta_{PQ} = COP_{real} / COP_{ideal}$$

Valori tipici di ζ_{PQ} , per i prodotti disponibili sul mercato, si attestano intorno allo 0,3. Il parametro di qualità del processo permette di valutare i vantaggi di un miglioramento della qualità del processo rispetto alla temperatura di alimentazione richiesta, come mostrato in Figura 2.4. La figura presenta la temperatura di alimentazione come una funzione dell'innalzamento di

temperatura" ΔT , definita come la differenza tra la temperatura del calore di scarto T_M e la temperatura dell'acqua refrigerata T_C : $\Delta T = (T_M - T_C)$. Per esempio, l'innalzamento di temperatura è basso nel caso di alta temperatura dell'acqua refrigerata e calore di scarto umido (bassa temperatura dell'acqua di raffreddamento) e alto nel caso di basse temperature richieste dall'acqua refrigerata e raffreddamento secco. Si riportano le temperature di alimentazione per due diversi valori di COP. Per ogni curva di COP, la temperatura di alimentazione dipende soprattutto dalla qualità del processo; sono assunti, perciò, due diversi parametri di qualità e sono indicate le aree di funzionamento delle diverse tecnologie di collettori. Per esempio, un refrigeratore a singolo effetto con un COP di 0,7, che lavora con un $\Delta T = 35$ K, può essere alimentato con collettori a tubo sottovuoto, qualora il processo richieda temperature di alimentazione approssimativamente di 100 °C (parametro di qualità del processo di 0,4). Nel caso di un processo con una qualità più bassa, la temperatura richiesta è più alta e sono necessari collettori a concentrazione ad inseguimento.



Application examples:

Chilled ceilings

Fan-coils; wet cooling

Fan-coils; dry cooling

High temperature lift: ice storage, dry cooling

Figura 2.4 Temperatura della fonte di calore richiesta per diverse combinazioni di COP/ ξ_{PQ} in funzione dell'innalzamento di temperatura. È riportato il campo di funzionamento tipico delle tecnologie di collettori solari, come anche alcuni esempi applicativi di diversi sistemi. Fonte: [Henning, 2006].

2.1 Sistemi ad acqua refrigerata

Refrigeratori ad assorbimento

La tecnologia prevalente per i refrigeratori alimentati termicamente è basata sull'assorbimento. Il processo fisico basilare consiste di almeno due componenti chimici, uno dei quali in funzione di refrigerante e l'altro di assorbente. I principali componenti di un refrigeratore ad assorbimento sono mostrati in figura 2.5. Il processo è ben documentato, per esempio, in [ASHRAE, 1988] e perciò qui non verranno presentati i dettagli.

La maggioranza dei refrigeratori ad assorbimento usa l'acqua come refrigerante e bromuro di litio come assorbente. Le capacità tipiche di raffreddamento sono in un campo di diverse centinaia di

kW. Sono alimentati, soprattutto, con calore di scarto, teleriscaldamento o calore da cogenerazione. La temperatura della fonte di calore richiesto è solitamente superiore a 85 °C ed i valori tipici di COP sono compresi tra 0,6 e 0,8. Fino a pochi anni fa la macchina più piccola disponibile era un prodotto giapponese con una capacità di raffreddamento di 35 kW.

Recentemente, la situazione è migliorata con l'ingresso sul mercato di numerosi refrigeratori di taglia medio piccola, progettati per funzionare con basse temperature di alimentazione e, quindi, utilizzabili con collettori solari termici convenzionali. Oggi, la più bassa capacità disponibile per un refrigeratore è di 4,5 kW. Alcuni esempi di refrigeratori di taglia medio piccola sono forniti nella Figura 2.6. In aggiunta ai fluidi tradizionali ($H_2O/LiBr$), sono anche utilizzati $H_2O/LiCl$ e NH_3/H_2O . L'utilizzazione dell'ammoniaca come refrigerante è relativamente nuovo per il raffreddamento degli edifici, dato che questa tecnologia era prevalentemente utilizzata per la refrigerazione di tipo industriale, con temperature inferiori a 0 °C e grandi capacità. Un vantaggio di questo tipo di refrigeratori è di essere utilizzati dove è necessario un alto innalzamento di temperatura ($T_M - T_C$). È il caso, per esempio, delle aree con accumulo d'acqua, quando il raffreddamento secco deve essere fornito ad ambienti ad alta temperatura.

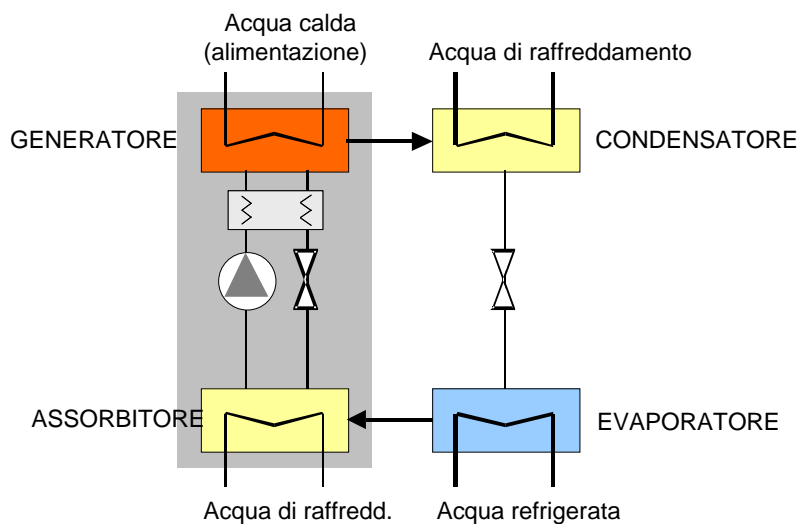


Figura 2.5 Schema di un refrigeratore ad assorbimento a singolo effetto. Confrontato con un refrigeratore a compressione alimentato elettricamente, l'unità di compressione meccanica è sostituita da una unità di "compressione termica", con un assorbitore e un generatore. L'effetto di raffreddamento è basato sull'evaporazione del refrigerante (per esempio acqua) nell'evaporatore a bassa pressione. Grazie al cambiamento di fase, vengono trasferite elevate quantità di calore. Il refrigerante, vaporizzato, è assorbito nell'assorbitore per mezzo di una soluzione diluita refrigerante/assorbente. È necessario il raffreddamento affinché il processo di assorbimento funzioni efficacemente. La soluzione è continuamente pompata nel generatore dove si ottiene la rigenerazione della soluzione mediante l'utilizzo di calore di alimentazione (per esempio acqua bollente). Il refrigerante, prelevato dal generatore, viene condensato con l'acqua di raffreddamento nel condensatore e riportato di nuovo nell'evaporatore attraverso una valvola di espansione.

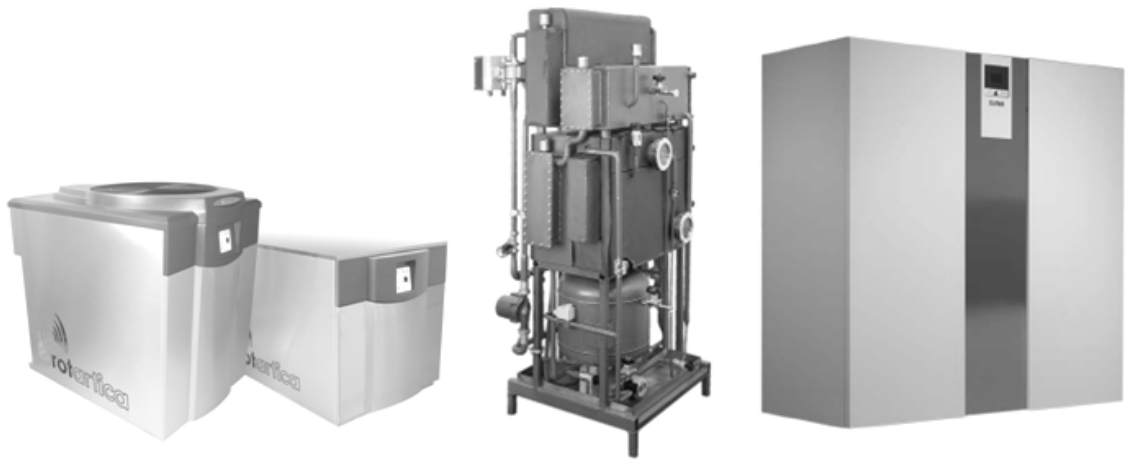


Figura 2.6° Esempi di piccoli refrigeratori ad assorbimento che utilizzano l'acqua come refrigerante e bromuro di litio come assorbente. A sinistra: refrigeratore ad aria con una capacità di 4,5 kW della ditta spagnola Rotartica. Al centro: refrigeratore da 10 kW con elevata efficienza a carico parziale ed elevato valore complessivo del COP prodotto dalla tedesca Sonnenklima, mostrato senza involucro. A destra: refrigeratore con la capacità di 15 kW prodotto dalla compagnia tedesca EAW; questa macchina è anche disponibile con capacità di 30 kW, 54 kW, 80 kW e superiori. Fonte: Rotartica, Sonnenklima, EAW.



Figura 2.6b Altri esempi di refrigeratori ad assorbimento. A sinistra: refrigeratore ad assorbimento ad $H_2O/LiBr$ con una capacità di 35 kW della Yazaki, Giappone. Questo refrigeratore si trova spesso nei sistemi di raffreddamento solare dato che, per diversi anni, è stato il refrigeratore più piccolo disponibile in Europa, utilizzabile con il calore solare. Ultimamente lo stesso produttore ha immesso, sul mercato europeo, una versione più piccola, di 17,5 kW. Fonte: Gasklima. A destra: questo refrigeratore usa acqua come refrigerante e cloruro di litio come materiale assorbente. La fase di cristallizzazione del materiale assorbente permette di effettuare un accumulo di energia interno. La capacità è approssimativamente di 10 kW; la macchina è stata sviluppata da ClimateWell, Svezia, è può funzionare come pompa di calore. Fonte ClimateWell.



Figura 2.6c Esempi di refrigeratori ad assorbimento che utilizzano acqua ed ammoniaca come fluidi. In linea di massima, questi refrigeratori sono previsti per fornire acqua raffreddata a temperature $< 0^{\circ}\text{C}$ per raffreddamento di tipo commerciale ed industriale, ma possono essere utilizzati per livelli di temperatura dell'acqua raffreddata più alti, sotto precise condizioni di funzionamento. A sinistra: refrigeratoro ad assorbimento con una capacità di raffreddamento stimata di 12 kW, sviluppato da Pink, Austria (senza involucro). A destra: refrigeratoro ad assorbimento prodotto da Ago, Germania. Questo refrigeratoro è disponibile con capacità a partire da 50 kW. Fonte: Pink/SolarNext.

La figura 2.7 mostra i refrigeratori ad assorbimento alimentati con acqua calda, ordinati in funzione della capacità di raffreddamento. La lista non può essere considerata esaustiva.

Le macchine a doppio effetto con due generatori richiedono, per l'alimentazione, temperature più alte di 140°C e mostrano valori di COP $> 1,0$. La taglia più piccola di questo tipo di refrigeratoro è di circa 170 kW. In considerazione dell'alta temperatura di alimentazione, questa tecnologia richiede collettori solari in combinazione con sistemi a concentrazione.

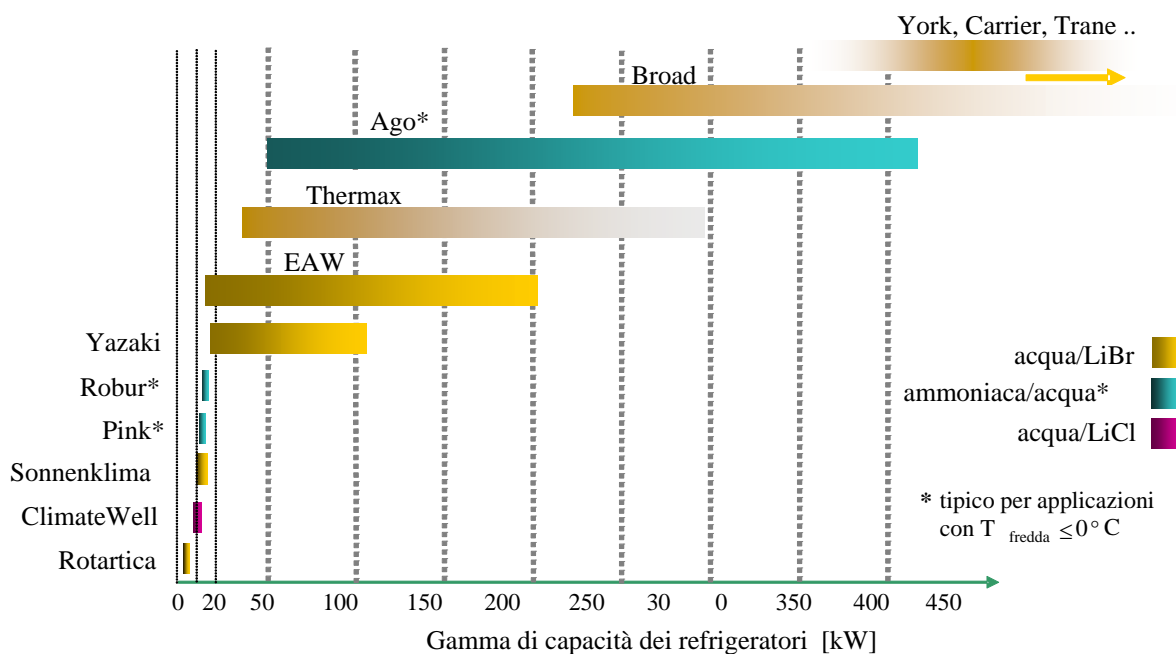


Figure 2.7 Gamma delle capacità tipiche dei refrigeratori ad assorbimento alimentati con acqua calda. I prodotti indicati sono disponibili sul mercato, quelli di piccola taglia sono prodotti in serie o a richiesta (lista non esaustiva).

Refrigeratori ad adsorbimento

Oltre ai processi che utilizzano un liquido come assorbente, vi sono anche macchine che utilizzano un adsorbente solido. Questo materiale adsorbe il refrigerante e lo rilascia se riscaldato. Un funzionamento quasi continuo richiede almeno due compartimenti con materiale adsorbente. La Figura 2.8 mostra i componenti di un refrigeratore ad adsorbimento. I sistemi disponibili sul mercato usano acqua come refrigerante e gel di silice come adsorbente, ma attività di ricerca stanno sviluppando sistemi che utilizzano zeolite come materiale adsorbente.

Ad oggi, solo pochi produttori, da Giappone, Cina e Germania, forniscono refrigeratori ad adsorbimento; una società tedesca è sul mercato con una unità di piccola taglia (5,5 kW), fin dal 2007 e ha incrementato la capacità stimata in versioni da 7,5 kW fino a 15 kW (modelli del 2008). Valori tipici di COP dei refrigeratori ad adsorbimento sono 0,5-0,6. Il vantaggio di queste macchine è la bassa temperatura di alimentazione, che può partire da 60°C, l'assenza di una pompa per la soluzione e la silenziosità del funzionamento.

Una visione d'insieme dei refrigeratori con acqua a ciclo chiuso è stata anche presentata in [Mugnier ed altri, 2008]

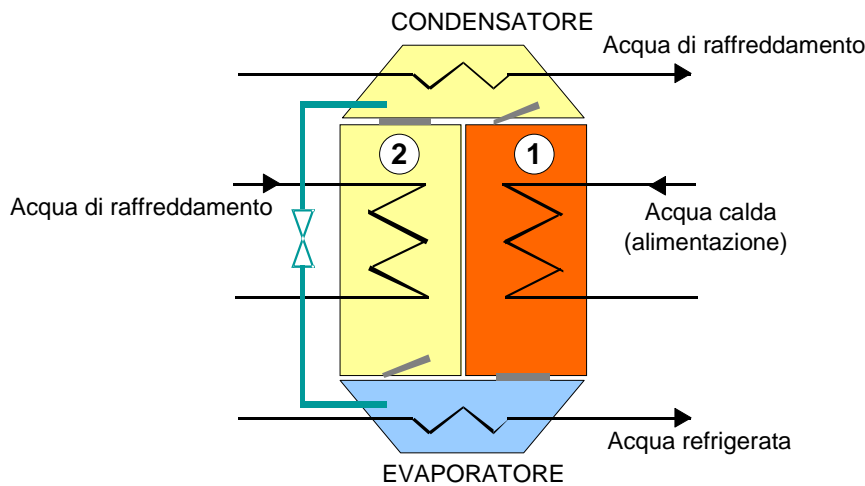


Figure 2.8 Schema di un refrigeratore ad adsorbimento. È composto essenzialmente da due compartimenti adsorbenti 1 e 2, da un evaporatore e da un condensatore. Mentre l'assorbente nel primo compartimento rilascia l'acqua assorbita usando l'acqua calda proveniente da una fonte di calore esterna, per esempio collettori solari, l'assorbente nel secondo comparto assorbe il vapore del refrigerante che entra dall'evaporatore; questo compartimento deve essere raffreddato per incrementare l'efficienza del processo. Il refrigerante, condensato nel condensatore raffreddato e trasferito nell'evaporatore, è lì vaporizzato a bassa pressione. Qui viene prodotto il freddo utile. Periodicamente i compartimenti adsorbenti sono scambiati nelle loro funzioni da assorbente a desorbente. Solitamente ciò avviene azionando una valvola posta all'esterno.

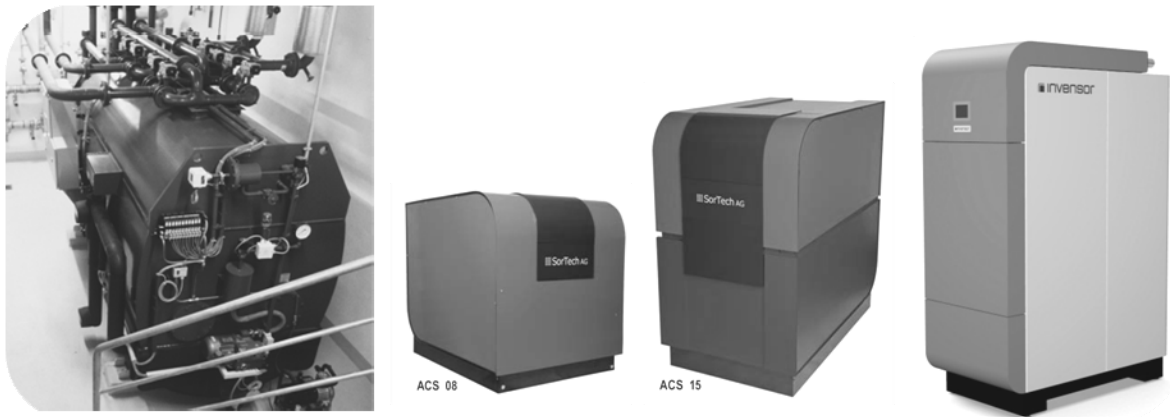


Figure 2.9 Esempi di refrigeratori ad adsorbimento. A sinistra: refrigeratoro da 70 kW del produttore giapponese Nishiyodo, installato per raffreddare il laboratorio dell'Università dell'Ospedale di Friburgo, Germania. Refrigeratori ad adsorbimento simili, di taglia media, sono disponibili dal produttore giapponese Mayekawa. Al centro: refrigeratori ad adsorbimento di piccola taglia con capacità di raffreddamento di 7,5 kW e 15 kW della società SorTech, Germania. Fonte: SorTech. A destra: refrigeratoro ad adsorbimento di piccola taglia con capacità variabile da 7 a 10 kW del produttore Invenzor, Germania. Fonte: Invenzor.

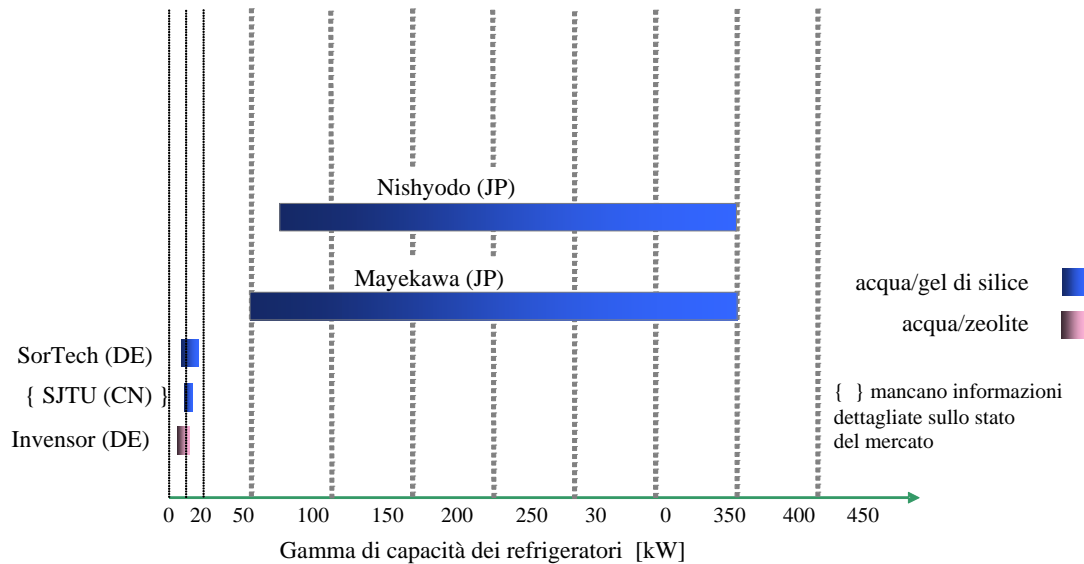
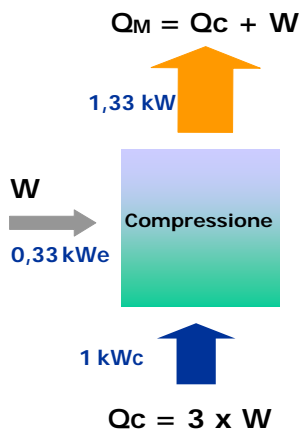


Figure 2.10 Gamma delle capacità tipiche di refrigeratori ad adsorbimento. I prodotti elencati sono prodotti o in serie o su richiesta (lista non esaustiva).

Rimozione del calore di scarto

La figura 2.2 nella sezione 2 indica che la quantità di calore estratto dall'edificio ('freddo utile') più il calore di alimentazione del processo devono essere entrambi scaricati nell'ambiente al livello medio della temperatura ambiente. Questa operazione avviene per mezzo di un sistema di asportazione del calore. La figura 2.11 illustra, con un esempio, la differenza nella richiesta di asportazione del calore tra un sistema refrigerante convenzionale a compressione ed un sistema refrigerante ad assorbimento o adsorbimento. È evidente che l'asportazione del calore nel sistema alimentato termicamente gioca un ruolo centrale.

■ Compressione



■ Assorbimento

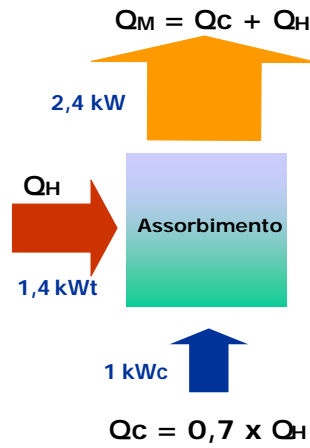


Figure 2.11 Richiesta di asportazione del calore in un sistema refrigerante convenzionale a compressione alimentato elettricamente (a sinistra) ed in un sistema refrigerante (a singolo effetto) alimentato termicamente (a destra). Nella comparazione, la capacità refrigerante è di 1 kW in entrambi i sistemi. Sono stati usati i valori tipici di efficienza. Fonte: Tecsol

In linea di principio, sono applicabili diverse possibilità e tecnologie per l'asportazione del calore:

1. raffreddamento umido, sia a ciclo aperto sia a ciclo chiuso, utilizzando l'effetto di raffreddamento evaporativo
2. raffreddamento secco senza evaporazione
3. raffreddamento ibrido, usando entrambe le opzioni: raffreddamento secco e umido
4. asportazione del calore geotermico per mezzo di tubazioni interrate
5. raffreddamento con acqua di falda, marina, fluviale o di sorgente
6. applicazione di raffreddamento dell'acqua a basso livello di temperatura asportando, quindi, il calore a un livello medio di temperatura.

Le opzioni 5 e 6, quando applicabili, dovrebbero essere preferite, dal momento che queste soluzioni implicano il consumo elettrico più basso tra le diverse possibilità di asportazione del calore. Sfortunatamente, i campi di applicazione di bassi livelli di temperatura del calore ($\sim 30^{\circ}\text{C}$) sono raramente identificati e il raffreddamento con acqua marina è, per ragioni finanziarie, limitato ad applicazioni costiere e di grande taglia. Inoltre, il permesso di aumentare il livello della temperatura dell'acqua marina per questo scopo è difficile da ottenere.

L'asportazione del calore utilizzando tubi interrati è un approccio relativamente nuovo e può essere interessante, specialmente quando i tubi sono usati anche per il funzionamento a pompa di calore durante il periodo invernale, bilanciando perciò, su scala annuale, il carico e lo scarico del terreno. Purtroppo i costi di investimento per i tubi sotterranei sono ancora elevati. Un esempio di alcune applicazioni, in combinazione con un piccolo refrigeratore ad assorbimento (con funzionamento a pompa di calore) è mostrato in [SOLAIR: Best Practice Catalogue, 2008].

La tecnologia di asportazione del calore più utilizzata in combinazione con i refrigeratori alimentati termicamente è, ancora oggi, il raffreddamento umido per mezzo di torri aperte di raffreddamento. La figura 2.12 ne illustra il principio: l'acqua di raffreddamento è spruzzata in cima alla torre verso il materiale di riempimento, che incrementa l'area effettiva di scambio tra l'aria e l'acqua di raffreddamento. L'effetto principale di raffreddamento è ottenuto grazie all'evaporazione di una piccola percentuale di acqua (solitamente meno del 5%); tale perdita deve essere compensata da un reintegro di acqua. L'acqua raffreddata torna poi al circuito del refrigeratore. Un ventilatore rimuove l'aria satura, così da rendere continuo il processo. Questo sistema è molto efficace nei climi appropriati e, in principio, la temperatura limite di ritorno dell'acqua di raffreddamento non è lontana (3-5 °C di differenza) dalla temperatura di bulbo umido dell'aria. Un prodotto commerciale è riportato nella figura 5.13.

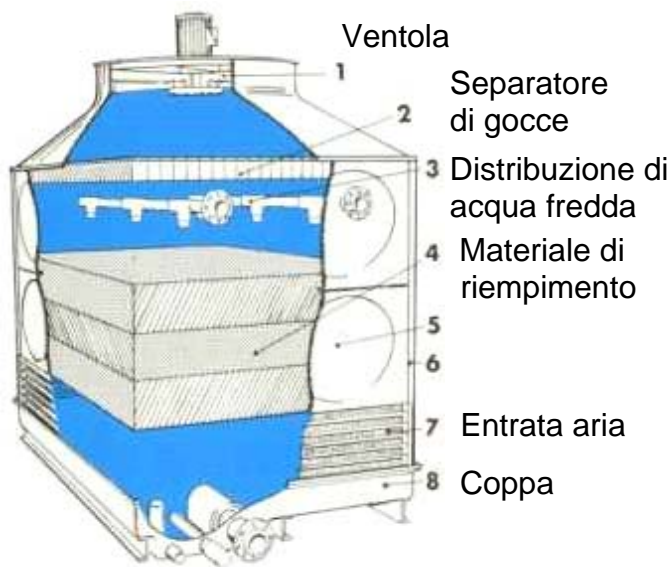


Figura 2.12 Schema tipico di una torre aperta di raffreddamento umido



Figura 2.13 Esempio di una installazione a torre di raffreddamento umido di grandi dimensioni

Nei climi secchi, la velocità della ventola della torre di raffreddamento umido, spesso, può essere diminuita per non scendere al di sotto della minima temperatura per l'acqua di raffreddamento (per esempio 25 °C, spesso definita per i refrigeratori ad assorbimento), mentre, nei climi molto umidi anche la temperatura di bulbo umido è spesso alta. La Figura 2.14 mostra, come esempio dei climi più estremi, la temperatura media mensile di bulbo umido a Dubai. Durante l'estate, i valori mensili sono approssimativamente di 25 °C, indicando con ciò che, durante il giorno, la temperatura ottenuta sul ritorno dell'acqua di raffreddamento spesso supera i 30 °C. Anche i livelli di temperatura ambiente sono veramente elevati e durante il giorno si registrano temperature fino a 40 °C, che indica il limite del raffreddamento secco (limitazione della temperatura: qualche grado sopra la temperatura ambiente).

Nelle installazioni con refrigeratori ad adsorbimento, devono essere utilizzate torri di raffreddamento umido a ciclo chiuso invece di quelle a ciclo aperto. La ragione è la connessione del circuito di asportazione del calore con il circuito di alimentazione per qualche secondo durante la fase di recupero del calore che è attivata tra lo scambio di funzione dell'assorbimento ed il desorbimento del refrigeratore. Le condizioni di pressione idraulica solitamente non permettono

un ciclo aperto dell'acqua di raffreddamento. Nelle torri di raffreddamento chiuso, la torre è equipaggiata con uno scambiatore di calore per l'acqua di raffreddamento, che viene spruzzato esternamente con acqua per un raffreddamento evaporativo indiretto. Gli svantaggi di questa tecnica sono la più bassa efficienza ed i costi più alti.

In alcuni paesi esistono norme sull'applicazione di torri di raffreddamento umido relativamente agli aspetti igienici. Al fine di evitare la crescita indesiderata di batteri, può essere necessario un trattamento dell'acqua di raffreddamento. Per questa ragione e per migliorare l'accettazione visiva dei sistemi di asportazione del calore nelle applicazioni a piccola scala, il raffreddamento a secco è ancora interessante, sebbene il livello della temperatura di raffreddamento così come il consumo di elettricità sia in generale più alto (il più alto consumo di potenza delle ventole è dovuto al calore sensibile). L'asportazione di calore secco nei sistemi di raffreddamento alimentati termicamente è stata applicata in numerosi sistemi dimostrativi per testare questa possibilità. Inoltre, il fornitore di un refrigeratore ad adsorbimento di piccola taglia offre un raffreddatore secco con funzione di spruzzo nel caso di elevata temperatura ambiente, adattato al refrigeratore.

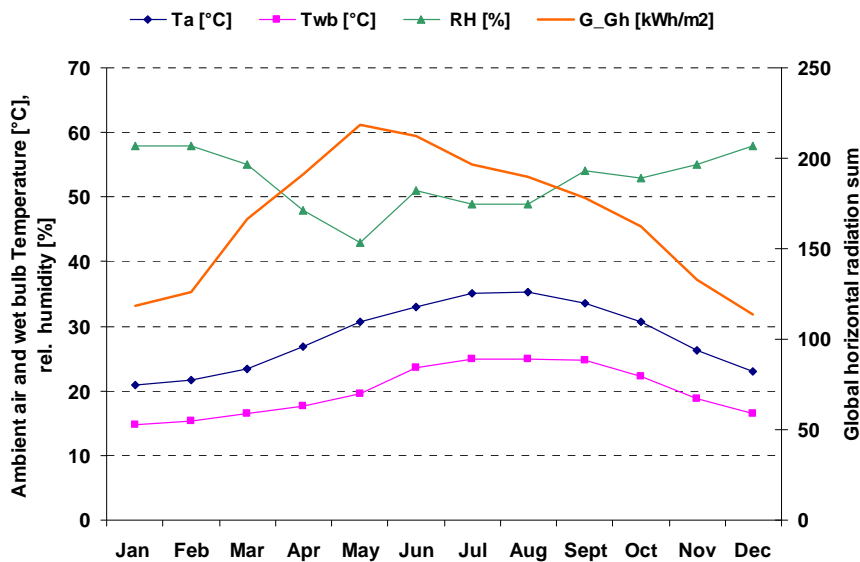


Figura 2.14 Clima mensile per il sito di Dubai. Durante l'estate si possono attendere elevate temperature di bulbo umido, che quindi limitano l'efficienza delle torri di raffreddamento umido. Allo stesso tempo, anche i valori della temperatura ambiente, indicatori per i limiti del raffreddamento secco, sono veramente elevati.

2.2 Processi a ciclo aperto

Mentre i refrigeratori alimentati termicamente producono acqua fredda che può alimentare qualsiasi impianto di aria condizionata, i cicli di raffreddamento aperto producono direttamente aria condizionata. Qualsiasi ciclo di raffreddamento aperto alimentato termicamente è basato sulla combinazione di raffreddamento evaporativo con deumidificazione tramite essiccatore, per esempio materiale igroscopico. A tale scopo può essere impiegato sia materiale liquido sia solido. Il normale ciclo che viene principalmente applicato oggi usa ruote essiccanti equipaggiate con gel di silice o cloruro di litio come materiale assorbente. Tutti i componenti richiesti, quali ruote essiccanti, unità di recupero del calore, umidificatori, ventole e scambiatori di calore acqua/aria sono componenti convenzionali e sono stati usati in applicazioni di condizionamento dell'aria e di essiccazione dell'aria per edifici o stabilimenti da diversi anni. La giusta combinazione di componenti per formare un sistema di umidificazione e deumidificazione (desiccant evaporative

cooling system - DEC), che è il più comune sistema a ciclo aperto alimentato col solare, richiede speciali esperienza e attenzione.

Il ciclo standard che usa la ruota essiccante è mostrato in Figura 2.15. L'applicazione di questo ciclo è limitato a climi temperati, dato che la deumidificazione, in condizioni di elevata umidità dell'aria ambiente, non è sufficiente per attivare il raffreddamento evaporativo dell'aria di alimentazione. Quindi, per climi come quelli dei paesi mediterranei, è necessario ricorrere ad altre configurazioni di processi essiccanti.

I sistemi impieganti materiali assorbenti liquidi che hanno diversi vantaggi, quali una maggiore deumidificazione dell'aria a parità di temperatura di alimentazione e la possibilità di un maggior accumulo di energia per mezzo di soluzioni igroscopiche concentrate, non sono ancora disponibili, ma sono prossimi all'introduzione sul mercato; alcuni progetti dimostrativi sono stati sviluppati per provare l'applicabilità di questa tecnologia per il condizionamento dell'aria assistito dal solare. Un possibile schema generale di un sistema essiccante liquido è mostrato in Figura 2.16.

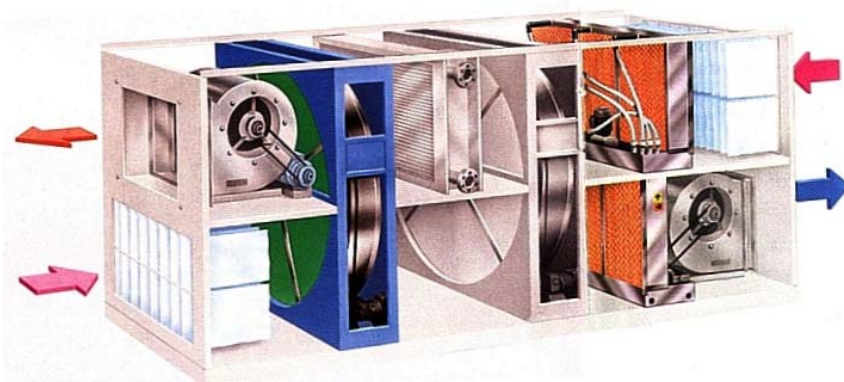
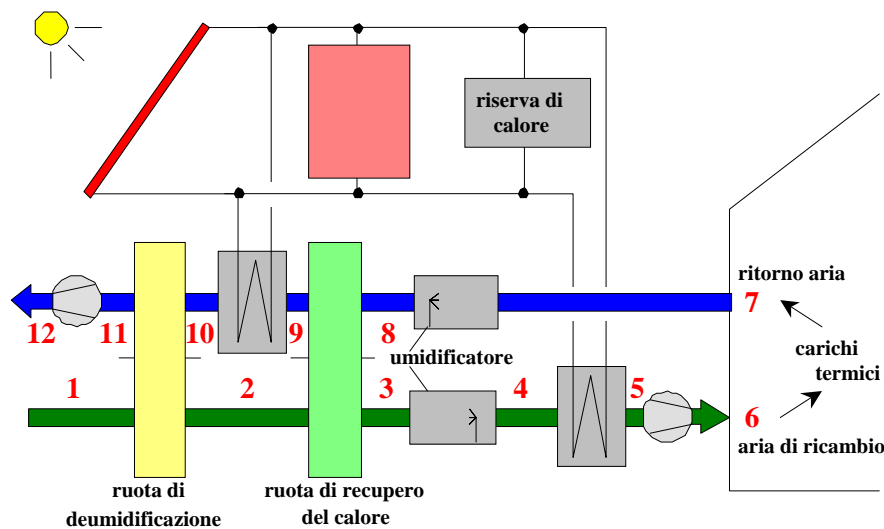


Figura 2.15 Schema di un sistema di umidificazione e deumidificazione solido (DEC) alimentato con calore solare, che usa l'assorbimento rotante e un recuperatore di calore (fonte: Fraunhofer ISE), Sotto: descrizione di una unità DEC (fonte: Munters).

I processi successivi nel flusso d'aria sono i seguenti:

- 1→2 deumidificazione per assorbimento dell'aria di immissione; il processo è prevalentemente adiabatico e l'aria è riscaldata dal calore dell'adsorbimento rilasciato nella matrice della ruota assorbente
- 2→3 pre-raffreddamento dell'aria di ricambio in controcorrente all'aria di ritorno dall'edificio
- 3→4 raffreddamento evaporativo dell'aria di ricambio al livello di umidità desiderato mediante umidificatore
- 4→5 la serpentina di riscaldamento è usata solo nella stagione di riscaldamento per preriscaldare l'aria
- 5→6 modesto incremento di temperatura causato dalla ventola

- 6→7 la temperatura e l'umidità sono incrementate dai carichi interni
 7→8 l'aria di ritorno dall'edificio è raffreddata usando il raffreddamento evaporativo vicino alla linea di saturazione
 8→9 l'aria di ritorno è pre-riscaldata in controcorrente dall'aria di immissione per mezzo di uno scambiatore aria-aria ad alta efficienza, per esempio un recuperatore di calore a ruota
 9→10 la rigenerazione del calore è fornita, per esempio, da un sistema di collettori solari termici
 10→11 il limite dell'acqua nei pori del materiale essiccante della ruota del deumidificatore è desorbita dall'aria calda
 11→12 l'aria viziata è rimossa dall'ambiente tramite la ventola dell'aria di ritorno

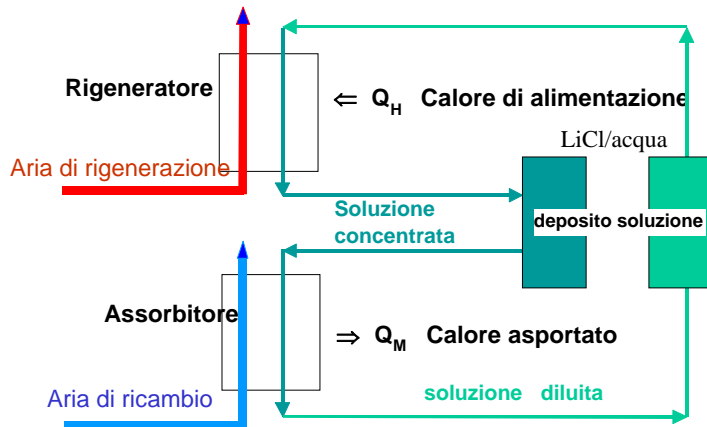


Figura 2.16 Schema generale di un sistema essiccante a liquido (sopra). L'aria di ricambio è deumidificata in una zona speciale dell'assorbitore, configurata per la vaporizzazione, dove una soluzione concentrata di sale è diluita dall'umidità contenuta nell'aria di ricambio. L'efficienza del processo è aumentata dall'asportazione del calore dall'assorbimento, per esempio, per mezzo del raffreddamento evaporativo indiretto dell'aria di ritorno e del recupero di calore. Se necessario, si può effettuare un successivo raffreddamento evaporativo dell'aria di ricambio (il recupero di calore e il raffreddamento evaporativo non sono mostrati in figura). In un rigeneratore, è utilizzato il calore, per esempio da collettori solari, per concentrare nuovamente la soluzione. La soluzione diluita e concentrata può essere conservata in accumuli con elevato isolamento, permettendo, quindi, un disaccoppiamento temporale tra il raffreddamento e la rigenerazione. Sotto: un sistema dimostrativo di raffreddamento essiccante a liquido è installato nel Solar Info Center di Friburgo, Germania, per condizionare 310 m² di uffici. La quota del volume di flusso d'aria è di 1500 m³/h. Il sistema è stato sviluppato ed installato dalla società tedesca Menerga. Il sistema di ventilazione è sul lato sinistro della figura, gli accumuli della soluzione sono situati sul lato destro, in primo piano. L'accumulo sullo sfondo fa parte della fonte di calore solare termico di alimentazione, che consiste in 17 m² di collettori piani. Fonte: Fraunhofer ISE

In generale, il raffreddamento evaporativo dessiccante è una opzione interessante se viene utilizzato un sistema di ventilazione centralizzato. Nei siti con elevati carichi di raffreddamento latenti e sensibili, il processo di condizionamento dell'aria può essere suddiviso tra la deumidificazione per mezzo di un processo essiccante a ciclo aperto alimentato termicamente ed un sistema ad acqua refrigerata aggiuntivo per mantenere i carichi sensibili, per mezzo, per

esempio, di soffitti refrigeranti con acqua refrigerata ad alta temperatura, al fine di incrementare l'efficienza della produzione di acqua refrigerata.

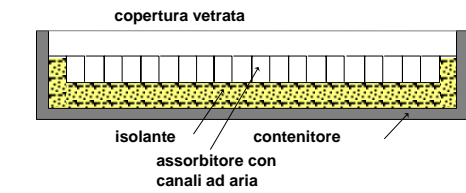
Maggiori dettagli sui processi a ciclo aperto sono forniti in [Henning, 2004/2008] ed in [Beccali, 2008].

2.3 Collettori solari termici

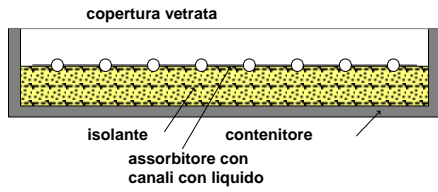
Un'ampia varietà di collettori solari termici è disponibile sul mercato e molti di loro sono idonei per i sistemi di raffreddamento e condizionamento dell'aria. Comunque, il tipo di collettore più adatto dipende dalla tecnologia di raffreddamento adottata e dalle condizioni del sito, per esempio dalla radiazione disponibile. Le tipologie di collettori stazionari sono mostrati in Figura 2.17 ed i principi costruttivi di collettori piani ottimizzati e di collettori a tubi sottovuoto sono forniti in Figura 2.17a-c

L'uso di collettori solari economici ad aria è limitata ai sistemi di raffreddamento deumidificanti, dal momento che questa tecnologia richiede le temperature di alimentazione più basse (a partire approssimativamente da 50 °C) e permette, in determinate condizioni, il funzionamento senza accumulo termico. I refrigeratori alimentati termicamente con calore solare richiedono almeno collettori solari piani di alta qualità (copertura selettiva, isolamento ottimizzato, alta sicurezza anti-stagnazione). Le curve di efficienza tipiche dei collettori sono mostrate in Figura 2.18 (per due diverse condizioni di irraggiamento; in questa figura non è considerato il funzionamento dinamico). In Figura 2.19 è stato fatto il confronto, per due differenti siti in Spagna, Barcellona e Huelva, della produzione di energia lorda annuale con tipici collettori stazionari e con collettori parabolici a concentrazione, per dimostrare l'alta dipendenza del tipo di collettori dalle condizioni del sito.

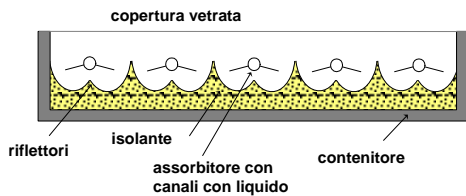
La Figura 2.20 presenta due esempi di installazioni di collettori stazionari usati per il raffreddamento ed il condizionamento solare.



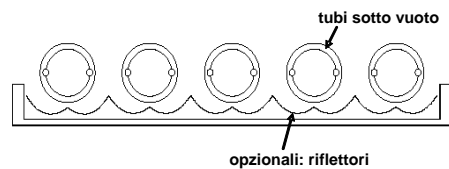
collettori solari ad aria



collettori piani



collettori CPC



collettori a tubi sottovuoto

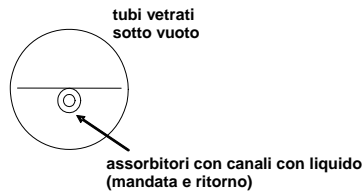


Figura 2.17 Esempi di collettori solari utilizzabili per il raffreddamento solare. Fonte: SOLAIR, materiale didattico di base / Fraunhofer ISE

gluatmugl HT-Collector

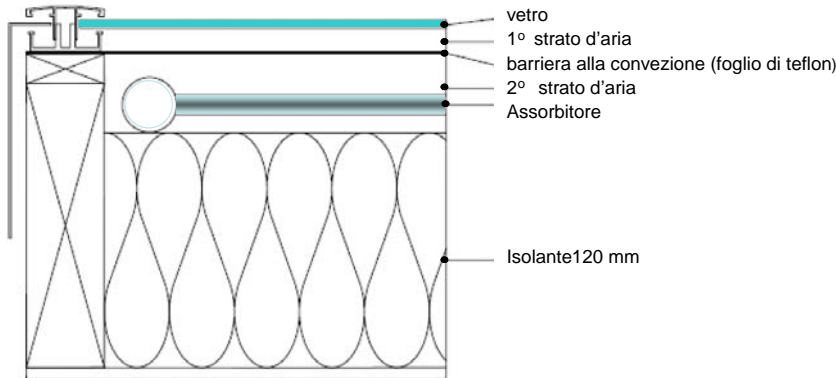


Figura 2.17a Esempio di un collettore piano con perdite di calore ridotte grazie all'aumento dello spessore dell'isolante ed una barriera aggiuntiva alla convezione in teflon. Fonte: S.O.L.I.D.

Altri collettori piani sono stati migliorati grazie a rivestimenti antiriflesso o usando una doppia copertura vetrata per una maggiore diminuzione delle perdite di calore. Questi collettori ottimizzati sono più adatti nei sistemi di raffreddamento solare rispetto ai normali collettori piani.

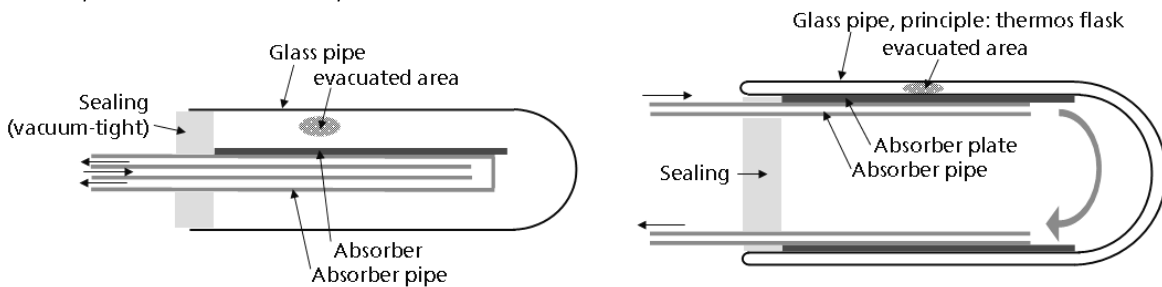


Figura 2.17b Esempi di collettori a tubi sottovuoto con flusso del fluido diretto attraverso il collettore. La figura a sinistra riflette i principi costruttivi tradizionali, mentre la figura a destra mostra i tipi oggi più spesso utilizzati, dal momento che in questa soluzione i problemi di impermeabilità del volume sottovuoto sono stati per lo più risolti. Fonte: Fraunhofer ISE.

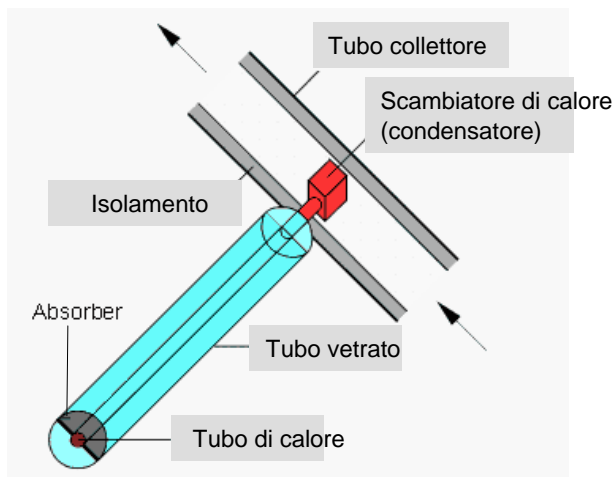


Figura 2.17c Esempio di collettori a tubo sottovuoto con principio dei tubi di calore. Il vantaggio di questi tubi è la protezione dal congelamento e sicurezza dalla stagnazione, anche se ciò non è vero per il collettore dei tubi. Svantaggio: costi più elevati dei tubi. Fonte: www.solarserver.de

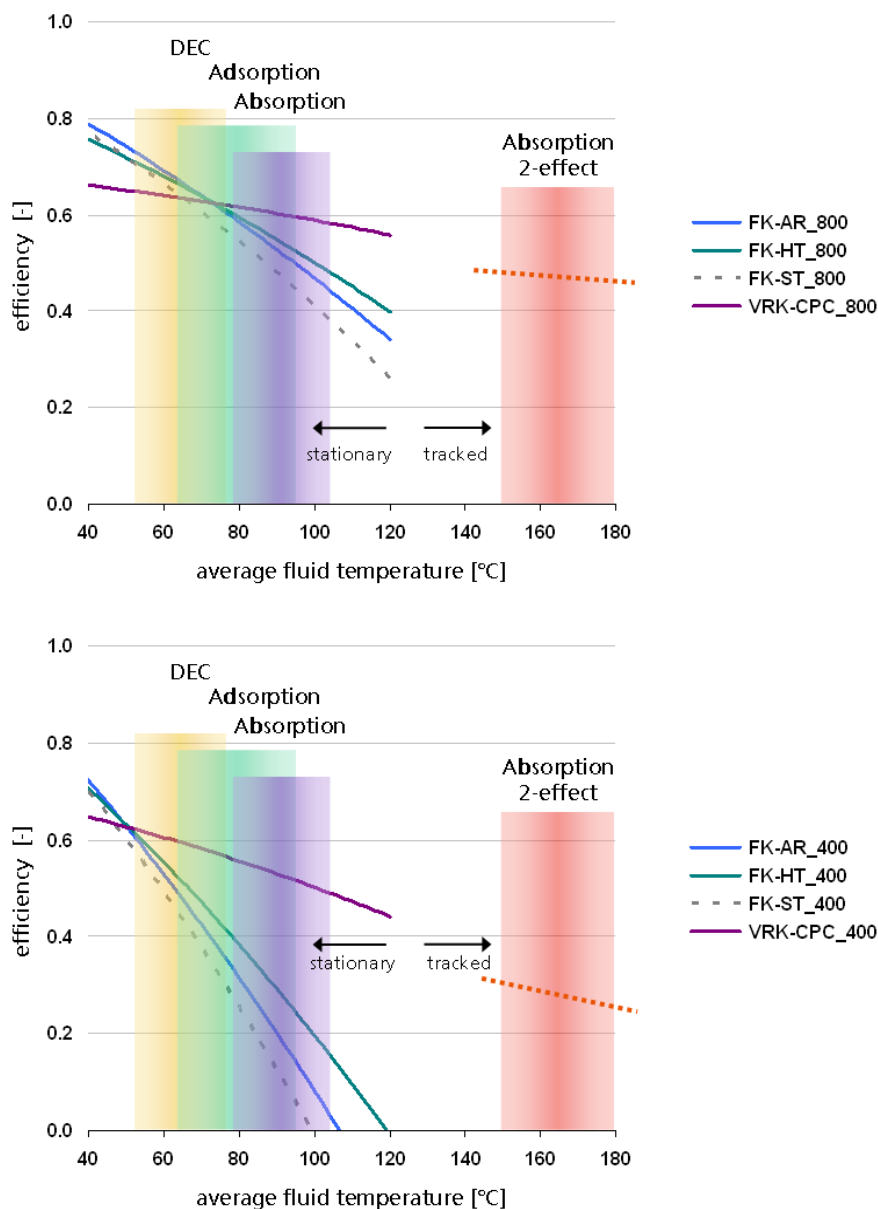


Figura 2.18 Curve di efficienza tipiche dei collettori stazionari, calcolate in base all'area di apertura dei collettori. Le curve sono tracciate per ambienti con temperature di 25 °C e livello di irraggiamento di 800 W/m² (sopra) e di 400 W/m² (sotto). La figura include, approssimativamente, il campo di applicazione delle tecnologie di raffreddamento di maggiore interesse. Dato che il grafico rappresenta solo le condizioni di funzionamento in continuo e solo esempi di curve di efficienza, non è sufficiente per optare per uno specifico tipo di collettori in un sistema in progettazione.

Tuttavia, le curve di efficienza dei collettori stazionari, che, teoricamente, possono essere disegnate anche per temperature più alte, sono state tagliate nella figura alle temperature > 20 °C, dal momento che ci sono solo poche esperienze di questi collettori con temperature più alte (e quindi livelli di pressione maggiori). Come esempio è incluso, per temperature più alte, il campo di efficienza di collettori a concentrazione ad inseguimento monoassiale. Fonte: Fraunhofer ISE.

- FK-ST Collettore piano
- FK-AR Collettore piano, 1 copertura vetrata, rivestimento antiriflesso
- FK-HT Collettore piano, 1 copertura vetrata, foglio barriera convenzione, isolamento migliorato
- VRK-CPC Collettori a tubi sottovuoto, flusso diretto, tipo Sidney con riflettore CPC esterno

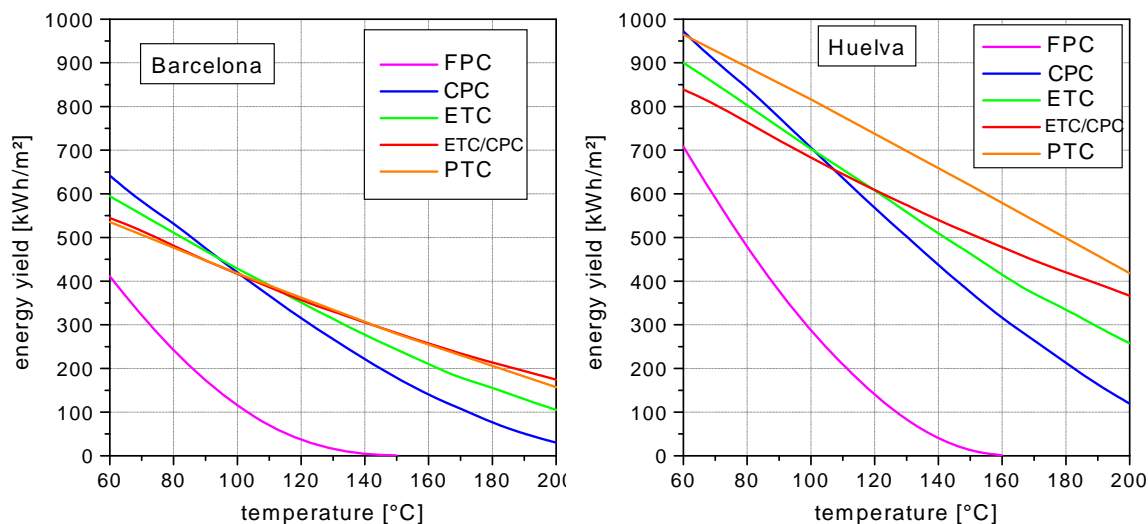


Figura 2.19 Produzione tipica di energia lorda dei collettori in funzione della temperature di uscita al collettore, calcolata per i siti di Barcellona ed Huelva, Spagna.

FPC: collettori solari normali, CPC: collettori piani con specchi parabolici a concentrazione (basso rapporto di concentrazione), ETC: collettori a tubi sottovuoto, ETC/CPC: collettori a tubi sottovuoto con specchi parabolici a concentrazione, PTC: collettori parabolici lineari.

Fonte: SOLAIR, materiale didattico di base / Aiguasol.

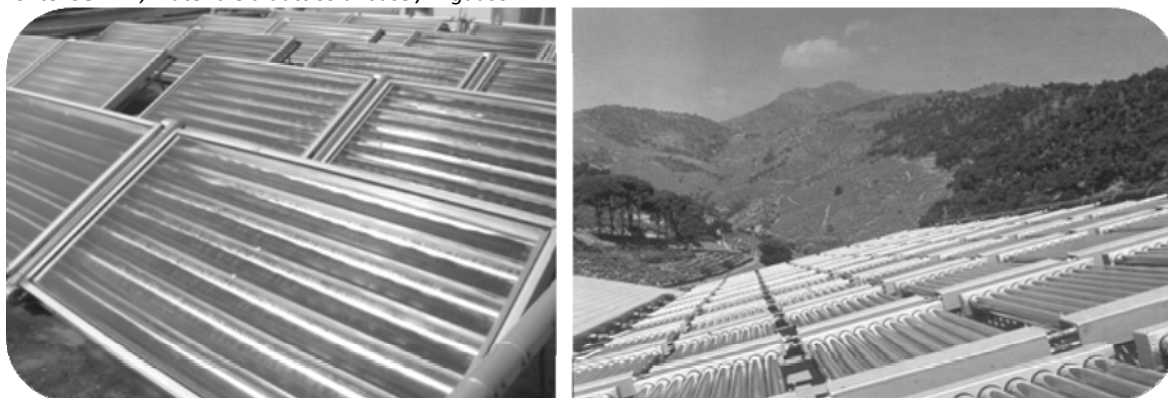


Figure 2.20 Esempi di collettori solari. A sinistra: collettori piani CPC, installati al Centro Nazionale delle Ricerche Energetiche INETI in Lisbona, Portogallo. Il collettore è la fonte del calore di alimentazione per un sistema DEC, situato in uno degli edifici di INETI. Fonte: INETI.

A destra: collettori a tubi sottovuoto sull'edificio per deposito di vini a Banyuls, Francia. Questo collettore fornisce calore per la gestione autonoma solare del refrigeratore ad assorbimento con 52 kW di potenza frigorifera. Fonte: Tecsol.

É importante, avere una definizione univoca dell'area di riferimento, quando si parla di curve di efficienza, di costi per m^2 del collettore o di altri parametri riferiti all'area del collettore. In generale, esistono tre differenti definizioni dell'area, come mostrato nella Figura 2.21: l'area lorda, l'area di apertura (che indica l'area del collettore progettata per catturare la radiazione solare), e l'area dell'assorbitore. Specialmente nei collettori a tubi sottovuoto, questi valori dell'area possono differire per più del 25%. L'area dell'assorbitore deve essere definita precisamente.

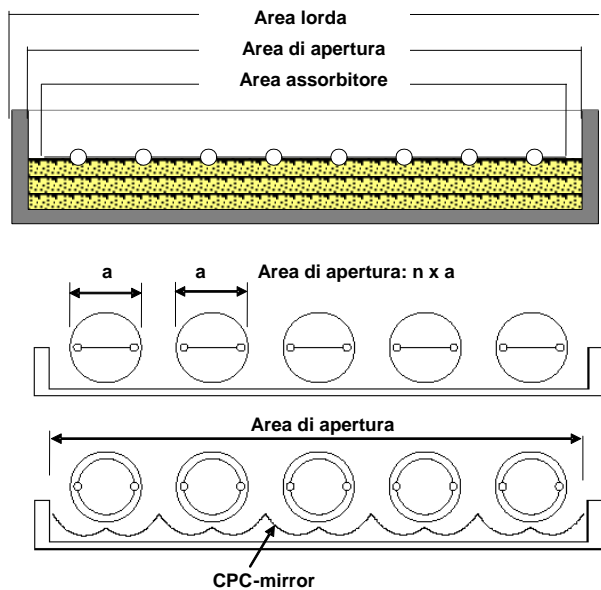


Figura 2.21 Definizione dell'area dei collettori (da moltiplicare per la lunghezza).

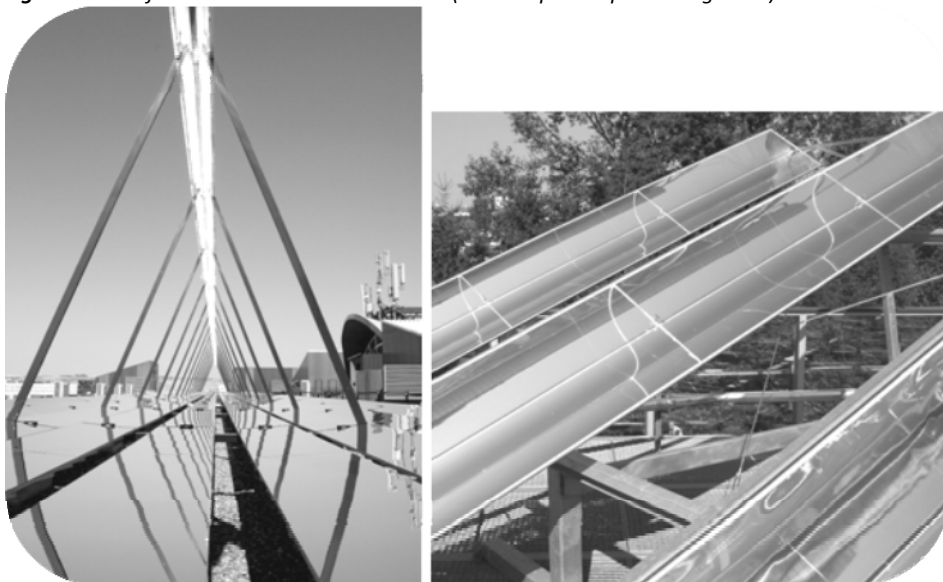


Figura 2.22 Esempi di collettori solari a concentrazione ad inseguimento monoassiale

A sinistra: collettore Fresnel per la preparazione di acqua calda per temperature fino a 200 °C. Gli specchi sono ad inseguimento per indirizzare la radiazione diretta verso l'assorbitore, situato sopra l'area degli specchi. Vantaggio: bassa sensibilità al vento. Fonte: PSE, Germania.

A destra: collettore parabolico, sviluppato da Button Energy, Austria. Il collettore è stato progettato per la produzione di vapore ed è parte di un progetto di ricerca con un refrigeratore ad eiezione alimentato da solare termico (AEE INTEC, Austria).

I collettori a concentrazione sono interessanti anche per il solar cooling. In linea di principio possono essere utilizzati per:

- fornire il calore di alimentazione (vapore o acqua calda) a temperature superiori a 150 °C per refrigeratori a doppio effetto. Con un $COP_{termico} > 1$, atteso in questa applicazione, si deve installare una minore capacità e, conseguentemente, il sistema di asportazione del calore può avere una taglia più limitata. I refrigeratori a doppio effetto, però, non sono disponibili sul mercato per piccole potenze;
- fornire calore di alimentazione per refrigeratori in applicazioni dove è necessario raggiungere elevate differenze tra la temperatura dell'acqua raffreddata e la temperatura del calore di scarto, (per esempio, richiesta di acqua refrigerata a bassa temperatura

combinata con raffreddamento secco). Una configurazione tipica è quindi un collettore a concentrazione combinato con un refrigeratore ad assorbimento acqua/ammoniaca;

- nuovi concetti per il raffreddamento solare, come l'uso di refrigeratori ad eiezione (in fase di ricerca).

L'uso di collettori a concentrazione a inseguimento, generalmente, è più adatto per siti con alta frazione di radiazione diretta rispetto alla radiazione globale. È necessaria una analisi estremamente dettagliata per determinare la produzione di tale sistema. La Figura 2.22 mostra due esempi di collettori a concentrazione.

Una panoramica su collettori che funzionano in una gamma media di temperature, si suggerisce di consultare [Task 33/IV, 2008].

Bibliografia

[Henning, 2006]

Hans-Martin Henning: *Solar cooling and air-conditioning – thermodynamic analysis and overview about technical solutions. Proceedings of the EuroSun 2006, held in Glasgow, UK, 27-30 June, 2006.*

[Henning, Wiemken, 2007]

Hans-Martin Henning, Edo Wiemken: *Solar Cooling. Proceedings of the ISES Solar World Congress, Beijing, China, 2007.*

[ASHRAE, 1988]

ASHRAE handbook (1988) *Absorption Cooling, Heating and Refrigeration Equipment; Equipment Volume, Chapter 13.*

[Henning, 2004/2008]

Hans-Martin Henning (Ed.): *Solar-Assisted Air-Conditioning in Buildings – A Handbook for Planners. Springer Wien/NewYork. 2nd revised edition 2008; ISBN 3211730958.*

[Mugnier et al., 2008]

D. Mugnier, M. Hamdadi, A. Le Denn: *Water Chillers – Closed Systems for Chilled Water Production (Small and Large Capacities). Proceedings of the International Seminar Solar Air-Conditioning – Experiences and Applications, held in Munich, Germany, June 11th, 2008.*

[Beccali, 2008]

Marco Beccali: *Open Cycles – Solid- and Liquid-based Desiccant Systems. Proceedings of the International Seminar Solar Air-Conditioning – Experiences and Applications, held in Munich, Germany, June 11th, 2008.*

[SOLAIR: Review technical solutions, 2008].

Task 2.1: *Review of available technical solutions and successful running systems. Cross Country Analysis. Public accessible report in SOLAIR. www.solair-project.eu*

[SOLAIR: Best practice Catalogue, 2008]

Task 2.2: *Best Practice Catalogue. Public accessible report in SOLAIR. www.solair-project.eu*

[MEDISCO, 2006]

Mediterranean food and agro industry applications of solar cooling technologies. Contract 032559 (EU-INCO). Co-ordination: Politecnico di Milano, Italy. Duration: 01.10.2006 – 30.09.2009. www.medisco.org

[Zahler, 2008]

Chr. Zahler, A. Häberle, F. Luginsland, M. Berger, S. Scherer: *High Temperature System with Fresnel Collector. Proceedings of the International Seminar Solar Air-Conditioning – Experiences and Applications, held in Munich, Germany, June 11th, 2008.*

[Task 33/IV, 2008]

Werner Weiss, Matthias Rommel (Editors): *Process Heat Collectors – State of the Art within Task 33/IV. Brochure compiled in IEA SHC-Task 33 and SolarPACES-Task IV: Solar Heat for Industrial Processes. Published by AEE INTEC, Gleisdorf, Austria, 2008. www.iea-shc.org/task33*

3 Requisiti generali dei sistemi solari di raffreddamento e condizionamento dell'aria

3.1 Risparmio di energia primaria

Ogni tipo di condizionamento dell'aria e di raffreddamento richiede fonti di energia primaria, che, trasformate in elettricità o in calore, azionano le apparecchiature dell'utente finale. Oggi le fonti di energia primaria usate in molti paesi sono prevalentemente derivate da combustibili fossili e perciò il loro uso implica l'emissione di gas ad effetto serra. Conseguentemente, la richiesta principale per i sistemi di condizionamento dell'aria e di raffreddamento solari è il risparmio di energia primaria e la riduzione delle emissioni ad effetto serra.

Questa preconditione determina la configurazione e la progettazione dei sistemi di condizionamento dell'aria e di raffreddamento solari; di ciò si discuterà negli esempi che seguono. Si consideri un sistema di raffreddamento assistito da solare termico e con una caldaia alimentata a gas come sorgente di calore ausiliaria e si confronti l'energia primaria immessa con un sistema di refrigerazione a compressione di vapore alimentato elettricamente. Lo schema generale del sistema è mostrato in Figura 3.1. Il sistema di riserva è previsto al fine di coprire la richiesta di calore del refrigeratore nei periodi di bassa disponibilità di energia solare. Le condizioni al contorno, in questo caso, sono:

- il riscaldamento degli ambienti non è considerato
- nel sistema di riferimento, l'energia per l'asportazione del calore è inclusa nel Coefficiente di Prestazione del refrigeratore a compressione COP_{VCC}
- nei sistemi solari, il refrigeratore alimentato termicamente è caratterizzato dal Coefficiente termico di Prestazione COP_{TDC} . I consumi energetici per l'asportazione del calore sono considerati separatamente
- la domanda specifica di energia primaria per kWh utile può essere calcolata sulla base dei consumi medi stimati ed i parametri di conversione, definiti nel seguito.

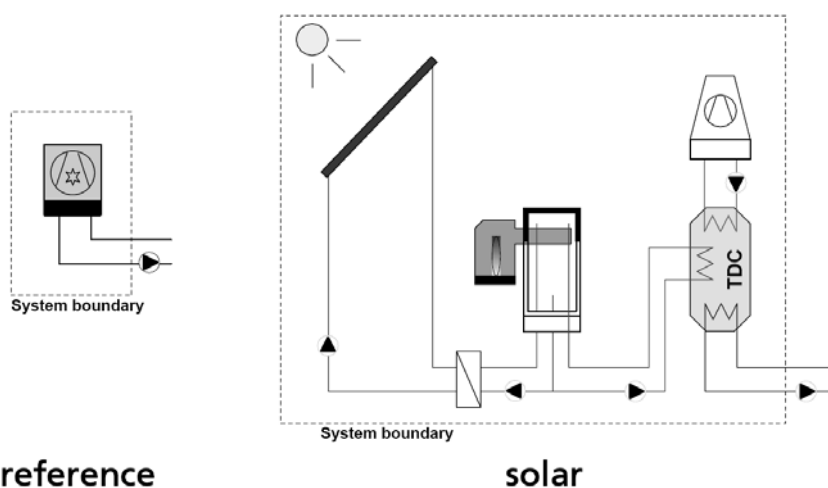


Figura 3.1 Sistema di riferimento e sistema di raffreddamento solare, considerato nella stima del fabbisogno di energia primaria in questa sezione. Fonte: Fraunhofer ISE.

L'equazione per calcolare il fabbisogno di energia primaria è riportata in Figura 3.2.

Solar cooling

$$PE_{C,sol} = \frac{Q_{cold}}{COP_{TDC}} \cdot \left[\underbrace{\frac{(1-SF_C)}{\eta_{boiler} \cdot \eta_{PE,fossil}}}_{\text{driving heat from fossil source}} + \underbrace{\frac{SF_C \cdot f_{el,solar}}{\eta_{PE,grid}}}_{\text{electricity solar system}} + \underbrace{\frac{COP_{TDC} \cdot f_{el,TDC}}{\eta_{PE,grid}}}_{\text{electricity of TDC}} + \underbrace{\frac{f_{el,HR} \cdot (COP_{TDC} + 1)}{\eta_{PE,grid}}}_{\text{electricity of heat rejection}} \right]$$

reference system

$$PE_{C,ref} = \frac{Q_{Cold}}{COP_{VCC} \cdot \eta_{PE,grid}}$$

primary energy saving

$$\Delta PE_{rel} = \frac{PE_{C,ref} - PE_{C,sol}}{PE_{C,ref}}$$

Figura 3.2 Equazione per calcolare il fabbisogno di energia primaria per il sistema solare e per il sistema di riferimento mostrato in figura 3.1, basata su dati di consumo specifici medi. Fonte: Fraunhofer ISE.

Il significato dei simboli è il seguente:

$PE_{C,sol}$	= fabbisogno di energia primaria per sistemi solari	[kWh _{PE}]
$PE_{C,ref}$	= fabbisogno di energia primaria del sistema di riferimento	[kWh _{PE}]
ΔPE_{rel}	= risparmio energetico relativo, rapportato a $PE_{C,ref}$	[- ; %]
COP_{TDC}	= unità di freddo prodotte per unità di calore fornito	[kWh _{cold} /kWh _{driving_heat}]
COP_{VCC}	= unità di freddo prodotte per unità elettriche fornite	[kWh _{cold} /kWh _{electricity}]
Q_{cold}	= quantità utile di "freddo" prodotta	[kWh]
SF_C	= frazione solare di calore di alimentazione del refrigeratore	[-]
η_{boiler}	= rendimento della caldaia alimentata con fonti fossili	[-]
$\eta_{PE,fossil\ fuel}$	= rendimento energia primaria combustibile fossile	[-]
$\eta_{PE,grid}$	= rendimento energia primaria rete di distribuzione elettrica	[-]
$f_{el,solar}$	= consumi elettrici specifici del sistema solare (pompa)	[kWh _{electricity} /kWh _{solar heat}]
$f_{el,TDC}$	= consumi elettrici specifici sistema alimentato termicamente	[kWh _{electricity} /kWh _{cold}]
$f_{el,HR}$	= fabbisogno elettrico specifico per l'asportazione del calore	[kWh _{electricity} /kWh _{rejected heat}]

In Figura 3.3 è riportata la dipendenza generale tra la domanda di energia primaria e la frazione solare. Viene mostrata la domanda di energia primaria per kWh di freddo prodotto. La domanda per il sistema di riferimento dipende solamente dal COP_{VCC} , perciò risulta in linee orizzontali. La domanda di energia primaria per sistemi assistiti col solare decresce all'aumentare della frazione solare, ma varia con il COP_{TDC} . Superando una certa frazione solare, la domanda di energia primaria del sistema assistito dal solare scende al di sotto della domanda di energia primaria del sistema di riferimento, e la soluzione del sistema alimentato termicamente dal solare consente, quindi, di risparmiare energia primaria. Di conseguenza, il sistema deve essere progettato in modo tale da garantire la necessaria frazione solare nel periodo di raffreddamento.

2 energia primaria specifica per unità di freddo

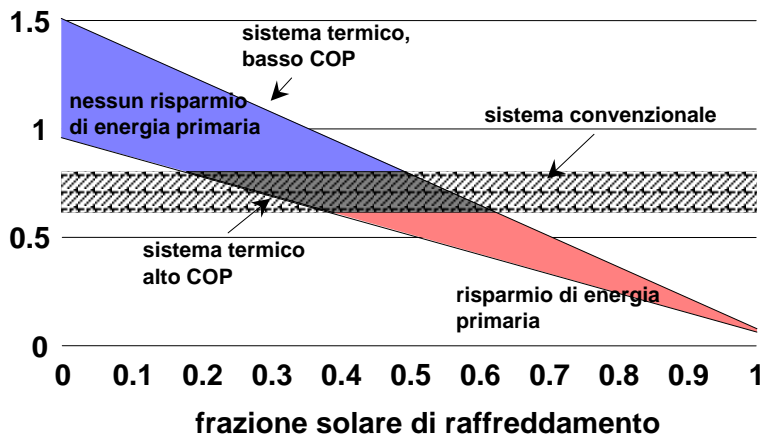


Figura 3.3 Dipendenza generale della domanda specifica di energia primaria di un sistema di raffreddamento alimentato dal solare termico e di un sistema di riferimento convenzionale. Il sistema assistito solare usa una caldaia a gas come riserva di calore. Fonte: Aiguasol

In Figura 3.4 è mostrato il risparmio di energia primaria in percentuale rispetto alla domanda di energia primaria del sistema di riferimento di esempio, per una specifica regolazione dei parametri. I parametri usati sono sottolineati nella legenda della figura. Occorre tener presente nei calcoli che il calore ausiliario è fornito da una caldaia a combustibile fossile.

Il risparmio è calcolato per due differenti valori di COP_{VCC} del sistema di riferimento: 3,5 (figura superiore) e 2,5 (figura inferiore), dove questo ultimo corrisponde maggiormente all'esperienza nelle applicazioni realizzate di condizionamento dell'aria degli edifici. La figura rivela che generalmente è richiesta una altissima frazione solare in combinazione con la tecnologia di refrigeratore alimentato termicamente a singolo effetto, per ottenere un risparmio di energia primaria. Rispetto al sistema di riferimento con un $COP_{VCC}=3,5$, il sistema assistito dal solare con un $COP_{TDC}=0,5$ può ottenere un risparmio di energia primaria > 20%, con una fornitura di calore dalla caldaia inferiore al 10%.

La situazione migliora usando la tecnologia a doppio effetto di raffreddamento ma, nonostante questa tecnologia non sia applicabile ovunque, la frazione solare richiesta è ancora alta. Per esempio, considerando un sistema di riferimento con $COP_{VCC} = 3,5$, si deve ottenere una frazione solare di almeno il 70% con un refrigeratore a doppio effetto ($COP_{TDC} = 1,0$), al fine di ottenere un risparmio di energia primaria relativo superiore al 20%.

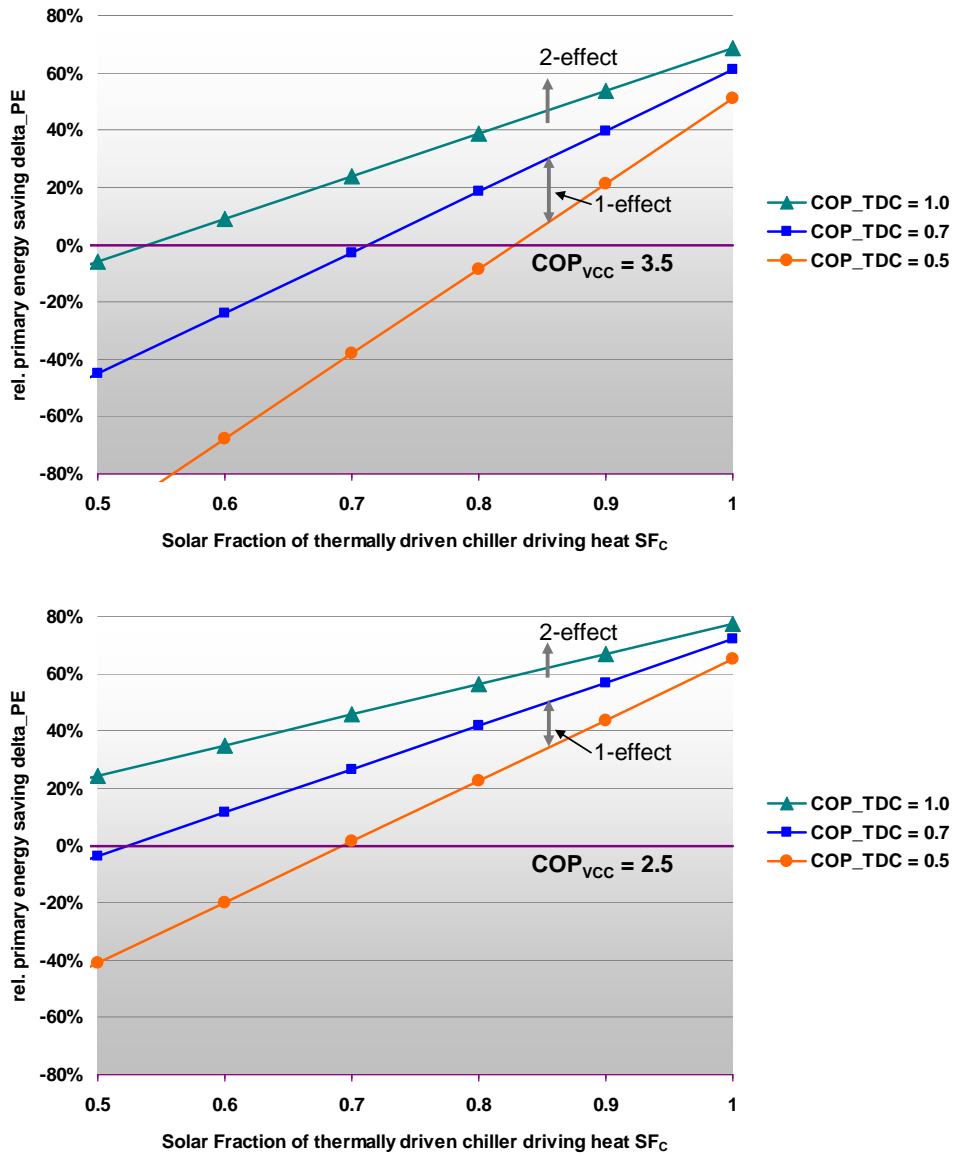


Figura 3.4 Risparmio relativo di energia primaria di un sistema di raffreddamento assistito dal solare (vedere la figura 3.1) in funzione della frazione solare. Sopra: comparazione con un sistema di riferimento con un $COP_{VCC} = 3,5$; sotto: sistema con un $COP_{VCC} = 2,5$. Il valore di COP_{TDC} tra 0,5 e 0,7 indica a grandi linee la gamma di macchine ad assorbimento a singolo effetto, mentre valori di circa 1,0 corrispondono ad una tecnologia ad assorbimento a doppio effetto. Fonte: Fraunhofer ISE. Parametri applicati nel calcolo:

COP_{TDC}	= 0.5 – 1.0	[kWh _{freddo} /kWh _{calore di alimentazione}]
COP_{VCC}	= 3.5 (top); 2.5 (bottom)	[kWh _{freddo} /kWh _{elettricità}]
η_{boiler}	= 0.9	[-]
$\eta_{PE, fossil fuel}$	= 0.95	[-]
$\eta_{PE, grid}$	= 0.38	[-]
$f_{el, solar}$	= 0.02	[kWh _{elettricità} /kWh _{calore solare}]
$f_{el, TDC}$	= 0.01	[kWh _{elettricità} /kWh _{freddo}]
$f_{el, HR}$	= 0.03	[kWh _{elettricità} /kWh _{calore asportato}]

3.2 Requisiti sulla configurazione di base del sistema

Dalle considerazioni emerse nella sezione precedente, si possono trarre le seguenti conclusioni per la progettazione di un sistema di raffreddamento solare, al fine di soddisfare l'obiettivo di risparmio di energia primaria:

- l'uso di sistemi di integrazione a combustibili fossili nel raffreddamento alimentato termicamente è critico e deve essere evitato completamente o adottato solo in casi eccezionali (condizioni estreme dell'aria ambiente). Solo nei sistemi con refrigeratori a doppio effetto, una certa quantità di calore fornita da combustibili fossili è accettabile, a seconda della qualità del sistema di riferimento considerato;
- se le condizioni dell'aria ambiente devono soddisfare rigorosamente determinati valori di temperatura ed umidità, ed è quindi necessario un sistema di integrazione, la soluzione migliore è un refrigeratore a compressione di vapore. In questo caso, ogni unità di energia di "freddo" prodotto con alimentazione solare termica diminuisce il consumo di energia primaria del sistema;
- in alternativa, il sistema di integrazione è alimentato con combustibili prodotti da fonti rinnovabili o con calore di scarto, che non contribuiscono all'emissione di gas serra;
- se, per diverse ragioni, non si può evitare l'utilizzo di calore prodotto da fonti fossili per attivare le apparecchiature di refrigerazione alimentate termicamente, il progetto del raffreddamento solare dovrebbe essere supportato da una simulazione di calcolo per identificare la taglia dei componenti più appropriata, la configurazione del sistema ed il sistema di controllo, al fine di ottenere l'obiettivo di risparmiare una certa quantità di energia primaria.

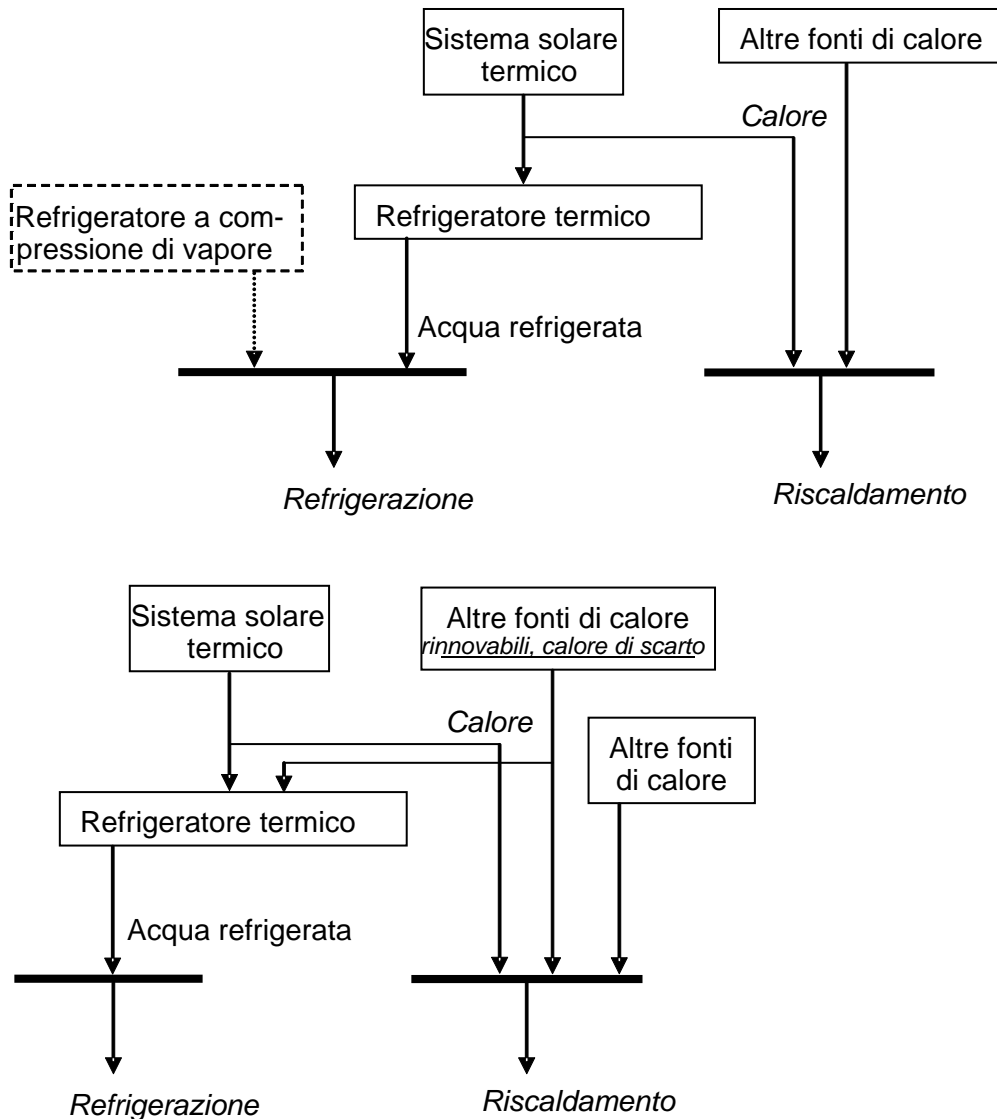


Figura 3.5 Raccomandazioni sulla progettazione di sistemi di raffreddamento solari. Sopra: il refrigeratore con alimentazione termica è alimentato solo dal calore solare. In tal caso, una gestione autonoma del raffreddamento solare non soddisfa completamente i requisiti di condizionamento dell'aria (i valori di regolazione dell'aria non possono essere sempre raggiunti e, un refrigeratore a compressione di vapore è usato come sistema di integrazione. Sotto: il refrigeratore alimentato termicamente è la unica fonte di produzione del freddo e il calore è fornito dal sistema solare o da altre fonti di calore, come combustibili rinnovabili o calore di scarto. Le fonti di calore derivanti da combustibili fossili, se esistenti, sono usate solo per il riscaldamento degli ambienti e/o per la produzione di acqua calda sanitaria. Fonte: Fraunhofer ISE.

Le Figure 3.5 e 3.6 riassumono gli schemi progettuali dei sistemi generalmente preferibili. La Figura 3.5 mostra gli schemi per i sistemi di refrigeratori ad acqua alimentati termicamente, mentre la Figura 3.6 suggerisce lo schema per sistemi di raffreddamento deumidificante a ciclo aperto. Comunque, l'analisi per questi tipi di sistemi è più complessa e non è espressa dall'equazione fornita nella sezione 3.1. Il sistema di riferimento in questo caso è un refrigeratore a compressione di vapore per la deumidificazione ed il raffreddamento dell'aria di ricambio. In diversi sistemi convenzionali di raffreddamento dell'aria, è necessario un successivo riscaldamento dell'aria dopo la deumidificazione, attraverso il raffreddamento dell'aria di ricambio al di sotto del punto di rugiada. Questa operazione non è richiesta nei sistemi di

raffreddamento deumidificanti. Perciò, è necessaria un'analisi più dettagliata per stabilire l'impatto dell'energia primaria delle fonti di calore di riserva alimentate con combustibili fossili.

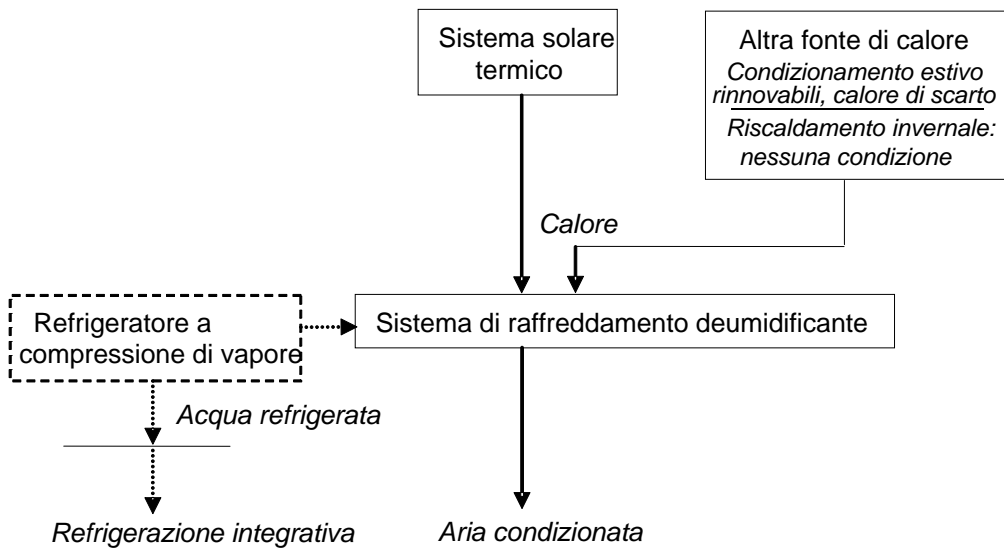


Figura 3.6 Raccomandazioni sull'uso delle fonti di calore nei sistemi a ciclo aperto deumidificanti. Fonte: Fraunhofer ISE.

3.3 Sistemi di asportazione del calore

Anche se la fornitura del calore per sistemi ad acqua refrigerata alimentati dal solare termico è ottenuta totalmente da collettori solari o da altre fonti non fossili, energia ausiliaria è richiesta, ad esempio, per le pompe, per le ventole delle torri di raffreddamento e per il sistema di controllo. In base all'esperienza, è noto che la domanda di elettricità per le pompe dell'acqua di raffreddamento e per le torri di raffreddamento è prevalente e, normalmente, di gran lunga maggiore della domanda di elettricità per le pompe dei collettori, per quelle del sistema di riscaldamento e per il sistema di controllo. La Figura 3.7 mostra la distribuzione della domanda di elettricità.

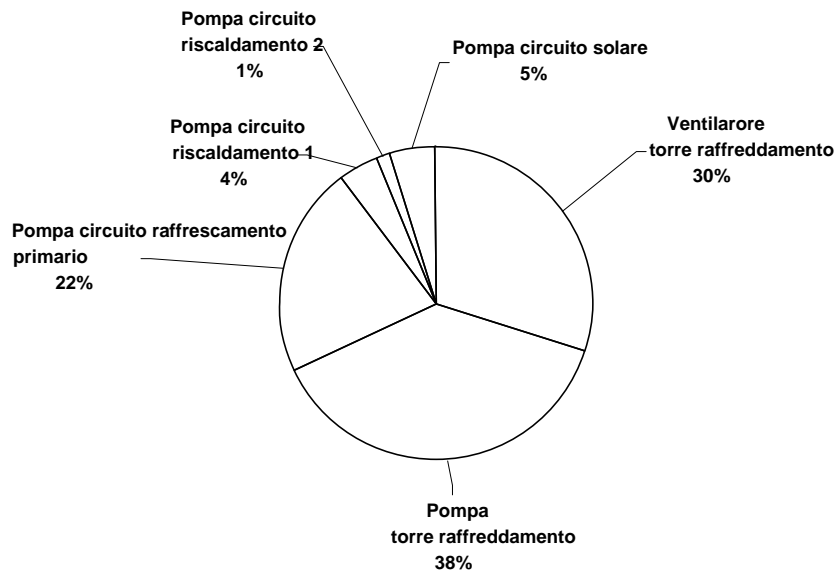


Figura 3.7 Esempio della suddivisione di richiesta annuale di energia elettrica per un sistema di raffreddamento alimentato dal solare termico con 171 m² di collettori sotto vuoto, 70 kW di refrigeratore ad assorbimento e torre di raffreddamento umido a ciclo chiuso. Applicazione: Ospedale dell'Università di Friburgo; monitoraggio dati: 2003. Fonte: Fraunhofer ISE.

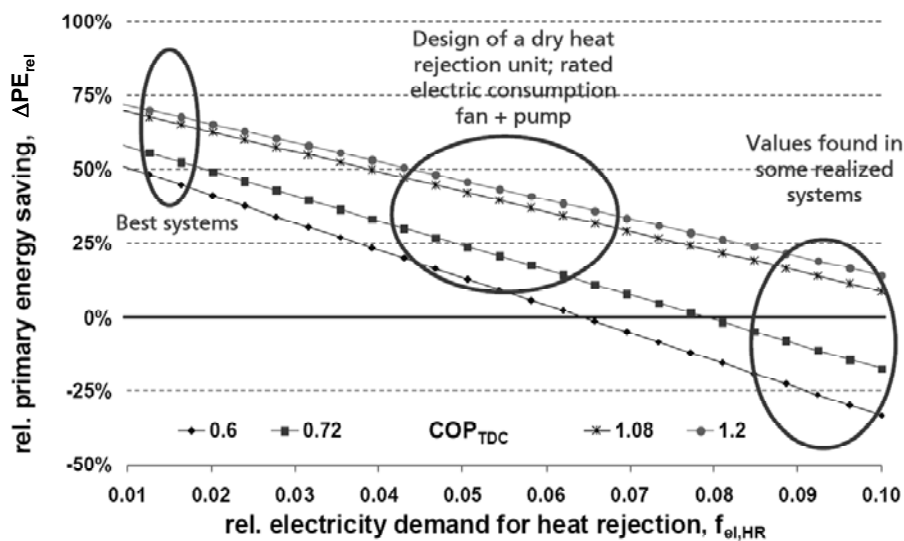


Figura 3.8 Esempio dell'influenza della domanda elettrica per l'asportazione del calore sul risparmio di energia primaria. Fonte: Fraunhofer ISE.

La Figura 3.8 mostra l'influenza della domanda elettrica specifica al variare di $f_{el,HR}$ per l'asportazione del calore. Il calcolo è stato eseguito utilizzando l'equazione fornita nella sezione 3.1 con parametri di regolazione fissi (rispetto alla Figura 3.4, $COP_{VCC}=3,5$, frazione solare circa 0,9). È evidente che il circuito di asportazione del calore deve essere progettato attentamente al fine di minimizzare la richiesta di energia. In caso contrario, l'obiettivo prefissato di risparmio di energia primaria non sarà raggiunto. La Figura 3.8 mostra, per esempio, l'effetto sul consumo di energia dei ventilatori per le diverse tipologie. Il consumo più basso raggiunto è ottenuto con il controllo elettronico, motori a corrente continua privi di spazzole (tecnologia EC).

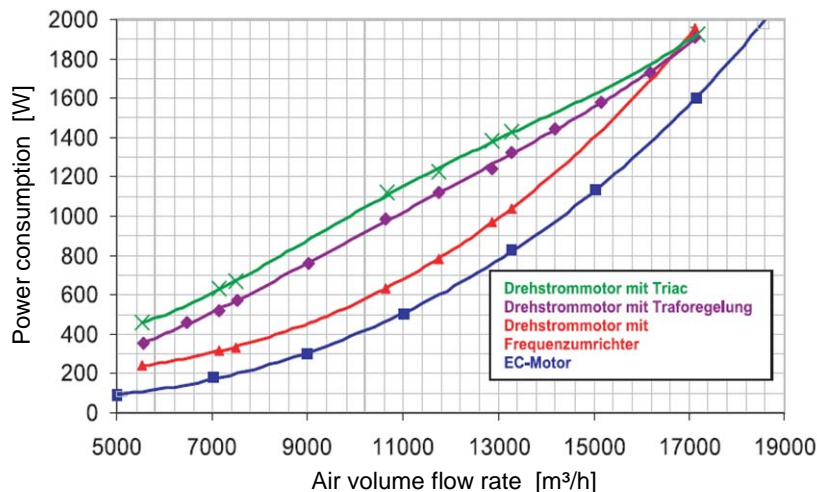


Figura 3.9 Esempio dei consumi elettrici di diversi tipi di ventilatori. Fonte: EBM-Papst.

È possibile diminuire la domanda di energia per l'asportazione del calore progettando attentamente il sistema idraulico e il controllo delle ventole della torre di raffreddamento e utilizzando di calore a livelli di temperatura medi. Alcuni produttori di refrigeratori e distributori di sistemi stanno reagendo a questo problema con lo sviluppo di appropriate strategie di controllo delle torri di raffreddamento, per esempio, presentate in [Clauß et al., 2007], [Kühn et al., 2008]. Un miglioramento della situazione di mercato è, inoltre, che appaiono "kit" commerciali, consistenti nell'accoppiamento di refrigeratori, componenti per l'asportazione di calore e componenti periferiche idrauliche. Un esempio è mostrato in Figura 3.10

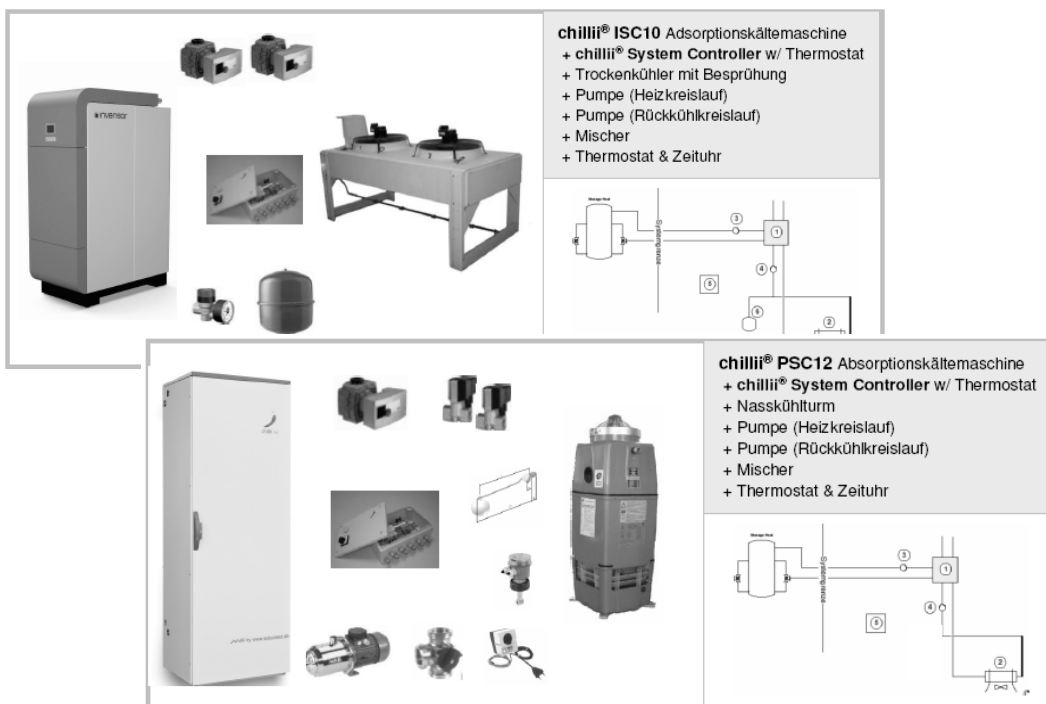


Figura 3.10 Esempio di "kit" di raffreddamento consistente in un refrigeratore alimentato termicamente, una unità di asportazione di calore accoppiata ed alcuni componenti idraulici. Fonte: SolarNext AG.

Un'altra opzione è l'installazione di tubi interrati per l'asportazione del calore. Con questa tecnologia, la domanda di elettricità risulta effettivamente minore, dal momento che non è

richiesta alcuna energia per la gestione dei ventilatori. Un sistema realizzato con questa tecnologia è descritto in [Núñez et al., 2008].

Un nuovo approccio, attualmente testato nell'ambito di un progetto pilota, è l'integrazione di un accumulo di calore latente nel circuito di asportazione del calore. L'accumulo di calore latente diminuisce la domanda di energia per l'asportazione del calore durante il giorno; durante la notte l'accumulo è rigenerato efficientemente in ambiente a bassa temperatura. Questo concetto è trattato in [Keil et al., 2007].

3.4 Impianto solare termico

Una descrizione generale dei differenti tipi di collettori e della loro applicazione nei sistemi di raffreddamento solare e condizionamento dell'aria alimentati termicamente è stata presentata nella sezione 2. Diverse esperienze nella configurazione e nella progettazione idraulica di piccoli e grandi sistemi solari termici sono disponibili e sono diffuse largamente tra le aziende produttrici di componentistica solare termica. Informazioni su questo argomento e sulla progettazione di sistemi solari termici può essere trovata per esempio in [Schenke et al., 2007], [Weiss (Ed.), 2004], [VDI 6002, 2004], [DGS, 2008], [Peuser et al., 2002].

Nella maggior parte delle pubblicazioni sulla progettazione di sistemi solari termici, tuttavia, non sono considerate le condizioni speciali per i sistemi di raffreddamento. Nel caso in cui i collettori solari termici siano la fonte di calore principale per il refrigeratore termico, il flusso di calore del campo collettori deve essere adattato al flusso di calore richiesto dal refrigeratore. Per fare un esempio, qui sarà usata una regola empirica per stimare una appropriata specifica taglia del collettore per un sistema di raffreddamento solare:

$$A_{\text{spec}} = \frac{1}{G_{\text{coll}} \cdot \eta_{\text{coll,design}} \cdot \text{COP}_{\text{design}}}$$

Example $G_{\text{coll}} = 0.80 \text{ kW/m}^2$
 $\eta_{\text{coll,design}} = 0.5$
 $\text{COP}_{\text{design}} = 0.75$ $\implies A_{\text{spec}} = 3.3 \text{ m}^2 \text{ per kW cooling power}$

Fonte: SOLAIR, material didattico.

dove:

- A_{spec} = area specifica collettori per kW frigorifero installato (termico) $[\text{m}^2/\text{kW}_{\text{cold}}]$
- G_{coll} = radiazione sulla superficie del collettore $[\text{kW}/\text{m}^2]$
- $\eta_{\text{coll,design}}$ = efficienza del collettore in condizioni di progetto (T alimentazione)
- $\text{COP}_{\text{design}}$ = COP termico del refrigeratore alle condizioni di progetto

Bisogna considerare che questa è una stima di massima, che non considera alcun dato reale, condizioni del sito e gestione a carico parziale. Tuttavia, è stata presa in considerazione la stima tipica del flusso di acqua calda nei refrigeratori alimentati termicamente. Un esempio è mostrato nella tabella del refrigeratore ad assorbimento Suninver in Figura 3.9. La stima del flusso nominale nel circuito di alimentazione è di $1,2 \text{ m}^3/\text{h}$ e, con una capacità di 10 kW ed un COP di $0,75$, l'acqua calda ritorna dal refrigeratore con una differenza di temperatura di $9 \text{ }^\circ\text{C}$ rispetto alla temperatura di mandata. Questo corrisponde ad una differenza media nel circuito di alimentazione approssimativamente di $10 \text{ }^\circ\text{C}$ o anche meno in molti sistemi.

specifications		unit	<i>suninverse</i>	
			operation with fan-coils	operation with ceiling
refrigerating capacity nominal/maximal		kW	8,8 / 11,7	10 / 15,8
		USRT	2,5 / 3,3	2,8 / 4,5
		BTU/h	30026 / 39932	34120 / 53925
chilled water circle	temperature nominal/maximal (out - in)	°C	6-12	15-18 / 15-20
	mass flow nominal/maximal	m ³ /h	1,3 / 1,7	2,9
	internal pressure drop	mbar	350	
	connection		1 ½" outside thread, flat sealing	
hot water-circle	temperature nominal/maximal (in)	°C	85 / 95	75 / 95
	mass flow nominal/maximal	m ³ /h	1,2	1,2
	internal pressure drop	mbar	200	
	connection		1 ¼" outside thread, flat sealing	
cold water-circle	temperature nominal/maximal (in - out)	°C	35-27 / 36-27	35-27 / 39-27
	mass flow nominal/maximal	m ³ /h	2,6	2,6
	internal pressure drop	mbar	320	
	connection		1 ½" outside thread, flat sealing	
electrical connection	voltage	V	230 V ~ 1 ph 50Hz	
	solution pump	W	70	
	refrigertion pump	W	50	
dimensions	height H	mm	1960	
	width B	mm	1130	
	depth T	mm	795	
weight	operation	kg	550	
	transport	kg	500	

Figura 3.9 Esempio di flusso tipico stimato: specifiche del refrigeratore ad assorbimento Suninverse. Fonte: Sonnenklima.

Dalla stima del flusso, relativa all'area di collettori nell'esempio di cui sopra, risulta un valore di flusso per unità di area del collettore pari a circa 40 litri/m². Dai valori tipici di questo esempio, si può concludere:

- nei sistemi di raffreddamento solare, il flusso nei collettori è solitamente medio-alto, al fine di armonizzarlo con il flusso di calore richiesto nel circuito di alimentazione del refrigeratore. I sistemi a basso flusso, perciò, non sono appropriati;
- un accumulo tampone interrompe il flusso tra i collettori ed il refrigeratore ad assorbimento ed è utile per superare brevi periodi di bassa produzione di calore dei collettori senza fermare il processo di raffreddamento; a causa del flusso elevato nel refrigeratore, i collettori stessi rappresentano un accumulo a breve termine. Una corretta armonizzazione tra i flussi della massa è, quindi, ancora necessaria;
- la differenza di temperatura tra la mandata ed il ritorno al refrigeratore è solitamente bassa (tra i 5 ed i 10 °C). Questo fatto, combinato con flussi relativamente elevati, indica che l'effetto di stratificazione nell'accumulo è basso. Infatti, l'accumulo tampone agisce da miscelatore,

scambiando l'energia dal collettore solare al refrigeratore, piuttosto che da contenitore stratificato. Conseguentemente, la differenza di temperatura del fluido tra ingresso e uscita del collettore è generalmente piccola. Tale circostanza dovrebbe essere considerata nella progettazione idraulica del collettore stesso.

La Figura 3.10 fornisce una visione di insieme delle stime tipiche del flusso in funzione della capacità di refrigerazione e della differenza di temperatura tra ingresso/uscita in tutti e tre i circuiti idraulici del refrigeratore alimentato termicamente. Per la progettazione del sistema di collettori, la stima del flusso nel circuito di alimentazione del refrigeratore non interessa.

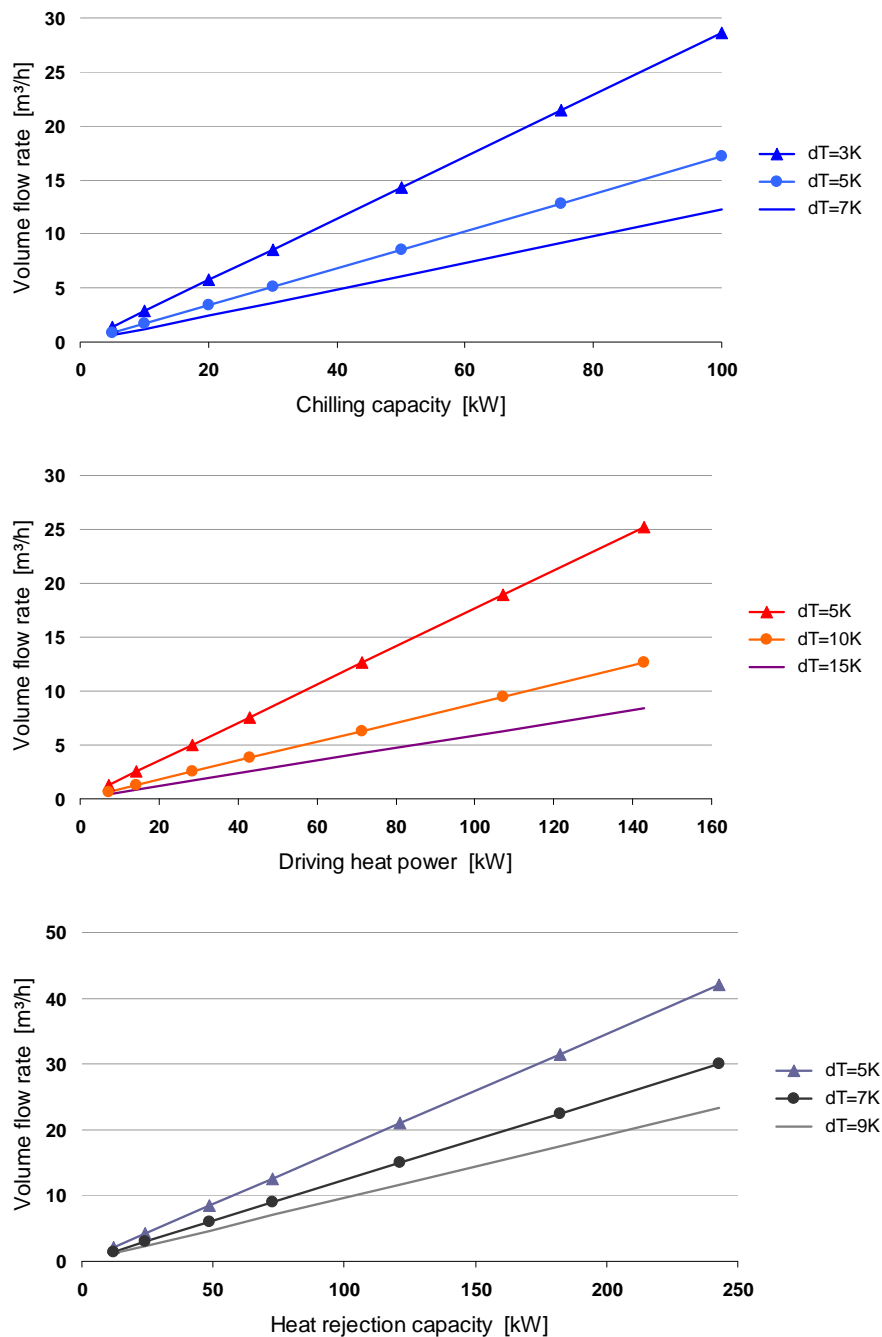


Figura 3.10 Analisi generale del flusso nel circuito dell'acqua refrigerata, in quello di alimentazione e in quello di asportazione del calore, mostrato in funzione delle rispettive capacità termiche, dove i punti rappresentano la regolazione corrispondente a COP 0,7. In ciascun circuito sono state considerate tre diverse differenze di temperatura dT, calcolate per acqua pura nel circuito. Fonte: Fraunhofer ISE.

Un problema critico nei collettori ad alta efficienza è la sicurezza in fase di stagnazione. In caso di mancato uso dell'energia solare termica con alti livelli di irraggiamento (per esempio, nessuna richiesta di energia per il raffreddamento, massima temperatura dell'accumulo, malfunzionamento della pompa), nei collettori può prodursi vapore, che si propaga nel sistema idraulico e che deve quindi essere preso in considerazione nella progettazione del collettore. Tutti i componenti del sistema, devono essere, perciò, progettati in sicurezza per la stagnazione. Inoltre, è anche possibile una dissociazione del fluido dei collettori nei suoi componenti (per esempio, acqua e glicole) quando siano utilizzati fluidi antigelo. Ciò richiede ancora una selezione accurata del collettore appropriato. Risultati teorici e sperimentali in materia sono riportati in [Rommel et al., 2007], [Hausner, Fink, 2002].

Le misure per prevenire il problema della stagnazione sono, per esempio:

- un sistema di emergenza di dissipazione del calore. Il sistema deve essere operativo anche nel caso di interruzione della rete elettrica pubblica;
- un sistema di svuotamento; in questo caso, il fluido è completamente rimosso dal collettore, ogni volta che il circolatore si blocca. È richiesta una speciale progettazione del sistema del collettore. Questa tecnologia permette di evitare i rischi della stagnazione e del congelamento. Componenti di sicurezza come vasi di espansione, aperture di ventilazione e valvole di sicurezza sono eliminati dal circuito solare, mentre è richiesta una speciale progettazione del sistema dei collettori (un piccolo serbatoio di accumulo intermedio e sistema di svuotamento dei tubi). In questo caso, il fluido è completamente rimosso dal collettore ogni volta che il circolatore si blocca. Un recente sistema di riscaldamento e raffreddamento solare di $7,5 \text{ kW}_{\text{freddo}}$ (refrigeratore ad assorbimento della Sortech), con più di 25 m^2 di collettori piani a doppio vetro a Perpignan, ha dimostrato nel 2008 che un sistema di svuotamento non modifica l'efficienza del collettore ed il consumo elettrico della pompa del circuito primario per il riscaldamento ed il raffreddamento;
- acqua pura quale fluido termovettore. Questo concetto non evita il pericolo di stagnazione, ma le conseguenze possono essere meglio gestite, dal momento che ad evaporare è solo vapore acqueo. I sistemi ad acqua pura installati nell'Europa centrale richiedono, a causa dell'elevato rischio di congelamento, accorgimenti particolari per l'isolamento delle tubazioni e per il controllo del circuito dei collettori, e sono utilizzabili solo con collettori a tubi sottovuoto. Il circuito dei collettori è chiuso. Se il sistema di pressione del circuito solare non è in conflitto con le condizioni di pressione nel sistema idraulico di riscaldamento, non è necessario uno scambiatore di calore e si riduce in tal caso il costo di installazione, incrementando leggermente l'efficienza del sistema solare.

In ogni caso, il consumo aggiuntivo di energia elettrica per queste misure deve essere valutato. Si deve, infine, osservare che un sistema solare termico ben progettato ha la capacità di produrre, in media, più di 50 kWh di calore per kWh di elettricità consumata dai circolatori.

Bibliografia

[Clauß et al., 2007]

V. Clauß, A. Kühn, F. Ziegler: A new control strategy for solar driven absorption chillers. Proceedings of the 2nd International Conference Solar Air-Conditioning, Tarragona, Spain, 2007

[Kühn et al., 2008]

A. Kühn, J.L. Corrales, F. Ziegler: Comparison of control strategies of solar absorption chillers. Proceedings of the EuroSun2008, Lisbon, Portugal, 2008

[Núñez et al, 2008]

T. Núñez, B. Nienborg, Y. Tiedtke: Heating and cooling with a small scale solar driven adsorption chiller combined with a borehole system. Proceedings of the EuroSun2008, Lisbon, Portugal, 2008

[Keil et al., 2007]

C. Keil et al.: Design and operation of a solar heating and cooling system with absorption chiller and latent heat storage. Proceedings of the 2nd International Conference Solar Air-Conditioning, Tarragona, Spain, 2007

[Schenke et al., 2007]

A. Schenke, H. Drück, R. Croy, H.P. Wirth: Analyse und Evaluierung großer Kombianlagen zur Trinkwassererwärmung und Heizungsunterstützung. Abschlussbericht zum BMU-Verbundprojekt: Systemuntersuchung großer solarthermischer Kombianlagen. FKZ 0329268B. November 2007

[Weiss (Ed.), 2004]

W. Weiss (Editor): Solar heating systems for houses – A design handbook for solar combisystems. Published within the IEA Solar Heating and Cooling Programme, Task 26 (Solar Combisystems). ISBN 1902916468, 2004

[VDI 6002, 2004]

VDI-Guideline 6002: Solar heating for domestic water – General principles, system technology and use in residential building; September 2004

[DGS, 2008]

Leitfaden solarthermische Anlagen (Planning & installing solar thermal systems). Published by Deutsche Gesellschaft für Sonnenenergie e.V. 8th edition, 2008. www.dgs-berlin.de

[Peuser et al., 2002]

F. Peuser et al.: Solar thermal systems – successful planning and construction. Solarpraxis Berlin, ISBN 978-3-934595-24-8, 2002

[Rommel et al., 2007]

M. Rommel et al.: Entwicklung von Techniken zur Beherrschung des Stillstandsbetriebs. Schlussbericht zum Teilprojekt StagSim im Verbundprojekt Systemuntersuchungen großer solarthermischer Kombianlagen. 2007. www.solarkombianlagen-xl.info

[Hausner, Fink, 2002]

R. Hausner, Chr. Fink: Stagnation behaviour of solar thermal systems. A Report of IEA-SHC – Task 26, Solar Combisystems. November 2002.

www.iea-shc.org/publications/task26/index.html

4 Scelta della tecnologia appropriata

Nella sezione 2 sono state presentate brevemente diverse tecnologie di raffreddamento e condizionamento dell'aria alimentate dal solare termico. La scelta della tecnologia appropriata è il primo passo nel processo di pianificazione per i decisori nel settore delle costruzioni, che non hanno familiarità con le applicazioni di raffreddamento solare e un supporto, in questa fase, è molto utile. Per questa ragione è stato creato uno schema decisionale all'interno dei lavori del Task 25 "Condizionamento dell'aria degli edifici assistito dal solare" [IEA-SHC Task25] e le relative linee guida sono disponibili sulla pagina web del Task 25 [Henning, 2004].

L'approccio generale per la scelta della tecnologia è delineato nello schema seguente, che parte da una visione d'insieme nell'iter decisionale completo in Figura 4.1 e discute le diverse possibilità nelle descrizioni successive.

L'assunto di base degli schemi è che sia la temperatura, sia l'umidità delle aree condizionate debbano essere controllate. Una pre-condizione è il calcolo, in condizioni di progetto, dei carichi di condizionamento e del ricambio d'aria richiesto dalle norme igienico sanitarie. Secondo i carichi termici e in accordo con le esigenze dell'utente o del proprietario, per rimuovere calore e umidità è possibile utilizzare sia sistemi ad aria, sia sistemi ad acqua, sia sistemi combinati. La decisione tecnica conseguente è se il ricambio dell'aria per motivi igienici sia sufficiente o meno a coprire anche i carichi termici (calore sensibile più calore latente). Questo è il caso tipico di ambienti con elevata richiesta di ricambi d'aria, come, per esempio, aule per seminari e sale di lettura. In ogni caso, un sistema di recupero/ricambio d'aria ha senso solo in un edificio progettato a perfetta tenuta d'aria, dato che, altrimenti, le perdite attraverso l'involucro edilizio sarebbero troppo elevate. Nel caso di sistemi di recupero/ricambio d'aria, sono utilizzabili sia sistemi di deumidificazione e raffreddamento alimentati termicamente, sia refrigeratori alimentati termicamente; in tutti gli altri casi possono essere usati solo i refrigeratori alimentati termicamente, al fine di utilizzare il solare termico come fonte energetica.

Le questioni relative alla progettazione non considerate in questo schema decisionale sono:

- l'eventuale necessità e la scelta della tipologia del sistema integrativo per la produzione del freddo, o la possibilità di utilizzo del solo sistema di condizionamento solare;
- flessibilità nelle condizioni di comfort, per esempio, permettere modifiche alle condizioni desiderate;
- problemi economici;
- disponibilità di acqua per l'umidificazione dell'aria di ricambio o per le torri di raffreddamento;
- installazioni a copertura della domanda di riscaldamento invernale;
- abitudini di comfort: i ventilconvettori comportano spese di investimento minori, ma devono essere collegati con un sistema di scolo per permettere la deumidificazione; i sistemi a soffitto radiante e il raffreddamento per gravità richiedono maggiori investimenti ma garantiscono un comfort migliore.

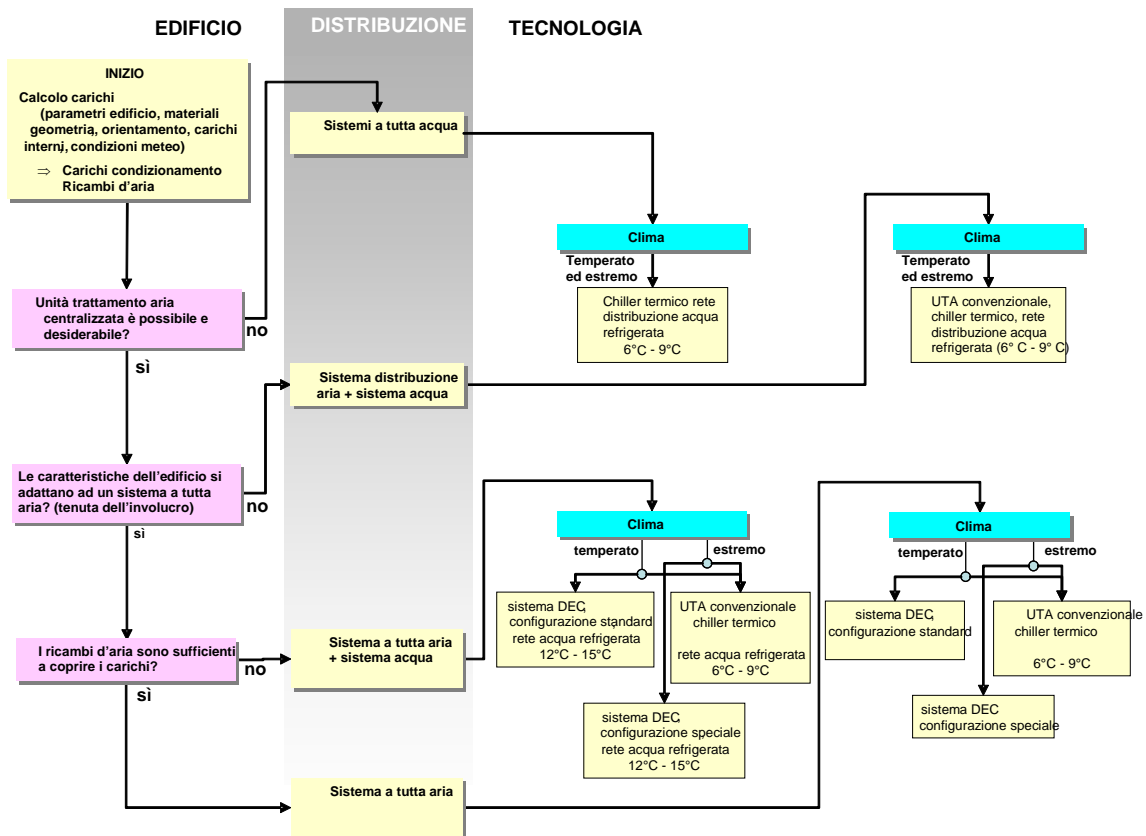


Figura 4.1 Schema decisionale elementare per identificare la tecnologia più adatta per il condizionamento assistito dal solare termico. Il livello di temperatura richiesto per l'acqua refrigerata, indicato nel ramo "Tecnologia", è determinato dalla domanda se la deumidificazione dell'aria è realizzata con tecniche convenzionali (per esempio, raffreddamento dell'aria al di sotto del punto di rugiada) oppure se è ottenuta in un processo deumidificante. In questo ultimo caso, la temperatura dell'acqua refrigerata può essere più elevata dal momento che deve coprire solo i carichi sensibili. Fonte: Fraunhofer ISE.

Uno schema generale del sistema che contiene sia il ciclo deumidificante aperto sia il refrigeratore ad acqua fredda a ciclo chiuso, è mostrato in figura 4.2. Il calore del solare termico è fornito a entrambe le applicazioni. Lo schema include diverse opzioni di sistema integrativo: dal lato calore con altre fonti di calore (per esempio, bruciatori a gas, collegamento a reti di teleriscaldamento oppure impianto di cogenerazione, etc.) e, dal lato dell'acqua refrigerata, un refrigeratore a compressione di riserva. Un sistema realizzato con l'assistenza solare termica usualmente consiste di un sotto-sistema di questa figura secondo le soluzioni, seguendo percorsi diversi nello schema decisionale. Questi sotto-sistemi sono descritti nel seguito.

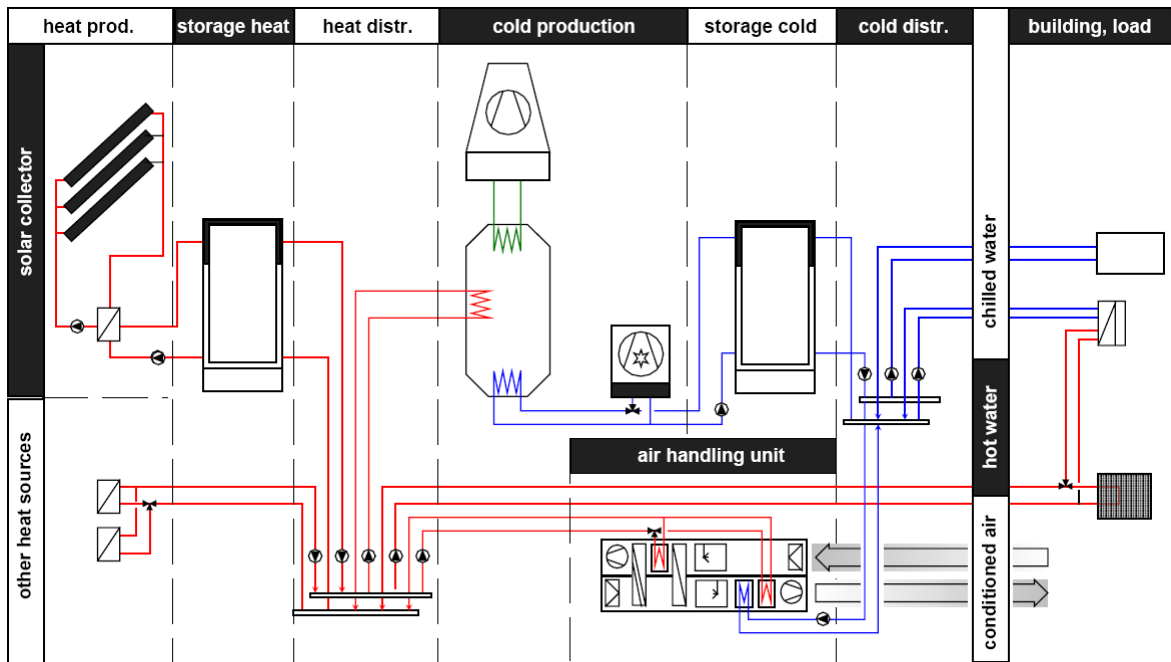


Figura 4.2 Schema generale di un sistema completo comprendente la tecnica deumidificante ed il refrigeratore alimentato termicamente. Sono possibili diverse soluzioni per fornire il raffreddamento nelle aree condizionate: un sistema di ventilconvettori che possono essere usati in estate e in inverno, un sistema di raffreddamento radiante (p.es a soffitti), o un sistema di ventilazione che fornisce aria fresca e deumidificata. Fonte: Fraunhofer ISE.

4.1 Sistemi ad aria

Si supponga che l'installazione di un sistema centralizzato di recupero/ricambio di aria sia fattibile e che il ricambio d'aria richiesto sia sufficiente a coprire tutti i carichi termici, sensibili e latenti. In questo caso, è possibile impiegare un sistema ad aria e non è richiesta alcuna altra apparecchiatura di raffreddamento. Una pre-condizione è un edificio ermetico e ben progettato con misure atte a ridurre la domanda di raffreddamento, come apparecchiature a risparmio energetico, ombreggiamento efficiente, minimizzazione dell'illuminazione artificiale attraverso illuminazione naturale, ventilazione notturna (per esempio, in combinazione con materiali a cambiamento di fase), etc. Un altro esempio è una stanza per seminari con un alto livello di occupazione; in tale stanza, l'ammontare di aria fresca richiesto può essere abbastanza alto da eliminare completamente i carichi sensibili.

Il sito di installazione considerato è in un clima continentale moderato con condizioni di umidità e temperature temperate. Perciò, è utilizzabile un normale ciclo di raffreddamento deumidificante evaporativo (DEC). Il rispettivo percorso decisionale e uno schema di una normale applicazione DEC sono mostrati in figura 4.3. Il sistema a collettori solari termici fornisce il calore per l'unità di rigenerazione della deumidificazione così come anche il supporto per il riscaldamento dell'aria di ricambio invernale. In aggiunta, non mostrato nella figura, il riscaldamento invernale può essere supportato da un sistema di riscaldamento radiante.

Una riserva di calore può essere necessaria per il riscaldamento della stanza in inverno e per fornire un surplus di calore di rigenerazione all'unità di deumidificazione nel caso in cui la potenza dei collettori sia bassa, ma si verifichi ancora necessità di deumidificazione.

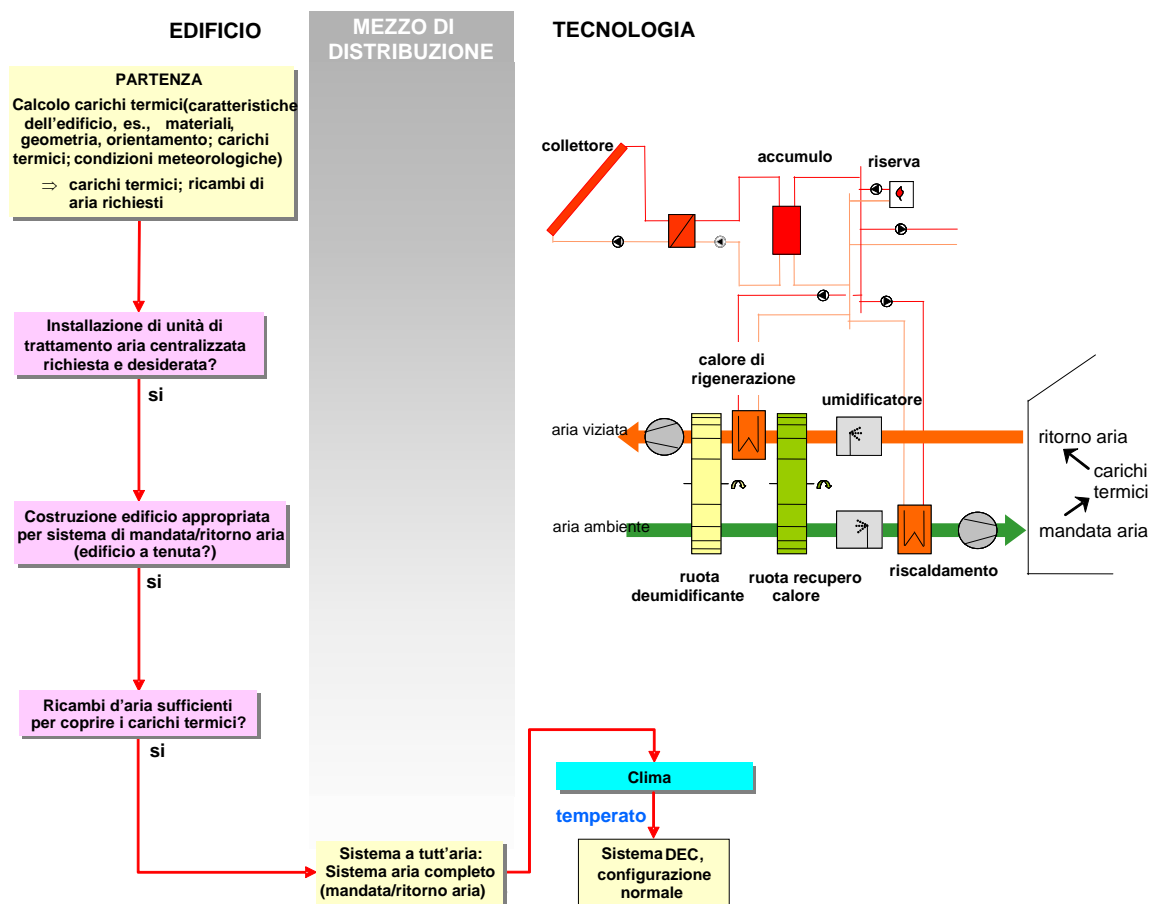


Figura 4.3 Percorso decisionale della configurazione di un normale sistema DEC per climi temperati e corrispondente schema generale del sistema. La configurazione del sistema mostrato riflette il normale schema di un sistema DEC a materiale solido con ruote rotanti di assorbimento, ma può essere presa in considerazione anche per un sistema di raffreddamento deumidificante a liquido. Fonte: Fraunhofer ISE.

In teoria, sono possibili due differenti sistemi di strategia gestionale:

- condizionamento estivo autonomo solare. In questo caso, il calore prodotto dal solare termico è utilizzato per la rigenerazione della unità di assorbimento. Questa modalità gestionale è utilizzabile quando i carichi termici sono causati soprattutto dai guadagni solari e, perciò, l'andamento del carico coincide abbastanza bene con la radiazione solare. Comunque, una perfetta coincidenza non potrà mai essere raggiunta. Conseguentemente, è possibile che si verifichino deviazioni tra le condizioni dell'aria ambiente e quelle desiderate. L'accumulo può coprire la mancanza di energia solare per un certo periodo di tempo. L'accumulo può essere implementato sia con un accumulo di acqua calda, come mostrato in figura 4.3, oppure, nel caso di implementazione con sistemi di raffreddamento deumidificanti a liquido, come accumulo chimico di soluzioni concentrate e diluite;
- condizionamento assistito dal solare. Questa modalità gestionale è richiesta quando i carichi dell'edificio non corrispondono alla disponibilità di energia solare, oppure nel caso in cui le condizioni ambiente debbano soddisfare determinati valori. In questo caso, un sistema integrativo (per esempio, bruciatore a gas, connessione alla rete di teleriscaldamento, etc.) fornisce la garanzia di una gestione continua anche durante i periodi di basso irraggiamento. L'uso dei sistemi integrativi può essere ridotto attraverso sistemi di accumulo, sia di acqua calda sia chimici, come sopra menzionato per i sistemi DEC a liquido.

Per questa tecnologia, collettori piani vetrati di buona qualità, possono generalmente fornire la necessaria temperatura di alimentazione nel campo da 55 °C fino a 70 °C. Nelle applicazioni senza necessità di accumulo di acqua calda (per esempio, DEC a liquido con accumulo interno della soluzione, o con una elevata coincidenza tra il carico e la disponibilità di radiazione), possono essere utilizzati efficacemente anche collettori ad aria. Un esempio di questo sistema di gestione è fornito in [Hinderburg et al., 2005].

Una unità di trattamento aria convenzionale con un sistema di ricambio/recupero dell'aria con riscaldamento e raffreddamento/deumidificazione dell'aria di ricambio è un'ulteriore opzione per i climi temperati, così come anche nei climi più estremi con elevate umidità e temperatura dell'ambiente. In questa configurazione, il calore solare termico è usato per gestire un refrigeratore alimentato termicamente e connesso a uno scambiatore aria/acqua sulla canalizzazione dell'aria di ricambio. Questa soluzione tecnologica è mostrata in Figura 4.4. In questo caso, l'unità di trattamento aria è equipaggiata con un refrigeratore evaporativo sull'aria di ritorno, il quale, in combinazione con l'unità di recupero del calore, permette un pre-raffreddamento dell'aria di ricambio.

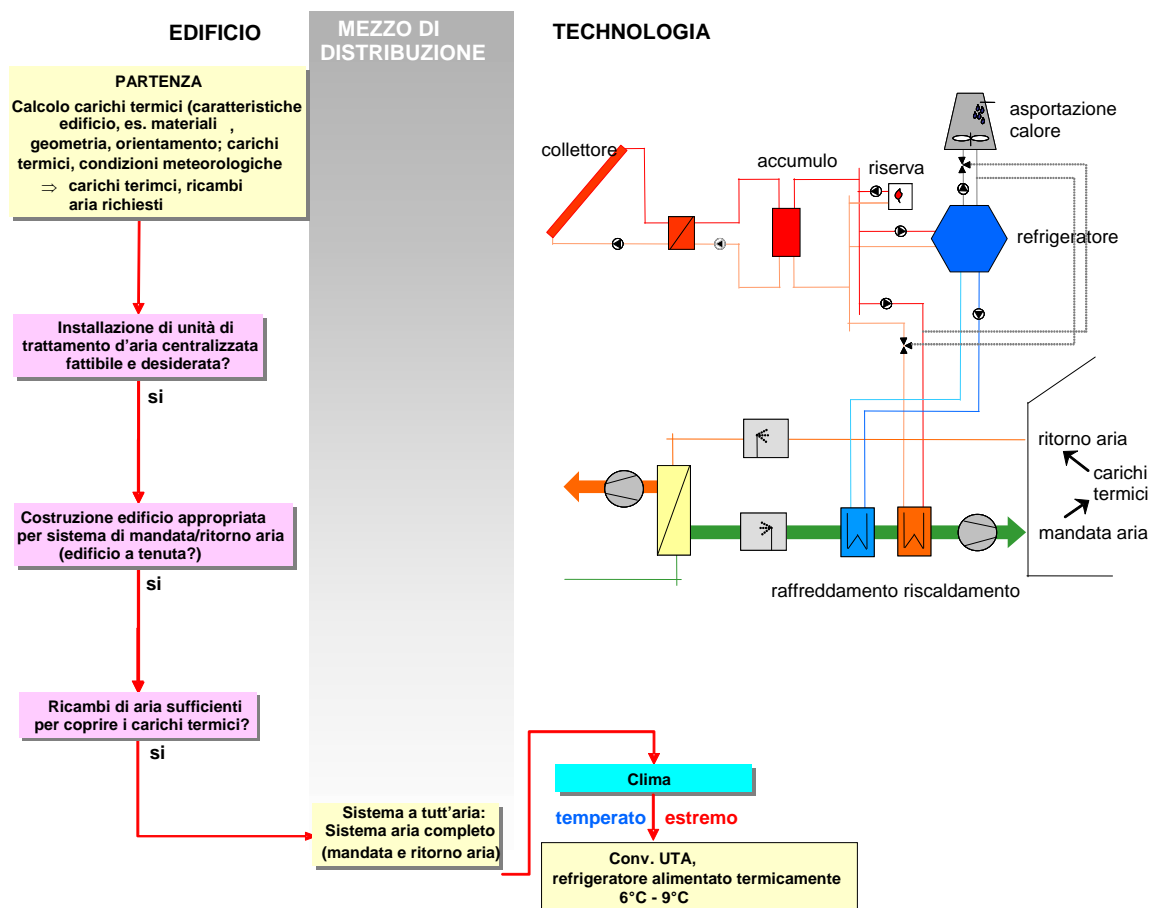


Figura 4.4 Sia in climi temperati che estremi, si può utilizzare una unità di trattamento aria in combinazione con un refrigeratore alimentato termicamente. Il calore solare termico è impiegato per gestire il refrigeratore, che può essere un refrigeratore ad assorbimento o ad adsorbimento. Fonte: Fraunhofer-ISE.

Nelle unità di trattamento aria convenzionali, è spesso richiesto il riscaldamento dell'aria di ricambio simultaneamente dopo la deumidificazione con acqua refrigerata a bassa temperatura nello scambiatore di calore acqua refrigerata/aria, al fine di prevenire temperature dell'aria di ricambio troppo basse (per esempio inferiori a 18 °C). In linea di principio, l'acqua dal circuito di asportazione del calore può essere usata a questo scopo, con il vantaggio che, da un lato, non è

necessario calore addizionale per il post-riscaldamento e, dall'altro, si riduce la domanda di energia per l'asportazione del calore. Questa possibilità è indicata nella figura con la linea grigia tra il circuito di asportazione del calore e il circuito di riscaldamento dell'aria di ricambio.

Secondo la tecnologia del refrigeratore, deve essere effettuata la scelta del tipo di collettore. Nei sistemi con refrigeratore ad assorbimento, possono essere usati sia i collettori piani ad alta efficienza sia i collettori a tubi sottovuoto, dal momento che, in combinazione con un refrigeratore ad assorbimento, i collettori piani di alta qualità possono essere sufficienti. Per la decisione definitiva sul tipo di collettore, devono essere considerate la radiazione disponibile e l'area disponibile.

Nei climi estremi, il normale ciclo DEC aperto spesso non è sufficiente per soddisfare le condizioni richieste dell'aria di ricambio rispetto alla temperatura e all'umidità. Devono essere prese in considerazione diverse configurazioni speciali del ciclo DEC, delle quali una è il ciclo deumidificante evaporativo in combinazione con un sistema ad acqua refrigerata. Una descrizione generale di una possibile configurazione è mostrata in figura 4.5. La deumidificazione è ottenuta con ruote deumidificanti e il ciclo di deumidificazione è mantenuto usando il calore del solare termico per la rigenerazione dell'unità di assorbimento. Il sistema ad acqua refrigerata è usato per una pre-deumidificazione ed un pre-raffreddamento aggiuntivi (lo scambiatore di calore di fronte alla ruota deumidificante) e per un successivo raffreddamento dell'aria di ricambio (il secondo scambiatore di calore sulla linea dell'aria di ricambio). L'acqua refrigerata può essere prodotta sia, per esempio, da un refrigeratore convenzionale a compressione alimentato termicamente sia da un sistema chiuso ad acqua refrigerata alimentato termicamente. Un vantaggio di questa soluzione tecnologica è che l'acqua refrigerata deve essere fornita ad una temperatura più alta (>12 °C), dovuta alla più alta temperatura di rugiada nei climi estremi (per la pre-deumidificazione) e legata alla deumidificazione che è ottenuta con un processo deumidificante alimentato termicamente. Questo determina una favorevole ed efficiente gestione del refrigeratore.

La configurazione di sistema mostrata in figura 4.5 è stata realizzata in un impianto dimostrativo a Palermo. Il calore di rigenerazione in questo caso non è fornito dai collettori solari, ma da una unità di cogenerazione. L'elettricità prodotta alimenta simultaneamente un refrigeratore a compressione, anche se tale sistema potrebbe essere gestito altrettanto bene con calore solare. L'impianto di Palermo e altre possibili speciali configurazioni di sistemi DEC sono discussi più in dettaglio in [Henning ed altri, 2005].

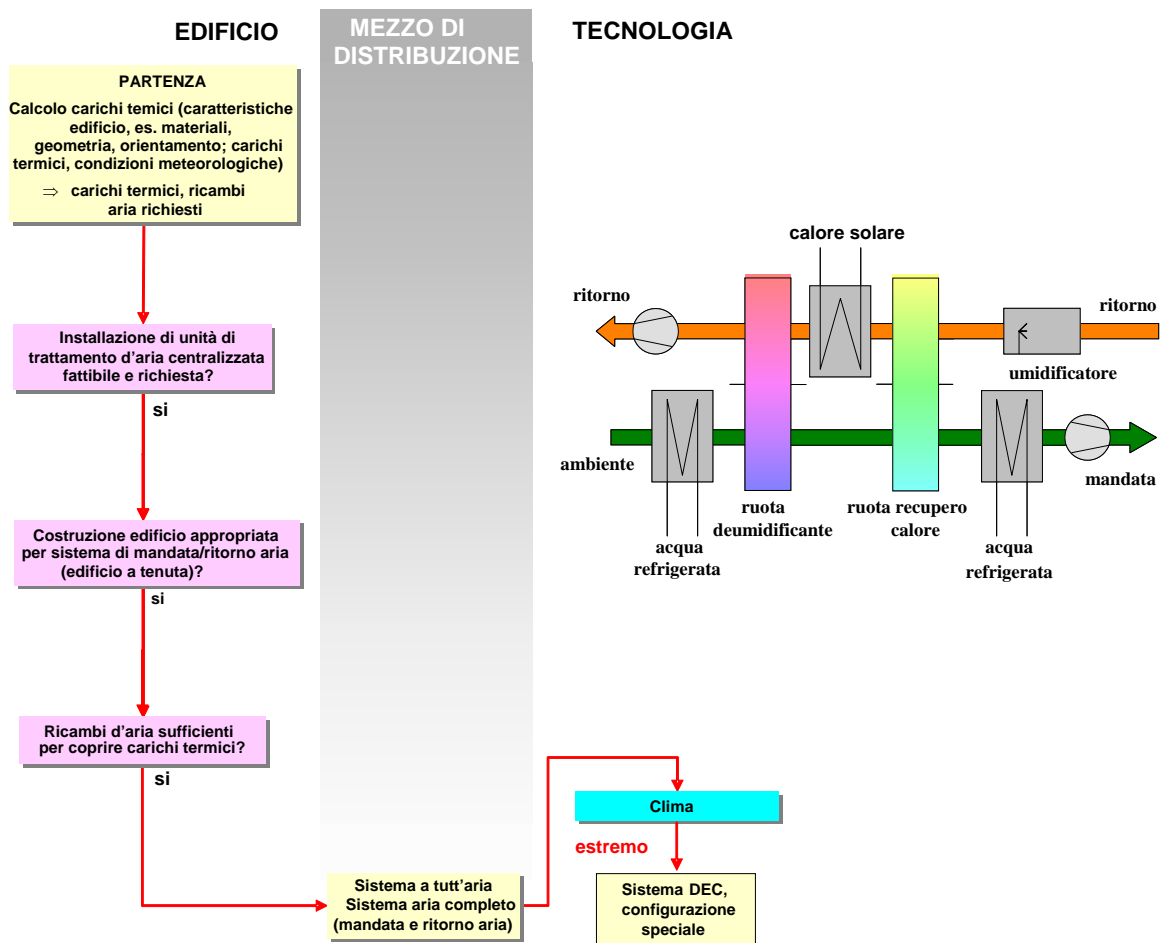


Figura 4.5 Nei climi con elevate umidità ed elevate temperature, può essere necessaria una speciale configurazione, se è incluso un ciclo deumidificante. In questo esempio, la deumidificazione principale è realizzata con un processo di assorbimento alimentato dal solare termico. Le condizioni dell'aria desiderate dell'aria di ricambio possono non essere raggiunte nei climi estremi. Per questa ragione, acqua refrigerata aggiuntiva e acqua refrigerata ad alta temperatura possono essere utilizzate per il pre-raffreddamento, la pre-deumidificazione e per la regolazione finale dell'aria di ricambio alla temperatura di regolazione. Fonte: Fraunhofer-ISE.

4.2 Sistema ad aria + distribuzione di acqua refrigerata

La figura 4.6 mostra il percorso decisionale per le situazioni in cui l'edificio presenta tutti i requisiti per installare un sistema ad aria (ricambio/recupero aria), ma la quota di aria di rinnovo non è sufficiente a rimuovere tutti i carichi sensibili. Questo può essere, per esempio, il caso degli edifici per uffici con una normale occupazione, ma con alti carichi interni a causa degli impianti, di grandi facciate vetrate, ecc. Si assume ancora che l'edificio sia situato in un clima temperato e, perciò, un sistema di raffreddamento evaporativo è sufficiente a rimuovere tutto il calore latente dall'area condizionata. In questo esempio, una normale configurazione DEC può essere applicata in combinazione con una rete ad acqua refrigerata. L'acqua refrigerata serve sia il soffitto raffrescante sia i ventilconvettori (senza necessità di deumidificazione). Questa separazione tra il trattamento dei carichi latenti (con sistema DEC) e trattamento dei carichi sensibili permette una gestione efficiente del refrigeratore, dal momento che l'acqua refrigerata può essere fornita ad alte temperature (tipicamente >12 °C).

Il calore solare termico è usato per fornire il calore di rigenerazione all'unità di assorbimento come, per esempio, ruote deumidificanti. In teoria, è possibile impiegare un sistema a liquido deumidificante, come anche un sistema deumidificante solido a trascinamento. In entrambi i casi, la temperatura richiesta di rigenerazione dai collettori solari è < 75 °C per molti dei materiali usati

nell'unità di assorbimento. Conseguentemente, in molti sistemi un collettore piano di buona qualità è sufficiente per la gestione del sistema.

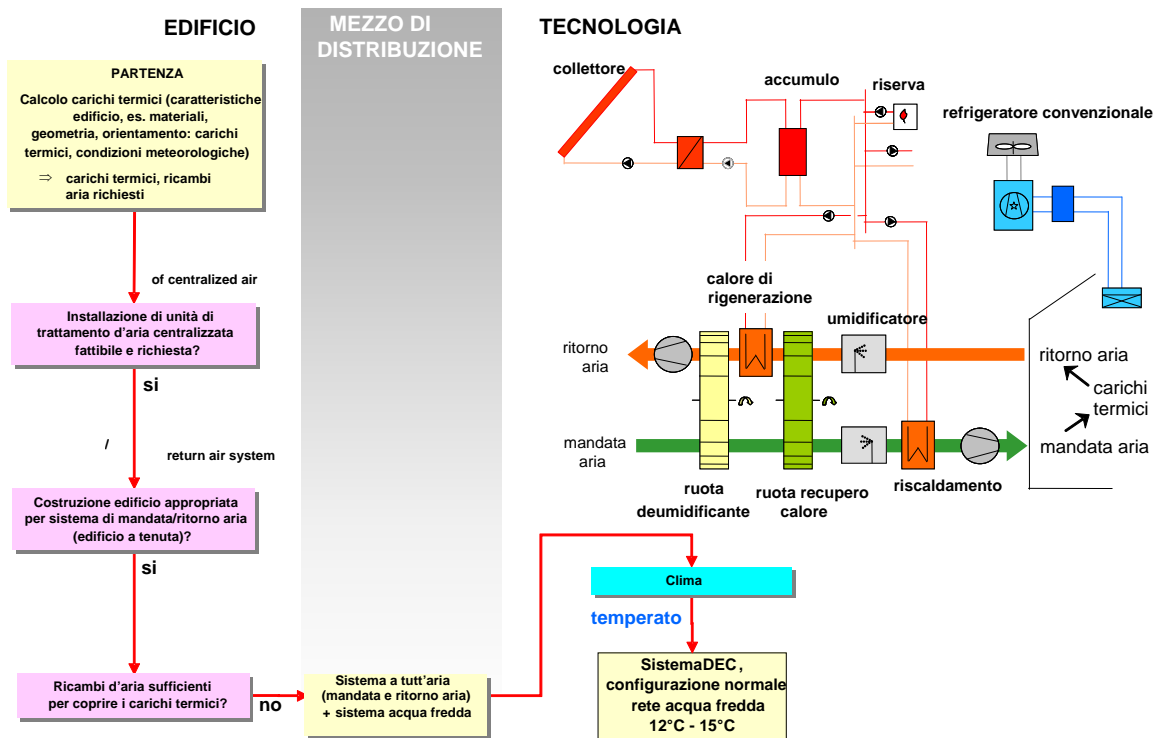


Figura 4.6 In questo schema, è possibile impiegare un sistema ad aria, ma non è sufficiente a coprire tutti i carichi dell'edificio. Nei climi temperati, il carico latente può essere coperto, per esempio, con una normale configurazione DEC e il restante carico sensibile deve essere rimosso con una rete addizionale di acqua refrigerata nell'edificio. In questo esempio, il calore solare termico è la fonte di alimentazione per la gestione del sistema DEC. Fonte Fraunhofer-ISE.

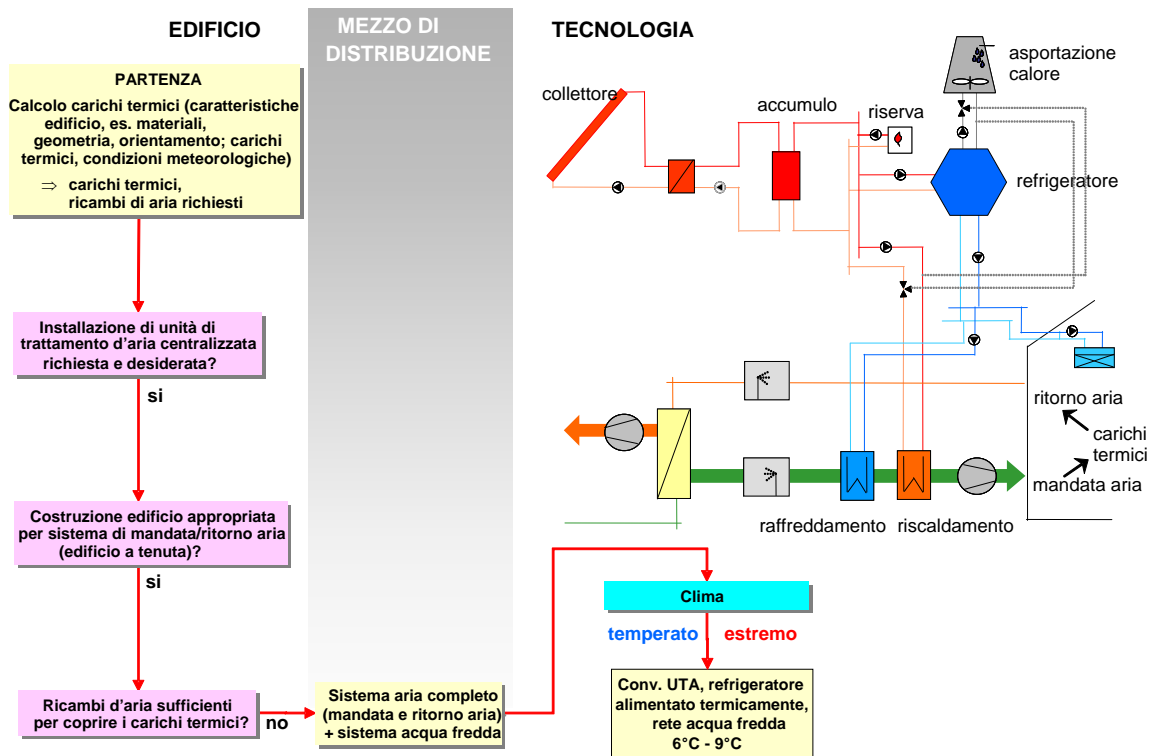


Figura 4.7 In entrambi i climi, temperati ed estremi, possono essere usate unità di trattamento dell'aria convenzionali in combinazione con refrigeratori alimentati termicamente. Il calore solare termico è usato per gestire il refrigeratore, che può essere sia ad assorbimento che ad adsorbimento. In aggiunta alla configurazione mostrata in figura 4.4, l'acqua refrigerata è utilizzata per gestire unità di raffreddamento decentrate (ventilconvettori, soffitti radianti, etc.), dal momento che in questo esempio la portata d'aria non è sufficiente a coprire tutti i carichi sensibili. L'acqua refrigerata deve essere fornita a bassa temperatura per deumidificare l'aria di ricambio. Fonte: Fraunhofer-ISE.

Per lo stesso percorso decisionale, la figura 4.7 presenta una soluzione tecnologica che può essere applicata nei climi temperati come anche nei climi estremi. Viene qui usato un sistema convenzionale di ricambio/recupero dell'aria, mentre il refrigeratore è dotato di alimentazione termica, utilizzando il calore solare. In confronto alla figura 4.4, il sistema di acqua refrigerata è esteso alla rete di distribuzione per mantenere un raffreddamento decentrato, al fine di rimuovere il calore sensibile.

Un'altra possibilità per i climi estremi, per esempio nel Mediterraneo, è una configurazione speciale del ciclo deumidificante, come sopra discusso e mostrato in figura 4.5, ma anche con una rete distributiva di acqua fredda per una rimozione aggiuntiva di calore sensibile. Questa configurazione è mostrata in figura 4.8.

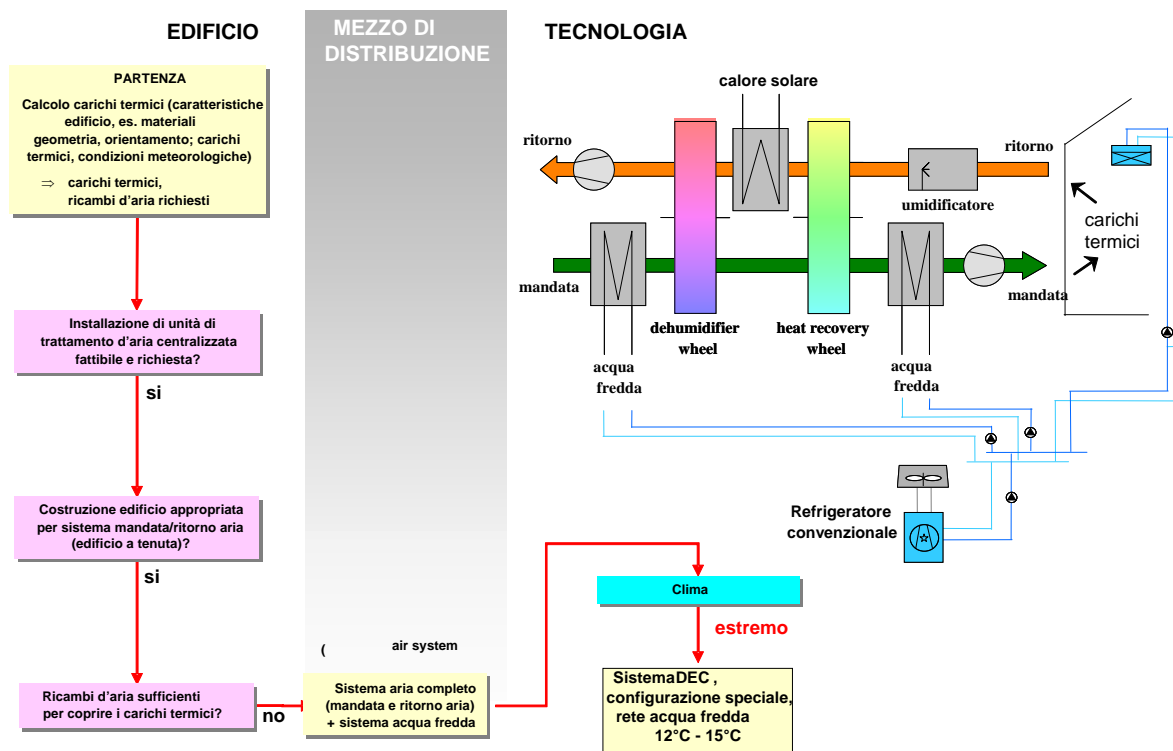


Figura 4.8 L'applicazione di un ciclo deumidificante in una speciale configurazione è possibile nei climi estremi. L'esempio qui presentato è simile alla configurazione della figura 4.5 ma, in aggiunta, una rete distributiva di acqua fredda serve installazioni di raffreddamento decentrate nell'edificio, al fine di estrarre i carichi sensibili rimanenti. La temperatura richiesta dell'acqua refrigerata in questa applicazione è relativamente elevata (tipicamente >12 °C) e, perciò, permette una efficiente produzione di acqua fredda. Il calore solare termico è usato per fornire il calore di rigenerazione alle ruote assorbenti. Fonte: Fraunhofer-ISE.

4.3 Sistema di fornitura aria + distribuzione di acqua fredda

Si ipotizzi di installare una unità centralizzata di trattamento aria. In un edificio non sufficientemente stagno, l'installazione di un sistema di ricambio/recupero dell'aria è problematica, poiché o l'aria esterna rientra nell'edificio (quando la pressione interna è più bassa di quella esterna) o si perde attraverso l'involucro edilizio (quando la pressione interna è maggiore di quella esterna). In tal caso, una unità di trattamento dell'aria dovrebbe essere installata per fornire solo aria di ricambio. L'aria di ricambio è raffreddata e deumidificata e i carichi sensibili non coperti dell'aria di ricambio devono essere eliminati con altri mezzi. Un esempio potrebbe essere un sistema a soffitto radiante.

Il percorso decisionale per tale configurazione e un possibile schema di realizzazione sono mostrati in figura 4.9. Il refrigeratore alimentato termicamente, gestito col calore solare, fornisce l'acqua fredda per l'unità di trattamento aria e per le installazioni di raffreddamento decentrate attraverso una rete di distribuzione. La deumidificazione è realizzata nell'unità di trattamento aria. Perciò, la temperatura dell'acqua fredda deve essere sufficientemente bassa. Ovviamente, l'acqua fredda inviata, per esempio, al soffitto radiante deve essere miscelata con acqua a più alta temperatura per mezzo di valvole di controllo. In generale, è anche possibile utilizzare il ritorno di acqua fredda dall'unità di trattamento aria come mandata per il soffitto radiante, ma lo schema idraulico è più complesso e, perciò, non mostrato in figura. La tecnologia mostrata in figura 4.9 è applicabile sia ai climi temperati sia a quelli estremi.

In questa soluzione, possono essere usati sia refrigeratori ad assorbimento sia ad adsorbimento. La scelta del refrigeratore è soggetta a un più dettagliato processo di progettazione che prenda in considerazione l'andamento del carico di raffreddamento, gli esatti livelli di temperatura richiesti per l'acqua refrigerata, i costi, etc. Come fonte di alimentazione sono richiesti almeno collettori piani di alta qualità.

Secondo la struttura di carico e i requisiti per l'aria interna, è possibile, durante l'estate, una gestione del raffreddamento solare termico autonomo oppure si rende necessario un sistema integrativo per supportare il raffreddamento.

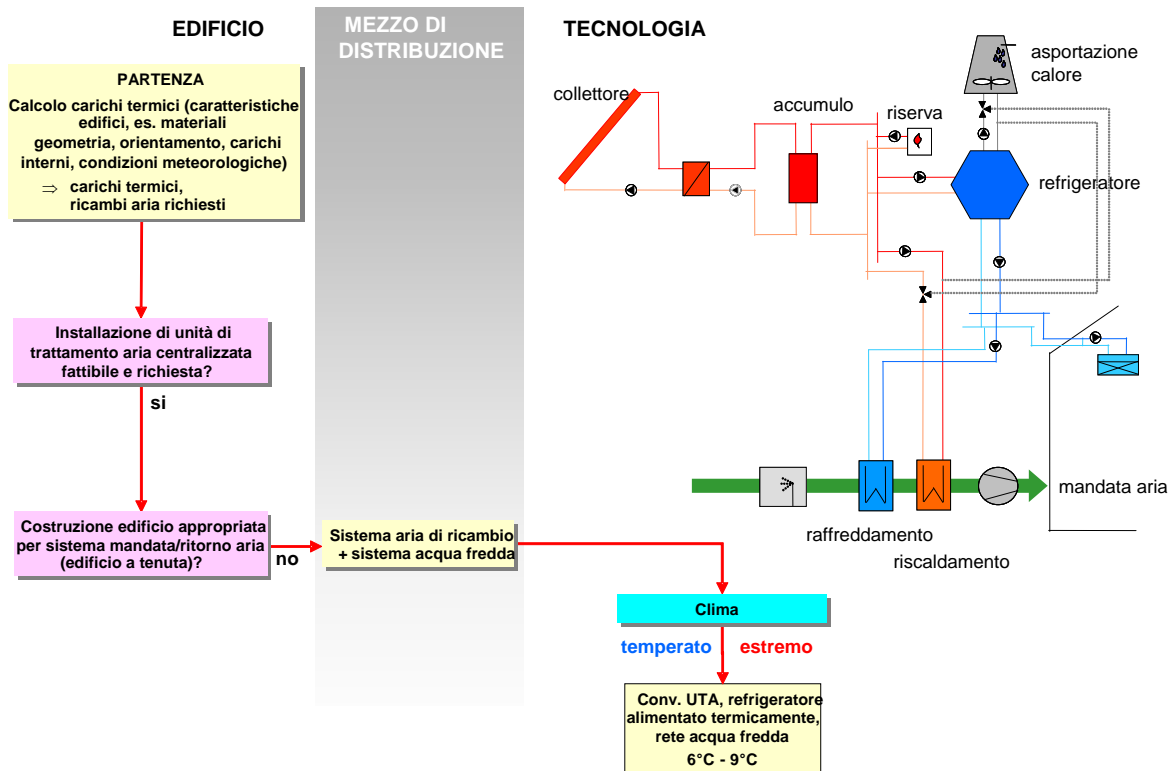


Figura 4.9 In questo esempio, è possibile l'installazione solo di un sistema di ricambio dell'aria per ragioni legate alla qualità dell'edificio oppure per lo spazio limitato disponibile per il sistema di trattamento dell'aria. Un ciclo deumidificante evaporativo non è allora applicabile. Il raffreddamento dell'aria di ricambio, la deumidificazione e, se richiesto, un raffreddamento aggiuntivo, per esempio con soffitto radiante, sono realizzati attraverso un refrigeratore alimentato termicamente. Fonte: Fraunhofer-ISE.

4.4 Sistemi ad acqua

Nel caso che l'installazione di una unità centralizzata di trattamento dell'aria non sia fattibile o non sia desiderabile, l'unica soluzione tecnica di utilizzo dell'energia solare termica per il condizionamento dell'aria dell'edificio è l'installazione di un refrigeratore alimentato termicamente per fornire acqua fredda alla rete distributiva. Un esempio potrebbe essere un edificio per uffici o un grande edificio residenziale che non disponga dello spazio necessario per l'installazione del sistema di canalizzazione. Indipendentemente dalle condizioni climatiche, è richiesta una bassa temperatura per l'acqua fredda (approssimativamente tra 6 °C e 9 °C), al fine di permettere la deumidificazione dell'aria nel sistema dei ventilconvettori. Questa soluzione tecnica è mostrata in figura 4.10. La fonte di alimentazione per il refrigeratore è un sistema di collettori solari. Sono richiesti almeno collettori solari piani di alta qualità per fornire calore al

refrigeratore, che può essere sia ad assorbimento che ad adsorbimento. Quando possibile, i guadagni solari dovrebbero essere usati in inverno per il riscaldamento sia negli stessi ventilconvettori sia in unità interne separate. L'uso del calore solare in inverno è altamente raccomandato per tutti gli esempi precedentemente mostrati, dovunque vi sia domanda di riscaldamento, anche se le figure presentate sono orientate maggiormente alla gestione estiva dell'impianto di condizionamento.

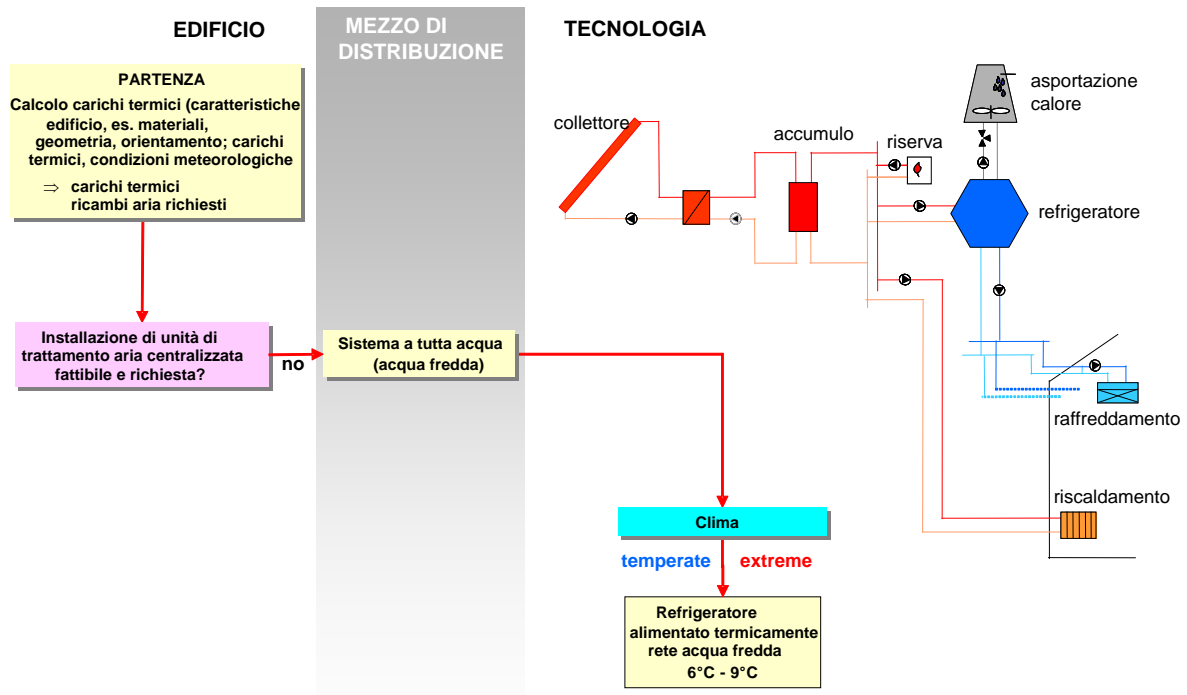


Figura 4.10 Percorso decisionale per un sistema ad acqua e possibile soluzione tecnica. In questo esempio, non è richiesta o non è fattibile una unità di trattamento dell'aria. Un refrigeratore alimentato termicamente è una soluzione per gestire la rete di acqua refrigerata e per usare il calore solare termico come fonte di alimentazione. Fonte: Fraunhofer-ISE.

Bibliografia

[IEA-SHC Task 25]

Solar-Assisted Air-Conditioning of Buildings. Task 25 in the Solar Heating and Cooling Programme of the International Energy Agency (IEA). Completed in 2004.

<http://www.iea-shc-task25.org/>

[Henning, 2004]

Hans-Martin Henning: Decision scheme for the selection of the appropriate technology using solar thermal air-conditioning. Guideline document in IEA Task 25, October 2004.

[Hindenbuv et al., 2005]

Carsten Hindenburg, Lena Schnabel, Thorsten Geucke: Solar desiccant cooling system with solar air collectors – four years of operation with 100% solar fraction in summer. Proceedings of the International Conference Solar Air Conditioning. October 2005, Bad Staffelstein, Germany.

[Henning et al., 2005]

Hans-Martin Henning, Tullio Pagano, Stefano Mola, Edo Wiemken: Micro tri-generation for indoor air conditioning in the Mediterranean climate. Applied Thermal Engineering 27 (2007), 2188-2194.

5. Impianti di piccola taglia: gli schemi più ricorrenti

La maggior parte degli impianti realizzati fino al 2005 sono di media o grande taglia. Ciò è dovuto all'indisponibilità, fino ad allora, di refrigeratori alimentati termicamente sotto i 35 kW. Tutti i sistemi venivano progettati ad hoc e non esistevano schemi standard per la parte idraulica, né per la regolazione. Per questo motivo, quasi ogni impianto presenta uno schema diverso e specifico.

È evidente, invece, che la diffusione del solar cooling sul mercato richiede una maggiore standardizzazione degli schemi idraulici. È inoltre necessario ridurre al minimo gli oneri legati alla progettazione di impianti di piccola taglia. Ciò richiede, a sua volta, un elevato preassemblaggio del sistema, definendo schemi idraulici e componenti standard (refrigeratori, tubazioni, pompe, valvole, componentistica di sicurezza, sistema di raffreddamento, controllo, ecc.); è auspicabile, inoltre, fornire adeguate linee guida riguardo la tipologia e il dimensionamento del campo collettori e del sistema di integrazione, nel caso in cui questi componenti non fossero inclusi del pacchetto.

Lo studio degli schemi d'impianto più appropriati è tuttora in corso, anche all'interno del gruppo di lavoro IEA SHC Task 38. Ciò nonostante, alcuni produttori offrono già sistemi di solar cooling completi. In questo capitolo verranno mostrati e discussi alcuni schemi d'impianto. Non è possibile, però, fornire schemi completi di tutti i componenti idraulici.

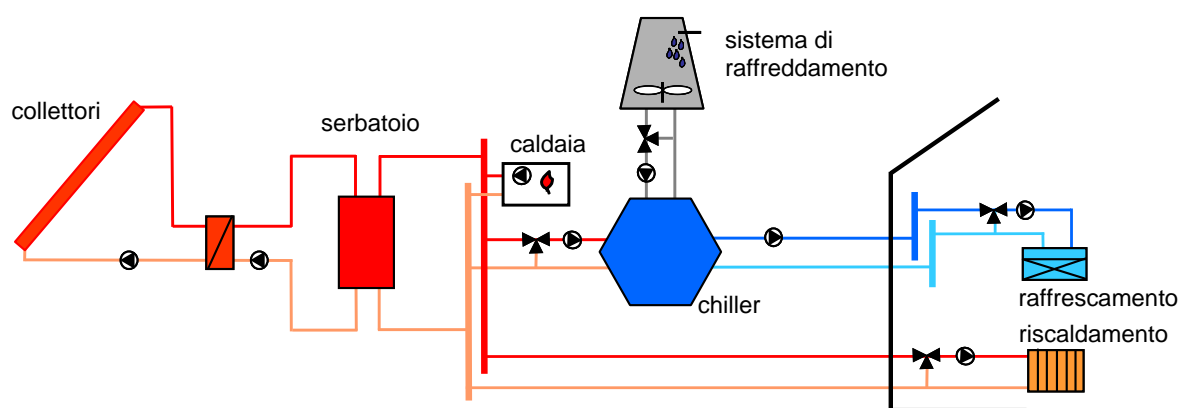


Figura 5.1 Schema idraulico di un sistema di un sistema di solar cooling per la produzione di acqua refrigerata. Fonte: Fraunhofer ISE.

In figura 5.1 è mostrato uno schema di base per un sistema di solar cooling di piccola taglia, comprensivo dei componenti più importanti. Le principali caratteristiche sono:

- non è previsto alcun bypass del serbatoio caldo. Il vantaggio di questo schema sta nell'utilizzo del serbatoio, che viene sempre impiegato come volano termico, separando la portata nel circuito solare da quella nel refrigeratore. Questo schema è poco complesso e richiede un semplice controllo per il carico/scarico del serbatoio. Uno svantaggio è rappresentato dall'elevata inerzia termica del sistema in caso di basse temperature nel serbatoio: esso deve essere prima caricato, a scapito della velocità di reazione del sistema.
- La caldaia è installata separatamente e non riscalda il serbatoio. Vantaggi: elevato grado di utilizzo del campo collettori; inoltre il serbatoio può essere anche utilizzato per riscaldamento ambienti e preparazione di acqua calda sanitaria (opzione non mostrata in

figura), senza ripercussioni negative sul funzionamento del refrigeratore (vedi capitolo 3). La caldaia può anche funzionare, in casi eccezionali, ad elevate temperature interne, lontane dalle condizioni di comfort, per esempio quando non è disponibile una sufficiente potenza solare. Svantaggio: la potenza della caldaia deve essere maggiore rispetto al caso di caldaia integrata nel serbatoio; c'è anche una maggiore instabilità della temperatura dell'acqua calda. Il successo degli impianti combinati (per la preparazione di acqua calda e riscaldamento ambienti) in alcuni paesi europei è legato alla disponibilità di sistemi compatti pre-assemblati, nei quali il serbatoio solare con caldaia integrata ricopre un ruolo centrale.

- Valvola miscelatrice nel circuito del refrigeratore: la necessità di questo componente dipende dalla strategia di controllo del refrigeratore. In generale, ha la funzione di controllare la potenza del refrigeratore limitando la temperatura di alimentazione. In alcuni refrigeratori, questa funzionalità è integrata nella macchina stessa. In alternativa, è possibile inserire un controllo della portata nel circuito di alimentazione del refrigeratore.
- Fornitura diretta di acqua refrigerata all'utenza: in figura 5.1 non è previsto alcun serbatoio di acqua refrigerata. Il refrigeratore lavora quando è disponibile energia solare e quando esiste la necessità di raffrescare gli ambienti. A seconda del tipo di controllo e di operazione dei terminali di raffrescamento, può verificarsi spesso funzionamento a regime parziale; è inoltre possibile lo spegnimento del refrigeratore in periodi di bassa richiesta di freddo. Un serbatoio di acqua refrigerata può migliorare il funzionamento: la produzione di acqua refrigerata, infatti, risulta parzialmente disaccoppiata dalla richiesta e il refrigeratore può lavorare più spesso alla potenza nominale. In questo modo è sempre possibile utilizzare l'energia solare per la produzione di acqua refrigerata, che può essere immagazzinata anche in assenza di richiesta. Va infatti considerato che è più efficiente immagazzinare acqua refrigerata, piuttosto che acqua calda. Svantaggio: costo d'investimento più elevato per il serbatoio di acqua refrigerata e per l'idraulica aggiuntiva (pompe e controllo).

Il progetto Solar Combi+ [SolarCombi+, 2008], co-finanziato dalla Commissione Europea nell'ambito del programma Intelligent Energy Europe della EACI, ha realizzato studi di casi tipo per sistemi di solar cooling di piccola taglia; grazie ad accurate simulazioni sono state calcolate le prestazioni annue dei sistemi selezionati. All'inizio dello studio sono state definite le configurazioni da studiare. Una prima conclusione è che non esiste, tra i partner del progetto, un accordo sulle soluzioni impiantistiche migliori. Data infatti l'ampia gamma di approcci utilizzati fino ad ora e dato il basso numero di impianti ad oggi realizzati, non è possibile individuare le soluzioni preferibili. Le normative nazionali, inoltre, possono influenzare le scelte impiantistiche: si pensi, per esempio, alla Spagna, dove le leggi nazionali vietano l'integrazione diretta della caldaia nel serbatoio di acqua calda.

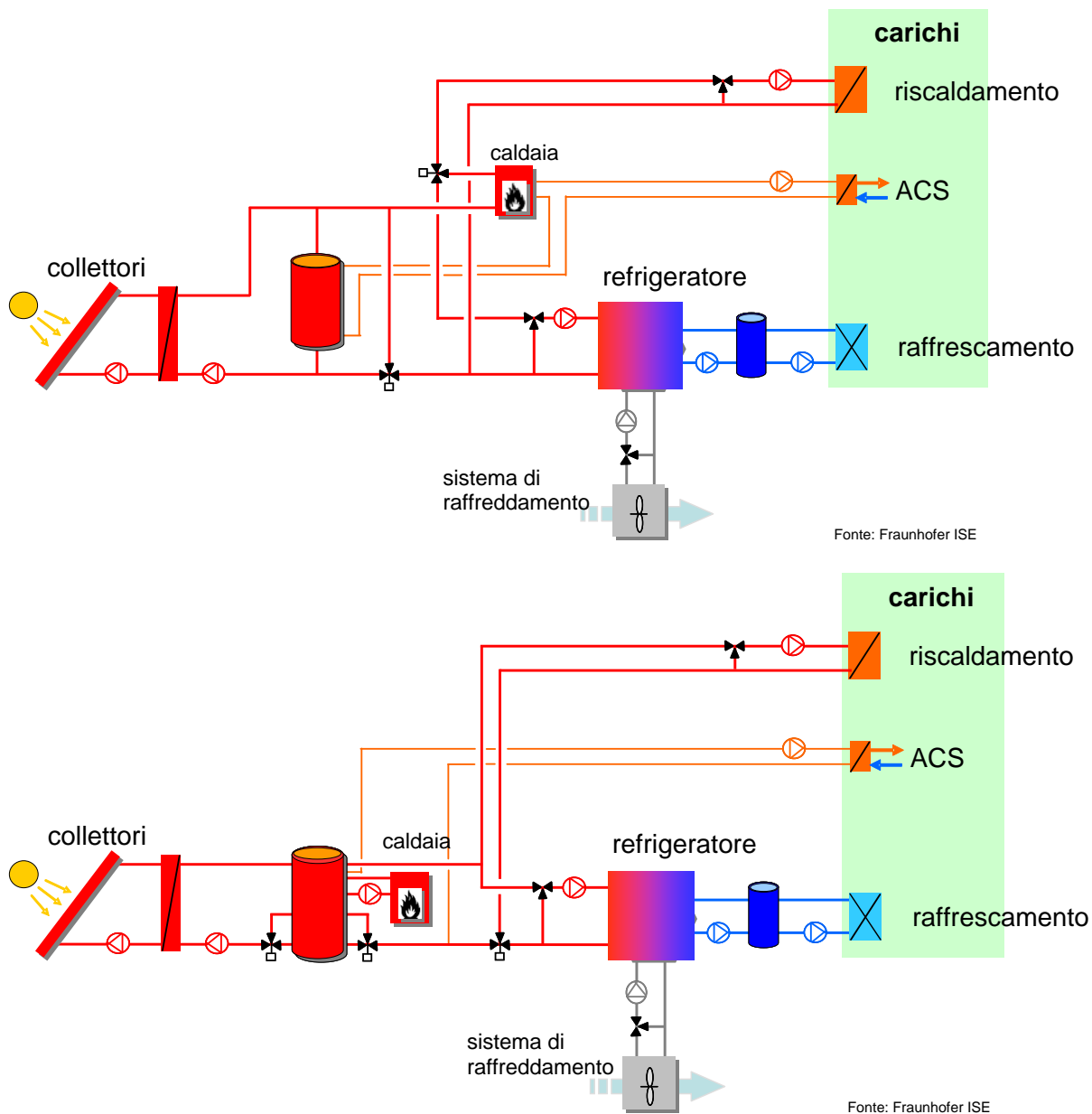


Figura 5.2a (in alto) e 5.2b (in basso) Due schemi d'impianto per impianti di solar cooling di piccola taglia studiati nell'ambito del progetto SolarCombi+. Questi schemi sono analizzati in dettaglio nel testo. Fonte: Fraunhofer ISE.

Sono comunque stati individuati due schemi di riferimento, che sono presentati nelle figure 5.2a e 5.2b. In entrambi i casi si assume che la domanda di riscaldamento e di condizionamento non debbano essere soddisfatte contemporaneamente, ipotesi realistica nel caso di edifici medio-piccoli.

Nello schema 5.2a la caldaia ausiliaria è separata dal circuito collettori. Sono possibili le seguenti modalità operative:

- I. riscaldamento degli ambienti e preparazione di acqua calda sanitaria attraverso la caldaia; non è disponibile sufficiente energia solare. Il ritorno freddo dallo scambiatore ACS passa attraverso il serbatoio tampone solare per essere riscaldato (o preriscaldato) dall'energia solare. Il refrigeratore è spento;

- II. Integrazione al riscaldamento ambienti tramite solare termico: può essere prelevata acqua calda dal serbatoio e, se necessario, riscaldata fino alla temperatura fissata, oppure può essere utilizzato direttamente il calore proveniente dai collettori. Ciò dipende dal controllo delle pompe del circuito solare. Come nel punto I, il refrigeratore è spento.
- III. In modalità estiva, il refrigeratore è in funzione. Per consentirne il rapido avviamento, il serbatoio viene bypassato grazie all'avvio simultaneo della pompa del circuito del refrigeratore e delle pompe primaria e secondaria del circuito solare. Se il circuito solare non è sufficientemente caldo, interviene la caldaia. È comunque consigliabile porre molta attenzione alle raccomandazioni elencate nel capitolo 3, relativamente all'utilizzo della caldaia.
- IV. Quando il circuito solare è spento e quello del refrigeratore è in funzione (blocco delle pompe solari), il calore solare viene prelevato dal serbatoio e, se necessario, ulteriormente riscaldato nella caldaia (ancora una volta di consiglia di leggere attentamente le raccomandazioni del capitolo 3).

Il sistema di bypass del serbatoio di acqua calda complica notevolmente lo schema idraulico e la strategia di controllo. Si rende quindi necessaria un'appropriata regolazione, al fine di ottenere un utilizzo efficiente del serbatoio, che comporta elevati costi d'investimento. Ciò nonostante, alcuni produttori e alcuni gruppi di lavoro promuovono questa soluzione. L'acqua calda fluisce sempre all'interno dello scambiatore di calore della caldaia, anche quando questa risulti spenta, aumentando così le perdite di carico.

Nello schema di figura 5.2b, il serbatoio di acqua calda è sempre in funzione, essendo il cuore del sistema di distribuzione; il sistema di integrazione è installato all'interno, oppure collegato al serbatoio. Questa soluzione, che semplifica l'installazione, viene utilizzata frequentemente negli impianti solari combinati, che sono spesso pre-assemblati. È questo uno dei motivi che ha accelerato lo sviluppo di questa tecnologia. Oltre ai vantaggi legati all'installazione, l'idraulica dello schema 5.2b risulta meno complessa di quella del 5.2a e il campo collettori è indipendente dal funzionamento delle altre parti del sistema.



Figura 5.3 *Idea di base per un sistema di controllo del calore, quando la caldaia è integrata nell'accumulo di acqua calda, ma non si prevede una integrazione del calore di alimentazione del refrigeratore. Il livello operativo della caldaia è al di sotto di quello del circuito di alimentazione dei refrigeratore. Durante l'inverno, quando il refrigeratore non è attivo, il campo operativo di temperature per la caldaia può essere spostato verso livelli più alti, qualora necessario. Fonte: Fraunhofer ISE.*

L'integrazione di una caldaia all'interno del serbatoio in un impianto di solar cooling, tuttavia, richiede molta attenzione relativamente al bilancio di energia primaria, che viene esposto nel capitolo 3. In sintesi, la caldaia non deve riscaldare il serbatoio ACS durante la stagione di condizionamento, quando tale acqua calda viene utilizzata direttamente quale fonte di alimentazione del refrigeratore. Ciò richiede che il campo operativo tra le temperature dell'ACS e quelle del refrigeratore siano chiaramente separate per il controllo della caldaia. In figura 5.3 è riportata una simile strategia di controllo: la caldaia lavora in modalità ACS ad una temperatura, per esempio, di 65 °C, mentre il refrigeratore richiede almeno 70 °C. Il calore aggiuntivo deve quindi essere fornito dal sistema solare. Anche durante il funzionamento del refrigeratore, la

temperatura di ritorno al serbatoio è maggiore (per esempio pari a 60 °C) del limite di accensione della caldaia per la preparazione di ACS.

In caso di utilizzo di tecnologia ad adsorbimento, il recupero di calore rappresenta un argomento di grande interesse: nel processo di adsorbimento esiste, durante la conversione idraulica tra adsorbimento e desorbimento (vedi capitolo 2), un breve periodo di recupero di calore tra i due comparti del refrigeratore (che dura, tipicamente, 15 secondi).

Ne deriva una breve, ma evidente fluttuazione della temperatura dell'acqua calda di ritorno dal circuito del refrigeratore. In figura 4, per esempio, sono riportati i livelli di temperatura monitorati in un sistema ad adsorbimento. Tali fluttuazioni determinano talvolta l'utilizzo di funzioni aggiuntive nel sistema di controllo. Una misura efficace consiste nell'utilizzo di un serbatoio per appianare le oscillazioni della temperatura. A questo scopo, può essere utilizzato lo stesso serbatoio di acqua calda, oppure un serbatoio dedicato, installato sulla linea di ritorno.

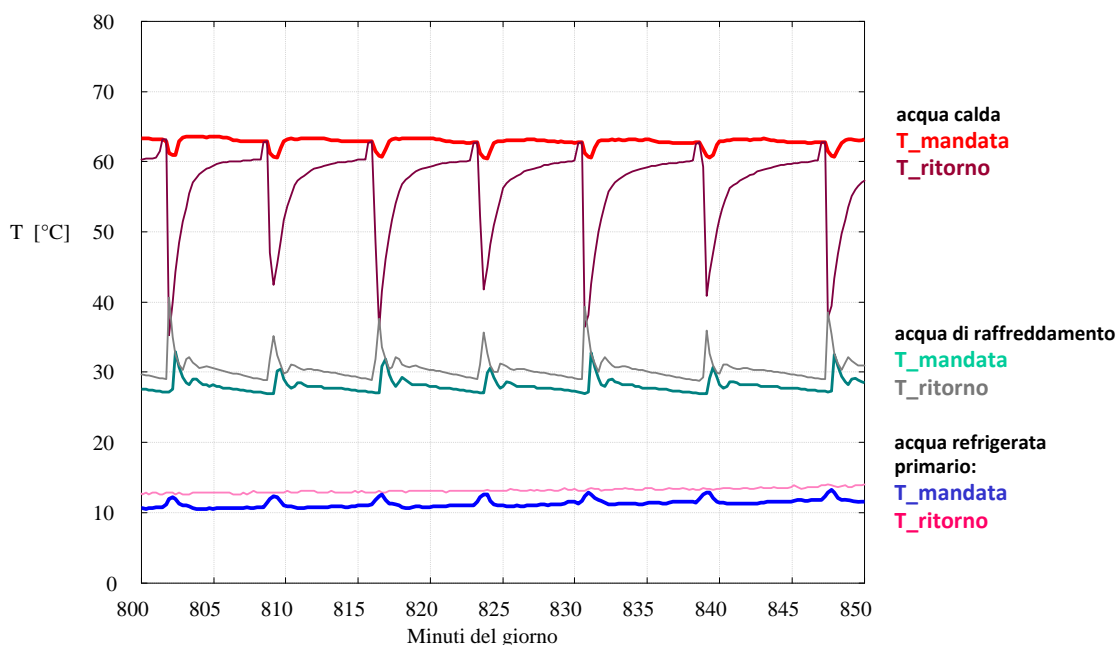


Figura 5.4 Tipiche fluttuazioni di temperatura nel circuito idraulico di un sistema ad adsorbimento. In particolare, le fluttuazioni delle temperatura dell'acqua calda devono essere considerate nel sistema di controllo. Fonte: Fraunhofer ISE.

Ad oggi, il numero di differenti configurazioni di impianto è simile al numero degli impianti esistenti, a testimonianza della mancanza di standard progettuali e di sistemi predefiniti. I produttori di sistemi di solar cooling sono ben consapevoli dei benefici di configurazioni standard a livello di costi e di affidabilità, soprattutto per sistemi di piccola taglia. Sviluppi in questo senso possono essere seguiti sui siti web di alcuni produttori: SolarNext /www.solarnext.de/, SOLution /www.sol-ution.com/, or ClimateWell /www.climatewell.com/.

Nell'ambito del progetto High-Combi, sono disponibili le configurazioni dettagliate di tre sistemi di solar cooling [High-Combi, 2008]. In questo progetto verranno installati tre sistemi con differenti peculiarità innovative. In figura 5.5 si può esaminare la configurazione del sistema più piccolo, equipaggiato con un refrigeratore Rotartica Solar 7 (4,5 kW di potenza frigorifera).

Nel catalogo SOLAIR di impianti realizzati, inoltre, sono disponibili altri esempi di schemi di impianto [SOLAIR, 2008].

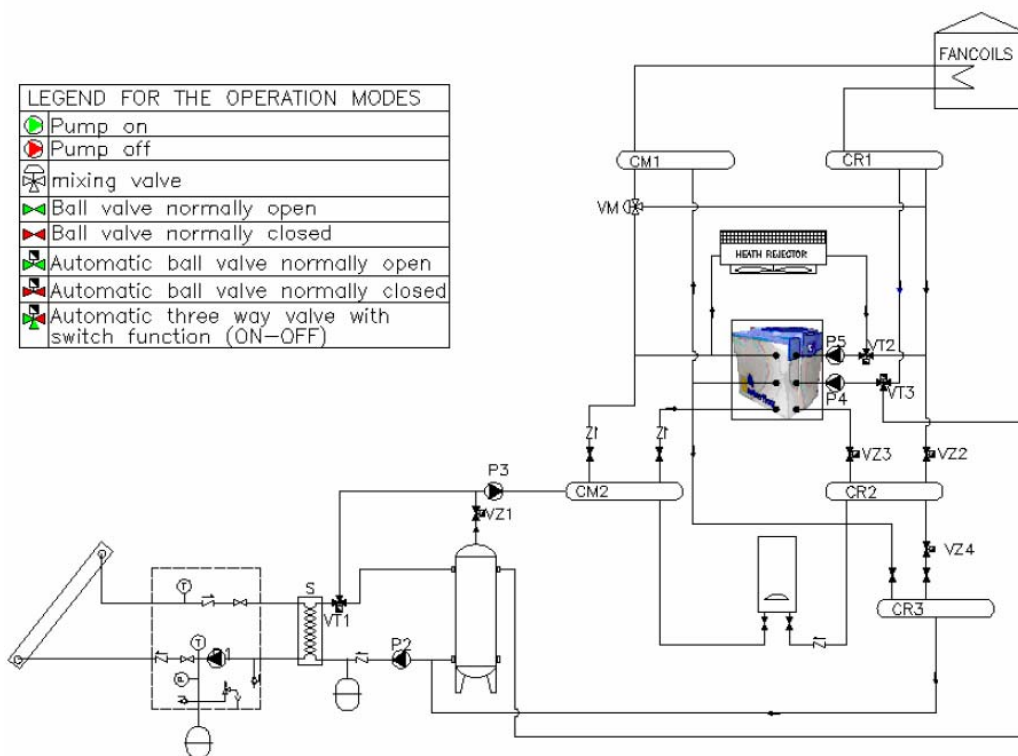


Figura 5.5 Schema di uno degli impianti High-Combi, realizzato con un refrigeratore Rotartica Solar 7. Fonte: Consegnabile D6 'State of the art of similar applications' del progetto High-Combi [High-Combi, 2008]

Bibliografia

[SolarCombi+, 2008]

Identification of most promising markets and promotion of standardised system configurations for the market entry of small scale combined solar heating & cooling applications (SOLAR COMBI+). Supported in the Intelligent Energy Europe Programme of the European Commission. EIE/07/158/S12.466793. Duration: until 02/2010. www.solarcombiplus.eu

[High-Combi, 2008]

High solar fraction heating and cooling systems with combination of innovative components and methods (High-Combi). Task 2, Deliverable 6: State of the art of similar applications, July 2008. Supported by the European Commission. TREN/07/FP6EN/S07.68923/038659. Duration: until 2009. www.highcombi.eu.

[SOLAIR, 2008]

Increasing the market implementation of solar air-conditioning systems for small and medium applications in residential and commercial buildings. Task 2.2 / Best Practice Catalogue, June 2008. Supported in the Intelligent Energy Europe Programme of the European Commission. EIE/06/034/S12.446612. Duration: until 12/2009. www.solair-project.eu

6 Raccomandazioni sul monitoraggio e sulla qualità dei sistemi

Con poche centinaia di impianti realizzati in tutto il mondo, la tecnologia del solar cooling può ancora essere considerata nella sua fase iniziale. Per supportarne la diffusione, è quindi importante divulgare informazioni sui benefici e sull'efficienza dei sistemi esistenti. Il monitoraggio ha un ruolo cruciale nel dimostrare il potenziale del solar cooling, testimoniandone il contributo al risparmio di energia primaria e diffondendo informazioni utili al corretto funzionamento dei sistemi, migliorandone l'economicità.

Poiché i sistemi di solar cooling sono più complessi di quelli solari termici convenzionali, è necessario approfondire maggior impegno nel monitoraggio. Il numero e il posizionamento dei punti di monitoraggio dipende dall'interesse dello specifico impianto. Approssimativamente, è possibile individuare i seguenti livelli di monitoraggio:

- **Controllo funzionale base:** stato di funzionamento del sistema, al fine di individuare i principali problemi. Questo tipo di monitoraggio fornisce informazioni sull'affidabilità dell'impianto solare e degli altri componenti principali, allo scopo di evitare i più significativi malfunzionamenti e scongiurare il funzionamento indesiderato del sistema di integrazione. Non vengono fornite informazioni circa le prestazioni del sistema. In particolare, non è possibile trarre conclusioni in merito al funzionamento del refrigeratore (a meno che il refrigeratore stesso non sia dotato di funzioni proprie).
- **Valutazione base delle prestazioni globali:** vengono forniti dati complessivi sull'energia termica in uscita dal sistema, sulla produzione di energia frigorifera, sul calore ausiliario, sul consumo elettrico. È possibile realizzare un bilancio energetico semplice e stimare i benefici in termini di energia primaria e CO₂ rispetto ad un sistema di riferimento. È anche possibile calcolare dati economici d'impianto.
- **Analisi dettagliata di sistema:** vengono raccolti dati di monitoraggio ad alta risoluzione temporale per tutti i principali circuiti idraulici; sono inoltre disponibili misuratori per la radiazione e per l'energia elettrica consumata, oltre a segnali di posizione delle valvole. In questo modo è possibile calcolare l'efficienza dei singoli componenti e tracciare i flussi energetici all'interno del sistema. È possibile ottenere i dati di cui ai punti sopra, anche per differenti intervalli temporali. Inoltre, questo livello di monitoraggio permette di identificare eventuali punti deboli del sistema di controllo e, quindi, di ottimizzare il sistema.

Numerosi impianti sono oggi monitorati dettagliatamente. Si tratta di una scelta costosa, sia in termini di costo della strumentazione, sia di tempo investito nella raccolta e valutazione dei dati. Poiché, generalmente, il costo è indipendente dalla taglia del sistema, è evidente che il monitoraggio dettagliato non è destinato a divenire uno standard per piccoli impianti. Si tratta, tuttavia, di un'attività molto utile ai fini dello sviluppo dei sistemi di solar cooling.

La figura 6.1 mostra un esempio dei requisiti minimi di monitoraggio, necessari ai fini del confronto energetico con un sistema di riferimento. Per eseguire un'analisi più dettagliata dell'impianto di solar cooling, è necessario monitorare anche i flussi energetici tra singoli componenti (figura 6.1c).

In figura 6.2 è riportato un altro esempio dei segnali necessari per un monitoraggio dettagliato. Il sistema di ventilazione non viene monitorato, poiché, in questo caso, l'attenzione è posta sul sistema di produzione dell'acqua refrigerata. Ogni punto di monitoraggio Q è composto da due segnali di temperatura e uno di portata. Ai fini di un monitoraggio dettagliato, infatti, oltre al flusso termico, è interessante conoscere la temperatura assoluta e la portata. Esistono inoltre altri sensori, non segnati in figura, dedicati all'individuazione di malfunzionamenti: essi monitorano,

fra l'altro, la posizione della valvola a tre vie, registrano il segnale di funzionamento della pompa, etc.

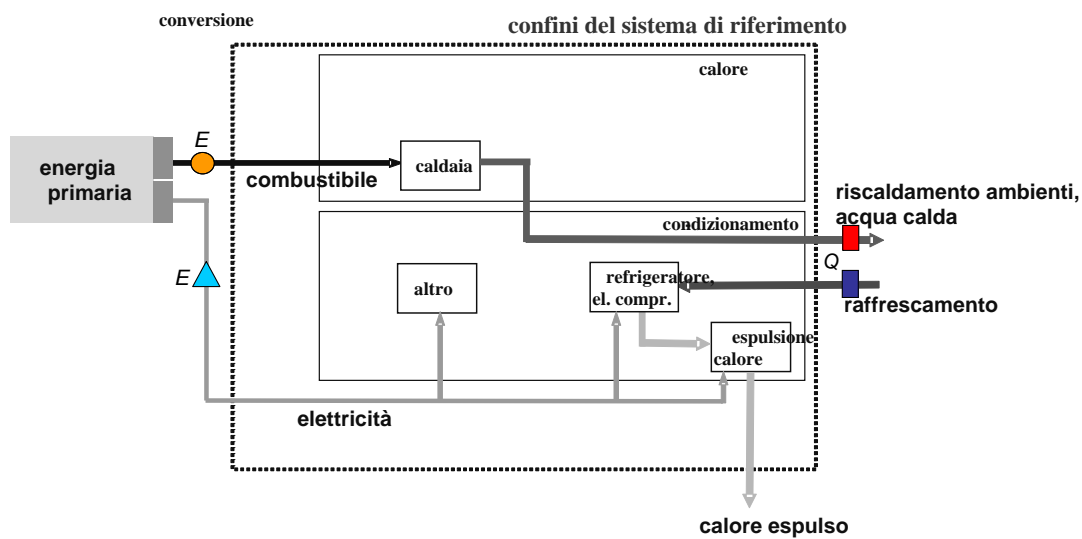


Figura 6.1a Per quantificare l'energia entrante in un sistema convenzionale di riscaldamento e condizionamento (sistema di riferimento), è necessario conoscere l'energia utile in uscita dal sistema (indicata in rosso e in blu) e il consumo elettrico dell'intero sistema (triangolo azzurro). Il consumo di combustibile può essere calcolato utilizzando un valore di efficienza media della caldaia.

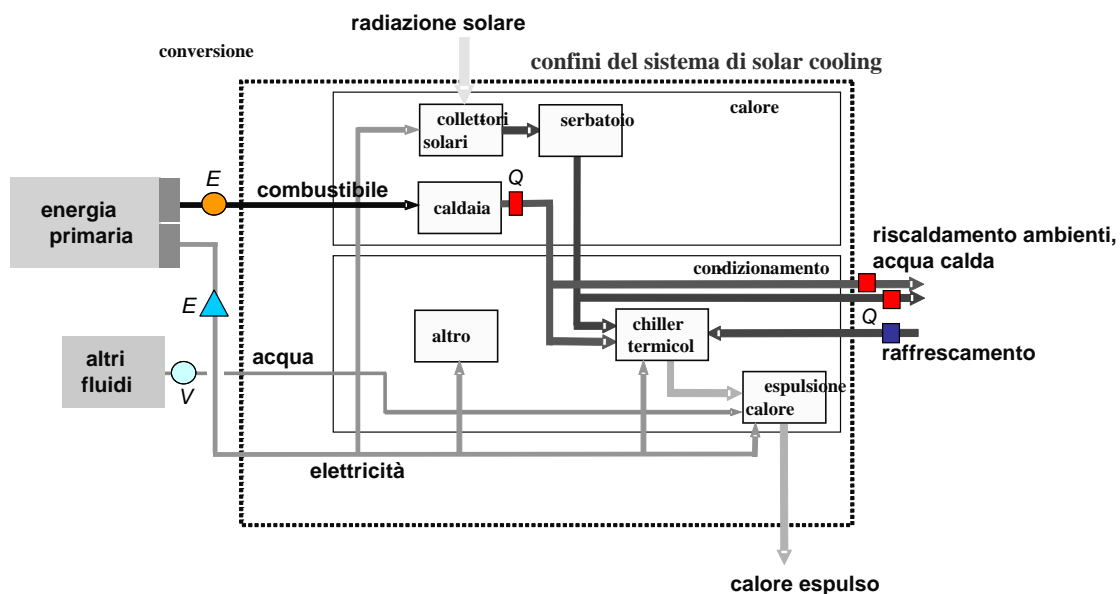


Figura 6.1b Per poter confrontare un sistema di solar cooling con un sistema di riferimento, come quello mostrato in figura 6.1^a, è necessario monitorare almeno i valori indicati. I risultati (quali i valori energetici annuali) possono essere confrontati con i dati stimati per l'impianto di riferimento, per calcolare i benefici in termini di risparmio di combustibile fossile. In questo caso non sono però disponibili dati dettagliati sui componenti (per esempio collettori e refrigeratore).

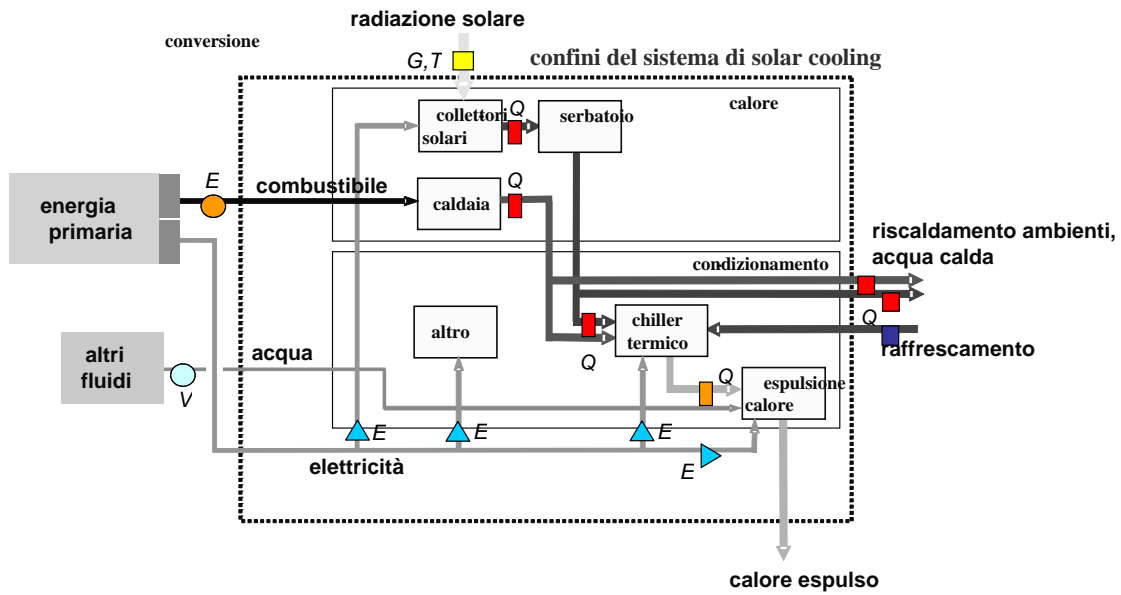


Figura 6.1c Per un'analisi dettagliata del sistema è necessario monitorare più dati rispetto al caso di figura 6.1.b. Oltre i flussi termici, sono richiesti anche i valori dei livelli di temperatura, delle differenze di temperatura, delle portate e i segnali di controllo (non mostrati in figura). Con questo livello di monitoraggio, è possibile individuare malfunzionamenti e ottimizzare la strategia di controllo. Fonte: Fraunhofer ISE

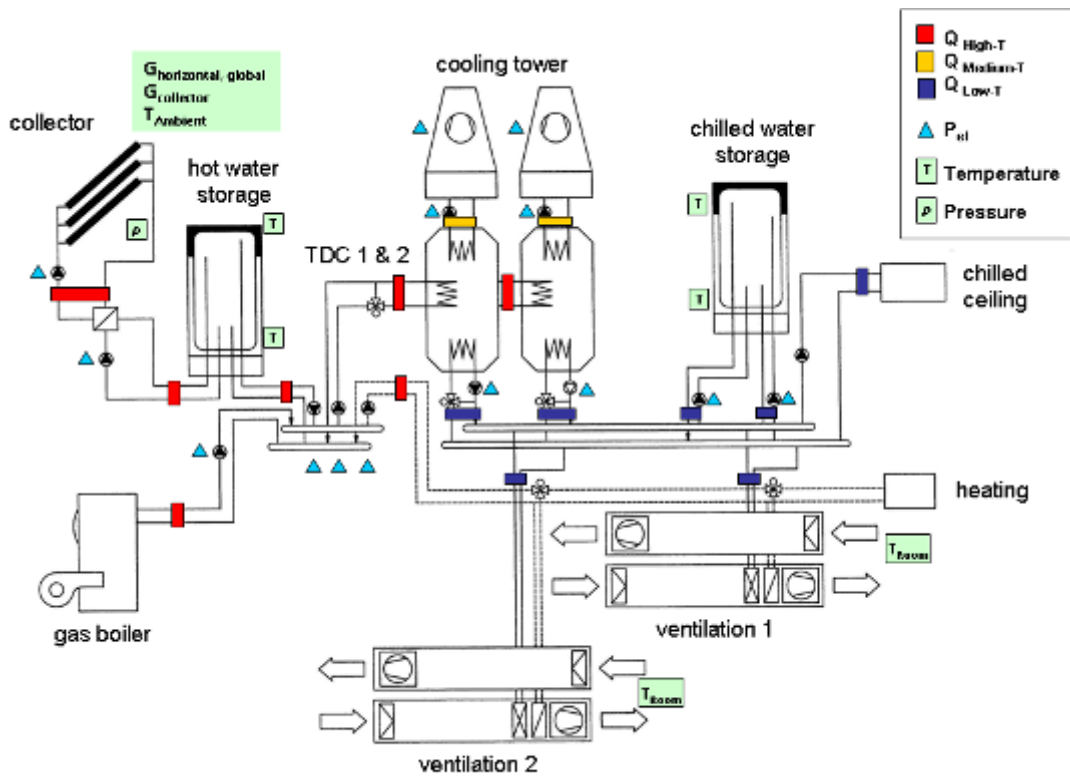


Figura 6.2 Esempio di monitoraggio dettagliato di un sistema di solar cooling con due refrigeratori ad assorbimento, che producono acqua fredda per il raffrescamento di aria e per il funzionamento di un impianto a soffitto. Le barre colorate indicano coppie di sensori di temperatura calibrati con precisione e misuratori di portata per la valutazione dei flussi termici; i triangoli rappresentano contatori elettrici. Nella pratica, gruppi di pompe sono monitorati da un unico contatore. Vengono inoltre monitorati segnali di posizione di valvole, non indicati in figura. Tutti i dati vengono registrati in intervalli di 60 secondi. Fonte: Technikerschule Butzbach/Fraunhofer ISE.

Nell'ambito del Task38 dell'IEA 'Solar air-condition and refrigeration' [IEA-SHC Task 38], Heating and Cooling Programme (SHC), sono in via di elaborazione linee guida più dettagliate per il monitoraggio. In questo ambito sono state proposte tre livelli di monitoraggio, caratterizzati da un progressivo aumento del numero di sensori e di dati:

Livello uno: informazioni base sull'energia primaria e sui costi. Vengono definiti requisiti minimi per un confronto tra diversi sistemi di solar cooling da un punto di vista di efficienza energetica (in termini di energia primaria) ed economico. Sono necessari un numero limitato di misuratori di flusso termico e un unico contatore elettrico. Vengono inoltre definiti fattori di conversione e un opportuno parametro di confronto per la valutazione in termini di energia primaria ('Primary Energy Ratio'). Questo approccio è applicabile tanto a sistemi per la produzione di acqua refrigerata, quanto a sistemi aperti ad aria.

Livello due: analisi semplificata della gestione dell'energia solare. L'impianto solare viene monitorato dettagliatamente (piranometro per la misurazione della radiazione solare e misuratori di flusso termico addizionali). È possibile analizzare con più precisione lo sfruttamento del circuito solare e le dispersioni termiche.

Livello tre: procedura di monitoraggio avanzata. Il sistema di monitoraggio permette di applicare il metodo FSC (Fractional Solar Consumption), sviluppato nell'ambito del Task 26 IEA per sistemi solari combinati. Il metodo è stato poi esteso ai sistemi con accumuli di grandi dimensioni nell'ambito del Task 32 [Letz, 2002], [Weiss (Ed), 2003]. Possono essere necessari ulteriori punti di monitoraggio per seguire in dettaglio il flusso energetico. Il sistema di riferimento privo di contributo solare viene definito quale termine di paragone. Questo metodo è applicabile a sistemi chiusi e aperti.

Altre misure sono necessarie per la manutenzione e il controllo del funzionamento del sistema. I produttori di refrigeratori forniscono indicazioni in merito alla manutenzione delle proprie macchine, quali, per esempio, il controllo del vuoto e l'analisi della miscela di fluido termovettore. Queste procedure di manutenzione comprendono azioni su scale temporali variabili tra i sei mesi e i sei anni. Un esempio delle verifiche necessarie per una specifica macchina è presentato nei materiali didattici del progetto SOLAIR, nella sezione D3: operazione e manutenzione [SOLAIR Training, 2008]. Anche il sistema di smaltimento del calore e il circuito collettori richiedono ulteriore manutenzione. La figura 6.3 mostra un esempio di piano di manutenzione di un circuito collettori.

È importante pianificare adeguate misure di qualità fin dalle prime fasi di progettazione di un sistema. Ecco alcuni esempi:

- determinazione della minima resa solare (kWh/m²) in modalità estiva e invernale (per esempio a partire da un COP annuo del processo di produzione del freddo). In fase di progettazione sarà quindi necessario prevedere un sistema di monitoraggio adeguato;
- è consigliabile inserire nel testo della gara d'appalto un valore minimo per la resa del sistema e un range di temperature. Ciò spinge i partecipanti a fornire dati realistici sui loro sistemi, a vantaggio del calcolo economico. Nel caso in cui l'impianto non dovesse poi soddisfare il requisito minimo in condizioni di lavoro normali, l'azienda appaltatrice dovrà pagare una penale. Le condizioni di lavoro "normali" e l'importo della penale devono essere specificate nel contratto. In questo caso è necessario almeno il monitoraggio della resa del campo collettori;
- il fornitore dovrebbe inoltre specificare il rischio di stagnazione e garantire la sicurezza del sistema in tale condizione, attraverso adeguate scelte progettuali e impiantistiche. Si consideri che il rischio di stagnazione esiste sempre, per esempio in caso di rottura

della pompa di circolazione, o di interruzione della fornitura di elettricità. È possibile indurre artificialmente la stagnazione, in fase di collaudo, e testare così la sicurezza del sistema;

- nel contratto con il fornitore del refrigeratore, dovrebbe essere inclusa la verifica della potenzialità della macchina in condizioni date. A questo scopo è necessario prevedere il monitoraggio del flusso termico e dei livelli di temperatura nel circuito idraulico del refrigeratore;
- nel bando di gara dovrebbe essere specificato il consumo elettrico complessivo e, eventualmente, l'efficienza elettrica del sistema. In tal caso sarà necessario misurare il consumo elettrico reale nel corso del primo anno. Criteri analoghi possono essere utilizzati per il consumo di acqua in sistemi aperti o nel caso di torri di raffreddamento ad acqua.

CAMPO COLLETTORI		
Componente	Frequenza (mesi)	Descrizione
Collettori	6	<i>Differenze rispetto all'originale</i>
		<i>Differenze tra collettori</i>
Vetri	6	<i>condensazione e sporcizia</i>
Collegamenti	6	<i>rotture, deformazioni</i>
Assorbitore	6	<i>Corrosione, deformazioni</i>
Telaio collettori	6	<i>Deformazione, aerazione</i>
Conessioni	6	<i>Fughe</i>
Sottostruttura	6	<i>Degradazione, corrosione, verifica viti</i>
SCAMBIATORE CALORE		
Componente	Frequenza (mesi)	Descrizione
Scambiatore calore	12	<i>Efficienza</i>
	12	<i>Pulizia</i>
Calore scambiato	12	<i>Efficienza</i>
Circuito scambiatore	12	<i>Pulizia</i>
SERBATOI		
Componente	Frequenza (mesi)	Descrizione
Serbatoi	12	<i>Pulizia</i>
Anodo sacrificale	12	<i>Verifica stato</i>
Anodo elettrico	12	<i>Verifica funzionamento</i>
Isolamento	12	<i>Verifica assenza umidità</i>
CIRCUITO IDRAULICO		
Componente	Frequenza (mesi)	Descrizione
Refrigerante	12	<i>Verifica densità e pH</i>
Tenuta	24	<i>Prova in pressione</i>
Isolamento esterno	6	<i>Verifica protezione, collegamenti e assenza umidità</i>
Isolamento interno	12	<i>Verifica collegamenti e assenza umidità</i>
Automatic purge	12	<i>WC and clean</i>
Sfiato manuale	6	<i>Sfiataret</i>
Pompe	12	<i>Funzionamento e tenuta</i>
Vaso espansione chiuso	6	<i>Verifica pressione</i>
Rimepimento automatico	6	<i>Funzionamento</i>
Valvole	12	<i>Funzionamento</i>
Circuito distribuzione	12	<i>Verifica pressione</i>
	6	
CONTROLLO E COMPONENTI ELETTRONICI		
Componente	Frequenza (mesi)	Descrizione
Parti elettriche	12	<i>Verifica chiusura quadro per evitare ingresso polvere</i>
Controllo differenziale	12	<i>Funzionamento</i>
Sensori	6	<i>Funzionamento</i>
Termostato	12	<i>Funzionamento</i>
Contatore flusso termico	6	<i>Verifica energia prodotta</i>

Figura 6.3 Esempio di piano di manutenzione di un impianto solare completo. Fonte: Aiguasol.

Bibliografia

[Letz, 2002]

T. Letz: *Validation and background information of the FSC procedure. Technical report of subtask A, IEA-SHC Task 26.* 2002. www.iea-shc.org/outputs/task26/A_Letz_FSC_method.pdf

[Weiss (Ed), 2003]

W. Weiss (Ed): *'Solar Heating Systems for Houses – A Design Handbook for Solar Combisystems'*. IEA-SHC Task 26, James&James Ltd London, pp 125-154, 2003.

[IEA-SHC Task 38]

Task 38 *'Solar air-conditioning and refrigeration'*, executed in the *Solar Heating and Cooling Programme of the International Energy Agency IEA.* www.iea-shc.org/task38

[SOLAIR Training, 2008]

Increasing the market implementation of solar air-conditioning systems for small and medium applications in residential and commercial buildings (SOLAIR). Supported in the Intelligent Energy Europe Programme of the European Commission. EIE/06/034/S12.446612. Duration: until 12/2009. Training modules available at the SOLAIR web page; Tools and Products: Training modules and materials; D_3_Operation_Maintenance.pdf. Prepared 2008. www.solair-project.eu

7 Strumenti di progettazione

7.1 Approcci progettuali

Progettare sistemi di condizionamento integrati da solare termico significa soprattutto:

- scegliere la tecnologia più appropriata per il sistema di condizionamento oggetto dell'intervento;
- identificare i collettori solari idonei al sistema di condizionamento e alla tecnologia selezionata;
- dimensionare il campo collettori e gli altri componenti del sistema solare, considerando fattori energetici e di costo.

I primi due punti sono oggetto del capitolo 2.

Per il dimensionamento del sistema è possibile seguire diversi approcci progettuali, come indicato in figura 7.1.

Nei seguenti paragrafi questi diversi approcci sono illustrati in dettaglio, anche da un punto di vista di vantaggi e limiti.

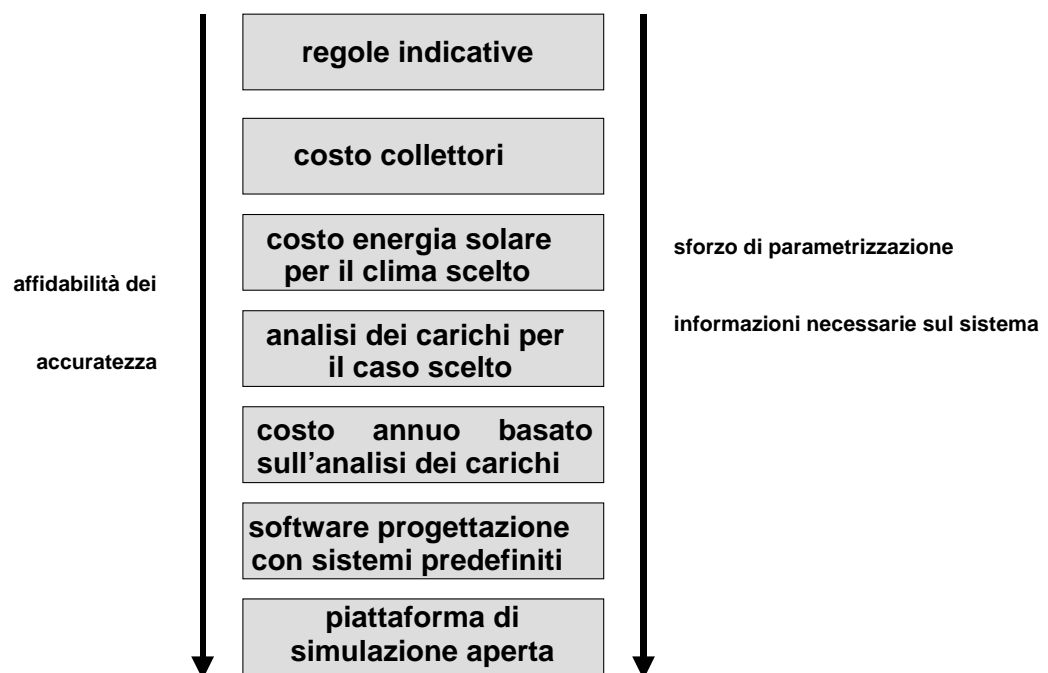


Figura 7.1 – Differenti approcci progettuali. L'accuratezza è strettamente correlata alla complessità. Fonte [Henning, 2004/2008].

7.2 Regole indicative

Nel capitolo 3 è stata illustrata una prima regola indicativa. La grandezza

$$A_{spec} = \frac{1}{G \eta_{coll,design} COP_{design}}$$

dove

A_{spec}	= superficie specifica di collettori per kW termico installato	[m ² /kW _{cold}]
G	= radianza sulla superficie dei collettori	[kW/m ²]
$\eta_{coll,design}$	= efficienza collettori in condizioni di temperatura nominale	[-]
COP_{design}	= COP termico del refrigeratore in condizioni nominali	[-]

fornisce un'idea di massima dell'area di collettori necessaria.

Questa semplice regola:

- + permette una rapida stima della superficie di collettori, nota l'efficienza dei collettori e il COP del refrigeratore termico
- trascura l'influenza della variazione di radiazione sui collettori durante l'anno
- non considera il sito specifico
- trascura l'influenza di regimi di funzionamento del refrigeratore diversi da quello nominale

In [Henning, 2004/2008] sono illustrate altre semplici regole indicative.

Per la stima del **costo dei collettori**, è possibile utilizzare un semplice calcolo, che considera la curva di efficienza dei collettori secondo [EN 12975-2:2006]:

$$\eta = \eta_0 - a_1 \frac{t_m - t_a}{G} - a_2 \frac{(t_m - t_a)^2}{G}$$

dove

η_0	= efficienza ottica
a_1, a_2	= coefficienti di dispersione del collettore
t_m	= temperatura del collettore (media tra ingresso e uscita)
t_a	= temperatura ambiente

La potenza fornita da un collettore operante ad una temperatura t_m è pari a:

$$q = A \eta G \Rightarrow A = \frac{q}{\eta G}$$

La superficie specifica per kW prodotto, A_{spec} , è:

$$A_{spec} = \frac{1kW}{\eta G}$$

Se un collettore ha un'efficienza pari al 50% ad una temperatura media di 80 °C e, considerando che la potenza sulla superficie dei collettori sia pari a 800 W/m², la superficie specifica di collettori, ovvero la superficie necessaria per produrre 1 kW di potenza, sarà pari a 2,5 m².

Noto il costo specifico dei collettori per m², basato sui prezzi di mercato dei sistemi solari termici installati recentemente, è possibile determinare il costo dei collettori per unità di potenza:

$$Cost_{heat,power} = A_{spec} Cost_{spec}$$

Se, per esempio, il costo specifico ammonta a 500 €/m² e la superficie specifica è di 2,5 m²/kW, il costo per unità di potenza dei collettori sarà pari a 1250 €/kW.

Questo indicatore ha le seguenti caratteristiche:

- + permette una stima di massima tra differenti modelli di collettori, noti i parametri di ciascun modello e le temperature di funzionamento del sistema
- trascura l'influenza della variazione di radiazione sui collettori durante l'anno
- non considera il sito specifico
- trascura l'influenza di regimi di funzionamento del refrigeratore diversi da quello nominale

I parametri illustrati fino ad ora considerano solo la potenza prodotta da un collettore. Tale potenza, tuttavia, varia durante l'anno in funzione della radianza incidente. Per determinare l'energia prodotta da un collettore solare sono necessari dati climatici del sito specifico. Avendo a disposizione i valori orari di radiazione, la curva di efficienza del collettore e il fattore di correzione dell'angolo di incidenza (IAM), è possibile calcolare l'energia prodotta per una data temperatura di funzionamento. In letteratura [Horta et al, 2008, 2008a], è possibile apprendere tale metodologia di calcolo. Si ottiene, in questo modo, un valore lordo di energia prodotta dal collettore Q_{gross} , che può essere espresso in kWh.

Il costo annuo del calore prodotto dal sistema solare - **Solar heat cost** – può essere calcolato come segue:

$$Cost_{annual} = Cost_{spec} f_{annuity}$$

dove $f_{annuity}$ è un fattore che considera il tasso di interesse dell'investimento e la vita utile del sistema.

$$Cost_{heat} = \frac{Cost_{annual}}{Q_{gross}}$$

dove Q_{gross} è la produzione annua di energia termica del collettore in un determinato sito e per una data temperatura di funzionamento.

Questo indicatore:

- + consente un buon confronto tra differenti collettori solari, utilizzando i rispettivi parametri caratteristici e i dati climatici del sito specifico
- + determina la producibilità massima di energia termica di un dato collettore per uno specifico sito e per una temperatura di funzionamento data
- trascura il profilo di carico
- trascura l'influenza di regimi di funzionamento del refrigeratore diversi da quello nominale

Per il calcolo di Q_{gross} è possibile utilizzare diversi strumenti software disponibili per la progettazione di impianti solari termici. Alcuni di questi software utilizzano dati climatici medi mensili, mentre altri richiedono dati orari.

7.3 Strumenti per il pre-dimensionamento

Esistono semplici strumenti per il pre-dimensionamento, elaborati nell'ambito di progetti europei, che sono scaricabili gratuitamente dalla rete. In tabella 7.1 sono elencati quelli identificati fino ad oggi.

Software	Riferimento / Fonte
SACE: Solar cooling evaluation light tool	Riferimento [Hans-Martin Henning, 2003] http://www.solair-project.eu/218.0.html
SHC-SoftwareTool (NEGST project)	Riferimento [Sabatelli, V. et al., 2007] http://www.swt-technologie.de/html/publicdeliverables3.html
EasySolarCooling	Riferimento [Wiemken, E. et al (2004)] Not available
SolAC – Solar Assisted Air Conditioning Software	Riferimento [Franke, U. et al (2005)] http://www.iea-shc-task25.org/english/hps6/index.html

Tabella 7.1 Elenco di software per il pre-dimensionamento

Segue una breve descrizione di ciascuno dei software elencati.

7.3.1 SHC-Softwaretool (NEGST Project)

Questo semplice programma, che utilizza dati mensili, è stato sviluppato nell'ambito del progetto NEGST [NEGST (2004-2007)]. È scaricabile gratuitamente da <http://www.swt-technologie.de/html/publicdeliverables3.html>. In figura 7.2 è raffigurata la schermata principale del programma.

NEGST permette di determinare la superficie di collettori solari necessaria ad ottenere un prefissato risparmio di energia primaria, considerando la più comune tecnologia di condizionamento. I carichi di condizionamento e di riscaldamento sono valutati su base oraria. L'utente deve inserire il carico termico per metro quadrato e la superficie dell'area da climatizzare. Il sistema solare termico viene dimensionato per la copertura diretta del carico di riscaldamento e per la copertura indiretta del carico di condizionamento (attraverso una macchina di condizionamento con uno specifico COP).

Il carico solare, per esempio, è elencato in tabella 7.2, dove si è considerato un COP pari a 0.7.

Mese	Carico di riscaldamento [kWh]	Carico di condizionamento [kWh]	Carico solare [kWh]
1	1226	0	1226
2	864	0	864
3	649	0	649
4	191	0	191
5	0	44	63
6	0	420	600
7	0	1273	1819
8	0	1477	2110
9	0	677	967
10	0	81	116
11	375	0	375
12	962	0	962

Tabella 7.2 Calcolo dei valori medi del carico solare, partendo da dati mensili di riscaldamento e condizionamento.

L'energia fornita dall'impianto solare viene determinata sulla base del metodo di calcolo f-chart [Duffie, J. and W. Beckman, 2006]. Q_{gross} e il risparmio di energia primaria vengono calcolati per diversi valori della superficie di collettori e il risultato è rappresentato nel grafico a sinistra (figura 8.2). I valori di copertura sono invece rappresentati nel grafico a destra e possono essere visualizzati in forma di tabella (**View results**).

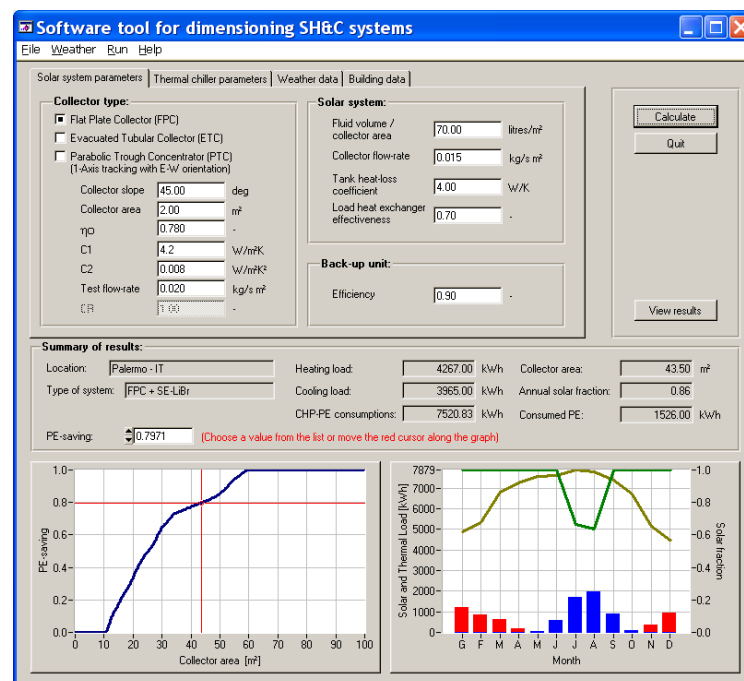


Figura 7.2 – Finestra di dialogo principale del software SHC

Non sono disponibili informazioni dettagliate sulle procedure di calcolo dell'energia primaria. Non è certo che tutte le equazioni riportate in figura 3.2 del capitolo 3 siano effettivamente utilizzate.

Non è infine noto quali valori vengano utilizzati dal programma per la conversione in energia primaria.

Questo software presenta quindi le seguenti caratteristiche:

- + considera le condizioni climatiche locali (valori medi) e il carico medio (di riscaldamento e di condizionamento)
- + permette il calcolo della superficie di collettori in funzione del risparmio di energia primaria desiderato.
- trascura l'influenza di regimi di funzionamento del refrigeratore diversi da quello nominale

7.3.2 SACE Solar cooling evaluation light tool

Questo programma è stato sviluppato all'interno del progetto europeo "SACE: Solar air conditioning in Europe". Una sintesi del progetto e i principali risultati sono disponibili sul sito di SOLAIR - <http://www.solair-project.eu/218.0.html>. Il programma è scaricabile gratuitamente. Esso esegue un'analisi di pre-fattibilità di sistemi di condizionamento solare. Viene calcolata la copertura solare per riscaldamento e condizionamento, sulla base di un confronto orario tra fabbisogno e radiazione solare disponibile.

SACE esegue analisi parametriche, in funzione della superficie specifica di collettori, ovvero la superficie di collettori per metro quadrato di superficie condizionata e per litro di capacità di accumulo. Il volume di accumulo è quello necessario a soddisfare il picco annuale di carico. I risultati sono la frazione di copertura solare e l'efficienza dei collettori.

Il programma contiene un set di profili di carico per sette differenti climi e tre tipologie di edificio (hotel di 642.4 m²; ufficio di 930 m²; aula seminari di 216 m²). Profili differenti possono essere generati attraverso altri programmi disponibili in commercio, ma in tal caso è necessario introdurre in SACE il nuovo valore di superficie da condizionare.

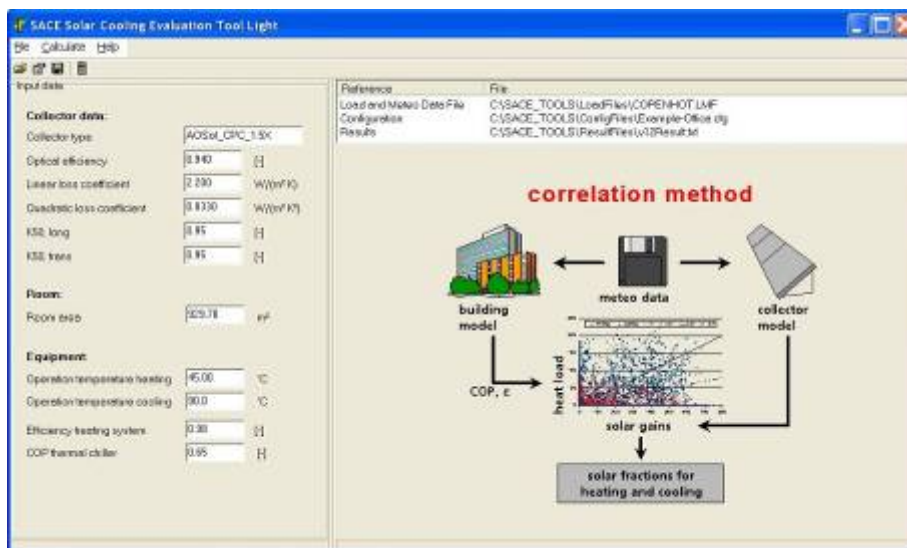


Figura 7.3 Finestra di dialogo principale di SACE

SACE necessita di un file orario dei carichi (per riscaldamento e per condizionamento) e di un set orario di dati climatici. L'impianto solare è simulato principalmente attraverso l'efficienza del

collettore. L'edificio è modellizzato tramite la sua superficie, il sistema di climatizzazione, le temperature per riscaldamento e condizionamento e l'efficienza e il COP dei sistemi di climatizzazione.

SACE presenta, quindi, le seguenti peculiarità:

- + calcola sulla base di dati orari (climatici e di carico)
- + consente di determinare la frazione di copertura solare in funzione di parametri quali la superficie specifica di collettori il volume specifico di accumulo
- trascura l'influenza di regimi di funzionamento del refrigeratore diversi da quello nominale

7.3.3 SolAC – Solar Assisted Air Conditioning Software

Questo software è stato sviluppato da ILK Dresden nell'ambito del programma IEA "Solar Heating & Cooling" – Task 25 – Solar assisted air-conditioning systems".

SolAC è scaricabile gratuitamente da:

<http://www.iea-shc-task25.org/english/hps6/index.html>

E' disponibile anche un manuale di istruzioni (riferimento [Franke, U. and Seifert, C. (2005)])

I dati in ingresso sono:

- dati climatici orari, inclusi valori di radiazione
- dati di carico orari per riscaldamento e condizionamento

In figura 7.4 è riportato un esempio dei differenti componenti del sistema.

Sono considerate quattro diversi componenti:

- impianto solare
- sistema di condizionamento
- unità di trattamento aria
- terminali di condizionamento e di riscaldamento nei vani

L'utente può modificare le configurazioni dei suddetti componenti (Figura 7.5).

I risultati delle simulazioni sono disponibili come potenza oraria richiesta dal sistema (inteso come somma dei quattro componenti di cui sopra). I modelli di calcolo utilizzati sono illustrati in dettaglio in [Franke, U. and Seifert, C. (2005)], ma il codice sorgente non è disponibile. Non è inoltre possibile aggiungere nuovi componenti.

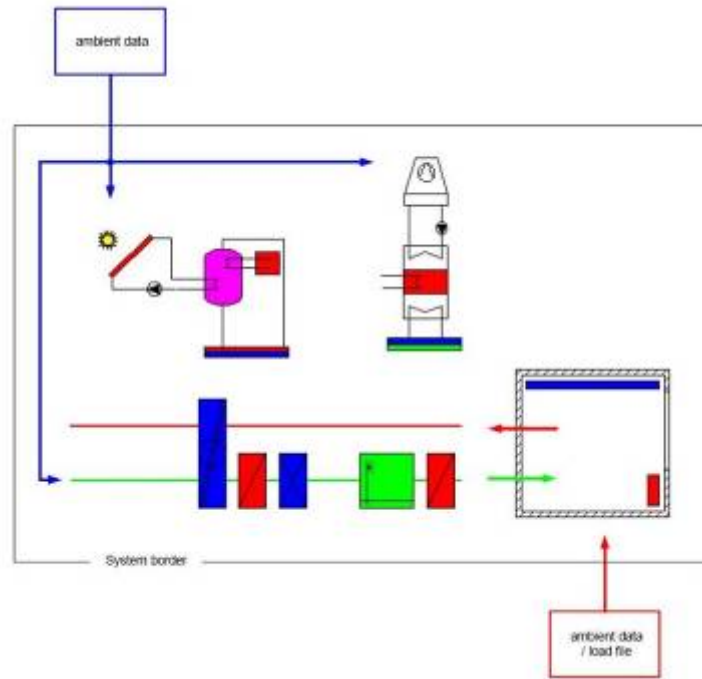


Figura 7.4 Rappresentazione grafica del sistema (da sinistra a destra): impianto solare; sistema di condizionamento; unità di trattamento aria; terminali di riscaldamento e condizionamento nei vani; dati in ingresso (Fonte: [Franke, U. and Seifert, C. (2005)])

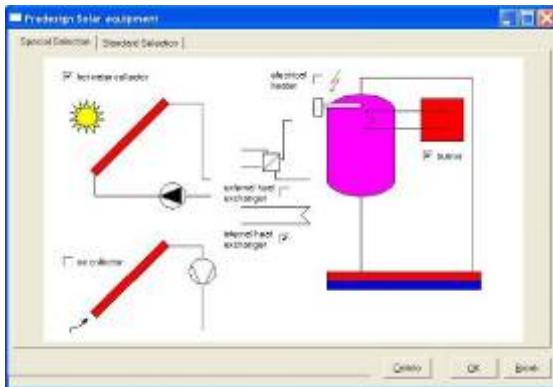


Figura 7.5 Impostazioni impianto solare

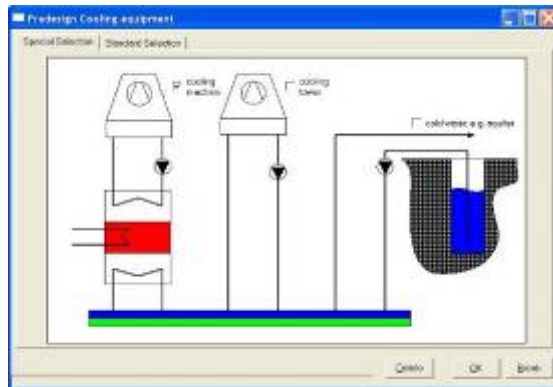


Figura 7.5b Impostazioni condizionamento

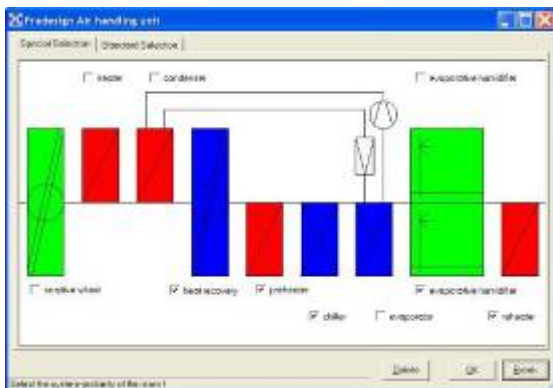


Figura 7.5c Impostazioni UTA

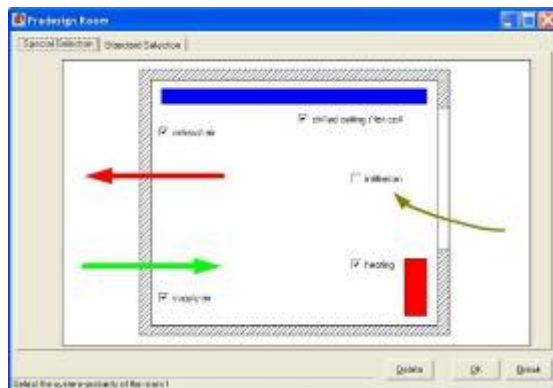


Figura 7.5d Impostazioni terminali

Questo software:

- + calcola sulla base di dati orari (climatici e di carico)
- + esegue il calcolo orario del fabbisogno energetico dei principali componenti e determina i valori annuali
- + considera l'influenza di regimi di funzionamento del refrigeratore diversi da quello nominale
- + comprende l'analisi economica
- considera solo sistemi predefiniti
- non consente una analisi completa dell'energia primaria, poiché il consumo elettrico di alcuni componenti non viene preso in considerazione

7.3.4 ODIRSOL – Solar Assisted cooling Software

ODIRSOL è stato sviluppato da CSTB e TECSOL allo scopo di fornire uno strumento di supporto alle decisioni ai progettisti. Il programma è basato su simulazioni dinamiche eseguite con TRNSYS ed esegue analisi tecniche ed economiche di sistemi di solar cooling con macchina ad assorbimento a singolo effetto. È possibile impostare sistemi ausiliari per il caldo e/o per il freddo e serbatoi di accumulo caldo e/o freddo.

ODIRSOL è dotato di una funzione "help" e di esempi di progetti di diverse taglie.

L'utente deve inserire i valori orari di carico dell'edificio da condizionare.

Contenuti e metodologia



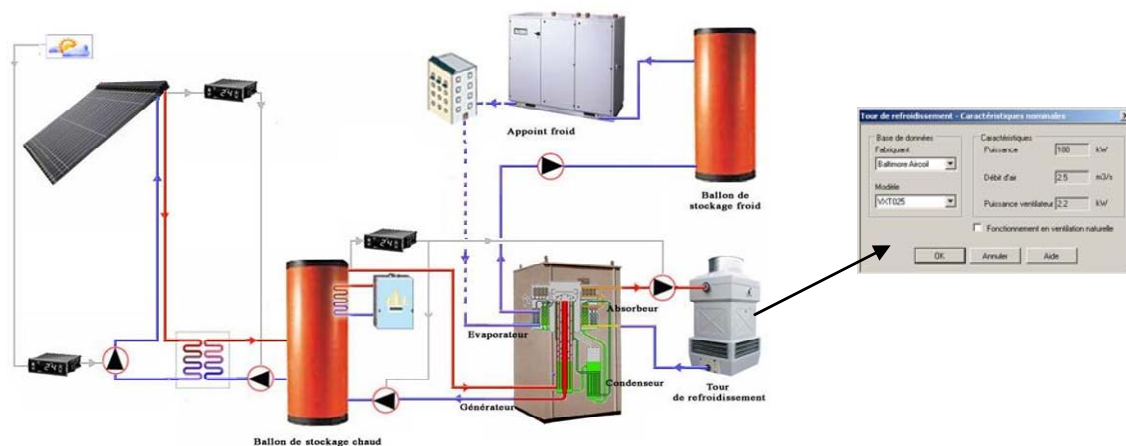
Il primo passo consiste nella selezione della configurazione idraulica, tra quattro possibili schemi, con e senza serbatoi.

Successivamente, l'utente è chiamato ad inserire valori orari per i dati climatici e per il carico di condizionamento, che possono essere ottenuti da TRNSYS o da altri software.

E' anche richiesto l'inserimento di alcuni semplici dati geografici.

A partire da tali dati, il programma pre-dimensiona automaticamente tutti i componenti, attraverso semplici regole di massima e sulla base di una banca dati di prodotti disponibili commercialmente.

Nella finestra di dialogo principale l'utente può modificare ogni componente.



Una volta impostati tutti i parametri, si avvia una simulazione con passi di 30 minuti. Il refrigeratore ad assorbimento si basa sul Type107 di TRNSYS, modificato da TECSOL utilizzando dati forniti dai produttori.

Al termine della simulazione, il programma fornisce una relazione che comprende il bilancio energetico di tutti i circuiti e la valutazione economica del progetto complessivo. È anche possibile osservare l'andamento delle temperature in varie parti del sistema. I dati climatici mensili possono essere stampati in formato notepad.

Stato

ODIRSOL è disponibile gratuitamente in versione Beta. Tutte le configurazioni sono state testate e restituiscono risultati realistici; solo alcune, però, sono state validate sulla base di dati misurati, a causa della scarsa disponibilità di dati di monitoraggio. Il programma è attualmente disponibile in francese. Il database sarà aggiornato a breve, per includere i prodotti entrati sul mercato di recente.

Contatti

Descrizione: <http://software.cstb.fr/soft/present.asp?context=Odirsol&langue=us>

Download : http://software.cstb.fr/soft/download.asp?page_id=us!Odirsol

7.3.5 Strumenti di pre-dimensionamento in preparazione

Presso Il Fraunhofer ISE, è stata elaborata una versione estesa del programma SACE solar cooling light tool (capitolo 7.3.2). Questa versione permette di scegliere tra configurazioni predefinite e di definire un sistema di riferimento convenzionale quale parametro di confronto. Il programma non è disponibile attualmente, ma una nuova versione per il pre-dimensionamento dei refrigeratori termici è in fase di preparazione. Essa permetterà di selezionare la fonte termica (teleriscaldamento, calore di scarto, solare termico) e conterrà anche una funzione per la generazione dei profili di carico di edifici.

Una volta terminato, SACE sarà pubblicato nell'ambito del progetto europeo POLYSMART (www.polysmart.org) e del IEA Task 38 dell'IEA (www.iea-shc.org/task38), ma sarà disponibile a pagamento.

7.4 Programmi per la simulazione dettagliata

Programmi di simulazione dettagliata permettono di modellizzare edifici e sistemi di condizionamento in modo approfondito. In tabella 7.3 è riportato un elenco dei più utilizzati per il calcolo di sistemi di condizionamento.

Software	Riferimenti / Fonte
TRNSYS	Riferimenti [TRNSYS] www.sel.me.wisc.edu/trnsys/
ColSim	www.colsim.de
EnergyPlus	Riferimenti [Energy Plus, 2005] www.eere.energy.gov/buildings/energyplus/
INSEL	Riferimenti [INSEL,2003-2006] http://www.inseldi.com/index.php?id=21&L=1

Tabella 7.3 Elenco di software di simulazione dettagliata

7.4.1 Programmi “system oriented”

TRNSYS

TRNSYS è un software molto conosciuto dagli operatori del solare termico. È stato sviluppato negli anni 70 presso l’università del Wisconsin.

Le subroutines che modellizzano i vari componenti (sistemi solari, parti idrauliche, macchine frigorifere) sono denominati Types. E’ prevalentemente un programma open source e permette l’aggiunta di ulteriori componenti a cura dell’utente.

Possiede anche un editor per la definizione degli edifici, che permette il calcolo dei carichi termici. A differenza degli altri componenti, il codice sorgente del modello di calcolo per gli edifici non è aperto.

Si tratta di un software a pagamento, che presenta difficoltà di utilizzo non banali e richiede, pertanto, esperienza.

Alcuni esempi di calcolo eseguito con TRNSYS sono disponibili in [Wiemken, E. et al (2004)].

ColSim

L’obiettivo degli sviluppatori di ColSim era quello di creare un programma in grado di simulare e testare strategie di controllo complesse nell’ambito di sistemi di condizionamento e sistemi solari termici, fornendo al contempo un modello di simulazione di edifici.

Sul sito www.colsim.de è pubblicata una descrizione dettagliata del programma e il manuale d’uso. Si tratta di un software pubblico per piattaforma LINUX, ma può essere utilizzato anche su Windows. Il sito non fornisce però informazioni sullo stato di aggiornamento del programma. Contattando gli sviluppatori di Colsim, è possibile ottenere una password per scaricare il software gratuitamente.

Colsim permette all’utente di creare nuovi moduli.

Esistono numerosi siti che trattano di Colsim, ma la maggior parte è in lingua tedesca.

INSEL® – Integrated Simulation Environment Language

INSEL viene descritto come un ambiente di simulazione integrato dotato di interfaccia grafica per creare simulazioni. INSEL utilizza simboli grafici da connettere attraverso l'utilizzo del mouse. Ogni simbolo rappresenta un componente dell'impianto, oppure una funzione matematica.

La versione attuale offre una funzione per la simulazione di sistemi solari termici, che comprende collettori piani e sottovuoto, collettori ad aria, accumuli e componenti per sistemi di condizionamento solare, quali impianti DEC e ad assorbimento.

INSEL è dotato di un ambiente di programmazione per l'utente, all'interno del quale possono essere costruiti nuovi componenti. Possono essere utilizzati i linguaggi di programmazione FORTRAN and C/C++.

È disponibile una versione di prova: <http://www.inseldi.com/index.php?id=21&L=1>.

7.4.2 Programma “Building orientated”

Energy Plus

EnergyPlus è basato su una descrizione fisica dell'edificio, di tipo geometrico e comprendente i vari sistemi meccanici. EnergyPlus calcola i carichi di riscaldamento e condizionamento necessari a mantenere i valori desiderati di temperatura.

Alcune caratteristiche del programma, selezionate dalla descrizione dettagliata:

- Calcolo dettagliato del comportamento edificio-impianti
- Intervalli di simulazione definibili dall'utente per la valutazione dell'interazione tra le zone termiche definite e l'ambiente esterno; intervalli di simulazione variabili per la valutazione dell'interazione tra zone termiche definite e impianti di climatizzazione
- File climatici, di input e di output in formato ASCII, comprendenti le condizioni ambiente
- EnergyPlus si basa sul bilancio energetico per il calcolo dei carichi termici, permettendo la valutazione degli effetti convettivi e radiativi sia sulle superfici interne, sia su quelle esterne
- I sistemi di climatizzazione considerano le componenti radiativa e convettiva e possono essere leggermente modificati senza dover compilare nuovamente il codice

EnergyPlus è scaricabile gratuitamente da www.eere.energy.gov/buildings/energyplus/.

Il software comprende diversi sistemi di climatizzazione e collettori solari termici. Il modello fisico dei componenti è descritto in dettaglio ed è anche possibile aggiungere nuovi componenti.

La pubblicazione [Carvalho, M.J., 2007] fornisce informazioni su ulteriori strumenti di simulazione.

7.4.3 Altri strumenti di simulazione

Nell'ambito del Task 38 'Solar air-conditioning and refrigeration' dell'IEA, sarà sviluppato un documento di descrizione dei software esistenti per il dimensionamento di sistemi di solar cooling.

Bibliografia

[Carvalho, M.J., 2007]

Carvalho, MJ (2007), WP 4.5: SOLAR COOLING: Contribution to a future development of CTSS method applicable to solar assisted air conditioning systems (or solar cooling systems), http://www.swt-technologie.de/WP4_D2.5-cooling.pdf

[Duffie, J. and W. Beckman, 2006]

Duffie, J. and W. Beckman, Solar engineering of thermal processes, John Wiley & Sons, 2006; ISBN 0471698679.

[Energy Plus, 2005]

Energy Plus Manual- version1.2.2 (2005), US Department of Energy, Energy Efficiency and Renewable Energy, www.eere.energy.gov/buildings/energyplus/

[EN 12975-2:2006]

EN 12975-2:2006, Thermal solar systems and components – Factory made systems – Part 2: Test methods, ICS 27.160

[Franke, U. and Seifert, C. (2005)]

Franke, U. and Seifert, C. (2005), Solar Assisted air conditioning of Buildings – IEA Task 25, Subtask B: Design tools and simulation programmes – documentation for SolAC programme, version 1.5

[Henning, 2003]

Hans-Martin Henning (2003), SACE – Solar Cooling Computer Tool – Guidelines for use, <http://www.solair-project.eu/218.0.html>

[Henning, 2004/2008]

Hans-Martin Henning (Ed.): Solar-Assisted Air-Conditioning in Buildings – A Handbook for Planners. Springer Wien/NewYork. 2nd revised edition 2008; ISBN 3211730958.

[Horta, 2008]

Horta, P and M. J. Carvalho, M. Collares Pereira, W. Carbajal (2008), Long-term performance calculations based on steady-state efficiency test results: Analysis of optical effects affecting beam, diffuse and reflected radiation, Solar Energy 82, pages 1076–1082

[Horta, 2008a]

Horta, P and M. J. Carvalho, S. Fischer (2008a), Solar thermal collector yield – experimental validation of calculations based on steady-state and quasi-dynamic test methodologies, EUROSUN2008

[INSEL,2003-2006]

Tutorial – INSEL ® - INTEgrated Simulation Environment Language - 2003–2006 Doppelintegral GbR (www.inseldi.com)

[NEGST (2004-2007)]

NEGST (2004-2007) – NEGST - New Generation of Solar Thermal Systems - European Project – 6th Framework programme - Project No.: TREN/04/FP6EN/S07.31155/503119

[Sabatelli, V, 2007]

Sabatelli, V and G. Fiorenza, D. Marano (2007), WP5.D3: Design and simulation software, <http://www.swt-technologie.de/html/publicdeliverables3.html>

[TRNSYS]

TRNSYS – Transient system simulation environment developed at the Solar Energy Laboratory at Univ. of Wisconsin, Madison, USA, <http://sel.me.wisc.edu/trnsys/>

[TRNSYS 16]

TRNSYS 16 – Transient system simulation environment. Standard Component Library. Overview, Volume 3

[Wiemken, E et al, 2004]

Wiemken, E et al (2004), Design and planning support for solar assisted air-conditioning guidelines and tools, Eurosun 2004