

ENERGIA.

Produzione di acqua calda con il solare termico: la scelta tra circolazione naturale o forzata

UNA PROCEDURA BASATA SUL METODO F-CHART NELLA SIMULAZIONE DI UN IMPIANTO

In questo articolo sarà presentata una procedura basata sul metodo *f-chart*, volta a calcolare la percentuale di copertura solare della produzione di acqua calda in impianti solari termici a circolazione forzata e a circolazione naturale. Come esempio applicativo della procedura messa a punto viene proposta la simulazione dell'impianto per la produzione di acqua calda sanitaria per un edificio composto da sei villette a schiera inserito in una lottizzazione nel comune di Assemini (CA).

Introduzione. L'impiego su larga scala delle energie rinnovabili può contribuire alla riduzione della dipendenza energetica dai combustibili fossili. In Europa si stima che il consumo di energia per impieghi civili sia il 35% dell'energia primaria totale utilizzata. Per tale ragione è stata emanata dalla Comunità Europea la Direttiva 2002/91 sulla Certificazione Energetica degli edifici, alla quale gli stati membri dovevano conformarsi entro il 4 gennaio 2006 e che in Italia è stata recepita con la emanazione del D. Lgs. n. 192/2005, integrato con il nuovo D. Lgs. n. 311/2006. In particolare, in quest'ultimo decreto è previsto che almeno il 50% del fabbisogno annuo di energia primaria necessaria per la produzione di Acqua Calda Sanitaria (ACS) sia coperto con l'impiego di fonti rinnovabili. L'impiego di collettori solari termici rappresenta la soluzione ottimale per soddisfare tale esigenza.

L'energia solare utilizzabile da un collettore solare, per una assegnata località, dipende principalmente dall'angolo di inclinazione β e dall'orientazione γ , o azimut del collettore, come mostrato in figura 1.

Essendo tale energia caratterizzata da una variabilità non prevedibile durante il corso dell'anno, del mese e della giornata, nella progettazione degli impianti elio-assistiti è necessario utilizzare i dati di irradiazione solare giornaliera media mensili valutati statisticamente su lunghi periodi. Le Norme UNI 8477 e UNI 10349 forniscono, per le località italiane, le informazioni necessarie per la valutazione della irradiazione totale (diretta, diffusa e riflessa) incidente su una superficie comunque inclinata e orientata.

Tra le diverse opzioni per la scelta di un impianto solare per produzione di ACS, un ruolo non trascurabile gioca il tipo di circolazione adottata, naturale o forzata. In realtà, anche se sono già scientificamente dimostrati i vantaggi della circolazione naturale rispetto alla circolazione forzata [1, 2, 3], sovente nella letteratura non specializzata si fa confusione nell'espone tale concetto, arrivando molto spesso ad affermare il contrario!

In questo lavoro, dopo un breve richiamo dei principi di funzionamento dei collettori solari termici, viene presentata una procedura basata sul modello *f-chart*, volta a calcolare la frazione del fabbisogno di ACS soddisfatta dall'impianto a pannelli solari termici. In particolare la procedura consente di confrontare il fattore di contributo solare degli impianti a circolazione forzata e a circolazione naturale ed in ogni caso fornisce gli elementi necessari per la valutazione tecnico-economica dell'impianto.

Bilancio termico nei collettori solari termici

Il bilancio termico di un collettore solare in regime stazionario può essere espresso con una equazione che definisca l'equilibrio tra la potenza termica effettivamente

GLI AUTORI.

L'ingegnere **Natalino Mandas** è professore ordinario di Macchine e Sistemi Energetici, presso la Facoltà di Ingegneria dell'Università di Cagliari. e-mail: mandas@dimeca.unica.it

L'ingegnere **Francesco Cambuli** è ricercatore di Macchine e Sistemi Energetici, presso la Facoltà di Ingegneria dell'Università di Cagliari. e-mail: cambuli@dimeca.unica.it

L'ingegnere **Gianluca Mandas** svolge libera professione ad Assemini (CA) e-mail: glmandas@yahoo.it

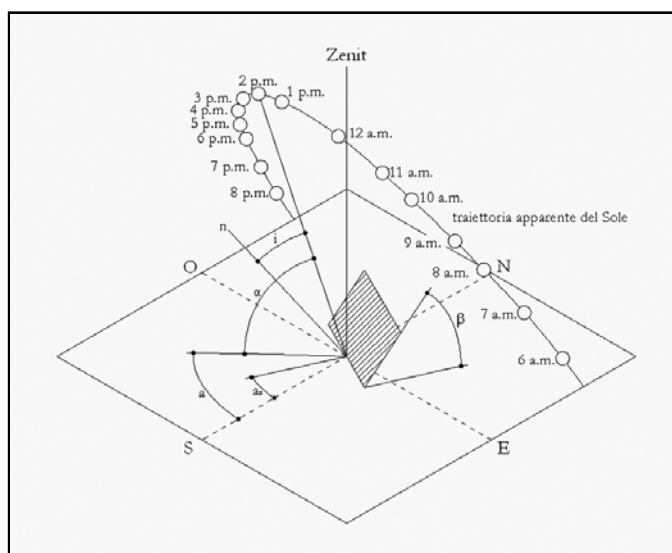


Figura 1. Angoli caratteristici della posizione del sole rispetto al collettore

captata dal collettore, quella utile trasferita al fluido e quella dispersa in ambiente [4]:

$$\dot{Q}_C - \dot{Q} - \dot{Q}_L = 0 \quad (1)$$

La potenza termica effettivamente captata dal collettore può essere scritta come prodotto della potenza termica incidente sul collettore e di opportuni coefficienti che tengono conto sia delle caratteristiche di trasmittanza ed assorbanza del pannello, sia dell'angolo di incidenza della radiazione su di esso:

$$\dot{Q}_C = (G A_A) K_g (\tau\alpha)_{en} \quad (2)$$

dove:

G irradianza solare incidente sul collettore [W/m^2];
 A_A superficie netta captante del collettore [m^2];
 $(\tau\alpha)_{en}$ prodotto di trasmittanza τ e assorbanza α , per un angolo di incidenza nullo;
 K_g fattore dell'angolo di incidenza della radiazione.

La potenza termica trasferita dalla piastra captante al fluido termo-vettore può essere calcolata con la relazione:

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot c_f (t_e - t_{in}) \quad (3)$$

dove:

\dot{m} portata di fluido termo-vettore circolante nel collettore [kg/s];
 c_f calore specifico a pressione costante del fluido termo-vettore [$kJ/m^2.K$];
 t_e, t_{in} temperature di uscita e di ingresso del fluido nel collettore [$^{\circ}C$].

La quantità \dot{Q}_L , che rappresenta la potenza termica globale dispersa dal collettore verso l'ambiente esterno, può invece essere calcolata con la relazione:

$$\dot{Q}_L = A_A U_L (t_p - t_a) \quad (4)$$

dove:

U_L coefficiente di dispersione termica del collettore [W/m^2K];
 t_p, t_a temperatura della piastra captante e dell'ambiente esterno [$^{\circ}C$].

Efficienza dei collettori solari termici

L'efficienza istantanea di un collettore solare si può esprimere come rapporto tra l'energia termica utile trasferita al fluido e l'energia termica totale incidente sul collettore:

$$\eta_c = \frac{\dot{Q}}{G A_A} \quad (5)$$

Sostituendo nell'equazione (5) le equazioni (1), (3) e (4), si ottiene una relazione generale per calcolare l'efficienza istantanea dei collettori solari piani:

$$\eta_c = K_g (\tau\alpha)_{en} - U_L \frac{(t_p - t_a)}{G} \quad (6)$$

Hottel e Whillier [5] suggerirono l'introduzione del "Fattore di Rimozione Termica" F_R del collettore nella relazione (6), per consentire l'impiego della temperatura di ingresso del fluido t_{in} al posto della temperatura della piastra t_p , di difficile valutazione. Il fattore F_R è definito come il rapporto tra l'energia termica realmente estratta dal fluido termovettore e quella teoricamente estraibile se la piastra si trovasse alla stessa temperatura t_{in} del fluido all'ingresso del collettore:

$$F_R = \left[\frac{\dot{m} \cdot c_f (t_e - t_{in})}{A_A [G \cdot K_g (\tau\alpha)_{en} - U_L (t_{in} - t_a)]} \right] \quad (7)$$

Con alcuni passaggi matematici si ricava la relazione che esprime l'efficienza istantanea del collettore:

$$\eta_c = F_R K_g (\tau\alpha)_{en} - F_R U_L \frac{(t_{in} - t_a)}{G} \quad (8)$$

Poiché l'irradiazione solare è variabile durante l'arco dell'anno e nella giornata, è necessario che l'impianto sia dotato di sistema d'accumulo e sia integrato da un impianto termico tradizionale, per soddisfare l'utenza quando l'irradiazione solare manca o è insufficiente. Inoltre, per evitare il congelamento del fluido vettore durante la stagione fredda, occorre impiegare una soluzione antigelo. Ciò impone l'inserimento di uno scambiatore di calore tra i collettori solari e il serbatoio d'accumulo, con una corrispondente maggiore temperatura media del fluido vettore a parità di temperatura di mandata dell'acqua alle utenze e una conseguente riduzione dell'efficienza del sistema.

Per tener conto della presenza dello scambiatore di calore si definisce un nuovo fattore F'_R nell'espressione dell'efficienza

$$\eta_c = F'_R \left[K_g (\tau\alpha)_{en} - U_L \frac{t_{in} - t_a}{G} \right] \quad (9)$$

Il fattore F'_R può essere calcolato con la seguente relazione [4]:

$$\frac{F'_R}{F_R} = \left[1 + \left(\frac{A_A F_R U_L}{\dot{m} \cdot c_f} \right)_C \left(\frac{(\dot{m} \cdot c_f)_C}{\varepsilon (\dot{m} \cdot c_f)_{\min}} - 1 \right) \right]^{-1} \quad (10)$$

dove ε rappresenta l'efficienza dello scambiatore di calore.

Ipotizzando una dipendenza lineare del fattore di perdita U_L dalla temperatura, l'efficienza termica dei collettori solari è definita dalla seguente relazione [4, 6, 7]:

$$\eta_c = F'_R \cdot K_g (\tau\alpha)_{en} - F'_R U_L \frac{(t_m - t_a)}{G_\beta} - F'_R U_{L/T} \frac{(t_m - t_a)^2}{G_\beta} \quad (11)$$

In accordo con [9], l'equazione (11) può essere riscritta nella seguente forma più compatta

$$\eta_c = \eta_0 - a_1 \cdot T^* - a_2 G_\beta^* T^{*2} \quad (12)$$

dove η_0 , a_1 e a_2 rappresentano i parametri di efficienza del collettore misurati sperimentalmente, G_β^* è l'irradianza incidente sulla superficie del collettore (pari a 800 W/m^2 nelle prove sperimentali) e T^* è la cosiddetta *temperatura ridotta*, che può rappresentare le seguenti differenze di temperatura:

$$T^* = \begin{cases} T_{in}^* = \frac{t_{in} - t_a}{G^*} \\ T_m^* = \frac{t_m - t_a}{G^*} \end{cases} \quad (13)$$

dove $t_m = (t_{in} + t_e)/2$ è la temperatura media del fluido nel collettore. La prima formulazione è generalmente preferita negli USA [5], mentre in Europa è stata adottata la seconda [8].

Nei collettori piani il fattore $K_g (\tau\alpha)_{en}$ utilizzato nella (11) si può calcolare con la seguente relazione:

$$K_g (\tau\alpha)_{en} = \left[1 - b_0 \left(\frac{1}{\cos(\vartheta)} - 1 \right) \right] \quad (14)$$

dove il coefficiente b_0 dipende dalle proprietà ottiche del vetro; ad esempio, esso

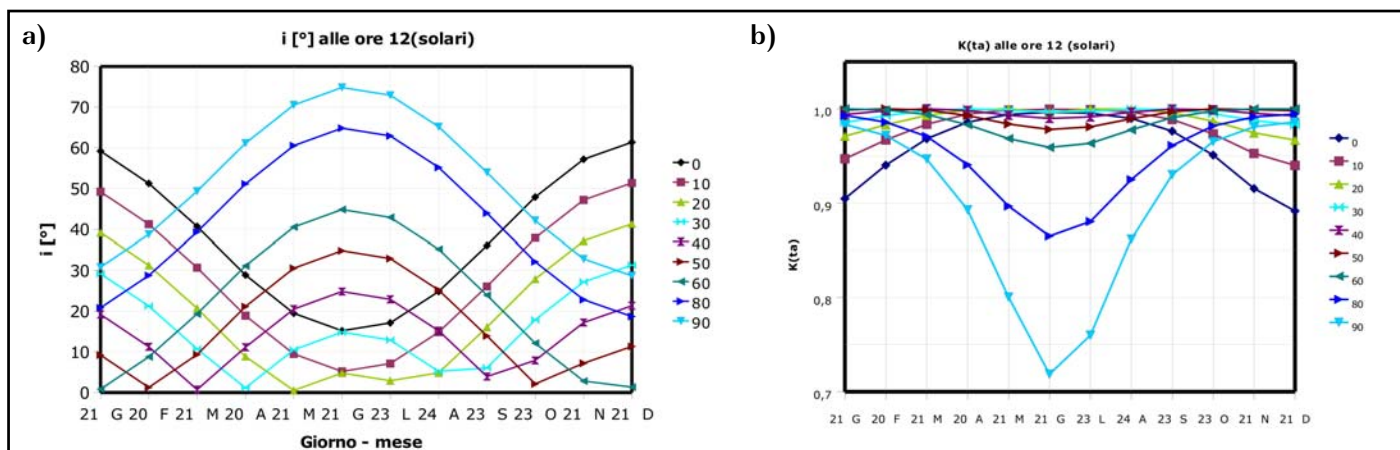


Figura 2. a), valori dell'angolo di incidenza e, b), del parametro $K_g(\tau\alpha)_{en}$ nei diversi mesi dell'anno, al variare dell'inclinazione del collettore (località Assemini, CA, $\varphi = 39^{\circ}15'$; $\gamma = 0^{\circ}$)

assume il valore 0,10 per un collettore a singolo vetro [4]. Se l'angolo di incidenza ϑ della radiazione solare è compreso tra 0 e 35° , il prodotto $K_g(\tau\alpha)_{en}$ non varia sensibilmente, come si evince dalla figura 2.

Per i collettori a tubi sottovuoto (o *evacuati*), si definiscono in genere due fattori di correzione: il primo, $K_g(\tau\alpha)_{en,l}$, relativo alla direzione longitudinale (parallela all'asse dei tubi); il secondo, $K_g(\tau\alpha)_{en,t}$, relativo alla direzione trasversale (ortogonale alla prima, sul piano del collettore) [4]:

$$K_g(\tau\alpha)_{en} = K_g(\tau\alpha)_{en,l} K_g(\tau\alpha)_{en,t} \quad (15)$$

dove, per i due termini, i costruttori forniscono curve sperimentali del tipo:

$$\begin{aligned} K_g(\tau\alpha)_{en,l} &= f_l(\vartheta_l) \\ K_g(\tau\alpha)_{en,t} &= f_t(\vartheta_t) \end{aligned} \quad (16)$$

avendo indicato con ϑ_l e ϑ_t rispettivamente gli angoli di incidenza longitudinale e trasversale della radiazione solare diretta [4]. Per diversi collettori presenti sul mercato il termine $K_g(\tau\alpha)_{en}$ può comunque essere ancora approssimato dalla (14).

In figura 3 sono rappresentate le curve di efficienza ricavate sperimentalmente e relative a un collettore piano selettivo a singolo vetro e a un collettore a tubi evacuati. Dal confronto si evince che la convenienza d'impiego di collettori a tubi evacuati (in genere di costo superiore rispetto a quelli piano selettivi) è giustificata solo quando si ha necessità di acqua calda a temperatura più elevata rispetto a quella caratteristica degli usi normali (inferiore a 60°C).

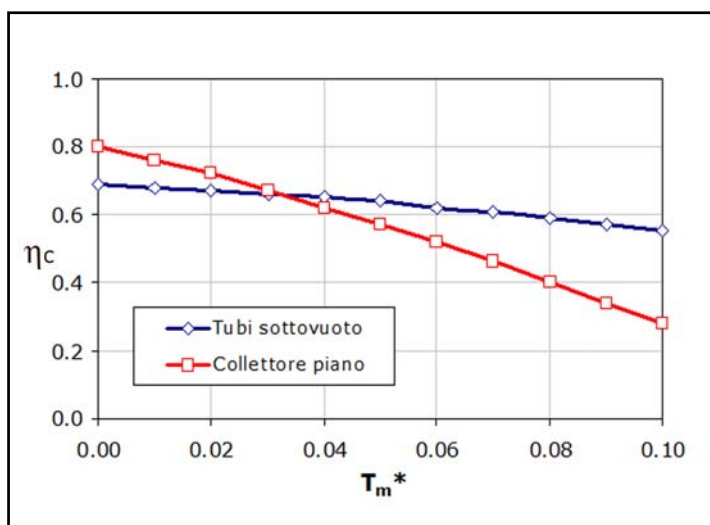


Figura 3. Curve di efficienza istantanea di un collettore solare piano selettivo a singolo vetro e di un collettore a tubi evacuati.

Come precedentemente detto, l'efficienza istantanea dei collettori solari è caratterizzata dai tre parametri η_0 , a_1 , a_2 , i quali sono ricavati a partire dai risultati sperimentali di test di efficienza del collettore (figura 3), con un valore nominale dell'irradianza $G^* = 800\text{W}/\text{m}^2$. Questi parametri devono essere forniti dai costruttori per certificare la qualità del prodotto e per poter usufruire delle detrazioni fiscali previste dalle leggi vigenti in materia di risparmio energetico.

Fattore di contributo solare

L'energia termica captata dai collettori solari dipende da diversi parametri, tra i quali particolare importanza assumono l'efficienza del collettore, l'angolo di inclinazione, l'orientazione, il volume d'accumulo dell'impianto e il tipo di circolazione adottata (naturale o forzata). La maggior parte dei software (codici di calcolo) utilizzati per la progettazione degli impianti solari termici adottano modelli matematici più o meno sofisticati ma, tra questi, il metodo *f-chart* [4] è sicuramente uno di quelli

maggiormente utilizzati, per le caratteristiche di semplicità e di affidabilità, dovute al fatto che si basa su una correlazione ottenuta da risultati sperimentali ed ampiamente verificata. Il metodo consente di calcolare il parametro f , definito fattore di contributo solare, che esprime il rapporto tra l'energia termica mensile fornita dai collettori solari e il fabbisogno termico mensile dell'utenza.

• Impianti a circolazione forzata

Nel caso di impianti a circolazione forzata, una volta definiti i parametri di *input* quali località di installazione, fabbisogno termico mensile, parametri di efficienza del collettore solare e degli scambiatori di calore, il modello *f-chart* permette la valutazione del fattore di contributo solare. Si possono infatti ricavare due parametri adimensionali indicati di solito con X e Y , dove il primo rappresenta il rapporto tra le perdite termiche mensili e il carico termico mensile, ed il secondo definisce il rapporto tra l'energia mensile assorbita dal collettore e il carico termico mensile [4]. Essi si ricavano con le seguenti espressioni:

$$X = F_R U_L \frac{F'_R}{F_R} (11.6 + 1.18t_b + 3.86t_r - 2.32t_a) \frac{\Delta t_A}{\dot{Q}_i} \quad (17)$$

$$Y = \frac{A_A \cdot (F'_R/F_R) \cdot F_R(\tau\alpha)_{en} \bar{G}_\beta N_i}{\dot{Q}_i} \quad (18)$$

dove $F_R(\tau\alpha)_{en}$ e $F_R U_L$ si ricavano dalle curve di efficienza del collettore solare piano, F'_R/F_R si ricava dalla equazione (10) e valgono le seguenti definizioni:

- t_b temperatura dell'acqua nel serbatoio d'accumulo;
- t_r temperatura dell'acqua di rete;
- Δt numero di secondi del mese considerato;
- \bar{G}_β irradiazione giornaliera media mensile sul piano del collettore;
- N_i numero di giorni del mese considerato.

Una volta valutati i parametri adimensionali X e Y , per ogni valore scelto per la superficie di collettori può essere calcolato il parametro f relativo ai diversi mesi dell'anno, mediante la seguente correlazione sperimentale valida per collettori solari termici a liquido [4]:

$$f = 1.029Y - 0.245Y^2 + 0.0215Y^3 - 0.065X + 0.0018X^2 \quad (19)$$

Se il rapporto tra il volume di accumulo e la superficie del collettore è compreso tra 37 e 300 litri/m², il valore di X ottenuto deve essere corretto con la seguente equazione:

$$X_C = X \left(\frac{V_S}{75} \right)^{-0.25} \quad (20)$$

dove V_S , in litri/m², è il volume specifico del serbatoio d'accumulo impiegato.

Noti i valori di f_i mensili, si può ricavare il valore del contributo solare medio annuo con la seguente espressione:

$$f_{ann} = \sum_{i=1}^{12} f_i Q_i \quad (21)$$

• Impianti a circolazione naturale

La correlazione sperimentale proposta nel metodo *f-chart* e rappresentata dalla (19) è valida o perlomeno ha maggiore attendibilità solo per i sistemi a circolazione forzata, essendo stata ricavata a partire da dati sperimentali relativi a tale tipologia d'impianto. Per questi sistemi, la portata del fluido vettore che attraversa i collettori solari è, in generale, costante e tale da creare un mescolamento continuo del fluido nel serbatoio d'accumulo, la cui temperatura pertanto può essere ipotizzata uniforme.

Nel caso invece di impianti a circolazione naturale, ovvero nei sistemi nei quali

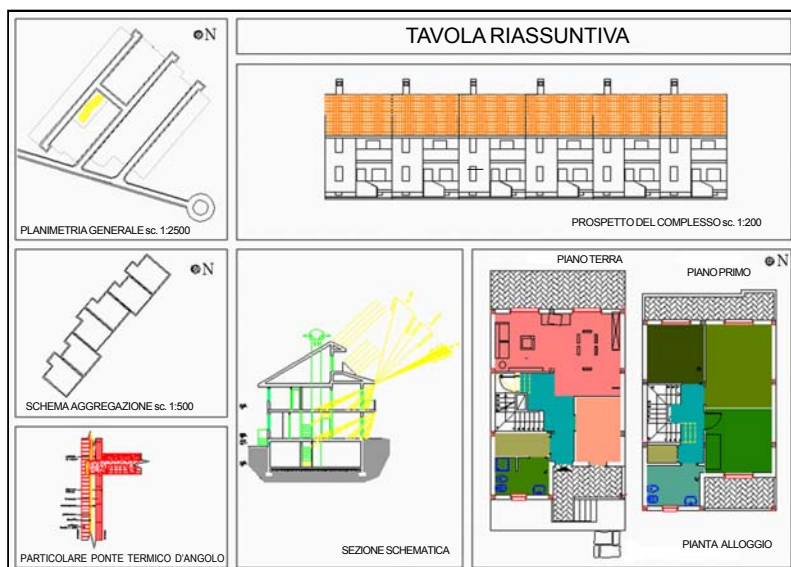


Figura 4. Stralci della lottizzazione "solare" nel comune di Assemini (CA).

la portata del fluido termovettore è molto ridotta ($0,001 \div 0,007 \text{ kg/m}^2\text{s}$, per m^2 di superficie assorbente), *low-flow solar system*, all'interno del serbatoio si instaura una notevole stratificazione termica. Tale fenomeno migliora l'efficienza dell'impianto, in quanto la temperatura del fluido vettore all'ingresso del collettore solare è prossima a quella che si ha nella parte bassa del serbatoio, che risulta minore della temperatura media che si avrebbe se ci fosse mescolamento.

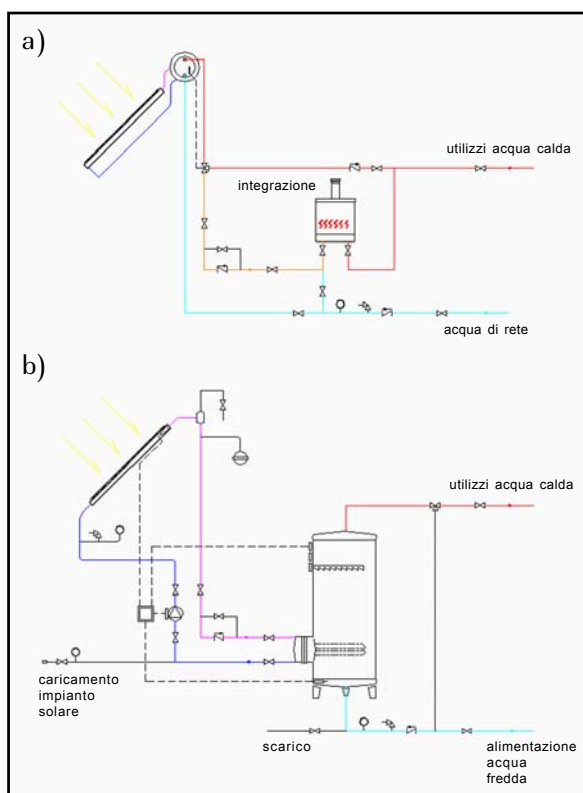
Per prevedere le prestazioni di questi impianti si può utilizzare un metodo *f-chart* modificato e basato sullo studio che alcuni autori hanno effettuato a partire da simulazioni eseguite con il codice TRNSYS [6] e da dati sperimentali ottenuti su diversi impianti a circolazione naturale.

La filosofia del metodo, in sintesi, consiste nell'ipotizzare una "Portata Media Equivalente" (PME) del fluido vettore, tale che la frazione mensile di energia solare termica fornita da un impianto a circolazione forzata che funziona con la PME, sia uguale a quella che fornirebbe un impianto equivalente a circolazione naturale.

La procedura proposta prevede di calcolare il Fattore di Contributo Solare per circolazione naturale f_{nat} , e di verificare che la PME ipotizzata sia tale che le perdite di carico da essa indotte siano uguali alla prevalenza naturale nel circuito dell'impianto solare. Se ciò non si verifica bisogna ipotizzare, con giusto criterio, un nuovo valore della PME e ripetere il ciclo di calcolo fino a convergenza.

Simulazione di un caso reale e conclusioni

Figura 5. Schemi idraulici esemplificativi degli impianti a collettori solari a circolazione naturale (a) e a circolazione forzata (b).



Come esempio applicativo viene presentata la simulazione dell'impianto per la produzione di ACS per un edificio sito nel comune di Assemini (CA), composto da sei villette a schiera e facente parte di un piano di lottizzazione, ormai in fase di studio avanzato, che privilegia l'impiego dell'energia solare.

Nella figura 4 è mostrato uno stralcio planimetrico dell'intervento, con la disposizione dell'edificio lungo l'asse Est-Ovest per favorire l'inserimento dei sistemi solari attivi. Le falde di copertura delle villette sono state studiate per poter inserire sia pannelli solari termici sia pannelli fotovoltaici, come previsto dalla normativa nazionale e dal PUC del comune di Assemini, in fase di approvazione.

• Scelta dell'impianto e analisi energetica

Per la realizzazione dell'impianto solare, sono state analizzate due proposte impiantistiche, con impianti autonomi a circolazione forzata e naturale per le singole villette. Un esempio di schema idraulico relativo agli impianti proposti è mostrato in figura 5. Considerata la tipologia edilizia si può ipotizzare che ogni unità abitativa possa accogliere cinque persone, con un consumo medio giornaliero di 60 litri di ACS pro capite, alla temperatura di 45°C e una temperatura dell'acqua proveniente dall'acquedotto pari a circa 13°C .

Nella tabella 1 sono riportati i parametri energetici ricavati relativi alle due soluzioni. È evidente come la soluzione a circolazione naturale permetta di ottenere valori del contributo solare sensibilmente superiori rispetto a quelli dell'impianto a circolazione forzata.

I vantaggi energetici dell'impianto a circolazione naturale rispetto a quello a circolazione forzata si possono mettere in evidenza anche confrontando i rispettivi fattori annui di contributo solare, nelle condizioni sopra descritte, per una data località e per un dato orientamento, al variare dell'inclinazione del collettore (figura 6).

	T_a	$\bar{G}_{m,h}$	$\bar{G}_{m,\beta}$	Q_i	$f_{for}Q_i$	$f_{nat}Q_i$
<i>mese</i>	$^{\circ}C$	$\frac{kWh}{m^2\ mese}$	$\frac{kWh}{m^2\ mese}$	$\frac{kWh}{m^2\ mese}$	$\frac{kWh}{m^2\ mese}$	$\frac{kWh}{m^2\ mese}$
gennaio	10.3	62.93	106.95	93.02	45.57	55.81
febbraio	10.8	76.16	110.88	84.02	47.05	58.81
marzo	12.8	124.00	155.00	93.02	66.04	85.58
aprile	15.1	154.20	163.50	90.02	70.22	89.12
maggio	18.4	193.75	182.90	93.02	78.14	92.09
giugno	22.9	208.20	185.70	90.02	80.12	89.12
luglio	25.5	234.98	213.90	93.02	90.23	92.09
agosto	25.5	205.84	209.25	93.02	89.3	92.09
settembre	23.3	146.70	174.00	90.02	76.51	89.12
ottobre	19.4	105.59	148.80	93.02	66.04	83.72
novembre	15.5	67.50	111.30	90.02	49.51	59.41
dicembre	11.7	55.18	97.34	93.02	40.93	50.23
anno	17.6	1635.00	1859.50	1095.20	799.70	937.20

Tabella 1. Parametri energetici delle due tipologie impiantistiche ($\varphi = 39^{\circ}15'$; $\gamma = 0^{\circ}$; $\beta = 40^{\circ}$)

Si può osservare nella figura 6 che i valori di f dipendono sensibilmente dall'inclinazione del collettore, anche se i valori del contributo solare relativi alla circolazione naturale si mantengono sempre maggiori rispetto a quelli della circolazione forzata.

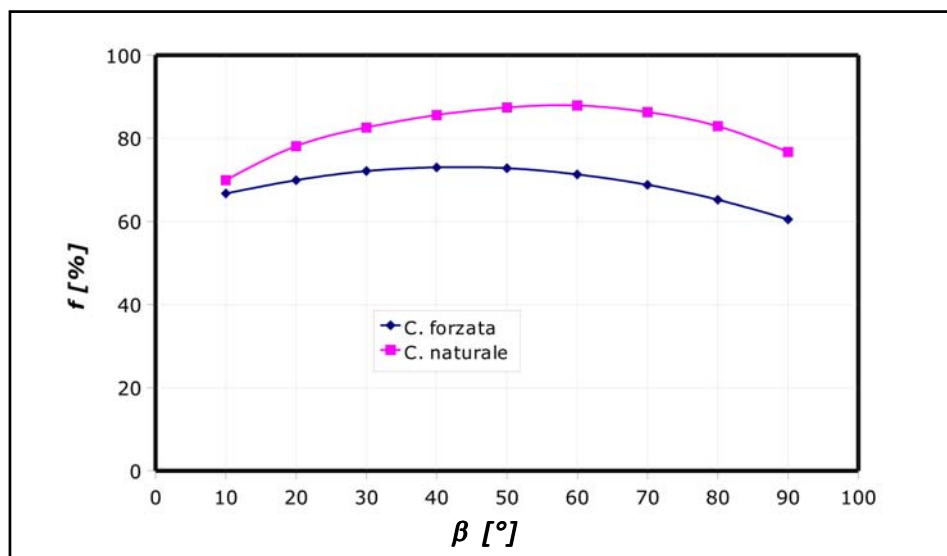


Figura 6. Confronto tra i fattori di contributo solare per gli impianti a circolazione forzata e naturale.

Gli evidenti vantaggi energetici del sistema a circolazione naturale, unitamente a minori complessità e costo rispetto all'impianto a circolazione forzata, determinano una maggiore convenienza tecnico-economica della prima tipologia. Tale convenienza rimane anche considerando l'ulteriore opzione di un impianto centralizzato a circolazione forzata poiché, se è vero che negli impianti centralizzati si riduce il numero di alcuni componenti, quali pompe di circolazione e serbatoi, d'altra parte occorre installare dispositivi di contabilizzazione dell'energia termica, che ne fanno aumentare il costo.

È da evidenziare inoltre che nel confronto tra circolazione forzata e naturale non si è tenuto conto che in questi ultimi la necessità manutentiva è quasi inesistente e l'affidabilità è maggiore per la mancanza di organi meccanici, elettrici ed elettronici perché la circolazione del fluido termo-vettore è garantita dalla forza di gravità.

Natalino Mandas
 Francesco Cambuli
 Gianluca Mandas

Simbologia

simbolo	definizione	unità
A_A	superficie captante dei collettori	[m ²]
c_f	calore specifico a pressione costante	[J/kgK]
f	fattore di contributo solare	
F_R	fattore di rimozione termico del collettore	
F'_R	fattore di rimozione collettore-scambiatore	
G	irradianza globale sul piano del collettore	[kW/m ²]
G_β	irradiazione giornaliera media mensile sul collettore	[kWh/m ² giorno]
G_h	irradiazione giornaliera media mensile su piano orizzontale	[kWh/m ² giorno]
$G_{m,h}$	irradiazione media mensile su piano orizzontale	[kWh/m ² mese]
$G_{m,\beta}$	irradiazione media mensile sul collettore	[kWh/m ² mese]
K_g	fattore di incidenza dell'irradiazione	
m	portata massica fluido termo-vettore	[kg/s]
N_i	numero di giorni del mese considerato	
Q_L	flusso termico dissipato nell'ambiente	[W]
Q	flusso termico utile	[W]
Q_i	fabbisogno termico mensile	[kWh]
Δt_i	numero di secondi del mese considerato	[s]
t_a	temperatura ambiente media mensile	[°C]
t_b	temperatura dell'acqua nel boiler	[°C]
t_e	temperatura fluido uscita dal collettore	[°C]
t_{in}	temperatura fluido entrata nel collettore	[°C]
t_m	temperatura media del fluido nel collettore	[°C]
t_p	temperatura media della piastra assorbente	[°C]
t_r	temperatura di arrivo dell'acqua dalla rete idrica	[°C]
U_L	fattore di perdita del collettore	[W/m ² K]
X	fattore di perdita (correlazione <i>f-chart</i>)	
Y	fattore di irradiazione (correlazione <i>f-chart</i>)	
pedici	definizione	unità
<i>ann</i>	annuo	
<i>e</i>	uscita	
<i>in</i>	ingresso	
<i>for</i>	circolazione forzata	
<i>nat</i>	circolazione naturale	
lettere greche	definizione	unità
α	assorbanza della piastra	
α_s	altezza solare	[°]; [rad]
β	inclinazione del collettore	[°]; [rad]
γ	azimut del collettore	[°]; [rad]
γ_s	azimut solare	[°]; [rad]
ϑ	angolo di incidenza dei raggi solari	[°]; [rad]
ε	fattore di efficienza dello scambiatore	
η	efficienza del collettore solare	
τ	trasmissione del vetro	
φ	latitudine della località	[°]; [rad]

Bibliografia

- [1] M.D. Wuestling, S.A. Kleine, J.A. Duffie, "Promising Control Alternatives for Solar Water Heating Systems", August 1985, Vol. 107
- [2] K.G.T. Holland, M. F. Lightstone, "A review of 'low-flow', stratified-tank solar water heating systems", Solar Energy Vol. 43, No. 2 pp. 97-105, 1989
- [3] J. Burch, J. Solasovich, T. Hillman, "Cold-Climates Solar Domestic Water Heating Systems: Life-Cycle Analyses and Opportunities for Cost Reduction", Ises Solar World Congress, Orlando, Florida, August 6-12, 2005, NREL/CP-550-37748
- [4] J.A. Duffie, W. A. Beckman, "Solar Engineering of Thermal Processes", John Wiley & Sons, Inc., 1991
- [5] ASHRAE Handbook "Heating, Ventilating and Air-Conditioning Application" 93-77
- [6] TRNSYS 16, "a TRaNsient SYstem Simulation program", Mathematical Reference, pag. 5-330
- [7] N. Mandas, F. Cambuli, G. Mandas; "Scelta ottimale della superficie di collettori solari negli impianti termici elio-assistiti per produzione di Acqua Calda Sanitaria", RCI, luglio 2008, ISSN 1120-8457.
- [8] UNI-EN 12975-2:2001