



Agenzia Nazionale per le Nuove Tecnologie,
l'Energia e lo Sviluppo Economico Sostenibile



Ministero dello Sviluppo Economico

RICERCA DI SISTEMA ELETTRICO

Studio di sistemi di accumulo a cambiamento di fase
nel solar cooling

R. Lazzarin, M. Noro, F. Busato



Report RdS/2011/256

STUDIO DI SISTEMI DI ACCUMULO A CAMBIAMENTO DI FASE NEL SOLAR COOLING

R. Lazzarin, M. Noro, F. Busato (UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI PADOVA)

Settembre 2011

Report Ricerca di Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico – ENEA

Area: Razionalizzazione e risparmio nell'uso dell'energia elettrica

Progetto 3.4: Studi e valutazioni sull'uso razionale dell'energia: Utilizzo dell'energia elettrica e solare per la climatizzazione estiva

Responsabile Progetto: Nicolandrea Calabrese, ENEA



DIPARTIMENTO DI TECNICA E GESTIONE
DEI SISTEMI INDUSTRIALI



FACOLTÀ DI INGEGNERIA - UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI PADOVA

ACCORDO DI PROGRAMMA

MINISTERO DELLO SVILUPPO ECONOMICO - ENEA

AI SENSI DELL'ART. 3 COMMA 2 DEL DECRETO MINISTERIALE 23 MARZO 2006 PER LE

ATTIVITÀ DI RICERCA E SVILUPPO DI INTERESSE GENERALE

PER IL SISTEMA ELETTRICO NAZIONALE

PIANO ANNUALE DI REALIZZAZIONE 2008-2009

Progetto 3.4 "Utilizzo dell'energia elettrica e solare per la climatizzazione estiva"

**Utilizzo dell'energia elettrica e solare per condizionamento estivo
Attività B. Facility per la caratterizzazione di componenti solari per applicazioni di solar cooling**

STUDIO DI SISTEMI DI ACCUMULO A CAMBIAMENTO DI FASE NEL SOLAR COOLING

RAPPORTO FINALE DELL' ATTIVITÀ

Vicenza, settembre 2011

Prof. Renato Lazzarin
Ing. Marco Noro
Ing. Filippo Busato

INDICE

CAPITOLO 1.....	6
L'IMPIANTO SOLAR COOLING.....	6
1.1 LA PRODUZIONE DEL FREDDO.....	6
1.2 IMPIANTI SOLAR COOLING IN EUROPA.....	7
1.3 IMPIANTO SOLAR COOLING E SUE COMPONENTI.....	8
1.3.1 LA MACCHINA FRIGORIFERA	9
1.3.2 I COLLETTORI SOLARI	13
1.3.3 ACCOPPIAMENTO MACCHINA FRIGORIFERA-COLLETTORE SOLARE	17
1.3.4 GLI ACCUMULI DI CALORE	18
1.3.4.1 GLI ACCUMULI DI FREDDO	19
1.3.4.2 GLI ACCUMULI DI CALDO	21
CAPITOLO 2.....	22
ACCUMULI DI CALORE PCM.....	22
2.1 CLASSIFICAZIONE DEI SISTEMI DI ACCUMULO.....	22
2.2 UTILIZZI E CARATTERISTICHE DEI MATERIALI PCM.....	25
2.3 CLASSIFICAZIONE DEI PCM.....	27
2.3.1 PCM ORGANICI	28
2.3.1.1 Cere paraffine	28
2.3.1.2 Non paraffini	29
2.3.2 PCM INORGANICI	32
2.3.2.1 Sali idrati	32
2.3.2.2 PCM metallici	34
2.4 INCAPSULAMENTO DEI PCM.....	35
2.5 MATERIALI PCM PRODOTTI COMMERCIALMENTE.....	37
CAPITOLO 3.....	39
MODELLO DI UN IMPIANTO SOLAR COOLING CON ACCUMULO SENSIBILE LATO CALDO.....	39
CAPITOLO 4.....	47
SIMULAZIONI ANNUALI DI UN IMPIANTO SOLAR COOLING CON ACCUMULO SENSIBILE LATO CALDO.....	47
(Caso villetta monofamiliare).....	47
4.1 DEFINIZIONE DEGLI INDICI.....	47
4.2 CARICHI E DATI CLIMATICI UTILIZZATI.....	48
4.3 SIMULAZIONI AL VARIARE DELL'AREA DEI COLLETTORI.....	50

4.4 SIMULAZIONI AL VARIARE DELL'INCLINAZIONE DEI COLLETTORI	55
4.5 SIMULAZIONI AL VARIARE DEL VOLUME DELL'ACCUMULO	57
4.7 CONFRONTO CON IMPIANTO SENZA COLLETTORI E CALCOLO DELL'AREA OTTIMALE.....	61
4.8 ULTERIORI SIMULAZIONI AL VARIARE DELLA TEMPERATURA DI ALIMENTAZIONE DELLA MACCHINA AD ASSORBIMENTO	65
CAPITOLO 5.....	69
SIMULAZIONI ANNUALI DI UN IMPIANTO SOLAR COOLING CON ACCUMULO PCM LATO CALDO.....	69
(Caso villetta monofamiliare)	69
5.1 MODELLO ENTALPICO DI UN ACCUMULO PCM: "TYPE860"	69
5.2 SIMULAZIONI AL VARIARE DEL MATERIALE PCM	76
5.3 SIMULAZIONI AL VARIARE DELLA FORMA, DELLA DISPOSIZIONE E DELLA DIMENSIONE DEI MODULI PCM	81
5.4 SIMULAZIONI AL VARIARE DELLA PERCENTUALE DI MATERIALE PCM E CONFRONTO ENERGETICO CON ACCUMULO SENSIBILE.....	82
5.5 CONFRONTO ECONOMICO TRA UN ACCUMULO PCM ED UN ACCUMULO SENSIBILE LATO CALDO....	84
5.6 LIMITI DELLE SIMULAZIONI EFFETTUATE	86
CAPITOLO 6	88
SIMULAZIONI ANNUALI DI UN IMPIANTO SOLAR COOLING CON ACCUMULO LATO CALDO	88
(Caso villetta trifamiliare).....	88
6.1 SIMULAZIONI AL VARIARE DELL'AREA DEI COLLETTORI E CALCOLO DELL'AREA OTTIMALE DEI COLLETTORI	89
6.2 SIMULAZIONI AL VARIARE DEL VOLUME DELL'ACCUMULO ED INDIVIDUAZIONE DEL VOLUME OTTIMALE	92
6.3 SIMULAZIONI CON ACCUMULO PCM	93
CAPITOLO 7.....	94
7.1 SPIEGAZIONE DEL MODELLO ED INTRODUZIONE ALLE SIMULAZIONI.	94
7.2 ANALISI DELLE SIMULAZIONI SUL CLIMA DI VENEZIA (CASO VILLETTA MONOFAMILIARE).....	98
7.2.1 Variazione dell'area	98
7.2.2 Variazione del volume	100
7.2.3 Il confronto tra diversi climi	101
7.2.4 La soluzione ottima.....	104
CAPITOLO 8.....	105
8.1 I DIVERSI TIPI DI PCM.....	105
8.2 CONFRONTO AL VARIARE DELL'AREA DEI COLLETTORI.....	106
8.3 CONFRONTI CON DIVERSE QUANTITA' DI PCM.....	108
8.4 CONFRONTI CON DIVERSI TIPI DI INCAPSULAMENTO ED ALTRE CONSIDERAZIONI.	110

8.5 CONFRONTI CON DIVERSE CITTA'	111
CAPITOLO 9.....	114
9.1 OTTIMIZZAZIONE DELL'ACCUMULO SENSIBILE LATO CALDO.....	115
9.1.1 Analisi dell'impianto con variazione dell'area.....	115
9.2.1 Variazione del volume	117
9.2 OTTIMIZZAZIONE ED ANALISI DELL'ACCUMULO FREDDO SENSIBILE E LATENTE A TRAPANI NEL CASO DI UNA VILLETTA TRIFAMILIARE.....	118
9.2.1 Analisi al variare dell'area dei collettori.....	118
9.2.2 Variazione del volume.....	119
9.3 ANALISI ENERGETICA ED ECONOMICA DI DIVERSI IMPIANTI.....	120
9.3.1 Confronto 1 : impianto B - impianto A.....	120
9.3.3 Confronto3: impianto C- impianto A.....	123
9.3.4 Confronto 4 : impianto C - impianto D.....	124
CONSIDERAZIONI FINALI.....	125

SOMMARIO

L'oggetto della presente relazione è lo studio e l'ottimizzazione di un impianto solar cooling, ovvero di un impianto che utilizza l'energia captata dai collettori solari termici per rispondere sia alle esigenze di riscaldamento, sia alle esigenze di raffrescamento con il ricorso a sistemi di accumulo a cambiamento di fase.

Gli obiettivi primari di questo lavoro sono:

- La modellizzazione di un impianto solar cooling con accumulo lato caldo tramite il programma TRANSYS SIMULATION STUDIO 16.0. Tale modello deve consentire di effettuare una serie di simulazioni annuali sul funzionamento dell'impianto al variare delle condizioni climatiche e al variare di alcuni parametri progettuali;
- L'ottimizzazione dell'impianto a partire dai risultati ottenuti dalle simulazioni;
- Il confronto energetico-economico tra l'impianto ottimizzato con accumulo di calore sensibile lato caldo ed il medesimo impianto con accumulo di calore contenente materiali a cambiamento di fase (PCM);
- Il confronto energetico-economico tra l'impianto ottimizzato con accumulo di calore sensibile lato freddo ed il medesimo impianto con accumulo di calore contenente materiali a cambiamento di fase (PCM).

Nei primo e nel secondo capitolo vengono brevemente introdotti gli impianti solar cooling e viene proposta una classificazione dei materiali a cambiamento di fase utilizzabili all'interno degli accumuli PCM.

Dal terzo capitolo si entra nel merito del lavoro con una descrizione del modello creato per poi procedere nel quarto capitolo alla fase di ottimizzazione dell'impianto, considerando i fabbisogni termici di una villetta monofamiliare collocata in città con diverse condizioni climatiche ovvero Venezia, Roma e Trapani.

Nel quinto capitolo si ripete la fase di ottimizzazione considerando tuttavia i fabbisogni termici di una villetta trifamiliare.

Nel sesto capitolo vengono presentati i risultati ottenuti dalle simulazioni dell'impianto con accumulo latente contenente diversi materiali a cambiamento di fase e, dopo aver individuato il migliore tra i PCM testati, si procede con un confronto energetico economico tra l'impianto con accumulo di calore sensibile e l'impianto con accumulo di calore latente.

CAPITOLO 1

L'IMPIANTO SOLAR COOLING

1.1 LA PRODUZIONE DEL FREDDO

La produzione di freddo è richiesta generalmente da due principali applicazioni: la refrigerazione ed il condizionamento dell'aria.

Nei paesi sviluppati la refrigerazione delle derrate alimentari ed il condizionamento vanno ad incidere in modo sempre più rilevante nel fabbisogno energetico complessivo. La necessità di produrre freddo sarebbe inoltre ancor più sentita nei paesi in via di sviluppo, poiché la mancanza di una refrigerazione adeguata implica ingenti perdite nelle derrate alimentari e poiché l'elevato livello termico negli ambienti lavorativi è causa di ridotti rendimenti nelle attività.

In questo progetto si focalizza l'attenzione su impianti *solar cooling* utilizzati non tanto per la refrigerazione, che come appena accennato ha un ruolo di grande importanza nella conservazione delle derrate alimentari, quanto per il condizionamento dell'aria. Il condizionamento dell'aria ha lo scopo di fornire condizioni ambientali confortevoli, identificabili in certi intervalli di temperatura ambientale, umidità relativa e purezza dell'aria.

Il condizionamento tramite metodi tradizionali implica l'utilizzo di una grande quantità di energia. In accordo con quanto affermato da R. Lazzarin¹ il condizionamento non può tuttavia essere considerata un lusso, ma una vera e propria necessità, quantomeno nelle attività industriali e commerciali o in certe tipologie di servizi come negli ospedali.

All'interno dell'Unione Europea nel 2003 l'energia consumata per il riscaldamento ed il raffreddamento rappresentava il 25% dell'energia totalmente consumata. Nel 2003 solo il 7% di tale percentuale rappresentava l'energia richiesta per il raffrescamento, tuttavia già da allora in Italia il picco di potenza elettrica richiesto nei periodi estivi era cresciuto fino ad eguagliare il picco di potenza elettrica nei periodi invernali (vedere grafico sottostante).

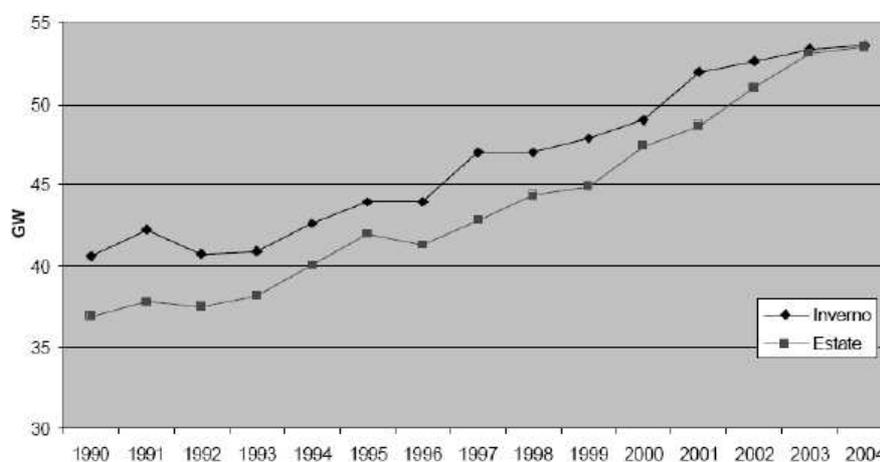


GRAFICO 1.1: Evoluzione storica della potenza di picco invernale ed estiva in Italia

¹ Lazzarin R., 1983, "L'Energia solare e la produzione del freddo", Editore: Elsevier

Il condizionamento estivo risulta essere sempre più richiesto sia per quanto riguarda edifici privati, sia per quanto riguarda edifici industriali, specialmente nei Paesi del Sud Europa (Italia, Spagna, Grecia e Portogallo), tuttavia l'utilizzo del raffrescamento è in crescita anche nei paesi nordici a causa non solo del riscaldamento globale, ma soprattutto a causa dell'aumento del peso dei guadagni interni in edifici sempre più isolati e, nel caso del terziario, a causa dell'utilizzo di ampie superfici vetrate che contribuiscono al riscaldamento degli ambienti.

E' facile quindi capire come l'utilizzo dell'energia solare nel campo del raffrescamento possa contribuire in modo significativo a prevenire un drastico aumento del consumo di energie convenzionali nonché a ridurre le emissioni di anidride carbonica. Quest'ultimo aspetto assume una particolare importanza se messo in relazione ad alcuni accordi internazionali come il "Protocollo di Kyoto" o l'impegno UE di portare l'impiego delle energie rinnovabili al 20% e di ridurre del 20% le emissioni di gas a effetto serra entro il 2020. Oltre che da un punto di vista energetico l'utilizzo dell'energia solare per il condizionamento potrebbe divenire via via interessante anche da un punto vista economico poiché il continuo aumento dei prezzi dell'energia proveniente da fonti fossili, come il petrolio, impone la ricerca di fonte energetiche alternative.

1.2 IMPIANTI SOLAR COOLING IN EUROPA

In questo progetto si focalizza l'attenzione su impianti di tipo solar cooling, adatti, come suggerisce il nome stesso, alla produzione di freddo a partire dall'utilizzo di energia solare.

Anche se la tecnologia del solar cooling viene studiata ormai da diversi anni si può dire, in accordo con quanto affermato da T. Mateus e C. Oliveira², che la sua applicazione è ancora in fase embrionale, o quasi. Basti pensare che una ricerca della "European Thermal Solar Industry Federation" dimostrò che nel 2006 gli impianti solar cooling installati in Europa erano meno di un centinaio e un anno prima erano solo 67, concentrati in gran parte in Germania. Di questo centinaio il 60% erano impianti solar cooling adibiti alla climatizzazione di uffici, il 10% alla climatizzazione di stabilimenti produttivi, il 6% alla climatizzazione di alberghi e la rimanente percentuale al raffrescamento di altri stabilimenti come centri sportivi, scuole o ospedali.³

Il grafico 1.2 mostra come gli impianti solar cooling installati nel 2007 fossero distribuiti in Europa e nel Mondo. Va evidenziato come in Italia, nonostante le esigenze di raffrescamento siano elevate, il numero di impianti solar cooling installati fosse meno della metà di quello in Germania. E' inoltre interessante notare come la maggioranza degli impianti installati in Italia siano stati classificati come impianti di grande scala.

Come evidenziato nel grafico 1.3, dal 2004 si è assistito in Europa ad una crescita nell'installazione degli impianti solar cooling, e questo anche grazie all'ingresso sul mercato di nuovi produttori. Al giorno d'oggi è possibile trovare impianti delle più diverse dimensioni, dai più piccoli adatti

² Mateus T. e Oliveira C., 2008, "Energy and economic analysis of an integrated solar absorption cooling and heating system in different building types and climates", www.sciencedirect.com/

³ IEA, 2007, "Overview on world wide installed solar cooling system", www.iea-shc.org

all'utilizzo familiare ad impianti con potenze via via crescenti fino a quelli adatti al raffrescamento di centri commerciali. La maggior parte degli impianti copre potenze di raffrescamento che vanno dai 10 kW ai 30 kW.

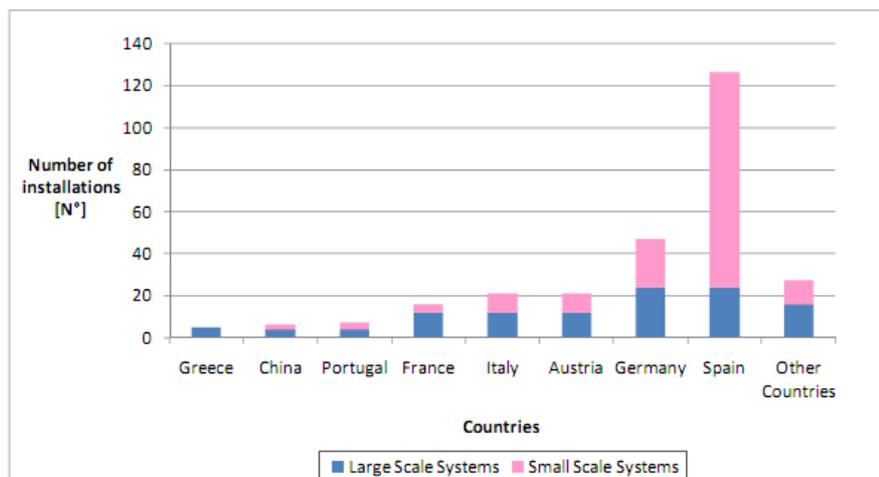


GRAFICO 1.2: Numero di impianti solar cooling installati in Europa e nel Mondo nel 2007⁴

Si precisa che, a rendere interessanti questi impianti anche da un punto di vista economico oltre che da un punto di vista energetico, sia la possibilità di estendere il loro utilizzo a tutto l'arco dell'anno grazie al fatto che i collettori solari possono contribuire non solo alle esigenze di raffrescamento estivo, ma anche a quelle di riscaldamento invernale.

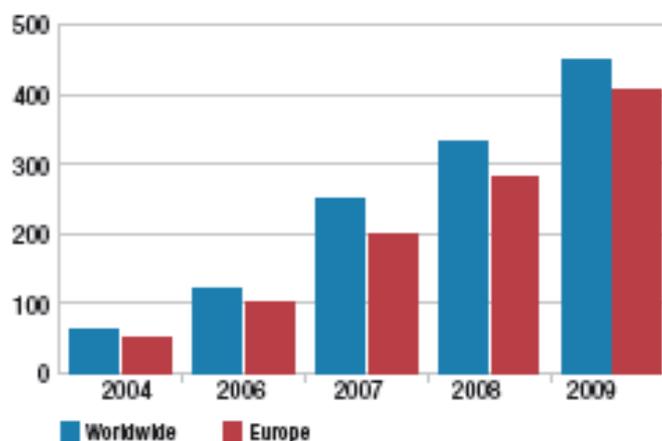


GRAFICO 1.3: Evoluzione del numero di impianti installati in Europa e nel Mondo⁵

1.3 IMPIANTO SOLAR COOLING E SUE COMPONENTI

Esistono due grandi famiglie di impianti solar cooling: gli impianti a ciclo chiuso e gli impianti a ciclo aperto. I primi hanno come componente principale macchine ad adsorbimento solido o ad assorbimento liquido, le quali, alimentate da energia termica, producono acqua refrigerata da inviare ai terminali di distribuzione. I secondi invece operano un trattamento diretto dell'aria

⁴ IEA, 2009, "State of the Art on Existing Solar Heating and Cooling Systems", www.iea-shc.org

⁵ IEA, 2009, "State of the Art on Existing Solar Heating and Cooling Systems", www.iea-shc.org

ambiente mediante l'impiego di ruote essiccanti o sistemi ad essiccamento liquido, rigenerati mediante l'energia termica proveniente dai collettori solari.

In questo studio verranno considerati i soli impianti solar cooling a ciclo chiuso. Essi vengono realizzati, come già anticipato, con macchine frigorifere ad assorbimento e in misura minore con macchine frigorifere ad adsorbimento. Queste macchine possono produrre acqua refrigerata alla temperatura di circa 7 °C partendo da acqua calda proveniente dai collettori solari alla temperatura di 80-100 °C. L'acqua refrigerata, attraverso un sistema di tubazioni, viene distribuita ai terminali di raffrescamento (ad esempio ventilconvettori) dislocati nei locali da climatizzare. Il vantaggio dei sistemi a ciclo chiuso consiste nella possibilità di realizzare l'impianto con qualsiasi tipo di rete di distribuzione, sia ad aria che ad acqua.

Su 66 impianti analizzati in Europa dall'IEA, 56 funzionano con macchina ad assorbimento e 10 con macchina ad adsorbimento. A tal riguardo si specifica che, mentre in Germania le macchine maggiormente utilizzate risultano essere le macchine ad adsorbimento, in Italia e in Spagna la quasi totalità delle macchine installate sono macchine ad assorbimento.

Viene in seguito rappresentato uno schema semplificato di un impianto solar cooling a ciclo chiuso con macchina ad assorbimento. L'obiettivo di questa rappresentazione è solamente quello di evidenziare i principali elementi presenti:

- i collettori solari;
- l'accumulo termico (caldo e/o freddo);
- la macchina frigorifera (con eventuale torre evaporativa).

Nei paragrafi successivi ciascuno di questi elementi verrà spiegato in maggior dettaglio.

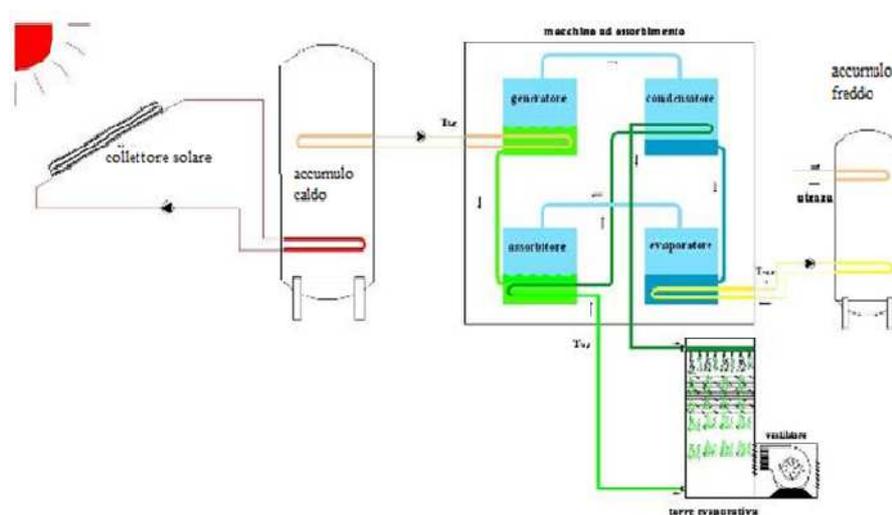


FIGURA 1.1: Schema semplificato di un impianto Solar Cooling

1.3.1 LA MACCHINA FRIGORIFERA

I sistemi più diffusi per la produzione del freddo sono quelli funzionanti secondo un *ciclo a vapore* nei quali il freddo viene prodotto grazie all'evaporazione di un fluido.

Esistono due grandi famiglie di cicli a vapore, i cicli a *compressione*, che necessitano di energia meccanica per la compressione, ed i cicli ad *assorbimento*. La maggioranza degli impianti *solar*

cooling appartiene alla seconda famiglia quindi in seguito si riassumeranno brevemente le principali caratteristiche di questa tipologia.

Gli impianti solar cooling con macchine ad assorbimento si differenziano in base al tipo di ciclo della macchina ad assorbimento utilizzata. In accordo con ENEA⁶ le macchine ad assorbimento attualmente in commercio sono:

- macchine ad *Acqua-Bromuro di Litio a singolo effetto*. Queste macchine necessitano tipicamente di acqua calda a 80-100°C per il loro azionamento. Le prestazioni frigorifere (COP) di queste macchine sono pari a 0.7 rispetto al calore di alimentazione. Lo smaltimento del calore prodotto dal ciclo termodinamico avviene a temperature di 30-40 °C e pertanto per il loro funzionamento è indispensabile una torre evaporativa, che comporta ingombri e consumi aggiuntivi e potenziali pericoli per colture batteriche.
- *macchine ad Acqua-Bromuro di Litio a doppio effetto*. Molto simili alle precedenti, di cui sono la versione ad alta efficienza, presentano COP frigoriferi molto elevati, pari a circa 1.1, necessitano di acqua calda o vapore a circa 160 °C, producibili soltanto con più costosi pannelli solari a medio - alta concentrazione.
- *macchine ad Acqua-Ammoniaca*. Da poco prese in considerazione per il Solar Cooling, hanno un COP frigorifero 0.6 - 0.7 e richiedono temperature di funzionamento di circa 190 °C. I vantaggi aggiuntivi di queste macchine consistono nel poter funzionare senza bisogno di torri evaporative, e soprattutto nella reversibilità del funzionamento. La stessa macchina può funzionare anche per il riscaldamento invernale permettendo comunque un risparmio di combustibile pari a circa il 50% rispetto alle caldaie tradizionali ad alta efficienza, in assenza di sole. Macchine di nuova concezione (come quella che verrà considerata nei capitoli successivi) possono richiedere temperature di azionamento minori a vantaggio del costo e dell'efficienza dei pannelli solari.

Come già accennato nei cicli ad assorbimento l'effetto frigorifero si ottiene grazie all'evaporazione a ridotta temperatura di un fluido. A differenza del ciclo a compressione il vapore viene assorbito da una sostanza avente un'elevata affinità con la sostanza refrigerante. A quel punto la miscela viene pompata ad una pressione superiore e, grazie al calore fornito da una sorgente esterna, avviene la separazione del vapore dalla soluzione. Il vapore viene quindi fatto condensare alla temperatura ambiente e il liquido può tornare all'evaporatore.

Le coppie assorbente-refrigerante che hanno trovato maggior utilizzo sono, come già accennato, *acqua-ammoniaca* e *bromuro di litio-acqua*. In particolare la coppia che attualmente risulta essere più utilizzata negli impianti di tipo solar cooling è la seconda. Il LiBr è un sale caratterizzato da una elevata affinità con l'acqua e di conseguenza è in grado di assorbire facilmente il vapore.

⁶ ENEA, 2010, "Studio preliminare e realizzazione di un prototipo reversibile di macchina ad assorbimento da 18 kw con alimentazione ad acqua calda da adibire al solar cooling and heating", www.enea.it

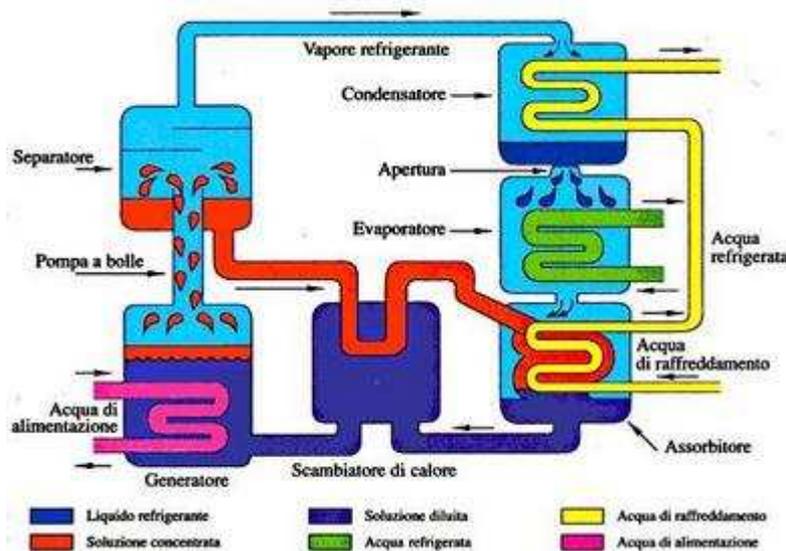


FIGURA 1.2: Schema di una macchina ad assorbimento

Gli elementi principali che consentono di ottenere un ciclo di vapore ad assorbimento sono l'assorbitore, l'evaporatore, il condensatore e il generatore.

Il recipiente dell'evaporatore contiene acqua mentre il recipiente dell'assorbitore contiene una miscela di acqua e LiBr (o ammoniaca). Questi due contenitori si trovano a pressione ridotta e quindi l'evaporazione dell'acqua può avvenire a basse temperature (anche a 5 °C). Nel momento in cui si forma vapore l'evaporatore si trova a pressione e temperatura superiore rispetto all'assorbitore e quindi il vapore viene assorbito dalla soluzione e del nuovo vapore si può formare. Com'è facilmente intuibile questo tipo di processo non può essere continuo per due motivi:

- In primo luogo risulta essere un processo esotermico dove il calore generato dalla condensazione del vapore d'acqua viene assorbito dalla soluzione che quindi aumenta di temperatura rendendo meno efficace l'assorbimento;
- In secondo luogo il vapore d'acqua va a diluire la soluzione inibendo sempre di più il processo.

Per queste due ragioni la soluzione diluita viene quindi pompata ad un generatore a pressione superiore dove, grazie alla fornitura di calore, avviene la separazione del vapore d'acqua dal concentrato di LiBr. A tal punto il concentrato, dopo essere stato raffreddato grazie ad uno scambio termico con la soluzione in uscita dall'assorbitore, può tornare all'assorbitore.

Il vapore d'acqua separato dalla soluzione viene invece inviato al condensatore che deve essere adeguatamente raffreddato per consentire la condensazione. L'acqua viene infine inviata all'evaporatore chiudendo così il ciclo.

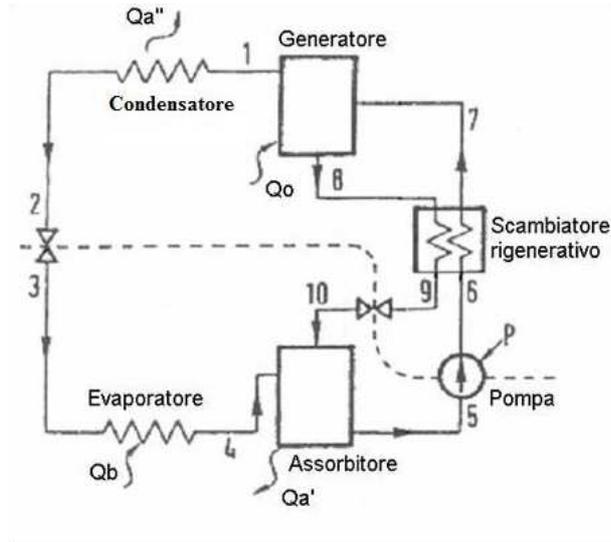


Figura 1.3: Schema di funzionamento della macchina ad ad assorbimento

Il *coefficiente di effetto utile (COP)* è un coefficiente che consente di valutare le prestazioni di una macchina frigorifera identificando il rapporto tra l'effetto frigorifero prodotto e l'input energetico necessario. In particolare, in una macchina frigorifera ad assorbimento, come input energetico si considera la quantità di calore fornita ad una temperatura maggiore rispetto all'ambiente esterno.

$$COP = \frac{Q_0}{Q_g}$$

FORMULA 1.1

Dove:

Q_0 = effetto frigorifero prodotto;

Q_g = calore fornito al generatore della macchina ad assorbimento;

E' interessante sottolineare come, considerando ideali tutte le trasformazioni, il COP dipenda esclusivamente dalle temperature caratteristiche del ciclo, ovvero la temperatura dell'evaporatore, quella del condensatore e quella del generatore (considerando per semplicità la temperatura dell'assorbitore uguale alla temperatura del condensatore).

$$COP = \frac{Q_0}{Q_g} = \frac{\frac{1}{T_1} - \frac{1}{T_g}}{\frac{1}{T_0} - \frac{1}{T_1}}$$

FORMULA 1.2

Dove:

- T_g = temperatura di alimentazione del generatore.
- T_0 = temperatura di alimentazione dell'evaporatore;
- T_1 = temperatura di alimentazione del condensatore.

1.3.2 I COLLETTORI SOLARI

Altro elemento fondamentale dell'impianto è il collettore solare che serve a captare energia solare sotto forma di energia termica da trasferire poi al generatore della macchina ad assorbimento.

Esistono varie tipologie di collettori solari ma i collettori in assoluto più utilizzati risultano essere i *collettori piani* ed i *collettori a tubi evacuati*.

I *collettori piani* possono essere realizzati utilizzando geometrie particolari come la geometria a nido d'ape, nella quale la presenza di celle di materiale trasparente al visibile ma non all'infrarosso riduce sia le perdite per radiazione sia quelle per dispersione. Un collettore piano nella disposizione più semplice è composto da:

- una piastra metallica assorbente avente lo scopo di raccogliere l'energia solare e trasferirla ad un fluido termovettore (acqua o una miscela di acqua o antigelo). Essa è costituita da una sottile piastra di metallo termicamente conduttivo (normalmente di rame o in lega rame-alluminio oppure in acciaio al nickel-cromo), verniciata o trattata con uno strato di materiale selettivo per avere un elevato grado di assorbimento della radiazione solare e per ridurre le perdite di calore verso l'esterno;
- uno strato di materiale isolante per limitare le dispersioni termiche nella parte inferiore del collettore;
- una o più coperture trasparenti con il compito di trasmettere bene la radiazione solare e di essere opache per la radiazione emessa dalla piastra riscaldante.

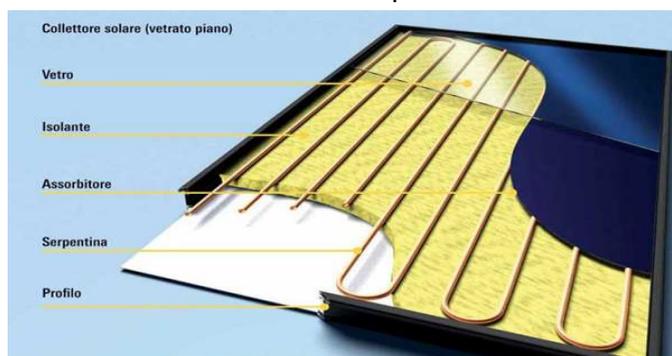


FIGURA 1.7: Collettore solare piano

La caratteristica distintiva dei *collettori a tubi evacuati* è che all'interno viene realizzato un livello di vuoto elevato che consente di eliminare le dispersioni per convezione. Le dispersioni per radiazione vengono invece ridotte ricorrendo a superfici selettive (cioè trasparenti alla radiazione solare e opache alla radiazione infrarossa). La geometria tubolare serve a risolvere la questione dell'elevata pressione dovuta al vuoto. I vantaggi di questa tecnologia rispetto ai più tradizionali collettori piani sono:

- le limitate perdite termiche;
- l'elevata temperatura di esercizio durante gran parte dell'anno;
- l'elevato rendimento con minore necessità di superficie;
- l'elevato assorbimento anche con luce diagonale grazie alla forma circolare.



FIGURA 1.6: Collettore solare a tubi evacuati

Un particolare tipo di collettore a tubi evacuati è il CPC (Compound Parabolic Concentrator) che presenta dei riflettori a forma di parabola appositamente studiati per concentrare i raggi solari sulla parte del tubo direttamente esposta al sole. In questo modo i CPC sono in grado di assorbire una elevata radiazione sia quando il sole irradia perpendicolarmente sia quando si trova con elevate inclinazioni (come al mattino e alla sera).

La tipologia di collettori installati negli impianti solar cooling variano da impianto ad impianto e da paese a paese. Il grafico a seguire evidenzia quali sono i tipi di collettori solari maggiormente utilizzati negli impianti solar cooling presenti in Europa e nel Mondo. Da notare come in Italia il 50% dei collettori installati siano piani e il 48% siano a tubi evacuati.

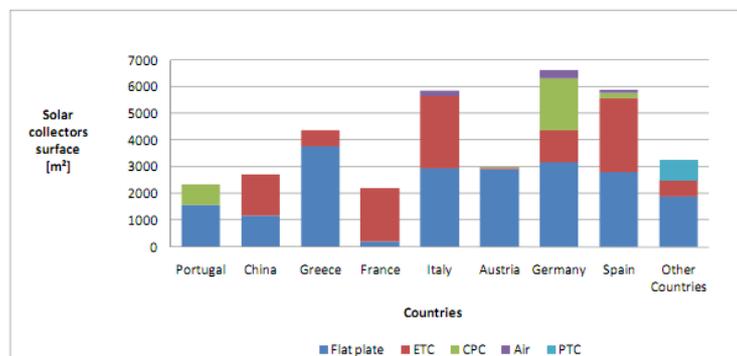


GRAFICO 1.4: Superfici totali delle diverse tipologie di collettori solari installati in impianti solar cooling in Europa e nel Mondo⁷

Non solo il tipo di collettori, ma anche la superficie di collettori utilizzata a parità di potenza di raffrescamento varia estremamente da impianto ad impianto. Si è tuttavia concordi nell'affermare che mediamente, a parità di potenza frigorifera installata, i collettori a tubi evacuati consentono l'installazione di un minor numero di collettori rispetto ai collettori piani grazie alle loro migliori prestazioni. Si precisa che raramente viene installata un'area dei collettori tale da garantire il 100% di copertura del fabbisogno di raffrescamento tramite energia solare. Basti pensare che su 45 impianti presi in considerazione dall'IEA solamente 4 risultano essere totalmente privi di sistemi ausiliari a gas o elettrici.⁸

⁷ IEA, 2009, "State of the Art on Existing Solar Heating and Cooling Systems", www.iea-shc.org

⁸ IEA, 2007, "Overview on world wide installed solar cooling system", www.iea-shc.org

Per quanto riguarda l'inclinazione e l'orientamento dei collettori solari i valori ottimali dipendono dalla latitudine del sito, dalla tipologia di collettore utilizzata, dalle condizioni climatiche locali e da altri fattori (ad esempio architettonici o estetici). In prima approssimazione le indicazioni ottenute dalla letteratura suggeriscono un'inclinazione dei collettori di poco inferiore alla latitudine del luogo ed un orientamento ottimale verso sud.

Le prestazioni di un collettore sono caratterizzate dall'efficienza, cioè dal rapporto tra energia utile catturata in un certo periodo di tempo e l'energia solare incidente.

$$\eta = \frac{\int \frac{Q_u}{A_c}}{I_B}$$

FORMULA 1.3

Dove I_B rappresenta l'intensità della radiazione solare incidente sul piano del collettore.

Q_u è invece il calore utile e viene calcolato come segue:

$$Q_u = Q_a - Q_p$$

FORMULA 1.4

dove Q_a è il calore assorbito e Q_p è la quota di calore persa.

Per quanto riguarda l'energia perduta essa dipende:

- dalla temperatura della piastra assorbente;
- dalle proprietà ottiche della piastra e delle coperture trasparenti;
- dalle condizioni ambientali;
- dall'isolamento laterale e posteriore.

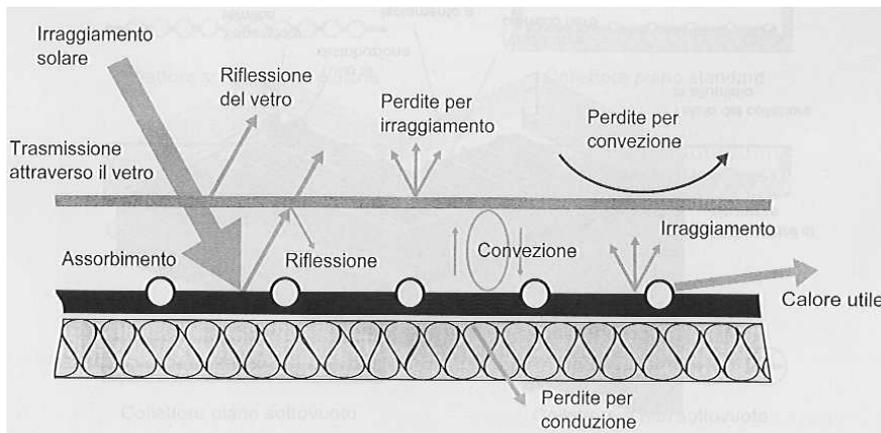


FIGURA 1.8: Le perdite in un collettore

La quota di calore assorbita e la quota di calore persa vengono calcolate come segue:

$$q_a = (\tau\alpha)I_B$$

$$q_p = U_c(T_p - T_a)$$

FORMULE 1.5 – 1.6

Dove:

- $(\tau\alpha)$ è un fattore che tiene conto dell'aliquota della radiazione complessivamente trasmessa e dipende dal suo angolo di incidenza;
- U_c è il coefficiente di dispersione termica;
- T_a è la temperatura ambiente;
- T_p è la temperatura media della piastra.

Utilizzando le formule 1.4, 1.5 e 1.6 si ottiene:

$$q_{us} = (\tau\alpha)I_{\beta} - U_c(T_p - T_a)$$

FORMULA 1.7

Questa espressione tuttavia è funzione della temperatura media della piastra, che solitamente è incognita, è preferibile pertanto un'espressione che sia funzione del fluido all'ingresso del collettore:

$$q_{us} = F_r [(\tau\alpha)I_{\beta} - U_c(T_i - T_a)]$$

FORMULA 1.8

dove F_r viene chiamato *fattore di asporto termico* del collettore ed è un numero minore di 1.

Utilizzando l'espressione dell'efficienza istantanea 1.3 si ricava l'equazione di Bliss:

$$\eta = F_r(\tau\alpha) - \frac{F_r U_c (T_i - T_a)}{I_{\beta}}$$

FORMULA 1.9

Potendo considerare costanti i valori $F_r(\tau\alpha)$ e $F_r U_c$ l'efficienza, come si evince dal grafico, è una funzione di $(T_i - T_a)/I_{\beta}$.

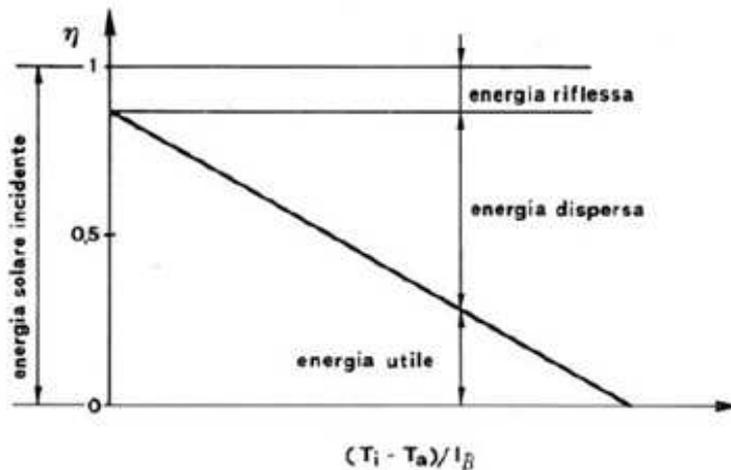


GRAFICO 1.5: Retta di efficienza di un collettore solare

Dal grafico 1.5 si nota che, più è elevata la temperatura di ingresso ai collettori, minore è l'energia utile e maggiore è quella dispersa. Questa considerazione in particolare risulterà essere di fondamentale importanza per comprendere molte affermazioni sul dimensionamento degli accumuli di calore che verranno fatte nei capitoli successivi.

Dal grafico 1.6 invece si vede come l'efficienza del collettore migliori utilizzando coperture selettive, mentre aumentando il numero di coperture si nota come la componente riflessa sia via

via maggiore (quindi la retta di efficienza ha un'intercetta minore). E' evidente come le prestazioni dei collettori con due coperture siano migliori di quelli con singola copertura per elevate temperatura di ingresso.

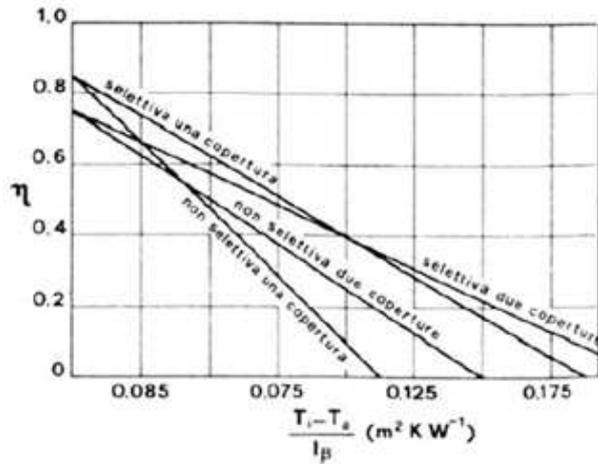


GRAFICO 1.6: Rette di efficienza al variare delle coperture⁹

Nella tabella sottostante sono presentati i valori dei due fattori $F_r(\tau\alpha)$ e F_rU_c a seconda del tipo di collettore considerato.

Tipo di collettore	$F_r(\tau\alpha)$	$F_rU_c(W/(m^2K))$
Due coperture trasparenti piastra non selettiva	0.7	3.75
Una copertura trasparente piastra selettiva	0.8	5
Due coperture trasparenti piastra selettiva	0.7	3
Tubi evacuati	0.8	1:2

TABELLA 1.1: Valori indicativi dei parametri caratteristici di diversi tipi di collettori⁵

Da questa tabella e dalla formula 1.9 si evince che, a parità di condizioni, i collettori a tubi evacuati consentono prestazioni superiori rispetto ai collettori piani.

I problemi che si possono riscontrare con i collettori a tubi evacuati sono soprattutto in inverno, quando l'elevata efficienza del loro isolamento rallenta notevolmente il disgelo dal ghiaccio e dalla neve rendendo le loro prestazioni equivalenti a quelli a piastra piana.

1.3.3 ACCOPPIAMENTO MACCHINA FRIGORIFERA-COLLETTORE SOLARE

Nel solar cooling i collettori solari forniscono energia termica per l'alimentazione del generatore della macchina ad assorbimento. Il sistema che risulta dall'accoppiamento del collettore solare con la macchina frigorifera può essere qualificato dal *rapporto termico di sistema* (System Thermal Ratio, STR):

$$STR = \frac{q_0}{I_\beta} = \frac{q_0 q_g}{q_g I_\beta} = TR \cdot \eta$$

FORMULA 1.10

Dove:

⁹ Lazzarin R., 1983, "L'Energia solare e la produzione del freddo", Editore: Elsevier

- TR è il rapporto termico, che coincide con il COP;
- q_0 è l'effetto frigorifero prodotto;
- I_B è l'intensità della radiazione solare incidente l'area del collettore.

Utilizzando la formula del rapporto termico di sistema (formula 1.10) e dell'efficienza del collettore (formula 1.9) si ottiene:

$$STR = \frac{T_0 T_g - T_1}{T_g T_1 - T_0} [F_R (\tau\alpha) - F_r U_c \frac{(T_g - T_a)}{I_B}]$$

FORMULA 1.11

Derivando e ponendo la derivata pari a zero si ottiene che il massimo rendimento si ha con:

$$T_g = \sqrt{T_1 T_a + \frac{F_R (\tau\alpha) I_B T_1}{F_r U_c}}$$

FORMULA 1.12

1.3.4 GLI ACCUMULI DI CALORE

Gli *accumuli di calore* risultano essere elementi fondamentali per disaccoppiare la produzione di energia termica dal suo utilizzo in un impianto solar cooling.

Nel *solar cooling* è possibile trovare sia accumuli di calore lato caldo che lato freddo. L'accumulo nel lato caldo ha lo scopo di immagazzinare il calore prodotto dai collettori solari per poi fornirlo, al momento necessario, al generatore della macchina frigorifera. L'accumulo dal lato freddo ha invece lo scopo di accumulare il freddo prodotto dalla macchina frigorifera quando si ha disponibilità di energia solare, per poi cederlo al sistema di diffusione del freddo quando richiesto. In Europa gli accumuli di calore lato caldo risultano essere più diffusi degli accumuli di freddo, basti pensare che in 33 impianti solar cooling analizzati dall'IEA solamente in 19 vi è la presenza di un accumulo di calore lato freddo mentre tutti prevedono la presenza di un accumulo di calore lato caldo.¹⁰

Proprio come per i collettori solari, anche per gli accumuli di calore le dimensioni a parità di potenza frigorifera installata variano estremamente da impianto ad impianto e da paese a paese. Si riporta in seguito un grafico che evidenzia come su 46 impianti analizzati in Europa dall'IEA vari il rapporto tra volume dell'accumulo e metri quadrati di collettori installati per diverse tecnologie di collettori utilizzati.

¹⁰ IEA, 2009, "State of the art on existing solar heating and cooling systems", www.iea-shc.org

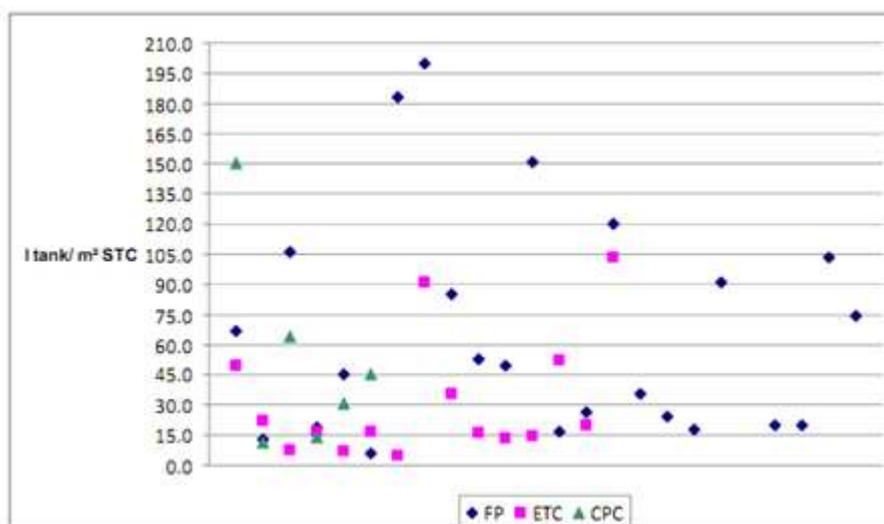


GRAFICO 1.8: Rapporto tra volume dell' accumulo lato caldo espresso in litri e area dei collettori (per diverse tipologie di collettori) in 46 impianti in Europa¹¹

Vengono in seguito presentati in modo del tutto generale gli scopi e alcune caratteristiche di questi due tipi di accumuli per poi scendere in una loro descrizione e classificazione più approfondita nel capitolo successivo.

1.3.4.1 GLI ACCUMULI DI FREDDO

Lo scopo dell'accumulo di freddo è quello di introdurre uno scarto in termini di tempo tra la produzione di freddo tramite la macchina frigorifera e la sua utilizzazione per la climatizzazione. Questa differenza temporale può essere di alcune ore, ma può essere anche di alcune settimane o addirittura mesi a seconda del caso che si tratti di un *accumulo giornaliero* o di un *accumulo stagionale*.

La diffusione degli accumuli di freddo iniziò negli Stati Uniti per limitare i forti picchi estivi nella domanda di energia elettrica legati alla capillare diffusione del condizionamento degli edifici. Anche in Italia l'evoluzione dei consumi ha spostato, negli ultimi anni, nella stagione calda le criticità del sistema elettrico e le ore di punta delle fasce orarie. Il disaccoppiamento della produzione del freddo dal suo consumo è un tema oggi di grande interesse per moltissime utenze a causa del passaggio a tariffazione multi-oraria non solo della maggioranza dei contratti in media tensione, ma anche di parte di quelli in bassa tensione.

L'utilizzo dell'accumulo freddo, per l'impianto di solar cooling, è utilizzato non solo per ottenere vantaggi da un sistema tariffario multi-orario, ma anche per risolvere i problemi di discontinuità della macchina ad assorbimento (anche durante i periodi di manutenzione), in quanto il regime intermittente può essere molto penalizzante. Influenzando positivamente sulle prestazioni della macchina, l'accumulo freddo permette di installare impianti con minori potenze frigorifere installate. È interessante inoltre sottolineare come in realtà le inefficienze insite negli accumuli giornalieri non implicano necessariamente uno spreco energetico in quanto, ad esempio, si

¹¹ IEA , 2009, "State of the art on existing solar heating and cooling systems", www.iea.shc.org

possono ottenere COP più elevati derivanti da un funzionamento delle macchine frigorifere più regolare grazie a minor esigenze di modulazione.

Di particolare interesse risulta essere uno studio di Bo He e F. Setterwall¹² nel quale si conclude che i principali vantaggi di un accumulo freddo sono:

- la riduzione del costo operativo dell'impianto;
- un funzionamento meno intermittente della macchina ad assorbimento;
- la riduzione della taglia dell'equipaggiamento per il raffreddamento;
- l'aumento della flessibilità operativa.

In accordo con R. Lazzarin¹³ nel prevedere un accumulo freddo bisogna per prima cosa studiarne il dimensionamento, il quale dipende sia dal profilo di carico richiesto sia da quello che è il ruolo che si vuole l'accumulo svolga. Conoscere il carico massimo richiesto non è sufficiente per un buon dimensionamento, è infatti necessario conoscere il profilo del carico durante le 24 ore. Spesso è proprio la variabilità di quest'ultimo a rendere conveniente l'utilizzo di un sistema di accumulo freddo.

Una prima possibilità è quella di dimensionare l'accumulo in modo tale da soddisfare la domanda con la minima capacità frigorifera installata. In questo modo la macchina frigorifera viene fatta funzionare 24 ore al giorno con una capacità frigorifera tale da soddisfare esattamente la domanda totale. Il vantaggio di questo tipo di configurazione consiste nel fatto che è possibile l'installazione di macchine frigorifere di potenze inferiore. Non si trae tuttavia vantaggio da una tariffazione di tipo multi-oraria e per questo non viene quasi mai utilizzata.

Ciò che si cerca di fare è minimizzare o addirittura annullare il consumo di energia elettrica (nel caso del *solar cooling* quella utilizzata come fonte ausiliaria) nelle fasce orarie in cui risulta essere più costosa.

In questo caso è evidente che la macchina frigorifera installata dovrà avere una capacità installata maggiore rispetto al caso precedente.

Nel caso reale ciò che viene fatto è un compromesso tra queste due scelte cercando per esempio di non spegnere completamente la macchina frigorifera durante certe ore della giornata, ma operando in parzializzazione.

Queste considerazioni vanno fatte sulla base di quello che è il profilo teorico di carico richiesto durante l'arco della giornata. Nel momento in cui si passa a considerare il caso reale accade che strategie di accumulo parziale possano trasformarsi in totale e viceversa.

Nel caso di accumulo parziale le possibili scelte sono due.

Una prima possibile scelta è quella di dare la priorità al *chiller* facendo quindi in modo di utilizzare l'accumulo solamente nel momento in cui il carico richiesto supera la capacità frigorifera del *chiller*; in tal caso la differenza viene fornita dal sistema di accumulo. Questa prima strategia risulta essere di semplice implementazione, tuttavia può capitare di trovarsi a fine giornata con il sistema di accumulo ancora parzialmente carico e, tenendo conto delle dispersioni e delle inefficienze, questo può rappresentare uno spreco energetico.

¹² He B., Setterwall F, 2002, "Technical grade paraffin waxes as phase change materials for cool thermal storage system capital cost estimation", www.sciencedirect.com

¹³ Lazzarin R., 2003, "Il condizionamento dell'aria", FLACCOVIO DARIO Editore

La seconda strategia è invece quella di dare la priorità assoluta all'accumulo di freddo facendo intervenire il *chiller* solamente nel momento in cui l'accumulo non riesce più a soddisfare il carico richiesto o per motivi di esaurimento o per motivi di velocità di scarica. Questa seconda strategia comporta un elevato rischio di esaurimento dell'accumulo e, nel peggiore dei casi, può capitare che si esaurisca quando la richiesta di raffreddamento è ancora elevata. In questo caso è quindi fondamentale una buona previsione di quella che sarà la domanda di freddo richiesta.

In genere le strategie e il dimensionamento dei sistemi di accumulo possono però essere stabilite in modo preciso solamente nel momento in cui si hanno precise informazioni sul sistema di tariffazione oraria con il quale ci si confronta. Ovviamente converrà provvedere alla ricarica dell'accumulo durante le ore di basso costo dell'energia elettrica.

1.3.4.2 GLI ACCUMULI DI CALDO

Come gli accumuli lato freddo, anche gli accumuli lato caldo risultano necessari per sopperire agli scompensi tra input solare e fabbisogno di riscaldamento e raffrescamento, in modo da accumulare l'energia solare e riuscire a soddisfare la richiesta di produzione di freddo (e di caldo se l'impianto solar cooling viene utilizzato anche nel periodo invernale per il riscaldamento) nonostante la variabilità dei fabbisogni.

In tal senso si sottolinea che la maggior diffusione degli accumuli lato caldo nei sistemi solar cooling, rispetto agli accumuli lato freddo, è legata al fatto che, mentre questi ultimi vengono utilizzati solamente nel periodo estivo (ovvero quando vi è richiesta di raffrescamento), gli accumuli lato caldo vengono utilizzati sia nel periodo estivo che in quello invernale.

Una particolare analisi per questo tipo di accumuli verrà condotta in questo lavoro concentrandosi su quelli di tipo *sensibile* e quelli *a cambiamento di fase* con una temperatura di esercizio di circa 50 °C nel periodo invernale e 100 °C nel periodo estivo.

Un'applicazione interessante per quanto riguarda gli accumuli lato caldo può essere quella di un doppio serbatoio di accumulo, con valvole di regolazione, per far fronte alla diversità dei carichi durante una stessa giornata, rendendo possibile sia un'elevata capacità di accumulo nei periodi di massimo fabbisogno, sia una maggiore efficienza nei periodi di minore richiesta (senza sovradimensionare il sistema).

Nel caso in cui si preveda che l'accumulo di energia termica non sia sufficiente a soddisfare la domanda durante i periodi di picco può essere necessario prevedere l'installazione di una sorgente ausiliaria.

Se la sorgente ausiliaria è disposta in serie rispetto all'accumulo allora essa consente di aumentare la temperatura dell'acqua calda in uscita dall'accumulo, in tal caso si dice che agisce da *booster*.

Se invece la sorgente ausiliaria è disposta in parallelo rispetto all'accumulo allora essa deve essere in grado di soddisfare completamente il fabbisogno termico nel caso l'accumulo non sia sufficiente.

Dal momento che l'obiettivo di un sistema *solar cooling* è quello di minimizzare l'utilizzo di fonti convenzionali di energia, la prima soluzione sembra essere preferibile, anche se ciò non è sempre e necessariamente vero in quanto a volte è difficile ottenere limitati aumenti di temperatura dell'acqua in uscita dall'accumulo, a meno che la fonte ausiliaria non sia costituita da sistemi particolari di regolazione.

CAPITOLO 2

ACCUMULI DI CALORE PCM

2.1 CLASSIFICAZIONE DEI SISTEMI DI ACCUMULO

Come già discusso nel primo capitolo, il ruolo principale dei sistemi di accumulo, siano essi sul lato caldo o sul lato freddo, è quello di disaccoppiare la fase di produzione di energia termica dalla fase di utilizzo.

I sistemi di accumulo possono essere di *lungo* o di *breve periodo*. In genere gli accumuli di *lungo periodo* hanno lo scopo di accumulare energia per periodi che vanno da alcuni mesi ad intere stagioni. Nonostante in questo lavoro vengano presi in considerazione in modo dettagliato solamente accumuli di breve periodo, viene in seguito presentata una breve classificazione anche dei sistemi di accumulo di lungo periodo (*stagionali*). Nella seguente classificazione (figura 2.1) si sono presi come riferimento gli autori K. Edem Tsoukpoe, Hui Liu et al.¹⁴ Va tuttavia sottolineata l'assenza in letteratura di una classificazione univoca di questa tipologia di accumuli.

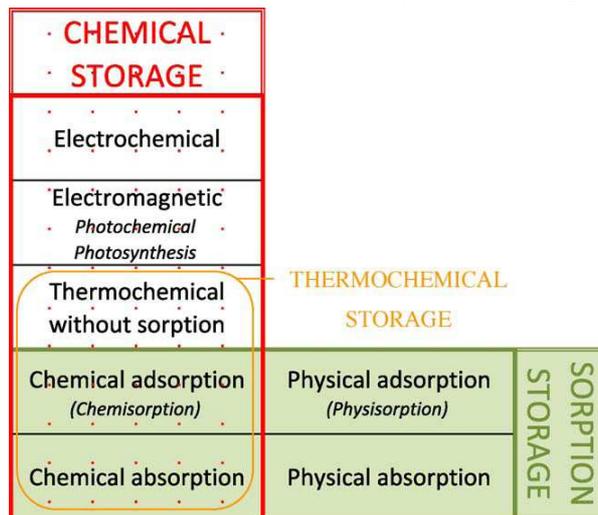


FIGURA 2.1: Classificazione degli accumuli stagionali secondo K. Edem Tsoukpoe, Hui Liu et al.¹⁴.

Tra gli accumuli stagionali si possono citare:

- gli accumuli latenti *sorption*, dove si definisce “sorption” il fenomeno di fissazione o cattura di un gas o vapore da parte di una sostanza allo stato condensato chiamata *sorbente*. In particolare le due modalità di “sorption” sono:
 - L’ *adsorption* (*adsorbimento*) cioè il fissaggio di un componente in fase gassosa alla superficie di un'altra sostanza. Si parla di *adsorbimento fisico* quando le molecole del gas vengono trattenute sulla superficie mediante forze più deboli dei legami chimici che vengono tecnicamente chiamate forze di van der Waals. Si parla invece di *adsorbimento chimico* o *chemiadsorbimento* quando gli atomi (o gli ioni) del gas adsorbito vengono fissati alla superficie attraverso veri e propri legami chimici. In

¹⁴ K. Edem N'Tsoukpoe, Hui Liu, Nolwenn Le Pierre`s, Lingai Luo, 2009, "A review on long-term sorption solar energy storage", www.sciencedirect.com/

generale l'adsorbimento chimico consente di accumulare più calore dell'adsorbimento fisico ma può dar luogo ad un fenomeno irreversibile;

- L' *absorption*, ovvero un processo di penetrazione di un gas in un solido o in un liquido o di un liquido in un solido quando la sostanza assorbita permea uniformemente tutta la massa del corpo assorbente. Anche in questo caso è possibile una distinzione tra *assorbimento chimico* e *assorbimento fisico*;
- gli accumuli *chimici* che sfruttano l'energia assorbita e rilasciata quando, con processi chimici reversibili, si rompono o si riformano dei legami molecolari. Essi possono essere:
 - *elettrochimici*, nei quali l'energia viene immagazzinata accumulando energia in forma elettrica (come nelle batterie);
 - *elettromagnetiche*, dove per immagazzinare l'energia vengono utilizzate reazioni fotochimiche o di fotosintesi;
 - *termochimici* senza assorbimento, dove, utilizzando reazioni termochimiche, l'immagazzinamento avviene sotto forma di energia termica.
 - *assorbimento chimico*;
 - *adsorbimento chimico*;

Dalla figura 2.1 è evidente come un'ulteriore classificazione dei sistemi di accumulo stagionali possa essere fatta distinguendo tra processi *termochimici* e processi *non termochimici*.

Tra gli accumuli a breve termine si possono invece trovare (figura 2.2):

- Gli *accumuli sensibili*;
- Gli *accumuli a cambiamento di fase* ovvero *PCM (Phase Change Materials)*.

Negli *accumuli sensibili* l'energia termica viene accumulata innalzando la temperatura di un materiale e di conseguenza la quantità di calore accumulata viene calcolata come segue:

$$Q = \int_{T_i}^{T_f} m C_p \Delta T$$

FORMULA 2.1

Dove:

T_i = temperatura iniziale della sostanza;

T_f = temperatura finale della sostanza;

m = massa della sostanza;

C_p = calore specifico della sostanza.

Nella stragrande maggioranza dei casi (la quasi totalità per quanto riguarda il solar cooling) si ha a che fare con accumuli d'acqua, sia nel lato caldo che nel lato freddo, grazie alle sue ottime caratteristiche di economicità e capacità termica.

Per quanto riguarda gli *accumuli a cambiamento di fase* invece la quantità di calore immagazzinata nell'accumulo viene calcolata come segue:

$$Q = \int_{T_i}^{T_m} m C_p dT + m a_m \Delta h_m + \int_{T_m}^{T_f} m C_p dT$$

FORMULA 2.2

Dove:

T_m = temperatura di fusione del materiale;

a_m = frazione di materiale fuso;

Δh_m = calore latente di fusione del materiale per unità di massa.

A differenza degli accumuli sensibili, gli accumuli contenenti PCM, durante il cambiamento di fase, assorbono e rilasciano calore ad una temperatura pressochè costante, immagazzinando, a parità di temperatura, fino a 14 volte più calore rispetto a quelli sensibili¹⁵ (ovviamente maggiore sarà il calore latente di fusione maggiore sarà il calore immagazzinato a temperatura costante).

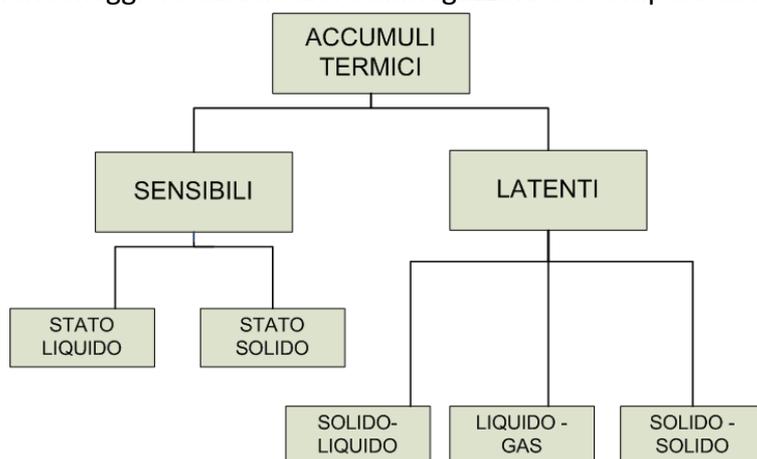


FIGURA 2.2: Classificazione degli accumuli termici a breve termine

Come è possibile notare figura 2.2 il cambiamento di fase del materiale può avvenire attraverso le seguenti trasformazioni di stato: *solido-solido*, *liquido-gas* e *solido-liquido*.

Nelle trasformazioni *solido-solido* il calore viene accumulato mentre avviene una trasformazione nel materiale da un tipo di cristallizzazione ad un altro. Queste trasformazioni sono caratterizzate in genere da un calore latente inferiore rispetto alle trasformazioni *solido-liquido*. Il vantaggio nell'utilizzo di accumuli di questo tipo consiste in una maggior facilità nella progettazione e nel design degli accumuli stessi. Per tali accumuli i materiali più promettenti risultano essere le soluzioni solide organiche di pentaerythritol, Li_2SO_4 e KHF_2 .¹⁶

I cambiamenti di fase di tipo *liquido-gas*, *gas-liquido* consentono invece un elevato scambio di calore latente, ma le elevate variazioni dei volumi che avvengono durante la trasformazione di fase implicano grossi problemi nella gestione dell'accumulo. Queste elevate variazioni di volume rendono quindi necessario l'utilizzo di sistemi di accumulo complessi e di conseguenza si opta in genere per l'utilizzo di accumuli a cambiamento di fase *solido-liquido*.

I cambiamenti di fase tipo *solido-liquido*, *liquido-solido* comportano uno scambio di calore latente inferiore rispetto alle trasformazioni *liquido-gas*, tuttavia consentono una variazione di volume molto minore (nell'ordine del 10% o meno). Dalla letteratura è emerso che questa tipologia di accumuli risulta essere sia quella economicamente più conveniente sia quella più utilizzata e di conseguenza in questa relazione sarà proprio questo cambiamento di fase ad essere preso in considerazione.

¹⁵A. Sharma, V.V. Tyagi, C.R. Chen, D. Buddhi, 2007, "Review on thermal energy storage with phase change materials and applications", www.sciencedirect.com/

¹⁶A. Sharma, V.V. Tyagi, C.R. Chen, D. Buddhi, 2007, "Review on thermal energy storage with phase change materials and applications", www.sciencedirect.com/

Nel paragrafo successivo il termine PCM sarà quindi associato ai materiali con quest'ultima modalità di cambiamento di fase.

2.2 UTILIZZI E CARATTERISTICHE DEI MATERIALI PCM

I PCM (Phase Change Materials) sono materiali a cambiamento di fase che vengono utilizzati per l'accumulo di calore latente.

In genere l'utilizzo dei materiali PCM in impianti solar cooling può consentire un vantaggio rispetto agli accumuli ad acqua nel momento in cui la temperatura di fusione del PCM corrisponde alla temperatura alla quale l'accumulo deve essere mantenuto. Questo perché il PCM in fase di fusione è in grado di rilasciare energia a temperatura pressochè costante. Il vantaggio energetico nell'utilizzo dei materiali a cambiamento di fase invece va via via a ridursi man mano che la temperatura di fusione si discosta dalla temperatura di esercizio in quanto la maggioranza dei materiali a cambiamento di fase possiede calori specifici allo stato solido e allo stato liquido inferiori rispetto all'acqua. Una spiegazione più dettagliata a tal proposito verrà data nel capitolo 5 basandosi su risultati ottenuti da simulazioni appositamente condotte.

Possibili applicazioni per quanto riguarda gli accumuli a cambiamento di fase sono:

- Accumuli freddi per impianti di raffrescamento (con temperature di esercizio dai 5 °C ai 18 °C);
- Muri di edifici con materiali PCM incapsulati (temperature di esercizio attorno ai 22 °C- 25 °C che possono tuttavia variare a seconda dei climi e delle esigenze di riscaldamento o raffrescamento);
- Accumuli caldi per impianti di riscaldamento (temperature attorno ai 55 °C-60 °C);
- Accumuli ad elevate temperature per applicazioni solar cooling (oltre gli 80 °C).

Si anticipa fin da ora che nei capitoli a seguire verrà presa in considerazione quest'ultima applicazione dei materiali a cambiamento di fase analizzando il comportamento di PCM con temperature di fusione prossime ai 100 °C.

Dalla letteratura è emerso che i materiali caratterizzati da una temperatura di fusione compatibile con le applicazioni sopra elencate sono moltissimi. Tuttavia, affinché un PCM possa essere utilizzato praticamente come accumulo di energia all'interno di un impianto, deve godere di proprietà che vanno ben oltre la sola temperatura di fusione prossima alla temperatura di esercizio.

Vengono in seguito elencate le proprietà ideali che un PCM dovrebbe possedere anche se si anticipa che molto difficilmente un singolo materiale PCM potrà realisticamente possederle tutte.¹⁷

- Proprietà termiche:
 - La *temperatura di fusione* deve essere non solo compatibile, ma tale da ottimizzare le prestazioni dello specifico impianto all'interno del quale il materiale viene utilizzato;

¹⁷ A. Sharma, V.V. Tyagi, C.R. Chen, D. Buddhi, 2007, "Review on thermal energy storage with phase change materials and applications", www.sciencedirect.com/

- Il PCM deve possedere un elevato *calore latente di fusione* in modo tale da essere in grado di effettuare un scambio di calore il più possibile isoterma sia in fase di carica sia in fase di scarica dell'accumulo;
- La *conduttività termica* deve essere elevata.
- Proprietà fisiche:
 - La *densità* dovrebbe essere preferibilmente elevata in modo tale da minimizzare le dimensioni dell'accumulo;
 - La *variazione del volume* durante il cambiamento di fase dovrebbe essere il più possibile contenuta per evitare di dover sovradimensionare l'accumulo.
- Proprietà cinetiche:
 - Il materiale deve essere tale da avere un fenomeno di *sotto-raffreddamento* limitato o assente. Il sottoraffreddamento potrebbe infatti comportare uno scambio isotermico ad una temperatura inferiore a quella prevista con conseguente peggioramento delle prestazioni dell'impianto;
 - La *velocità di cristallizzazione* deve essere sufficientemente elevata.
- Proprietà chimiche:
 - *Stabilità chimica* di lungo termine in modo da evitare o ridurre il degradamento delle prestazioni nel lungo periodo;
 - *Compatibilità chimica* con i materiali di costruzione dell'accumulo e con i materiali all'interno dei quali i PCM vengono incapsulati;
 - *Non tossicità*;
 - *Non infiammabilità*.
- Economiche:
 - Il materiale dovrebbe essere *abbondante* in natura;
 - Il PCM deve essere *facilmente reperibile*;
 - Il *costo* del materiale dovrebbe essere basso o almeno tale da consentire tempi di rientro brevi dell'investimento.

Nonostante in letteratura non si siano trovati espliciti riferimenti non si può non dimenticare che tra le proprietà ideali dei PCM ci dovrebbe essere il fatto di non comportare problematiche di tipo ambientale in fase di produzione, di utilizzo e di smaltimento. Nonostante gli studi energetici ed economici sugli utilizzi dei PCM siano stati molti, in nessuno di questi sono state tenute in considerazione e quantificate anche questo tipo di problematiche.

E' necessario sottolineare che, nonostante siano molti i materiali interessanti dal punto di vista del *calore latente di fusione* e della *temperatura di fusione*, la maggior parte di essi non soddisfa molti dei requisiti precedentemente elencati. Di conseguenza, spesso, si cerca di supplire alle carenze (ad esempio delle proprietà fisiche o termiche) con un buon disegno del sistema. Per esempio, se un PCM presenta bassa conduttività termica è possibile inserire delle particelle di metallo, mentre se il sottoraffreddamento è elevato si può tentare di ridurlo introducendo agenti di nucleazione.

Dalla letteratura è emerso che in genere i maggiori vantaggi derivanti dall'utilizzo di accumuli a cambiamento di fase rispetto all'utilizzo di accumuli tradizionali ad acqua sono:

- una maggior energia termica accumulata rispetto agli accumuli sensibili e di conseguenza la possibilità di utilizzare accumuli di dimensioni minori. Si sottolinea

nuovamente che questo risulta essere vero solo nel caso in cui l'intervallo di temperatura di esercizio dell'accumulo è limitato e prossimo al punto di fusione del PCM;

- una temperatura relativamente costante in fase di fusione e solidificazione del PCM;
- un numero di cicli ON-OFF degli ausiliari (o della macchina ad assorbimento a seconda delle applicazioni) minore rispetto al caso con accumulo sensibile.

Tra gli svantaggi si devono invece elencare:

- i maggiori costi iniziali legati all'acquisto del materiale PCM;
- gli elevati rischi legati alla perdita di stabilità del materiale e all'erosione dei materiali che incapsulano il PCM;
- possibili problematiche ambientali (non ancora quantificate) a seconda del tipo di PCM utilizzato.

2.3 CLASSIFICAZIONE DEI PCM

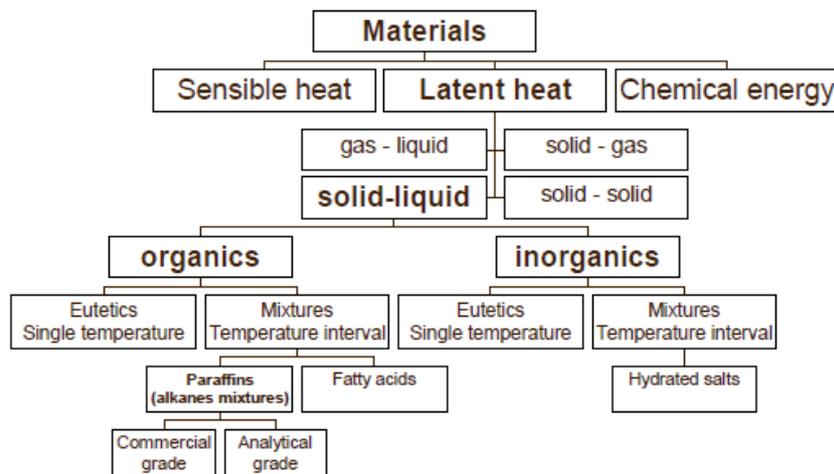


FIGURA 2.3¹⁸: Varie categorie di PCM

Proprio come nel caso della classificazione degli accumuli, anche per la classificazione dei materiali a cambiamento di fase si è evidenziato che non esiste in letteratura una classificazione univoca. Nella classificazione a seguire si prenderà quindi come riferimento quella effettuata da Atul Sharma et al.¹⁹

Come si evince dalla figura 2.3 i materiali a cambiamento di fase possono essere divisi in due grandi categorie: i *materiali organici* e i *materiali inorganici*.

Per quanto riguarda le reali applicazioni negli accumuli a calore latente i materiali più utilizzati sono generalmente le *paraffine* (materiali organici), i *sali idrati* (materiali inorganici) e i *fatty acids*

¹⁸ A. Sharma, V.V. Tyagi, C.R. Chen, D. Buddhi, 2007, "Review on thermal energy storage with phase change materials and applications", www.sciencedirect.com/

¹⁹ A. Sharma, V.V. Tyagi, C.R. Chen, D. Buddhi, 2007, "Review on thermal energy storage with phase change materials and applications", www.sciencedirect.com/

(materiali organici). Per quanto riguarda le applicazioni negli accumuli freddi viene molto utilizzato anche il ghiaccio.

Si deve sottolineare che, mentre i materiali utilizzabili come PCM sono teoricamente moltissimi, quelli che vengono realmente prodotti e che sono reperibili nel mercato sono in numero nettamente inferiore.

2.3.1 PCM ORGANICI

I materiali *organici* sono in genere sostanze che possono fondere e solidificare più volte senza segregazione e senza conseguente degradazione nel tempo del calore latente di fusione. Essi inoltre solidificano con un basso o senza sotto-raffreddamento e non sono corrosivi. In generale i PCM organici possono essere suddivisi in due gruppi: le *cere paraffine* e le *cere non-paraffine*.

2.3.1.1 Cere paraffine

Le *cere paraffine* sono una miscela di catene con n-alcani $\text{CH}_3\text{-(CH}_2\text{)-CH}_3$. La cristallizzazione della catena del CH_3 rilascia una grande quantità di calore latente e all'aumentare della lunghezza della catena cresce sia il punto di fusione sia il calore latente di fusione. A temperatura ambiente si presentano con una consistenza simile a quella della cera e si utilizzano in un ampio campo di temperatura che va da 5.5 °C a 80 °C.

Viene in seguito riportata una tabella che riassume i principali vantaggi e svantaggi derivanti dall'utilizzo di queste cere paraffine come materiali PCM.

TIPO DI PCM	CATEGORIA	VANTAGGI	SVANTAGGI
Paraffine	PCM Organici	<ul style="list-style-type: none"> - Sicurezza; - affidabilità; - prevedibilità del comportamento; - basso costo; - non-corrosività; - inerti chimicamente e stabili al di sotto di 500 °C; - limitata variazione di volume in fase di fusione; - fusione congruente senza segregazioni; - buone proprietà di nucleazione; - riciclabilità. 	<ul style="list-style-type: none"> - Bassa conduttività termica; - incompatibilità con i contenitori di plastica; - moderata infiammabilità.

TABELLA 2.1: Vantaggi e svantaggi derivanti dall'utilizzo delle cere paraffine come PCM

Si riporta anche una tabella (tabella 2.1) che riassume le temperature ed i calori latenti di fusione di alcune cere paraffine in base al numero di atomi di carbonio presenti nella catena. Dalla tabella

2.1 è immediato notare come la temperatura di fusione e il calore latente di fusione crescano all'aumentare del numero di atomi di carbonio presenti nella catena.

Melting point and latent heat of fusion: paraffins

No. of carbon atoms	Melting point (°C)	Latent heat of fusion (kJ/kg)
14	5.5	228
15	10	205
16	16.7	237.1
17	21.7	213
18	28.0	244
19	32.0	222
20	36.7	246
21	40.2	200
22	44.0	249
23	47.5	232
24	50.6	255
25	49.4	238
26	56.3	256
27	58.8	236
28	61.6	253
29	63.4	240
30	65.4	251
31	68.0	242
32	69.5	170
33	73.9	268
34	75.9	269

TABELLA 2.2:²⁰ Temperatura di fusione e calore latente di fusione delle cere paraffine in base al numero di atomi di carbonio presenti nella catena

2.3.1.2 Non paraffini

La categoria dei *non-paraffini* è la categoria di PCM più ampia e per questo i materiali che rientrano in questa categoria possiedono le proprietà più varie.

In generale i PCM non-paraffini possono essere divisi in due sottogruppi: gli *acidi grassi* e gli *altri PCM organici non paraffini*.

A differenza delle paraffine, che godono di proprietà molto simili, ognuno di questi materiali possiede proprie caratteristiche specifiche. Nonostante ciò è possibile individuare anche in questo caso alcuni comuni vantaggi e svantaggi derivanti dall'utilizzo di PCM appartenenti a questa categoria (tabella 2.2).

TIPO DI PCM	CATEGORIA	VANTAGGI	SVANTAGGI
Non-paraffini	PCM organici	<ul style="list-style-type: none"> - Elevato calore latente di fusione; - sottoraffreddamento assente; - ampio campo di utilizzo (dagli 8 °C ai 130 °C) 	<ul style="list-style-type: none"> - Infiammabilità; - bassa conduttività termica; - vari livelli di tossicità; - instabilità alle alte temperature; - maggior costo rispetto alle paraffine.

TABELLA 2.3: Vantaggi e svantaggi derivanti dall'utilizzo dei materiali non-paraffini come PCM

²⁰ A. Sharma, V.V. Tyagi, C.R. Chen, D. Buddhi, 2007, "Review on thermal energy storage with phase change materials and applications", www.sciencedirect.com/

Nelle tabelle a seguire vengono riportati due elenchi di possibili materiali individuati in letteratura appartenenti al primo e al secondo gruppo di materiali organici non paraffini. Anche in questo caso nelle tabelle vengono riportati i valori delle temperature di fusione e dei calori latenti di fusione.

Melting point and latent heat of fusion: fatty acids

Material	Formula	Melting point (°C)	Latent heat (kJ/kg)
Acetic acid	CH ₃ COOH	16.7	184
Polyethylene glycol 600	H(OC ₂ H ₂) _n -OH	20-25	146
Capric acid	CH ₃ (CH ₂) ₈ -COOH	36	152
Eladic acid	C ₈ H ₇ C ₉ H ₁₆ -COOH	47	218
Lauric acid	CH ₃ (CH ₂) ₁₀ -COOH	49	178
Pentadecanoic acid	CH ₃ (CH ₂) ₁₃ -COOH	52.5	178
Tristearin	(C ₁₇ H ₃₅ COO) ₃ C ₃ H ₅	56	191
Myristic acid	CH ₃ (CH ₂) ₁₂ -COOH	58	199
Palmatic acid	CH ₃ (CH ₂) ₁₄ -COOH	55	163
Stearic acid	CH ₃ (CH ₂) ₁₆ -COOH	69.4	199
Acetamide	CH ₃ CONH ₂	81	241
Methyl fumarate	(CHCO ₂ NH ₃) ₂	102	242

TABELLA 2.4²¹: Elenco di alcuni acidi grassi con relativa temperatura di fusione e calore latente di fusione

²¹ A. Sharma, V.V. Tyagi, C.R. Chen, D. Buddhi, 2007, "Review on thermal energy storage with phase change materials and applications", www.sciencedirect.com/

Melting point and latent heat of fusion: non paraffins		
Material	Melting point (°C)	Latent heat (kJ/kg)
Formic acid	7.8	247
Caprylic acid	16.3	149
Glycerin	17.9	198.7
D-Lactic acid	26	184
Methyl palmitate	29	205
Camphenilone	39	205
Docasyl bromide	40	201
Caprylone	40	259
Phenol	41	120
Heptadecanone	41	201
1-Cyclohexyloctadecane	41	218
4-Heptadecanone	41	197
p-Joluidine	43.3	167
Cyanamide	44	209
Methyl eicosanate	45	230
3-Heptadecanone	48	218
2-Heptadecanone	48	218
Hydrocinnamic acid	48.0	118
Cetyl alcohol	49.3	141
α-Nephthylamine	50.0	93
Camphene	50	238
O-Nitroaniline	50.0	93
9-Heptadecanone	51	213
Thymol	51.5	115
Methyl behenate	52	234
Diphenyl amine	52.9	107
p-Dichlorobenzene	53.1	121
Oxolate	54.3	178
Hypophosphoric acid	55	213
O-Xylene dichloride	55.0	121
β-Chloroacetic acid	56.0	147
Chloroacetic acid	56	130
Nitro naphthalene	56.7	103
Trimyristin	33-57	201-213
Heptaudecanoic acid	60.6	189
α-Chloroacetic acid	61.2	130
Bee wax	61.8	177
Bees wax	61.8	177
Glyolic acid	63.0	109
Glycolic acid	63	109
p-Bromophenol	63.5	86
Azobenzene	67.1	121
Acrylic acid	68.0	115
Dinto toluent (2,4)	70.0	111
Phenylacetic acid	76.7	102
Thiosinamine	77.0	140
Bromcamphor	77	174
Durene	79.3	156
Benzylamine	78.0	174
Methyl brombrenzoate	81	126
Alpha naphthol	96	163
Glautaric acid	97.5	156
p-Xylene dichloride	100	138.7
Catechol	104.3	207
Quinone	115	171
Acetanilide	118.9	222
Succinic anhydride	119	204
Benzoic acid	121.7	142.8
Stibene	124	167
Benzamide	127.2	169.4

TABELLA 2.5²²: Elenco di alcuni PCM non paraffini con relativo punto di fusione e calore latente di fusione

²² A. Sharma, V.V. Tyagi, C.R. Chen, D. Buddhi, 2007, "Review on thermal energy storage with phase change materials and applications", www.sciencedirect.com/

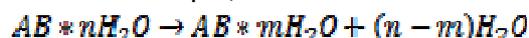
2.3.2 PCM INORGANICI

Se comparati con i precedenti materiali organici la maggior parte dei materiali inorganici possiedono un maggior calore latente di fusione che tuttavia tende a degradare nel tempo. E' proprio a causa di questo deterioramento delle prestazioni il fatto che ad oggi risultano essere meno studiati rispetto ai PCM organici (eccezion fatta per i *sali idrati*).

In genere i materiali inorganici vengono suddivisi in *sali idrati* e *materiali metallici*.

2.3.2.1 Sali idrati

I sali idrati possono essere visti come leghe di sali ed acqua che formano un tipico solido cristallino indicato da una formula generale $AB \cdot nH_2O$. La liquefazione e la solidificazione del sale idrato sono in realtà una disidratazione e idratazione del sale. Come sottolinea la formula seguente i cristalli idrati si scompongono in sale anidrato e acqua, o in uno meno idrato e acqua.



FORMULA 2.3

I sali idrati risultano essere la categoria di PCM inorganici più importante e più approfonditamente studiata grazie ai molti vantaggi derivanti da un loro utilizzo come materiali per accumuli a calore latente. La tabella 2.6 riassume i principali vantaggi e svantaggi derivanti dall'utilizzo di questi materiali PCM.

Tra gli svantaggi derivanti dal loro utilizzo in accumuli a cambiamento di fase compare la fusione incongruente ed il sottoraffreddamento.

La fusione incongruente si verifica quando l'acqua rilasciata in fase di cristallizzazione non è sufficiente a dissolvere tutta la fase solida presente. A causa della minor densità i sali meno idrati vanno così a posizionarsi nella parte inferiore dell'accumulo rendendo nel tempo il cambiamento di fase sempre più irreversibile.

TIPO DI PCM	CATEGORIA	VANTAGGI	SVANTAGGI
Sali idrati	PCM inorganici	<ul style="list-style-type: none"> - Elevato calore latente per unità di volume; - elevata conduttività termica; - ridotta variazione di volume durante la variazione di fase; - bassa corrosività; - compatibilità con le plastiche; - bassa corrosività; - minor costo rispetto alle paraffine. 	<ul style="list-style-type: none"> - Fusione incongruente; - sottoraffreddamento; - bassa conduttività termica

TABELLA 2.6: Vantaggi e svantaggi derivanti dall'utilizzo dei sali idrati come PCM

Il sotto-raffreddamento è invece dovuto al fatto che la velocità di nucleazione dei cristalli di sale-idrato è generalmente molto bassa. Questo significa che il calore latente, invece di essere rilasciato alla temperatura di fusione, viene rilasciato ad una temperatura minore.

Possibili soluzioni per limitare il problema del sottoraffreddamento e della fusione incongruente sono l'introduzione di agenti di nucleazione che facilitino la formazione di cristalli, l'agitazione meccanica, l'incapsulamento del PCM, l'utilizzo di acqua in eccesso o di agenti nucleanti, il trattenimento di alcuni cristalli in una regione piccola e fredda in modo che si comportino come nuclei o la modifica della composizione chimica del sistema.

Anche in questo caso viene riportata una tabella che riporta i valori di temperatura e calore latente di fusione di un elevato numero di sali idrati presenti in letteratura.

Melting point and latent heat of fusion: salt hydrates		
Material	Melting point (°C)	Latent heat (kJ/kg)
K ₂ HPO ₄ ·6H ₂ O	14.0	109
FeBr ₃ ·6H ₂ O	21.0	105
Mn(NO ₃) ₂ ·6H ₂ O	25.5	148
FeBr ₃ ·6H ₂ O	27.0	105
CaCl ₂ ·12H ₂ O	29.8	174
LiNO ₃ ·2H ₂ O	30.0	296
LiNO ₃ ·3H ₂ O	30	189
Na ₂ CO ₃ ·10H ₂ O	32.0	267
Na ₂ SO ₄ ·10H ₂ O	32.4	241
KFe(SO ₄) ₂ ·12H ₂ O	33	173
CaBr ₂ ·6H ₂ O	34	138
LiBr ₂ ·2H ₂ O	34	124
Zn(NO ₃) ₂ ·6H ₂ O	36.1	134
FeCl ₃ ·6H ₂ O	37.0	223
Mn(NO ₃) ₂ ·4H ₂ O	37.1	115
Na ₂ HPO ₄ ·12H ₂ O	40.0	279
CoSO ₄ ·7H ₂ O	40.7	170
KF·2H ₂ O	42	162
MgI ₂ ·8H ₂ O	42	133
CaI ₂ ·6H ₂ O	42	162
K ₂ HPO ₄ ·7H ₂ O	45.0	145
Zn(NO ₃) ₂ ·4H ₂ O	45	110
Mg(NO ₃) ₂ ·4H ₂ O	47.0	142
Ca(NO ₃) ₂ ·4H ₂ O	47.0	153
Fe(NO ₃) ₃ ·9H ₂ O	47	155
Na ₂ SiO ₃ ·4H ₂ O	48	168
K ₂ HPO ₄ ·3H ₂ O	48	99
Na ₂ S ₂ O ₃ ·5H ₂ O	48.5	210
MgSO ₄ ·7H ₂ O	48.5	202
Ca(NO ₃) ₂ ·3H ₂ O	51	104
Zn(NO ₃) ₂ ·2H ₂ O	55	68
FeCl ₃ ·2H ₂ O	56	90
Ni(NO ₃) ₂ ·6H ₂ O	57.0	169
MnCl ₂ ·4H ₂ O	58.0	151
MgCl ₂ ·4H ₂ O	58.0	178
CH ₃ COONa·3H ₂ O	58.0	265
Fe(NO ₃) ₂ ·6H ₂ O	60.5	126
NaAl(SO ₄) ₂ ·10H ₂ O	61.0	181
NaOH·H ₂ O	64.3	273
Na ₃ PO ₄ ·12H ₂ O	65.0	190
LiCH ₃ COO·2H ₂ O	70	150
Al(NO ₃) ₂ ·9H ₂ O	72	155
Ba(OH) ₂ ·8H ₂ O	78	265
Mg(NO ₃) ₂ ·6H ₂ O	89.9	167
KAl(SO ₄) ₂ ·12H ₂ O	91	184
MgCl ₂ ·6H ₂ O	117	167

TABELLA 2.7:²³ Elenco di alcuni sali idrati con relativo punto di fusione e calore latente di fusione

2.3.2.2 PCM metallici

La categoria dei *metallici* comprende metalli con basse temperature di fusione e *metalli eutettici*. Un *eutettico* è una miscela di sostanze il cui punto di fusione è più basso di quello delle singole sostanze che la compongono.²⁴ In un materiale eutettico tutti i suoi elementi fondono e solidificano congruentemente e simultaneamente, senza cioè segregazione. Si deve precisare che

²³ A. Sharma, V.V. Tyagi, C.R. Chen, D. Buddhi, 2007, "Review on thermal energy storage with phase change materials and applications", www.sciencedirect.com/

²⁴ www.wikipedia.org

in letteratura molti materiali sono stati incorrettamente classificati come eutettici a causa della loro bassa temperatura di fusione anche se in molti casi si tratta di materiali *peritettici*.

La penalizzazione più rilevante dei materiali metallici deriva dal loro eccessivo peso ed è per questo motivo che il loro utilizzo come materiali PCM non è mai stato preso seriamente in considerazione. Tuttavia non si può non constatare come i materiali metallici abbiano un elevato calore di fusione per unità di volume ed una elevata conduttività termica. In particolare, quest'ultima risulta essere la caratteristica che maggiormente li contraddistingue dagli altri PCM. Un loro reale utilizzo implicherebbe tuttavia un elevato numero di problemi ingegneristici ed è questo il motivo del loro scarsissimo utilizzo all'interno degli accumuli di calore.²⁵ Una lista di materiali metallici selezionati per un possibile utilizzo come PCM è stata riassunta nella tabella 2.5.

Material	Melting point (°C)	Latent heat (kJ/kg)
Gallium-gallium antimony eutectic	29.8	-
Gallium	30.0	80.3
Cerrow eutectic	58	90.9
Bi-Cd-In eutectic	61	25
Cerrobend eutectic	70	32.6
Bi-Pb-In eutectic	70	29
Bi-In eutectic	72	25
Bi-Pb-tin eutectic	96	-
Bi-Pb eutectic	125	-

TABELLA 2.5:²⁶ Elenco di alcuni PCM metallici con relativo punto di fusione e calore latente di fusione

2.4 INCAPSULAMENTO DEI PCM

Una volta scelto il materiale da utilizzare nell'accumulo in base alla compatibilità delle caratteristiche del materiale con le esigenze della specifica applicazione, gli altri principali fattori da considerare sono:

- la geometria del contenitore del PCM;
- i parametri termici del contenitore.

Ciascuno di questi due fattori va ad influenzare infatti le caratteristiche dello scambio termico, nonché il tempo di fusione del PCM e le performance dell'accumulo.

I contenitori più utilizzati sono di forma cilindrica o rettangolare e possono essere in materiale plastico o metallico (nel secondo caso soprattutto alluminio e acciaio).

Nella maggior parte dei casi, per poter essere utilizzati, i PCM devono quindi essere incapsulati. In accordo con L.F. Cabeza, A. Castell et al.²⁷ esistono due tipi di incapsulamento: il *macroincapsulamento* e il *microincapsulamento*.

Il primo comprende l'inclusione del PCM in qualche forma come tubi, sfere, pannelli e altri recipienti che possono o fungere direttamente da scambiatori o essere a loro volta incorporati in altri elementi. E' la forma di incapsulamento più utilizzata e avviene in contenitori di dimensioni maggiori di 1 cm.

²⁵ A. Sharma, V.V. Tyagi, C.R. Chen, D. Buddhi, 2007, "Review on thermal energy storage with phase change materials and applications", www.sciencedirect.com/

²⁶ A. Sharma, V.V. Tyagi, C.R. Chen, D. Buddhi, 2007, "Review on thermal energy storage with phase change materials and applications", www.sciencedirect.com/

²⁷ L.F. Cabeza, A. Castell, C. Barrenechea, A. de Gracia, A.I. Fernández, 2010, "Materials used as PCM in thermal energy storage in buildings: A review", www.sciencedirect.com/

Nel *microincapsulamento* invece delle particelle sferiche vengono racchiuse in un film polimerico fino e con elevato peso molecolare. Le particelle rivestite (con diametro minore di 1 mm) possono essere poi incorporate in qualche matrice compatibile con il film. Questa tecnica sembra avere notevoli margini di sviluppo come forma innovativa di incapsulamento (anche se al momento può essere applicata solo ai PCM idrofobi ovvero ai materiali che non assorbono o trattengono acqua sulla superficie).



FIGURA 2.4: Esempio di macroincapsulamento con sfere di cera paraffina contenute in cilindri di materiale polimerico²⁸

Il microincapsulamento consente di migliorare la stabilità del ciclo fusione-solidificazione dal momento che la separazione della fase è confinata a microscopiche distanze.

Il processo di incapsulamento ha vari obiettivi tra i quali si citano: contenere il materiale in fase liquida e in fase solida, prevenire cambiamenti nella sua composizione chimica evitando interazioni con l'ambiente, aumentare la compatibilità del PCM con i materiali circostanti interni all'accumulo, migliorare la maneggiabilità del PCM e ridurre possibili variazioni esterne di volume. Alcuni importanti parametri da tenere in considerazione sono:

- il raggio del cilindro o della sfera (o le dimensioni dei pannelli) contenente il PCM;
- la portata di massa in ingresso all'accumulo: aumentandola aumenta lo scambio termico con il PCM e la frazione fusa;
- la temperatura di ingresso del fluido termovettore nell'accumulo: aumentandola aumenta lo scambio termico con il PCM e la frazione fusa;
- il tempo di fusione: dipende dalla quantità di PCM, dal tipo di PCM e dal tipo di contenitore.

La stabilità del sistema PCM-contenitore è un fattore estremamente importante e di conseguenza, in fase di valutazione di un PCM, è necessario analizzare e misurare le prestazioni dell'accumulo dopo vari cicli per capire se c'è stato un peggioramento delle prestazioni. In tal senso la

²⁸ http://www.pcmproducts.net/files/design_manual.pdf

compatibilità tra il PCM e l'involucro che lo contiene risulta essere di fondamentale importanza per garantire un elevato tempo di vita dell'accumulo.

2.5 MATERIALI PCM PRODOTTI COMMERCIALMENTE

Nel 1990 le aziende che si occupavano della produzione di materiali a cambiamento di fase per accumuli di calore erano solamente 12 ed erano localizzate tutte negli Stati Uniti.

Al giorno d'oggi il numero delle aziende produttrici è ampiamente aumentato e tra i maggiori produttori mondiali di PCM per accumuli si citano "Cristopia" (Francia), "TEAP Energy" (Australia), "Rubitherm GmbH" (Germania), "EPS Ltd" (UK), "PCM Thermal Solutions" (USA), "Climator" (Svezia) e "Mitsubishi Chemical" (Giappone).²⁹

Queste aziende offrono un'ampia gamma di materiali a cambiamento di fase per accumuli di caldo e freddo da utilizzare in impianti alimentati da energia solare.

Vengono in seguito riportate delle tabelle che riassumono alcune caratteristiche dei principali prodotti PCM presenti al giorno d'oggi sul mercato.

Trade mark	Melting point (°C)	Heat of fusion (kJ/kg)	Sensible heat solid/liquid (kJ/kg °C)	Heat conductivity (W/mK)	Density solid/liquid (kg/l)	Volume expansion ^a (%)	Heat storage capacity (kJ/ball) (diameter 100 mm)	Heat storage capacity (kWh/m ³)
E21	21	150	0.68	0.43	1.48	8-9	116	32.4
E23	23	155	0.69	0.43	1.475	8-9	119	33.3
E28	28	193	2.22	0.21	0.769	8-9	101	28.2
E30	30	201	0.69	0.48	1.304	8-9	137	38.3
E32	32	186	0.78	0.51	1.460	8-9	142	39.8
A32	32	145	2.20	0.21	0.845	9-10	95	26.6
E44	44	105	1.61	0.43	1.584	8-9	87	24.3
E48	48	201	0.70	0.45	1.670	8-9	176	49.1
E50	50	104	1.59	0.43	1.601	8-9	87	24.4
E58	58	167	2.55	0.69	1.505	8-9	151	36.7
E71	71	123	1.86	0.51	1.690	8-9	109	30.4
E72	72	140	2.13	0.58	1.666	8-9	122	34.0
E83	83	152	2.31	0.62	1.600	8-9	127	35.5
E89	89	163	2.48	0.67	1.550	8-9	132	37.0
E117	117	169	2.61	0.70	1.450	8-9	128	35.8
A164	164	306			1.500	9-10	240	67.1

TABELLA 2.6: Proprietà termo-fisiche di alcuni prodotti basati su sali idrati dell'azienda "EPS Ltd"³⁰

Trade mark	Melting point (°C)	Heat of fusion (Wh/l)	Sensible heat solid/liquid (Wh/L °C)	Heat conductivity solid/liquid ^a (W/mK)	Density solid/liquid (kg/l)	Volume expansion ^b (%)	Heat storage capacity (kJ/ball) (diameter 75 mm)	Heat storage capacity (kWh/m ³)	Price of bulk product with shipping 100 kg (AUD/kg)	Price of encapsulated product with shipping 1000 balls (AUD/ball)
TH 24	24	70.2	2.7/2.2	0.8	1.6/1.5	8	≈ 45.5	≈ 32.2	10.90 + freight	
TH 29	29	79.0	0.67/0.99	1.09 (23 °C)/ 0.54 (38.7 °C)	1.71 (25 °C)/ 1.56 (32 °C)	8-9	≈ 51.2	≈ 36.2	9.10 + freight	5.95 + freight
TH 58	58	80.7	1.12/1.63	0.69 (110 °C)/ 0.60 (140 °C)	1.45/1.28 1.64 (25 °C)	9-10	≈ 52.3	≈ 37.0	10.95 + freight	6.45 + freight
H 89	89	63.6	0.84/1.29			8-9	≈ 41.2	≈ 29.2	10.00 + freight	

TABELLA 2.7: Proprietà termo-fisiche di alcuni prodotti PCM dell'azienda "TEAP Energy"³¹

²⁹ M. Kenisarin, K. Mahkamov, 2006, "Solar energy storage using phase change materials", www.sciencedirect.com/

³⁰ M. Kenisarin, K. Mahkamov, 2006, "Solar energy storage using phase change materials", www.sciencedirect.com/

³¹ M. Kenisarin, K. Mahkamov, 2006, "Solar energy storage using phase change materials", www.sciencedirect.com/

Trade mark	Melting point (°C)	Heat of fusion ^a (kJ/kg)	Sensible heat solid/liquid (kJ/kg °C)	Heat conductivity (W/mK)	Density solid/liquid (kg/l)	Volume expansion (%)	Recommended operating temperature range (°C)	Heat storage capacity in the recommended temperature range (kJ/kg)	Price of PCM ^b (€/mton)
RT 6	≈ 8	≈ 140	1.8/2.4	0.2	0.86 (-15 °C)/0.77 (15 °C)	10	(-3)-+ 12	174	2900-3500
RT 27	≈ 28	≈ 146	1.8/2.4	0.2	0.87 (15 °C)/0.75 (70 °C)	10	19-35	179	2900-3500
RT 41	≈ 45	≈ 125	1.8/2.4	0.2	0.88 (15 °C)/0.76 (70 °C)	10	35-50	155	2900-3500
RT 42	≈ 43	≈ 150	1.8/2.4	0.2	0.88 (15 °C)/0.76 (70 °C)	10	36-51	174	2900-3500
RT 52	≈ 52	≈ 138	1.8/2.4	0.2	0.90 (15 °C)/0.76 (70 °C)	10	40-55	167	2900-3500
RT 54	≈ 55	≈ 148	1.8/2.4	0.2	0.90 (15 °C)/0.77 (70 °C)	10	46-61	179	2900-3500
RT 58	≈ 59	≈ 154	1.8/2.4	0.2	0.90 (15 °C)/0.76 (70 °C)	10	48-62	181	2900-3500
RT 65	≈ 64	≈ 154	1.8/2.4	0.2	0.91 (15 °C)/0.79 (70 °C)	10	56-71	173	2900-3500
RT 80	≈ 81	≈ 140	1.8/2.4	0.2	0.92 (15 °C)/0.77 (100 °C)	10	71-86	175	2900-3500
RT 90	≈ 90	≈ 163	1.8/2.4	0.2	0.93 (15 °C)/0.77 (100 °C)	10	82-97	194	2900-3500
RT 100	≈ 99	≈ 137	1.8/2.4	0.2	0.94 (15 °C)/0.77 (130 °C)	10	91-106	168	2900-3500
PK 80 A6	≈ 81	≈ 119	2.0	0.2	0.90 (20 °C)	8	71-86	149	6000

TABELLA 2.8: Proprietà termo-fisiche di alcuni prodotti PCM dell'azienda "Rubitherm GmbH"³²

Da queste tabelle risulta evidente come uno dei maggiori limiti alla diffusione dell'utilizzo dei materiali a cambiamento di fase sia l'elevato costo. Se si pensa che al giorno d'oggi l'alternativa principale agli accumuli PCM sono gli accumuli sensibili ad acqua è intuitivo capire che i primi risultano essere economicamente convenienti solamente a fronte di un elevato risparmio energetico derivante da un loro utilizzo.

Uno degli scopi principali di questo lavoro è proprio quello di capire se, in uno specifico impianto solar cooling, l'utilizzo di questi materiali a cambiamento di fase consenta di ottenere dei risparmi energetici e in tal caso quantificarli per poter poi valutare se tali vantaggi siano sufficienti a giustificare l'utilizzo dei PCM anche da un punto di vista economico.

³² M. Kenisarin, K. Mahkamov, 2006, "Solar energy storage using phase change materials", www.sciencedirect.com/

CAPITOLO 3

MODELLO DI UN IMPIANTO SOLAR COOLING CON ACCUMULO SENSIBILE LATO CALDO

Come già spiegato inizialmente, gli obiettivi primari di questa relazione sono lo studio e l'ottimizzazione di un impianto "solar cooling" ed il confronto tra un sistema con accumulo di calore sensibile ed un impianto dotato di accumulo di calore a cambiamento di fase sul lato caldo. Per poterne analizzare il comportamento si è reso necessario modellizzare questi due tipi di impianti, in modo da poter effettuare delle simulazioni annuali che consentissero di evidenziare vantaggi e svantaggi nel funzionamento dei due sistemi al variare delle condizioni climatiche e di alcuni parametri progettuali. Per quanto riguarda le simulazioni vere e proprio si scenderà in maggior dettaglio nei paragrafi e nei capitoli successivi.

In questo paragrafo ci si concentra invece sul modello realizzato per la simulazione dell'impianto solar cooling con accumulo di calore sensibile nel lato caldo.

L'impianto (figura 3.1) utilizza l'energia catturata dai collettori solari per rispondere alle esigenze di riscaldamento invernale, di raffrescamento estivo e di riscaldamento dell'acqua sanitaria.

Il software utilizzato per la modellazione e per la simulazione annuale del suo funzionamento è stato TRNSYS SIMULATION STUDIO versione 16.0.

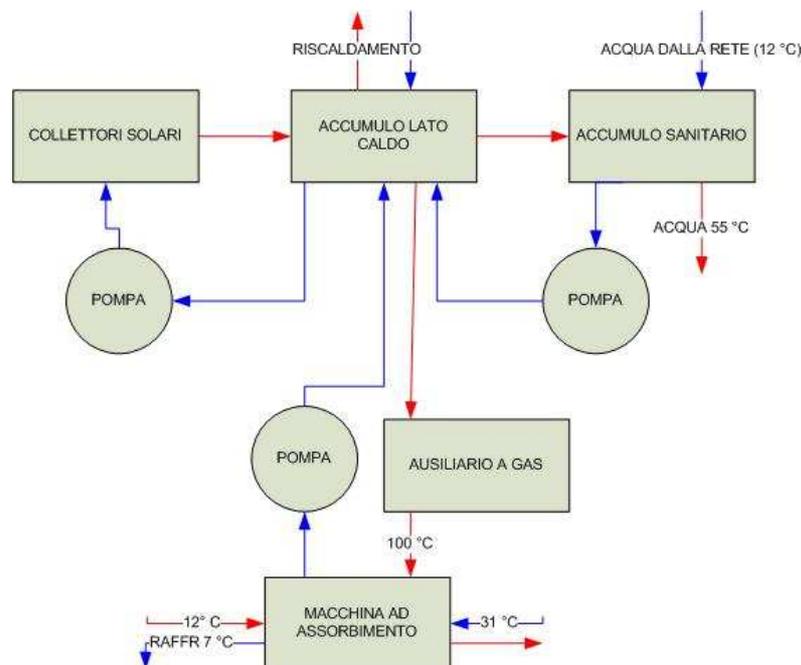


FIGURA 3.1: Modello a blocchi dell'impianto solar cooling considerato. Le frecce rosse rappresentano i flussi riscaldati mentre le frecce blu indicano i flussi raffreddati dallo scambio termico.

Viene in seguito riportata l'Assembly Panel del modello creato con TRNSYS SIMULATION STUDIO 16.0.

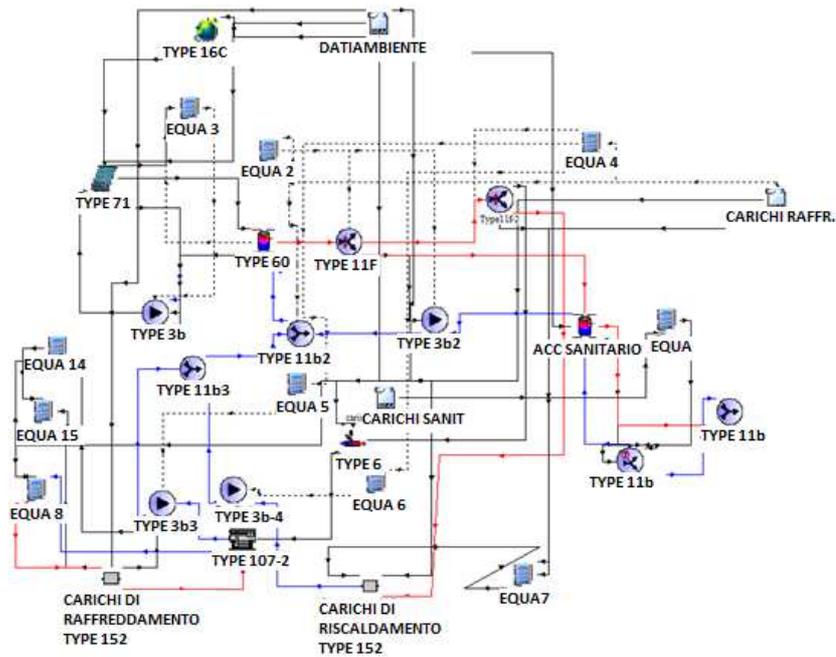


FIGURA 3.2: Assembly Panel dell'impianto solar cooling con accumulo sensibile lato caldo realizzato con TRNSYS SIMULATION STUDIO 16.0

Per maggior chiarezza si riporta anche una versione semplificata dell'Assembly Panel. Anche in questo caso le frecce rosse rappresentano i flussi riscaldati dallo scambio termico precedente mentre le frecce blu rappresentano i flussi raffreddati.

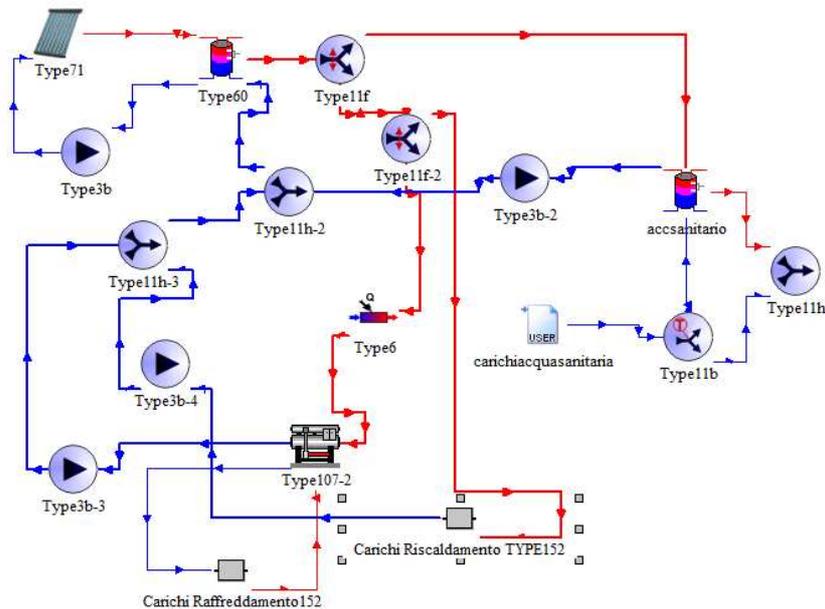


FIGURA 3.3: Assembly Panel semplificato dell'impianto solar cooling con accumulo sensibile lato caldo realizzato con TRNSYS SIMULATION STUDIO 16.

Nel modello è possibile notare la presenza di tutti gli elementi presentati nel primo capitolo tuttavia, a differenza di un impianto solar cooling inteso in senso stretto, questo impianto è in grado di rispondere anche alle esigenze di riscaldamento invernale e di riscaldamento dell'acqua

sanitaria (impianto Combi+). In seguito, oltre all'elenco e alla spiegazione degli elementi presenti nel sistema, vengono illustrati i parametri e le types utilizzate per la loro caratterizzazione.

Gli elementi (types) presenti nel modello in figura 3.2 e 3.3 sono i seguenti:

- **DATA-READER** (datiambiente): legge i valori della temperatura, dell'umidità relativa e della radiazione annuale con un intervallo temporale di un'ora. Nelle simulazioni sono stati caricati i dati relativi a diverse zone climatiche. Per quanto riguarda i dati caricati si scenderà in maggior dettaglio nel capitolo relativo alle simulazioni effettuate.
- **CALCOLATORE DELLA RADIAZIONE** (type 16c): ha come input i valori della type precedente e dà in output la radiazione diffusa e la radiazione diretta incidente un piano considerato. Per il calcolo della radiazione è necessario inserire come parametri la latitudine e la longitudine del luogo e l'inclinazione del piano dei collettori solari.
- **COLLETTORE SOLARE** (type 1b o type 71): nelle simulazioni sono stati utilizzati due diversi tipi di collettori: il collettore piano e quello a tubi evacuati. Per simulare il reale comportamento dei collettore a tubi evacuati al variare dell'inclinazione dei raggi solari si è resa inoltre necessaria la costruzione di un file che indica lo IAM (Incident Angle Modifiers) del collettore. Dai dati di catalogo di alcuni costruttori si sono stati ricavati i dati relativi allo IAM di un tipico collettore a tubi evacuati. E' stato inoltre necessario settare i parametri delle curve di efficienza calcolate grazie alle seguente formula:

$$Eff = a0 - a1 * (Tc - Tamb) / I$$

Dove *Eff* è l'efficienza del collettore, *Tc* è la temperatura del fluido in ingresso al collettore, *Tamb* è la temperatura ambiente, *I* è l'irraggiamento e *a0* e *a1* sono due parametri settati come specificato nella tabella a seguire.

	<i>a0</i>	<i>a1</i> W/(m ² K)
Collettore a tubi evacuati ³³	0.9	2.44
Collettore piano ³⁴	0.8	5.9

TABELLA 3.1: Valori dei parametri *a0* e *a1* che caratterizzano il comportamento di un collettore solare piano (modello "HP 12/.8") e un collettore solare a tubi evacuati (modello "Al Black")

I parametri di Tab 3.1 sono desunti da cataloghi di costruttori di collettori solari piani ed evacuati in commercio. Diverse simulazioni sono state condotte al variare dell'area e dell'inclinazione dei collettori. In tutte le simulazioni si sono considerati moduli di 2 m² ciascuno disposti tra loro in serie.

- **ACCUMULO SENSIBILE** (type 60): l'accumulo considerato presenta un solo ingresso e una sola uscita per il fluido da riscaldare. All'interno dell'accumulo è presente uno scambiatore di calore nel quale avviene lo scambio termico tra il flusso in arrivo dai collettori e l'acqua presente nell'accumulo. Il fluido in uscita dallo scambiatore torna poi ai collettori per essere riscaldato. Nell'ingresso arriva invece il fluido che deve essere riscaldato grazie allo scambio termico con l'acqua dell'accumulo. L'accumulo è dotato di due ausiliari a gas interni, ciascuno dei quali si attiva se la temperatura media scende al di sotto i 55 °C. Gli ausiliari interni hanno potenza termica 16200 kJ/h, ovvero 4.5 kW ciascuno. Nel corso delle

³³ www.solarkey.it

simulazioni si è verificato che tali ausiliari non vengono mai attivati nel periodo estivo in quanto i collettori solari e l'ausiliario della macchina ad assorbimento consentono di mantenere l'accumulo costantemente ad una temperatura superiore a 85 °C - 90 °C (temperature ben superiori alla temperatura di attivazione degli ausiliari interni all'accumulo). Tali temperature sono compatibili con la temperatura di alimentazione del generatore della macchina ad assorbimento. La logica di attivazione degli ausiliari utilizzata nella TYPE860 (vedere capitolo 4) è identica a quella utilizzata nella TYPE60. Per limitare l'effetto dovuto alle perdite si è considerato un coefficiente di perdita di 0.83 W/(m²*K). Prevedendo che l'accumulo sia pressurizzato (2.5 bar) si è settata la temperatura di ebollizione dell'acqua a 130 °C.

In accordo con quanto evidenziato da Lazzarin (*L'energia solare e la produzione del freddo*, 1982, pag 160) si è scelto di alimentare direttamente l'accumulo caldo con l'acqua proveniente dai collettori in modo tale da:

- evitare di dover installare un ulteriore scambiatore di calore;
- evitare di dover installare un'ulteriore pompa;
- migliorare l'efficienza generale del sistema evitando il salto di temperatura nello scambiatore.

In questo caso l'accumulo sensibile lato caldo serve a provvedere sia alle esigenze di riscaldamento nel periodo invernale sia alle esigenze di raffrescamento nel periodo estivo. Si è scelto di posizionare l'accumulo esternamente all'edificio in modo da migliorare le prestazioni dell'impianto nel periodo estivo. Si è consapevoli che un posizionamento dell'accumulo internamente all'edificio avrebbe invece migliorato le prestazioni invernali del sistema.

Per questa type il parametro variato nelle simulazioni al fine di ottimizzare il sistema è stata la dimensione dell'accumulo.

- **POMPA** (type 3b): serve a pompare ai collettori il fluido in uscita dallo scambiatore presente all'interno dell'accumulo ed è attivata solo quando la temperatura del fluido in uscita dallo scambiatore è inferiore a quella in uscita dai collettori. La pompa è in grado di garantire una portata di 250 kg/h. L'attivazione della pompa viene gestita dall'equazione "Equa-3" che legge in input i valori del fluido in entrata ed in uscita dal collettore.
- **VALVOLA A TRE VIE** con un'entrata e due uscite (type 11f): questa valvola serve a separare il flusso in uscita dall'accumulo caldo che andrà all'accumulo sanitario da quello che andrà ai carichi di riscaldamento e di raffreddamento. Il modello è stato concepito in modo tale che il flusso in uscita dall'accumulo lato caldo andrà a cedere calore all'accumulo sanitario solamente in assenza di carichi di riscaldamento e di raffrescamento. Si è data quindi un'assoluta priorità, nell'utilizzo dell'energia solare, alle esigenze di riscaldamento e raffreddamento rispetto a quelle di riscaldamento dell'acqua sanitaria (una adeguata temperatura dell'acqua sanitaria viene comunque sempre garantita dalla presenza degli ausiliari a gas interni all'accumulo sanitario). L'equazione "Equa-3" ha come input i valori

dei carichi di riscaldamento e di raffrescamento ed in base ad essi controlla la valvola in modo da direzionare il fluido ai carichi o al sanitario.

- VALVOLA A TRE VIE con un'entrata e due uscite (type 11f-2): serve a direzionare il flusso in uscita dall'accumulo lato caldo in funzione dei bisogni di riscaldamento e di raffreddamento. Anche in questo caso la valvola è controllata da un'equazione "Equa-4" che ha come input i valori dei carichi di riscaldamento e raffreddamento.
- DATA READER (carichi raffr.): legge i valori dei carichi di riscaldamento e raffreddamento espressi in kW. Maggiori informazioni sul valore dei carichi verranno fornite nel capitolo relativo alle simulazioni condotte. Ci si limita ora a dire che i carichi considerati sono stati variati in modo tale da essere adeguati a seconda della zona climatica considerata.
- CIRCUITO DELL'ACQUA SANITARIA:
 - DATA READER (carichi sanit): Questa type legge i carichi di acqua sanitaria espressi in kg/h elaborati con il programma "SuperPon".
 - EQUAZIONE: (type "Equa") serve a settare la temperatura di ingresso dell'acqua dalla rete e la temperatura di uscita dall'accumulo sanitario. In particolare la temperatura dell'acqua proveniente dalla rete è stata impostata a 12 °C mentre la temperatura di uscita dell'acqua dall'accumulo sanitario è stata impostata a 45 °C.
 - VALVOLA A TRE VIE con un'entrata e due uscite (type 11b): separa, a seconda dei carichi richiesti, il flusso che va all'accumulo sanitario per essere riscaldato da quello che va direttamente all'utenza. In questo caso la type 11b prevede un controllo interno che ha come input la portata del fluido, la temperatura dell'acqua in arrivo dalla rete e la temperatura dell'acqua in uscita dall'accumulo sanitario.
 - ACCUMULO SENSIBILE DI ACQUA SANITARIA (type 60): Per questa type valgono le stesse considerazioni fatte nel caso dell'accumulo sensibile lato caldo. In questo caso il flusso in ingresso dello scambiatore di calore è quello proveniente dall'accumulo caldo mentre quello nell'ingresso dell'accumulo è l'acqua di rete che deve essere riscaldata per poter poi essere inviata alle utenze.
 - VALVOLA A TRE VIE con due entrate e un'uscita (type 11h): ha come uscita il flusso che andrà all'utenza e come ingresso i flussi provenienti dall'accumulo sanitario e quelli provenienti dai carichi di riscaldamento e di raffreddamento.
- CIRCUITO DI RAFFREDDAMENTO:
 - FONTE DI CALORE AUSILIARIA (type 6): serve a riscaldare il flusso in uscita dall'accumulo lato caldo fino alla temperatura richiesta per la corretta alimentazione del generatore dalla macchina ad assorbimento. Nel caso in questione la macchina ad assorbimento richiede una temperatura in ingresso del fluido caldo di 100 °C. La potenza massima dell'ausiliario è stata impostata a 10 kW. Si è considerato come fonte ausiliaria un bruciatore a gas metano. In accordo con quanto affermato nel paragrafo 1.3.4.2 si è deciso di posizionare l'ausiliario in serie rispetto all'accumulo (e non in parallelo) in modo da consentire l'installazione di un ausiliario con potenza minore.

- MACCHINA AD ASSORBIMENTO ACQUA-AMMONIACA A SINGOLO EFFETTO (type 107): serve a produrre acqua fredda per rispondere al carico di raffrescamento. Per simularne il funzionamento è stato elaborato un file ricavato da dati reperiti da una macchina del costruttore Yazaki. Al variare dei carichi, della temperatura di ingresso nel generatore, della temperatura di uscita dall'evaporatore e della temperatura dell'acqua di raffreddamento (variabili indipendenti) sono stati ricavati i valori delle variabili dipendenti cioè la frazione di capacità e di energia. Si sono poi impostati i seguenti dati nominali: potenza di raffreddamento 18 kW, temperatura di set point dell'acqua raffreddata 7 °C, temperatura di ingresso al generatore 100 °C, temperatura di ingresso al condensatore dell'acqua di raffreddamento 31 °C. Nel corso delle simulazioni si è constatato che, al variare dei carichi termici, il salto di temperatura del fluido tra l'ingresso e l'uscita del generatore è di circa 5 °C – 8 °C compatibile con il valore nominale della macchina di 5 °C. Il COP considerato è 0.62 con una portata sul circuito del generatore di 3000 kg/h. Questi valori sono stati impostati in modo tale da simulare al meglio il funzionamento di una macchina ad assorbimento reale acqua-ammoniaca posseduta dall'ENEA. La type 107 non considera anche le perdite di carico interne alla macchina, ma di queste si è tenuto conto in un secondo momento in fase di calcolo dell'energia fornita dalle pompe considerando una differenza di pressione di 0.25 bar nel circuito del generatore, di 0.9 bar nel circuito del condensatore e di 0.3 bar nel circuito dell'evaporatore. Tali valori sono stati reperiti dalla letteratura e sono riferiti ad una macchina ad assorbimento di potenza frigorifera 15 kW.³⁵
- EQUAZIONE "Equa-8": serve a garantire che ci sia flusso di acqua fredda in uscita dalla macchina ad assorbimento solo quando vi è effettivamente richiesta di raffreddamento.
- CARICHI DI RAFFREDDAMENTO (raffreddamento-152): Si è dovuto elaborare questa type in modo tale che il flusso in uscita dalla macchina ad assorbimento possa andare a raffreddare l'abitazione a seconda dei carichi contenuti nel secondo file reader. Il flusso in uscita dalla type avrà pertanto una temperatura calcolata come segue:

$$T_u = T_e + \frac{Q_{raff}}{m * c_p}$$

FORMULA 2.1

Con T_e temperatura in ingresso, T_u temperatura in uscita, Q_{raff} carico di raffrescamento, m portata in ingresso e c_p calore specifico dell'acqua. La temperatura in uscita dalla type sarà poi quella del fluido in ingresso all'evaporatore della macchina ad assorbimento. Nel procedere con le simulazioni si è constatato che tale temperatura si aggira sempre attorno ai 12 °C. Questo dato si è verificato

³⁵ Berardi C. , 2006, "Le macchine solari ad assorbimento", www.paradigma.it

essere perfettamente compatibile con i dati della macchina ad assorbimento posseduta dall'ENEA.

- POMPA (type 3b-2): utilizzata per indirizzare all'accumulo lato caldo il flusso di acqua calda in uscita dalla macchina ad assorbimento. Questa pompa viene attivata solo in presenza di carichi di raffrescamento dall'equazione "Equa-5".
- CIRCUITO DI RISCALDAMENTO:
 - CARICHI DI RISCALDAMENTO (type 152): questa type è stata concepita in modo del tutto simile a quella di raffreddamento. La differenza sta nel fatto che il flusso di acqua calda cederà calore all'ambiente e di conseguenza la temperatura di uscita dalla type sarà:

$$T_u = T_g + \frac{Q_{risc}}{m * cp}$$

FORMULA 2.2

Con T_g temperatura in ingresso, T_u temperatura in uscita, m portata in ingresso, C_p calore specifico dell'acqua e Q_{risc} carico di riscaldamento.

- POMPA (type 3b-3): utilizzata per spedire il flusso di acqua proveniente dai carichi all'accumulo. Affinchè il salto di temperatura all'interno della type precedente non fosse eccessivo (non superiore agli 8-10 °C) si è impostata una portata di 500 kg/h.
- Due VALVOLE A TRE VIE con due entrate e un'uscita (type 11b-2 e 3): servono per far convergere i flussi che ritornano all'ausiliario.

Una volta realizzato il modello, per verificarne il corretto funzionamento si è:

- verificato che il primo principio della termodinamica fosse rispettato annualmente a livello delle singole type;
- verificato che il primo principio della termodinamica fosse rispettato annualmente a livello dell'intero impianto. In particolare le componenti considerate nello scambio energetico annuale del sistema sono state:

- P_c : potenza termica catturata dai collettori solari e trasferita all'accumulo lato caldo;
- P_a : potenza termica fornita dagli ausiliari presenti all'interno dell'accumulo lato caldo;
- P_{ma} : potenza termica fornita dall'ausiliario della macchina ad assorbimento;
- P_{loss} : perdite termiche dei due accumuli;
- P_f : potenze termiche di riscaldamento, di raffreddamento e dei carichi sanitari;
- P_{cool} : potenza termica sottratta al sistema dall'acqua di raffreddamento della macchina ad assorbimento;
- ΔE_{acc} : variazione di energia interna dei due accumuli rispetto al momento iniziale.

In particolare l'equazione che si è verificata essere rispettata durante l'intero arco dell'anno è la seguente:

$$\int (P_c + P_a + P_{ma} - P_{loss} + P_{ca} - P_{cool}) dt = \Delta E_{acc}$$

FORMULA 2.3

Per maggior chiarezza viene riportato anche uno schema delle energie in entrata e in uscita dall'impianto.

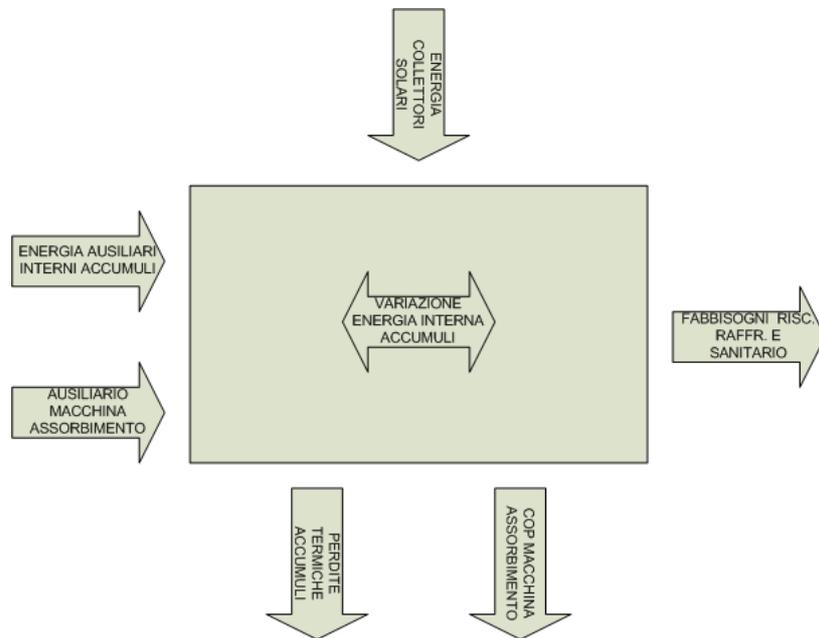


FIGURA 3.4: Rappresentazione schematica delle energie in ingresso ed in uscita dal sistema

Si è inoltre:

- verificato che il programma non generasse errori di calcolo nel corso delle simulazioni;
- verificato che le temperature dei flussi in ingresso ai collettori e i salti di temperatura all'interno degli accumuli fossero realistiche. Nei casi in cui questo non si fosse verificato si è agito sui principali parametri degli elementi del sistema (in particolare portate e dimensioni degli accumuli) in modo da riportare le temperature a valori considerati accettabili. In particolare si è fatto in modo che le temperature in uscita dai collettori non superassero mai i 140-150 °C;
- controllato che la macchina ad assorbimento lavorasse, nella maggior parte dei casi, per un periodo continuativo superiore a 3 ore. Si è tuttavia consapevoli del fatto che, per garantire un funzionamento più continuo della macchina ad assorbimento, sarebbe stato necessario introdurre nell'impianto un accumulo di freddo.

CAPITOLO 4

SIMULAZIONI ANNUALI DI UN IMPIANTO SOLAR COOLING CON ACCUMULO SENSIBILE LATO CALDO (Caso villetta monofamiliare)

4.1 DEFINIZIONE DEGLI INDICI

Per analizzare il funzionamento dell'impianto presentato nel paragrafo precedente si è deciso di lanciare una serie di simulazioni al variare di alcuni parametri in modo da ottimizzarne le prestazioni.

I principali parametri variati sono stati i seguenti:

- Inclinazione dei collettori solari;
- Volume dell'accumulo sensibile lato caldo;
- Area dei collettori solari;
- Tipo di collettori solari (tubi evacuati e collettori piani);

Per valutare i risultati ottenuti dalle simulazioni e per poter confrontare le diverse prestazioni dell'impianto al variare dei parametri appena descritti si sono definiti i seguenti indici:

- *Frazione solare*: calcolata come il rapporto tra l'energia catturata dai collettori solari e l'energia necessaria a far funzionare l'impianto senza collettori.

$$\text{Frazione solare} = \frac{\text{Energia solare captata}}{\text{Energia ausiliaria senza collettori solari}}$$

FORMULA 4.1

Per il modo in cui questo indice è stato calcolato essa non potrà mai assumere valori negativi.

- *percentuale di riscaldamento*: rappresenta la percentuale del fabbisogno di riscaldamento coperta dall'energia solare.

$$\% \text{Riscaldamento} = 1 - \frac{\text{Energia ausiliaria accumulo caldo}}{\text{Fabbisogno di energia per il riscaldamento}}$$

FORMULA 4.2

In questo caso, per come l'indice è stato calcolato, può assumere valori negativi nel momento in cui le perdite dell'accumulo lato caldo siano superiori all'energia solare captata dai collettori.

- *Percentuale di raffrescamento*: rappresentava inizialmente la percentuale del fabbisogno di raffrescamento non coperta dalla fonte ausiliaria.

$$\% \text{Raffrescamento} = 1 - \frac{\text{Energia ausiliaria macchina assorbimento}}{\text{Fabbisogno di energia per il raffrescamento}}$$

FORMULA 4.3

Si è tuttavia notato che non sarebbe stato corretto definire la percentuale così calcolata come la frazione di raffrescamento coperta dall'energia solare poiché, per il calcolo di quest'ultima, si deve tenere conto del COP della macchina ad assorbimento. Quindi, affinché quest'indice potesse rappresentare la frazione di raffrescamento coperta dall'energia solare, si è reso necessario rendere omogeneo il confronto tra l'energia a numeratore e quella a denominatore dividendo quest'ultimo per il COP della macchina in modo da ricondursi all'energia primaria in ingresso. La formula è stata quindi riscritta come segue:

%Raffrescamento

$$= 1 - \frac{\text{Energia ausiliaria macchina assorbimento}}{\text{Fabbisogno di energia per il raffrescamento}} * COP$$

FORMULA 4.4

Anche questo indice può assumere valori negativi.

- *Percentuale ACS*: rappresenta la percentuale di fabbisogno di energia per il riscaldamento dell'acqua sanitaria coperto dall'energia solare.

$$\% ACS = 1 - \frac{\text{Energia ausiliaria accumulo sanitario}}{\text{Fabbisogno di energia per l'acqua sanitaria}}$$

FORMULA 4.5

4.2 CARICHI E DATI CLIMATICI UTILIZZATI

Prima di presentare e commentare i risultati delle simulazioni effettuate è doveroso spiegare quali carichi di riscaldamento, raffrescamento e acqua sanitaria sono stati considerati e come essi siano stati ottenuti.

I carichi termici di riscaldamento e raffrescamento sono stati ricavati basandosi sui risultati di una serie di simulazioni effettuate con il programma TRNSYS SIMULATION STUDIO 16.0.

In particolare le simulazioni condotte hanno riguardato in un primo momento una villetta monofamiliare a due piani fuori terra. L'edificio considerato presentava una volumetria di 363.5 m³ ed altezza 5.5 m circa. Gli ambienti interni del primo piano occupavano una superficie di 77 m², mentre il secondo piano copriva un'area di 58 m² circa. L'altezza delle stanze era di 2.7 m.

Tali carichi termici sono stati inoltre stimati ipotizzando un collocamento di tale villetta in zone con diverse condizioni climatiche. In particolare le città considerate sono state Venezia, Roma e Trapani.

Per quanto riguarda i carichi di condizionamento estivo (chiamati d'ora in poi anche raffrescamento estivo) si sono tenuti in considerazione sia i carichi di raffreddamento, sia i carichi di deumidificazione. Nello stimare i carichi di riscaldamento si sono invece trascurate le esigenze di deumidificazione.

Vengono in seguito riportati i grafici che rappresentano i fabbisogni di riscaldamento e raffrescamento ottenuti dalle simulazioni precedenti.

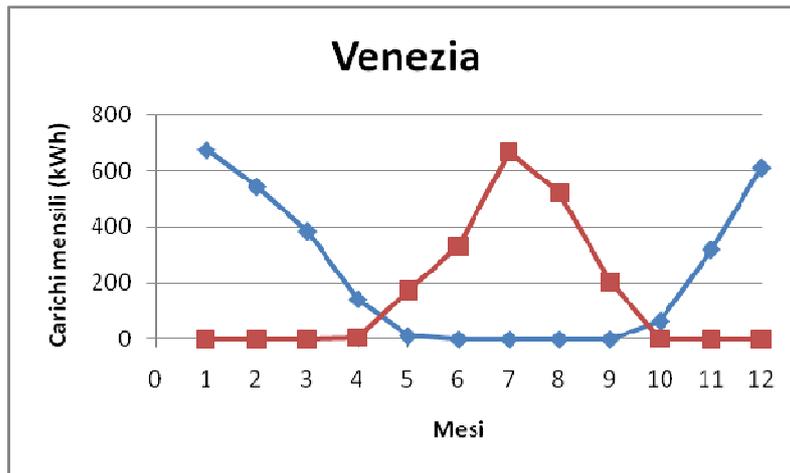


GRAFICO 4.1: Fabbisogni mensili di raffrescamento e riscaldamento per una villetta monofamiliare localizzata nella città di Venezia

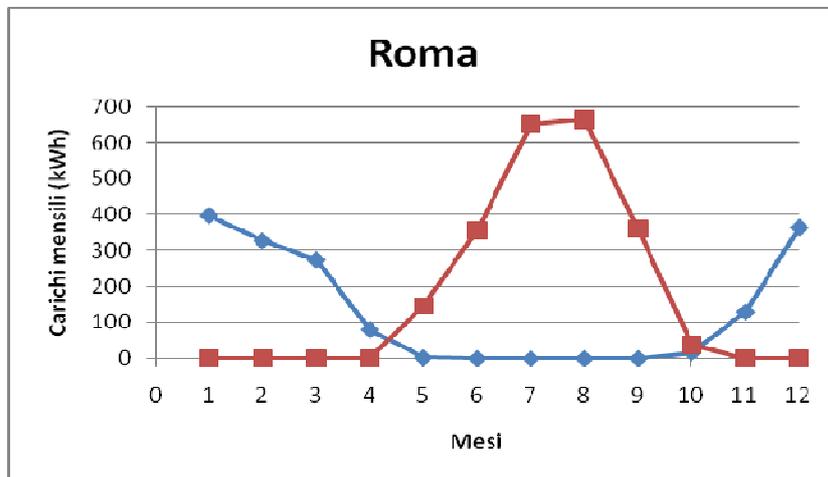


GRAFICO 4.2: Fabbisogni mensili di raffrescamento e riscaldamento per una villetta monofamiliare localizzata nella città di Roma

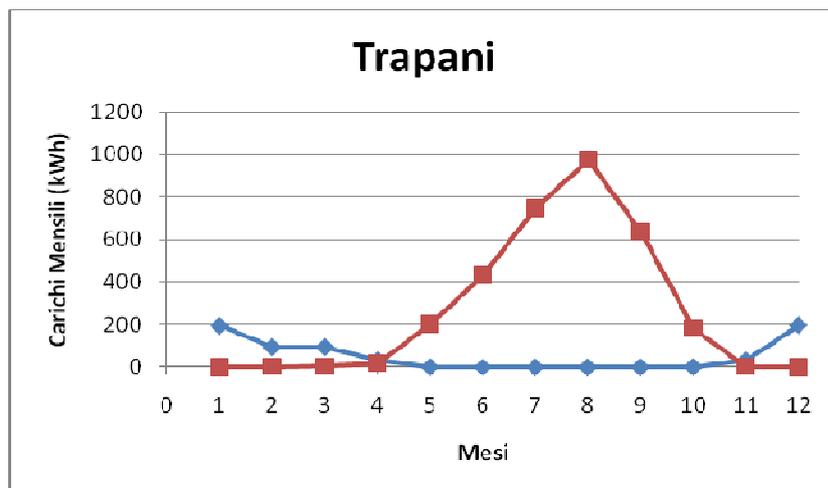


GRAFICO 4.3: Fabbisogni mensili di raffrescamento e riscaldamento per una villetta monofamiliare localizzata nella città di Trapani

	VENEZIA	ROMA	TRAPANI
Fabbisogno di riscaldamento annuale (kWh/anno)	2757	1584	647
Fabbisogno di raffrescamento estivo (kWh/anno)	1904	2216	3204
Picco di potenza per il riscaldamento (kW)	8.56	7.6	4.8
Picco di potenza per il raffrescamento (kW)	3.19	3.16	3.83

TABELLA 4.1: Fabbisogni annuali e picchi di potenze di riscaldamento e raffrescamento di una villetta monofamiliare localizzata nelle città di Venezia, Roma e Trapani

Per quanto riguarda l'energia richiesta annualmente si nota che a Venezia i fabbisogni di raffrescamento risultano essere inferiori di 853 kWh rispetto ai fabbisogni annuali di riscaldamento, mentre a Roma e a Trapani la situazione è opposta. A Roma i fabbisogni di condizionamento estivo superano quelli invernali di 700 kWh mentre a Trapani i carichi estivi sono superiori addirittura di 2557 kWh. Analizzando i dati si nota che i carichi di condizionamento estivo di Roma sono superiori solo del 15% rispetto a quelli di Venezia. Ciò è dovuto al fatto che a Venezia le richieste di deumidificazione sono molto elevate.

Nel periodo invernale si nota che a Venezia i fabbisogni di riscaldamento sono 4.3 volte superiori a quelle di Trapani e 1.7 volte quelle di Roma.

Per quanto riguarda i picchi di potenza invece i carichi massimi di riscaldamento risultano essere superiori ai carichi massimi di raffrescamento in tutte e tre le città. Da sottolineare anche come i picchi di potenza per il riscaldamento a Trapani siano nettamente inferiori rispetto ai picchi dei carichi di riscaldamento a Roma e a Venezia.

Per il calcolo dei fabbisogni e per il funzionamento del modello dell'impianto solar cooling si sono inoltre inseriti i dati climatici delle tre diverse città. In particolare si sono considerati i valori delle temperature, dell'umidità relativa e della radiazione solare nelle città di Venezia, Roma e Trapani con un intervallo di un'ora e per la durata di un intero anno.³⁶

Per quanto riguarda i fabbisogni di acqua sanitaria si è infine utilizzato il programma SUPERPON con il quale si è stimato un fabbisogno di energia annuo pari a 2803 kWh distribuiti in modo pressochè equo nell'arco dell'anno.

Una volta effettuate le simulazioni con i fabbisogni precedentemente descritti si è deciso di analizzare il comportamento del medesimo impianto ottimizzato per i fabbisogni non più di una monofamiliare, ma di una trifamiliare. Per semplicità si sono in questo triplicati i carichi considerati per la villetta monofamiliare. I risultati ottenuti dalle simulazioni in questo nuovo caso verranno presentati nel capitolo 5.

4.3 SIMULAZIONI AL VARIARE DELL'AREA DEI COLLETTORI

Le prime simulazioni sono state effettuate variando l'area dei collettori solari (a tubi evacuati) da un minimo di 4 m² a un massimo di 35 m². In queste simulazioni il volume dell'accumulo lato caldo

³⁶ AA.VV. TEST REFERENCE YEAR TRY, "Data Sets for Computer Simulations of Solar Energy systems and energy consumption in buildings", Commission of the European Communities, Directorate general XII for Science, Research and development.

è stato mantenuto 1.53 m^3 mentre l'inclinazione dei collettori solari è stata mantenuta 0° . Si è consapevoli del fatto che un'area di 4 m^2 risulta essere non adeguata al volume dell'accumulo utilizzato.

Si riportano in seguito dei grafici che rappresentano i principali risultati ottenuti dalla prima serie di simulazioni.

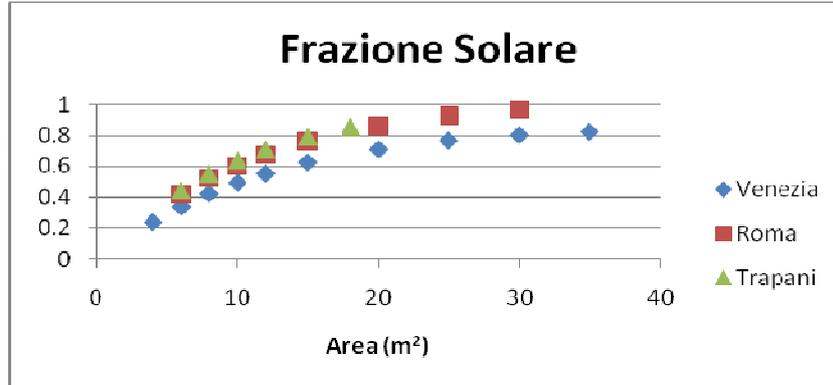


GRAFICO 4.4: Frazione solare al variare dell'area dei collettori nelle città di Venezia, Roma e Trapani

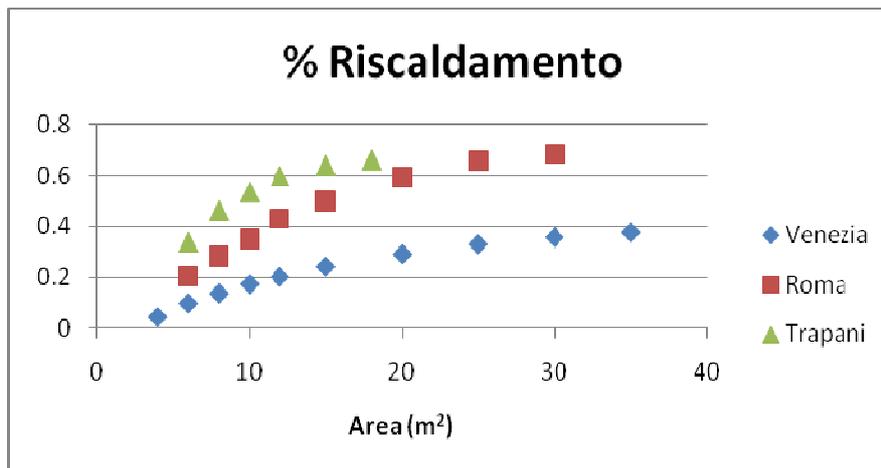


GRAFICO 4.5: Percentuale di riscaldamento al variare dell'area dei collettori nelle città di Venezia, Roma e Trapani

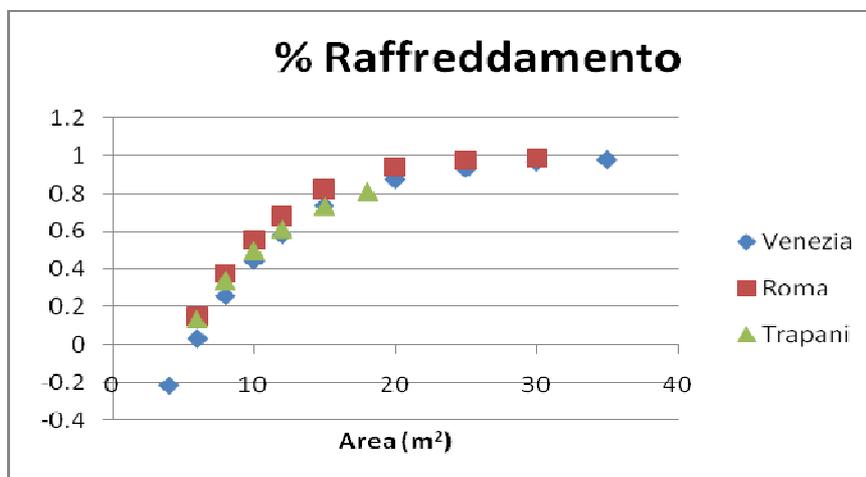


GRAFICO 4.6: Percentuale di raffreddamento al variare dell'area dei collettori nelle città di Venezia, Roma e Trapani

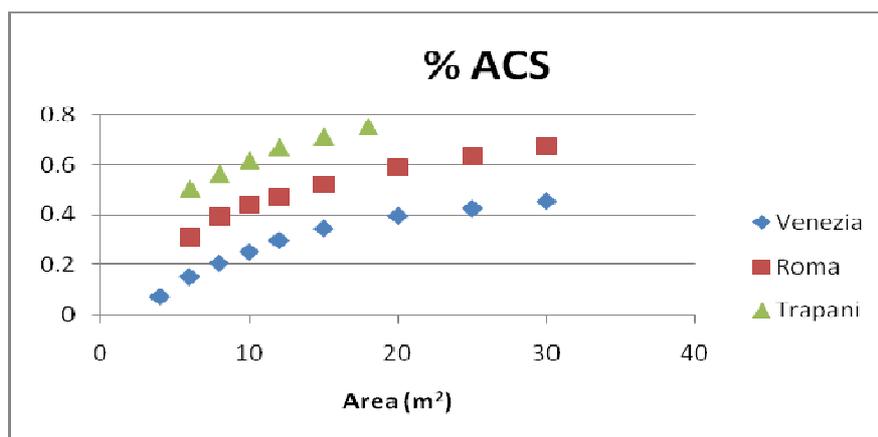


GRAFICO 4.7: Percentuale ACS al variare dell'area dei collettori nelle città di Venezia, Roma e Trapani

Come si evince dal grafico 4.4 la frazione solare, per il modo in cui è stata calcolata, è positiva per qualsiasi valore dell'area dei collettori. Le pendenze delle curve rappresentate in tale grafico risultano essere quasi costanti fino a 14 m² per poi diminuire in modo visibile all'aumentare dell'area dei collettori. A Venezia la frazione solare risulta sempre essere inferiore rispetto al caso di Roma e Trapani e questo accade per due ragioni. Il primo motivo è che la radiazione solare a Venezia, misurata in kWh/(anno*m²), è inferiore rispetto alle altre due città. Il secondo motivo è che la somma dei fabbisogni di energia (primaria) per il riscaldamento e il raffrescamento risulta essere superiore rispetto a quella di Roma e Trapani e di conseguenza, anche a parità di energia solare captata, la frazione solare è inferiore.

Molto interessanti, per il modo in cui sono state calcolate, sono le rispettive percentuali di riscaldamento, raffrescamento e carico sanitario coperte dall'energia solare. Mentre la frazione solare risulta essere positiva per qualsiasi valore dell'area dei collettori solari questo non accade per questi tre indici.

Per quanto riguarda le percentuali di carico di riscaldamento coperte dall'energia solare si nota come già con 4 m² di collettori esse risultino essere positive in tutte e tre le città. Seguendo la linea di tendenza tuttavia è evidente come, in tutti e tre i casi, con solo 1 m² di collettori solari esse risulterebbero essere negative. Questo dato è la conseguenza del fatto che l'energia catturata dai collettori non viene utilizzata direttamente per rispondere al carico di riscaldamento ma viene utilizzata per scaldare l'accumulo sensibile lato caldo. L'accumulo sensibile lato caldo, per come è stato modellato, deve essere mantenuto ad una temperatura superiore a 55 °C e nel caso in cui l'energia solare non sia in grado di mantenerlo al di sopra di tale temperatura subentrano gli ausiliari interni all'accumulo. Con meno di 1 m² di collettori accade che le perdite termiche dell'accumulo a 55 °C sono superiori all'energia captata dai collettori. Se ne deduce che per assurdo risulterebbe energeticamente più conveniente (a livello di energia primaria) un impianto senza accumulo di calore e senza collettori solari piuttosto che un impianto di questo tipo con meno di 1 m² di collettori solari.

Anche in questo caso si nota come le pendenze di tali curve diminuiscano all'aumentare dell'area dei collettori.

E' immediato notare come le percentuali di riscaldamento coperte dall'energia solare a Trapani siano molto superiori a quelle di Roma e siano addirittura tre volte superiori a quelle di Venezia. In questo caso, oltre che alla maggior radiazione solare incidente, tale differenza è da attribuire al fatto che a Trapani le esigenze di riscaldamento sono bassissime rispetto agli altri due casi.

E' evidente come le percentuali del carico di riscaldamento coperte dall'energia solare risultino essere particolarmente basse anche per elevate aree dei collettori. Maggiori dettagli a riguardo verranno riportati nel paragrafo successivo. Ci si limita ora ad anticipare che i bassi valori di queste percentuali sono dovuti all'inclinazione dei collettori di 0°. All'aumentare dell'inclinazione dei collettori tali percentuali aumenteranno considerevolmente (vedere grafico 4.11).

Se si passa a considerare le percentuali del carico di raffrescamento è immediato notare come esse risultino essere negative per qualsiasi area dei collettori inferiore ai 4 m². In questo caso vale un ragionamento molto simile a quello fatto nel caso precedente. L'energia catturata dai collettori non viene utilizzata direttamente per rispondere al carico di raffrescamento. Nonostante in questo caso gli ausiliari interni all'accumulo di calore si è verificato non vengano mai attivati (in quanto nel periodo estivo risulta essere molto più facile mantenere la temperatura dell'accumulo oltre i 55 °C grazie alla sola energia solare) si deve sottolineare che non è possibile alimentare la macchina ad assorbimento direttamente con l'acqua calda in uscita dall'accumulo. Tale flusso infatti risulta essere mediamente ad una temperatura inferiore ai 100 °C e quindi, per poter alimentare correttamente la macchina ad assorbimento, deve essere portato a 100 °C grazie all'utilizzo di un ausiliario. Con meno di 4 m² di collettori accade che l'energia ausiliaria richiesta è superiore al fabbisogno di raffrescamento e ciò è conseguenza del fatto che le perdite termiche dell'accumulo a 100 °C sono superiori all'energia captata da 4 m² di collettori solari.

Inoltre si deve considerare che nella formula utilizzata il COP è quello nominale mentre andando ad analizzare il COP medio ottenuto nelle simulazioni durante il periodo estivo si nota che questo è pari a 0.58 e non 0.62.

Si sottolinea inoltre che se si considera la formula 4.3 e non la formula 4.4 accade che con meno di 8 m² di collettori l'energia ausiliaria richiesta è superiore al fabbisogno di raffrescamento e ciò è conseguenza del fatto che la macchina ad assorbimento lavora con un COP di 0.6 (oltre al fatto che ci sono perdite termiche nell'accumulo lato caldo).

E' interessante notare come la differenza tra le percentuali di raffrescamento nelle tre diverse città sia molto meno evidente rispetto al caso del riscaldamento. Ciò è dovuto al fatto che il maggior fabbisogno di raffrescamento nel periodo estivo a Roma e soprattutto a Trapani risulta compensare la maggior radiazione solare incidente di cui godono queste due città rispetto a Venezia. Anche in questo caso le percentuali di raffrescamento coperte dall'energia solare sembrano essere particolarmente basse. Vale qui la stessa considerazione fatta nel caso precedente e cioè che tali percentuali aumenteranno all'aumentare dell'inclinazione dei collettori solari (grafico 4.12).

Interessante è inoltre vedere quando, nel caso del raffreddamento a Venezia, l'energia solare supera il valore dell'energia ausiliaria. Come si deduce dal grafico 4.8 questo avviene per un'area dei collettori pari a 10 m². Un valore maggiore di 1 per l'energia ausiliaria significa che la fonte ausiliaria deve recuperare anche le perdite dell'accumulo.

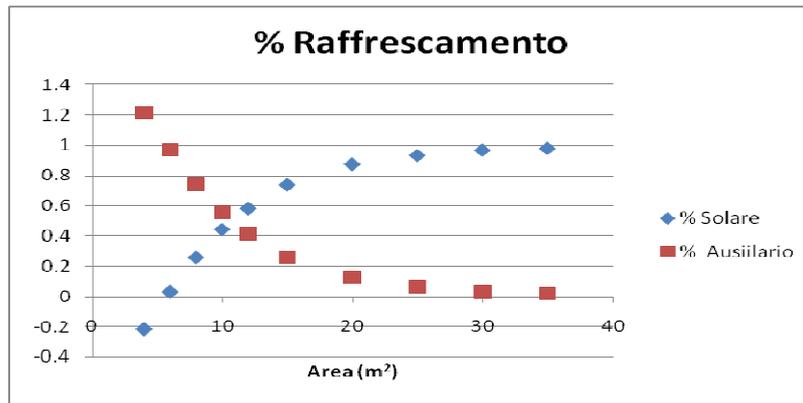


GRAFICO 4.8: Percentuali di fabbisogno di raffrescamento coperto da ausiliario e da energia solare

Per quanto riguarda la percentuale dei carichi sanitari coperti dall'energia solare (grafico 4.7) è evidente come in tutti e tre i casi i valori siano leggermente superiori rispetto alle percentuali di riscaldamento. Questo perché si è (per semplicità) attribuita l'intera energia necessaria a mantenere l'accumulo lato caldo a 55 °C alle esigenze di riscaldamento e di conseguenza nel calcolo della percentuale di carico sanitario coperta dall'energia solare è rientrato il solo ausiliario necessario a mantenere a 55 °C l'accumulo sanitario (formula 4.5). Nella realtà accade che parte dell'energia necessaria a mantenere l'accumulo lato caldo a 55 °C si dovrebbe attribuire in modo indiretto ai carichi per il riscaldamento dell'acqua sanitaria.

Se si considera la differenza tra le diverse città nelle percentuali di carichi sanitari coperti dall'energia solare valgono le stesse considerazioni fatte per la frazione solare.

Al variare dell'area dei collettori solari (a tubi evacuati) si è deciso di monitorare anche l'andamento di un ulteriore indice che verrà d'ora in poi definito *percentuale di utilizzo annuale dei collettori*. Tale indice è stato calcolato come segue:

$$\text{Percentuale di utilizzo annuale dei collettori} = \frac{\text{Energia captata}}{\text{Radiazione incidente} \cdot \text{Area}}$$

FORMULA 4.6

Anche in questo caso il confronto è stato fatto nelle tre città.

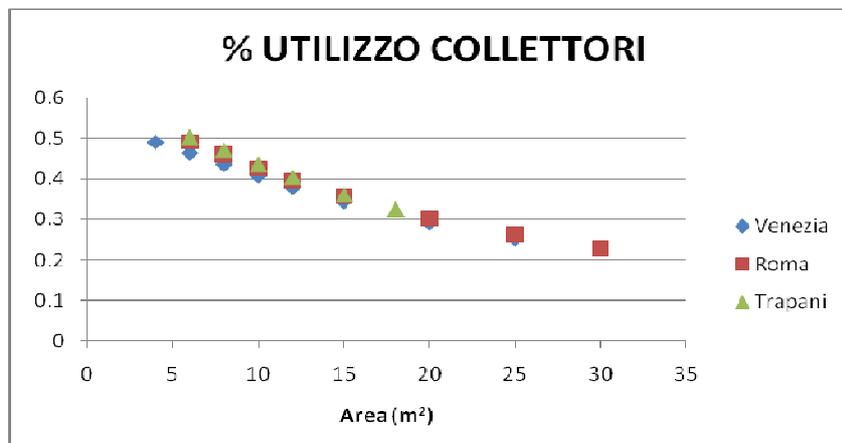


GRAFICO 4.9: Percentuali di utilizzo annuale dei collettori nelle città di Venezia, Roma e Trapani

Risulta evidente come le percentuali di utilizzo dei collettori (grafico 4.9) decrescano all'aumentare dell'area dei collettori solari. Essendo la percentuale di utilizzo influenzata dall'efficienza del collettore è evidente che il calo di tale percentuale all'aumentare dell'area, essendo la temperatura esterna la stessa nelle diverse simulazioni (ovviamente nella stessa città), è dovuta all'aumento della temperatura del fluido in ingresso ai collettori solari. Il calo della percentuale di utilizzo tende leggermente a diminuire all'aumentare del numero dei collettori solari in quanto, nel monitorare le simulazioni, si è evidenziato che all'aumento del numero di collettori la temperatura del fluido in ingresso aumenta ma in modo via via minore.

Si nota che le percentuali di utilizzo dei collettori nelle diverse città sembrano essere molto simili.

4.4 SIMULAZIONI AL VARIARE DELL'INCLINAZIONE DEI COLLETTORI

Un secondo parametro che è stato variato nel corso delle simulazioni è stata l'inclinazione dei collettori solari. Sono state lanciate una serie di simulazioni variando l'inclinazione da 0° a 90° con un intervallo di 15° e mantenendo un'area dei collettori (a tubi evacuati) di 10 m² e un volume dell'accumulo sensibile lato caldo di 1.53 m³.

Lo scopo di tali simulazioni era capire come il variare dell'inclinazione dei collettori influenzasse l'energia ausiliaria necessaria a coprire i carichi di riscaldamento, raffrescamento e dell'acqua sanitaria. Anche per questo parametro le diverse simulazioni sono state lanciate nelle città di Venezia, Roma e Trapani.

Si riportano in seguito i grafici che evidenziano i risultati ottenuti dalle simulazioni.

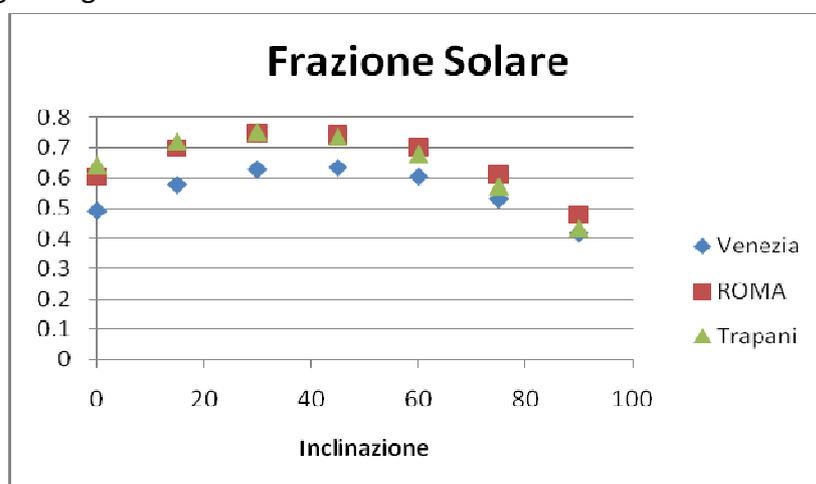


GRAFICO 4.10: Frazione solare al variare dell'inclinazione dei collettori solari nelle città di Venezia, Roma e Trapani

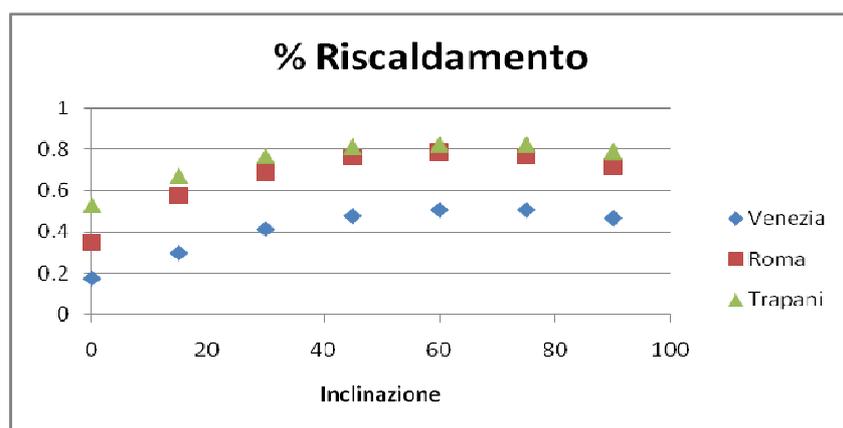


GRAFICO 4.11: Percentuale dei fabbisogni di riscaldamento coperti dall'energia solare al variare dell'inclinazione dei collettori solari nelle città di Venezia, Roma e Trapani

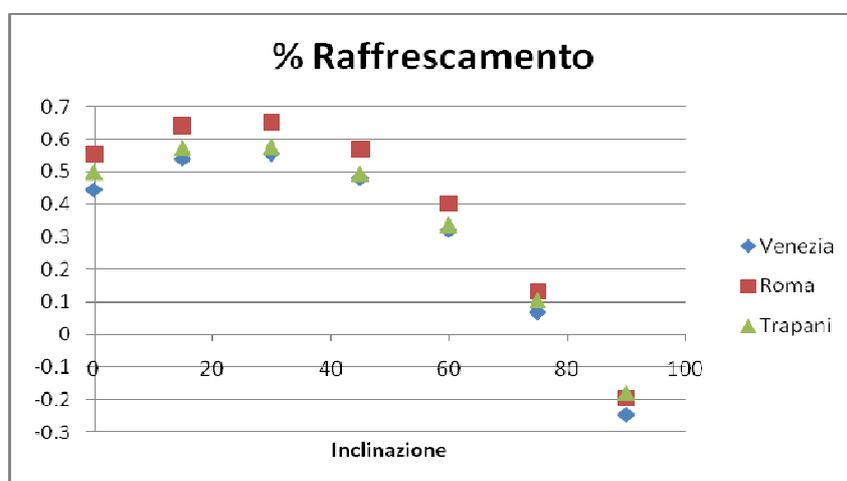


GRAFICO 4.12: Percentuale dei fabbisogni di raffrescamento coperti dall'energia solare al variare dell'inclinazione dei collettori solari nelle città di Venezia, Roma e Trapani

Come si evince dal grafico 4.10 le curve che rappresentano la frazione solare hanno un andamento parabolico con vertice che corrisponde ad una inclinazione di circa 45° dei collettori a Venezia, di 35° a Roma e di 32° a Trapani.

Per quanto riguarda le percentuali dei carichi di riscaldamento coperti dall'energia solare (grafico 4.11) si nota che esse raggiungono i loro massimi con una inclinazione di circa 75° a Venezia e circa 65° a Roma e Trapani.

Per il raffrescamento invece il massimo delle coperture solari viene raggiunto con una inclinazione di circa 30° a Venezia e 25° a Trapani e Roma (grafico 4.12). Si nota inoltre come aumentando ulteriormente l'inclinazione vi sia un rapido deterioramento delle prestazioni nel periodo estivo. A Venezia, ad esempio, passando da un angolo dei collettori di 30° a uno di 45°, la percentuale di fabbisogno di raffrescamento coperta dall'energia solare addirittura dimezza.

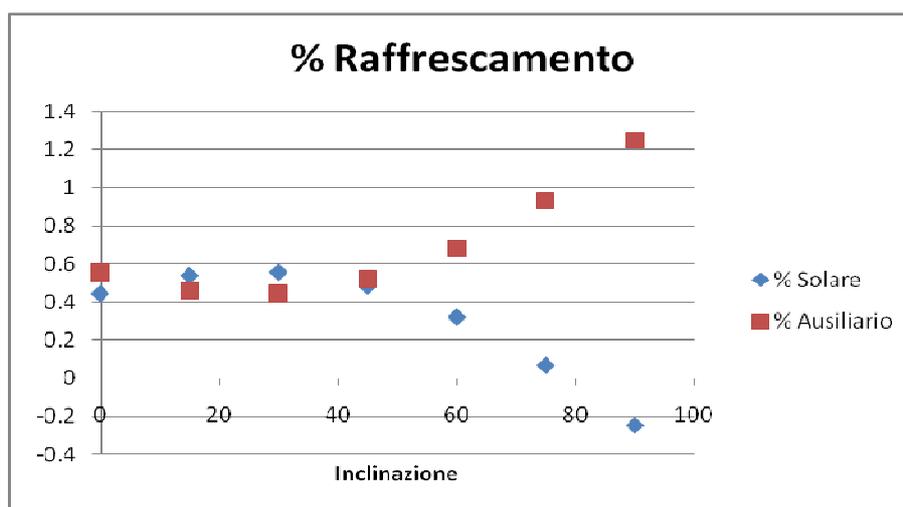


GRAFICO 4.13: Percentuali di fabbisogno di raffreddamento coperto da ausiliario e da energia solare (Venezia)

Nel grafico 4.13 si nota inoltre come, nel caso di Venezia, la percentuale di energia fornita dai collettori sia maggiore di quella fornita dall'ausiliario per una inclinazione dei collettori compresa tra i 15° e i 40°.

Il fatto che le inclinazioni ottimali per quanto riguarda le esigenze di raffreddamento siano inferiori rispetto a quelle ottimali per le esigenze di riscaldamento è ovviamente conseguenza della più bassa posizione del sole nel periodo invernale rispetto al periodo estivo.

A partire da queste considerazioni si evince che una attenta analisi dell'inclinazione dei collettori risulta essere fondamentale nella progettazione di questo tipo di impianto. In particolare si sottolinea come la scelta dell'inclinazione ottimale debba essere il risultato di un compromesso tra l'inclinazione che consente una ottimizzazione del sistema di riscaldamento e quella che consente una ottimizzazione del sistema di raffreddamento.

In una zona climatica torrida nella quale le esigenze di raffreddamento risultano essere preponderanti rispetto a quelle di riscaldamento un'inclinazione attorno ai 30° risulterebbe essere preferibile. Viceversa in una zona con condizioni climatiche rigide si dovrebbe optare per una inclinazione molto maggiore.

4.5 SIMULAZIONI AL VARIARE DEL VOLUME DELL'ACCUMULO

Il terzo parametro che si è deciso di variare nel corso delle simulazioni è stato il volume dell'accumulo sensibile lato caldo. In questa serie di simulazioni si è deciso, basandosi sulle informazioni ricavate dall'analisi dei risultati delle precedenti simulazioni, di utilizzare un'area dei collettori solari di 10 m² e una inclinazione di 30°. Si è consapevoli del fatto che una soluzione ottimale dell'impianto nel suo complesso avrebbe richiesto una inclinazione dei collettori leggermente superiore (nel caso di Venezia in particolare). Tuttavia per evitare di degradare le prestazioni del sistema di raffreddamento (vedere paragrafo 4.4) e di compromettere così le analisi successive si è deciso di limitare l'inclinazione in questa fase.

Come nei casi precedenti anche in queste simulazioni i primi dati climatici e carichi considerati sono stati quelli di Venezia, Roma e Trapani.

Vengono in seguito riportati i grafici dell'energia ausiliaria e delle percentuali di fabbisogno di riscaldamento, raffrescamento e sanitario ottenuti al variare del volume dell'accumulo sensibile lato caldo.

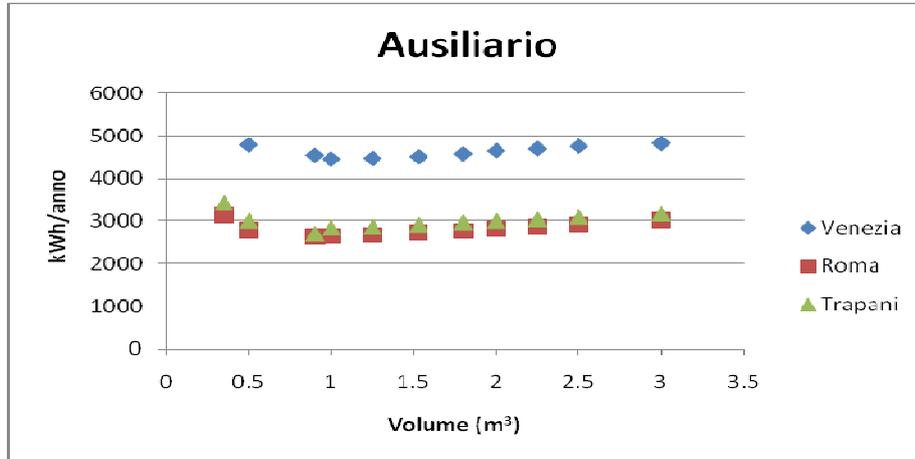


GRAFICO 4.14: Energia ausiliaria annuale al variare del volume dell'accumulo lato caldo.

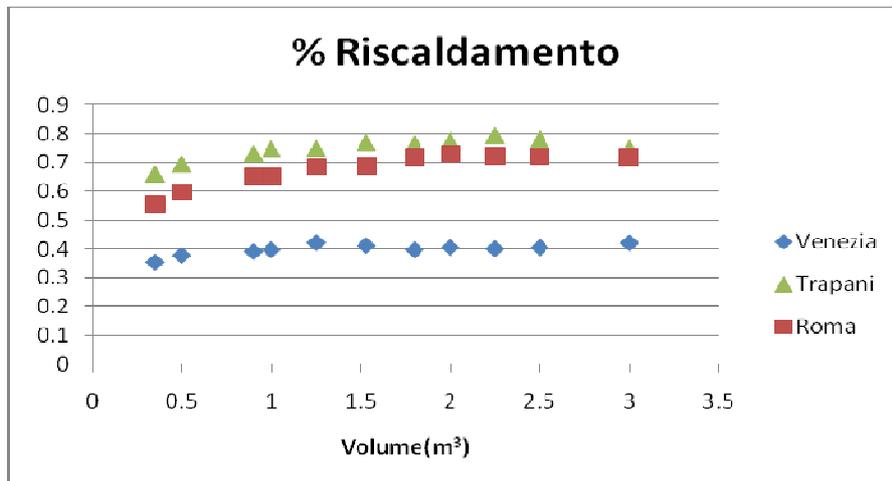


GRAFICO 4.15: Percentuale di fabbisogno di riscaldamento coperto dall'energia solare al variare del volume dell'accumulo lato caldo

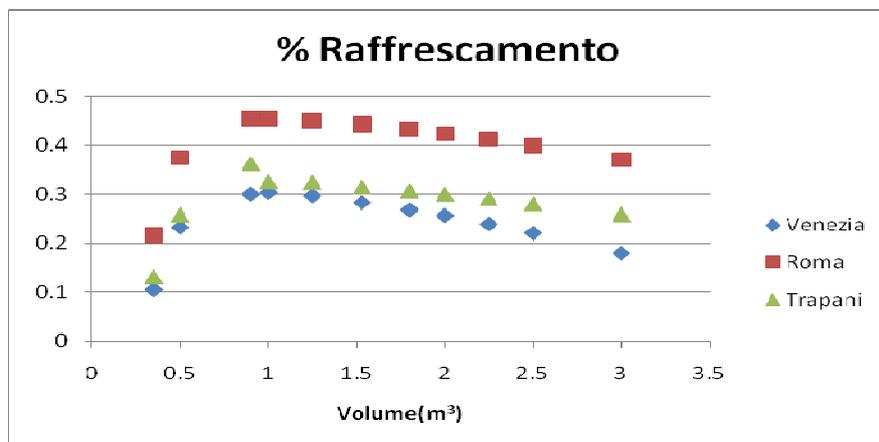


GRAFICO 4.16: Percentuale di fabbisogno di raffrescamento coperto dall'energia solare al variare del volume dell'accumulo lato caldo

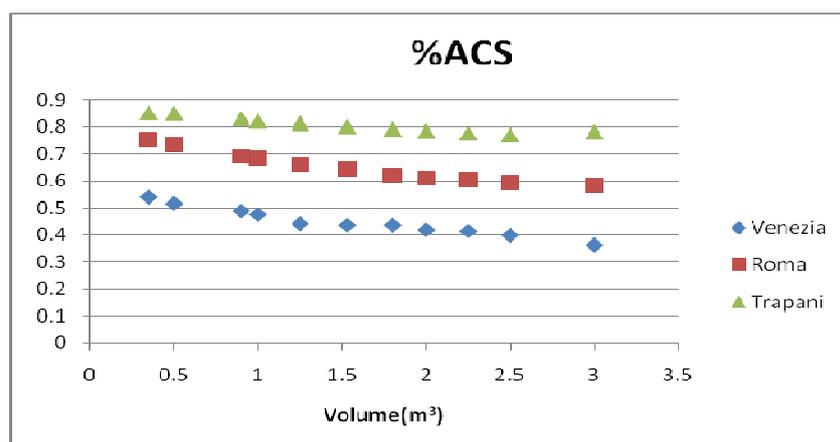


GRAFICO 4.17: Percentuale di fabbisogno di energia per il riscaldamento dell'acqua sanitaria coperto dall'energia solare al variare del volume dell'accumulo lato caldo

E' immediato notare che, mentre le percentuali dei carichi di riscaldamento coperti dall'energia solare aumentano leggermente e in modo lineare all'aumentare delle dimensioni dell'accumulo, le energie totali ausiliarie e le percentuali di raffreddamento seguono un andamento parabolico.

Nel monitorare le simulazioni si è constatato che nel primo tratto la diminuzione dell'energia ausiliaria necessaria (grafico 4.14) è legata all'aumento dell'energia utile captata dai collettori. A sua volta l'aumento dell'energia captata è dovuta ad una minore temperatura di ingresso del fluido nei collettori solari che è a sua volta conseguenza dell'andamento decrescente della temperatura media dell'accumulo all'aumentarne delle dimensioni.

In particolare si è constatato che la media delle temperature annuali di un accumulo di 0.35 m³ a Venezia è 86.7 °C mentre quella per un volume di 1.53 m³ è 85.7 °C.

Altra causa della maggior energia ausiliaria necessaria per accumuli molto piccoli (inferiori a 0.6 m³) deriva dalle maggiori perdite in tali accumuli legate al fatto che il liquido contenuto nell'accumulo arriva a ebollizione un elevato numero di volte nel periodo estivo (la temperatura di ebollizione è stata settata a 130 °C che si ottiene con una pressione nell'accumulo di 2.5 bar). A Trapani ad esempio si passa da perdite di 1300 kWh/anno con un volume di 0.35 m³ a perdite di 1220 kWh/anno con 1.53 m³ a fronte di un'energia totale fornita dai collettori di 7984 kWh.

Per capire il motivo dell'aumento dell'energia ausiliaria necessaria per volumi superiori a 0.9 m³ a Venezia è invece necessario analizzare l'andamento delle curve del grafico 4.16.

L'andamento delle curve che rappresentano le percentuali dei fabbisogni di raffreddamento coperti dall'energia solare al variare dei volumi è infatti coerente con l'andamento delle curve del grafico 4.14. In tutte e tre le città è evidente che, nonostante vi sia un notevole incremento di tali percentuali all'aumentare del volume dell'accumulo da 0.35 m³ a 0.9 m³, oltre tale valore le curve presentano un declino. In questo caso rimangono valide le considerazioni sulla maggiore energia solare captata annualmente e sulle minori perdite fatte precedentemente, tuttavia è evidente che, oltre tale dimensione dell'accumulo, la diminuzione della temperatura media dell'accumulo nel periodo estivo risulta essere controproducente perché comporta una maggior richiesta di energia ausiliaria per garantire una temperatura di alimentazione della macchina ad assorbimento di 100 °C. A tal proposito si è notato che con un volume di 0.9 m³ a Venezia la temperatura media estiva

dell'accumulo è 105 °C mentre con un accumulo da 2.25 m³ la temperatura media è solo 102 °C (ovvero troppo vicina ai 100 °C).

La percentuale di fabbisogno di riscaldamento tende invece ad aumentare in modo costante in quanto la minor temperatura media dell'accumulo all'aumentare del volume non influisce sull'attivazione degli ausiliari di riscaldamento (influiscono solo la maggior energia captata e le minori perdite termiche).

Analizzando l'andamento delle percentuali di carichi sanitari coperti dall'energia solare (grafico 4.17) si nota che questi decrescono all'aumentare del volume. Ciò è dovuto al fatto che la temperatura dell'accumulo lato caldo è tanto maggiore tanto minore è la dimensione del volume e di conseguenza la temperatura in ingresso allo scambiatore dell'accumulo sanitario è mediamente più alta e comporta una minore richiesta di energia ausiliaria per mantenere questo accumulo ad una temperatura di 55 °C.

Per quanto riguarda il dimensionamento dell'accumulo lato caldo si può concludere che, a differenza degli altri due parametri (inclinazione e area dei collettori), il volume dell'accumulo lato caldo è un parametro la cui ottimizzazione porta a valori sostanzialmente simili tre città considerate.

Si sottolinea infine che con 10 m² di collettori solari la dimensione dell'accumulo che ha minimizzato la quantità di energia ausiliaria totale è stata 0.9 m³ in tutte e tre le città considerate.

4.6 SIMULAZIONI AL VARIARE DEL TIPO DI COLLETTORI

Si è ritenuto opportuno impostare un confronto tra le prestazioni dell'impianto con collettori solari piani e il medesimo impianto con collettori solari a tubi evacuati. Dopo aver settato una serie di parametri per simulare il comportamento di questi due tipi di collettori (vedere capitolo 3) si sono quindi lanciate ulteriori simulazioni mantenendo un volume dell'accumulo di 1.53 m³, una inclinazione dei pannelli di 30° e variando l'area e il tipo di collettori. In questo caso gli unici dati climatici e carichi considerati sono stati quelli di Venezia.

Vengono in seguito riportati i grafici delle frazioni solari e delle percentuali di fabbisogno di raffrescamento ottenuti al variare dell'area e del tipo di collettori.

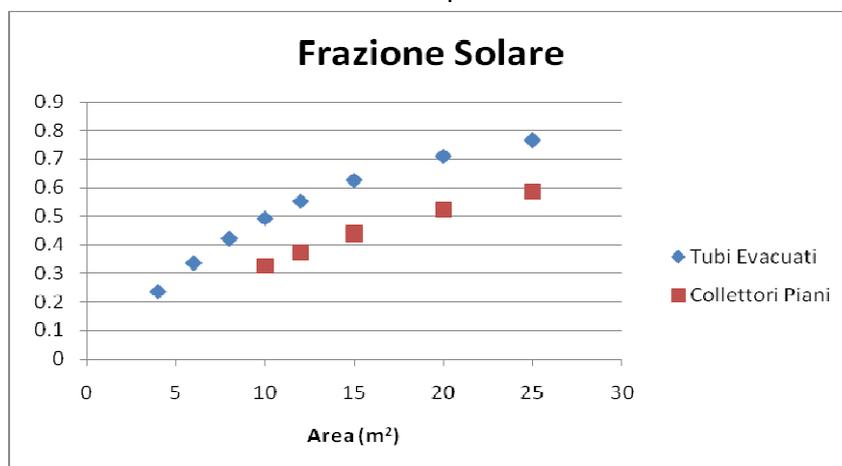


GRAFICO 4.18: Frazione solare al variare dell'area dei collettori per un collettore piano ed uno a tubi evacuati

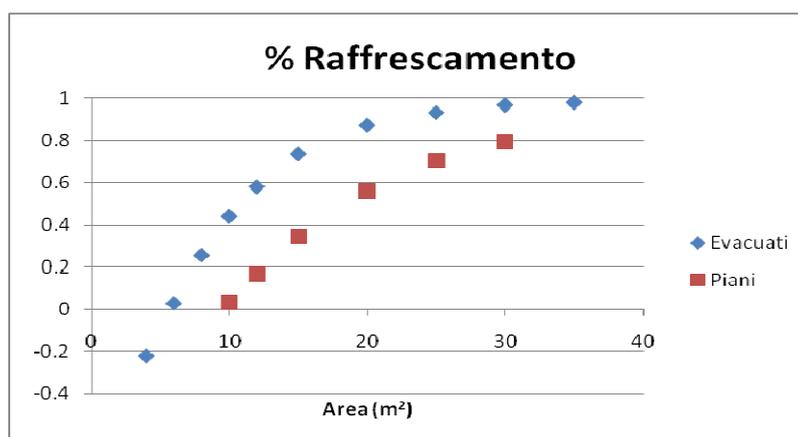


GRAFICO 4.19: Percentuale del fabbisogno di raffrescamento coperto dall'energia solare al variare dell'area dei collettori per un collettore piano ed uno a tubi evacuati

Nell'analizzare il grafico 4.18 risulta evidente come la frazione solare ottenuta con l'utilizzo dei collettori solari a tubi evacuati sia decisamente superiore a quella ottenuta con collettori di tipo piano. Ad esempio con 10 m² di pannelli l'energia captata dai collettori a tubi evacuati è il 50% superiore rispetto a quella captata dai collettori piani. Monitorando le simulazioni si è evidenziato che, a parità di volume dell'accumulo, di area e di inclinazione dei collettori solari, la temperatura di uscita dell'acqua dai collettori solari a tubi evacuati risulta essere molto superiore rispetto a quella dei collettori piani (nel periodo estivo in alcuni casi la differenza di temperatura è superiore ai 30 °C). Di conseguenza nel caso dei collettori a tubi evacuati è maggiore anche la temperatura del fluido in ingresso ai collettori, anche se solo di qualche grado (al massimo 10 °C). Se ne deduce che sarebbe quindi del tutto scorretto attribuire la maggior energia solare captata dai collettori a tubi evacuati alla minor temperatura in ingresso. Il motivo della maggior energia captata va invece ricercato:

- nella curva di efficienza dei collettori a tubi evacuati che risulta essere, a parità di condizioni, superiore rispetto a quella dei collettori piani (vedere capitolo 3);
- nel fatto che l'impianto è stato modellizzato in modo tale che le pompe dei collettori vengono attivate solo quando la temperatura del flusso in uscita dai collettori è superiore alla temperatura dell'accumulo. Ciò significa che nel periodo estivo, essendo la temperatura in uscita dai collettori a tubi evacuati superiore rispetto a quella dei collettori piani, le pompe dei collettori a tubi evacuati vengono attivate un maggior numero di volte.

Particolarmente interessante risulta in questo caso essere il grafico 4.19 che evidenzia come, per lo stesso impianto solar cooling, la percentuale di fabbisogno di raffrescamento coperta dall'energia solare sia superiore al 50% già con 10 m² di collettori a tubi evacuati mentre con i collettori piani risultano necessari più di 15 m².

4.7 CONFRONTO CON IMPIANTO SENZA COLLETTORI E CALCOLO DELL'AREA OTTIMALE

Una volta capito come il comportamento dell'impianto presentato nel paragrafo 3.1 vari al variare dei parametri fino ad ora considerati, si è voluto condurre un'analisi di investimento al variare dell'area dei collettori per poter così individuare l'area che nel tempo minimizza i costi totali.

Basandosi sulle considerazioni fatte nei paragrafi precedenti si è deciso di ottimizzare le prestazioni dell'impianto settando i parametri nel seguente modo:

	Tipo Collettori	Inclinazione Coll	Volume Acc (m ³)
Venezia	Tubi Evacuati	45°	0.9
Roma	Tubi Evacuati	35°	0.9
Trapani	Tubi Evacuati	32°	0.9

TABELLA 4.2: Valori dei parametri che consentono l'ottimizzazione dell'impianto nelle tre città.

Le principali voci considerate per la stima dei costi legati all'acquisto e al funzionamento dell'impianto sono elencate nella tabella 4.3.

Dopo aver calcolato i flussi di cassa cumulati (che non vengono riportati per ragioni di spazio) si sono creati i grafici relativi all'andamento dei costi nelle tre città. Si è deciso di riportare un solo grafico in quanto i grafici nelle tre città risultano essere del tutto simili. Nell'anno zero vengono considerati i soli costi legati all'investimento iniziale mentre negli anni successivi rientrano anche i costi operativi per l'acquisto del gas metano per il funzionamento degli ausiliari. In questa fase si sono trascurati i costi operativi legati all'acquisto dell'energia elettrica per il funzionamento delle pompe.

Costo Collettori (€/m ²)	500 ³⁷
Costo Accumulo (€/m ³)	1000 ³⁸
Costo Macchina Assorbimento (€)	10000
Rendimento di combustione del gas metano	0.85
Costo Gas Metano (€/m ³)	0.82 ³⁹
Costo Energia Elettrica (€/KWh)	0.2 ⁴⁰
Tasso Inflazione prodotti energetici	5.5% ⁴¹
Tasso di interesse monetario	2.2%
Tasso di sconto reale	-0.49%

TABELLA 4.3

³⁷ Lazzarin R., Busato F., Noro M., 2010, "Ground or solar source for space heating: which is better? Energetic assessment based on a case history"; AICARR Journal Maggio- Giugno 2011 nr.8;

³⁸ Lazzarin R., Busato F., Noro M., 2010, "Ground or solar source for space heating: which is better? Energetic assessment based on a case history"; AICARR Journal Maggio- Giugno 2011 nr.8;

³⁹ www.autorita.energia.it/it/gas_distr11.htm;

⁴⁰ www.autorita.energia.it/it/d2d3.htm. Il costo dell'energia è stato calcolato a partire dalle componenti T1, T2 e T3 considerando la tariffa D2 che fa riferimento ad una abitazione con potenza elettrica installata inferiore a 3 kW;

⁴¹ Mateus T., Oliveira A., 2008, "Energy and economic analysis of an integrated solar absorption cooling and heating system in different building types and climates", www.sciencedirect.com/

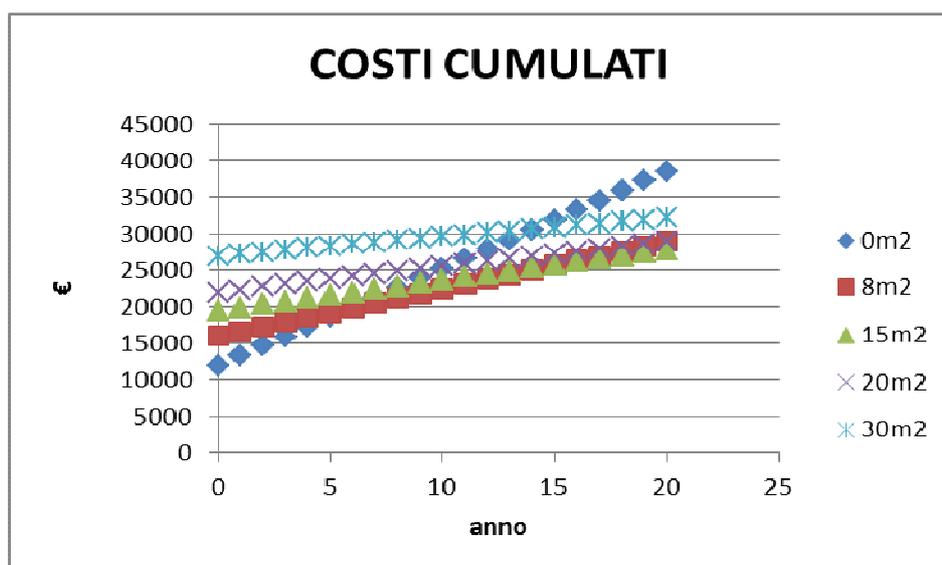


GRAFICO 4.20: Andamento nel tempo dei costi operativi legati al funzionamento dell’impianto a Venezia al variare dell’area dei collettori solari. L’intercetta è quindi il costo iniziale legato all’investimento (ovvero il costo della macchina ad assorbimento, dei due accumuli e dei collettori solari).

Ovviamente all’aumentare dell’area dei collettori il valore delle intercette aumenta a causa del maggior costo iniziale dei collettori mentre le pendenze delle rette diminuiscono grazie alla maggior energia solare captata e quindi al minor costo annuo legato all’acquisto di gas metano.

A partire dai flussi di cassa si sono poi calcolati i seguenti indici sui quali ci si è basati per l’individuazione dell’area ottimale dei collettori nelle tre città.

Si precisa che l’alternativa di riferimento per il calcolo degli indici differenziali è stato il caso con 0 m² di collettori. Il VAN è stato inoltre calcolato dopo un periodo di 15 anni.

Area collettori (m ²)	COSTO COLLETTORI (€)	Payback Period Semplice (anni)	Payback Period Scontato (anni)	VAN (€)
8	4000	6.0	5.9	8967.1
10	5000	6.6	6.5	9733.0
12	6000	7.3	7.1	10046.0
15	7500	8.4	8.2	9815.0
20	10000	10.5	10.2	8555.3
30	15000	14.4	13.9	5294.5

TABELLA 4.4: Payback Period semplice, Payback Period scontato e VAN differenziali a Venezia.

Area collettori (m ²)	COSTO COLLETTORI (€)	Payback Period Semplice (anni)	Payback Period Scontato (anni)	VAN (€)
8	4000	5.3	5.3	10566.8
10	5000	5.9	5.8	11571.6
12	6000	6.5	6.4	12043.1
15	7500	7.6	7.4	11798.8

TABELLA 4.5: Payback Period semplice, Payback Period scontato e VAN differenziali a Roma.

Area collettori (m ²)	COSTO COLLETTORI (€)	Payback Period Semplice (anni)	Payback Period Scontato (anni)	VAN (€)
8	4000	5.0	4.9	11457.4
10	5000	5.6	5.5	12534.8
12	6000	6.1	6.0	13176.5
15	7500	7.1	7.0	12962.6

TABELLA 4.6: Payback Period semplice, Payback Period scontato e VAN differenziali a Trapani.

Dall'analisi delle tabelle si nota come, se si considera un periodo di 15 anni, in tutte e tre le città la soluzione migliore risulta essere l'acquisto di 12 m² di collettori.

Il fatto che l'area ottimale dei collettori non risulti essere inferiore nelle città di Trapani e Roma è conseguenza del fatto che, nonostante sia vero che l'energia solare captata a parità di collettori in queste città sia superiore rispetto a Venezia, le esigenze di raffrescamento sono superiori e sono quindi necessarie elevate superfici di collettori per mantenere elevata la temperatura dell'accumulo nel periodo estivo.

Si nota inoltre come in tutte e tre le città la scelta di non utilizzare collettori solari e di rispondere alle esigenze di riscaldamento e di raffreddamento tramite l'utilizzo di sola energia ausiliaria fornita da gas metano risulti essere in genere conveniente per i primi 5-6anni ma nell'arco di 15 anni risulti esseri totalmente svantaggiosa comportando dei costi che, nel caso di Trapani con 12 m² di collettori, sono maggiori di 13.000 €.

Si può quindi riassumere che l'analisi economica condotta ha evidenziato l'assoluta necessità di prevedere la presenza di collettori solari in questo tipo di impianto in modo da ridurre i costi operativi legati all'acquisto del gas metano. In particolare l'area che nell'arco di 15 anni consente di minimizzare i costi è 12 m². Nelle analisi economiche successive si è quindi considerata tale area come area ottimale.

Vengono in seguito riportati due grafici che mettono a confronto le superfici dei collettori solari utilizzati e il volume dell'accumulo lato caldo previsto nell'impianto così ottimizzato rispetto a 46 impianti realmente installati in Europa analizzati dall'IEA nel 2009.

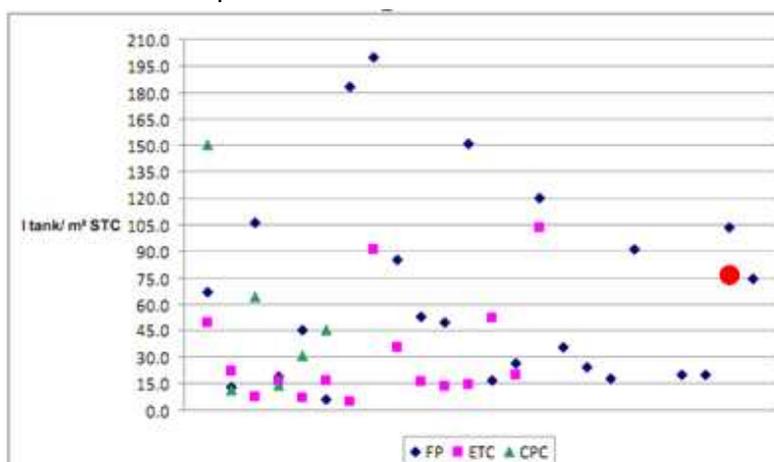


GRAFICO 4.21: Rapporto tra volume dell'accumulo e area dei collettori in 46 impianti analizzati in Europa. L'impianto ottimizzato in questo lavoro è rappresentato dal pallino rosso

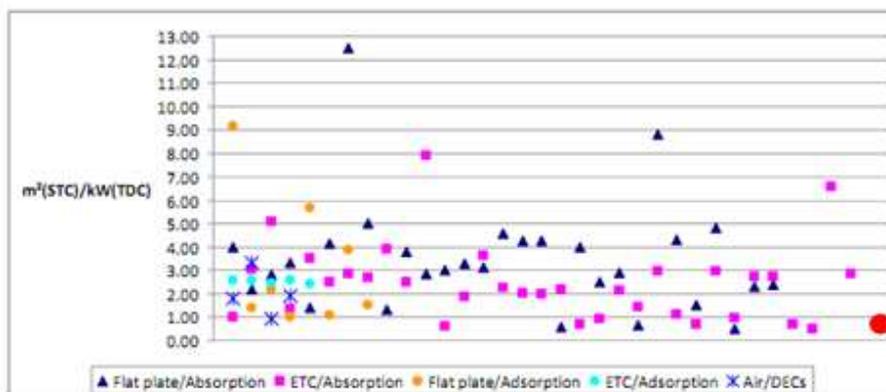


GRAFICO 4.22: Rapporto tra area dei collettori e potenza frigorifera installata in 46 impianti analizzati in Europa. L'impianto ottimizzato in questo lavoro è rappresentato dal pallino rosso

Si riportano in seguito anche i valori degli indici presentati nei precedenti paragrafi per l'impianto ottimizzato nelle tre città.

	% RISC	% RAFFR	% ACS
VENEZIA	49%	67%	57%
ROMA	71%	81%	76%
TRAPANI	76%	74%	84%

TABELLA 4.7

Si nota come l'ottimizzazione economica dell'impianto, ai prezzi attuali dell'energia e ai costi attuali degli elementi considerati, abbia portato alla progettazione di un impianto che in nessuna delle tre città è in grado di soddisfare al 100% i carichi di riscaldamento, i carichi di raffrescamento e i carichi di acqua sanitaria.

4.8 ULTERIORI SIMULAZIONI AL VARIARE DELLA TEMPERATURA DI ALIMENTAZIONE DELLA MACCHINA AD ASSORBIMENTO

Una volta terminata la fase di ottimizzazione dell'impianto si è cercato di analizzare il funzionamento dell'impianto al variare di un parametro non considerato nella precedente fase di studio, ovvero la temperatura di alimentazione del generatore della macchina ad assorbimento.

Non conoscendo le prestazioni della macchina precedentemente considerata al variare della temperatura di alimentazione si è deciso di considerare una macchina con caratteristiche analoghe in termini di potenza e COP riassunti nel seguente grafico.

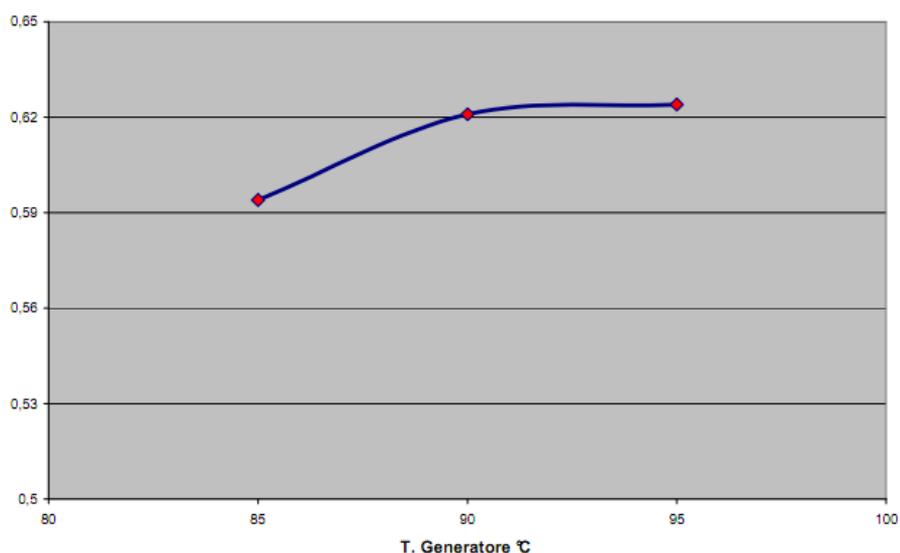


GRAFICO 4.20: COP di una macchina ad assorbimento con 18 kW di potenza termica di raffreddamento al variare della temperatura di alimentazione del generatore⁴²

Anche in questo caso i dati relativi alla macchina ad assorbimento acqua-ammoniaca sono dati messi a disposizione dall'“ENEA” (non si tratta tuttavia della stessa macchina considerata nel caso precedente). Si sottolinea come le temperature di alimentazione di questa macchina siano inferiori rispetto a quella considerata nelle precedenti simulazioni (ovvero inferiori a 100 °C).

L'analisi in questo paragrafo sarà riferita a questa macchina con temperatura di alimentazione tra gli 85 °C e i 95 °C.

Si sono condotte una serie di simulazioni (nella città di Trapani) per capire quale sia la temperatura di alimentazione del generatore che minimizza l'energia ausiliaria annuale necessaria.

Vengono riportati nei grafici a seguire i risultati ottenuti. Si precisa che l'energia ausiliaria totale è stata calcolata come somma dell'energia ausiliaria per il riscaldamento, il raffrescamento e l'acqua sanitaria.

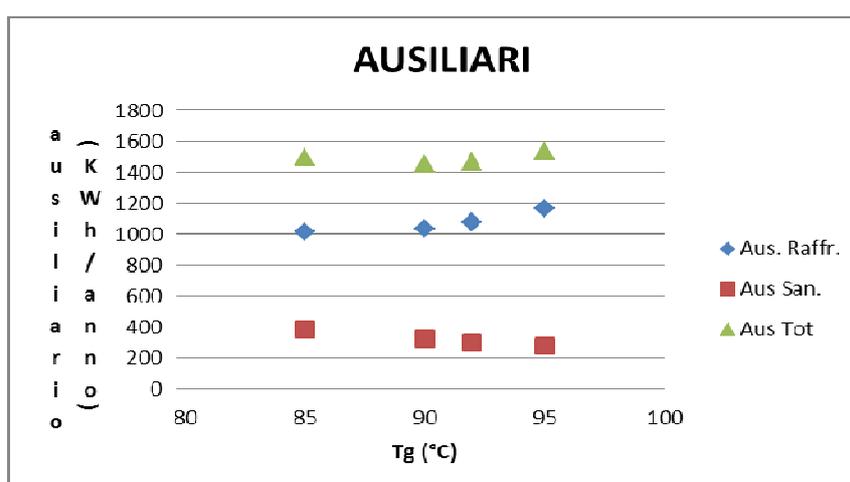


GRAFICO 4.21: Energie ausiliaire di raffrescamento e per l'acqua sanitaria al variare della temperatura di alimentazione del generatore

⁴² www.sede.enea.it/attivita_ricerca/energia/sistema_elettrico/Climatizzazione-rinnovabili/7.%20ENEA_D.1.pdf

Nel grafico 4.21 è immediato notare come, al diminuire della temperatura di alimentazione, diminuisca la richiesta di energia ausiliaria nella macchina ad assorbimento (cioè l'ausiliario per il raffrescamento). Ciò è ovviamente dovuto al fatto che l'ausiliario della macchina ad assorbimento deve fornire meno calore al fluido in uscita dall'accumulo caldo. Si nota inoltre come la pendenza dell'energia ausiliaria per il raffrescamento sia via via minore al diminuire della temperatura di alimentazione. Questa diminuzione di pendenza è dovuta al fatto che il COP della macchina ad assorbimento decresce leggermente al diminuire della temperatura di alimentazione. Se si abbassasse la temperatura al di sotto degli 80 °C la riduzione del COP sarebbe tale da comportare un progressivo aumento dell'energia ausiliaria di raffreddamento man mano che si abbassa la temperatura (non si possiedono tuttavia dati relativi ai COP di questa macchina per tali temperature e quindi non è stato possibile effettuare simulazioni in tal senso).

I risultati delle simulazioni inoltre evidenziano che la diminuzione della temperatura di alimentazione della macchina ha delle ripercussioni negative sull'ausiliario dell'accumulo sanitario che richiede via via maggior energia al diminuire della temperatura di alimentazione. Questo è dovuto al fatto che la riduzione del COP ha effetti negativi non solo sull'ausiliario della macchina ad assorbimento, ma sull'impianto nel suo complesso.

In particolare se si confronta una temperatura di alimentazione di 90 °C con una di 85 °C è evidente che l'ausiliario della macchina ad assorbimento richiede meno energia nel secondo caso. Tuttavia non ci si deve dimenticare del fatto che nel primo caso vi sarà un maggior COP nella macchina ad assorbimento e la temperatura dell'accumulo lato caldo sarà leggermente maggiore consentendo una minor richiesta di energia ausiliaria nell'accumulo sanitario. Oltre i 90 °C invece, pur essendo via via superiore il COP della macchina ad assorbimento, accade che le perdite termiche dell'accumulo lato caldo aumentano e che l'energia solare captata diminuisce comportando così un aumento dell'energia ausiliaria totale necessaria. Si riporta in seguito un grafico (grafico 4.22) che riassume questo concetto riportando l'andamento del COP, della percentuale di utilizzo dei collettori e delle perdite termiche dell'accumulo lato caldo ottenute dalle simulazioni a Trapani al variare della temperatura di alimentazione della macchina ad assorbimento.

E' interessante quindi notare come non sempre la massimizzazione delle prestazioni della singola macchina ad assorbimento comporti una massimizzazione dell'impianto nel suo complesso. Nel caso in questione ad esempio, nonostante la temperatura di alimentazione del generatore che massimizza le prestazioni della macchina (in termini di COP) sia 95 °C, quella che massimizza le prestazioni dell'impianto nel suo complesso è 90 °C (vedi grafico 4.21).

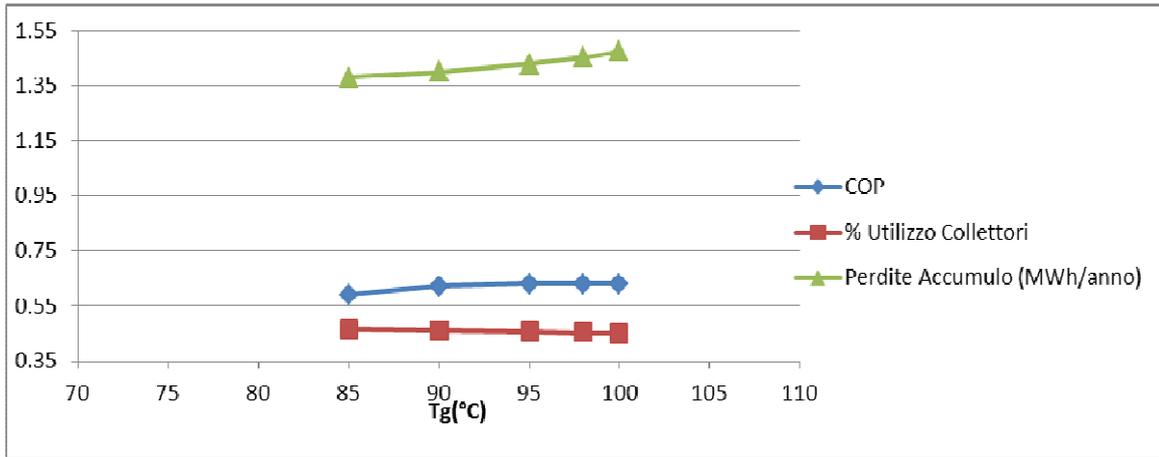


GRAFICO 4.22: Andamento del COP, della percentuale di utilizzo dei collettori e delle perdite termiche dell'accumulo (MWh/anno) al variare della temperatura di alimentazione del generatore

Si sottolinea come la temperatura ottimale di alimentazione del generatore della macchina ad assorbimento potrebbe essere stata calcolata anche a partire dalla formula 1.12 riportata in seguito per comodità:

$$T_g = \sqrt{T_1 T_a + \frac{F_R (\tau \alpha) I_B T_1}{F_R U_c}}$$

FORMULA 1.12

In realtà si precisa che la T_g che si sarebbe ottenuta analiticamente da questa formula sarebbe stata leggermente diversa da quella ottenuta in modo empirico a partire dalle simulazioni in quanto la formula 1.12 è stata ricavata da un modello che non prevede la presenza di accumulo intermedio tra i collettori solari e la macchina ad assorbimento. Ne consegue che la formula 1.12 non tiene in considerazione il fatto che le perdite termiche dell'accumulo lato caldo aumentano all'aumentare della temperatura di alimentazione del generatore.

CAPITOLO 5

SIMULAZIONI ANNUALI DI UN IMPIANTO SOLAR COOLING CON ACCUMULO PCM LATO CALDO

(Caso villetta monofamiliare)

Una volta effettuate le simulazioni dell'impianto descritto nel capitolo 1 si è deciso di analizzarne il comportamento considerando un accumulo lato caldo non più di tipo sensibile, ma contenente materiali a cambiamento di fase. Lo scopo di tale analisi è stato da un lato quello di capire quali sono le caratteristiche principali dei PCM che consentono di massimizzare le prestazioni dell'accumulo, dall'altro quello di valutare se vi siano vantaggi energetici ed economici derivanti dall'utilizzo di accumuli PCM anziché di accumuli sensibili ad acqua nel lato caldo.

Per poter simulare con TRNSYS SIMULATION STUDIO 16.0 il comportamento di un accumulo a cambiamento di fase, la "Graz University of Technology" (Austria) ha messo a disposizione sia una type denominata "TYPE860", sia il modello entalpico che sta alla base del funzionamento della stessa. Tale modello verrà descritto in modo più dettagliato nel paragrafo 5.1.

Si deve anticipare che il numero di simulazioni con accumulo a cambiamento di fase effettuate è stato minore rispetto al numero di simulazioni effettuate con un accumulo di tipo sensibile. Ciò è dovuto al fatto che la complessità computazionale della "TYPE860" è tale da richiedere tempi per la simulazione enormemente maggiori rispetto alla tradizionale "TYPE60" per gli accumuli sensibili.

5.1 MODELLO ENTALPICO DI UN ACCUMULO PCM: "TYPE860"

La "TYPE860" è stata appositamente creata da un gruppo di ricercatori della "Graz University of Technology" (Austria) per poter simulare il trasferimento di calore all'interno dei materiali a cambiamento di fase inseriti in un accumulo ad acqua.

La "TYPE860" è stata creata basandosi su un metodo entalpico ed è stata sviluppata a partire dalla "TYPE60" per accumuli stratificati di tipo sensibile.

Per comprenderne il funzionamento è necessario considerare gli scambi energetici che interessano ciascun nodo dell'accumulo. Tali scambi energetici vengono riassunti brevemente nello schema seguente.

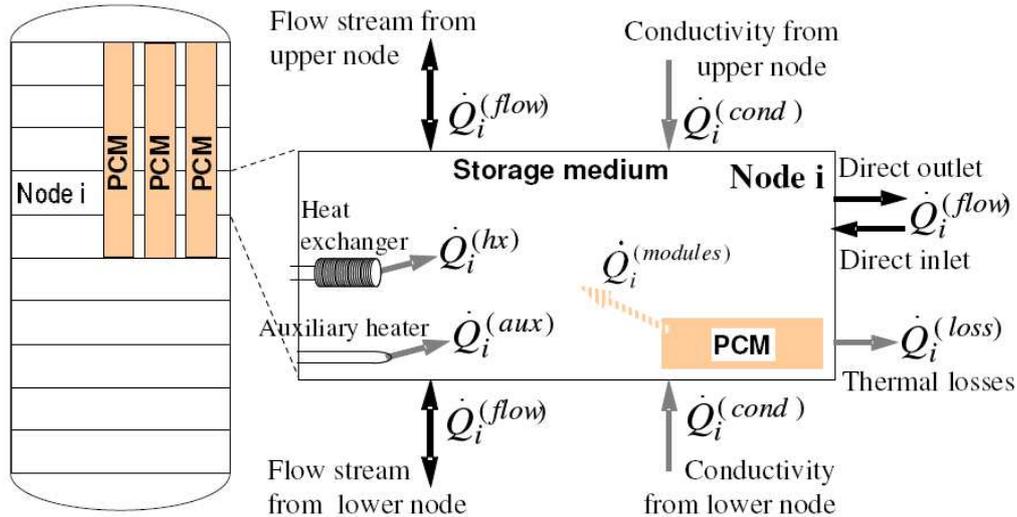


FIGURA 5.1: Schema degli scambi energetici che avvengono in ciascun nodo dell'accumulo PCM⁴³

Il bilancio energetico degli scambi di calore all'interno di ciascun nodo viene quindi definito tramite la seguente equazione:

$$\dot{Q}_i^{(medium)} = \dot{Q}_i^{(flow)} + \dot{Q}_i^{(hx)} + \dot{Q}_i^{(aux)} + \dot{Q}_i^{(cond)} + \dot{Q}_i^{(loss)} + \dot{Q}_i^{(modules)}$$

FORMULA 5.1

Dove:

$\dot{Q}_i^{(medium)}$ = flusso di calore mediamente scambiato all'interno del nodo i-esimo;

$\dot{Q}_i^{(flow)}$ = flusso di calore scambiato per convezione tra il nodo i-esimo e il nodo sottostante;

$\dot{Q}_i^{(hx)}$ = flusso di calore ceduto dallo scambiatore di calore interno all'accumulo al nodo i-esimo;

$\dot{Q}_i^{(aux)}$ = flusso di calore ceduto dall'ausiliario interno all'accumulo e il nodo i-esimo;

$\dot{Q}_i^{(cond)}$ = flusso di calore scambiato per conduzione tra il nodo i-esimo e quello sottostante;

$\dot{Q}_i^{(loss)}$ = flusso di calore ceduto all'esterno a causa delle perdite termiche dell'accumulo;

$\dot{Q}_i^{(modules)}$ = flusso di calore scambiato tra l'acqua del nodo i-esimo e il PCM nel nodo i-esimo.

E' evidente che la caratteristica distintiva di questa type rispetto alla "TYPE60" (che rappresenta un accumulatore di tipo sensibile) è la presenza dell'ultimo termine nell'equazione precedente.

$\dot{Q}_i^{(modules)}$ rappresenta infatti il flusso di calore scambiato tra l'acqua dell'accumulo e i moduli PCM ed è stato definito come segue:

$$\dot{Q}_i^{(modules)} = -N^{(modules)} [U_i A_i^{PCM} \cdot [T_i - T_i^{PCM}(h_i^{PCM})]]$$

FORMULA 5.2

Dove:

$N^{(modules)}$ = numero di moduli PCM interessati dallo scambio termico;

U_i = coefficiente di scambio termico tra acqua e materiale PCM (W/(m²*K));

⁴³ Bony J., Citherlet S., 2005, "Simulation model of PCM modules plunged in a water tank", www.sciencedirect.com/

A_i^{PCM} = superficie di scambio tra ciascun modulo PCM e acqua;

T_i = temperatura media dell'acqua nel nodo i -esimo;

T_i^{PCM} = temperatura media del PCM nel nodo i -esimo;

h_i^{PCM} = entalpia del PCM nel nodo i -esimo;

Dalla formula 3.2 si nota che se la temperatura media dell'acqua all'interno del nodo i -esimo supera quella del PCM quest'ultimo andrà a sottrarre calore all'acqua, viceversa se la temperatura del PCM è maggiore il calore verrà ceduto all'acqua.

Si nota inoltre che la temperatura del PCM all'interno del nodo i -esimo viene calcolata in modo indiretto a partire dall'entalpia del PCM; per la simulazione di un PCM è quindi necessario definire la curva temperatura-entalpia del materiale.

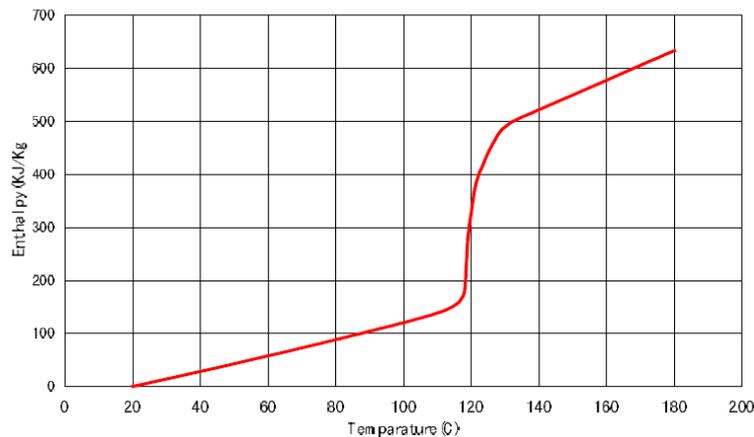


FIGURA 5.2: Esempio di curva temperatura-entalpia per un materiale PCM che cambia fase ad una temperatura di circa 120 °C⁴⁴

Il modello di calcolo interno a ciascun nodo è bidimensionale e di conseguenza permette di simulare tre diverse forme di incapsulamento di PCM: cilindrico, sferico e piatto.

All'interno di ciascun nodo di PCM il bilancio energetico viene impostato come segue:

$$\frac{\Delta h_{i,k}^{t1}}{\Delta t} = \dot{Q}_{i,k-1 \rightarrow i,k}^{t1} + \dot{Q}_{i,k+1 \rightarrow i,k}^{t1} + \dot{Q}_{i-1,k \rightarrow i,k}^{t1} + \dot{Q}_{i+1,k \rightarrow i,k}^{t1}$$

FORMULA 5.3

Dove:

$\frac{\Delta h_{i,k}^{t1}}{\Delta t}$ = gradiente di entalpia nel nodo i - k all'istante $t1$;

$\dot{Q}_{i,k-1 \rightarrow i,k}^{t1}$ = flusso di calore scambiato tra il nodo $i,k-1$ e il nodo i,k nell'istante $t1$.

In particolare lo scambio di calore tra l'acqua e l'interfaccia del PCM è stato così definito:

$$\dot{Q}_{i,Water \rightarrow i,k}^{t1} = h_{i,Water \rightarrow i,k} \cdot A_{i,Water \rightarrow i,k} \cdot (T_{i,Water}^{t0} - T_{i,k}^{t0})$$

FORMULA 5.4

Dove:

$\dot{Q}_{i,Water \rightarrow i,k}^{t1}$ = scambio termico nel nodo i -esimo tra l'acqua e il modulo PCM i,k ;

⁴⁴ Bony J., Citherlet S., 2005, "Simulation model of PCM modules plugged in a water tank", www.sciencedirect.com/

Il flusso di calore scambiato tra due nodi di PCM qualsiasi è invece :

$$\dot{Q}_{i,k-1 \rightarrow i,k}^{t1} = \left(\frac{\lambda_{eff,i,k}}{x_{i,k}} + \frac{\lambda_{eff,i,k-1}}{x_{i,k-1}} \right) \cdot A_{i,k-1 \rightarrow i,k} \cdot (T_{i,k-1}^{t0} - T_{i,k}^{t0})$$

FORMULA 5.5

Dove:

$\lambda_{eff,i,k}$ è la conduttività termica del nodo i,k .

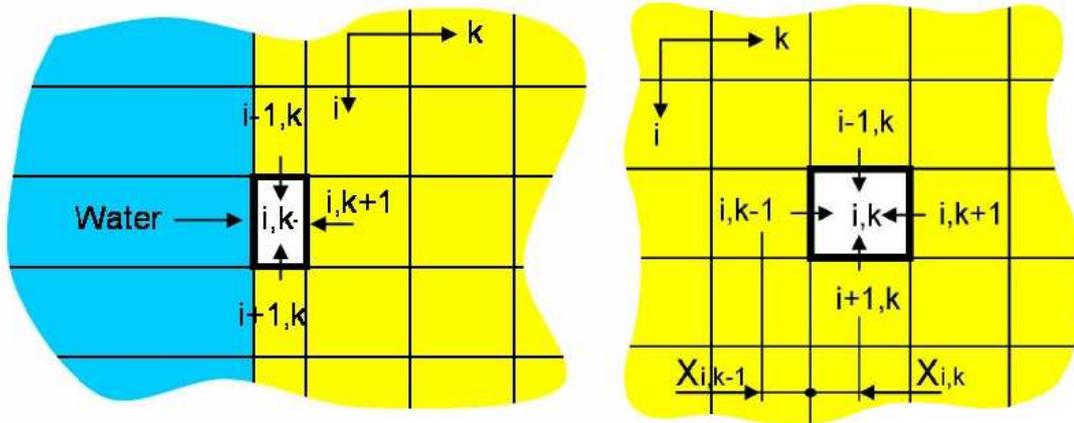


FIGURA 5.3: Rappresentazione grafica dei diversi nodi⁴⁵

Gli scambi termici considerati internamente all'accumulo sono quindi di due tipi: convettivi e conduttivi.

- Il coefficiente di convezione risulterà essere diverso a seconda della forma di incapsulamento del PCM considerata.

In particolare il numero di Nusselt viene calcolato come segue:

Convezione	Piatto verticale o cilindro	Letto sferico
Laminare libero	$Nu = \left\{ 0.825 + \frac{0.387 \cdot Ra^{1/6}}{[1 + (0.492/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2$	$Nu = 2 + 0.56 \left(\frac{Pr}{0.846 + Pr} Ra \right)^{1/4}$ con $Ra < 10^{11}$
Turbolento libero		
Laminare forzato	$Nu_x = 0.332 Re_x^{1/2} \cdot Pr^{1/3}$ con $Re < 5 \cdot 10^5$	$Nu_{laminare} = 0.664 (Re/\varepsilon)^{1/2} \cdot Pr^{1/3}$ $Nu_{turbolento} = \frac{0.037 (Re/\varepsilon)^{0.8} Pr}{1 + 2.443 (Re/\varepsilon)^{-0.1} (Pr^{1/3} - 1)}$ $Nu_{globale} = 2 + (Nu_{laminare}^2 + Nu_{turbolento}^2)^{1/2}$ $Nu = (1 + 1.5(1 - \varepsilon)) Nu_{globale}$ ε è la frazione di vuoto in un letto sferico
Turbolento forzato	$Nu_x = 0.0296 Re_x^{4/5} \cdot Pr^{1/3}$ Con $5 \cdot 10^5 < Re < 10^7$	

TABELLA 5.1

⁴⁵ Bony J., Citherlet S., 2005, "Simulation model of PCM modules plunged in a water tank", www.sciencedirect.com/

Con:

Nu = numero di Nusselt;

Re= numero di Reynolds;

Pr= numero di Prandl.

Il numero di Nusselt effettivo Nu_{mixed} viene poi definito tramite la seguente formula:

$$Nu_{mixed} = (Nu_{libero}^3 + Nu_{forzato}^3)^{1/3}$$

FORMULA 5.6

Da qui risulta semplice definire il coefficiente di convezione per un determinato tipo di incapsulamento del PCM:

$$\alpha = \frac{Nu_{mixed} \cdot \lambda}{x}$$

FORMULA 5.7

Con:

α = coefficiente di convezione;

x = distanza tra due nodi.

- Il coefficiente di conduzione in fase solida e in fase liquida viene definito direttamente a partire dalle proprietà del materiale PCM considerato.

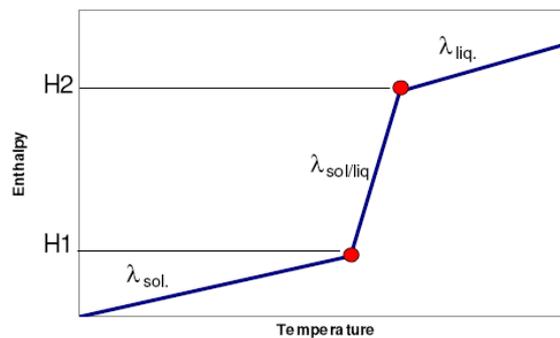


FIGURA 5.4: Esempio di curva temperatura-entalpia di un PCM dove le pendenze sono determinate dai coefficienti di conduzione.

Al di sotto del valore di entalpia del PCM “H1” al coefficiente di conduzione viene attribuito il valore λ_{sol} mentre al di sopra del valore “H2” viene attribuito il valore λ_{liq} . Per tutti i valori di entalpia intermedi il coefficiente di conduzione durante il cambiamento di fase viene ricavato per interpolazione come segue:

$$\lambda_{sol/liq} = \lambda_{sol} + \frac{(\lambda_{liq} - \lambda_{sol})}{(H2 - H1)}(h^t - H1)$$

FORMULA 5.8

Dove:

h_t = entalpia del PCM al time step t;

H1 = entalpia limite al di sotto della quale il PCM viene considerato completamente solido;

H2= entalpia limite al di sopra della quale il PCM viene considerato completamente liquido.

Successivamente viene calcolata l'effettiva conduttività termica del materiale data da:

$$\lambda_{eff} = \lambda \cdot Nu$$

FORMULA 5.9

dove Nu (numero di Nusselt) varia a seconda del tipo di forma del modulo PCM. In particolare per una forma del PCM rettangolare o cilindrica il valore è :

$$Nu = 0.046Ra^{1/3}$$

FORMULA 5.10

Per una forma sferica il valore è invece:

$$Nu = 0.228Ra^{0.226}$$

FORMULA 5.11

Per poter avviare le simulazioni si è quindi reso necessario definire per ciascun tipo di PCM considerato:

- la curva temperatura-entalpia;
- il tipo di incapsulamento considerato e la dimensione di ciascun modulo;
- la conduttività allo stato liquido e allo stato solido;
- il valore limite di entalpia oltre il quale considerare il PCM completamente fuso;
- il calore specifico del materiale in fase solida e in fase liquida;
- il calore latente di fusione del materiale.

Nell'elaborazione della type sono stati inoltre tenuti in considerazione due particolari fenomeni: l'isteresi e il sottoraffreddamento.

L'isteresi è un fenomeno che avviene durante il raffreddamento dei materiali e comporta un ritardo nel cambiamento di fase. Per tenere in considerazione questo fenomeno si è introdotto uno spostamento della curva entalpica, in funzione di una differenza di temperatura da specificare nei parametri.

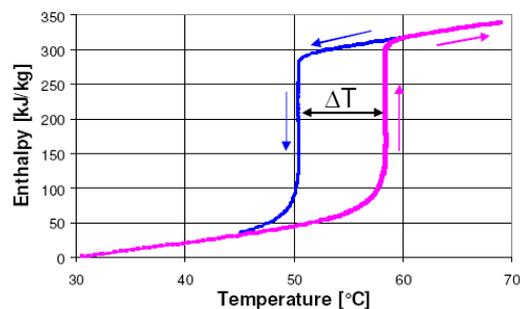


FIGURA 5.5: Esempio di isteresi in un materiale PCM.

Il sottoraffreddamento è invece un processo che comporta un ritardo della solidificazione del materiale il quale solidifica ad una temperatura inferiore rispetto a quella nominale.

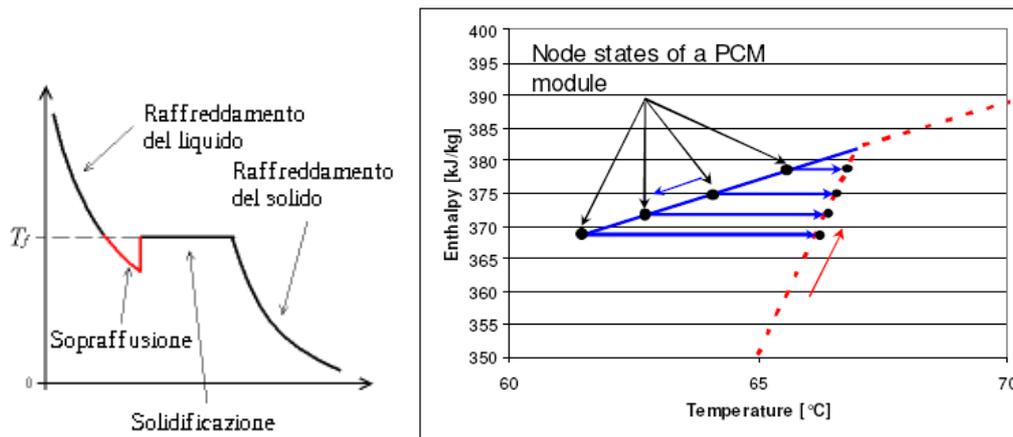


FIGURA 5.6: Esempi di sottoraffreddamento in un materiale PCM.

Come per il precedente fenomeno, anche in questo caso è necessario specificare l'intervallo di temperatura di sottoraffreddamento che si manifesterà in un protrarsi della curva entalpica.

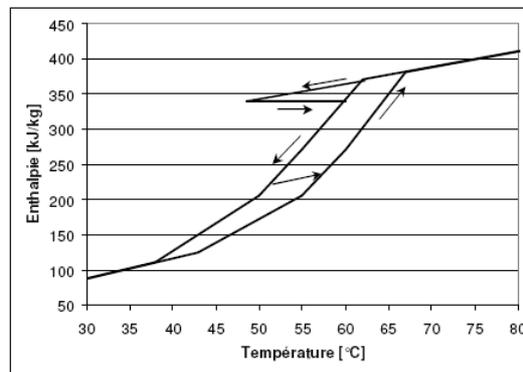


FIGURA 5.7: Esempi di isteresi e sottoraffreddamento in un materiale PCM.

Non si scenderà tuttavia in maggior dettaglio nella descrizione in quanto, non possedendo informazioni specifiche sui fenomeni di sottoraffreddamento e isteresi dei materiali testati in fase di simulazione, si è deciso di settare i parametri in modo tale da considerarli trascurabili.

Tra i maggiori limiti nell'utilizzo di questa type si citano:

- I tempi computazionali enormemente più elevati rispetto a quelli della più tradizionale "TYPE 60";
- Il fatto che non è possibile utilizzare due volte questa type all'interno di uno stesso modello TRNSYS. Questo ha reso impossibile testare un impianto che presenta un doppio accumulo PCM lato caldo e lato freddo;

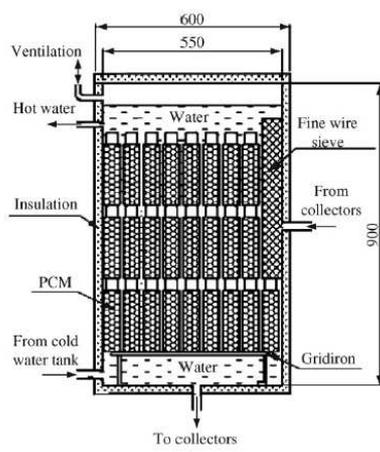


FIGURA 5.8: Sezione dell'accumulo PCM considerato nella TYPE860

5.2 SIMULAZIONI AL VARIARE DEL MATERIALE PCM

Per poter essere in grado di definire con chiarezza quali siano le caratteristiche dei PCM che in maggior modo influenzano le prestazioni dell'accumulo lato caldo, si è deciso di simulare il comportamento di quattro diversi tipi di materiali a cambiamento di fase. I PCM considerati, soprattutto per la loro caratteristica di temperatura di fusione attorno ai 100 °C, sono stati i seguenti:

- Magnesium Nitrate Hexahydrate (sale idrato);
- Hexacontane (non paraffine);
- Heptacontane (non paraffine);
- RUBITHERM 100 (prodotto commercialmente).

I primi tre materiali sono tre potenziali materiali a cambiamento di fase non commercialmente prodotti ma presenti in letteratura e in fase di studio. Il "RUBITHERM100" è invece un materiale commercialmente prodotto dalla ditta tedesca RUBITHERM.

Nella tabella a seguire vengono riportate le principali caratteristiche di questi materiali che si sono inserite come input nella "Type860" per poterne simulare il funzionamento.

MATERIALE	T_fusione (°C)	λ_{sol} (W/(m*K))	λ_{liq} (W/(m*K))	Cp_liq (kJ/(kg*K))	Cp_sol (kJ/(kg*K))	h fusione (kJ/kg)	Densità (kg/m ³)
Magnesium Nitrate Hexahydrate ⁴⁶	89	0.611	0.611	3.41	2.26	151.6	1636
Hexacontane ⁴⁷	99	0.611	0.611	2.28	1.64	279	831
Heptacontane ⁴⁸	105	0.611	0.611	2.17	1.55	281	836
RUBITHERM100 ⁴⁹	100	0.2	0.2	2.45	1.8	124	880

TABELLA 5.2

⁴⁶ Syukri H., Aryadi S., 1994, "Characterization of Alkanes and Paraffin Waxes for Application as Phase Change Energy Storage Medium", www.sciencedirect.com/;

⁴⁷ Syukri H., Aryadi S., 1994, "Characterization of Alkanes and Paraffin Waxes for Application as Phase Change Energy Storage Medium", www.sciencedirect.com/;

⁴⁸ Syukri H., Aryadi S., 1994, "Characterization of Alkanes and Paraffin Waxes for Application as Phase Change Energy Storage Medium", www.sciencedirect.com/;

⁴⁹ www.rubitherm.de/

Come anticipato nel paragrafo precedente, per poterne simulare il funzionamento si è reso necessario ricavare i diagrammi temperatura-entalpia di ciascuno dei materiali considerati. Non essendo disponibili in letteratura i diagrammi di questi specifici materiali si è deciso di calcolarli a partire dai dati di calore specifico, calore latente di fusione e temperatura di fusione disponibili.

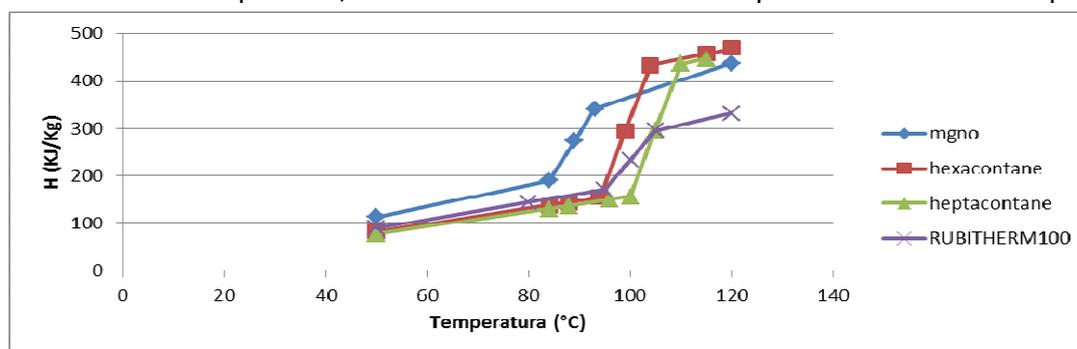


GRAFICO 5.1: Curve entalpiche

Ovviamente queste curve risulteranno essere solamente un'approssimazione delle curve reali ricavabili sperimentalmente. In particolare:

- la pendenza del primo tratto non è altro che il calore specifico allo stato solido del materiale;
- la pendenza del secondo tratto è stata ricavata a partire dal valore del calore latente di fusione e dal range di temperatura all'interno del quale il materiale cambia di fase;
- la pendenza del terzo tratto è il calore specifico del materiale in fase liquida.

Le prime simulazioni sono state lanciate considerando come clima quello di Venezia, come macchina ad assorbimento quella alimentata a 100 °C e variando l'area dei collettori solari a tubi evacuati. Si riportano in seguito i valori dei principali parametri settati e i risultati ottenuti nelle simulazioni.

A coll	V acc	V PCM	inclinazione	E collet	Ausrisc	Ausraffr	Aus ACS
m ²	m ³	m ³	°	kWh	kWh	kWh	kWh
6	1.53	0.18	30	5678	1701	2656	2053
8	1.53	0.18	30	7319	1489	1735	1729
10	1.53	0.18	30	8823	1309	1057	1485
12	1.53	0.18	30	10178	1162	596	1311
15	1.53	0.18	30	12143	1006	290	1094

TABELLA 5.3: Simulazioni con accumulo contenente 12% di Magnesium Nitrate Hexahydrate

A coll	V acc	V PCM	inclinazione	E collet	Ausrisc	Ausraffr	Aus ACS
m ²	m ³	m ³	°	kWh	kWh	kWh	kWh
6	1.53	0.18	30	5679	1749	2572	2017
8	1.53	0.18	30	7317	1550	1667	1670
10	1.53	0.18	30	8824	1351	991	1452
12	1.53	0.18	30	10172	1241	518	1245
15	1.53	0.18	30	12110	1055	235	1076

TABELLA 5.4: Simulazioni con accumulo contenente 12% di Hexacontane

A coll	V acc	V PCM	inclinazione	E coll	Aus risc	Aus raff	Aus ACS
m ²	m ³	m ³	°	kWh	kWh	kWh	kWh
6	1.53	0.18	30	5672	1774	2547	1995
8	1.53	0.18	30	7301	1555	1665	1669
10	1.53	0.18	30	8785	1367	1001	1447
12	1.53	0.18	30	10149	1243	522	1247

TABELLA 5.5: Simulazioni con accumulo contenente 12% di Heptacontane

A coll	V acc	V PCM	inclinazione	E coll	Aus risc	Aus raff	Aus ACS
m ²	m ³	m ³	°	kWh	kWh	kWh	kWh
8	1.53	0.18	30	7306	1535	1682	1690
10	1.53	0.18	30	8804	1350	1023	1457

TABELLA 5.6: Simulazioni con accumulo contenente 12% di RUBITHERM100

Nel comparare i risultati ottenuti si è notato che la caratteristica che sembra influenzare maggiormente il comportamento dei diversi materiali PCM considerati è la temperatura di fusione.

E' evidente che i materiali PCM testati con temperatura di fusione attorno ai 100 °C -105 °C consentono di ottenere una richiesta di energia ausiliaria per il raffrescamento leggermente minore rispetto ai materiali con temperatura di fusione 89 °C. Ciò è dovuto al fatto che, nel periodo estivo, la macchina ad assorbimento deve essere alimentata a 100 °C. Dalle simulazioni è emerso che i materiali con temperatura di fusione attorno ai 100 °C-105 °C sono in grado di rilasciare calore latente nel periodo estivo mantenendosi ad una temperatura superiore a quelli che fondono a 89 °C e di conseguenza l'ausiliario della macchina ad assorbimento richiede meno energia. Da una analisi visiva dei grafici delle simulazioni è inoltre evidente che il numero di cicli ON-OFF dell'ausiliario della macchina ad assorbimento viene sensibilmente ridotto. Tale vantaggio legato alla riduzione dei cicli ON-OFF tuttavia non è stato quantificato in termini energetici in quanto non è stato possibile analizzare il comportamento in transitorio degli ausiliari. Dalla tabella è evidente anche che i materiali "Hexacontane", "Heptacontane" e "RUBITHERM 100" comportano un leggero aumento dell'energia ausiliaria necessaria per il riscaldamento invernale rispetto al "Magnesium Nitrate Hexahydrate". In questo caso sarebbe del tutto scorretto attribuire tale aumento di energia ausiliaria necessaria per il riscaldamento alla maggior temperatura di fusione poiché in inverno la temperatura del fluido in uscita dai collettori non è mai tale da portare a fusione il PCM in nessuno dei quattro casi. La vera causa è invece il minor calore specifico allo stato solido di questi tre PCM rispetto al "Magnesium Nitrate Hexahydrate".

Altra caratteristica che incide sul comportamento dell'accumulo PCM è il calore latente di fusione. Tanto maggiore è il calore latente di fusione tanto più l'accumulo è in grado di ricevere e cedere calore a temperatura costante e tanto minore è la richiesta di ausiliario nella macchina ad assorbimento. Da un lato il vantaggio legato all'elevato calore latente di fusione si ha in fase di carica del PCM in quanto l'accumulo è in grado di assorbire una maggior quantità di energia sotto forma di calore latente rispetto ad un accumulo contenente un PCM con minor calore latente di

fusione. Ne consegue che, nel primo caso, l'assorbimento di calore per via sensibile (quando cioè il PCM è completamente fuso) viene ritardato e così, a parità di energia assorbita, l'accumulo con maggior calore latente di fusione si trova ad una temperatura finale leggermente inferiore.

Si consideri ad esempio un accumulo con temperatura iniziale 95 °C contenente 900 kg d'acqua e 150 kg di "RUBITHERM 100" (nel grafico a seguire indicato come "PCM 1"). Si supponga che la quantità di calore da assorbire sia 19 kWh. Dal grafico 5.2 è evidente che il PCM 1, una volta che si è completamente fuso, per poter assorbire l'energia rimanente si porta ad una temperatura di 107.5 °C. Si supponga poi di avere un materiale ("PCM 2") con le stesse proprietà termiche del "RUBITHERM 100" ma con calore latente di fusione 279 kJ/kg (ovvero superiore al calore latente del PCM 1). In questo caso il grafico evidenzia che, a parità di energia assorbita, la temperatura finale dell'accumulo contenente il PCM con maggior calore latente di fusione è inferiore.

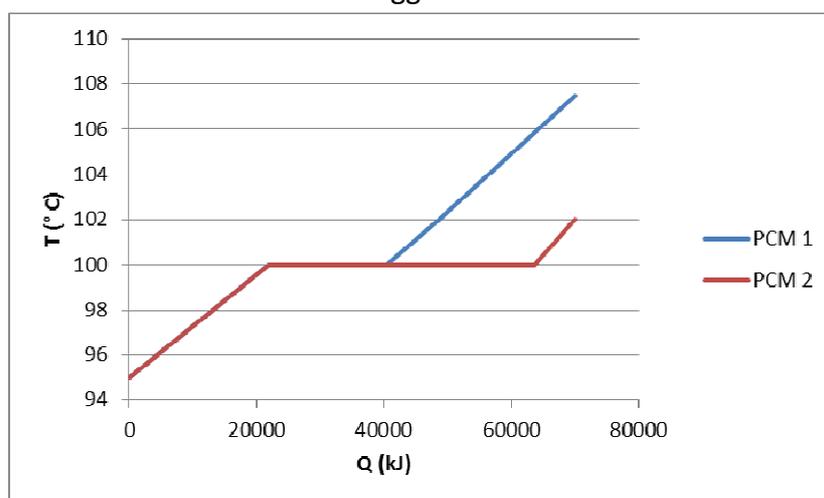


GRAFICO 5.2: Calore assorbito da un accumulo a temperatura iniziale 95 °C e contenente 900 kg d'acqua e 150 Kg di PCM. Le due curve indicano l'utilizzo di due diversi materiali PCM all'interno dell'accumulo. Il PCM 2 possiede calore latente di fusione superiore rispetto a quello del PCM 1.

Si ricorda che una minor temperatura dell'accumulo consente di ottenere una temperatura di ritorno ai collettori inferiore e quindi una maggior efficienza di questi ultimi (vedere grafico 1.6). Dall'altro lato si ha un vantaggio anche in fase di scarica del PCM poiché l'accumulo può scambiare più calore latente prima che la temperatura si abbassi al di sotto dei 100 °C con conseguente minor attivazione dell'ausiliario della macchina ad assorbimento.

Si consideri anche in questo caso un accumulo e dei PCM con le stesse caratteristiche di quelli considerati nell'esempio precedente. Si supponga che l'accumulo si trovi ad una temperatura iniziale di 102 °C e che debba cedere 19 kWh. Il grafico evidenzia quanto appena spiegato ossia che nel caso dell'accumulo contenente il PCM con maggior calore latente di fusione, la temperatura dell'accumulo scende al di sotto i 100 °C solamente dopo aver scambiato una quantità di calore latente superiore rispetto al caso del PCM 1. Mentre l'attivazione dell'ausiliario nel caso dell'accumulo contenente il PCM 1 avviene nel punto "1" (vedere grafico 5.3), l'attivazione nel secondo caso viene posticipata e avviene nel punto "2".

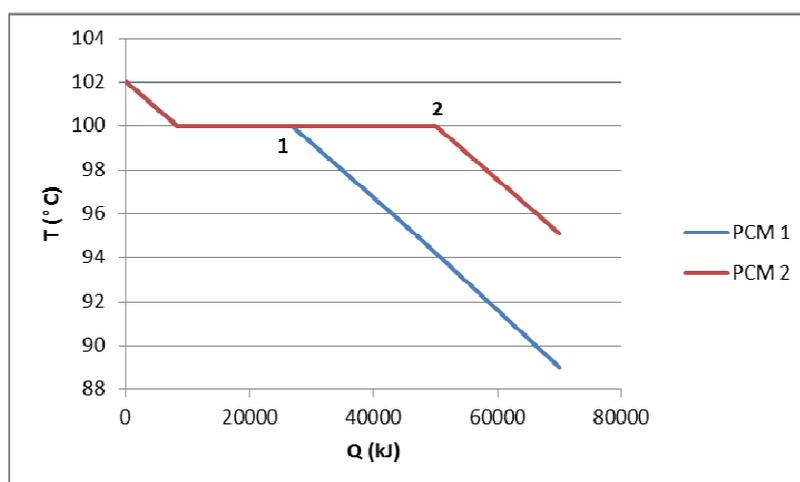


GRAFICO 5.3: Calore ceduto da un accumulo a temperatura iniziale 102 °C e contenente 900 kg d’acqua e 150 Kg di PCM. Le due curve indicano l’utilizzo di due diversi materiali PCM all’interno dell’accumulo. Il PCM 2 possiede calore latente di fusione superiore rispetto a quello del PCM 1. Il punto 1 e il punto 2 indicano l’attivazione dell’ausiliario nei rispettivi casi.

Queste considerazioni sul calore latente sono emerse dalle simulazioni confrontando (basandosi sulle tabelle sopra riportate) i comportamenti del “RUBITHERM100” e del “Hexacontane” in quanto questi due materiali a cambiamento di fase possiedono temperature di fusione molto simili ma diversi calori latenti di fusione.

Si è già accennato al fatto che anche il calore specifico allo stato solido del materiale va ad influenzare il comportamento dell’accumulo. In particolare confrontando il “RUBITHERM100” e l’”Hexacontane”, ovvero i due PCM con temperatura di fusione molto simile, si nota che nel periodo invernale la richiesta di energia ausiliaria per il riscaldamento risulta essere minore per il “RUBITHERM100” in quanto possiede un calore specifico allo stato solido superiore rispetto al “Hexacontane”. Questo accade poiché nel periodo invernale il PCM non arriva mai a fusione e di conseguenza l’energia accumulata dipende non dal calore latente di fusione (come nel periodo estivo) ma dal solo calore specifico allo stato solido.

Una considerazione molto simile può essere fatta per il calore specifico allo stato liquido del materiale. Nonostante non siano state fatte simulazioni specifiche in tal senso e immediato capire che tanto maggiore sarà il calore specifico del materiale allo stato liquido tanto minore sarà, a parità di calore specifico allo stato solido e di calore latente di fusione, la richiesta di energia ausiliaria nella macchina ad assorbimento.

Riassumendo si può affermare che:

- La caratteristica del PCM che maggiormente influenza la quantità di energia ausiliaria necessaria è la temperatura di fusione. Tanto più la temperatura di fusione si avvicina ai 100 °C-105 °C tanto meno sarà l’energia ausiliaria necessaria nel periodo estivo;
- Tra i materiali che fondono nel range 100 °C-105 °C quelli più adeguati sono i materiale con maggior calore specifico allo stato solido (perché riducono l’energia ausiliaria nel periodo invernale) e con maggior calore latente di fusione e calore specifico allo stato liquido (perché riducono l’energia ausiliaria nel periodo estivo);

- Non si sono effettuate simulazioni al variare della sola conduttività termica del materiale, tuttavia è evidente che, maggiore è la conduttività termica, migliori saranno le prestazioni dell'accumulo. A tal proposito si sottolinea che dalla letteratura⁵⁰ è emerso che proprio la conduttività termica risulta essere uno dei punti deboli della maggior parte dei PCM attualmente in commercio;
- Tra i materiali testati quello che consente migliori prestazioni in termini complessivi è l'"Heptacontane". Nonostante comporti una maggiore richiesta di energia ausiliaria per il riscaldamento rispetto al "Magnesium Nitrate Hexahydrate" esso consente di ottenere rispetto a quest'ultimo un risparmio energetico annuo di 57 kWh/anno (con 12m² di collettori).

5.3 SIMULAZIONI AL VARIARE DELLA FORMA, DELLA DISPOSIZIONE E DELLA DIMENSIONE DEI MODULI PCM

Una serie di simulazioni sono state condotte al variare della forma, della disposizione e della dimensione dei moduli PCM.

In particolare le forme dei moduli testate sono state la forma cilindrica, la forma rettangolare e quella sferica. I moduli con forma rettangolare e cilindrica sono stati considerati essere disposti verticalmente. Per quanto riguarda la forma sferica si sono testate tre diverse disposizioni delle sfere: quella cubica, quella tetragonale e quella romboedrica. Queste tre disposizioni si differenziano in particolare per la percentuale di spazio vuoto rispetto al volume totale del PCM. Le dimensioni dei singoli moduli e il loro numero sono stati settati in modo tale da avere in tutti i casi il 12% di volume dell'intero accumulo occupato da PCM. Il materiale testato è stato l'"Heptacontane".

FORMA	DISPOSIZIONE	% PCM	Raggio (cm)	AUS RISC (kWh/anno)	AUS RAFFR (kWh/anno)	AUS SAN (kWh/anno)
Cilindrica		12%	5.0	28.0	735.0	118.9
Sferica	Cubica	12%	5.0	28.3	739.2	119.2
		12%	2.5	28.5	731.6	117.6
		12%	1.5	28.9	722.2	116.8
	Tetragonale	12%	5.0	28.3	742.6	119.2
	Romboedrica	12%	5.0	28.2	742.5	119.2
Rettangolare		12%		25.8	709.2	116.3

TABELLA 5.7: Risultati simulazioni al variare della forma, della disposizione e della dimensione dei moduli PCM.

Si può notare come la forma che consente di ottenere, a parità di percentuale di riempimento, una minor energia ausiliaria è la forma rettangolare e questo accade perché la percentuale di spazi vuoti tra i diversi moduli viene minimizzata e le superfici di scambio termico sono maggiori.

Si può inoltre notare come le prestazioni dell'accumulo migliorino al diminuire delle dimensioni dei moduli. In particolare utilizzando un raggio delle sfere di 1.5 cm anziché di 5 cm si è ottenuta

⁵⁰ IEA, 2005, "Inventory of Phase Change Materials (PCM)", task-32, www.sciencedirect.com/

una leggera riduzione dell'energia ausiliaria totale di 19 kWh/anno (rispetto al caso con sfere di raggio 5 cm). Anche in questo caso le prestazioni migliori sono legate ad una diminuzione degli spazi vuoti e ad un aumento delle superfici di scambio termico.

A causa dell'aumento esponenziale dei tempi computazionali non si è riusciti a testare moduli sferici con raggi inferiori a 1.5 cm.

A parità di raggio inoltre si sottolinea che la disposizione delle sfere che consente di ottimizzare le prestazioni dell'accumulo è in questo caso quella cubica.

5.4 SIMULAZIONI AL VARIARE DELLA PERCENTUALE DI MATERIALE PCM E CONFRONTO ENERGETICO CON ACCUMULO SENSIBILE

Una volta individuate le principali caratteristiche termiche da considerare per una buona scelta del materiale PCM si è deciso di variare la percentuale di materiale a cambiamento di fase presente all'interno dell'accumulo.

Le simulazioni sono state in questo caso condotte nelle tre città con 8 m² di collettori solari e con un volume dell'accumulo di 1.52 m³ per Venezia e 1.125 m³ per Trapani e Roma. Il materiale testato è stato l'"Heptacontane" in quanto è risultato essere il materiale che consente un maggior risparmio energetico rispetto agli altri tre materiali PCM testati.

Si riportano in seguito i principali valori settati e i risultati ottenuti dalle simulazioni effettuate.

A coll	V acc	inclinazione	E coll	Aus risc	Aus raff	Aus ACS	% PCM
m ²	m ³	°	kWh	kWh	kWh	kWh	
8	1.53	30	7301	1555	1665	1669	12%
8	1.53	30	7317	1500	1692	1729	6%
8	1.53	30	7321	1492	1702	1731	3%
8	1.53	30	7324	1487	1711	1730	0%

TABELLA 5.8: Risultati delle simulazioni condotte a Venezia al variare della percentuale in volume di PCM nell'accumulo.

A coll	V acc	inclinazione	E coll	Aus risc	Aus raff	Aus ACS	%PCM
m ²	m ³	°	kWh	kWh	kWh	kWh	
8	1.125	30	9110	168	2662	450	16%
8	1.125	30	9144	118	2695	481	8%
8	1.125	30	9148	116	2711	487	4%
8	1.125	30	9147	108	2726	491	0%

TABELLA 5.9: Risultati delle simulazioni condotte a Trapani al variare della percentuale in volume di PCM nell'accumulo

A coll	V acc	inclinazione	E coll	Aus risc	Aus raff	Aus ACS	%PCM
m ²	m ³	°	kWh	kWh	kWh	kWh	
8	1.125	30	8494	578	1575	913	16%
8	1.125	30	8529	469	1611	999	8%
8	1.125	30	8534	448	1625	1020	4%
8	1.125	30	8533	439	1640	1021	0%

TABELLA 5.10: Risultati delle simulazioni condotte a Roma al variare della percentuale in volume di PCM nell'accumulo

E' immediato notare come all'aumentare della percentuale in volume di PCM si ottenga in tutte e tre le città una sensibile diminuzione della quantità di energia ausiliaria necessaria per il raffrescamento. In particolare, se si confronta un accumulo contenente 16% di materiale PCM con l'accumulo sensibile (0% di PCM) si nota una diminuzione di circa 65 kWh/anno a Trapani (per Roma e Venezia i vantaggi sono molti simili). Ovviamente tale vantaggio è dovuto al fatto che il PCM è in grado di rilasciare calore latente di fusione ad una temperatura superiore ai 100 °C ritardando in questo caso l'attivazione dell'ausiliario della macchina ad assorbimento.

D'altro canto nel periodo invernale si nota che l'energia ausiliaria per il riscaldamento tende ad aumentare all'aumentare della percentuale di PCM presente all'interno dell'accumulo. In questo caso la motivazione di tale aumento è che nel periodo invernale il fluido caldo proveniente dai collettori solari non è in grado di portare a fusione il PCM. Di conseguenza, avendo l'"Heptacontane" (come d'altronde accade per la quasi totalità dei materiali a cambiamento di fase) un calore specifico allo stato solido nettamente inferiore a quello dell'acqua, l'accumulo sensibile è in grado di accumulare nel periodo invernale una quantità di energia superiore a quella dell'"Heptacontane".

A tal proposito è interessante notare come, nonostante nel periodo estivo l'accumulo PCM consenta di accumulare una maggior quantità di energia solare, annualmente la quantità di energia captata dai collettori solari è leggermente superiore con l'accumulo di tipo sensibile.

Ovviamente queste due considerazioni rimangono valide per i soli materiali a cambiamento di fase con temperatura di fusione attorno ai 100 °C. Se si decidesse di testare un materiale che fonde a 50 °C-55 °C la situazione risulterebbe diametralmente opposta in quanto si otterrebbe un vantaggio del PCM nel periodo invernale (grazie allo sfruttamento del calore latente di fusione) e un peggioramento nel periodo estivo a causa del minor calore specifico in fase liquida dei PCM rispetto a quello dell'acqua.

Il fatto che l'utilizzo di un accumulo PCM risulti essere energeticamente conveniente rispetto all'utilizzo di un accumulo sensibile solamente nei periodi in cui le temperature di esercizio dell'accumulo sono prossime alla temperatura di fusione del PCM è uno dei risultati più interessanti ottenuti in questo studio. E' fondamentale precisare che questa conclusione risulta essere perfettamente in linea con le conclusioni alle quali è giunta l'IEA dopo approfonditi studi effettuati sugli accumuli con materiali a cambiamento di fase.⁵¹ A tal proposito si riporta la seguente citazione:

"Latent thermal energy storage aims at using the latent heat of fusion of phase change materials. The relatively large amount of latent heat of the phase transition shall give a higher energy storage density compared to the traditional sensible heat storage systems. Unfortunately PCMs have a lower sensible heat capacity than water. Therefore, when a system is operated with high temperature differences, the advantage of the latent heat is reduced due to the lower sensible

⁵¹ IEA, 2005, "Inventory of Phase Change Materials (PCM)", task-32, www.sciencedirect.com/

heat. In such applications water storages are more favourable.” [IEA, “Inventory of Phase Change Materials (PCM)”, task-32, 2005]

Fatte queste considerazioni risulta evidente che, se si considera il funzionamento annuale di questo impianto, l’utilizzo all’interno degli accumuli di materiali a cambiamento di fase con temperatura di fusione attorno ai 100 °C-105 °C è tanto più conveniente rispetto all’utilizzo di accumuli sensibili tanto maggiore è il fabbisogno di raffrescamento rispetto a quello di riscaldamento.

Non si può non notare come, nonostante tutte le considerazioni fatte siano valide, i vantaggi energetici effettivi ottenuti con l’utilizzo dei materiale PCM siano quantitativamente molto ridotti rispetto alle energie totali ausiliarie in gioco.

A tal proposito si deve sottolineare che, nel corso delle simulazioni, si è notato come le differenze in termini di energia ausiliaria annuale complessiva tra un impianto con accumulo sensibile ed un impianto con accumulo latente aumentino all’aumentare dell’area dei collettori utilizzati.

Area coll m ²	AUS RISC kWh/anno	AUS RAFFR kWh/anno	AUS SAN kWh/anno	%PCM
8	168	2662	450	16%
8	108	2726	491	0%
15	48	509	124	16%
15	30	738	129	0%
20	22	235	85	16%
20	9	509	83	0%

TABELLA 5.11: Confronto tra accumulo sensibile e accumulo latente al variare dell’area dei collettori solari a Trapani

La tabella 5.11 evidenzia in particolare come i vantaggi nell’utilizzo del PCM aumentino in modo considerevole all’aumentare dell’area dei collettori. In particolare a Trapani la differenza di energia ausiliaria fornita dalla macchina ad assorbimento (tra caso PCM e caso sensibile) è di 64 kWh/anno nel caso con 8 m² di collettori e di 274 kWh/anno con 20 m² di collettori.

Si può quindi concludere che i vantaggi energetici derivanti dall’utilizzo dei PCM, pur essendo sempre limitati, aumentano sensibilmente con l’aumentare dell’area dei collettori e quindi all’aumentare dell’energia solare captata. Da un’analisi dei grafici ottenuti dalle simulazioni si è infatti notato che la differenza tra le temperature massime in ingresso ai collettori solari nel caso con e senza PCM aumentano all’aumentare dell’area dei collettori.

5.5 CONFRONTO ECONOMICO TRA UN ACCUMULO PCM ED UN ACCUMULO SENSIBILE LATO CALDO

Si è visto nel paragrafo precedente come l’utilizzo di un accumulo ad “Heptacontane” nell’impianto considerato possa comportare dei, seppur modesti, risparmi energetici in termini di energia ausiliaria globale annuale rispetto all’utilizzo di accumuli sensibili. Nonostante i vantaggi ottenuti varino a seconda delle città considerate, essi risultano essere in generale molto ridotti in quanto la riduzione di energia ausiliaria nel periodo estivo viene compensata da un aumento dell’energia ausiliaria nel periodo invernale.

Prezzo gas	Potere calorifico gas metano	Rendimento combustione	Prezzo PCM	Tasso di inflazione prodotti energetici	Tasso di interesse monetario
€/m ³	kcal/m ³		€/ton		
0.82 ⁵²	8250	85%	2900 ⁵³	5.5%	2.2%

TABELLA 5.12: Principali parametri considerati per il confronto energetico-economico tra l'accumulo sensibile e quello PCM

A questo punto si è ritenuto opportuno condurre una breve analisi economica a partire dai risultati ottenuti dalle precedenti simulazioni per capire se tali risparmi energetici, ottenuti con l'utilizzo dei materiali PCM, giustificano il loro impiego in sostituzione dei tradizionali accumuli sensibili.

Si riportano in seguito tre tabelle riassuntive che indicano i vantaggi in termini economici ottenuti con l'utilizzo di accumuli PCM rispetto all'utilizzo di un accumulo sensibile nelle tre città. In tutti e tre i casi l'energia ausiliaria viene fornita tramite combustione di gas metano. Si è deciso di non considerare tutte le altre voci di costo degli elementi dell'impianto in quanto sarebbero risultate uguali per l'accumulo PCM e l'accumulo sensibile e quindi non avrebbero influito sulla convenienza economica dell'uno o dell'altro accumulo. L'unica voce di costo iniziale considerata è quindi il costo legato all'acquisto del PCM ed è a quest'ultimo che il calcolo del VAN differenziale si riferisce. Nelle tabelle a seguire si riportano alcuni indici economici calcolati partendo dai flussi di cassa.

	AREA COLLETTORI (m ²)	% PCM	COSTO PCM (€)	RISPARMIO ANNUO (€)	Payback Period semplice (anni)	Payback Period scontato (anni)	VAN (€)
VENEZIA	8	12%	445	3.9	113.5	90.5	-340.7
ROMA	8	16%	436	3.3	130.2	101.1	-354.1
TRAPANI	8	16%	436	4.4	98.4	80.5	-324.7
TRAPANI	15	16%	436	21.3	20.5	19.5	132.9
TRAPANI	20	16%	436	25.5	17.1	16.4	248

TABELLA 5.13: Payback Period semplice, Payback period scontato, VAN nelle città di Venezia, Roma e Trapani al variare dell'area dei collettori. Tutti e tre gli indici sono differenziali dove l'alternativa di riferimento è l'utilizzo dell'accumulo sensibile. Il VAN è stato calcolato dopo un periodo di 15 anni

Una volta ottenute e analizzate queste tabelle si sono fatte le seguenti considerazioni finali:

- Nonostante l'utilizzo dell'"Heptacontane" come materiale a cambiamento di fase all'interno degli accumuli di calore lato caldo consenta di ottenere una leggera riduzione dell'energia ausiliaria annuale necessaria, la riduzione dei costi operativi annui (nel caso

⁵² www.autorita.energia.it

⁵³ Kenisarin M, Mahkamov K, 2006, "Solar energy storage using phase change materials", www.sciencedirect.com/

con 8 m² di collettori) in nessuna delle tre città considerate è stata tale da consentire il recupero dell'investimento iniziale in tempi accettabili.

- L'utilizzo del materiale PCM sembra invece essere anche economicamente conveniente rispetto all'utilizzo di un accumulo sensibile con 15 m² di collettori o più. In particolare, con un'area di 20 m² a Trapani il tempo di rientro dell'investimento si è stimato essere circa sedici anni. In tal caso tuttavia si precisa che non si possiedono informazioni precise riguardo al tempo di deterioramento dell' "Heptacontane" e di conseguenza non si è tenuto conto di possibili deterioramenti delle prestazioni o possibili necessità di manutenzione dell'accumulo PCM.

Riassumendo si può quindi concludere che le simulazioni e le analisi energetiche ed economiche condotte hanno evidenziato che l'utilizzo dei quattro materiali a cambiamento di fase testati all'interno dell'accumulo PCM lato caldo comportano dei vantaggi energetici rispetto all'utilizzo di accumuli sensibili. A tali vantaggi energetici non sembrano tuttavia corrispondere evidenti vantaggi economici.

Per avere una più ampia panoramica sulla convenienza o meno nell'utilizzo dei PCM si precisa che si dovrebbero affrontare ulteriori problematiche non prese in considerazione in questo studio.

In particolare è auspicabile che vengano in futuro analizzate:

- Le problematiche relative al reperimento dei PCM;
- Le problematiche relative alla degradazioni delle prestazioni dei PCM;
- Le possibili problematiche ambientali derivanti dall'utilizzo di questi materiali.

5.6 LIMITI DELLE SIMULAZIONI EFFETTUATE

Si deve precisare che nell'analisi condotta vi sono state una serie di limitazioni che vengono in seguito elencate.

Per come la "TYPE860" è stata concepita:

- Non è stato possibile aumentare la percentuale di PCM nell'accumulo oltre il 12% con un volume di 1.53 m³ e del 16% per l'accumulo di 1.125 m³. Si è quindi considerata la parte di volume non occupata dal PCM come se fosse riempita d'acqua.
- Non avrebbe avuto senso confrontare i risultati ottenuti con la "TYPE860" con quelli ottenuti con la "TYPE60" in quanto la stessa "IEA" (International Energy Agency) ha constatato che i bilanci energetici nelle due type non corrispondono. Per effettuare un confronto tra accumulo sensibile e PCM si è quindi deciso di simulare il comportamento dell'accumulo sensibile portando a zero la percentuale di PCM presente all'interno della "TYPE860".

Il confronto tra accumulo latente ed accumulo sensibile è stato effettuato considerando un solo tipo di PCM scelto dopo aver testato il comportamento di soli quattro materiali a cambiamento di fase.

Le analisi sono state condotte con un incapsulamento di tipo cilindrico con raggio 5 cm. Si è notato un lieve miglioramento delle prestazioni al diminuire del volume dei moduli, tuttavia non è stato possibile diminuirne ulteriormente il volume a causa dell'aumento esponenziale dei tempi computazionali.

Non si è scesi nel dettaglio dei costi aggiuntivi di un accumulo PCM rispetto al sensibile e si è considerato come unico costo aggiuntivo il costo di acquisto del materiale PCM. Sono stati trascurati anche i costi legati all'eventuale incapsulamento e spedizione del materiale.

Non avendo informazioni precise sul tempo di degradazione delle prestazioni dell' "Heptacontane" si è deciso in prima approssimazione di non considerare i costi di manutenzione o sostituzione del PCM.

Nelle simulazioni non si è tenuto conto di potenziali fenomeni di isteresi e di sottoraffreddamento.

CAPITOLO 6

SIMULAZIONI ANNUALI DI UN IMPIANTO SOLAR COOLING CON ACCUMULO LATO CALDO (Caso villetta trifamiliare)

Come anticipato nel sommario, si è deciso di analizzare nei capitoli 4 e 5 il comportamento dell'impianto solar cooling considerando i fabbisogni termici tipici di una villetta monofamiliare. Ritenendo che l'analisi dell'impianto con macchina ad assorbimento di capacità frigorifera 18 kW in una monofamiliare fosse limitata (a causa del sovradimensionamento della macchina considerata rispetto ai carichi) si è deciso di ottimizzare e analizzare il comportamento dello stesso impianto presentato nel capitolo 3 considerando i fabbisogni termici tipici di una villetta trifamiliare.

Nei paragrafi a seguire si ripeterà quindi il processo di ottimizzazione dell'impianto presentato nel capitolo 4 e 5 considerando i carichi di una trifamiliare specificati nella tabella 6.1 e nei grafici 6.1, 6.2 e 6.3.

Ovviamente le considerazioni riguardo alle differenze tra i fabbisogni termici nelle tre città sono del tutto analoghe a quelle fatte nel paragrafo 4.2.

	VENEZIA	ROMA	TRAPANI
Fabbisogno di riscaldamento invernale (kWh/anno)	8307	4770	1947
Fabbisogno di raffrescamento estivo (kWh/anno)	5724	6672	9657
Picco di potenza per il riscaldamento (kW)	25.68	22.8	14.4
Picco di potenza per il raffrescamento (kW)	9.57	9.48	11.49

TABELLA 6.1: Fabbisogni annuali e picchi di potenze di riscaldamento e raffrescamento di una villetta trifamiliare localizzate nelle città di Venezia, Roma e Trapani

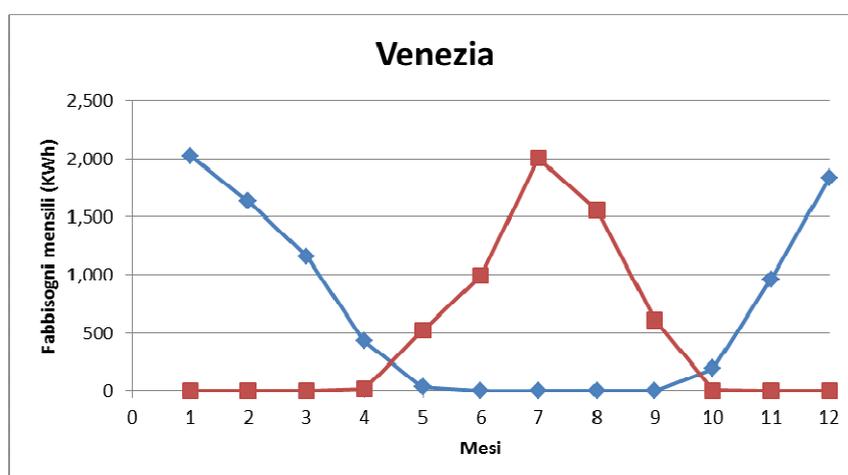


GRAFICO 6.1: Fabbisogni mensili di raffrescamento e riscaldamento per una villetta trifamiliare localizzata nella città di Venezia

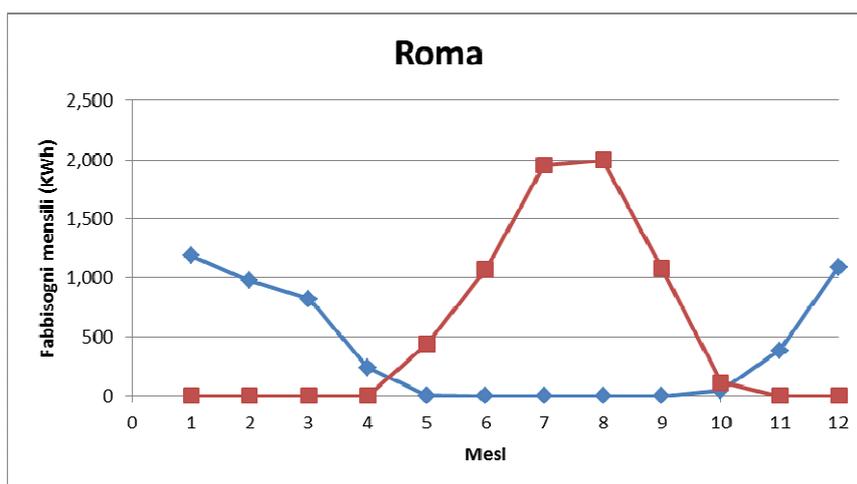


GRAFICO 6.2: Fabbisogni mensili di raffrescamento e riscaldamento per una villetta trifamiliare localizzata nella città di Roma

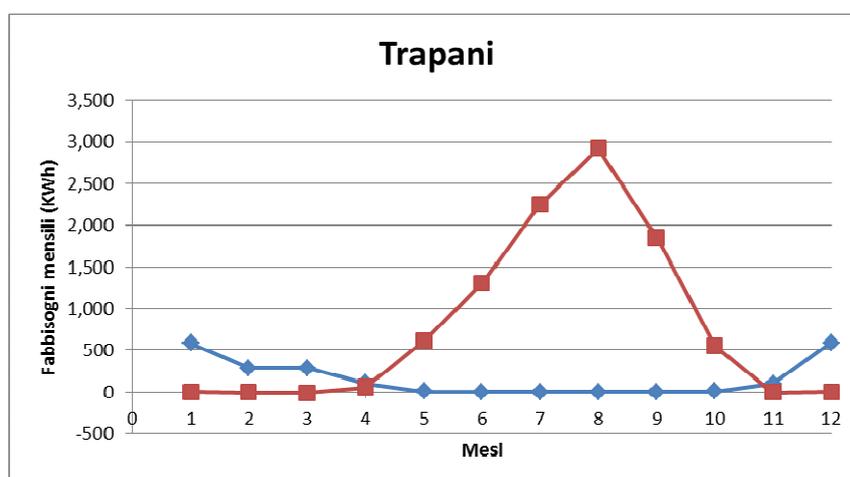


GRAFICO 6.3: Fabbisogni mensili di raffrescamento e riscaldamento per una villetta trifamiliare localizzata nella città di Trapani

6.1 SIMULAZIONI AL VARIARE DELL'AREA DEI COLLETTORI E CALCOLO DELL'AREA OTTIMALE DEI COLLETTORI

Anche in questo caso si sono innanzitutto lanciate una serie di simulazioni al variare dell'area dei collettori in modo da individuare come queste variazioni influenzassero la frazione solare, la percentuale di raffrescamento e la percentuale di riscaldamento nelle tre città.

Si precisa che si sono utilizzati come inclinazioni dei collettori 45° a Venezia, 35° a Roma e 32° a Trapani ovvero quelle individuate come migliori nel processo di ottimizzazione dell'impianto descritto nei capitoli 4 e 5. Si riportano in seguito i grafici ottenuti.

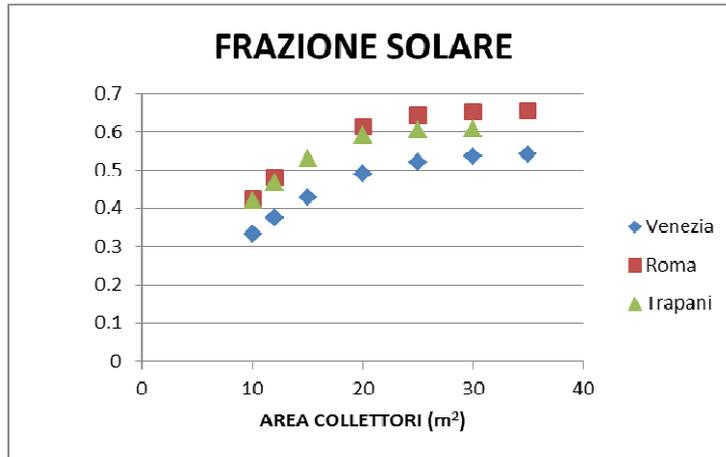


GRAFICO 6.4: Frazione solare al variare dell'area dei collettori nelle città di Venezia, Roma e Trapani

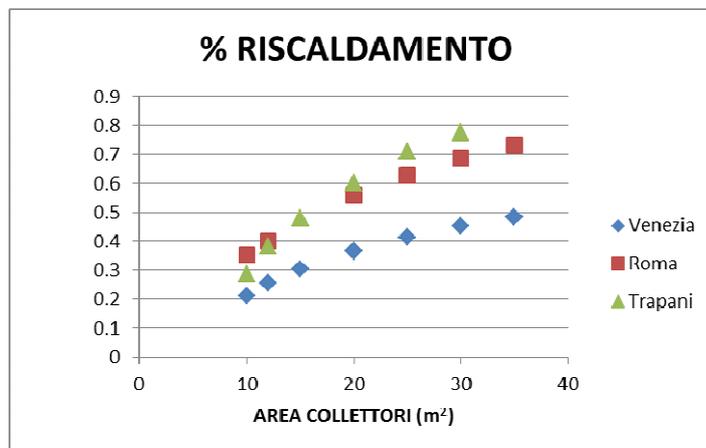


GRAFICO 6.5: Percentuale di riscaldamento al variare dell'area dei collettori nelle città di Venezia, Roma e Trapani

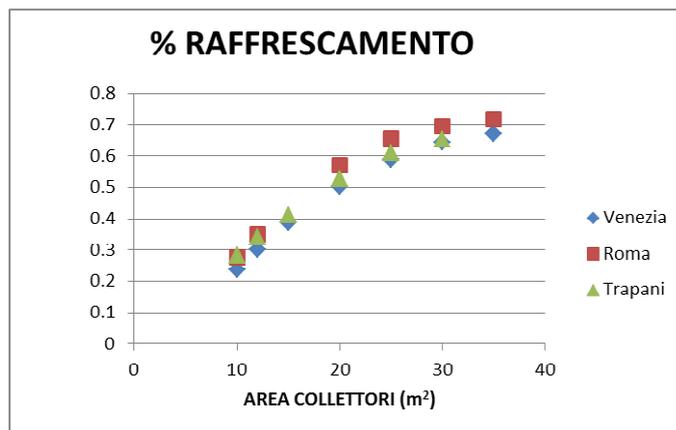


GRAFICO 6.6: Percentuale di raffrescamento al variare dell'area dei collettori nelle città di Venezia, Roma e Trapani

Ovviamente l'andamento delle curve risulta essere esattamente lo stesso che si era ottenuto con il caso della villetta monofamiliare (vedere grafici 4.10, 4.11, 4.12) con l'unica differenza che, per raggiungere valori elevati negli indici di frazione solare, percentuale di riscaldamento e percentuale di raffrescamento, sono necessarie in questi casi maggiori superfici di collettori solari.

Una volta individuati questi indici si è proceduto in modo analogo a quanto fatto nel paragrafo 4.7 e si è individuata l'area ottimale dei collettori nelle tre città (ovvero quella che massimizza il valore attuale netto dell'investimento in un periodo di 15 anni). Si precisa che anche in questo caso l'alternativa di riferimento per il calcolo dei tempi di rientro e dei VAN differenziali è il caso del medesimo impianto senza collettori solari.

Area collettori (m ²)	Costo collettori (€)	Payback Period semplice (anni)	Payback Period scontato (anni)	VAN (€)
10	5000	6.5	6.3	10076
12	6000	6.8	6.7	11127
15	7500	7.4	7.3	12254
20	10000	8.4	8.2	13203
25	12500	9.5	9.2	13252
30	15000	10.6	10.3	12490
35	17500	11.9	11.5	11207

TABELLA 6.2: Payback Period semplice, Payback Period scontato e VAN differenziali a Venezia.

Area collettori (m ²)	Costo collettori (€)	Payback Period semplice (anni)	Payback Period scontato (anni)	VAN (€)
10	5000	5.4	5.4	12908
12	6000	5.8	5.7	14101
20	10000	7.3	7.2	16720
25	12500	8.3	8.1	16909
30	15000	9.5	9.2	15897
35	17500	10.7	10.4	14432

TABELLA 6.3: Payback Period semplice, Payback Period scontato e VAN differenziali a Roma.

Area collettori (m ²)	Costo collettori (€)	Payback Period semplice (anni)	Payback Period scontato (anni)	VAN (€)
10	5000	5.1	5.0	14036
12	6000	5.5	5.4	15298
15	7500	6.0	5.9	16673
20	10000	6.9	6.7	18379
25	12500	7.7	7.6	19020
30	15000	8.8	8.6	18151

TABELLA 6.4: Payback Period semplice, Payback Period scontato e VAN differenziali a Trapani.

Dalle tabelle è evidente che, proprio come nel caso della villetta monofamiliare, l'area ottimale dei collettori risulta essere la stessa in tutte e tre le città. Com'era facilmente intuibile in questo caso l'area ottimale è maggiore, ovvero 25 m² (nel caso della villetta monofamiliare era invece 12 m²). Si nota anche come, per tale area dei collettori, il VAN differenziale risulti essere superiore nel caso di Trapani ossia dove le esigenze di raffrescamento sono maggiori.

6.2 SIMULAZIONI AL VARIARE DEL VOLUME DELL'ACCUMULO ED INDIVIDUAZIONE DEL VOLUME OTTIMALE

Una volta individuata l'area dei collettori ottimale nelle tre città si sono lanciate ulteriori simulazioni al variare del volume dell'accumulo per individuare il volume che minimizza l'utilizzo di energia ausiliaria nei tre casi considerati.

Si riporta in seguito un grafico che evidenzia le richieste di energia ausiliaria nelle tre città al variare della dimensione dell'accumulo.

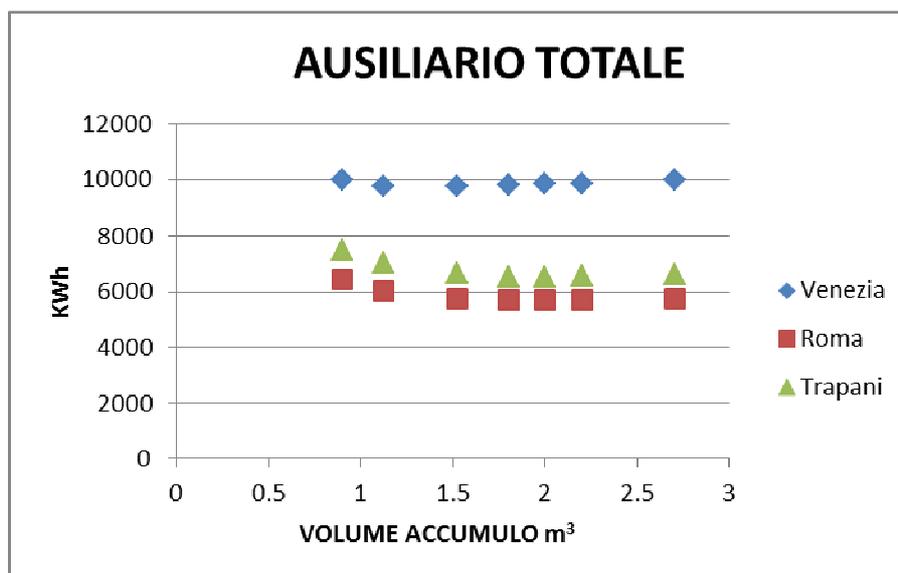


GRAFICO 6.7: Energia ausiliaria totale al variare del volume dell'accumulo nelle tre città

Nonostante anche in questo caso l'andamento delle curve sia del tutto simile al caso ottenuto con una villetta monofamiliare (vedere grafico 4.14), i volumi degli accumuli che minimizzano la richiesta di energia ausiliaria non risultano essere gli stessi nelle tre città (come accadeva invece per il caso della villetta monofamiliare).

In particolare il volume ottimale dell'accumulo di calore lato caldo risulta essere 1.52 m^3 a Venezia e 2 m^3 a Roma e Trapani.

Ovviamente in questo caso i volumi ottimali degli accumuli risultano essere maggiori dei volumi ottimali individuati per il caso della villetta monofamiliare (0.9 m^3) in quanto anche il numero dei collettori utilizzati è maggiore.

E' interessante notare come il rapporto tra il volume ottimale dell'accumulo e la superficie dei collettori utilizzati in questo impianto (80 l/m^2) sia molto simile al rapporto che si era ottenuto nel caso dell'impianto ottimizzato nei capitoli precedenti per la villetta monofamiliare (75 l/m^2).

Si precisa inoltre che, mentre le aree ottimali dei collettori sono state individuate calcolando le superfici che massimizzano i VAN, i volumi ottimali sono stati calcolati individuando quelli che minimizzano le richieste globali di energia ausiliaria.

Per riassumere vengono in seguito riportati i valori degli indici presentati nel paragrafo 6.1 per l'impianto ottimizzato nelle tre città nel caso della villetta trifamiliare.

	% RISC	% RAFFR	% ACS
VENEZIA	42.3%	59.4%	56.2%
ROMA	67.1%	68.6%	72.3%
TRAPANI	80.8%	63.4%	82.9%

TABELLA 6.7

Si nota come anche in questo caso l'ottimizzazione economica dell'impianto, ai prezzi attuali dell'energia e ai costi attuali degli elementi considerati, abbia portato alla progettazione di un impianto che in nessuno delle tre città è in grado di soddisfare al 100% i carichi di riscaldamento, i carichi di raffrescamento e i carichi di acqua sanitaria.

6.3 SIMULAZIONI CON ACCUMULO PCM

Si è deciso infine di testare il comportamento dell'impianto ottimizzato in questo capitolo considerando la presenza di un accumulo termico a cambiamento di fase anziché di un accumulo sensibile.

Nel lanciare le simulazioni si è considerato come materiale a cambiamento di fase l'"Heptcotene", ovvero il materiale che si è stabilito nel capitolo 3 essere il più adatto all'accoppiamento dell'accumulo con la macchina ad assorbimento considerata.

In questo caso le simulazioni sono state effettuate per la città di Trapani, utilizzando un volume dell'accumulo di 2 m³, un incapsulamento del PCM di tipo cilindrico e variando la percentuale in volume del PCM.

Si riportano in seguito i risultati ottenuti dalle simulazioni.

%PCM	AUS RISC (kWh/anno)	AUS RAFFR (kWh/anno)	AUS SAN (kWh/anno)
0%	70.8	4972.5	136.6
4%	85.5	4936.6	136.5
12%	90.3	4931.3	130.4

TABELLA 6.10: Energia richiesta dall'ausiliario per il riscaldamento, l'ausiliario per il raffrescamento e l'ausiliario per il sanitario (espressa in kWh/anno) al variare della percentuale di PCM presente nell'accumulo. La città considerata è Trapani

E' evidente come il comportamento dell'accumulo PCM sia esattamente lo stesso riscontrato nell'impianto ottimizzato per la villetta monofamiliare nel capitolo 5. Il materiale PCM consente di ottenere un risparmio energetico nel periodo estivo (40 kWh nel caso di riempimento al 12%) che viene tuttavia compensato da un peggioramento delle prestazioni nel periodo invernale (20 kWh). Ne consegue che il vantaggio energetico annuale derivante dall'utilizzo dell'accumulo PCM risulta essere troppo modesto per giustificare i maggiori costi legati all'acquisto dell'"Heptacontane". Considerando le stesse voci di costo considerate in tabella 5.12 si è infatti giunti a stimare un tempo di rientro dell'investimento di 57 anni e un VAN differenziale dopo un periodo di 15 anni di -111 € il che rende evidente l'assoluta non convenienza economica dell'utilizzo dell'accumulo PCM nell'impianto considerato rispetto all'utilizzo dell'accumulo sensibile.

CAPITOLO 7

Il modello con l'accumulo freddo.

7.1 SPIEGAZIONE DEL MODELLO ED INTRODUZIONE ALLE SIMULAZIONI.

Il modello è stato elaborato con il programma Trnsys Visual Studio 16. Esso è più semplice del modello con accumulo sensibile caldo, poiché tiene in considerazione solo i carichi di raffrescamento, tralasciando quelli di riscaldamento e quelli relativi all'acqua calda sanitaria. Le simulazioni dunque saranno svolte durante il solo periodo di raffrescamento e non durante l'intero anno. In figura 7.1 è riportato lo schema a blocchi, mentre in figura 7.2 si ha una rappresentazione del modello realizzato in Trnsys Visual Studio 16.

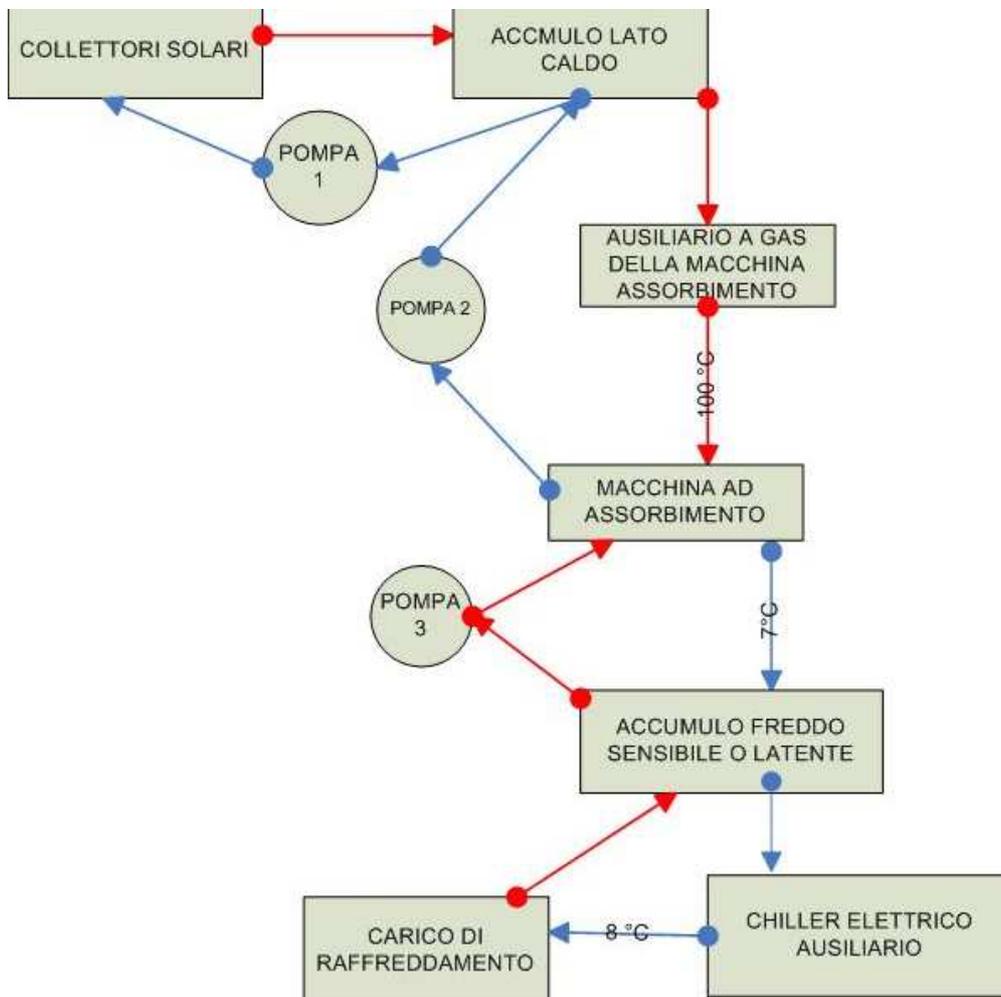


Figura 7.2 Schema a blocchi del modello solar cooling con accumulo freddo. Le frecce rosse indicano i flussi riscaldati, mentre quelle blu i flussi raffreddati dallo scambio termico.

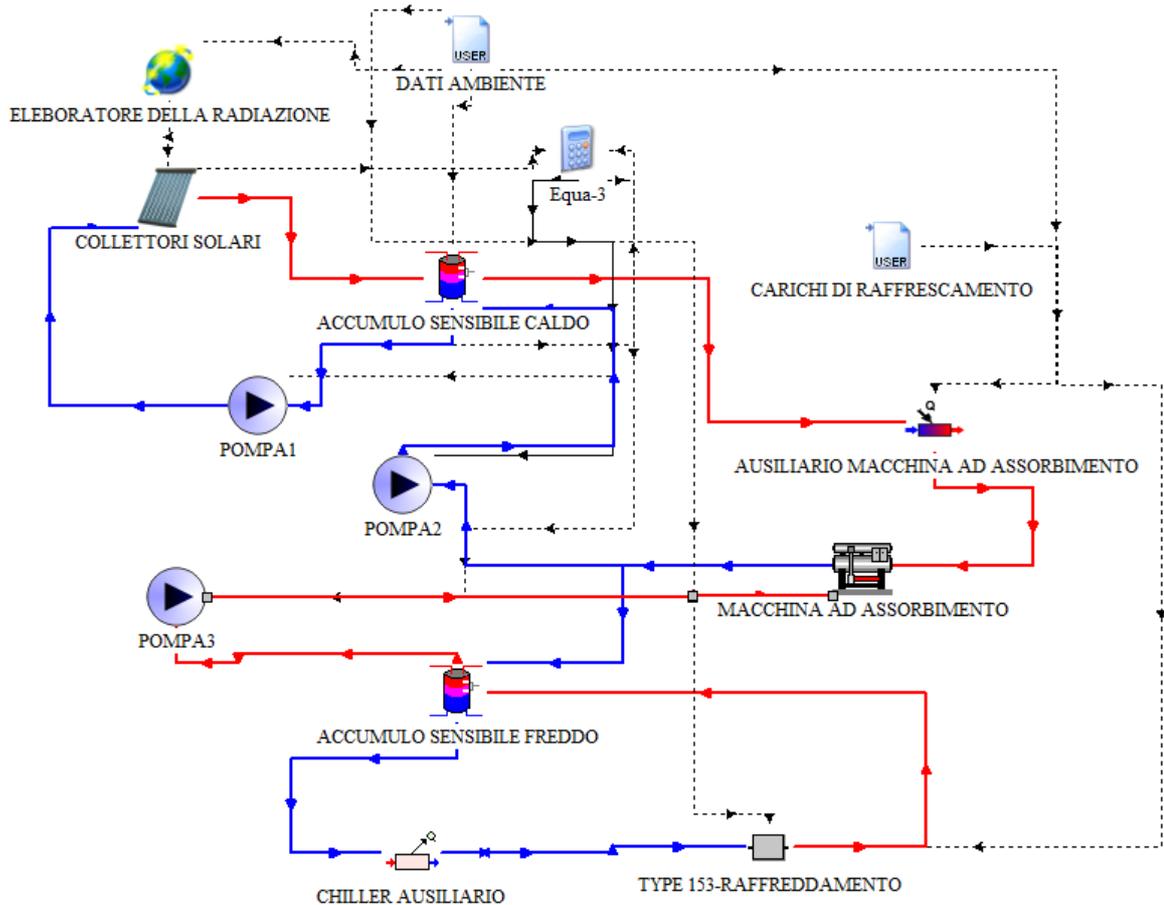


Figura 7.2. Rappresentazione del modello con accumulo sensibile freddo in Trnsys Studio 16.

Il modello presenta *molti degli elementi già descritti* nel capitolo 3 e che di seguito vengono ripresi, (per un ulteriore approfondimento si rimanda al paragrafo 3.1) :

- DATI AMBIENTE- data reader (type 9a) : legge i valori della temperatura, dell'umidità relativa e della radiazione annuale con un intervallo temporale di un'ora. Come nel caso del modello dell' impianto solar cooling con accumulo caldo verranno prese in esame queste grandezze di tre zone climatiche diverse : nord Italia (Venezia), centro Italia (Roma) e sud Italia (Trapani).
- I CARICHI DI RAFFRESCAMENTO-DATA READER (type 9a): legge i valori dei carichi di raffrescamento espressi in kW e calcolati in base alle tre diverse città, come spiegato nel paragrafo 4.2.
- CALCOLATORE DELLA RADIAZIONE (type 16c) : ha come input i valori della type precedente e dà in output la radiazione diffusa e la radiazione diretta incidente su di un piano considerato.
- I COLLETTORI SOLARI A TUBI EVACUATI(type 71): le cui caratteristiche sono riportate nel capitolo 3, pagina 63.
- L' ACCUMULO SENSIBILE CALDO (type 60) : questo elemento, per come è stato concepito l'impianto, poteva essere sostituito da un semplice scambiatore di calore. Tuttavia la type dello scambiatore (type 2b) crea problemi di convergenza, in quanto non si possono definire le dimensioni dello scambiatore come l'area e la lunghezza, quindi si è preferito l'utilizzo di un accumulo, dove ogni elemento compreso lo scambiatore può essere dimensionato in funzione della portata. Inoltre utilizzando un accumulo dal lato caldo si ha

un modello più flessibile, potendo cambiare la logica di funzionamento dell'impianto. Ad esempio se si nota che la macchina ad assorbimento opera in modo molto intermittente (periodo di esercizio consecutivo inferiore alle tre ore), si può arrivare ad un funzionamento più regolare sfruttando il calore immagazzinato nell'accumulo (non è il caso delle simulazioni effettuate, dove si è verificato che il periodo di esercizio consecutivo della macchina è di almeno 5 ore). Il funzionamento e le caratteristiche dell'accumulo sono le medesime di quelle presentate nel capitolo 3 a pagina 67. Nel modello considerato, l'accumulo funge pertanto da semplice scambiatore di calore pertanto non si farà alcuna analisi su questo elemento.

- LA MACCHINA AD ASSORBIMENTO (type 107): la stessa del modello precedente e le cui caratteristiche sono riportate nel capitolo 3, pagina 66.
- LA CALDAIA AUSILIARIA (type 6): serve a riscaldare il flusso in uscita dall'accumulo lato caldo fino alla temperatura richiesta per la corretta alimentazione del generatore dalla macchina ad assorbimento. Nel caso in questione la macchina ad assorbimento richiede una temperatura in ingresso del fluido caldo di 100 °C.
- I CARICHI DI RAFFREDDAMENTO (type raffreddamento-153): si è dovuto elaborare questa type in modo tale che il flusso freddo in uscita dall'accumulo freddo (vedere dopo) possa andare a raffreddare l'abitazione a seconda dei carichi contenuti nel secondo file reader.
- LA POMPA 1 (type 3b) : serve a pompare ai collettori il fluido in uscita dallo scambiatore presente all'interno dell'accumulo caldo ed è attivata tramite l'equazione 3. La pompa è in grado di garantire una portata di 250 kg/h.
- EQUAZIONE 3: controlla la pompa1 e tutte le altre che verranno introdotte successivamente. L'equazione autorizza il flusso all'interno dei collettori se la temperatura del fluido in uscita dai questi è maggiore di quella in entrata negli stessi (e dunque in uscita dallo scambiatore dell'accumulo caldo). Quindi la pompa è attiva solo se al flusso viene fornita energia da parte dei collettori.

I nuovi elementi inseriti sono:

- L' ACCUMULO FREDDO (type 60 o type 860, a seconda se l'accumulo è sensibile oppure latente) : è dotato di un'entrata e un'uscita e di uno scambiatore interno, che permette lo scambio termico tra il flusso proveniente dalla macchina e l'acqua presente nell'accumulo. Posto dopo la macchina ad assorbimento, riceve nel proprio scambiatore interno il flusso proveniente dall'evaporatore della macchina ad assorbimento raffreddato fino alla temperatura di 7°C. Il fluido in uscita dallo scambiatore e dunque riscaldato torna alla macchina ad assorbimento. In entrata riceve il flusso proveniente dal carico che deve essere raffreddato dall'acqua presente nell'accumulo. Una volta che il fluido sarà raffreddato, andrà quando richiesto, cioè quando ci sono carichi di raffrescamento, al carico, passando prima per il chiller ausiliario. In figura 7.3 è schematizzato il funzionamento di questo accumulo.
- IL CHILLER AUSILIARIO (type 92) : è posto in serie all'accumulo freddo, che ha la priorità, in quanto come spiegato nel capitolo 1 pagina 13, questa soluzione è da preferire a quella dove si dà priorità al chiller. Il chiller è elettrico, si attiva solo se il flusso in uscita

dall'accumulo supera gli 8 °C ed ha una potenza di 5.5 kW. Una volta che il flusso è stato raffreddato fino alla temperatura di 8 °C viene indirizzato alla type 153.

- LA POMPA2 (type 3b) : questo elemento è presente anche nel modello con accumulo sensibile caldo; è utilizzata per indirizzare all'accumulo lato caldo il flusso in uscita dal generatore della macchina ad assorbimento. Diversamente dal modello precedente, è attivata dall'equazione 3, in questo modo il generatore della macchina ad assorbimento avrà flusso solo in caso ci sia energia utile dai collettori.
- LA POMPA 3 (type 3b) : è utilizzato per indirizzare il flusso in uscita dall'accumulo freddo all'evaporatore della macchina ad assorbimento. Come la pompa2 è attivata dall'equazione 3, in questo modo l'evaporatore della macchina ad assorbimento avrà flusso solo in caso ci sia energia utile dai collettori.

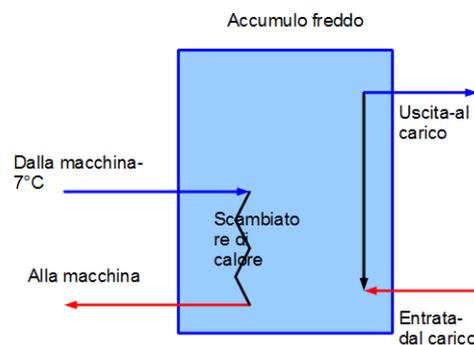


Figura 7.3 Schema per comprendere meglio il funzionamento dell'accumulo freddo.

Come per l'impianto solar cooling presentato nel capitolo 3, si sono eseguite una serie di simulazioni andando a variare l'area dei collettori, con un'inclinazione pari a 0°, e il volume dell'accumulo. Sarà infine proposta la soluzione migliore con l'inclinazione ottimizzata.

I risultati ricavati sono:

- l'energia dei collettori;
- l'energia dell'ausiliario del generatore della macchina ad assorbimento;
- l'energia del chiller ausiliario.

Gli indici analizzati sono:

- *la frazione solare*: cioè il rapporto tra l'energia proveniente dai collettori e quella data dalla somma di questa e dell'energia ausiliaria del generatore;
- *l'energia ausiliaria totale* : somma dell'energia ausiliaria del chiller e del generatore della macchina ad assorbimento, che verrà confrontata con l'energia catturata dai collettori;
- *la % di ausiliario del generatore della macchina ad assorbimento*: cioè il rapporto tra l'energia dell'ausiliario del generatore e l'energia ausiliaria totale (somma dell'energia dell'ausiliario del generatore e del chiller).

7.2 ANALISI DELLE SIMULAZIONI SUL CLIMA DI VENEZIA (CASO VILLETTA MONOFAMILIARE)

7.2.1 Variazione dell'area

Variando l'area dei collettori, dal grafico 7.1, si nota che oltre i 10 m², l'energia ausiliaria totale non diminuisce in maniera significativa. La causa è dovuto al fatto che un aumento dell'area dei collettori comporta la sola diminuzione dell'energia ausiliaria della macchina ad assorbimento; infatti l'energia ausiliaria del chiller dipende dal volume dell'accumulo e dalla contemporaneità tra le necessità di raffrescamento e il funzionamento della macchina. Analizzando il grafico 7.2, è evidente che aumentando l'area dei collettori fino a 10 m² si hanno importanti riduzioni dell'energia ausiliaria della caldaia; oltre i 10 m² non si hanno miglioramenti significativi; infatti la percentuale di energia ausiliaria della caldaia su quella totale, raddoppiando l'area (da 10 m² a 20 m²) passa dal 26% al 20.5%. Per completezza si sono anche riportati nel grafico 7.2 i valori assoluti dell'energia dell'ausiliario della macchina ad assorbimento, dove l'andamento asintotico, oltre i 10 m² di collettori, è ancora più evidente.

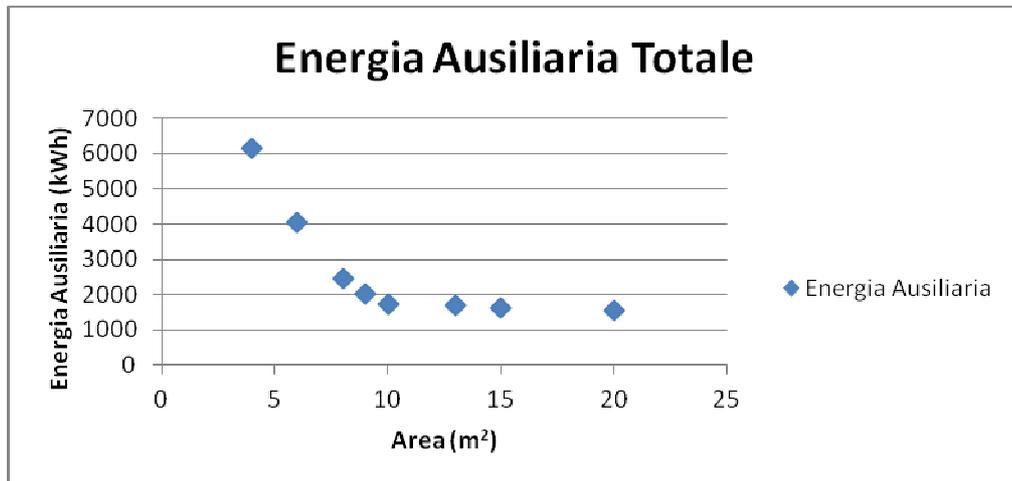


Grafico 7.1 Energia Ausiliaria totale in funzione dell'area dei collettori.

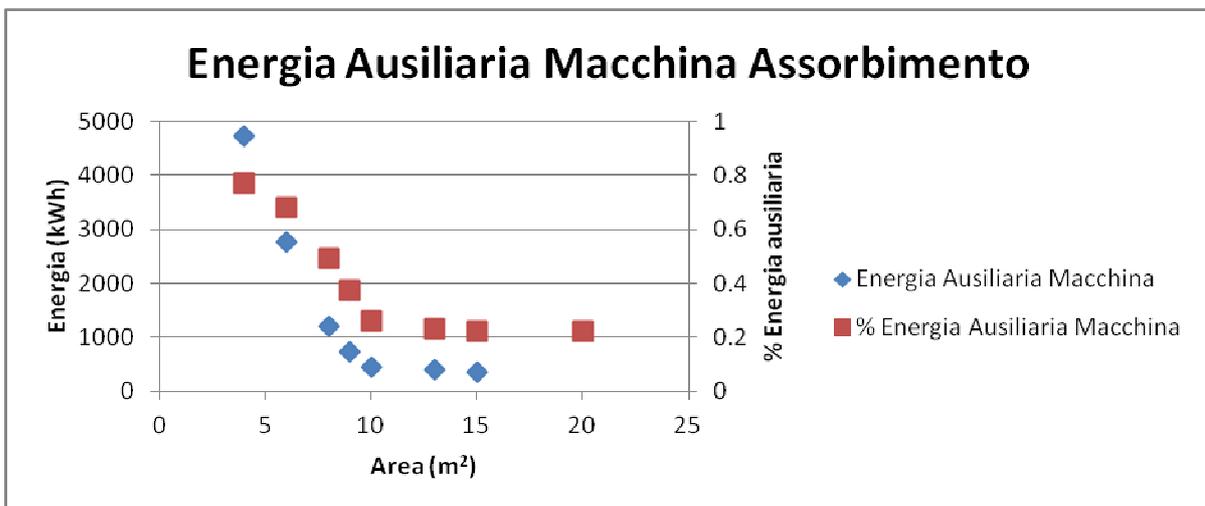


Grafico 7.2 Energia ausiliaria della macchina ad assorbimento al variare dell'area dei collettori. Sono espressi in valori assoluti (asse sinistro) e in valori relativi all'energia ausiliaria totale (asse destro).

Nel grafico 7.3 che riporta la frazione solare si nota, che le pendenze delle curve rappresentate risultano essere quasi costanti fino a 12 m² per poi diminuire in modo visibile all'aumentare dell'area dei collettori. Il motivo, come già spiegato analizzando il grafico 7.2, risiede nel fatto che oltre tali aree l'ausiliario della macchina ad assorbimento è poco utilizzato e questa è alimentata quasi totalmente grazie all'energia dei collettori. Il valore massimo raggiunto a 20 m² è il 95%.

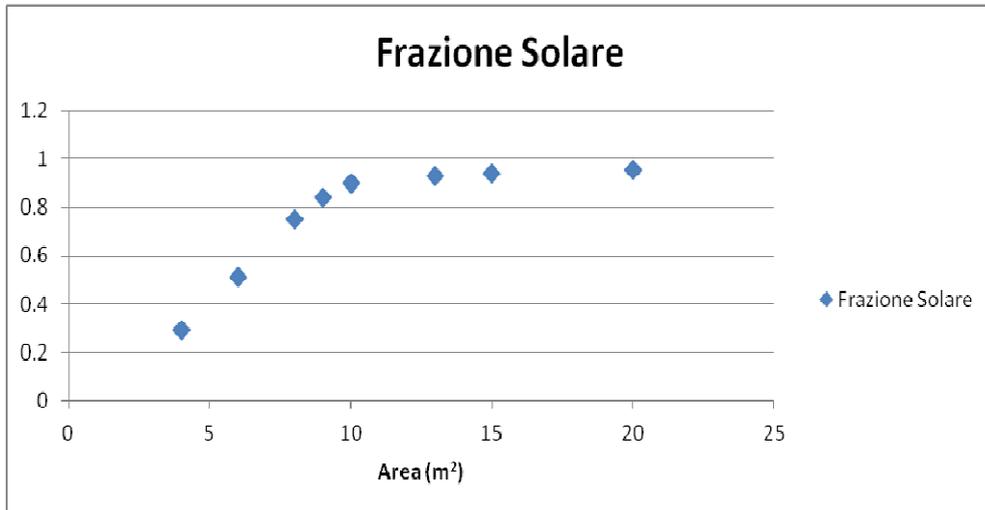


Grafico 7.3 La frazione solare al variare dell'area dei collettori.

Di notevole importanza è il grafico sottostante dove sono rappresentate l'energia ausiliaria totale e l'energia dei collettori. Si nota che, per un'area dei collettori pari a 7 m², le due quantità si equivalgono, quindi il raffrescamento verrà svolto per metà da ausiliari (chiller e caldaia di alimentazione) e per metà dai collettori. Si può inoltre osservare che l'energia dei collettori tende ad aumentare in maniera lineare con l'aumento dell'area, mentre l'energia ausiliaria ha un andamento asintotico; questo è causa del fatto che aumentando l'area dei collettori non diminuisce l'energia ausiliaria del chiller, che dipende dalla contemporaneità tra presenza di carichi e funzionamento della macchina oltre che dal tipo e dai parametri dell'accumulo freddo.

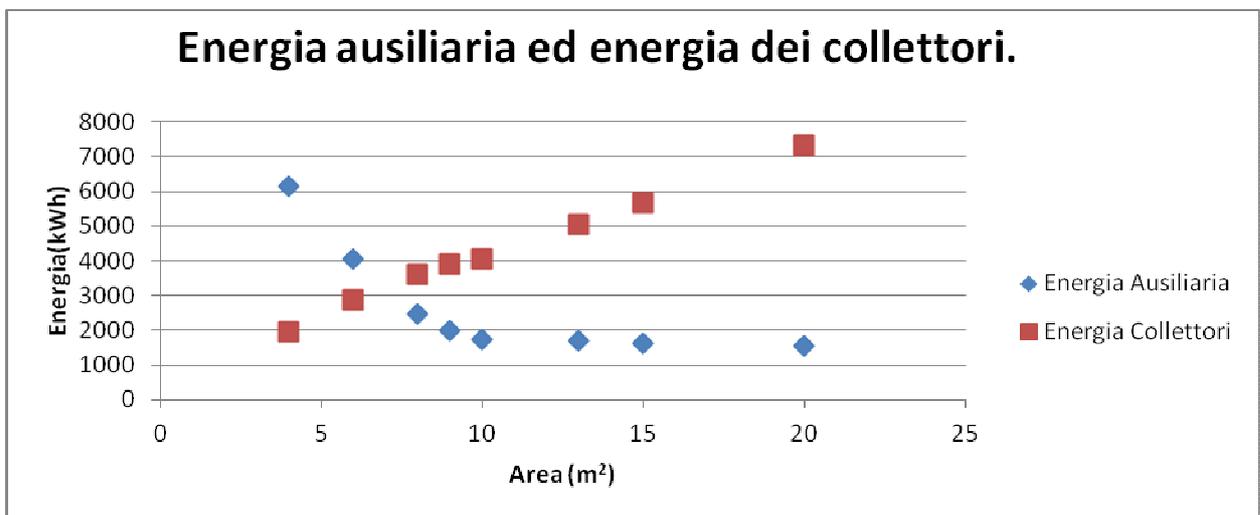


Grafico 7.4 Confronto tra energia catturata dai collettori e energia ausiliaria totale al variare dell'area dei collettori.

7.2.2 Variazione del volume

Variando il volume, come si può notare dal grafico 7.5, l'energia ausiliaria totale diminuisce fino a raggiungere un minimo a 5 m^3 , (raddoppiando il volume da 1.5 a 3 m^3 si ha un miglioramento del 30%); questo dato sarà molto utile da confrontare con i risultati ottenuti dalle simulazioni con l'accumulo PCM (si vedano le conclusioni successive). Il miglioramento è dovuto al fatto che l'accumulo viene scaldato di meno dall'acqua di ritorno dal carico (si ricorda infatti che la temperatura del fluido in uscita dalla type 153 è calcolata secondo la formula 2.1).

Oltre i 5 m^3 , come sottolineato sempre dal grafico 7.5, si nota che aumentando il volume aumenta l'energia ausiliaria. Questo fenomeno è dovuto al fatto che la macchina ad assorbimento deve lavorare inizialmente ad una potenza più vicina alla nominale per portare l'accumulo alla temperatura media analizzata ($8.1 \text{ }^\circ\text{C}$), quindi è richiesta maggiore energia al generatore.

Un'altra causa dell'aumento dell'energia ausiliaria della caldaia dopo i 5 m^3 sono i maggiori guadagni termici (trattandosi di accumuli freddi non si può parlare di perdite essendo la temperatura media dell'accumulo inferiore alla temperatura ambiente), pertanto l'accumulo risulta maggiormente riscaldato dall'ambiente esterno. Tuttavia si è verificato che la temperatura media dell'accumulo non cambia variando il volume, pertanto sarà necessario che la macchina lavori ad una potenza maggiore, richiedendo più energia di alimentazione, per mantenere l'accumulo a tale temperatura con l'aumento dei guadagni termici.

Analizzando il grafico 7.5, si nota che a 5 m^3 i guadagni sono 254 kWh , mentre a 10 m^3 sono 469 kWh .

Per quanto riguarda l'energia ausiliaria del chiller è evidente, analizzando il grafico 7.5, che si ha una forte riduzione andando a variare il volume dell'accumulo da 0.35 m^3 a 4 m^3 , poiché l'accumulo è meno riscaldato dall'acqua di ritorno dal carico, oltre i 5 m^3 l'energia ausiliaria del chiller rimane costante.

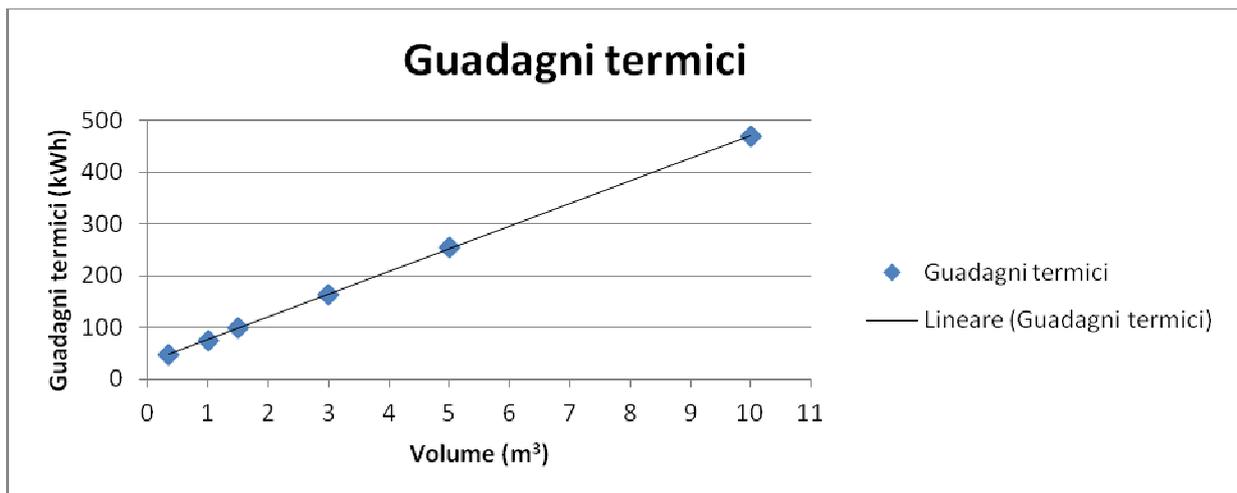


Grafico 7.4 I guadagni termici dell'accumulo in funzione del volume dell'accumulo. Si evidenzia una proporzionalità diretta tra i guadagni e il volume .

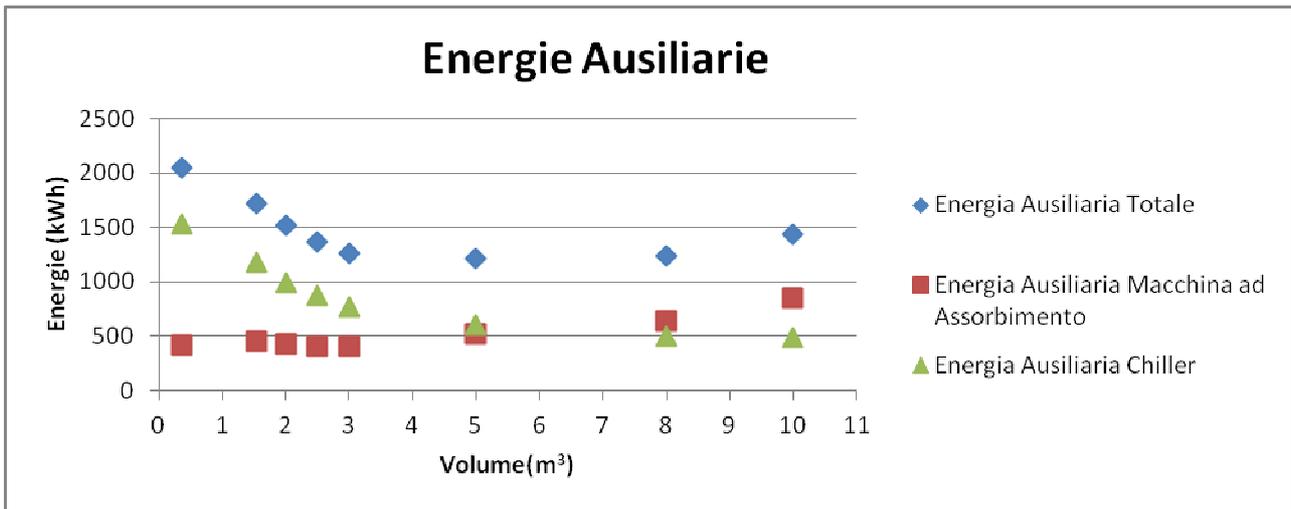


Grafico 7.5 Energia ausiliaria totale, del chiller e della macchina ad assorbimento in funzione del volume dell'accumulo.

7.2.3 Il confronto tra diversi climi

E' stata condotta la stessa analisi anche a Trapani e a Roma : dai dati si nota come il cambiamento climatico non varia la situazione della frazione solare, ad eccezione di una situazione migliore a Roma e a Trapani per aree di collettori più basse (in particolare a 6 e a 8 m²), a causa della maggiore radiazione presente nel centro e nel sud Italia.

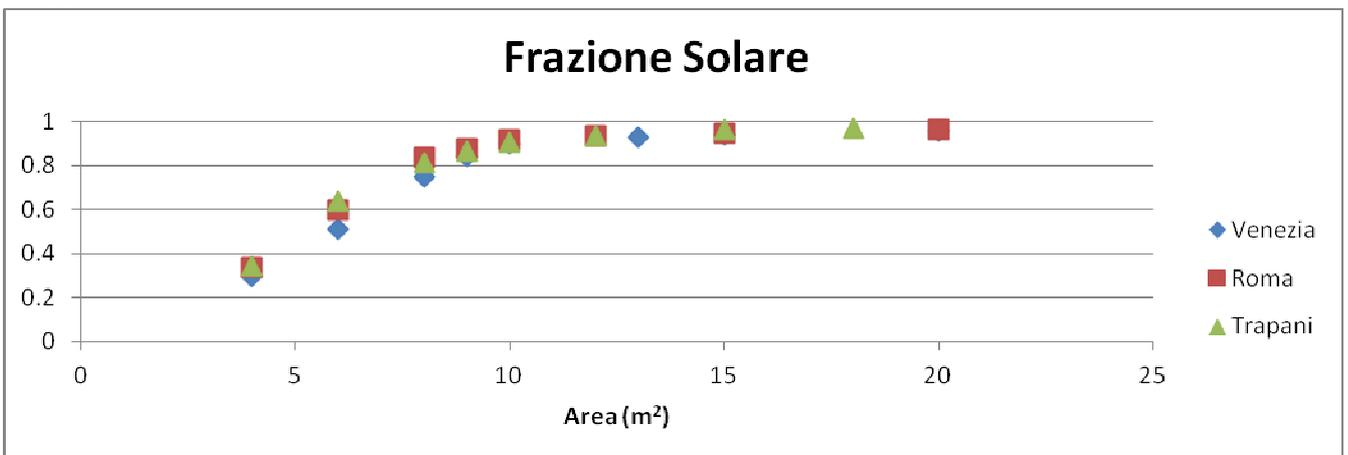


Grafico 7.6 La frazione solare nelle varie città, al variare dell'area dei collettori.

Dai grafici 7.7 e 7.8 si scopre inoltre come sia a Trapani che a Roma, l'area dei collettori dove si ha una suddivisione uguale tra energia ausiliaria totale e energia solare sia pari a 6 m², mentre a Venezia questo avveniva a 7 m².

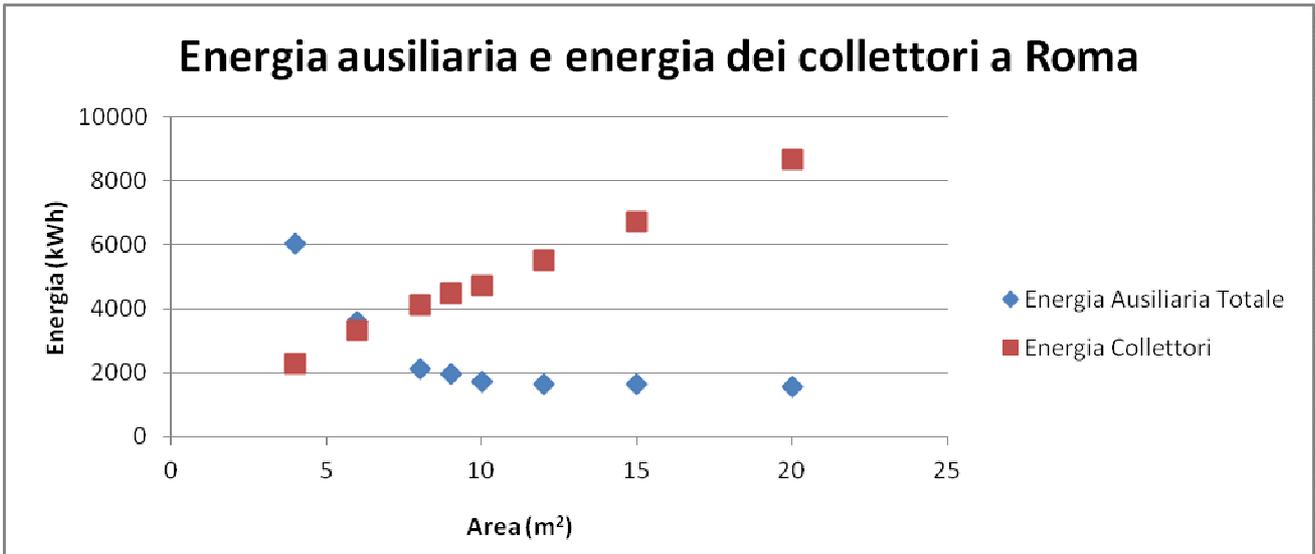


Grafico 7.7 Energia ausiliaria totale ed energia catturata dai collettori a Roma, al variare dell'area dei collettori.

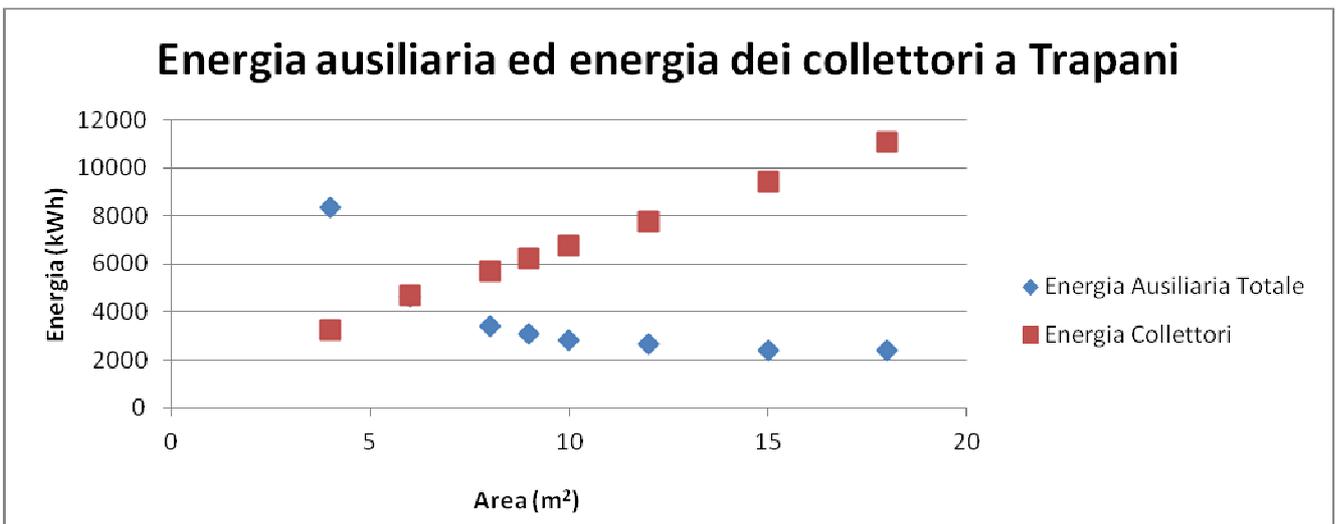


Grafico 7.8 Energia ausiliaria totale ed energia catturata dai collettori a Trapani, al variare dell'area dei collettori.

Per quanto riguarda il volume dell'accumulo si nota dal grafico 7.9 come l'energia ausiliaria minima a Trapani si abbia già a 3.5 m^3 con un aumento repentino dell'energia della caldaia ausiliaria già a 5 m^3 . A Roma invece, interpolando dalla linea di tendenza nel grafico 7.10, il valore minimo è a 4 m^3 .

Le cause di queste differenze significative possono essere molteplici :

- sicuramente la maggiore temperatura esterna, che si traduce con una maggiore difficoltà iniziale a portare l'accumulo alla temperatura media analizzata, che si è verificato oscillare per tutte le città tra gli 8.3 e gli 8.1 °C. Non deve stupire che le temperature medie degli accumuli siano uguali nelle tre città; si potrebbe infatti pensare che, a Trapani, a causa dei maggiori fabbisogni e carichi di raffrescamento l'accumulo sia più caldo. Tuttavia poiché nella città siciliana la stagione di raffrescamento dura più tempo e c'è maggior presenza di

radiazione, la macchina ad assorbimento è attiva per più tempo raffreddando di più l'accumulo rispetto a Venezia e a Roma;

- la temperatura esterna più alta fa sì che aumentino i guadagni termici (infatti con un volume di 1.53 m^3 a Venezia sono 164 kWh, a Roma sono 181 kWh e a Trapani sono 246 kWh), che a parità di temperatura media degli accumuli tra le diverse città implica un lavoro della macchina ad assorbimento ad una potenza maggiore;
- durante la stagione di raffrescamento si è verificato che a causa dei più alti picchi di carico di raffrescamento la temperatura di ritorno agli accumuli è più elevata a Trapani, rispetto a Roma e quindi a Venezia. A Trapani pertanto, durante questi picchi, si genera un momentaneo aumento della temperatura dell'accumulo che va ad innalzare la temperatura di ritorno all'evaporatore della macchina ad assorbimento che dovrà lavorare per maggior tempo ad una potenza più vicina alla nominale, soprattutto per i volumi di accumulo più elevati.

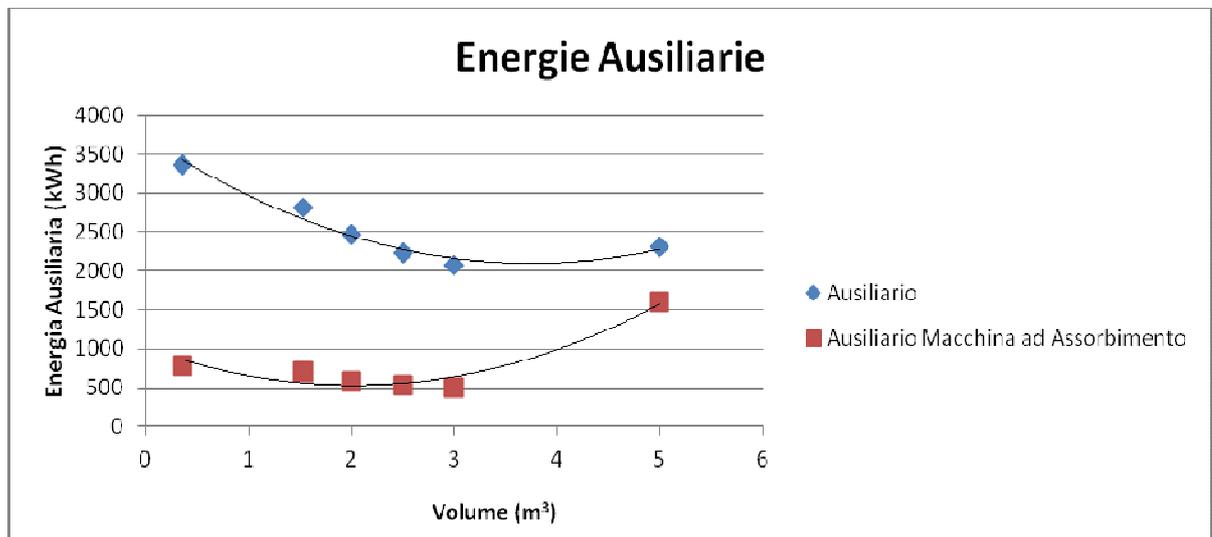


Grafico 7.9 Energia ausiliaria totale e della macchina ad assorbimento in funzione del volume dell'accumulo a Trapani.

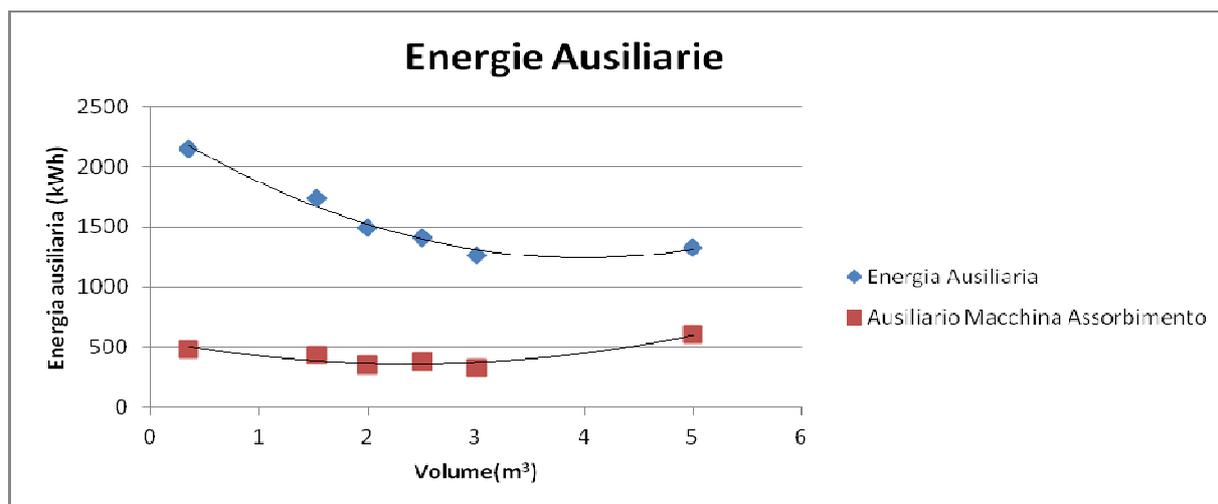


Grafico 7.10 Energia ausiliaria totale e della macchina ad assorbimento in funzione del volume dell'accumulo a Roma.

In termini di confronto tra le diverse città, si nota che il rapporto tra l'energia ausiliaria totale nel minimo e i carichi di raffrescamento è del 64% a Trapani, del 57% a Roma e del 64% a Venezia. Le percentuali sono molto simili, il miglioramento nella capitale è da attribuire a una maggiore coincidenza tra carichi e presenza di radiazione e dunque funzionamento della macchina ad assorbimento.

7.2.4 La soluzione ottima

Vengono infine proposte le soluzioni con area dei collettori a 10 m² con il volume ottimizzato a seconda delle varie città e l'inclinazione ottimale secondo quanto affermato da G. Bagarella ("Solar cooling ad accumulo caldo con PCM: analisi di funzionamento ed ottimizzazione" p 70).

Città	Volume (m ³)	Inclinazione	Energia collettori (kWh)	Energia Ausiliaria Totale (kWh)	Rapporto ⁵⁴
Venezia	5	40°	4628	1117	0.58
Roma	4	35°	5180	1105	0.50
Trapani	3	30°	7586	1986	0.61

Tabella 7.1 Soluzione ottimizzata con area dei collettori pari a 10 m², in funzione del volume dell'accumulo e dell'inclinazione dei collettori.

A Trapani il rapporto tra energia ausiliaria e carichi di raffrescamento è maggiore poiché i carichi sono maggiori, quindi nonostante una maggiore radiazione, serve una maggiore quantità di energia ausiliaria. Questa situazione sarà opposto con l'utilizzo del PCM, che comporterà dei vantaggi consistenti soprattutto a Trapani dove ci sono carichi maggiori.

⁵⁴ Rapporto tra energia ausiliaria totale e fabbisogni di raffrescamento.

CAPITOLO 8

Analisi del sistema con accumulo PCM sul lato freddo.

8.1 I DIVERSI TIPI DI PCM.

Per simulare un accumulo PCM, sono state eseguite le simulazioni sostituendo l'accumulo sensibile (type 60) con l'accumulo PCM (type 860). Sono stati considerati 4 materiali PCM diversi, commercialmente prodotti dalla PlusIce : tre sali idrati (S7, che fonde a 7 °C, S8, che fonde a 8 °C e S10, che fonde a 10 °C) ed un organico (A8, che fonde a 8 °C). Vengono riportate nella tabella 8.1 e nel grafico 8.1 le caratteristiche principali dei materiali, cioè quelle necessarie per eseguire le simulazioni dell'impianto. La scelta dei materiali si è basata sull'opportunità di effettuare, sul lato freddo, un'analisi di accumuli PCM con sali eutettici che operino su di una temperatura compresa fra 7 e 10 °C.

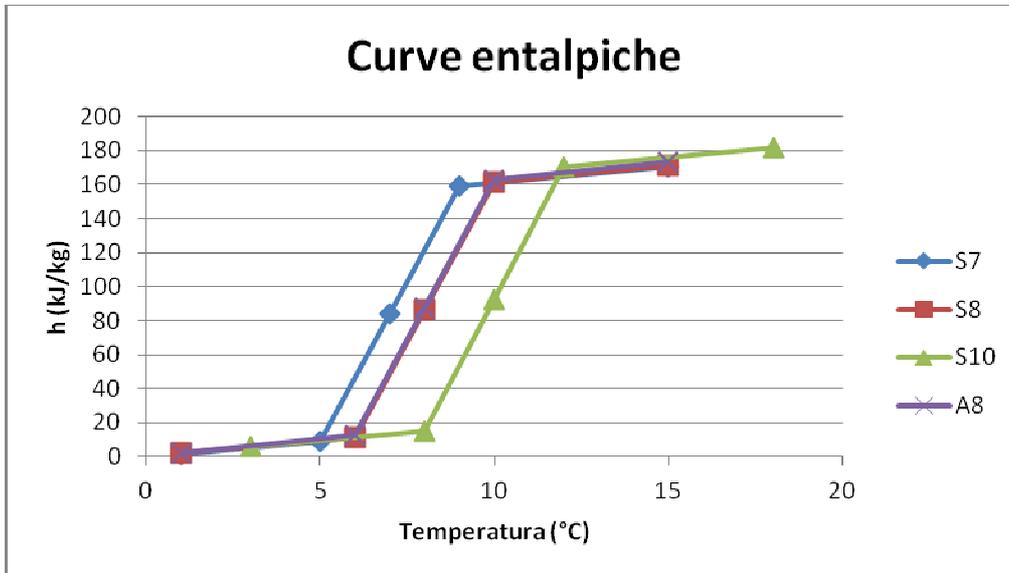


Grafico 8.1 Curve entalpiche semplificate dei vari materiali analizzati.

NOME	λ (W/(m K))	δ (kg/m ³)	C_p (J/(kg K))	Calore latente (kJ/kg)
S7	0.4	1700	1850	150
S8	0.44	1475	1900	150
S10	0.43	1470	1900	155
A8	0.21	773	2160	150

Tabella 8.1 Valori necessari per la simulazione dei diversi PCM.

Le curve entalpiche sono state ricavate come segue :

- la pendenza del primo tratto è pari al calore specifico in fase solida;
- la pendenza del secondo tratto è stata ricavata a partire dal calore latente e dal range di temperatura di fusione;

- la pendenza del terzo e ultimo tratto è pari al calore specifico in fase liquida.

Le simulazioni sono state eseguite al variare dell'area, del volume del PCM e del tipo di incapsulamento. Nella seguente sezione si cercherà di analizzare il comportamento dei PCM, scegliendo il migliore e confrontando questo comportamento con quello di un accumulo sensibile.

8.2 CONFRONTO AL VARIARE DELL'AREA DEI COLLETTORI.

Si è inizialmente analizzato il sistema mantenendo un volume dell'accumulo pari a 1.53 m^3 , con un volume di PCM di 0.14 m^3 , inseriti in contenitori di tipo cilindrico.

Utilizzando i materiali a cambiamento di fase si denota dal grafico 8.2 un immediato miglioramento, imputabile sia alla riduzione dell'energia ausiliaria del chiller, che all'ausiliario della macchina ad assorbimento, ma quest'ultima solo per le aree dei collettori inferiori a 8 m^2 .

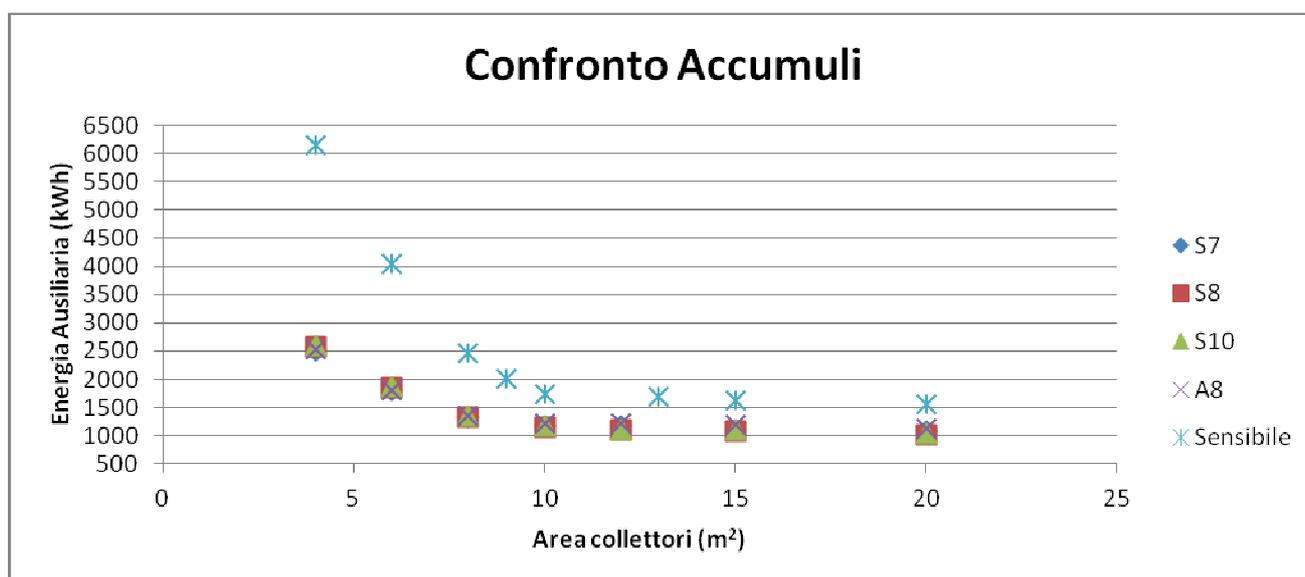


Grafico 8.2 Energia ausiliaria totale dei diversi accumuli PCM, confrontato con l'energia ausiliaria totale dell'accumulo sensibile.

Per quanto riguarda l'energia ausiliaria del chiller, che è indipendente dalla superficie dei collettori, poiché dipendente solo dalla contemporaneità tra carichi e periodo di esercizio della macchina e dalle caratteristiche dell'accumulo, e dunque rimane costante al variare dell'area, si passa da un valore di 1176 kWh con accumulo sensibile ad un valore di 470 kWh con accumulo PCM utilizzando il sale idrato S8, con un volume dell'accumulo di 1.53 m^3 e incapsulamento del PCM cilindrico.

Per quanto riguarda l'energia ausiliaria della macchina ad assorbimento si nota, dal grafico 8.3, che diminuisce con l'utilizzo di un accumulo PCM, per superfici dei collettori compresi tra 4 e 6 m^2 .

La causa di questo fenomeno è dovuta al fatto che l'accumulo sensibile, durante la stagione di raffrescamento, ha una variazione di temperatura maggiore rispetto all'accumulo PCM; perciò durante i periodi più caldi, quindi con più carichi di raffrescamento, la temperatura di ritorno dal carico riscalda in maniera considerevole l'accumulo. L'aumento della temperatura dell'accumulo causa a sua volta un aumento della temperatura di ritorno all'evaporatore della macchina ad

assorbimento, che sarà costretta a lavorare ad una potenza maggiore, richiedendo una maggiore energia di alimentazione, che con le aree più piccole non può essere ottenuta.

Oltre i 6 m² le due quantità sono praticamente coincidenti, fatto salvo un leggero svantaggio con il latente sopra i 10 m², poiché questo può essere inteso come un accumulo sensibile di volume maggiore (si vedano le conclusioni successive) e come evidenziato in precedenza, un volume maggiore comporta globalmente un lavoro della macchina ad assorbimento ad una potenza maggiore. Tuttavia essendo i carichi bassi, la macchina ad assorbimento lavora ad una potenza molto inferiore alla nominale e la differenza di energia ausiliaria del generatore tra il sistema con accumulo sensibile e quello con accumulo latente non è evidente. Questa differenza sarà significativa nel capitolo 8, dove i carichi sono stati triplicati.

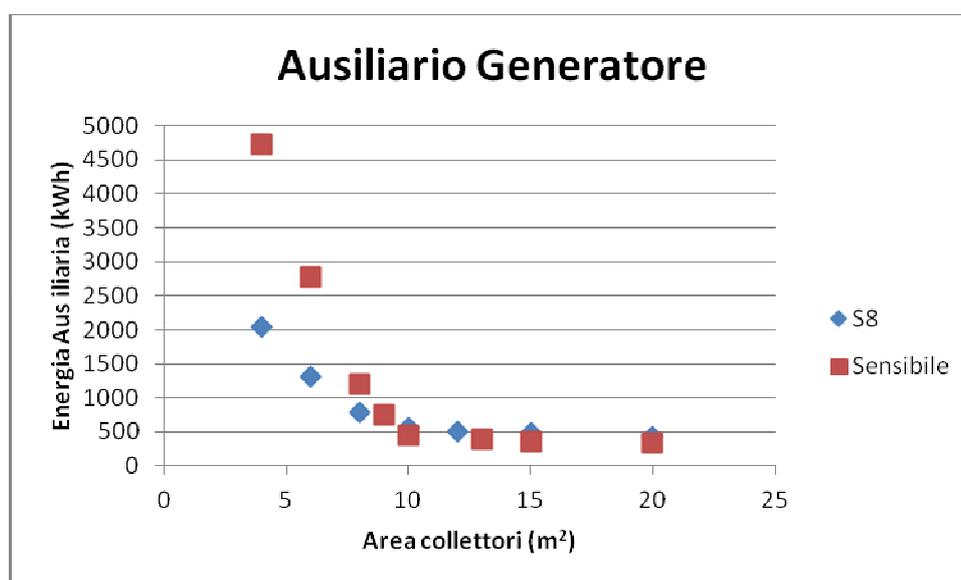


Grafico 8.3 Energia della caldaia ausiliaria : confronto tra il sistema con accumulo latente e con accumulo sensibile.

Tipo di PCM	Energia Ausiliaria totale (kWh)
S7	1169
S8	1138
S10	1168
A8	1220

Tabella 8.1 Energia ausiliaria totale per i vari PCM con in un sistema con area dei collettori pari a 10 m², volume dell'accumulo 1.53 m³ e volume di PCM 0.14 m³.

Per quanto riguarda i diversi tipi di PCM, si nota dalla tabella 8.2 che il migliore, cioè quello che riduce maggiormente l'energia ausiliaria totale, è l'S8; le cause di ciò sono da attribuire:

- alla temperatura di fusione: molto vicina alla temperatura media dell'accumulo, che si ricorda essere di 8.1 °C;

- alla migliore conduttività: soprattutto rispetto all'organico (che fonde alla stessa temperatura);
- alla più alta densità: i confronti sono stati fatti a parità di volume e non di massa; quindi l'A8 avendo una densità al massimo pari alla metà degli altri risulta penalizzato.

Non essendoci poi grosse differenze tra i vari calori latenti di fusione (155 kJ/kg per la S10 e 150 kJ/kg per le altre) non si è potuto analizzare questo fattore. Quantificando i miglioramenti dovuti all'utilizzo del PCM S8, con un impianto con collettori di area di 10 m², si calcola che sono del 3% rispetto all'S7, del 3% rispetto all'S10 e del 7% rispetto all'A8.

Analizzando il materiale PCM S8 si scopre per interpolazione dal grafico 8.4 che l'energia catturata dai collettori è uguale a quella svolta da fonti ausiliarie già per un'area di 5 m², mentre nel caso sensibile lo era a 7 m².

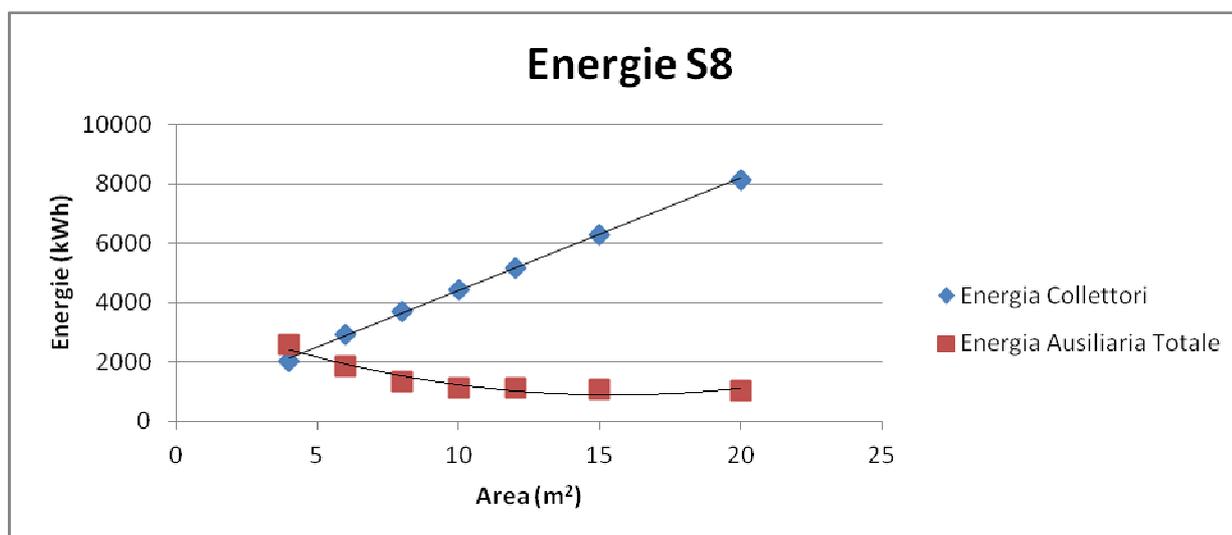


Grafico 8.4 Energia ausiliaria totale ed energia dei collettori con accumulo PCM sale idrato S8.

8.3 CONFRONTI CON DIVERSE QUANTITA' DI PCM

Sono state svolte tre diverse simulazioni per evidenziare il comportamento del sistema, variando il volume di PCM; si è andati pertanto a considerare tre diversi volumi (0.203 m³, 0.139 m³ e 0.09 m³), rispettivamente pari al 13.6% (che è anche il valore massimo ammissibile), 9% e 5.8% del volume totale dell'accumulo.

I risultati sono evidenti nel grafico sottostante: aumentando il numero di PCM si denota una diminuzione dell'energia delle fonti ausiliarie; questa diminuzione è quantificabile in 109 kWh, tra la percentuale minima e massima, pari cioè al 10%.

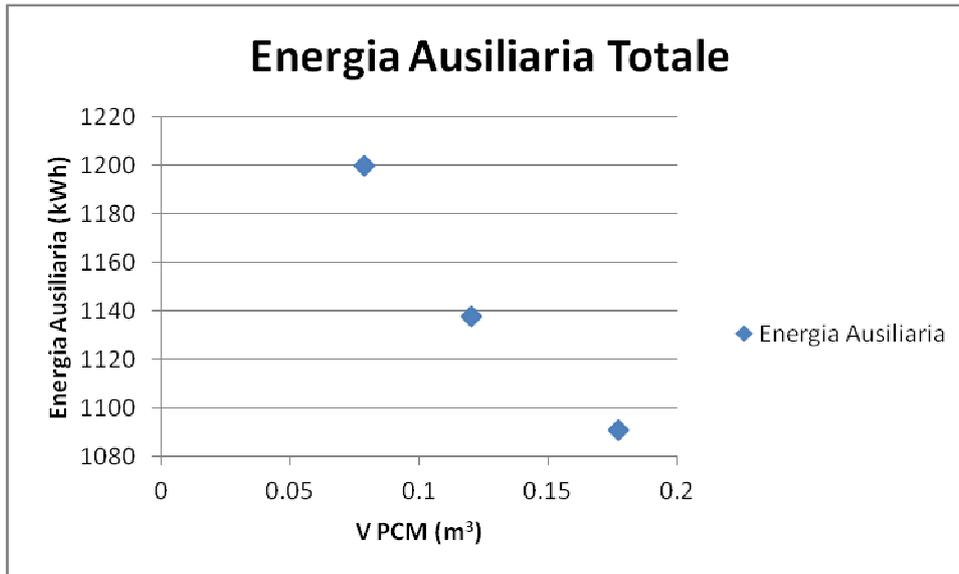


Grafico 8.5 Variazione dell'energia ausiliaria totale all'aumentare del volume di PCM all'interno dell'accumulo.

Un'importante considerazione si può effettuare osservando il grafico 8.5. Questo rappresenta l'energia totale necessaria in un sistema con un'area dei collettori pari a 10 m^2 , al variare del volume dell'accumulo sensibile freddo. Le varie energie sono state confrontate con l'energia ausiliaria totale necessaria in un impianto con la stessa area di collettori, ma con un accumulo PCM del volume di 1.53 m^3 e percentuale di PCM pari al 14%. Si è scoperto che la stessa energia ausiliaria, nel sistema con accumulo latente, si ha con un volume dell'accumulo sensibile di 5 m^3 , cioè l'impianto con l'accumulo latente ha le stesse prestazioni di quello con accumulo sensibile per un volume di accumulo tre volte più piccolo.

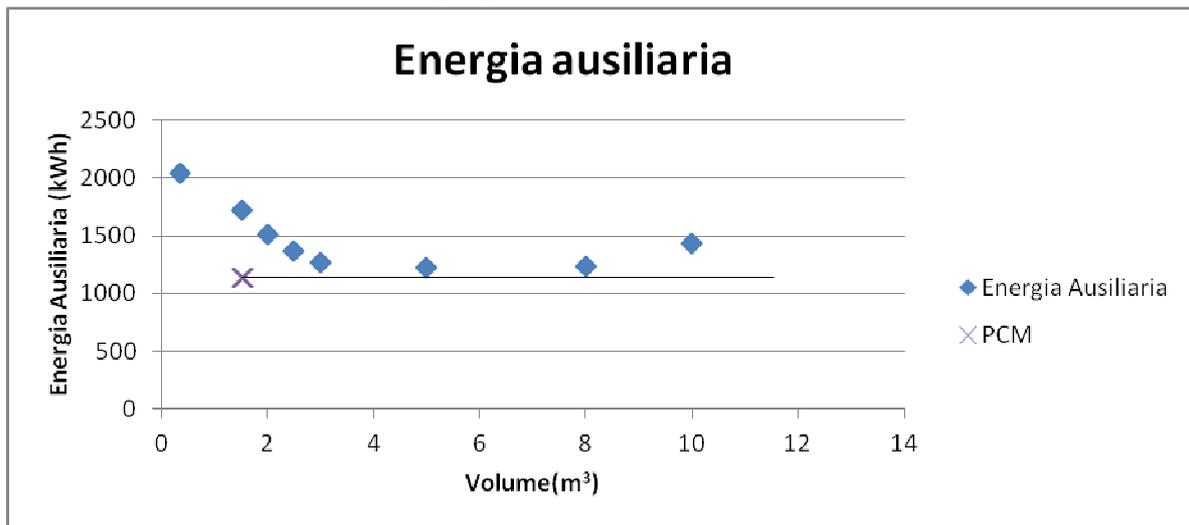


Grafico 8.6 Confronto tra l'energia ausiliaria totale di un accumulo PCM con volume 1.53 m^3 e di vari accumuli sensibili di volume diverso. Si nota come la stessa energia ausiliaria necessaria con un accumulo PCM di 1.53 m^3 si ha per un volume di 5 m^3 con un accumulo sensibile.

Un'ulteriore considerazione si è fatta simulando un accumulo PCM di 5 m^3 con il 5% di PCM ed un accumulo sensibile della stessa grandezza: si è notato che in questo caso è più conveniente

l'accumulo sensibile, poiché un accumulo PCM richiede una notevole energia dalla caldaia di alimentazione ausiliaria, in quanto la macchina ad assorbimento dovrà operare per più tempo ad una potenza più vicina alla nominale per mantenere un accumulo di tali dimensioni ad una temperatura di 8 °C. Analizzando la tabella si nota che si ha lo quasi lo stesso livello di energia ausiliaria totale tra un accumulo PCM di 5 m³ e un accumulo sensibile di 10 m³, che come si è visto nel paragrafo 7.2 aumentavano la necessità di energia ausiliaria totale, imputabile all'aumento dell'energia ausiliaria della caldaia.

Area Collettori (m ²)	V accumulo (m ³)	%PCM	Energia Ausiliaria Totale (kWh)	Energia Ausiliaria Macchina Assorbimento (kWh)
10	5	5%	1371	970
10	5	0	1383	907
10	5	0	1221	522

Tabella 8.2 Confronto tra accumulo sensibile e latente. Si nota che utilizzando un accumulo latente di 5 m³ le prestazioni sono peggiori rispetto all'accumulo sensibile delle stesse dimensioni.

8.4 CONFRONTI CON DIVERSI TIPI DI INCAPSULAMENTO ED ALTRE CONSIDERAZIONI.

Sono state eseguite poi altre simulazioni variando il tipo di incapsulamento : sferico (con diverse disposizioni del PCM, quindi con diverse frazioni di vuoto) e cilindrico, lasciando il volume dell'accumulo a 1.53 m³, con un volume di PCM pari a 0.2 m³ e con un'area dei collettori pari a 10 m².

I risultati, rappresentati in tabella 8.3, a cui si è pervenuti sono che utilizzando il PCM contenuto in sfere con una disposizione romboedrica, dunque con una frazione di vuoto pari allo 0.2595 l'energia ausiliaria totale diminuisce del 5% rispetto al PCM inglobato in contenitori cilindrici. Aumentando la frazione di vuoto si nota un peggioramento del 2% con 0.4764 (disposizione cubica) e dello 0.3% con 0.30219 (disposizione tetragonale), rispetto alla situazione con disposizione romboedrica. Il miglioramento dell'incapsulamento sferico rispetto a quello cilindrico, anche se poco significativo, è dovuto alla maggiore area a parità di volume, oltre che alla migliore convezione (si vedano le formule nell'apposita sezione della type 860).

Tipo di incapsulamento	Energia Ausiliaria Totale (kWh)
Cilindrico	1138
Sferico -disposizione romboedrica	1081
Sferico -disposizione cubica	1102
Sferico – disposizione tetragonale	1084

Tabella 8.3 Energia ausiliaria totale al variare del tipo di incapsulamento.

Si è inoltre analizzato il comportamento con un'isteresi ed un sottoraffreddamento di 1 °C, 2 °C e di 5 °C: si nota un peggioramento evidente, nel primo caso l'energia ausiliaria aumenta del 17%, nel secondo del 39%, nel terzo caso addirittura del 45%. Questo peggioramento è dovuto al fatto che la temperatura di fusione del materiale, considerando il sottoraffreddamento, è inferiore alla

temperatura media dell'accumulo, dunque il PCM rimane sempre allo stato liquido e non si può sfruttare il cambiamento di fase.

Se si esegue la stessa prova con il PCM che fonde a 10 °C, si nota un peggioramento (13% con 1 °C e 27% con 2 °C), imputabile alla sola isteresi e dunque allo spostamento della curva entalpica (vedere l'appendice per ulteriori approfondimenti), mentre per quanto riguarda il sottoraffreddamento, tenendolo in considerazione, si abbassa la temperatura di fusione entrando nel range di temperatura media dell'accumulo.

8.5 CONFRONTI CON DIVERSE CITTA'

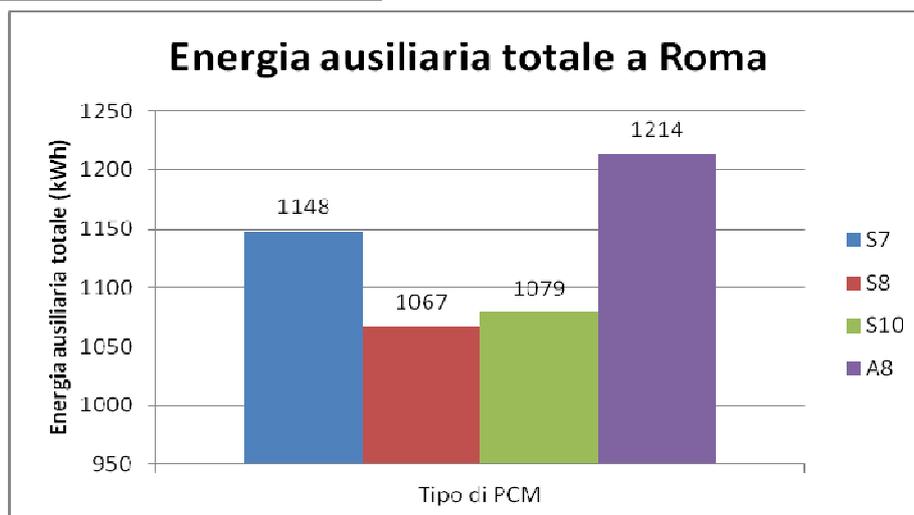


Grafico 8.7 Energia ausiliaria totale dei diversi tipi di PCM, per una superficie dei collettori di 10 m² a Roma.

Analizzando il comportamento a Roma si deduce che il comportamento migliore è sempre quello dell'S8, con dei vantaggi, per un impianto con 10 m² di collettori, del 7.5% rispetto all'S7, del 4% rispetto all'S10 e del 14% rispetto all'A8.

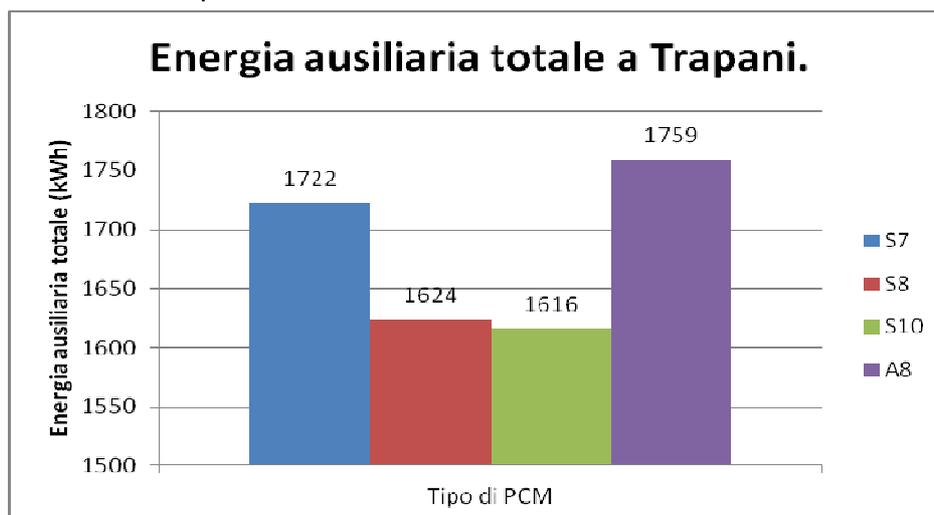


Grafico 8.8 Energia ausiliaria totale a Trapani con i diversi PCM con un'area dei collettori pari a 10 m².

A Trapani, invece, si individua come PCM migliore l'S10, con un vantaggio, per aree di collettori pari a 10 m², del 6.5% rispetto all'S7, dello 0.5% rispetto all'S8, del 9% rispetto all'A8. Il motivo risiede nel fatto, che nella città siciliana, i carichi di raffrescamento sono maggiori, con notevoli

picchi durante la stagione e pertanto la temperatura di ritorno dal carico all'accumulo è maggiore. Questo genera variazioni locali di temperatura all'interno dell'accumulo, soprattutto nella zona di ingresso nell'accumulo del fluido proveniente dal carico e dunque in prossimità del PCM. Questi aumenti locali di temperatura fanno sì che l'S10, che fonde ad una temperatura superiore rispetto agli altri, abbia un comportamento più vantaggioso.

Visto che i carichi di raffreddamento maggiori sono a Trapani, si è deciso di ottimizzare il volume dell'accumulo con il livello massimo di PCM, con area dei collettori pari a 10 m². I grafici e la tabella evidenziano che il volume ottimale per quest'area è 2 m³.

V	V PCM	E ausiliaria totale
m ³	m ³	kWh
1	0.13	1470.685
1.53	0.2	1447
2	0.26	1406
3	0.35	1434

Tabella 8.4 Energia Ausiliaria totale al variare del volume dell'accumulo PCM.

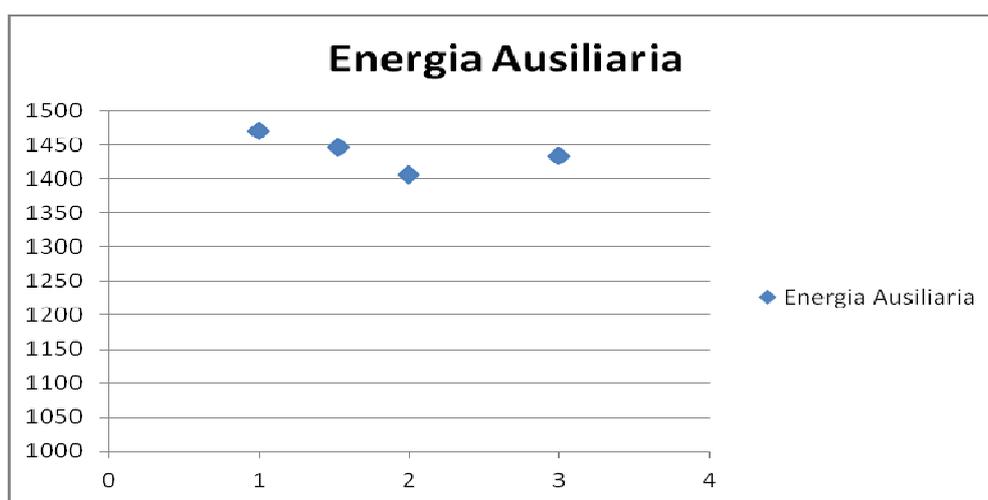


Grafico 8.9 Energia Ausiliaria totale al variare del volume dell'accumulo latente.

Nella tabella sottostante vengono riportate le soluzioni ottimizzate, con un'area dei collettori pari a 10 m², per le varie città, in funzione del PCM, dell'inclinazione dei collettori e del volume dell'accumulo.

Città	PCM	Inclinazione Collettori	V accumulo (m ³)	E ausiliaria (kWh)	E ausiliario macchina assorbimento (kWh)	E ausiliaria Chiller (kWh)	Rapporto ⁵⁵
Venezia	S8	40°	2	944	504	440	0.49
Roma	S8	35°	2	980	459	521	0.44
Trapani	S10	30°	2	1395	463	932	0.43

⁵⁵ Rapporto = energia ausiliaria totale/fabbisogni di raffrescamento.

Tabella 8.5 Soluzioni ottimizzate in funzione del volume, del tipo di PCM e dell'inclinazione dei collettori in un sistema solar cooling con accumulo freddo PCM con un'area dei collettori pari a 10 m².

Dalla tabella si nota che Roma e Trapani presentano una minore necessità di energia ausiliaria dalla caldaia, in quanto hanno una migliore insolazione e quindi maggiore energia captata dai collettori; viceversa, dove i carichi sono maggiori (quindi la temperatura di ritorno dal carico, e dunque di uscita dall'accumulo, è maggiore) c'è una maggiore richiesta di ausiliario del chiller.

Se questi risultati vengono confrontati con la tabella 8.1, dove erano state presentate le soluzioni ottime per un accumulo sensibile con area dei collettori di 10 m², si nota che oltre ad un risparmio nel volume dell'accumulo una diminuzione dell'energia ausiliaria totale del 15% a Venezia, del 12% a Roma e del 30% a Trapani⁵⁶. Il miglioramento più evidente è a Trapani, dove i carichi sono maggiori; questo testimonia come l'accumulo PCM, sia più conveniente dove ci sono maggiori carichi di raffrescamento.

⁵⁶ Un appunto finale: come testimoniato dalla IEA (International Energy Agency) la type 60 e la type 860 hanno diversi bilanci energetici, quindi portano a risultati nelle simulazioni diverse. Infatti facendo una simulazione a Roma con un volume di PCM prossimo allo zero, con 10 m² di collettori, inclinati di 30° e con un volume di 1.53 m³, l'energia ausiliaria totale è 1473 kWh, mentre con le stesse condizioni utilizzando la type 60 l'energia ausiliaria è 1956 kWh. Nel lavoro per confrontare l'accumulo sensibile con l'accumulo PCM, si è tuttavia preferito confrontare i risultati ottenuti con le due type (e non utilizzando la type 860 con volume di PCM pari a zero come eseguito da G. Bagarella in "Solar cooling ad accumulo caldo: analisi di funzionamento e ottimizzazione"), poiché queste sono nate con scopi differenti: la type 60 per accumulo sensibile, la type 860 per accumulo latente.

CAPITOLO 9

Analisi con i carichi triplicati.

Come anticipato nel sommario, si è deciso di analizzare nei capitoli 4 e 5 il comportamento dell'impianto solar cooling considerando i fabbisogni termici tipici di una villetta monofamiliare. Ritenendo che analisi dell'impianto con macchina ad assorbimento di capacità frigorifera 18 kW in una monofamiliare fosse limitata (a causa del sovradimensionamento della macchina considerata rispetto ai carichi) si è deciso di ottimizzare e analizzare il comportamento dello stesso impianto presentato nel capitolo 3 considerando i fabbisogni termici tipici di una villetta trifamiliare.

Nei paragrafi a seguire si ripeterà quindi il processo di ottimizzazione dell'impianto presentato nel capitolo 4 e 5 considerando i carichi di una trifamiliare specificati nella tabella 9.1 e nei grafici 9.1, 9.2 e 9.3.

Ovviamente le considerazioni riguardo alle differenze tra i fabbisogni termici nelle tre città sono del tutto analoghe a quelle fatte nel paragrafo 4.2.

	VENEZIA	ROMA	TRAPANI
Fabbisogno di riscaldamento invernale (kWh/anno)	8307	4770	1947
Fabbisogno di raffrescamento estivo (kWh/anno)	5724	6672	9657
Picco di potenza per il riscaldamento (kW)	25.68	22.8	14.4
Picco di potenza per il raffrescamento (kW)	9.57	9.48	11.49

Tabella 9.1 Fabbisogni annuali e picchi di potenze di riscaldamento e raffrescamento di una villetta trifamiliare localizzata nelle città di Venezia, Roma e Trapani.

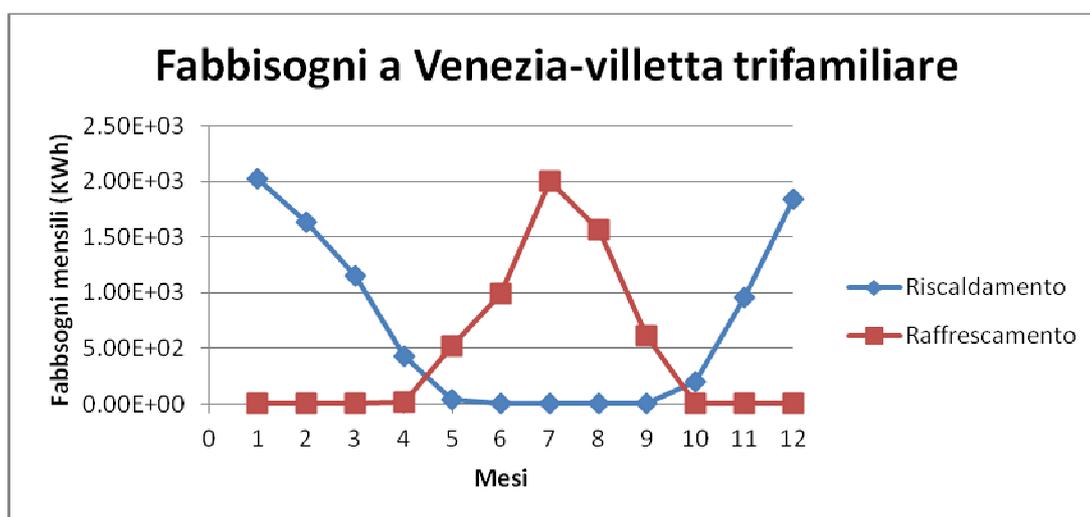


Grafico 9.1 Fabbisogni mensili di raffrescamento e riscaldamento per una villetta trifamiliare a Venezia.

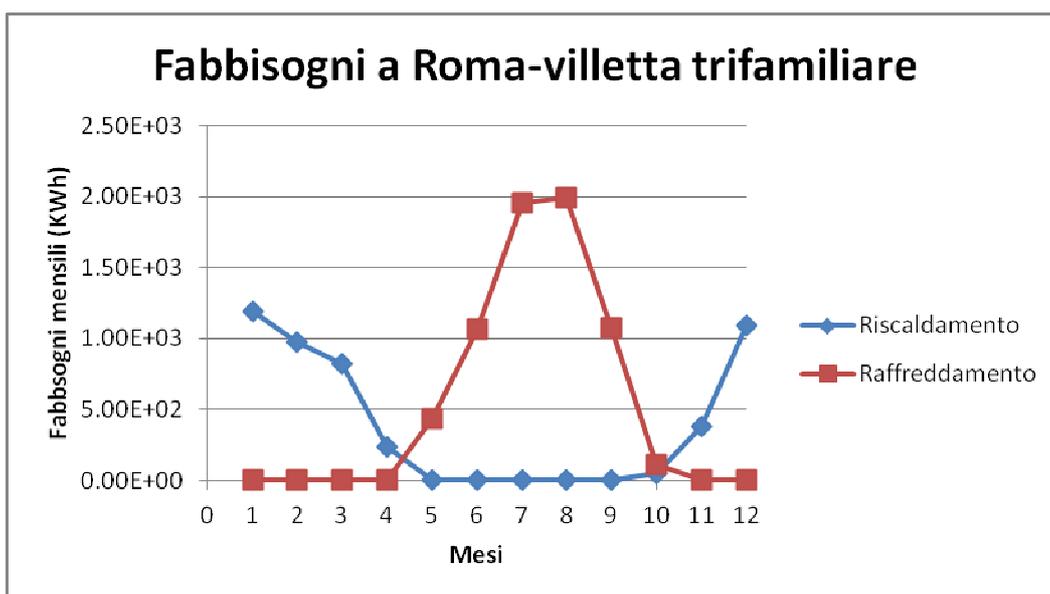


Grafico 9.2 Fabbisogni mensili di raffrescamento e riscaldamento per una villetta trifamiliare a Roma.

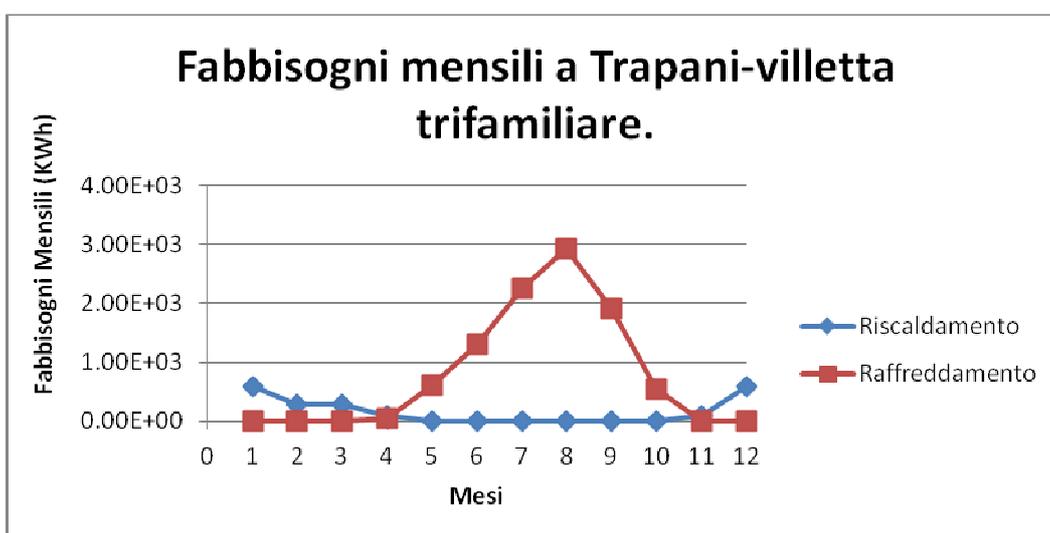


Grafico 9.3 Fabbisogni mensili di raffrescamento e riscaldamento per una villetta trifamiliare a Trapani.

9.1 OTTIMIZZAZIONE DELL'ACCUMULO SENSIBILE LATO CALDO

9.1.1 Analisi dell'impianto con variazione dell'area.

Anche in questo caso si sono innanzitutto lanciate una serie di simulazioni al variare dell'area dei collettori in modo da individuare come queste variazioni influenzassero la frazione solare, la percentuale di raffrescamento e la percentuale di riscaldamento nelle tre città.

Si precisa che si sono utilizzati come inclinazioni dei collettori 45° a Venezia, 35° a Roma e 32° a Trapani ovvero quelle individuate come migliori nel processo di ottimizzazione dell'impianto descritto nei capitoli 4 e 5.

Si riportano in seguito i grafici ottenuti.

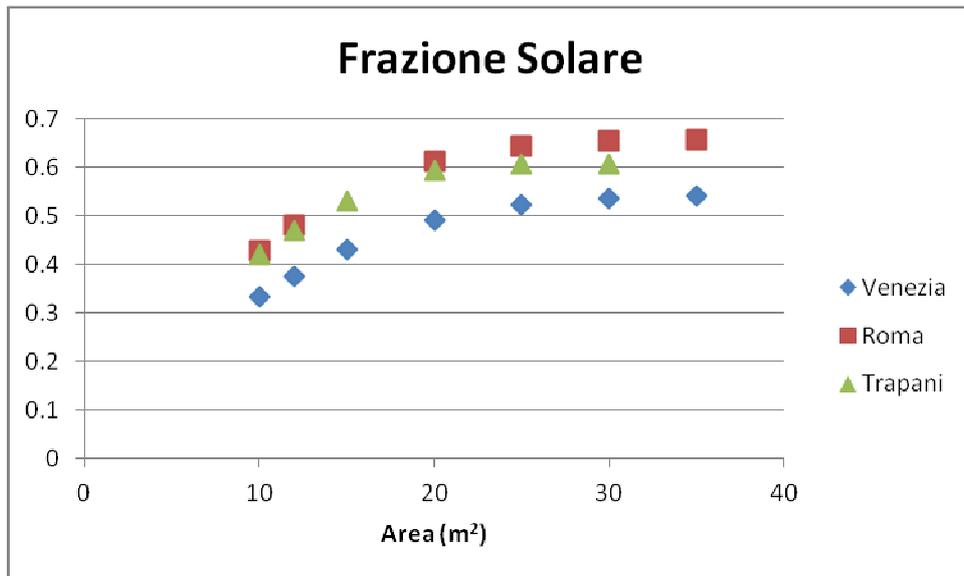


Grafico 9.4 Frazione solare al variare dell'area dei collettori nelle città di Venezia, Roma e Trapani.

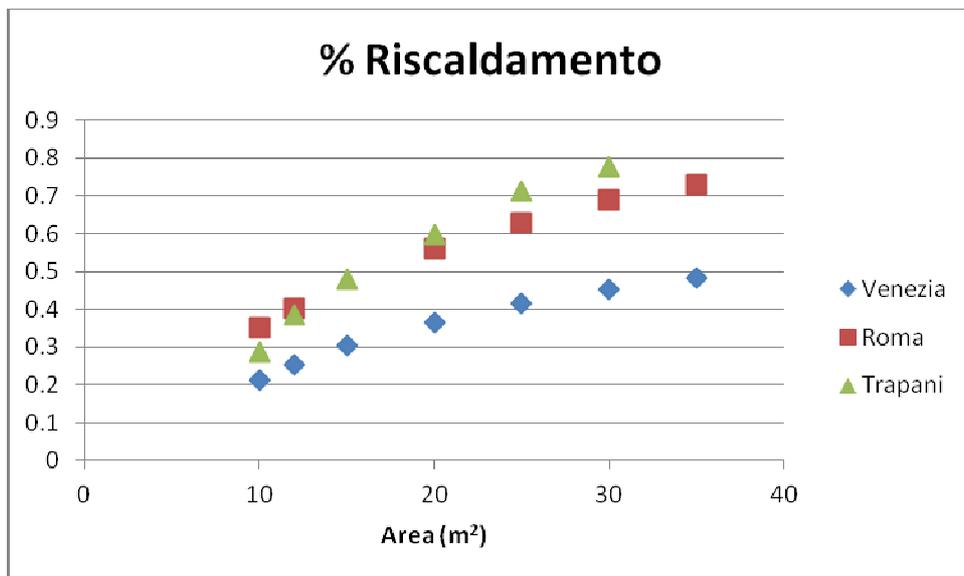


Grafico 9.5 Percentuale di riscaldamento per le tre città al variare dell'area dei collettori.

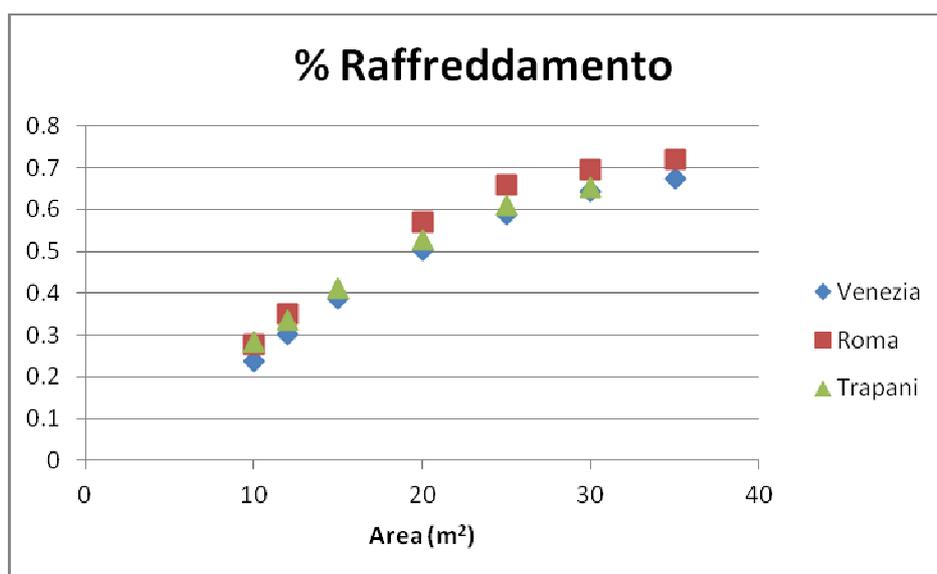


Grafico 9.6. Percentuale di raffreddamento per le tre città al variare dell'area dei collettori.

Ovviamente l'andamento delle curve risulta essere esattamente lo stesso che si era ottenuto con il caso della villetta monofamiliare (vedere grafici 4.10, 4.11, 4.12) con l'unica differenza che, per raggiungere valori elevati negli indici di frazione solare, percentuale di riscaldamento e percentuale di raffrescamento, sono necessarie in questi casi maggiori superfici di collettori solari.

9.2.1 Variazione del volume

Una volta individuata l'area dei collettori ottimale nelle tre città si sono lanciate ulteriori simulazioni al variare del volume dell'accumulo per individuare il volume che minimizza l'utilizzo di energia ausiliaria nei tre casi considerati.

Si riporta in seguito un grafico che evidenzia le richieste di energia ausiliaria nelle tre città al variare della dimensione dell'accumulo.

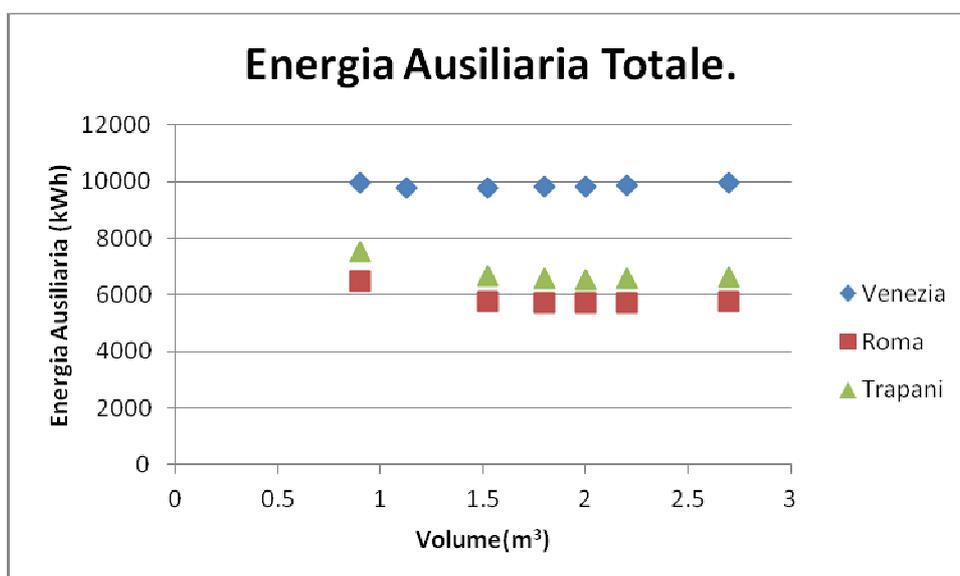


Grafico 9.7 Energia ausiliaria totale (somma dell'energia ausiliaria per il riscaldamento, il raffreddamento e l'acqua calda sanitaria) al variare del volume dell'accumulo.

Nonostante anche in questo caso l'andamento delle curve sia del tutto simile al caso ottenuto con una villetta monofamiliare (vedere grafico 4.14), i volumi degli accumuli che minimizzano la richiesta di energia ausiliaria non risultano essere gli stessi nelle tre città (come accadeva invece per il caso della villetta monofamiliare).

In particolare il volume ottimale dell'accumulo di calore lato caldo risulta essere 1.52 m^3 a Venezia e 2 m^3 a Roma e Trapani.

Ovviamente in questo caso i volumi ottimali degli accumuli risultano essere maggiori dei volumi ottimali individuati per il caso della villetta monofamiliare (0.9 m^3) in quanto anche il numero dei collettori utilizzati è maggiore.

9.2 OTTIMIZZAZIONE ED ANALISI DELL'ACCUMULO FREDDO SENSIBILE E LATENTE A TRAPANI NEL CASO DI UNA VILLETTA TRIFAMILIARE.

Come nei capitoli 5 e 6 si è studiato il comportamento degli impianti con accumulo freddo **sensibile** e latente.

Per questa sezione verrà preso in esame il solo caso di Trapani, poiché, per l'impianto considerato, nei capitoli precedenti si è dimostrato essere la zona dove si possono avere i maggiori vantaggi energetici e economici

9.2.1 Analisi al variare dell'area dei collettori.

Si è simulato un impianto con accumulo sensibile con un volume pari a 1.53 m^3 e uno con accumulo latente con volume delle stesse dimensioni e con percentuali di PCM pari al 14 % .

Andando a variare l'area dei collettori si è scoperto, dai grafici 9.8 e 9.9, che : per le aree dei collettori inferiori ai 10 m^2 non ci sono differenze significative nell'energia ausiliaria totale tra il sistema sensibile e latente, poiché il vantaggio in termini di energia ausiliaria minore del chiller ausiliario, nell'impianto con accumulo latente, è compensata da una maggiore energia della caldaia ausiliaria.

I motivi risiedono nel fatto che un accumulo latente, come dimostrato nel capitolo 6, può essere inteso come un accumulo sensibile di grosse dimensioni. Dunque con i carichi triplicati, nel caso di accumulo latente, la macchina ad assorbimento lavora per maggior tempo alla potenza nominale, richiedendo maggiore energia termica in ingresso che con piccole aree dei collettori non può essere fornita.

Per quanto riguarda l'energia ausiliaria del chiller nel caso dell'accumulo sensibile è di 6296 kWh e nel latente è di 4410 kWh, con un risparmio dunque di 1886 kWh.

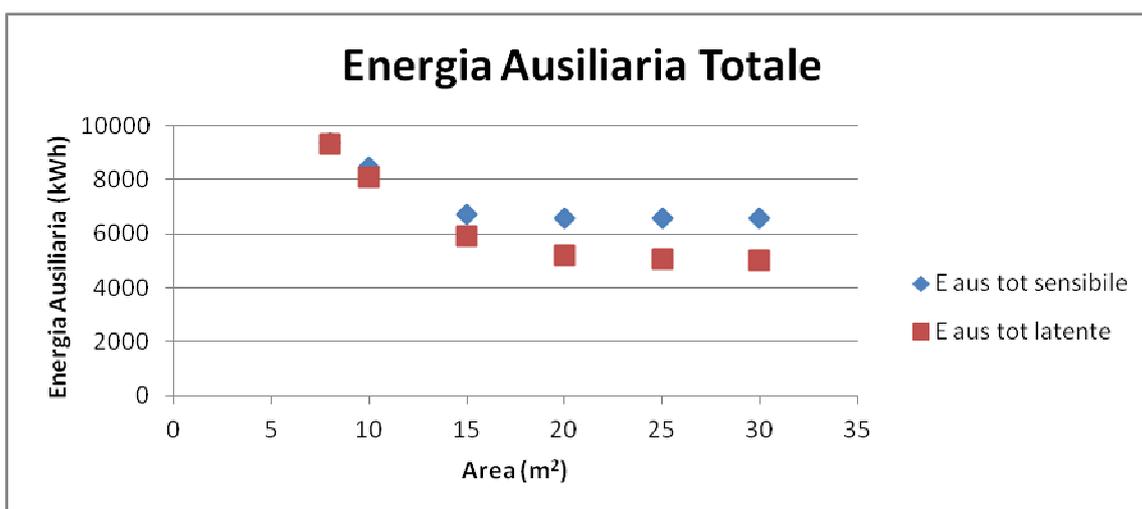


Grafico 9.8 Energia Ausiliaria totale nel caso di un impianto solar cooling con accumulo freddo latente e nel caso di un impianto con accumulo freddo sensibile.

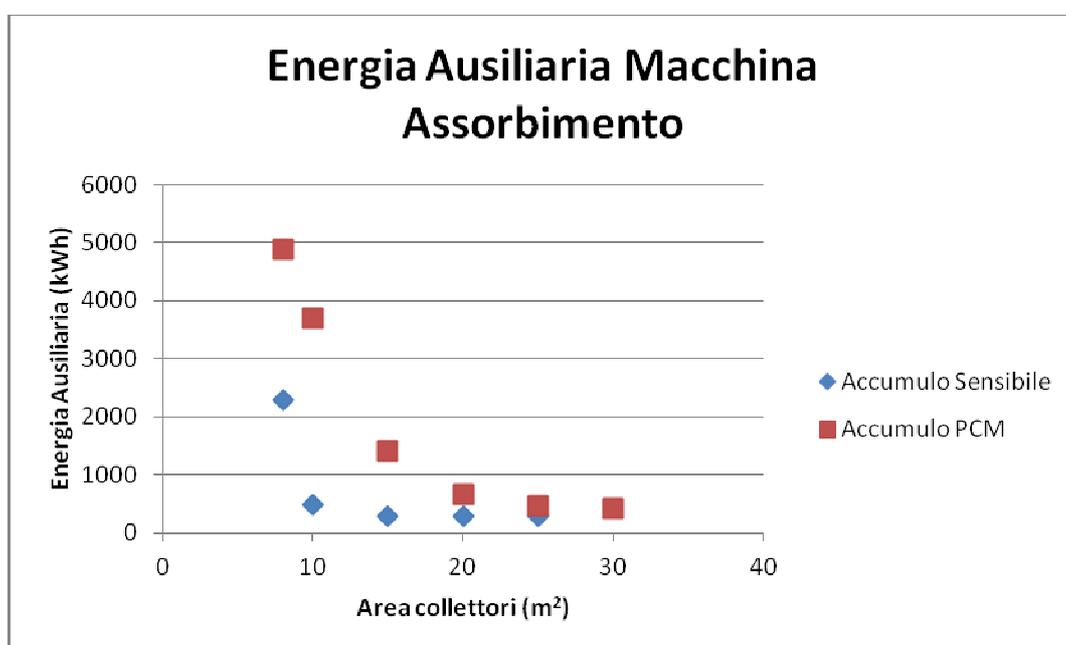


Grafico 9.9 Energia ausiliaria termica nei casi di un impianto con accumulo freddo PCM e di uno con accumulo freddo sensibile.

9.2.2 Variazione del volume.

Come nei capitoli 5 e 6, si è andato a studiare il comportamento dei due sistemi, variando il volume, sia dell'accumulo sensibile che del latente, con una superficie dei collettori pari a 25 m². Per quanto riguarda l'accumulo latente la percentuale di PCM è sempre quella massima (14% del volume dell'accumulo).

Per quanto riguarda l'analisi del sistema con accumulo sensibile freddo si evince che a Trapani, si ha un minimo dell'energia ausiliaria totale per un volume dell'accumulo pari a 10 m³. Nel sistema con accumulo latente il minimo si raggiunge a 4.5 m³, con volume di PCM pari a 0.6 m³. Dal grafico 9.10, si deduce che lo stesso livello di energia ausiliaria nel punto di ottimo del sensibile si ha nel

latente a 3 m³, con lo stesso rapporto precedente di 0.3, già dedotto in precedenza (paragrafo 9.3).

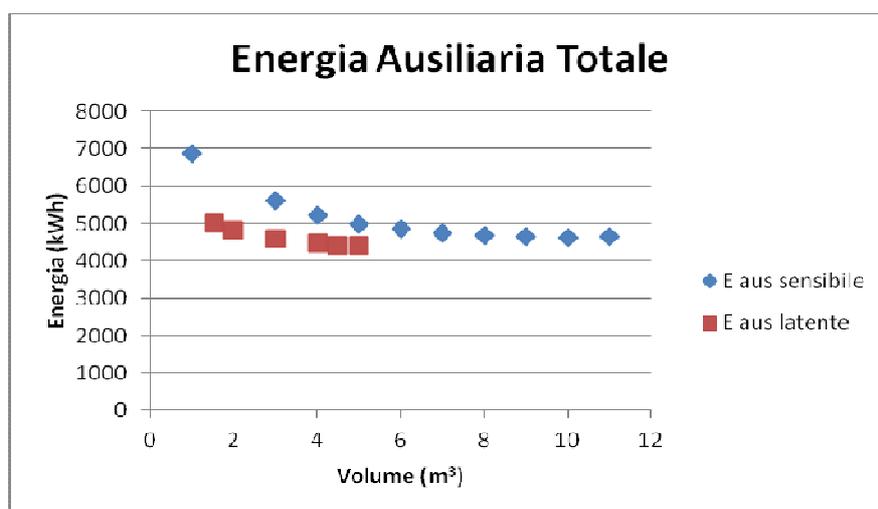


Grafico 9.10 Energia ausiliaria totale necessaria nel caso di accumulo sensibile e di un accumulo PCM al variare del volume.

9.3 ANALISI ENERGETICA ED ECONOMICA DI DIVERSI IMPIANTI

Come nel capitolo precedente si svolgerà un'analisi energetico-economica. I costi di investimento e dell'energia sono gli stessi del capitolo 7; i confronti presi in esame sono anch'essi gli stessi del capitolo 7 solo che gli ultimi tre sono concentrati solo sulla città di Trapani. Verrà tralasciato nell'ultimo confronto la parte dove si confrontano gli stessi sistemi senza collettori.

9.3.1 Confronto 1 : impianto B - impianto A.

Nel confronto tra sistema tradizionale (cioè quello con caldaia e chiller, nominato impianto A nel capitolo 7) e il sistema con collettori con accumulo caldo sensibile (impianto B) si è scelto come area dei collettori 25 m², in quanto questo rappresenta l'area che massimizza il VAN. Con quanto dedotto nel capitolo precedente si è deciso di scegliere un accumulo sensibile caldo del volume di 2 m³.

Città	Tipo di impianto	V gas (m ³ /anno)	Energia elettrica (kWh/anno)
Venezia	Impianto A	1362.1	1908
	Impianto B	1200.7	/
Roma	Impianto A	928.3	2224.0
	Impianto B	702.0	/
Trapani	Impianto A	582.3	3219.0
	Impianto B	802.9	/

Tabella 9.2 Energia elettrica e gas necessari nei due impianti.

Dalla tabella 9.2 si evidenziano i notevoli vantaggi energetici, soprattutto nel periodo estivo. Un particolare aspetto è rappresentato, a Trapani, dove ci sono maggiori esigenze di energia del gas dell'impianto B rispetto all'impianto A, infatti mentre il gas metano nel primo impianto serve solo

a rispondere alle poche esigenze di riscaldamento, nel caso del solar cooling serve a colmare sia le esigenze di riscaldamento sia quelle di raffrescamento non coperte dall'energia solare.

Come dedotto nel capitolo precedente i vantaggi energetici non si convertono in vantaggi economici. La tabella 9.2 evidenzia come i payback period sono sempre superiori ai 27 anni e i VAN dopo 15 anni ovviamente negativi.

città	Δ investimento iniziale	risparmio in esercizio	payback scontato	CEA	VAN
	€	€/anno	Anni	€/anno	€
Venezia	18500	509	32.8	2275	-10486
Roma	18500	630	27.0	1862	-29281
Trapani	18500	463	35.8	1945	-30582

Tabella 9.3 Indici economici che si ottengono confrontando i due impianti.

Dalle tabelle si possono notare alcuni interessanti aspetti :

- l'investimento iniziale elevato implica payback period molto lunghi e superiori a quelli del caso della villetta mono-familiare (tabella 7.1).
- Il payback period più elevato si ha a Trapani. Il motivo risiede nel fatto che l'area dei collettori è decisamente sovradimensionata per le esigenze di riscaldamento. Concentrando, però, l'analisi nel periodo estivo è evidente come si abbiano i maggiori nella città siciliana; infatti la tabella 9.4 individua il risparmio massimo proprio a Trapani.

Città	Tipo di impianto	Costo stagione di raffrescamento (€/stagione)	Risparmio per città (€/stagione)
Venezia	Impianto A	382	14
	Impianto B	368	
Roma	Impianto A	445	101
	Impianto B	344	
Trapani	Impianto A	643	103
	Impianto B	540	

Tabella 9.4 Confronto nella stagione di raffrescamento, tra l'impianto A e B. Il risparmio stagionale maggiore si ha a Trapani.

9.3.2 Confronto 2 : impianto C e impianto B.

Nel confronto tra l'impianto C e l'impianto B, si è deciso di simulare l'impianto C con volume dell'accumulo PCM pari a 1.53 m^3 , lo stesso del caso della villetta monofamiliare, mentre per l'accumulo dell'impianto B i dati sono gli stessi del paragrafo precedente. Si sono simulati i comportamenti degli impianti con aree dei collettori pari a 20 m^2 , 25 m^2 e 30 m^2 .

Città	Tipo Impianto	Area collettori (m^2)	Energia Ausiliaria Totale	Volume gas (m^3)	Energia elettrica (kWh)
Trapani	Impianto B	20	7356	901	/
	<i>Impianto C</i>	20	5203	241	4568
	Impianto B	25	6064	743	/
	<i>Impianto C</i>	25	5044	174	4579
	Impianto B	30	5401	662	/
	<i>Impianto C</i>	30	5004	146	4588

Tabella 9.5 Indici energetici nel confronto tra impianto C e impianto B, al variare dell'area dei collettori. La città di analisi è Trapani.

Come nel caso della villetta monofamiliare si nota che l'impianto comporta maggiori vantaggi per le aree dei collettori più basse.

Gli indici economici ricavati sono i seguenti :

area collettori	Δ investimento iniziale	risparmio in esercizio	payback semplice	payback scontato	CEA	VAN
m^2	€	€/anno	Anni	anni	€/anno	€
20	5674	371	15.1	14.5	858	218
25	5674	257	21.7	20.4	820	-1553
30	5674	195	28.7	26.5	779	-3935

Tabella 9.6 Indici economici nel confronto tra impianto B e impianto C. Il payback scontato minimo si ha per un'area di 20 m^2 . La città di analisi è Trapani.

Si può dunque notare a partire dalla tabella 9.6 che:

- come nel caso della villetta monofamiliare e come intuito dalla tabella 9.5 i vantaggi dell'impianto C crescono con il diminuire dell'area dei collettori, arrivando alle stesse conclusioni della villetta mono-familiare.
- Il payback nel caso della villetta tri-familiare, si riduce notevolmente rispetto al caso della villetta mono-familiare. Facendo riferimento alla tabella 7.10 il payback minore è di 31 anni mentre nel caso della villetta trifamiliare è 14.5 anni. Questo succede perché aumentano i

risparmi annui, a parità di variazione di investimento. Ciò avvalorava la convenienza dell'impianto C dove i carichi di raffrescamento sono maggiori.

9.3.3 Confronto3: impianto C- impianto A

Si è prima proceduto con un'analisi energetica, ricavando come nei precedenti confronti, l'energia ausiliaria necessaria nell'impianto C al variare dell'area dei collettori ottenuta dalle simulazioni e l'energia per il funzionamento dell'impianto A in base ai carichi. I dati ottenuti sono presentati in tabella 9. Per l'accumulo latente si è previsto un volume di 3 m³ e un volume di PCM pari a 0.4 m³.

Città	Tipo Impianto	Area collettori (m ²)	Volume gas (m ³)	Energia elettrica (kWh)
Trapani	Impianto A	/	582	3219
	Impianto C	20	241	1516
		25	174	1526
		30	146	1529

Tabella 9.7 Necessità di energia elettrica e gas per gli impianti A e C.

Dalla tabella si nota subito il vantaggio energetico, con una riduzione importante soprattutto dell'energia elettrica. Per quanto riguarda la riduzione del volume del gas, come spiegato nel paragrafo 9.1 i risparmi sono meno evidenti, poiché i carichi di riscaldamento a Trapani sono molto ridotti e l'utilizzo dei collettori comporta un risparmio poco significativo.

Partendo dai dati energetici si sono ricavati i seguenti dati economici.

area collettori	Δ investimento iniziale	risparmio in esercizio	payback semplice	payback scontato	CEA	VAN
m ²	€	€/anno	Anni	anni	€/anno	€
20	21176	730	29.0	26.7	2124	-9697
25	23676	782	30.2	27.8	1983	-10269
30	26176	806	32.5	29.7	2142	-12120

Tabella 9.8 Indici economici nel confronto tra impianto A e C al variare dell'area dei collettori di quest'ultimo.

Dalla tabella 9.8 si deduce che :

- i vantaggi economici maggiori si hanno per superfici dei collettori pari a 20 m²; questo perché i risparmi annui maggiori con 25 e 30 m² non sono tali da compensare il maggiore investimento.

- I payback period sono minori rispetto al caso della villetta monofamiliare (tabella 7.12), poiché si sfruttano i maggiori risparmi ottenuti con i maggiori carichi di raffrescamento.

9.3.4 Confronto 4 : impianto C - impianto D.

Nel confronto tra accumulo freddo sensibile e latente in base alle considerazioni fatte in precedenza si è concentrato l'analisi per una superficie dei collettori superiore ai 10 m² e con gli accumuli freddi nei due sistemi della grandezza di 3 m³.

area	Δ investimento	risparmio	payback semplice	payback scontato	VAN
m ²	€	€/anno	anni	anni	€
10	1764	-25	/	/	/
15	1764	22	78	76	-1410
20	1764	80	22	22	-509
25	1764	96	18	18	-248
30	1764	100	18	17	-184

Tabella 9.9 Indici economici nel confronto tra impianti C e D, con accumuli dello stesso volume.

Dalla tabella si conclude che :

- si nota che il payback ha un netto miglioramento per le aree dei collettori tra 15 e 20 m² e poi si assesta su un valore di 18 anni. Questo è in parte diverso da quanto dedotto nel paragrafo 7.4, dove si avevano dei vantaggi per aree dei collettori inferiori, per poi notare lo stesso andamento asintotico. Il motivo è legato al fatto che nel caso precedente (capitolo 5) i carichi modesti facevano in modo che la macchina ad assorbimento lavorasse ad una potenza ridotta, nonostante l'accumulo PCM richiedesse globalmente una potenza maggiore rispetto all'impianto con accumulo sensibile, e quindi si riusciva ad alimentare la macchina con aree dei collettori piuttosto basse e con vantaggi energetici e economici che aumentando l'area si riducevano. Con i carichi triplicati invece come evidenziato nel paragrafo 9.2 l'accumulo PCM per aree dei collettori inferiori a 15 m² richiede molto energia termica ausiliaria, risultando sconveniente.
- Nonostante l'energia ausiliaria totale richiesta nell'impianto con l'accumulo PCM e in quello con accumulo sensibile con aree dei collettori pari a 10 m² siano le stesse (grafico 9.8), l'impianto con accumulo sensibile risulta economicamente più conveniente. Questo perché il costo unitario del gas è pari a 0.26 €/kWh, mentre per l'energia elettrica costo 0.2 €/kWh e dunque l'impianto con accumulo sensibile, che richiede più energia elettrica ausiliaria, ma meno energia termica ausiliaria rispetto all'impianto con accumulo latente, risulta economicamente più conveniente.
- L'investimento iniziale maggiore, dovuto alla maggiore quantità di PCM, è recuperato in tempo superiore rispetto al caso della villetta monofamiliare, nonostante i maggiori risparmi annui.

CONSIDERAZIONI FINALI

Riassumendo si può quindi concludere che le simulazioni e le analisi energetiche ed economiche condotte sul sistema hanno evidenziato che:

- l'ottimizzazione ed il dimensionamento dei vari elementi di un impianto solar cooling sono processi complessi ma necessari per massimizzare le prestazioni del sistema. L'utilizzo di software quali TRNSYS SIMULATION STUDIO 16.0 risulta essere di estremo aiuto per un primo teorico dimensionamento dell'impianto in quanto, oltre a tenere in considerazione i carichi richiesti e i dati climatici, consente di monitorare le prestazioni dell'impianto al variare dei principali parametri, facilitando così la fase di ottimizzazione;
- le caratteristiche dei materiali a cambiamento di fase che consentono di ottenere un miglioramento delle prestazioni dell'accumulo sono: un elevato calore latente di fusione, un elevato calore specifico allo stato solido ed allo stato liquido ed una elevata conduttività termica. Si è inoltre notato che, tanto minori sono le dimensioni dei moduli di PCM (a parità di volume totale) tanto migliori sono le prestazioni dell'accumulo;
- l'utilizzo di accumuli PCM consente di ottenere delle prestazioni migliori (in termini di riduzione dell'energia ausiliaria necessaria) rispetto agli accumuli sensibili solamente nei periodi in cui le temperature di esercizio sono prossime alla temperatura di fusione del PCM. La temperatura di esercizio dell'accumulo dipende naturalmente dalla dimensione del campo solare, dal volume dell'accumulo stesso e dai carichi che esso deve soddisfare. Di conseguenza, a seconda che si utilizzi un PCM con temperatura di fusione attorno ai 45 °C o attorno ai 100 °C, si andranno a migliorare rispettivamente le prestazioni nel periodo invernale o nel periodo estivo. A causa del minor calore specifico dei PCM rispetto all'acqua non è infatti possibile scegliere un PCM che consenta prestazioni migliori rispetto a quest'ultima sia in estate che in inverno. Nel caso in cui si vogliano migliorare le prestazioni dell'accumulo nel periodo estivo si deve optare per un PCM con temperatura di fusione prossima alla temperatura di alimentazione del generatore della macchina ad assorbimento;
- l'utilizzo dei quattro materiali a cambiamento di fase (con temperatura di fusione attorno ai 100 °C) testati all'interno dell'accumulo PCM lato caldo ha consentito di ottenere annualmente dei vantaggi energetici, seppur modesti, rispetto all'utilizzo degli accumuli sensibili. Tali vantaggi, in termini di riduzione della richiesta di energia ausiliaria annua, risultano essere per impianti di piccola dimensione, non sufficienti a giustificarne l'utilizzo anche da un punto di vista economico;
- dal confronto tra un impianto solar cooling ottimizzato ed un impianto tradizionale (con macchina a compressione elettrica e caldaia a gas) è emerso che il primo consente di ottenere dei notevoli risparmi di energia primaria (e quindi di emissioni di CO₂) sia nel periodo invernale sia nel periodo estivo. Stando alle attuali tariffe di energia elettrica e gas, tuttavia, si è evidenziato come i tempi di rientro di un impianto solar cooling rispetto ad un impianto tradizionale siano molto lunghi (dai 20 ai 25 anni) a causa dell'elevato investimento iniziale. Un impianto di questo tipo sembra trovare maggiori giustificazioni

non solo in climi torridi, dove i fabbisogni di raffrescamento sono elevati, ma anche e soprattutto in zone climatiche dove sono elevati sia i fabbisogni di raffrescamento sia quelli di riscaldamento. Si sottolinea infine come un aumento dei costi dell'energia e/o una riduzione dei costi legati all'acquisto dei collettori solari e della macchina ad assorbimento tenderebbero ad aumentare il vantaggio economico della soluzione "solar cooling" rispetto ad un impianto di tipo tradizionale.

- La scelta di accumuli latenti più che non per vantaggi energetici non particolarmente significativi (le minori dispersioni consentite sono pareggiate dalle problematiche di scambio termico) può essere motivata soprattutto per la possibile rilevante diminuzione delle volumetrie connesse all'accumulo.

BIBLIOGRAFIA

- A. Sharma, V.V. Tyagi, C.R. Chen, D. Buddhi, 2007, "Review on thermal energy storage with phase change materials and applications", *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 13 (2), pp. 318-345;
- AA.VV. TEST REFERENCE YEAR TRY, "Data Sets for Computer Simulations of Solar Energy systems and energy consumption in buildings", Commission of the European Communities, Directorate general XII for Science, Research and development;
- Berardi C. , 2006, "Le macchine solari ad assorbimento", www.paradigma.it;
- Bony J, Citherlet S., 2005, "Simulation model of PCM modules plunged in a water tank", *Energy and Buildings* VOL 39 ISSU 10 PAGE 1065-1072 DATE October 2007;
- ENEA, 2010, "Studio preliminare e realizzazione di un prototipo reversibile di macchina ad assorbimento da 18 kw con alimentazione ad acqua calda da adibire al solar cooling and heating", www.enea.it;
- He B, Setterwall F, 2002, "Technical grade paraffin waxes as phase change materials for cool thermal storage system capital cost estimation", *Energy Conversion and Management* 43 (13), pp. 1709-1723 ;
- IEA, 2005, "Inventory of Phase Change Materials (PCM)", task-32, www.iea-shc.org ;
- IEA, 2005, "Report of IEA Solar Heating and Cooling programme", www.iea-shc.org ;
- IEA, 2007, "Overview on world wide installed solar cooling system", www.iea-shc.org ;
- IEA, 2009, "State of the Art on Existing Solar Heating and Cooling Systems", www.iea-shc.org ;
- K. Edem, Liu H, Le Pierre N, Lingai Luo, 2009, "A review on long-term sorption solar energy storage", *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 13 (9), pp. 2385-2396 ;
- Kenisarin M, Mahkamov K, 2006, "Solar energy storage using phase change materials", *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 11 (9), pp. 1913-1965 ;
- L.F. Cabezaa, A. Castell, C. Barrenechea, A. de Graciaa, A.I. Fernándezb, 2010, "Materials used as PCM in thermal energy storage in buildings: A review", *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 15 (3), pp. 1675-1695 ;
- Lazzarin R., 1983, "L'Energia solare e la produzione del freddo", Editore: Elsevier;
- Lazzarin R., 2003, " Il condizionamento dell'aria", FLACCOVIO DARIO Editore;
- Lazzarin R., Busato F., Noro M., 2010, "Ground or solar source for space heating: which is better? Energetic assessment based on a case history", *AICARR Journal* Maggio-Giugno 2011 nr.8;
- M. Kenisarin, K. Mahkamov, 2007, "Solar energy storage using phase change materials", *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 11 (9), pp. 1913-1965;
- Mateus T. e Oliveira C., 2009, "Energy and economic analysis of an integrated solar absorption cooling and heating system in different building types and climates", *Applied Energy* 86 (6), pp. 949-957 ;

- Syukri H., Aryadi S., 1994, "Characterization of Alkanes and Paraffin Waxes for Application as Phase Change Energy Storage Medium", *Energy Sources* 16 (1), pp. 117-128
- www.autorita.energia.it/it/gas_distr11.htm;
- www.pcmproducts.net/files/design_manual.pdf;
- www.rubitherm.de;
- www.sede.enea.it/attivita_ricerca/energia/sistema_elettrico/Climatizzazione-rinnovabili/7.%20ENEA_D.1.pdf ;
- www.solarkey.it ;
- www.wikipedia.org.www.rubitherm.de;
- www.sede.enea.it/attivita_ricerca/energia/sistema_elettrico/Climatizzazione-rinnovabili/7.%20ENEA_D.1.pdf;
- www.solarkey.it;
- www.wikipedia.org.