

# UN IMPIANTO FRIGORIFERO SPERIMENTALE ALIMENTATO AD ENERGIA TERMICA SOLARE

F. Asdrubali\*, S. Grignaffini \*\*, G. Baldinelli\*, A. Presciutti\*

\*Università degli Studi di Perugia - Dipartimento di Ingegneria Industriale, Via G. Duranti 67 - Perugia

\*\*Università di Roma La Sapienza - Dipartimento di Fisica Tecnica, Via Eudossiana 18 - Roma

## SOMMARIO

Presso i laboratori di Fisica Tecnica della Facoltà di Ingegneria di Perugia, negli ultimi anni, si sono effettuati studi sulle prestazioni di una macchina frigorifera ad assorbimento ad Acqua-Bromuro di Litio. I risultati delle diverse campagne sperimentali condotte hanno evidenziato la possibilità di poter alimentare il gruppo frigorifero con temperature prossime a 70°C, rendendo proponibile l'impiego di energia solare per la produzione dell'acqua calda di alimentazione. Pertanto, si è sviluppato un codice di calcolo che ha permesso di simulare il funzionamento del gruppo frigorifero con un sistema integrato di alimentazione termica comprendente dei collettori solari ad elevata efficienza.

Il lavoro presenta i risultati delle simulazioni effettuate ed in particolare uno studio parametrico sull'influenza di diversi parametri (tipo di collettore, volume del serbatoio di accumulo, entità della superficie di captazione) sulla copertura del fabbisogno termico della macchina. I risultati ottenuti incoraggiano la prosecuzione della ricerca mediante la realizzazione dell'impianto e la relativa verifica sperimentale.

## 1. INTRODUZIONE

Le impellenti esigenze di riduzione, a livello planetario, delle emissioni di gas climalteranti hanno portato nuovamente alla ribalta i sistemi frigoriferi ad assorbimento ed in particolare le ricerche nel campo del solare termico per il condizionamento estivo. Numerosi, recenti studi hanno infatti come oggetto l'accoppiamento di macchine ad assorbimento con sistemi di captazione dell'energia solare. L'obiettivo principale è rendere tale binomio competitivo rispetto ai sistemi tradizionali dal punto di vista delle prestazioni sia energetiche che economiche. Sono in particolare in fase di studio cicli ad assorbimento a bassa temperatura [1][2] utilizzando soluzioni alternative quali  $\text{LiNO}_3\text{-NH}_3$  e  $\text{NaSCN-NH}_3$  [3][4]; numerose sono anche le simulazioni che, con appositi codici di calcolo, mettono a confronto le prestazioni di cicli multistadio alimentati con collettori solari piani e cilindrici [5]. In particolare in Spagna e in Giappone [6] si stanno valutando le potenzialità di penetrazione di tali sistemi nel mercato su larga scala [7] grazie nuove tecnologie di assorbimento [8] e l'impiego di generatori a bassa temperatura che permettono l'applicazione di sistemi frigoriferi ad assorbimento per il condizionamento nei trasporti pubblici [9]. Sono infine ricorrenti in Letteratura le simulazioni del funzionamento di sistemi ad assorbimento convenzionali, per lo più per utenze domestiche o alberghiere, alimentati ad energia solare [10], [11], [12], [13].

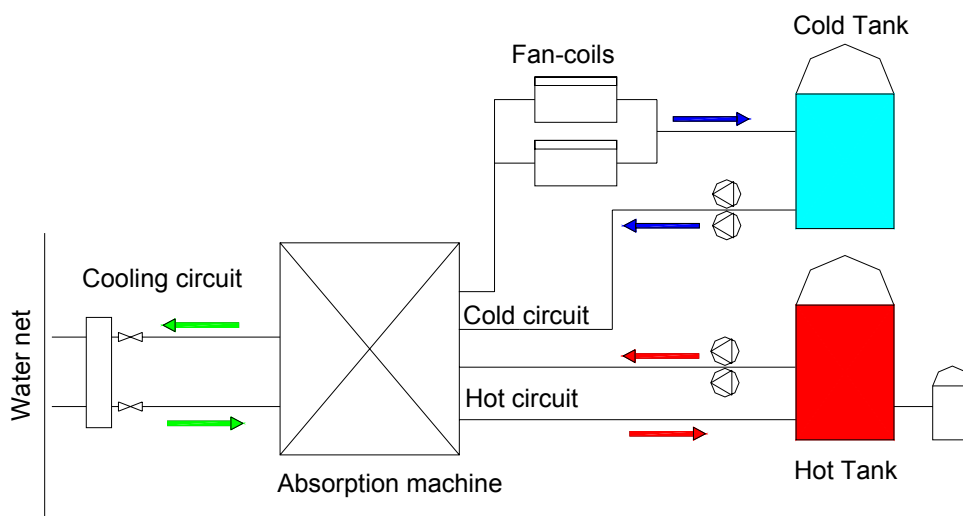
Presso i Dipartimenti di Fisica Tecnica dell'Università di Roma "La Sapienza" e di Ingegneria Industriale dell'Università di Perugia sono da anni attivi gruppi di ricerca che si occupano di tecnologie frigorifere alternative, ed in particolare dei sistemi ad assorbimento; gli aspetti affrontati hanno riguardato la misura delle proprietà termofisiche di nuovi fluidi [14], la valutazione delle prestazioni di nuovi cicli e macchine [15], la realizzazione di nuovi prototipi [16]. In particolare, negli ultimi anni, la ricerca si è occupata di analizzare le prestazioni di una macchina frigorifera ad Assorbimento [17][18] installata presso i laboratori di Fisica Tecnica della Facoltà di Ingegneria di Perugia. I risultati della ricerca hanno dimostrato che la macchina riesce a lavorare, con COP accettabili (circa 0,3) anche con temperature di alimentazione prossime ai 70°C, che permettono pertanto di ipotizzare l'utilizzo di collettori solari per l'alimentazione termica. Si è quindi

sviluppato un codice di calcolo in grado di simulare il funzionamento della macchina ad assorbimento con energia termica solare, come descritto nel seguito.

## 2. L'IMPIANTO SPERIMENTALE AD ASSORBIMENTO

La Macchina ad assorbimento, di fabbricazione giapponese (Yazaki), è del tipo a singolo stadio ed impiega quale fluido di lavoro Acqua-Bromuro di Litio. L'alimentazione termica è ottenuta tramite acqua calda riscaldata in un boiler per mezzo di tre resistenze elettriche da 10 kW ciascuna. L'acqua nel boiler, raggiunta la temperatura impostata, viene inviata con una portata di 2500 kg/h tramite due pompe gemellari al generatore della macchina ad assorbimento per poi riessere convogliata nuovamente al boiler (figura 1). Un secondo circuito idraulico esterno convoglia l'acqua raffreddata nell'evaporatore all'utenza frigorifera costituita da due fan-coil tramite una coppia di pompe gemellari, mentre il sistema di raffreddamento viene effettuato tramite acqua a temperatura ambiente prelevata dalla rete idrica e inviata al condensatore e all'assorbitore, per poi riessere immessa nella rete di scarico. Un impianto solare termico pertanto avrebbe lo scopo di integrare tale sistema di alimentazione in modo da garantire parte del fabbisogno durante il funzionamento della macchina (dalle 10:00 a.m. alle 18:00 p.m).

Nel valutare l'ipotesi di installare un impianto solare si è ritenuto di non andare a modificare in modo drastico l'impianto esistente ma di integrare il sistema di alimentazione con un secondo serbatoio collegato direttamente con i collettori solari. Tale secondo serbatoio funzionerebbe da preriscaldatore e invierebbe l'acqua al suo interno al boiler solo se la sua temperatura fosse superiore a quella utile per il funzionamento della macchina ad assorbimento.



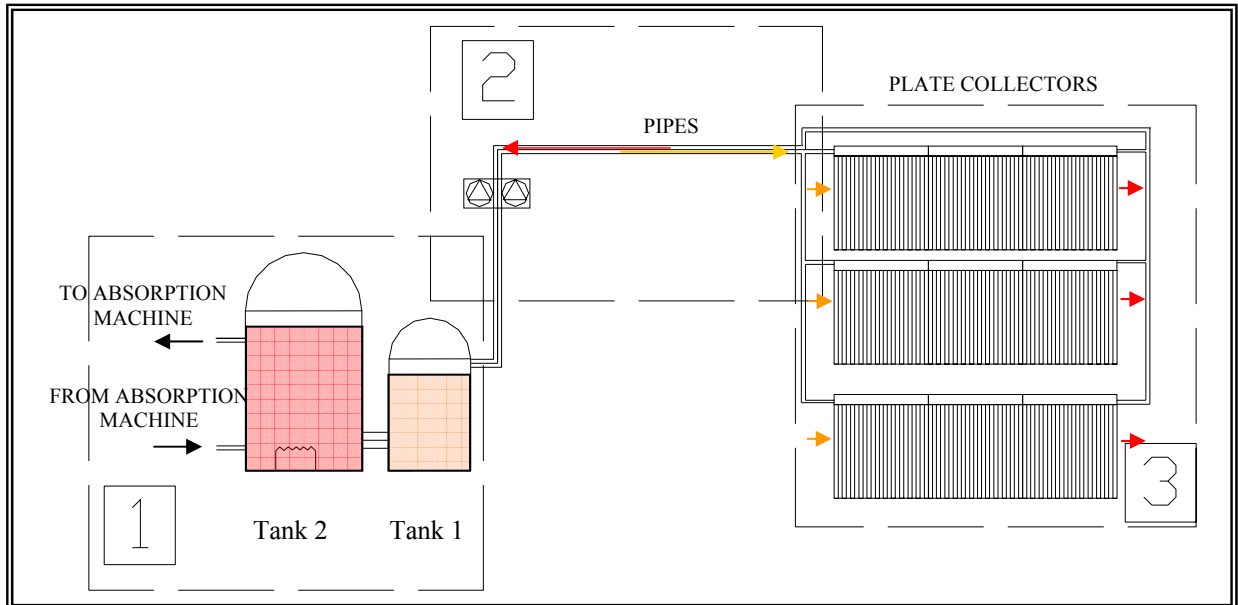
**Figura 1:** schema dell'impianto sperimentale ad assorbimento

## 3. PARAMETRI DI LAVORO

L'obiettivo del lavoro è stato quello di implementare un codice di calcolo che permettesse di determinare le specifiche tecniche che un impianto termico solare dovrebbe avere per coprire parte del fabbisogno termico per l'alimentazione della macchina ad assorbimento (frazione solare), compatibilmente con i vincoli strutturali dell'edificio nel quale l'impianto deve essere installato e delle condizioni di esercizio.

Per determinare tali specifiche tecniche l'impianto è stato schematizzato in tre sezioni (figura 2):

- 1) un sistema di accumulo e preriscaldamento;
- 2) tubazioni di mandata e ritorno;
- 3) sistema di captazione (Collettori solari).



**Figura 2:** schema dell'impianto solare termico integrato con la macchina ad assorbimento

Il codice di calcolo implementato analizza ciascuna delle tre sezioni, al fine di individuare ed ottimizzare i parametri che influenzano significativamente le prestazioni dell'impianto solare.

### 3.1 Sistema di accumulo e preriscaldamento

L'impianto solare è dotato di due serbatoi:

- tank 1, di preriscaldamento, collegato con i collettori;
- tank 2, di accumulo, costituito dal boiler elettrico già esistente.

I due serbatoi sono collegati tramite un by-pass, che permette all'acqua presente nel tank 1, riscaldata dal fluido termovettore proveniente dai collettori, di accedere al tank 2 una volta raggiunta una temperatura minima prefissata. Non volendo modificare il boiler già esistente il parametro fondamentale sul quale si può intervenire nella simulazione è il volume del tank 2 .

### 3.2 Tubazioni di mandata e ritorno

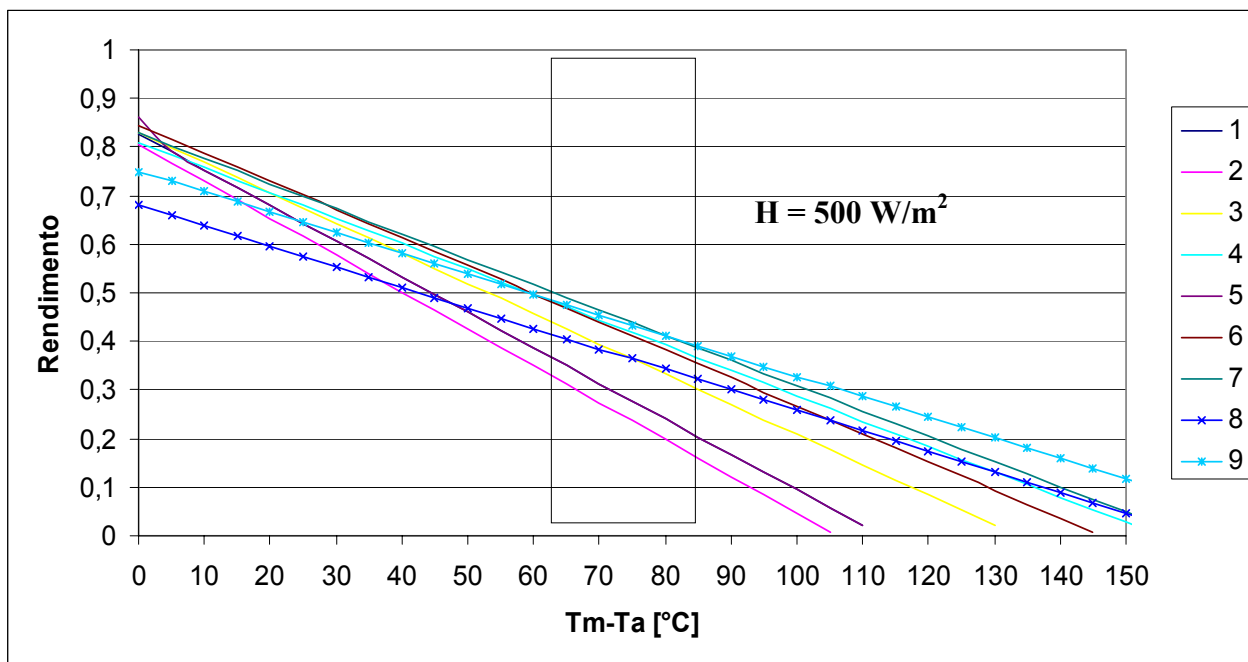
La lunghezza delle tubazioni che permettono di convogliare il fluido termovettore dal tank 1 ai collettori è strettamente legata ai vincoli strutturali dell'edificio sul quale l'impianto deve essere installato. La lunghezza minima delle tubazioni è da considerarsi, quindi, un parametro costante in fase di simulazione e pari a 30 m. La variazione di altri parametri, quale lo spessore dello strato dell'isolante o del diametro dei tubi, non determina variazioni significative delle prestazioni dell'impianto stesso.

### 3.3 Collettori solari

Grazie all'utilizzo del vuoto spinto, oggi i collettori solari piani riescono ad avere rendimenti significativi anche per elevate differenze di temperatura collettore - temperatura ambiente. Con i pannelli a tubi evacuati, infatti, si riescono a ridurre le perdite di calore per conduzione e convezione permettendo di portare ad elevate temperature il fluido al loro interno, senza

comportare drastiche diminuzioni del rendimento. Tuttavia, l'uso di nuovi materiali isolanti permette di rendere i classici collettori solari piani competitivi con quelli a tubi evacuati, soprattutto da un punto di vista economico. Per questo nella simulazione si sono messe a confronto le due tipologie di pannello; in particolare, sono stati presi in considerazione nove pannelli, di cui il numero 8 e 9 a tubi evacuati, in modo da poter ricoprire gran parte della casistica dei collettori maggiormente diffusi in commercio.

In figura 3 sono riportate le curve dei rendimenti relativi ai nove pannelli presi in esame per un valore di radiazione solare incidente di  $500 \text{ W/m}^2$ , in funzione della differenza tra la temperatura media del pannello  $T_{m,p}$  e quella dell'aria  $T_a$



**Figura 3:** rendimento dei diversi collettori solari piani esaminati, in funzione della differenza di temperatura  $T_{m,p}-T_a$

Per poter alimentare la macchina ad assorbimento direttamente con energia solare il fluido termovettore all'interno del collettore si deve portare ad una temperatura superiore di almeno dieci gradi a quella utile per il funzionamento della macchina stessa. Tenendo in considerazione che la temperatura media dell'ambiente nella stagione estiva a Perugia è superiore ai  $20 \text{ }^\circ\text{C}$ , si devono prendere in considerazione solo i valori di rendimento relativi a valori  $T_{m,p}-T_a$  ( grafico di figura 3) compresi tra  $65$  e  $85 \text{ }^\circ\text{C}$ . In tale range di temperatura i collettori che risultano avere migliori rendimenti sono quelli contrassegnati con i numeri: 9,7,6 e il 4. Nella simulazione saranno questi, quindi, i collettori che saranno messi a confronto variandone il numero e di conseguenza la superficie totale e la reciproca distribuzione nello spazio.

Ulteriori parametri fondamentali che influenzano le prestazioni di un collettore piano, come noto, sono la sua inclinazione e orientamento nello spazio. Il codice di calcolo permette di introdurre i dati climatici peculiari del sito nel quale l'impianto viene installato e determinare l'inclinazione e direzione del collettore ottimizzandone l'efficienza. In tabella 1 sono riportati i valori di radiazione solare diretta e diffusa e di temperatura e velocità media dell'aria per Perugia utilizzati nella simulazione.

	Jan.	Feb.	Mar.	April	May	June	July	Aug.	Sep.	Oct.	Nov.	Dec.	Year
$H_{dir.} \text{ W/m}^2$	49	62,9	111	148	186	198	215	184	136	90,6	53	42,9	1476
$H_{dif.} \text{ W/m}^2$	26	33,4	54	78,6	193	75,2	85	70	57,7	44,7	28,3	23,1	668,3
$T_a \text{ }^\circ\text{C}$	5	5,9	7,8	11,7	15	19,3	22	22	19,5	14,7	10	6,7	13,4
$V_a \text{ m/s}$	3,1	4,1	4,5	4,4	3,7	3,6	3,7	3,3	3,7	4,4	4,4	3,1	3,8

**Tabella 1:** valori medi mensili di radiazione solare incidente diretta e diffusa e di temperatura e velocità dell'aria impiegati per le simulazioni

In tabella 2 sono riportati i parametri che sono stati mantenuti costanti nella simulazione in base alle motivazioni sopra menzionate. Ulteriori parametri quali l'efficienza degli scambiatori, le proprietà termofisiche dei materiali e dei fluidi termovettori sono stati introdotti come valori costanti e pari a quelli comunemente utilizzati negli impianti termici solari.

Tank 1	Spessore rivestimento isolante [m]	0.05
	Temperatura minima per l'accesso del fluido termovettore dal tank 1 al tank 2	75°
Tank 2	Volume [ l ]	1500
	Spessore rivestimento isolante [m]	0.05
	Potenza Elettrica Ausiliare (kW)	30
	Ton (°C)	74
	Toff (°C)	95
Circuiti Idraulici	Spessore rivestimento isolante [m]	0.05
	Lunghezza tubazione Mandata [m]	30
	Lunghezza tubazione Mandata [m]	30
Collettore	Orientamento	-10°
	Inclinazione	25°
	Temperatura media interna del fluido termovettore [°C]	90°

**Tabella 2:** parametri mantenuti costanti nelle simulazioni

#### 4. RISULTATI DELLE SIMULAZIONI

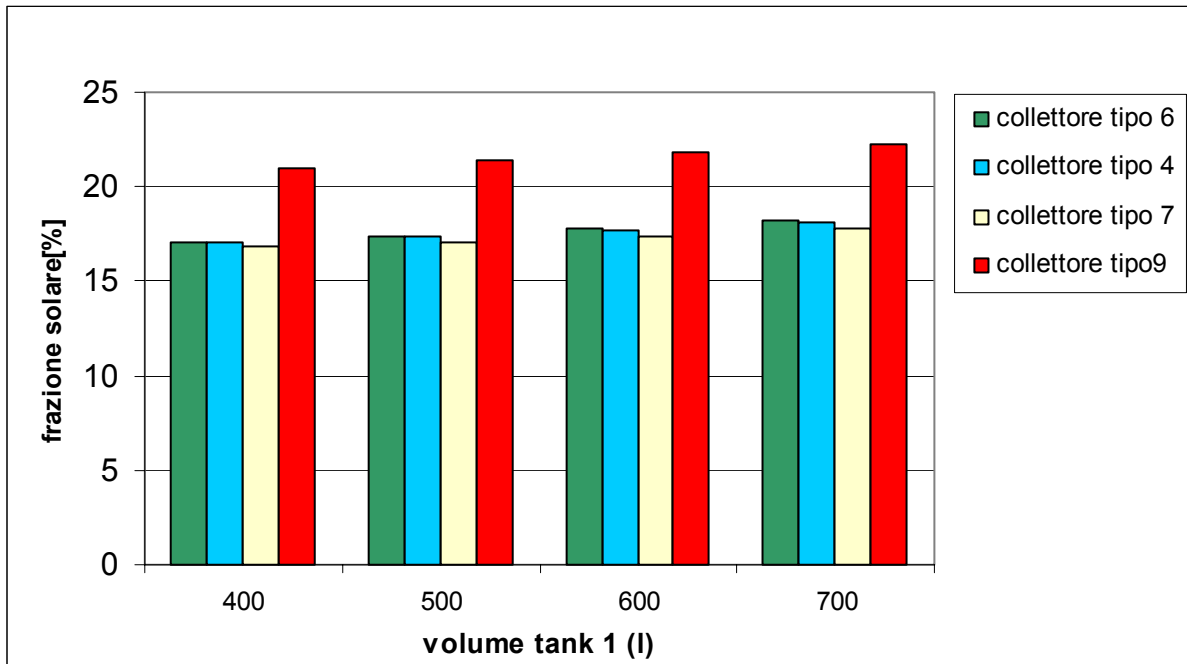
In figura 3 viene riportata la variazione della frazione solare, ossia la frazione, espressa in percentuale, del fabbisogno termico complessivo giornaliero per il funzionamento della macchina ricoperta dall'impianto solare, in funzione del volume del serbatoio di riscaldamento per una superficie di captazione netta dei collettori pari a 25 m<sup>2</sup>. Anche se dal grafico si desume che all'aumentare del volume del serbatoio aumenta corrispondentemente la frazione solare, attraverso un'analisi globale del funzionamento dell'impianto si evince che, per valori superiori ai 600 litri, la frazione solare corrispondente non è garantita costantemente nei diversi giorni dei mesi estivi vanificando il contributo solare nel periodo di funzionamento della macchina. Pertanto il volume ottimale del serbatoio di preriscaldamento risulta essere di 600 litri. Un aumento della superficie dei collettori di qualche decina di metri quadri comporta un notevole aumento del volume del serbatoio per guadagnare pochi punti percentuali in termini di frazione solare (figura 5).

Allo stesso tempo, imponendo valori della superficie dei collettori inferiori ai 25 m<sup>2</sup> e mantenendo costante il volume del serbatoio di preriscaldamento pari a 600 litri è risultata una significativa diminuzione della frazione solare (figura 5), evidenziando come una superficie di captazione netta di 25 m<sup>2</sup> risulti essere quella ottimale.

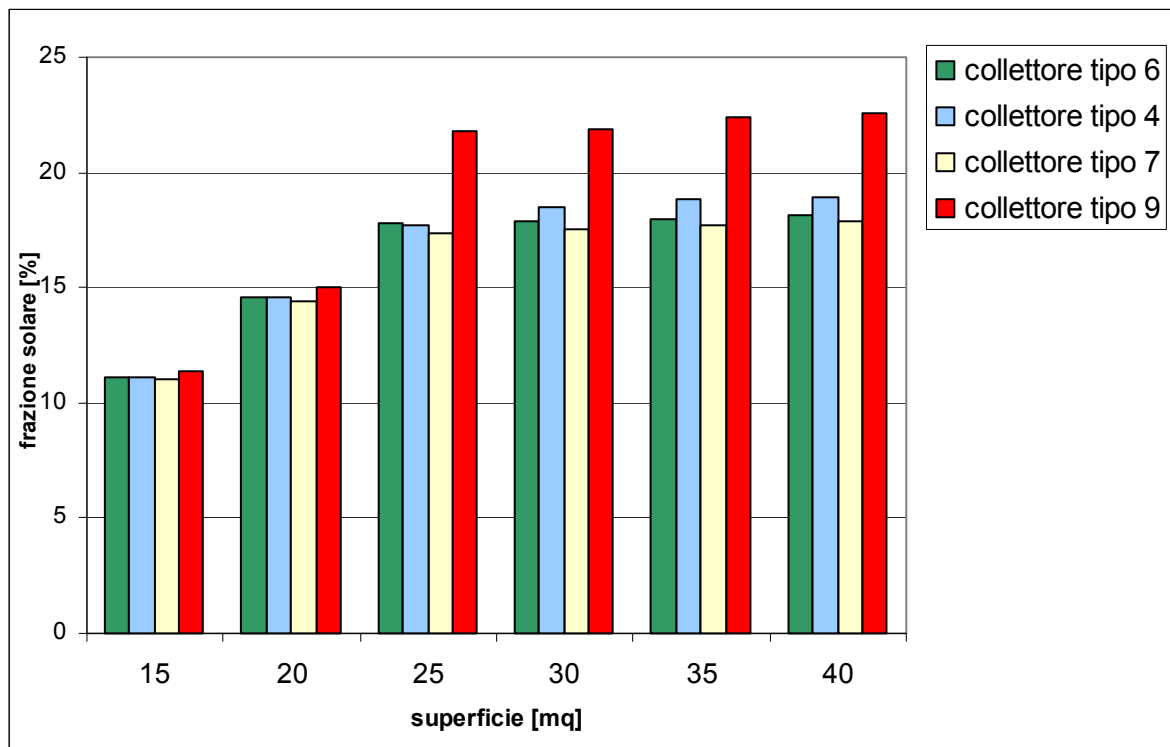
Determinato il valore ottimale della superficie si sono individuati il relativo numero di pannelli che per le quattro tipologie di pannelli risulta essere pari a 9.

Come già menzionato, un ulteriore parametro che influisce sulle prestazioni di un impianto solare è struttura con la quale tali collettori vengono collegati. Nella simulazione si è, infatti, osservato che

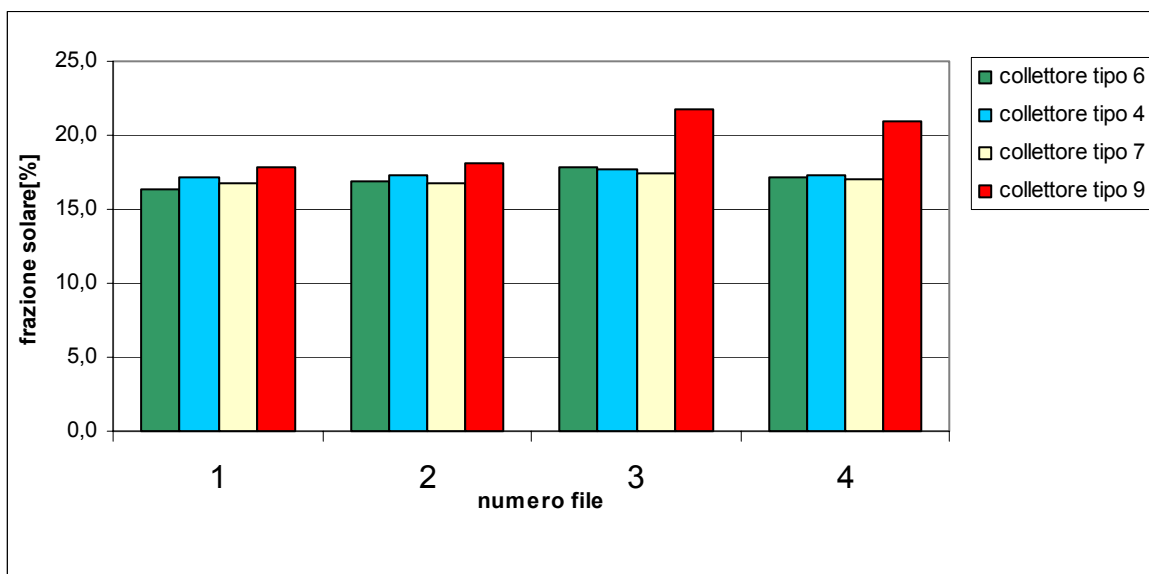
la migliore disposizione dei pannelli è in un sistema costituito da un parallelo di un certo numero di pannelli in serie. Ciascuna serie non deve essere costituita da più di tre collettori (figura 5).



**Figura 4:** variazione della frazione solare in funzione del volume del serbatoio di preriscaldamento (superficie di captazione di 25 m<sup>2</sup>)



**Figura 5:** variazione della frazione solare in funzione della superficie di captazione



**Figura 6:** variazione della frazione solare in funzione del numero di file di pannelli in serie (superficie di captazione di 25 m<sup>2</sup>)

Va, inoltre, precisato che le simulazioni sono state effettuate con metodo iterativo effettuando dei confronti incrociati dei risultati al variare dei diversi parametri. Si sono effettuate anche ulteriori simulazioni variando gli spessori degli strati isolanti e le superfici di scambio termico delle serpentine all'interno dei serbatoi, ma tali analisi hanno solo evidenziato come una modifica di tali parametri non comporti significativi miglioramenti in termini di prestazione dell'intero impianto.

## 5 CONCLUSIONI

Presso i laboratori di Fisica Tecnica della Facoltà di Ingegneria di Perugia è stato installato un impianto sperimentale per il funzionamento di una macchina frigorifera ad assorbimento. Oggetto di ricerca è stato quello di analizzare le prestazioni del gruppo frigorifero al variare delle condizioni di esercizio con la finalità di poter valutare l'ipotesi di alimentare la macchina con energia termica solare. A tal fine si è sviluppato un codice di calcolo che ha permesso di simulare il funzionamento della macchina al variare delle specifiche tecniche di un impianto solare termico quali la tipologia, la superficie e la distribuzione reciproca dei collettori solari, e il volume del serbatoio di preriscaldamento. Nell'implementazione del codice di calcolo si è tenuto conto dei vincoli sia strutturali dell'edificio sia dell'impianto già esistente. Dai risultati della simulazione si è ottenuto che per avere una frazione termica solare superiore al 20% è necessario avere una superficie di captazione di almeno 25 m<sup>2</sup> utilizzando nove collettori piani a tubi evacuati disposti a formare tre serie da tre collettori ciascuna collegate in parallelo e un serbatoio di preriscaldamento di 600 litri.

Gli sviluppi della ricerca prevedono l'installazione dell'impianto solare termico in base ai parametri individuati e l'implementazione del sistema di monitoraggio, già presente, per l'acquisizione dei parametri termodinamici relativi a tale impianto quali temperature, portate, pressioni e potenze scambiate.

## 6. LISTA DEI SIMBOLI

T = temperatura (K, °C)

V = velocità (m/s)

H = radiazione solare incidente (W/m<sup>2</sup>)

### Pedici:

a = aria

dir.=diretta

dif.= diffusa

m,p = media pannello

## 7. RIFERIMENTI

- 1 M. Izquierdo M.Venegas, P. Rodriguez, M. De Vega, *Absorption cycles using low temperature heat sources for refrigeration and heat pumps*, 7<sup>th</sup> REHVA World Congress, Napoli September 2001.
- 2 M. De Vega, M.Izquierdo M.Venegas, A. Lecona, *Thermodynamic study of multistage absorption cycles using low-temperature heat*, Int.J.Energy Research n 26, pp. 775-791, 2002.
- 3 M. Venegas, P. Rodriguez, *Heat and mass transfer LiNO<sub>3</sub>-NH<sub>3</sub> spray absorption system*, International Communications in heat and mass transfer, September 2003.
- 4 D.Arzo, M. Venegas, P. Rodriguez, *Solar adsorption refrigeration cycle using LiNO<sub>3</sub>-NH<sub>3</sub> solution flat plate collectors*, ISHPC 2002, Conf. Shanghai, China, September 24-27, 2002.Z.F.Li, K. Sumathy, *Experimental studies on solar powered air conditioning system with partitioned hot water storage tank*, Solar Energy Vol. 71, pp. 285-297, 2001.
- 5 M.Ammad, Y Zurigad, *Performance of a second generation solar cooling unit*, Solar Energy Vol. 62, pp. 79-84, 1998.
- 6 Sumathy, Z. C. Huang e Z.F. Li, *Solar absorption cooling with low grade heat source - A strategy of development in south China*, Solar energy, vol. 72, pp. 152-165, 2002.
- 7 A. Alizadeh, *Multi-pressure absorption cycles in solar refrigeration. A technical and economical study*, Solar Energy N° 1, pp 37-44 2000.
- 8 I. Atmca, A. Yigit, *Simulation of solar-powered absorption cooling system*, Renewable Energy 28 pp.1277-1293, 2003.
- 9 M. Izquierdo, E. Martin, *The engine exhaustes gases as energy source of an air condensed mobile absorption machine*, 19<sup>th</sup> International Congress of Refrigeration 1995- Vol.3.
- 10 G.A.Florides, S.A. Kalogirou, S.A. Tassou, L.C. Wrobel, *Modelling simulation and warming impact of domestic-size absorption solar cooling system*, Applied Thermal Engineering 22, 1313-1325, 2002.
- 11 G.A.Florides, S.A. Kalogirou, S.A. Tassou, L.C. Wrobel, *Modelling and simulation of an absorption solar cooling system for Cyprus*, Solar Energy Vol. 72, pp. 43-51, 2002.
- 12 Z.F.Li, K. Sumathy, *Experimental studies on solar powered air conditioning system with partitioned hot water storage tank*, Solar Energy Vol. 71, pp. 285-297, 2001.
- 13 I.Haim, G. Grossman, A.Shavit, *Simulation and analysis of open cycle absorption for solar cooling*, Solar Energy Vol. 49 N° 6, pp. 515-534, 1992.
- 14 F. Cotana, F. Asdrubali e L. Santarpia, *Thermophysical properties of H<sub>2</sub>O-NaOH-KOH mixture*, International Conference "CFC - The Day After", Padova, September 1994.
- 15 M. Felli, F. Cotana e F. Asdrubali, *Design and Performances of a two Stages Heat Transformer*, XVIII International Congress of Refrigeration, Montreal, agosto 1991.
- 16 M. Coppi e A. de Lieto Vollaro, *An experimental two-stage low-temperature cooled generating absorption-type machine*, II International Congress Energy, Environment and Technological Innovation, Roma, 1992.
- 17 F.Cotana, A. de Lieto Vollaro, F. Asdrubali, C. Buratti, G. Baldinelli, *L'impianto frigorifero ad assorbimento dell'Università di Perugia: messa a punto e primi risultati*, 57° Congresso Nazionale ATI, Pisa, Settembre 2002.
- 18 F.Asdrubali, *An experimental plant to evaluate the performances of an absorption refrigerator*, International Congress of Refrigeration 2003, Washington, D.C, 17-22 august 2003.