

# **POLITECNICO DI MILANO**

Scuola di Ingegneria Industriale e dell'Informazione

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Energetica  
Orientamento Termotecnica



## **ANALISI DI FATTIBILITÀ MEDIANTE SIMULAZIONI DI UN SISTEMA A PANNELLI SOLARI TERMICI ARIA-ACQUA PER LA PRODUZIONE DI ACQUA CALDA PER I PVS**

Relatore: Prof.ssa Emanuela COLOMBO

Co-relatore: Ing. Ferruccio MIGLIETTA

Studente: Emma ANTONACCI

Matricola: 786495

Anno Accademico 2013/ 2014



## Ringraziamenti

Ringrazio in primo luogo il professor Ferruccio Miglietta, il cui costante supporto è stato indispensabile per portare a termine questo lavoro. Ringrazio il professor Matteo Perotti per la sua preziosa collaborazione nel corso di questi mesi e Franco Mantega e il team ARETHA per il loro lavoro su questo progetto, a cui mi auguro questa tesi possa dare un contributo.

Ringrazio i miei genitori per avermi dato l'opportunità di scegliere e seguire la mia strada e per essere sempre stati pronti ad appoggiarmi indipendentemente da quale essa fosse.

Ringrazio la mia seconda famiglia dell'oasi LIPU di Massaciuccoli, sempre vicina anche se lontana. Grazie a Giulia, per gli anni del liceo, e ad Andrea, per esserci sempre stato. Un grazie anche a Bare, per avermi sempre supportato e sopportato, e a tutti gli amici che hanno reso meno duri questi anni di università.

Enfin, je veux remercier Jérôme, pour m'avoir enseigné beaucoup plus que le français, et Karo, pour avoir partagé avec moi les joies de la vie à Grenoble.



# Indice

## Introduzione

<b>1. ARETHA: AiR Exchange THERmal Assembly</b> .....	13
1.1 Il concept.....	13
1.2 ARETHA Nosedo.....	14
1.2.1 Sistema di controllo .....	17
1.2.2 Criticità di ARETHA Nosedo.....	20
<b>2. Contesto applicativo</b> .....	23
2.1 Wau, Sud Sudan: l'utenza da soddisfare .....	24
2.2 Dati meteorologici .....	26
2.3 I materiali reperibili .....	28
2.4 Night cooling.....	29
2.5 Riscaldamento acqua .....	30
<b>3. Modello MATLAB per ARETHA Wau</b> .....	31
3.1 Parametri ambientali.....	32
3.1.1 Radiazione solare incidente .....	32
3.1.2 Temp. dell'aria esterna, umidità relativa e velocità del vento.....	33
3.1.3 Temperatura della volta celeste .....	33
3.1.4 Temperatura di rugiada.....	34
3.2 Proprietà termofisiche .....	34
3.3 Schema di calcolo.....	34
3.3.1 Il box captante – ventola attiva .....	35
3.3.1.1 Calcolo coefficienti di scambio termico.....	38
3.3.2 Il box captante – ventola non attiva .....	40
3.3.2.1 Calcolo coefficienti di scambio termico.....	40
3.3.3 I tubi di collegamento .....	41
3.3.3.1 Calcolo coefficienti di scambio termico.....	42
3.3.4 Il radiatore.....	43
3.3.4.1 Calcolo coefficienti di scambio termico.....	45
3.3.4.2 Calcolo efficienza dell'alettatura.....	46
3.3.5 Il serbatoio di accumulo.....	47
3.3.6 Il prelievo dell'utenza .....	48
3.4 Approssimazioni introdotte .....	48
3.5 Logica di controllo .....	49

<b>4. Validazione del modello .....</b>	<b>51</b>
4.1 Nuova logica di funzionamento .....	51
4.1.1 Bilanci di potenza del pannello .....	53
4.1.2 Calcolo dei coeff. di scambio termico lato interno del pannello ...	54
4.1.3 Il radiatore .....	55
4.1.4 Logica di controllo .....	56
4.2 Parametri delle simulazioni.....	56
4.3 Risultati della simulazione e confronto coi dati sperimentali .....	58
4.4 Influenza della velocità del vento .....	67
4.5 Commento ai risultati.....	70
<b>5. Valutazione delle prestazioni di ARETHA Wau .....</b>	<b>73</b>
5.1 Caratteristiche dell'impianto.....	73
5.2 Parametri delle simulazioni.....	75
5.3 Variazione dell'assetto del box .....	77
5.3.1 Analisi dei risultati .....	81
5.4 Variazione della capacità dell'accumulo .....	83
5.4.1 Analisi dei risultati .....	84
5.5 Valutazione prestazioni con diverse modalità di prelievo .....	85
5.5.1 Analisi dei risultati .....	88
5.6 Valutazione prestazioni con precarica del serbatoio.....	89
5.6.1 Analisi dei risultati .....	90
5.7 Variazione della lunghezza dei tubi lato acqua.....	90
5.7.1 Analisi dei risultati .....	91
5.8 Variazione della superficie captante .....	91
5.8.1 Analisi dei risultati .....	93
5.9 Variazione della portata d'aria .....	94
5.9.1 Analisi dei risultati .....	97
5.10 Variazione della portata d'acqua .....	98
5.10.1 Analisi dei risultati .....	99
<b>6. Ottimizzazione e dimensionamento del sistema.....</b>	<b>101</b>
6.1 Sintesi dei risultati delle simulazioni di ARETHA Wau .....	101
6.2 Influenza della velocità del vento sulle prestazioni .....	102
6.3 Ottimizzazione di ARETHA Wau .....	103
6.3.1 ARETHA Wau lavatrici.....	103
6.3.2 ARETHA Wau lavatrici + docce .....	104
6.3.3 ARETHA Wau sterilizzatrici .....	107
6.4 Confronto tra ARETHA Wau e ARETHA Nosedo .....	107
6.4.1 Influenza dello spessore dell'isolamento del serbatoio .....	107
6.4.2 Influenza dello spessore dell'isolamento del box captante.....	109
6.4.3 Influenza della lunghezza dei tubi .....	110

6.4.4	Combinazione dei parametri precedenti .....	111
6.4.5	Analisi dei risultati .....	112
6.5	Performance stagionale .....	112
6.6	Calcolo perdite di carico.....	114
6.6.1	Perdite di carico lato acqua.....	114
6.6.2	Perdite di carico lato aria .....	115
6.7	Sistema di controllo .....	118
6.8	Confronto con pannello tradizionale .....	120
6.8.1	Confronto prestazionale.....	120
6.8.2	Confronto economico .....	122
6.8.3	Commento ai risultati .....	122
<b>7.</b>	<b>Conclusioni e sviluppi futuri .....</b>	<b>125</b>
	<b>Appendice A: dati meteo utilizzati nelle simulazioni .....</b>	<b>127</b>
	<b>Appendice B: modello MATLAB per Wau .....</b>	<b>131</b>
	<b>Indice delle figure .....</b>	<b>165</b>
	<b>Indice delle tabelle.....</b>	<b>169</b>
	<b>Simboli utilizzati.....</b>	<b>171</b>
	<b>Bibliografia .....</b>	<b>175</b>



## **Sommario**

L'accesso all'energia è una problematica fondamentale per i Paesi in via di sviluppo, dove molto spesso i metodi tradizionali per la produzione di energia risultano di difficile impiego a causa del costo eccessivo e della mancanza delle competenze specialistiche necessarie alla loro installazione e manutenzione. Da questa consapevolezza nasce e si sviluppa l'idea di ARETHA, Air Exchange Thermal Assembly, un pannello solare ad aria che utilizza una tecnologia semplice ed è realizzato con materiali di recupero, facilmente reperibili ovunque. ARETHA è in grado di produrre acqua calda per gli usi più diversi e non richiede competenze specialistiche per essere realizzato. Per questi motivi, ARETHA può costituire una valida alternativa ai sistemi tradizionali nei Paesi in cui risulta difficile accedervi.

In questo lavoro si è valutata la fattibilità di un sistema basato sulla tecnologia ARETHA che potesse soddisfare i fabbisogni energetici dell'ospedale S.Daniele Comboni di Wau, Sud Sudan. Dopo aver concepito il sistema, è stato creato un modello MATLAB che ne descrivesse il comportamento. Il modello è stato poi validato tramite confronto con dati sperimentali raccolti in un prototipo di ARETHA esistente a Milano. Dopo la validazione, si è proceduto all'ottimizzazione del sistema ARETHA da realizzare a Wau tramite simulazioni. Il sistema ottimizzato è stato infine confrontato con un collettore solare piano tradizionale, in termini di costo e rendimento. Dal confronto è emerso che per avere una performance identica a quella di un collettore solare tradizionale, un sistema basato su ARETHA necessita di una superficie tre volte maggiore, a fronte di un costo di realizzazione pari alla metà.

## **Parole Chiave**

Pannello solare ad aria, Accesso all'energia, Modellazione, Ottimizzazione



## **Abstract**

Energy access is one of the major challenges in the developing countries, where the devices that are traditionally employed to produce energy are difficult to use because of their high cost and because of the lack of specialized workers for the installation and maintenance of such devices. It is in this context that the idea of the ARETHA solar panel was born. ARETHA, AiR Exchange Thermal Assembly, is a solar panel that can provide hot water for different purposes. In ARETHA, a car radiator is placed in a wooden box closed with a sheet of transparent material (glass, polycarbonate). The solar radiation passes through the transparent cover and heats the internal air, that is drawn through a car radiator by a fan. Consequently the water flowing through the car heats up. ARETHA uses a very simple technology and can be built with very common materials, that can be easily recycled and found everywhere. For these reasons, AREHTA could represent a valid alternative to traditional devices in developing countries.

The aim of this work is to verify the feasibility of an ARETHA-based system that could provide hot water to the S.Daniele Comboni Hospital in Wau, South Sudan. Firstly the system was conceived, and a MATLAB-based model was created in order to describe the system behavior. The model was validated comparing simulated temperature values and experimental data, measured on an ARETHA prototype build in Milan, Italy. The ARETHA-based system to be built in Wau was then optimized via simulations. Finally, the performance and the cost of the optimized system were compared with those of a traditional flat plate collector. The comparison showed that an ARETHA-based system must have a surface three times bigger than that of a traditional collector in order to have the same performance, but costs half the price.

## **Keywords**

Solar air heater, Energy access, Modelling, Optimization



# Introduzione

Nell'ambito di questo lavoro ci si propone di verificare la fattibilità di un sistema di produzione di acqua calda mediante un pannello solare a basso costo che sfrutti il concept di ARETHA, AiR Exchange THERmal Assembly, per soddisfare il fabbisogno di acqua calda dell'ospedale San Daniele Comboni di Wau, Sud Sudan. Questa utenza è stata scelta poiché un ex ricercatore del Politecnico di Milano, il professor Matteo Perotti, vi si è trasferito nell'ambito di un progetto di cooperazione internazionale e ha fornito la sua collaborazione per questo lavoro.

ARETHA è un sistema per la produzione di acqua calda economico ed ecologico, basato su un principio di funzionamento molto semplice che utilizza una tecnologia non sofisticata e realizzabile con materiali di recupero. Per queste ragioni è potenzialmente un ottimo strumento per paesi in via di sviluppo, dove non sono facilmente reperibili né i sistemi a pannelli solari tradizionali né la manodopera specializzata necessaria per la loro installazione e manutenzione. In un pannello ARETHA la radiazione solare scalda dell'aria che viene ventilata attraverso un radiatore d'automobile in cui circola acqua, a cui cede potenza termica. L'acqua può essere accumulata in serbatoi e utilizzata per vari scopi.

Esistono diversi prototipi di ARETHA realizzati in Italia; in questo lavoro si farà in particolare riferimento al prototipo costruito presso il depuratore di Nosedo, a Milano. In questo sistema sono infatti presenti diversi sensori per l'acquisizione dei dati che permettono di valutare la prestazione del prototipo.

Il lavoro è strutturato come segue.

Una volta inquadrato il contesto applicativo di Wau, Sud Sudan, e concepito il sistema a grandi linee si è passati alla creazione di un modello MATLAB che potesse descrivere il sistema e quindi permettere di valutarne la performance. Il modello è stato poi validato tramite il confronto con i dati sperimentali acquisiti a Nosedo in modo da comprendere quali fossero la sua affidabilità e i suoi limiti. Una volta validato il modello si è proceduto a ottimizzare le dimensioni dei vari componenti del sistema tramite le simulazioni.

Nel capitolo 1 vengono descritti la tecnologia ARETHA e il prototipo realizzato a Nosedo. Nel capitolo 2 vengono illustrati il contesto applicativo di Wau e l'utenza da soddisfare. Nel capitolo 3 vengono descritti l'impianto da installarsi a Wau e il modello implementato in MATLAB. Nel capitolo 4 viene validato il modello tramite il confronto con i dati di Nosedo. Nel capitolo 5 vengono effettuate le simulazioni per il caso di un sistema installato a Wau. Nel capitolo

6 il sistema viene ottimizzato, dimensionato e confrontato con un collettore piano tradizionale. Nel capitolo 7 vengono esposte le conclusioni del lavoro e i possibili sviluppi futuri.

# Capitolo 1

## ARETHA: AiR Exchange THERmal Assembly

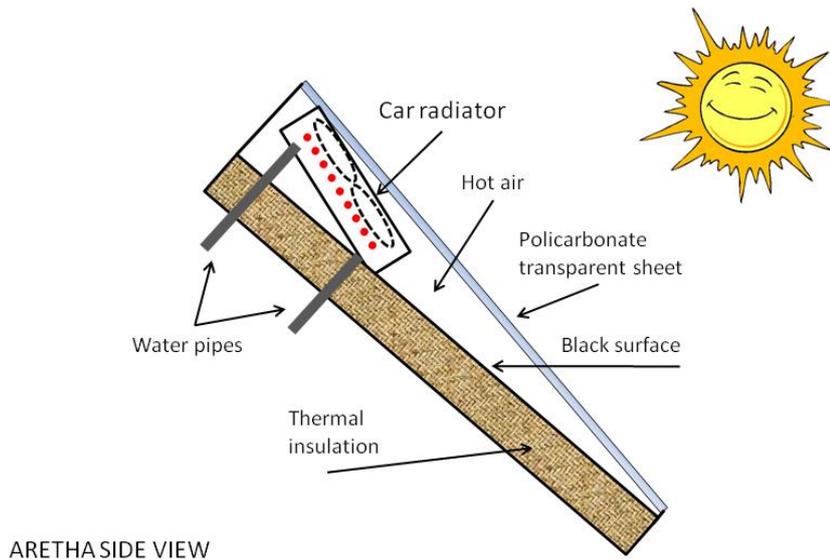
### 1.1 Il concept

ARETHA [1] nasce da un'idea di Franco Mantega, che nel 2010 costruisce il primo prototipo di questo pannello solare. L'idea è di realizzare un pannello solare con materiali di recupero, che sia a basso costo e bassa tecnologia. Nel pannello lo scambio termico avviene tra aria (riscaldata grazie alla radiazione solare) e acqua (conservata in bidoni d'accumulo) per mezzo di un radiatore d'automobile.

Il concept di ARETHA nasce dalla consapevolezza che ogni anno milioni di autoveicoli giunti al termine della loro vita utile vengono rottamati assieme ai loro componenti, sebbene questi non siano tutti ugualmente usurati. Il radiatore, in particolare, è ben lungi dall'essere inutilizzabile in quanto il suo sovradimensionamento, necessario al fine di garantire un'alta efficienza di scambio termico, e l'utilizzo di antigelo nell'acqua, che lo protegge dalla corrosione, garantiscono a questo componente una vita utile ben più lunga di quella del veicolo stesso.

In ARETHA il radiatore, normalmente pensato per raffreddare tramite aria un fluido caldo (miscela acqua+antigelo), ha funzionamento opposto al consueto, ovvero viene posto in un box in legno con copertura in vetro o policarbonato, in cui permette lo scambio termico tra l'aria riscaldata dalla radiazione solare e l'acqua, più fredda, accumulata in serbatoi.

ARETHA vuole rispondere all'esigenza di costruire un sistema per la produzione di calore (acqua calda) che sia a basso costo, a basso impatto ambientale e realizzato con una tecnologia semplice, in modo da poter essere utilizzato e costruito da chiunque, anche nei paesi in via di sviluppo, dove le moderne tecnologie solari possono risultare troppo costose o complesse, soprattutto per la mancanza di manodopera specializzata.



*Fig. 1.1 Principio di funzionamento di ARETHA*

Sono state pensate diverse applicazioni per ARETHA: questo sistema può essere impiegato per il riscaldamento notturno di serre, tramite un secondo radiatore posto all'interno della serra stessa, in cui circola l'acqua riscaldata e accumulata durante il giorno. Tramite l'introduzione di un secondo radiatore nell'accumulo, è invece possibile creare un circuito separato che permette la produzione di acqua calda sanitaria. Nei paesi occidentali il sistema ARETHA non può però essere impiegato nel settore edilizio a causa dell'impossibilità di certificare i materiali impiegati; in questo contesto il pannello avrebbe pertanto una funzione principalmente didattica.

## **1.2 ARETHA Nosedo**

Per comprendere le potenzialità e la performance di ARETHA sono stati realizzati diversi prototipi. In questo lavoro si fa riferimento al prototipo presente presso il depuratore di Nosedo, a Milano, in cui sono stati installati numerosi sensori per la misura di temperatura, radiazione solare e portata.

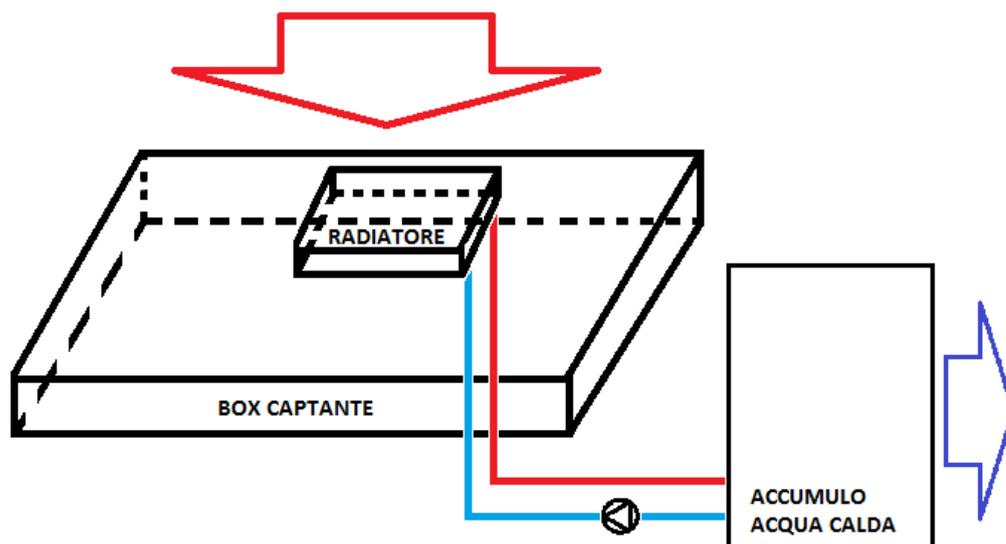
Questo prototipo è stato realizzato nei primi mesi del 2013 in collaborazione con CISE 2007, Centro Italiano per la Sostenibilità e l'Energia ([www.cise2007.eu](http://www.cise2007.eu)) e GREEM, GRUpo Ecologico Est Milano ([www.greem.it](http://www.greem.it)).



*Fig.1.2 ARETHA Nosedo e i suoi ideatori: Bruno Riva, Piero Borroni, Gianni Pampurini, Franco Mantega, Paolo Bonelli.*

ARETHA Nosedo si compone di una camera di legno compensato di spessore 19 mm, con fondo e pareti isolati con lastre di polistirene estruso a cella chiusa 40 mm + lana di roccia con foglio di alluminio bocciardato dipinto di nero per uno spessore totale di 30 mm. La camera è chiusa superiormente da lastre trasparenti di policarbonato alveolare a tre strati di spessore 16 mm, aventi complessivamente una superficie lorda di circa 10 m<sup>2</sup>.

All'interno della camera, in posizione alta e centrale, è posizionato un radiatore, progettato per una Fiat Coupé 16V da 96 kW di potenza alle ruote. Si è scelto di utilizzare un radiatore nuovo per essere sicuri della sua prestazione. Il radiatore è accoppiato a un ventilatore a due ventole "gate S.p.A Asti MP8015" da 12 Vcc, originariamente progettato per un'Audi da circa 66 kW (90 CV). Le ventole, quando attivate, forzano il passaggio dell'aria riscaldata attraverso il radiatore, dal basso verso l'alto. Il radiatore è collegato a due serbatoi di accumulo tra loro in parallelo, di capacità di 950 litri ciascuno.



*Fig.1.3 Schema di funzionamento di ARETHA Nosedo*

Uno dei serbatoi (tank 2) è isolato con poliuretano espanso, rigido, per uno spessore di circa 8 cm, mentre l'altro (tank 1) è isolato per mezzo di una matassa di lana di vetro incollata su carta, avvolta in due strati per uno spessore totale di 8 cm. In quest'ultimo serbatoio è inoltre presente un secondo radiatore, che tramite un circuito secondario e un terzo radiatore riscalda il container adiacente al pannello, adibito a sala controlli.

Da letteratura il poliuretano espanso risulta avere una conduttività di circa 0,026 W/mK, contro gli 0,038 W/mK della lana di vetro, tuttavia i dati sperimentali evidenziano una peggiore performance del tank 2. Questo fatto è imputabile a disomogeneità nell'isolamento in poliuretano dovute alla modalità di applicazione impiegata, l'applicazione a spruzzo, rivelatasi inadeguata per la geometria dell'accumulo.

Alla luce della miglior performance del tank 1, questo serbatoio è quello che rimane sempre collegato al pannello, mentre il secondo viene escluso durante il periodo invernale, così da poter permettere ad almeno un serbatoio di raggiungere temperature accettabili (intorno ai 30°C) anche in condizione di ridotto irraggiamento solare.

La circolazione dell'acqua nel circuito primario è garantita da una pompa RIELLO PN6-TF95, recuperata dalla dismissione di una caldaia domestica, la cui alimentazione è garantita da un alimentatore recuperato da un vecchio pc.

Nelle tabelle 1.1-1.3 vengono riassunti i dati principali di funzionamento del sistema e le caratteristiche termofisiche dei materiali impiegati.

*Tab.1.1 Parametri del sistema*

Superficie totale netta [m <sup>2</sup> ]	8,98
Inclinazione pannello [°]	43est/58inv
Orientamento pannello	SUD
Portata acqua [kg/s]	0,3
Portata aria [kg/s/ventola]	0,2379

*Tab.1.2 Caratteristiche termofisiche dei materiali [3]*

	k [W/mK]	s[m]
Legno	0,12	0,019
Lana di roccia	0,049	0,030
Polistirene	0,027	0,040
Lana di vetro	0,038	0,080
Poliuretano	0,026	0,080

*Tab.1.3 Caratteristiche termofisiche del policarbonato alveolare [3], [4]*

Spessore [m]	0,016
Conduttività [W/mK]	0,032
Emissività $\epsilon$	0,9
Trasmittanza $\tau$	0,66

### **1.2.1 Sistema di controllo**

Il sistema di acquisizione dei dati si compone di:

- una scheda Arduino per il controllo di pompa e ventole e l'acquisizione dati
- un piranometro CMP6 marca Kipp&Zonen, avente la stessa inclinazione del fondo del pannello.
- 13 sensori di temperatura DS18B20 della Maxim Integrated

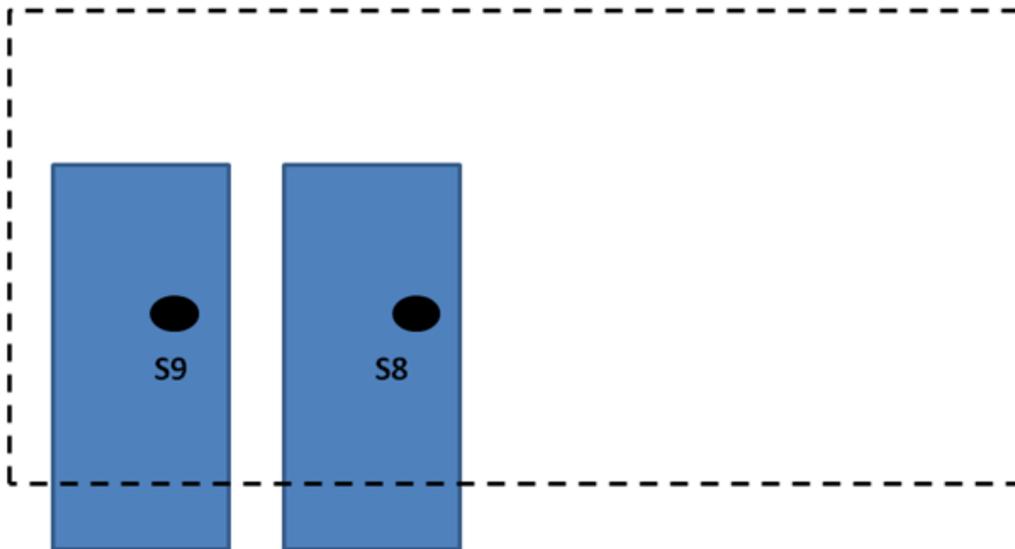
I dati acquisiti vengono trasmessi in internet tramite una seconda scheda Arduino dotata di un Ethernet Shield, e sono consultabili al sito: [http://www.meteoenergia.it/aretha/index\\_aretha.htm](http://www.meteoenergia.it/aretha/index_aretha.htm).

I sensori di temperatura hanno un'accuratezza di  $\pm 0,5^{\circ}\text{C}$  in un range di temperatura che va dai  $-10^{\circ}\text{C}$  ai  $+85^{\circ}\text{C}$ , e un campo di funzionamento che va dai  $-55^{\circ}\text{C}$  ai  $+125^{\circ}\text{C}$  [4].

*Tab.1.4 Elenco dei sensori di temperatura*

<b>Sensore</b>	<b>Temperatura misurata</b>
S4	Aria angolo alto
S6	Aria sotto radiatore (ingresso)
S7	Aria esterna
S8	Tank 1 - sensore galleggiante
S9	Tank 2 - sensore affondato
S10	Acqua entrata
S11	Acqua uscita
S12	Aria angolo basso
S14	Aria interna
S15	Aria sopra radiatore (uscita)
S16	Radiatore parte sopra a contatto
S17	Radiatore parte sotto a contatto
S18	Fondo pannello (lato interno)

Sono di seguito illustrate le diverse collocazioni dei sensori di temperatura presenti in ARETHA Nosedo (figure 1.4-1.6).



*Fig.1.4 Posizionamento sensori nei bidoni di ARETHA Nosedo*

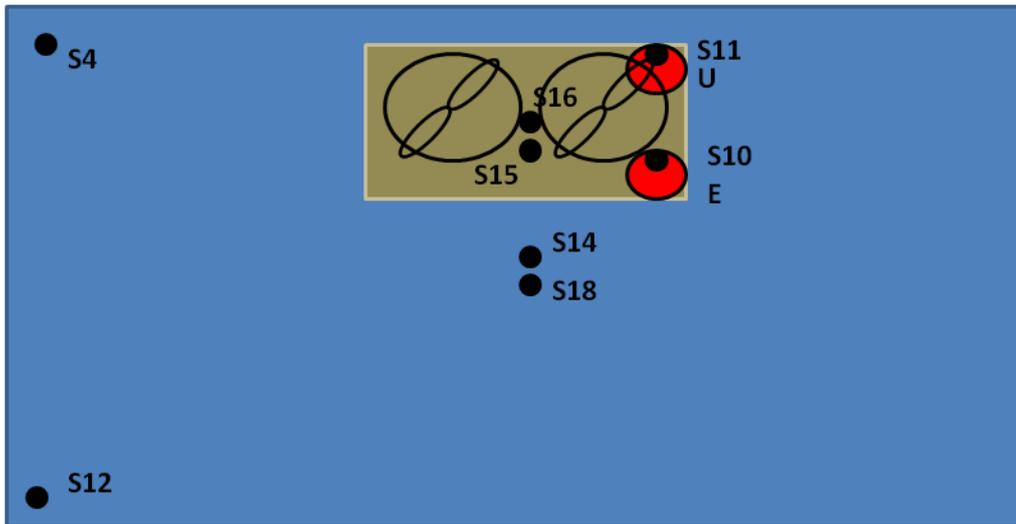


Fig.1.5 Posizionamento sensori nel box captante di ARETHA Nosedo

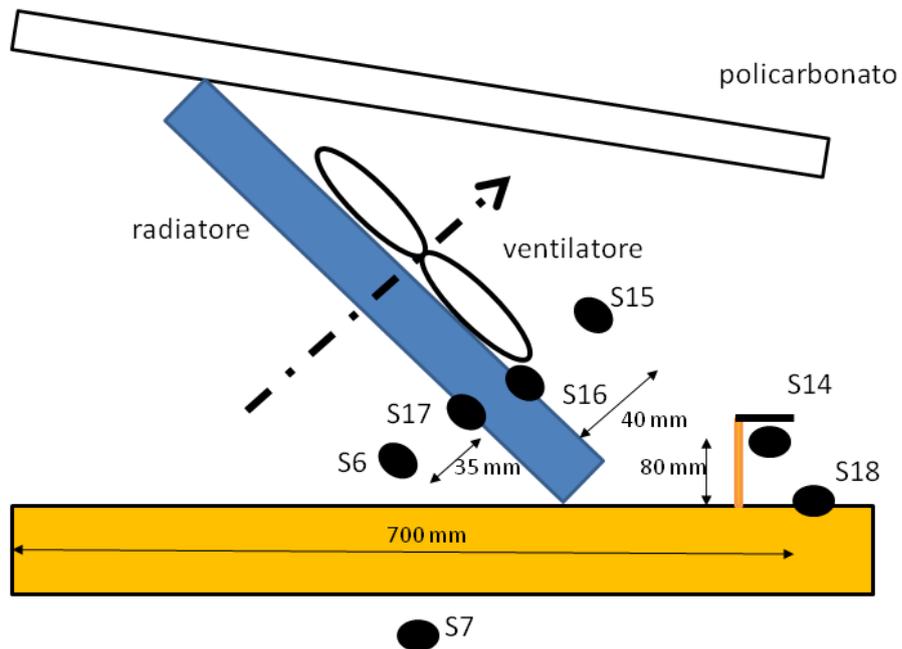


Fig.1.6 Posizionamento sensori nel box captante di ARETHA Nosedo

Il sistema di controllo di ARETHA è affidato ad Arduino ([www.arduino.cc](http://www.arduino.cc)), e sfrutta quindi una tecnologia semplice e open source.

Durante il funzionamento estivo (estate 2013), il sistema avvia la pompa del circuito primario quando la temperatura dell'aria interna vicino al radiatore supera di 20°C quella dell'acqua contenuta nei bidoni dell'accumulo e la arresta quando la differenza tra le due temperature scende a 5°C.

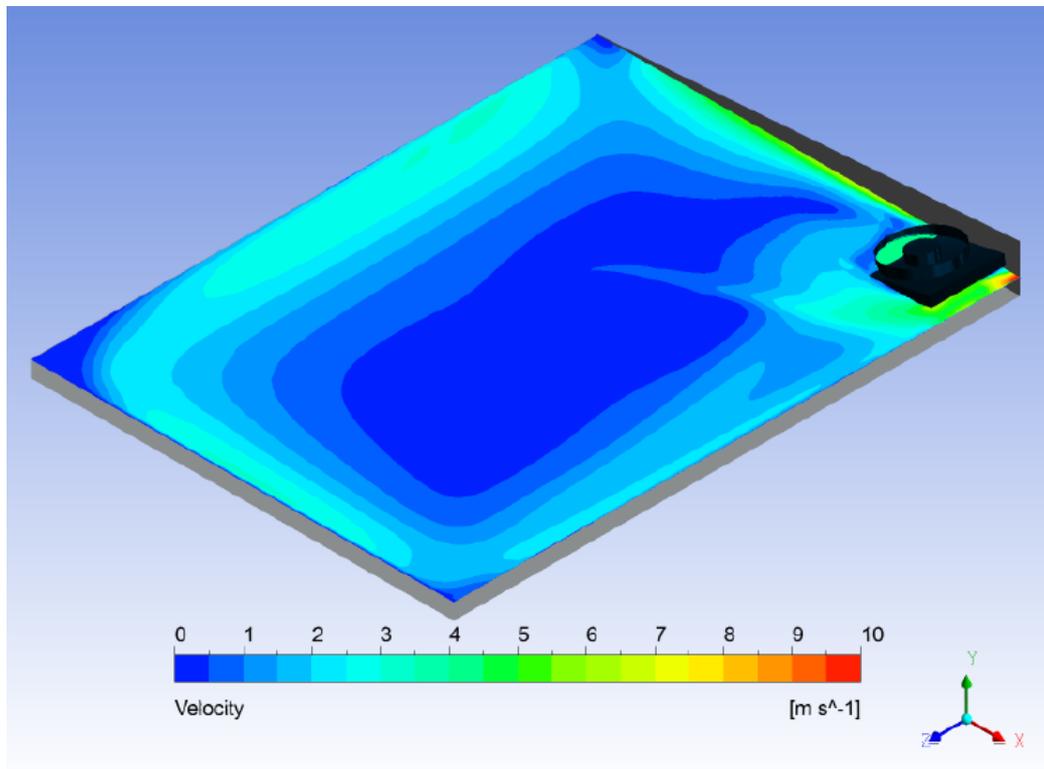
Il sistema provvede ad arrestare la circolazione del primario quando l'accumulo raggiunge una temperatura di 62°C, immettendo acqua fredda prelevata dall'acquedotto nel serbatoio finché non si raggiunge una temperatura di 58°C, questo per preservare la pompa, che avrebbe problemi a lavorare a più di 60°C.

Nei mesi invernali si è però optato per un funzionamento continuato della pompa durante un determinato periodo della giornata (09:00:00 – 15:59:59), non sussistendo il problema del raggiungimento di temperature tanto elevate da danneggiare la pompa. Al fine di evitare il rischio di gelo, è stato inoltre previsto che durante la notte la pompa si attivi a ventola spenta quando la temperatura registrata nei pressi del radiatore raggiunge 1°C e si arresti al raggiungimento di 3°C. In questo modo si è evitato l'impiego di costoso anticongelante ed è stato scongiurato il pericolo di congelamento dell'acqua nel circuito.

### **1.2.2 Criticità di ARETHA Nosedo**

La configurazione attuale di ARETHA ha evidenziato principalmente due criticità.

In estate, la temperatura dell'aria in corrispondenza dello spigolo alto raggiunge picchi di circa 110°C, a fronte di una temperatura massima consigliata per l'utilizzo senza carico del policarbonato di 120°C [3]. Per un'applicazione del pannello in Sud Sudan il rischio di danneggiamento della lastra in una configurazione identica all'attuale sarebbe elevatissimo: si rende quindi necessario ripensare il pannello per poter realizzare un'applicazione della tecnologia ARETHA in loco. È inoltre evidente che se la temperatura dello spigolo alto raggiunge tali valori, esiste del calore utile che non viene adeguatamente sfruttato dal sistema. Studi fluidodinamici [5] hanno evidenziato che il radiatore si trova a operare in condizioni sfavorevoli per lo scambio termico: essendo lo spazio tra radiatore e lastra di policarbonato molto ristretto, l'aria in uscita dal radiatore impatta contro la lastra e si trova ad essere ricircolata. Pertanto esiste di fatto una zona centrale del pannello che scambia calore con l'acqua, mentre nelle zone ai lati l'aria ha velocità molto bassa e non riesce a fornire potenza utile all'acqua (figura 1.7).



*Fig. 1.7. Distribuzione della velocità dell'aria nel box del pannello (metà sinistra del pannello) [5]*

Alla luce di ciò e di altre considerazioni che sono presentate in seguito, si è pensato di optare, per il sistema da installare in Sud Sudan, per una configurazione con radiatore esterno al pannello captante.

Gli isolanti sintetici impiegati in ARETHA Nosedo possono essere sostituiti da semplice paglia pressata o da lana ovina: materiali eco-compatibili e di facile reperibilità, anche nei Paesi in via di sviluppo, che garantiscono comunque una buona performance. Oltre che per motivazioni ecologiche, si preferisce, per ragioni di costo e reperibilità, puntare su materiali isolanti naturali che siano disponibili in loco.



## Capitolo 2

### Contesto applicativo

L'accesso all'energia è un problema fondamentale per l'Africa Sub-Sahariana, come sottolineato ad esempio dal World Energy Outlook della International Energy Agency.

Tab.2.1 Penetrazione elettrica in Africa [6]

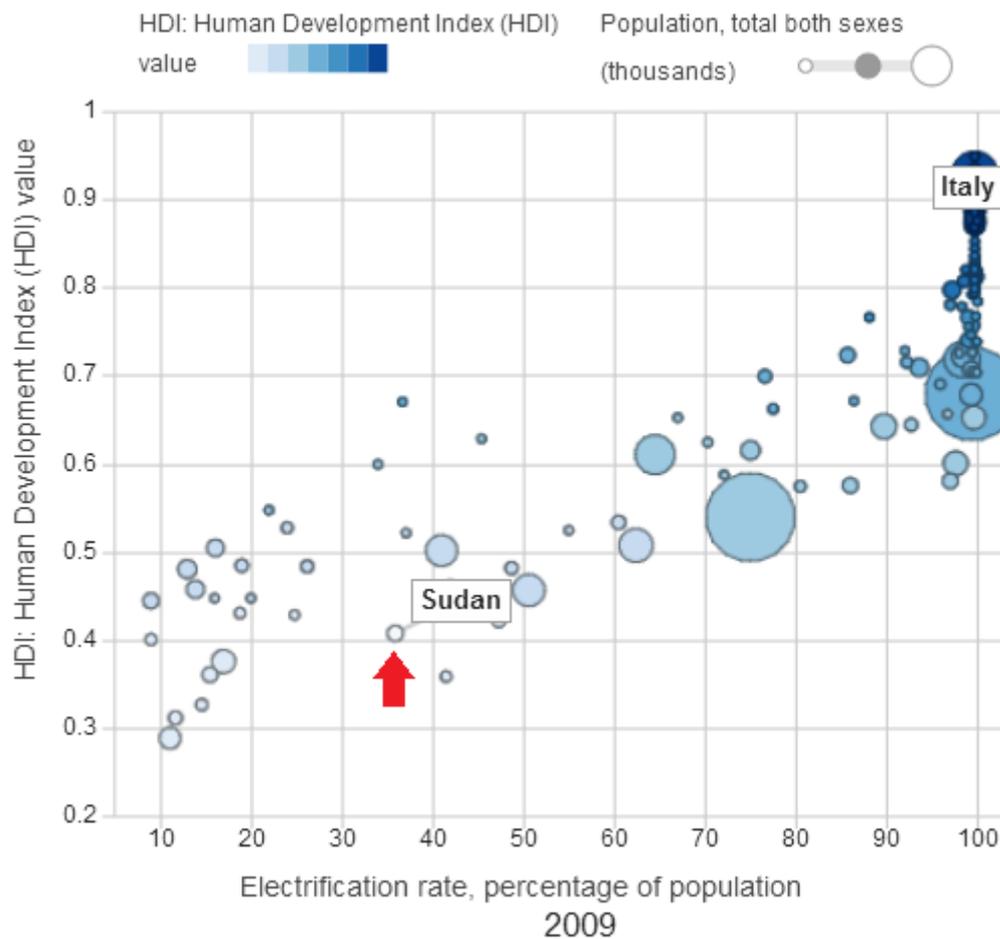
Accesso all'elettricità nel 2011 - Africa				
Regione	Popolazione senza accesso all'elettricità millions	Tasso di elettrificazione %	Tasso di elettrificazione urbano %	Tasso di elettrificazione rurale %
Africa	600	42,6	65,2	27,8
Nord Africa	1	99,4	100,0	98,7
Africa Sub-Sahariana	599	31,8	55,2	18,3
Sudan <sup>1</sup>	25	29	57	14

La disponibilità di energia elettrica, per gli usi più diversi, è un elemento indispensabile per il benessere della popolazione, come dimostrato dalla sua correlazione con l'indice di sviluppo umano (HDI), indicatore di sviluppo economico che combina aspettativa di vita, livello di istruzione e reddito della popolazione di un paese. Paesi che hanno una ridotta copertura elettrica hanno anche tendenza ad avere un basso indice di sviluppo umano, come illustrato in figura 2.1.

In un contesto come quello sud sudanese, è evidente che metodi alternativi a quelli a cui ci si è abituati nei paesi occidentali per la produzione di elettricità e acqua calda sono pressoché indispensabili nella maggior parte dei casi. È quindi in questo ambito applicativo che una soluzione impiantistica basata sulla tecnologia ARETHA può diventare un valido sistema per soddisfare i fabbisogni energetici in termini di acqua calda (a uso sanitario e non) della popolazione.

---

<sup>1</sup> Il Sud Sudan è diventato uno stato indipendente solo nel 2011, pertanto per alcuni dei dati utilizzati si fa riferimento allo stato del Sudan.



*Fig.2.1 Sviluppo economico e penetrazione elettrica. Nel 2009 il Sud Sudan non era ancora uno stato indipendente [7]*

## 2.1 Wau, Sud Sudan: l'utenza da soddisfare

Wau è la più importante città del Sud Sudan dopo la capitale Juba, ed è la capitale dello Stato del Bahr al-Ghazal Occidentale, uno dei dieci Stati che costituiscono il Sud Sudan. La sua popolazione è stimata in 151320 abitanti (dato 2011) [8].

Un ex ricercatore del Politecnico di Milano, il professor Matteo Perotti, si è trasferito a Wau, nell'ambito di un progetto di cooperazione internazionale e insegna alla locale università. D'accordo con il professor Perotti, si è deciso di valutare la fattibilità e la performance ottenibile da parte di un sistema basato

sull'idea di ARETHA e verificare se sia in grado di soddisfare i fabbisogni di acqua calda sanitaria del locale ospedale San Daniele Comboni.



Fig.2.2 Wau, Sud Sudan

A Wau non esiste una rete elettrica, pertanto i fabbisogni energetici dell'ospedale sono soddisfatti tramite un gruppo elettrogeno (attivo dalle 09:00 alle 15:00) e pannelli fotovoltaici.

Le esigenze energetiche dell'ospedale sono le seguenti:

- raffrescamento dei locali, e in particolare della sala operatoria, attualmente garantito da un condizionatore split che assorbe circa  $2,5 \div 3$  kWh elettrici
- acqua calda a bassa temperatura ( $40 \div 45^\circ\text{C}$ ) per le lavatrici (circa 150 litri/giorno)
- acqua calda ad alta temperatura per le sterilizzatrici (circa 10 litri/giorno a  $134^\circ\text{C}$ )
- acqua calda sanitaria per le docce per 2 o 3 persone (circa 150 litri/giorno a  $40^\circ\text{C}$ )

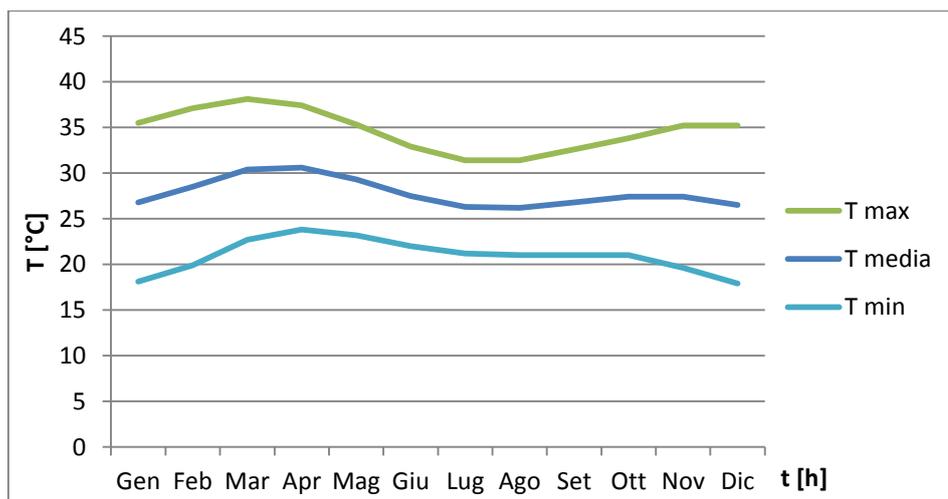


*Fig.2.3 L'ospedale San Daniele Comboni di Wau [9]*

## 2.2 Dati meteorologici

Il Sud Sudan ha un clima di tipo tropicale, caratterizzato da una stagione delle piogge molto umida e con elevate precipitazioni, seguita da una stagione secca. La temperatura è mediamente elevata, luglio, agosto, dicembre e gennaio sono i mesi più freschi, con una temperatura media intorno ai 26°C, mentre marzo e aprile sono i mesi più caldi, con una temperatura media di circa 31°C.

La maggior parte delle precipitazioni è registrata nei mesi tra maggio e ottobre, ma la stagione delle piogge può cominciare ad aprile e perdurare fino a novembre.



*Fig.2.4 Andamento nell'arco dell'anno della media mensile delle temperature massima, minima e media giornaliera dell'aria in Sud Sudan [10]*

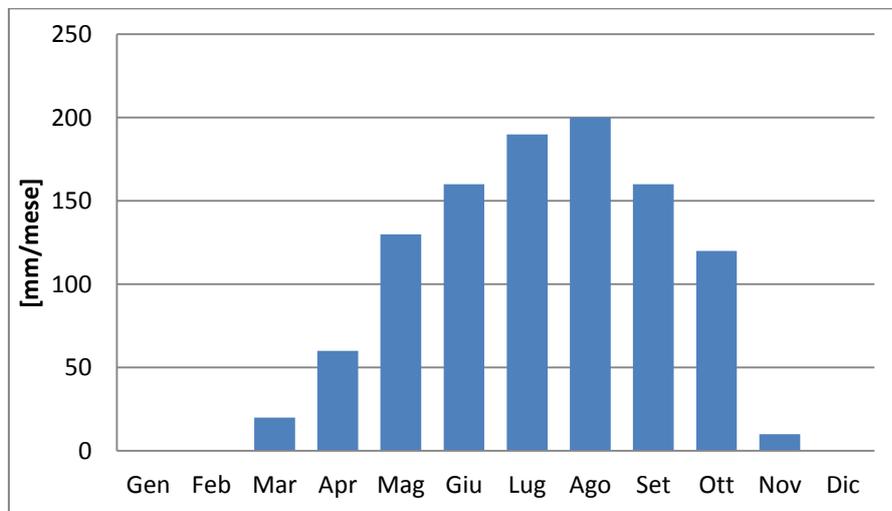


Fig.2.5 Andamento annuale delle precipitazioni in Sud Sudan [11]

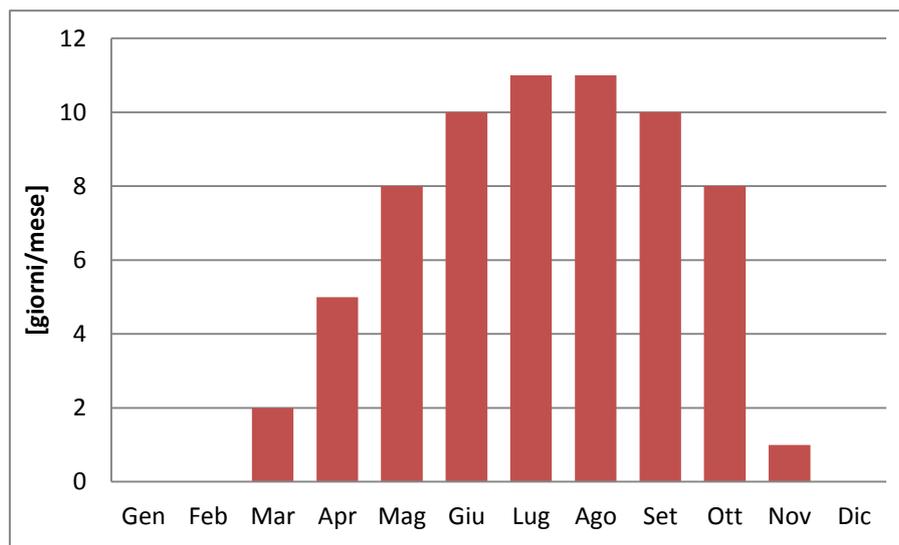
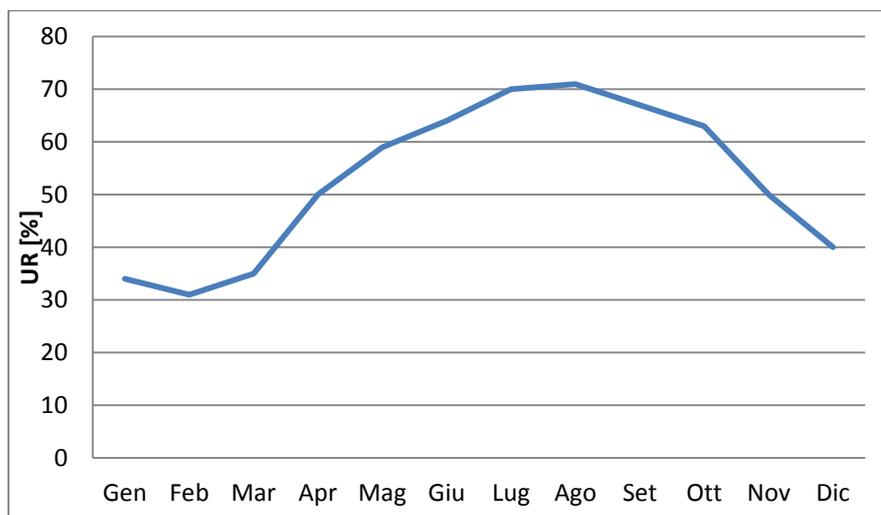


Fig.2.6 Media delle giornate piovose (con precipitazioni  $\geq 0,1$  mm) per mese in Sud Sudan [11]



*Fig.2.7 Andamento annuale dell'umidità relativa in Sud Sudan [11]*

## 2.3 I materiali reperibili

Nel prototipo di ARETHA realizzato a Milano Nosedo sono stati impiegati diversi materiali difficilmente reperibili in Sud Sudan, quali il policarbonato della copertura del box e gli isolanti.

A questi materiali si è quindi ipotizzato di sostituirne altri che garantissero la performance più elevata possibile e fossero nel contempo facilmente reperibili in loco a costi contenuti.

Vista la disponibilità di capi di bestiame, fra cui pecore, si è pensato ad un isolamento di box captante, bidoni d'accumulo e tubi di collegamento realizzato in lana. Come lastra trasparente è possibile utilizzare del vetro, generalmente disponibile in loco in formato di 800x1200 mm. Per quanto riguarda i bidoni di accumulo, sono disponibili serbatoi di diverse capacità, dai 500 ai 5000 litri. Dalle informazioni fornite dal professor Perotti risulta esserci disponibilità di tubazioni di varie taglie sia in acciaio che in PVC.

Utilizzando dei pallet opportunamente modificati è possibile realizzare la struttura del box captante, poi isolata in lana ovina e superiormente chiusa dalla lastra trasparente di vetro. Come assorbitore del pannello si utilizza una lastra di alluminio verniciata di nero, da porsi all'interno del pannello, sul fondo.

Il radiatore più facilmente reperibile in loco è quello di una Toyota Land Cruiser da circa 115 kW di potenza alle ruote.

## 2.4 Night cooling

Per quanto concerne il raffrescamento della sala operatoria si è scelto di indagare se fosse possibile ottenere raffrescamento notturno tramite un pannello ARETHA sfruttando le perdite termiche notturne per irraggiamento verso la volta celeste. L'aria circolante nel pannello dovrebbe essere raffreddata fino a  $5\div 10^{\circ}\text{C}$  in modo da poter avere un accumulo di acqua fredda a  $15^{\circ}\text{C}$ . Durante il giorno, l'acqua raffreddata circolerebbe in un radiatore posto nei locali da raffrescare, in modo da garantire una temperatura ambiente di circa  $20^{\circ}\text{C}$ .

Esistono diverse tipologie di sistemi che consentono il raffreddamento notturno di acqua ad uso raffrescamento diurno: si va dall'utilizzo di semplici sacchi di plastica posti su un tetto all'impiego di collettori solari tradizionali in cui viene fatta circolare acqua accumulata in serbatoi.

Al contrario di quanto accade nei normali collettori piani, nell'utilizzo per il raffrescamento radiativo la cover trasparente deve avere una bassa trasparenza alle piccole lunghezze d'onda (radiazione solare) e un'elevata emissività nelle basse lunghezze d'onda, per poter disperdere al meglio verso la volta celeste. Tali caratteristiche sono solitamente ottenute attraverso l'impiego di un sottilissimo film di polietilene che sostituisce la cover vetrata dei collettori tradizionali. [12], [13], [14].

Erell ed Etzion [14] sottolineano tuttavia che l'impiego di un film di polietilene o altro materiale dalle caratteristiche analoghe provoca uno scadimento della performance del sistema a causa dei problemi di accumulo di polvere, che diventa particolarmente difficile da rimuovere in caso di condensa dell'aria esterna sulla superficie del film. L'impiego di film di polietilene presenta anche problematiche legate alla resistenza del materiale, che esposto alla radiazione solare per lungo tempo è soggetto a deterioramento. Per questi motivi esistono applicazioni con collettori tradizionali in cui la cover vetrata viene semplicemente rimossa.

Erell ed Etzion riconoscono d'altronde la necessità di utilizzare una cover che riduca le perdite per convezione nelle applicazioni in cui si vuole raffreddare l'aria al di sotto della temperatura ambiente [14]. L'utilizzo di una cover che soddisfi le caratteristiche precedentemente illustrate è inoltre indispensabile per il funzionamento del sistema anche nelle ore diurne [12].

Il radiative cooling viene principalmente applicato in zone calde e secche, ad esempio deserti, dove la bassa umidità relativa garantisce una temperatura apparente della volta celeste inferiore e quindi una maggiore potenza termica scambiata per irraggiamento con la volta [12] [13] [15].

A fronte di quanto appreso dalla letteratura, risulta molto difficile credere che sia possibile ottenere raffrescamento notturno per l'ospedale tramite night cooling: il clima di Wau è molto caldo e umido, a differenza di quello desertico che al contrario è secco. L'elevato tasso di umidità relativa (figura 2.7) non consentirebbe un adeguato scambio termico con la volta celeste. Inoltre film di polietilene, indispensabili in una simile applicazione, sarebbero estremamente difficili da reperire in loco. Per questi motivi, dopo aver condotto alcune simulazioni che hanno confermato le ipotesi (capitolo 5), si sceglie di abbandonare l'idea del raffrescamento radiativo e ci si concentra sul soddisfacimento delle altre esigenze dell'ospedale: acqua calda per le lavatrici e per una piccola utenza di ACS.

## **2.5 Riscaldamento acqua**

Scartata l'ipotesi di raffrescare la sala operatoria dell'ospedale tramite radiative cooling, ci si concentra sul soddisfacimento delle utenze che richiedono acqua calda.

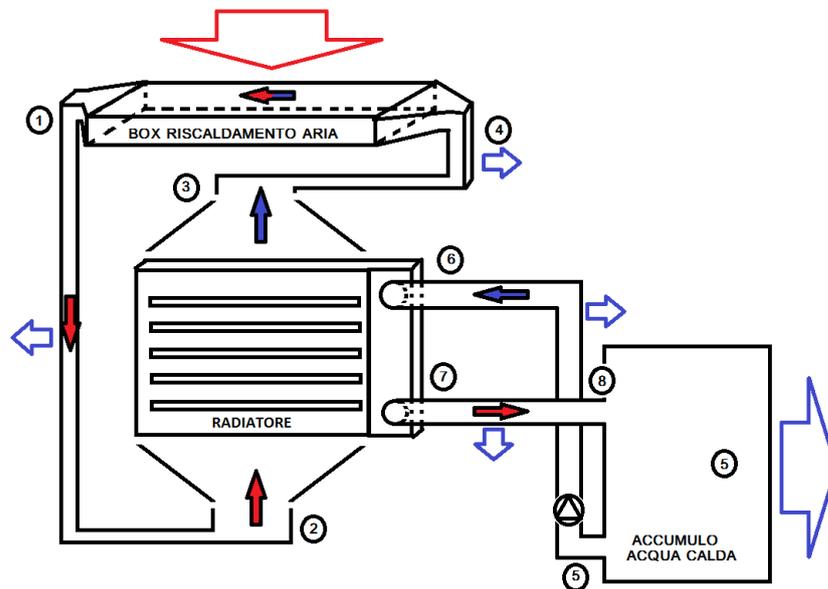
Si procede a ideare il sistema a grandi linee sulla base del fabbisogno dell'utenza e dell'esperienza maturata grazie al prototipo di Nosedo. Il sistema sarà realizzato su modello del prototipo, modificando però alcuni aspetti della configurazione in modo da poter superare le problematiche individuate. Viene quindi implementato un modello MATLAB che possa descrivere il sistema, in modo da valutare la prestazione ottenibile a Wau. Una volta realizzato, il modello verrà validato tramite comparazione con i dati sperimentali acquisiti a Nosedo e infine verranno condotte diverse simulazioni per ottimizzare e dimensionare il sistema.

## Capitolo 3

### Modello MATLAB per ARETHA Wau

Sulla base dell'esperienza acquisita con i prototipi di ARETHA Nosedo e delle informazioni concernenti fabbisogno dell'utenza e reperibilità dei materiali si è concepita la configurazione di ARETHA Wau.

Studi fluidodinamici condotti sul pannello di Nosedo [5] hanno messo in dubbio che la configurazione con radiatore interno sia ottimale dal punto di vista dello scambio termico aria-acqua, poiché l'aria uscente dal radiatore impatta contro la cover e viene di fatto ricircolata e quindi solo una parte del calore utile ceduto dal fondo all'aria interna viene effettivamente ceduto all'acqua. Dalle informazioni del professor Perotti risulta inoltre che a Wau il costo di un radiatore nuovo è molto più elevato che in Europa. Per queste ragioni, si sceglie di porre il radiatore all'esterno del pannello, in un box di legno, in modo da migliorare lo scambio termico tra aria e acqua e poter realizzare un sistema modulare pur utilizzando un unico radiatore.



*Fig.3.1 Schema d'impianto di ARETHA Wau. Ad ogni numero corrisponde un diverso valore di temperatura calcolato dal modello. In rosso si indicano fluidi caldi e potenze termiche entranti, in blu fluidi freddi e potenze termiche uscenti*

Il pannello captante sarà collocato sul tetto dell'ospedale e il radiatore verrà posto esternamente ad esso a livello del suolo, in un apposito box isolato, in modo da trovarsi a lavorare in condizioni fluidodinamiche ottimali per lo scambio termico. Il più vicino possibile al box del radiatore sarà posto il serbatoio di accumulo, adeguatamente isolato e collocato in una zona interna all'edificio.

L'aria, messa in circolazione dalla ventola del radiatore, percorrerà il box captante posto sul tetto e una volta riscaldatasi attraverserà il radiatore cedendo calore utile all'acqua. All'ingresso e all'uscita dei due box l'aria attraversa un divergente e un convergente, in modo che la sua velocità sia uniforme in ogni parte del circuito e non ci siano punti di ristagno. L'acqua, prelevata dal fondo del bidone di accumulo, circolerà nel radiatore riscaldandosi e sarà restituita al bidone nella parte alta, in modo da favorire la stratificazione dell'acqua, che permette un migliore scambio termico al radiatore (figura 3.1). Il bidone di accumulo è collegato all'utenza, che effettua il prelievo di acqua calda a un orario prestabilito. Il prelievo avviene dalla parte alta del bidone e l'acqua prelevata è reintegrata con acqua di falda a 20°C, che viene reimpressa sul fondo del bidone.

Poiché i dati estivi del prototipo di Nosedo non sono in grado di fornire informazioni sufficienti per valutare la performance di un pannello ARETHA costruito in un Paese sub-sahariano come il Sud Sudan, viene realizzato un modello MATLAB che simula il comportamento del sistema nel corso della giornata per comprendere quale prestazione sia da esso raggiungibile.

### **3.1 Parametri ambientali**

Per descrivere correttamente il comportamento del sistema è indispensabile modellare accuratamente le condizioni ambientali locali. I più importanti parametri in ingresso del modello sono descritti nei paragrafi seguenti.

#### **3.1.1 Radiazione solare incidente**

Per quanto riguarda la radiazione solare, si fa riferimento ai dati JRC-PVGIS [16]. Il database fornisce i dati di irradianza globale incidente su una superficie orizzontale o inclinata, registrati ogni 15 minuti, e l'angolo di inclinazione ottimo della stessa al fine di massimizzare gli apporti solari nell'arco dell'anno. Per Wau, l'angolo di inclinazione ottimo risulta pari a 12°.

I dati JRC-PVGIS vengono interpolati dal modello sul passo di tempo della simulazione mediante spline cubica.

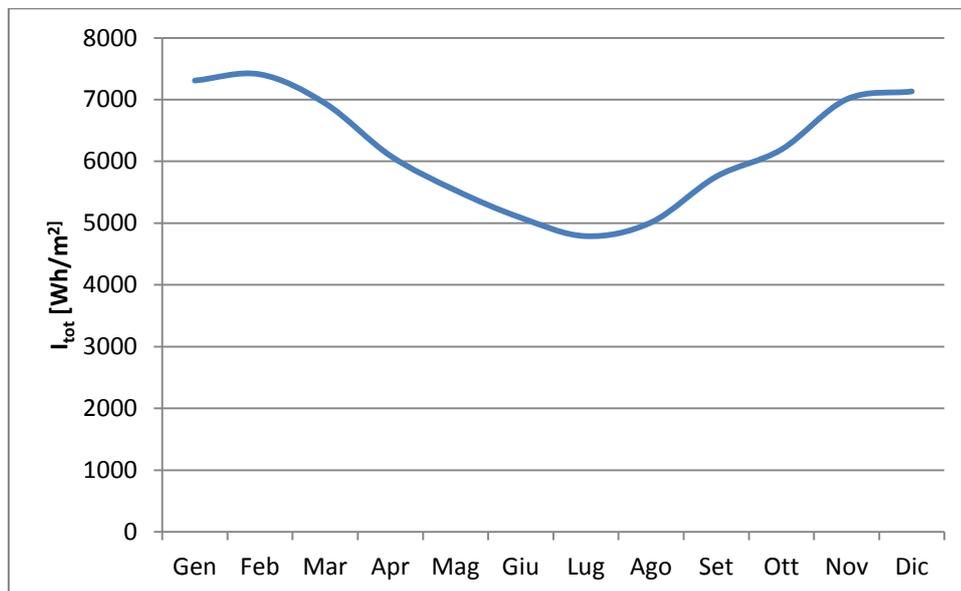


Fig.3.2 Irradiazione globale incidente su superficie inclinata di un angolo pari a 12°

### 3.1.2 Temperatura dell'aria esterna, umidità relativa e velocità del vento

Per quanto riguarda la temperatura dell'aria esterna, l'umidità relativa e la velocità del vento, si fa riferimento ai dati per Wau del sito [www.worldweatheronline.com](http://www.worldweatheronline.com) [17].

### 3.1.3 Temperatura della volta celeste

Per la corretta stima degli scambi termici per irraggiamento del sistema risulta fondamentale il calcolo della temperature della volta celeste.

A questo scopo si utilizza la seguente equazione [18]:

$$T_{sky}[K] = T_{\infty} [0,711 + 0,0056T_{dp} + 0,000073T_{dp}^2 + 0,013 \cos(15t)]^{0,25} \quad (3.01)$$

Dove  $T_{dp}$  è la temperatura di rugiada valutata in °C,  $t$  è il tempo espresso in ore,  $T_{\infty}$  è la temperatura ambiente in K.

### 3.1.4 Temperatura di rugiada

Per il calcolo della temperatura di rugiada si fa riferimento alla seguente equazione [19]:

$$T_{dp}[^{\circ}C] = \frac{243,04 \left( \ln \left( \frac{UR}{100} \right) + \frac{17,625T_{\infty}}{243,04 + T_{\infty}} \right)}{17,625 - \ln \left( \frac{UR}{100} \right) - \frac{17,625T_{\infty}}{243,04 + T_{\infty}}} \quad (3.02)$$

UR è l'umidità relativa dell'aria,  $T_{\infty}$  è la temperatura dell'aria ambiente in  $^{\circ}C$ .

### 3.2 Proprietà termofisiche

Per quanto riguarda il calcolo delle proprietà termofisiche, si fa riferimento ai valori tabulati per aria e acqua a pressione atmosferica [20]. Attraverso il Basic Fitting Tool di MATLAB si ottiene l'equazione della curva che meglio interpola i dati. Le proprietà termofisiche per le temperature non tabulate vengono quindi calcolate con l'equazione della curva interpolante. Le proprietà termofisiche vengono ricalcolate ad ogni iterazione.

### 3.3 Schema di calcolo

Nella modellazione, il sistema viene idealmente suddiviso in quattro elementi:

- il box captante, in cui viene fatta circolare aria che ivi si scalda grazie agli apporti solari, che si compone di una lastra di vetro, uno strato di aria interna e un fondo, a sua volta composto da tre strati: legno, lana ovina, lastra di alluminio dipinta di nero (figura 3.3)
- i tubi di collegamento, tra box captante e box del radiatore per l'aria e tra serbatoio d'accumulo e box del radiatore per l'acqua
- il radiatore (con annessa ventola), in cui avviene lo scambio termico tra l'aria calda proveniente dal pannello e l'acqua proveniente dal serbatoio di accumulo
- il bidone d'accumulo, dal quale viene prelevata l'acqua che passa nel radiatore

Tramite il modello vengono calcolati i valori delle temperature illustrate in figura 3.1 a intervalli di 10 secondi. Nei paragrafi che seguono viene illustrato lo schema di calcolo utilizzato per i diversi elementi.

### 3.3.1 Il box captante – ventola attiva

Durante il giorno, quando la ventola del radiatore è attiva, il box captante è attraversato dall'aria ventilata in senso longitudinale. L'aria che circola nel tubo di collegamento tra il box del radiatore e il box captante è rallentata in un divergente prima di entrare in quest'ultimo, in modo da evitare che ci sia ristagno d'aria nello stesso.

In figura 3.3 sono schematizzati gli scambi termici che avvengono all'interno del box captante.

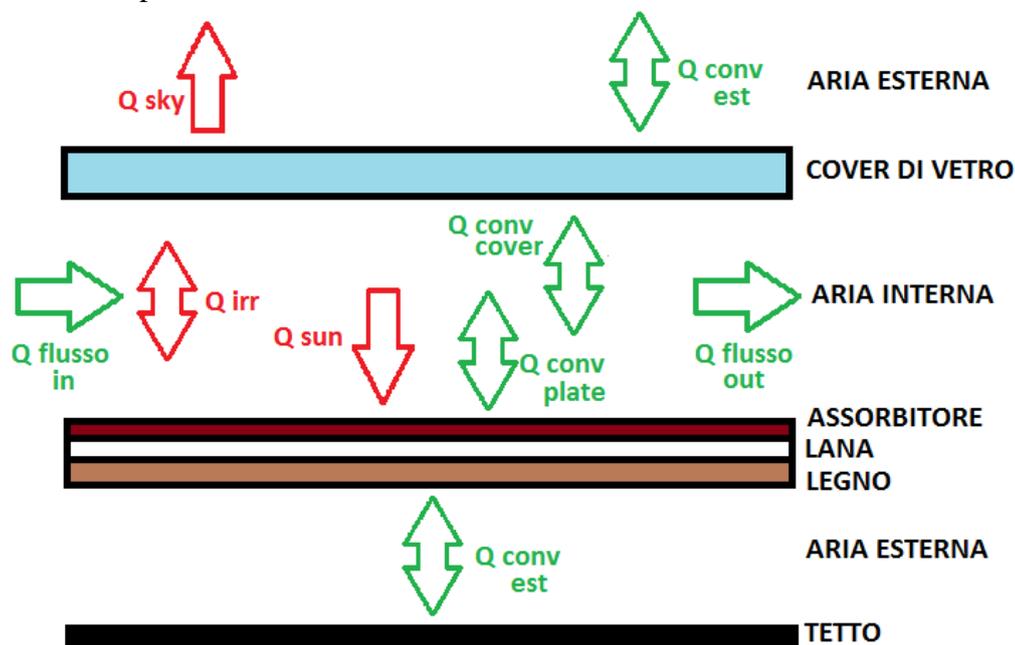


Fig.3.3 Schema degli scambi termici degli elementi costituenti il box captante

Per la modellazione, il box captante è suddiviso in 3 elementi: la cover trasparente, lo strato di aria interna, la lastra captante in alluminio verniciato di nero.

La cover trasparente scambia potenza termica con la volta celeste e con l'assorbitore per irraggiamento e con l'aria esterna e interna per convezione.

L'assorbitore assorbe la potenza termica irraggiata dal sole e scambia potenza termica per irraggiamento con la cover trasparente. Scambia inoltre potenza termica per conduzione e convezione attraverso il fondo (lana+legno) con l'aria esterna e per convezione con quella interna.

L'aria interna, infine, scambia potenza termica per convezione con cover e assorbitore.

Il pannello è pensato per essere posto sopra il tetto dell'edificio, tuttavia, non conoscendo l'inclinazione di quest'ultimo, si è considerato che il pannello sia sollevato rispetto al tetto in modo da garantire l'inclinazione ottima di 12°. Per questo motivo è stato considerato che il fondo del pannello scambi calore per convezione con l'aria esterna.

Per descrivere il sistema si scrivono tre bilanci di potenza: uno per l'aria, uno per la cover e uno per la lastra di alluminio.

Per la cover vale il seguente bilancio:

$$m_v c_v \frac{dT_v}{dt} = -\sigma \varepsilon_v S (T_v^4 - T_{sky}^4) - h_{est} S (T_v - T_\infty) - h_{cover} S (T_v - \bar{T}_{air}) + \sigma S \frac{T_f^4 - T_v^4}{\frac{1 - \varepsilon_v}{\varepsilon_v} + \frac{1}{F_{fv}} + \frac{1 - \varepsilon_f}{\varepsilon_f}} \quad (3.03)$$

Per il fondo invece:

$$m_f c_f \frac{dT_f}{dt} = -U_{fondo} S (T_f - T_\infty) - h_{fondo} S (T_f - \bar{T}_{air}) - \sigma S \frac{T_f^4 - T_v^4}{\frac{1 - \varepsilon_v}{\varepsilon_v} + \frac{1}{F_{fv}} + \frac{1 - \varepsilon_f}{\varepsilon_f}} \quad (3.04)$$

Con:

$$U_{fondo} = \frac{1}{\frac{s_{legno}}{k_{legno}} + \frac{s_{iso}}{k_{iso}} + \frac{1}{h_{est}}} \quad (3.05)$$

Per l'aria:

$$m_a c_a \frac{dT_a}{dt} = h_{fondo} S (T_f - T_a) + h_{cover} S (T_v - T_a) - \dot{m}_{vent} c_a (T_{out} - T_{in}) \quad (3.06)$$

Dove si può scrivere:

$$T_{out} = 2T_a - T_{in} \quad (3.07)$$

Al fine di modellare correttamente l'incremento di temperatura dell'aria che circola nel box captante quando la ventola del radiatore è in moto, il box viene discretizzato.

Per la discretizzazione del box vengono individuati  $N_x$  volumetti (figura 3.4) di altezza pari a  $H_{modulo}$  e lunghezza pari a:

$$dL = \frac{L_{modulo}}{N_x} \quad (3.08)$$

Dunque l'area captante del volumetto i-esimo vale :

$$A_i = dL \cdot H_{modulo} \quad (3.09)$$

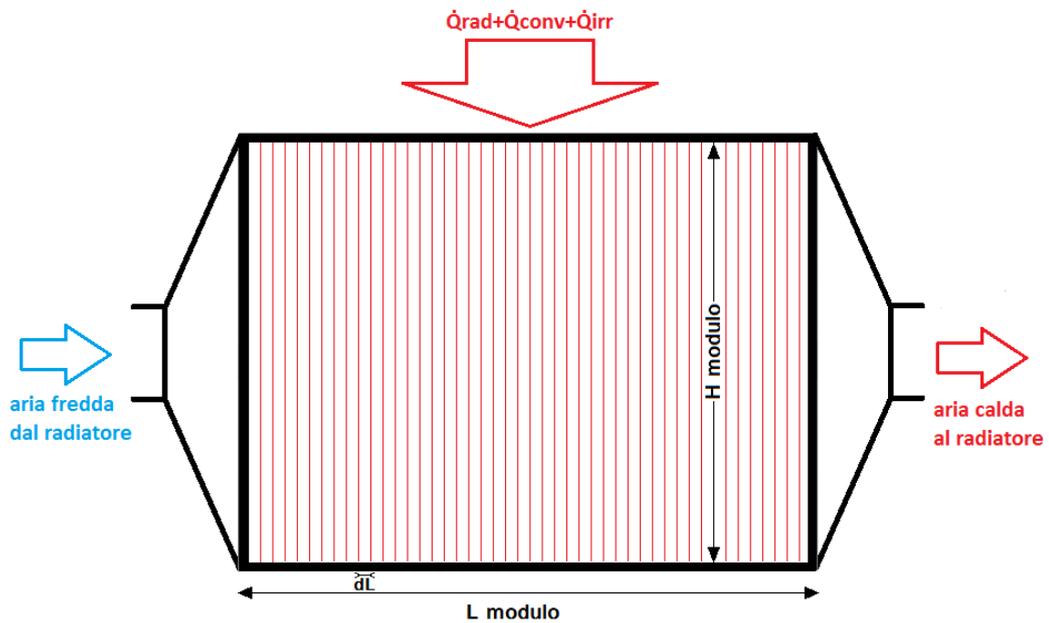


Fig.3.4 Schema della discretizzazione del box captante

L'aria attraversa i volumetti con velocità costante e pari a:

$$v_{flusso} = \frac{\dot{m}_{vent}}{\rho_{aria} A_{sez}} \quad (3.10)$$

Dove:

$$A_{sez} = H_{modulo} \cdot P_{modulo} \quad (3.11)$$

La temperatura in ingresso del primo volumetto sarà pari a quella in uscita dal tubo di collegamento, quella in ingresso di un generico volumetto K sarà pari a quella in uscita dal volumetto K-1, con  $K=2 \div N_x$ .

Ad ogni istante di tempo, per ciascun volumetto viene risolto il bilancio di potenze per l'aria dell'equazione 3.06, considerando  $T_f$  e  $T_v$  pari a quelle calcolate all'istante di tempo precedente. Questa approssimazione è giustificata dalla scelta di un passo di tempo piccolo per l'esecuzione: tutti i valori di temperatura del sistema sono infatti calcolati a intervalli di 10 secondi.

Una volta calcolato il profilo di temperatura dell'aria all'interno del box, e quindi la sua temperatura media  $\bar{T}_{air}$ , vengono risolte iterativamente le equazioni 3.03 e 3.04 fino a convergenza delle temperature del fondo e della cover, che verranno utilizzate per il calcolo della temperatura dell'aria all'istante successivo. Si considera raggiunta la convergenza quando tra due iterazioni successive gli errori sulle temperature del fondo e della cover sono inferiori a 0,05K.

Si considera che sia la lastra di vetro che quella di alluminio abbiano una temperatura uniforme, poiché entrambe hanno ridotto spessore e elevata conducibilità.

Il modello prevede la possibilità di avere diversi canali in parallelo. In questo caso si considera che la portata d'aria si ripartisca uniformemente tra i vari canali, uno solo dei quali viene modellato con il procedimento sopra descritto. L'area utilizzata nella modellazione sarà quindi quella del singolo canale e la portata sarà 1/N della portata complessiva, dove N è il numero dei canali. La temperatura di uscita dal canale così calcolata coinciderà con la temperatura della portata d'aria complessiva.

### 3.3.1.1 Calcolo coefficienti di scambio termico

Di seguito sono illustrate le correlazioni utilizzate per il calcolo dei coefficienti di scambio termico convettivo che compaiono nelle equazioni 3.03-3.06.

Per quanto riguarda il coefficiente di scambio termico lato esterno (tra aria esterna e cover e tra fondo e cover), si fa riferimento alle equazioni per convezione forzata su lastra piana isoterma [2].

Nel caso di moto laminare vale:

$$Nu_x = 0,332 Re_x^{1/2} Pr^{1/3} \quad Re_x < 5 \cdot 10^5 \quad (3.12)$$

per  $Pr \geq 0,6$ .

E nel caso di moto turbolento:

$$Nu_x = 0,0296 Re_x^{4/5} Pr^{1/3} \quad Re_x \geq 5 \cdot 10^5 \quad (3.13)$$

per  $0,6 \leq Pr \leq 60$ .

Per il calcolo si utilizza un coefficiente di scambio termico medio, considerato identico su tutta la lastra, calcolato integrando le correlazioni precedenti in  $x$ , sul lato lungo del pannello. Il moto dell'aria esterna sulla lastra sarà dapprima laminare (per  $x \leq x_C$ ) e poi turbolento ( $x > x_C$ ).

Dunque il coefficiente di scambio termico medio sarà:

$$\bar{h}_{L est} = \frac{1}{L} \left( \int_0^{x_C} h_{lam} dx + \int_{x_C}^L h_{turb} dx \right) \quad (3.14)$$

Le proprietà termofisiche sono valutate alla temperatura dell'aria esterna, poiché si suppone piccola la differenza tra le temperature della cover, della superficie esterna del fondo e dell'aria esterna.

Per quanto concerne i coefficienti di scambio termico per il lato interno, si utilizzano le equazioni per il caso di convezione interna in un tubo a sezione rettangolare [2].

Nel caso laminare ( $Re \leq 2300$ ) si impiegano le correlazioni per il caso di temperatura superficiale uniforme. Il numero di Nusselt  $Nu$  sarà quindi costante e pari a un valore che dipende dal rapporto tra la larghezza la profondità del pannello.

*Tab.3.1 Valori di  $Nu_{Dh}$  e  $f$  per caso laminare*

$H_{modulo}/P_{modulo}$	$Nu_{Dh}$	$f \cdot Re_{Dh}$
1	2,98	57
1,43	3,08	59
2	3,39	62
3	3,96	69
4	4,44	73
8	5,60	82
$\infty$	7,54	96

Per il caso turbolento si utilizza invece la correlazione di Gnielinski:

$$Nu_{int} = \frac{\frac{f}{8}(Re_{int} - 1000)Pr}{1 + 12,7 \left(\frac{f}{8}\right)^{0,5} \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \quad 2300 < Re_{int} \leq 5 \cdot 10^6 \quad (3.15)$$

Il fattore d'attrito  $f$  viene calcolato in modo esplicito tramite la seguente equazione [21]:

$$f = \left( -1,52 \log_{10} \left( \left( \frac{\varepsilon_{sup}}{7,21 D_H} \right)^{1,042} + \left( \frac{2,731}{Re_{int}} \right)^{0,9152} \right) \right)^{-2,169} \quad (3.16)$$

$\varepsilon_{sup}$  è la rugosità della superficie del canale in cui scorre l'aria. La rugosità della cover è differente da quella della lastra di alluminio verniciata; vengono quindi calcolati due diversi coefficienti di scambio termico convettivo: uno per il lato superiore e uno per il lato inferiore del pannello.

Le proprietà termofisiche sono calcolate alla temperatura del flusso d'aria interna. Il numero di Reynolds deve infatti essere unico per il flusso d'aria, pertanto non è pensabile calcolare le proprietà termofisiche alla temperatura di film, che è diversa per il lato superiore e per quello inferiore.

### 3.3.2 Il box captante – ventola non attiva

Durante la notte e nei momenti in cui la radiazione solare non è sufficientemente elevata per ottenere il riscaldamento dell'acqua la ventola del radiatore e la pompa del circuito acqua sono ferme, e di conseguenza rimane ferma anche l'aria all'interno del box captante. Si rende perciò necessario modificare la logica con cui vengono calcolati i coefficienti di scambio termico lato interno.

#### 3.3.2.1 Calcolo coefficienti di scambio termico

Per questo caso vengono utilizzate le correlazioni per convezione naturale su lastra piana isoterma [2].

Per i casi di convezione naturale sul lato inferiore di una lastra calda o sul lato superiore di una lastra fredda vale:

$$\overline{Nu}_H = 0,27 \overline{Ra}_H^{0,25} \quad 10^5 \leq \overline{Ra}_H < 10^{10} \quad (3.17)$$

Per i casi di convezione naturale sul lato inferiore di una lastra fredda o sul lato superiore di una lastra calda vale:

$$\overline{Nu}_H = 0,54 \overline{Ra}_H^{0,25} \quad 10^4 \leq \overline{Ra}_H < 10^7 \quad (3.18)$$

$$\overline{Nu}_H = 0,15 \overline{Ra}_H^{1/3} \quad 10^7 \leq \overline{Ra}_H < 10^{11} \quad (3.19)$$

Dove Ra è il numero di Rayleigh:

$$Ra_H = Gr_H Pr = \frac{g\beta_{aria}\rho_{aria}}{\mu_{aria}\alpha_{aria}} |T_{sup} - T_{aria}| H \quad (3.20)$$

H è la larghezza del modulo,  $\alpha$  è la diffusività termica dell'aria e  $\beta$  è il coefficiente di espansione termica volumetrica.

Si considera che l'aria si comporti come un gas ideale, vale quindi:

$$\beta = \frac{1}{T_{aria} [K]} \quad (3.21)$$

Vengono calcolati due diversi coefficienti di scambio termico convettivo, uno per lo scambio termico aria-cover e uno per lo scambio termico aria-assorbitore.

I valori delle proprietà termofisiche sono valutati alla temperatura media del film, pari alla media tra le temperature di cover e aria interna per il coefficiente di scambio termico lato cover e alla media tra le temperature di assorbitore e aria interna per il coefficiente lato assorbitore.

### 3.3.3 I tubi di collegamento

Al fine di rappresentare una condizione di funzionamento quanto più simile al caso reale, vengono modellati gli scambi termici di aria e acqua con l'ambiente al passaggio dei fluidi nei tubi che collegano il radiatore ai bidoni di accumulo e al box del pannello.

La temperatura in uscita dal tubo viene calcolata risolvendo un bilancio di potenze per il fluido contenuto nel tubo:

$$m_f c_f \frac{dT_f}{dt} = \dot{m}_f c_f (T_{in} - T_{out}) - UA_{pipe} (T_f - T_{\infty}) \quad (3.22)$$

Viene considerato che la temperatura vari in modo lineare tra l'ingresso e l'uscita del tubo, e che quindi sia:

$$T_{out} = 2T_f - T_{in} \quad (3.23)$$

$T_f$  è la temperatura media del fluido nel tubo e si calcola il termine  $UA_{pipe}$  come:

$$UA_{pipe} = \frac{1}{\frac{1}{2\pi h_{int\ pipe} r_{int} L_{pipe}} + \frac{\ln(D_{est}/D_{int})}{2\pi k_{pipe} L_{pipe}} + \frac{1}{2\pi h_{est\ pipe} r_{est} L_{pipe}}} \quad (3.24)$$

Nota la temperatura in ingresso, si ipotizza inizialmente una temperatura media del fluido all'interno del tubo pari alla temperatura in ingresso. Vengono quindi ricavate la nuova temperatura media e la temperatura in uscita. Si procede iterando il calcolo finché l'errore, calcolato sulla potenza termica scambiata dal fluido con l'ambiente al suo passaggio nel tubo, risulta pari all'1% (equazioni 3.25-3.26).

$$ERR = \frac{\dot{Q}_i - \dot{Q}_{i-1}}{\dot{Q}_i} \quad (3.25)$$

Dove:

$$\dot{Q}_i = \dot{m}_f c_f (T_{out\ i} - T_{in}) \quad (3.26)$$

Ad ogni iterazione vengono ricalcolate le proprietà termofisiche del fluido.

### 3.3.3.1 Calcolo coefficienti di scambio termico

Di seguito sono illustrate le correlazioni utilizzate per il calcolo dei coefficienti di scambio termico convettivo che compaiono nell'equazione 3.24.

Per quanto riguarda il lato interno, il numero di Nusselt è calcolato come segue.

Per il caso laminare viene utilizzata l'ipotesi di flusso termico uniforme per condotti a sezione circolare, pertanto [2]:

$$Nu_{int} = 4,36 \quad Re_{int} \leq 2300 \quad (3.27)$$

Per il caso turbolento si utilizza invece la correlazione di Gnielinski (equazione 3.15), e si ricava  $f$  dalla correlazione esplicita dell'equazione 3.16.

In entrambi i casi le proprietà termofisiche sono valutate alla temperatura media del fluido circolante nel tubo. Essendo la sezione del tubo ridotta, si trascura la differenza di temperatura tra fluido e pareti del tubo.

Per il lato esterno viene invece utilizzata la correlazione di Zukauskas, per convezione esterna su geometria cilindrica [2]:

$$Nu_{est} = C Re_{est}^m Pr_{est}^{0,37} \left( \frac{Pr_{est}}{Pr_{sup}} \right)^{0,25} \quad (3.28)$$

Dove:

$$C = 0,75 ; m = 0,4 \quad Re_{est} \leq 40 \quad (3.29)$$

$$C = 0,51 ; m = 0,5 \quad 40 < Re_{est} \leq 1000 \quad (3.30)$$

$$C = 0,26 ; m = 0,6 \quad 1000 < Re_{est} \leq 2 \cdot 10^5 \quad (3.31)$$

$$C = 0,076 ; m = 0,7 \cdot 2 \cdot 10^5 < Re_{est} \leq 10^6 \quad (3.32)$$

Tutte le proprietà termofisiche sono valutate a  $T_\infty$ , temperatura dell'aria esterna; per non appesantire eccessivamente il codice, si è deciso di considerare  $Pr_{est}=Pr_{sup}$ , in quanto essendo l'aria il fluido in questione, la variazione del numero di Pr con la temperatura è minima. Considerando ad esempio il caso limite in cui la temperatura superficiale sia 10 °C più alta di quella ambiente, il termine trascurato varrebbe:

$$\left( \frac{Pr_{est}@40^\circ C}{Pr_{sup}@50^\circ C} \right)^{0,25} = 1,0007 \quad (3.33)$$

È quindi evidente che l'approssimazione fatta è lecita.

### 3.3.4 Il radiatore

Un elemento fondamentale del sistema è il radiatore, in cui avviene lo scambio termico tra l'aria calda proveniente dal pannello e l'aria più fredda proveniente dal serbatoio.

Dalle informazioni fornite dal professor Perotti risulta che il tipo di radiatore che è più facile reperire a Wau è quello della Toyota Land Cruiser. Esistono diversi modelli di Land Cruiser e quindi diversi tipi di radiatore, che variano essenzialmente solo nelle dimensioni. Nell'ambito di questo lavoro si fa riferimento al radiatore di una Land Cruiser HDJ80.

Il radiatore è del tipo *louvered fin and flat tube*, a tubi rettangolari, a singolo passaggio, in alluminio.

Il radiatore viene modellato secondo il metodo  $\varepsilon$ -NTU.

Per radiatori a flussi incrociati, con un unico rango di tubi, valgono le seguenti correlazioni [22] :

Se  $C_{min} = C_{air}$

$$\varepsilon_{HX} = \frac{1}{C^*} [1 - e^{-C^*(1-e^{-NTU})}] \quad (3.34)$$

Se  $C_{min} = C_{wat}$

$$\varepsilon_{HX} = 1 - e^{-\frac{(1-e^{-NTU C^*})}{C^*}} \quad (3.35)$$

Dove  $C_{air}$  e  $C_{wat}$  sono le capacità termiche rispettivamente di aria e acqua espresse in W/K.

Vale:

$$C^* = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (3.36)$$

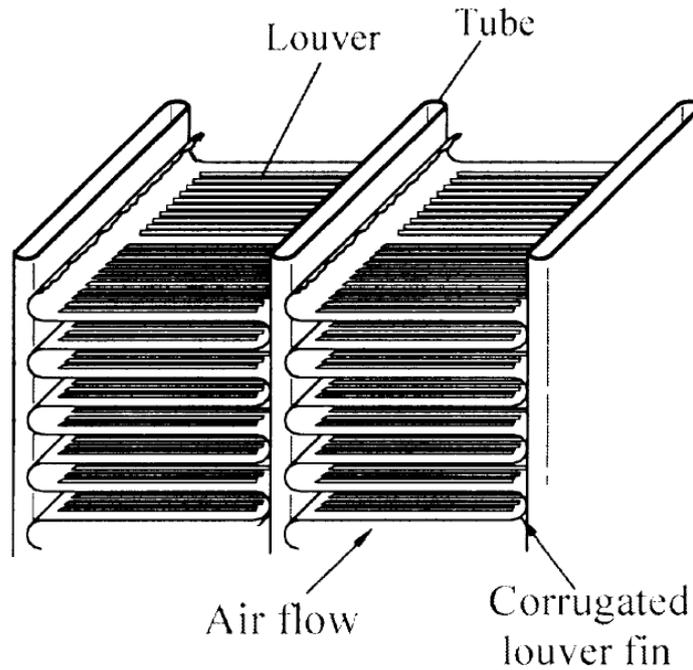


Fig.3.5 Schema di un radiatore louvered fin and flat tube [22]

NTU è calcolato come:

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \quad (3.37)$$

Il termine UA è valutato come segue:

$$UA = \frac{1}{\frac{1}{A_{int}h_{wat}} + \frac{1}{A_{int}k_{alu} \frac{s_{alu}}{s_{alu}}} + \frac{1}{\eta_0 A_{tot} a_{lettatura} h_{air}}} \quad (3.38)$$

Calcolata  $\epsilon_{HX}$ , viene ricavata la potenza termica ceduta dall'aria all'acqua:

$$\dot{Q}_{HX} = \epsilon_{HX} \dot{Q}_{max} \quad (3.39)$$

Dove

$$\dot{Q}_{max} = C_{min} \Delta T_{max} = C_{min} (T_{air\ in} - T_{wat\ in}) \quad (3.40)$$

Infine vengono ricavati i  $\Delta T$  dei due fluidi tra ingresso e uscita dello scambiatore:

$$\Delta T_{wat} = \frac{\dot{Q}_{HX}}{C_{wat}} \quad (3.41)$$

$$\Delta T_{air} = -\frac{\dot{Q}_{HX}}{C_{air}} \quad (3.42)$$

### 3.3.4.1 Calcolo coefficienti di scambio termico

Di seguito sono illustrate le correlazioni utilizzate per il calcolo dei coefficienti di scambio termico convettivo che compaiono nell'equazione 3.38.

Per il calcolo del coefficiente di scambio termico convettivo lato acqua si utilizza, per il caso laminare, la correlazione per tubi rettangolari con rapporto base/altezza che tende a infinito, nel caso di flusso termico uniforme [2]. Il numero di Nusselt  $Nu$  è quindi costante e vale:

$$Nu = 8,23 \quad Re \leq 2300 \quad (3.43)$$

La dimensione caratteristica utilizzata per il calcolo del numero di Reynolds è il diametro idraulico. La velocità dell'aria è pari al rapporto tra la portata volumetrica e l'area di passaggio della ventola.

Per il caso turbolento si utilizza la correlazione di Gnielinski, e si ricava  $f$  dalla correlazione esplicita precedentemente illustrata (equazioni 3.15-3.16).

Le proprietà termofisiche sono valutate alla temperatura dell'acqua in ingresso al radiatore.

Per il calcolo del coefficiente di scambio termico convettivo lato aria, per  $100 < Re_{L_p} < 4000$  è verificata la correlazione di Chang e Wang [23]:

$$Nu = Re_{L_p}^{0,51} Pr^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\theta}{90}\right)^{0,27} \left(\frac{F_p}{L_p}\right)^{-0,14} \left(\frac{F_l}{L_p}\right)^{-0,29} \left(\frac{T_d}{L_p}\right)^{-0,23} \left(\frac{L_l}{L_p}\right)^{0,68} \left(\frac{T_p}{L_p}\right)^{-0,28} \left(\frac{F_t}{L_p}\right)^{-0,05} \quad (3.44)$$

Dove  $L_p$  è il passo delle feritoie,  $Re$  è valutato su  $L_p$ ,  $\theta$  è l'angolo di inclinazione delle feritoie,  $F_p$  è il passo delle alette,  $F_l$  è la lunghezza delle alette,  $T_d$  è la larghezza del tubo,  $L_l$  è la lunghezza della feritoia,  $T_p$  è il passo dei tubi,  $F_t$  lo spessore dell'aletta (v. figura 3.6).

Le proprietà termofisiche sono valutate alla temperatura dell'aria in ingresso al radiatore.

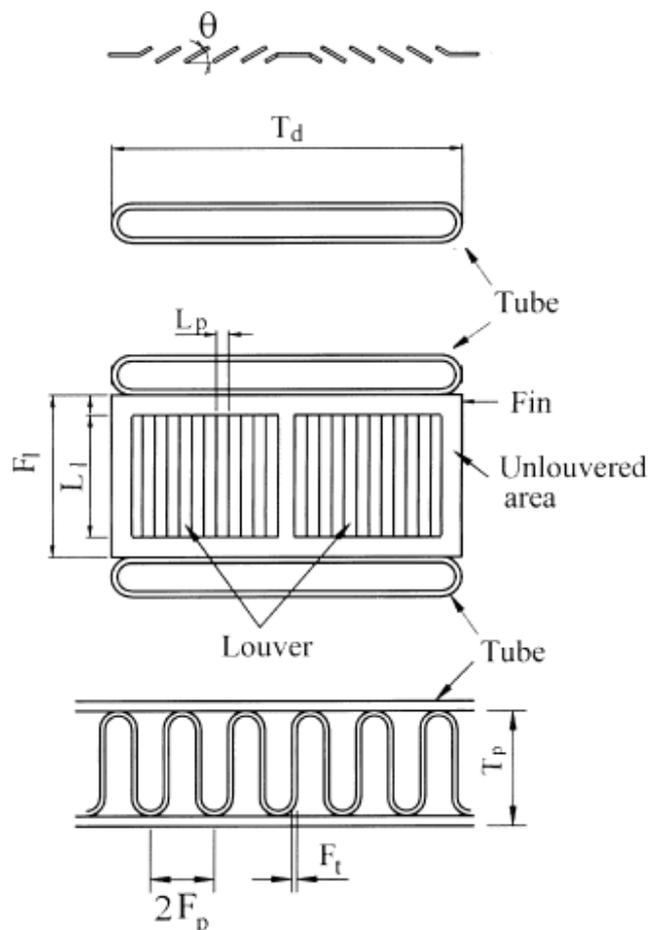


Fig.3.6 Dimensioni caratteristiche del radiatore louvered fin and flat tube [23]

### 3.3.4.2 Calcolo efficienza dell'alettatura

L'efficienza globale dell'alettatura che compare nell'equazione 3.38 è calcolata come segue [2].

$$\eta_0 = 1 - \frac{A_{tot\ alettatura}}{A_{totale\ esterna}} (1 - \eta_f) \quad (3.45)$$

Dove  $\eta_f$  è l'efficienza della singola aletta, calcolata come:

$$\eta_f = \frac{\tanh(m_f F_l / 2)}{m_f F_l / 2} \quad (3.46)$$

$F_l/2$  è la lunghezza dell'aletta e  $m_f$  è il parametro dell'aletta:

$$m_f = \sqrt{\frac{h_{air} P_{aletta}}{k_{alu} A_{sez\ aletta}}} \quad (3.47)$$

### 3.3.5 Il serbatoio di accumulo

Da ultimo, viene descritto il comportamento del serbatoio (o dei serbatoi) in cui viene accumulata l'acqua calda.

La temperatura media dell'acqua nel serbatoio viene ricavata tramite un bilancio di potenza:

$$m_{accumulo} c_{acqua} \frac{dT_{accumulo}}{dt} = \dot{m}_{acqua} c_{acqua} \Delta T_{acqua} - UA_{bidoni} (T_{acc} - T_{\infty}) \quad (3.48)$$

Dove:

$$UA_{bidoni} = UA_{laterale} + UA_{coperchio+fondo} \quad (3.49)$$

$$UA_{laterale} = \frac{1}{\frac{\ln\left(\frac{r_{est}}{r_{int}}\right)}{2\pi k_{iso} H_{bid}} + \frac{1}{2\pi h_{est} r_{est} H_{bid}}} \quad (3.50)$$

$$UA_{coperchio+fondo} = 2r_{int}^2 \pi \frac{1}{\frac{s_{iso}}{k_{iso}} + \frac{1}{h_{est\ sopra}}} \quad (3.51)$$

È stato considerato che l'acqua all'interno del bidone sia ferma, pertanto è stato trascurato il coefficiente di scambio termico convettivo lato interno.

Per il calcolo del coefficiente di scambio termico convettivo lato esterno per le pareti dei bidoni si è utilizzata la correlazione di Zukauskas (equazioni 3.28-3.32), mentre per il coperchio e il fondo sono state impiegate le correlazioni per moto esterno su lastra piana (equazioni 3.12-3.14).

I coefficienti di scambio termico convettivo sono stati valutati considerando la velocità dell'aria pari a quella del vento. Quest'ipotesi è conservativa, poiché il serbatoio sarà posto all'interno di una stanza (seppure questa avrà una parete esterna forata, poiché il clima locale richiede questo tipo di elemento costruttivo).

Non sapendo come possa essere conformato il serbatoio, viene valutato il caso in cui questo non poggi perfettamente a terra, e quindi il fondo scambi calore per

convezione. Pur sapendo che nella realtà il coefficiente di scambio termico lato fondo è sicuramente più basso di quello lato coperchio, si è operata un'ulteriore scelta conservativa ponendo  $h_{\text{est coperchio}} = h_{\text{est fondo}}$ .

### 3.3.6 Il prelievo dell'utenza

Il prelievo dell'utenza viene modellato con la logica illustrata di seguito.

Quando il contatore dei secondi raggiunge l'orario prestabilito per il prelievo, l'utenza inizia a sottrarre acqua calda al serbatoio con una portata supposta pari a 10 litri/minuto e contemporaneamente l'acqua prelevata viene reintegrata con acqua di falda a 20°C, con identica portata. Il prelievo continua finché l'utenza non ha ricevuto il volume d'acqua previsto.

Il modello considera la possibilità che i bidoni siano più di uno; in questo caso il prelievo dell'utenza viene identicamente ripartito tra i diversi serbatoi.

## 3.4 Approssimazioni introdotte

Nella scrittura del modello sono state fatte alcune approssimazioni:

- vengono considerati trascurabili gli scambi di calore attraverso le pareti laterali del box (isolate con lana di pecora). La superficie delle pareti laterali è infatti trascurabile rispetto a quella di lastra trasparente e fondo del pannello.
- non vengono modellati i divergenti in ingresso e i convergenti in uscita da box captante e box del radiatore. Essendo i tubi dell'aria di lunghezza considerevole, le perdite in divergenti e convergenti saranno infatti trascurabili rispetto a quelle nei tubi, considerando anche che la velocità con cui l'aria percorre questi ultimi è nettamente più alta. Convergenti e divergenti sono anch'essi isolati.
- non viene modellato il box contenente il radiatore, ovvero si considera che l'aria uscente dal tubo di collegamento attraversi immediatamente il radiatore senza subire ulteriori perdite termiche. Il box avrà infatti dimensioni molto ridotte e sarà isolato. Valgono le considerazioni fatte per convergenti e divergenti.
- si considera che la lamina di alluminio posta sul fondo e la cover vetrata siano ognuna a una temperatura uniforme. L'approssimazione è giustificata dal ridotto spessore e dall'elevata conducibilità di entrambe.
- si considera che l'acqua contenuta nell'accumulo abbia una temperatura uniforme, per semplicità computazionale. Se il serbatoio è

sufficientemente grande però l'acqua tenderà a stratificarsi e sarà pertanto più calda nella parte superiore del serbatoio.

### **3.5 Logica di controllo**

Allo scopo di comprendere quale sia la massima performance ottenibile con un pannello ARETHA installato a Wau, viene implementato un controllo sulla temperatura dell'acqua tale per cui se l'acqua in ingresso al serbatoio di accumulo risulta più fredda di quella in esso contenuta, la pompa si ferma, mentre la ventola del radiatore rimane attiva.

Un simile controllo non è attuabile nella pratica, poiché il modello calcola ad ogni iterazione quale sarebbe la temperatura dell'acqua in ingresso al radiatore se la pompa funzionasse, e solo se questa è maggiore di quella dell'acqua contenuta nel serbatoio consente alla pompa di funzionare. In caso contrario la temperatura dell'acqua nell'accumulo viene calcolata tramite l'equazione 3.47 considerando  $\dot{m}_{\text{acqua}}$  pari a zero.

Questo tipo di controllo permette di valutare la performance idealmente ottenibile dal sistema e quindi di ottimizzarne il periodo di funzionamento della pompa.



## Capitolo 4

### Validazione del modello

Allo scopo di comprendere i limiti e verificare l'affidabilità del modello implementato, si è deciso di effettuare una validazione tramite confronto con i dati sperimentali acquisiti sul prototipo di ARETHA Nosedo, installato presso il depuratore di Nosedo a Milano.

ARETHA Nosedo ha una logica di funzionamento differente da quella considerata per la creazione del modello, principalmente perché il radiatore è posto internamente al box captante, mentre in ARETHA Wau il radiatore è all'esterno del box. Nel caso di ARETHA Wau, il moto dell'aria nel pannello è assimilabile al moto in un condotto a sezione rettangolare, mentre per ARETHA Nosedo il moto dell'aria nel pannello è rappresentato in figura 1.7.

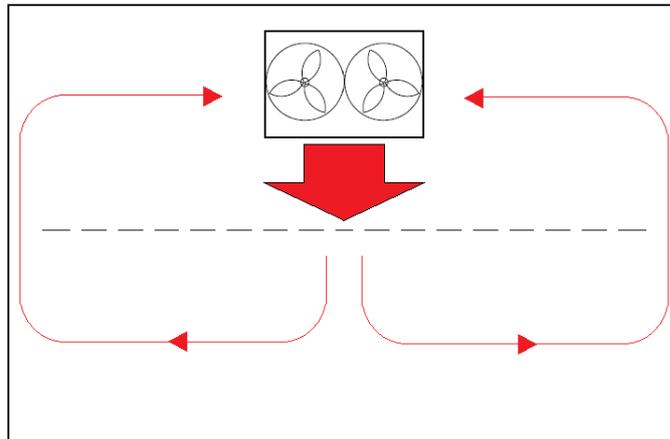
Il modello implementato viene quindi modificato per meglio rappresentare il funzionamento di ARETHA Nosedo. La modifica riguarda però esclusivamente le correlazioni con cui vengono calcolati i coefficienti di scambio termico convettivo dell'aria interna al pannello e il materiale della cover. Il confronto tra i valori ottenuti tramite la simulazione e quelli acquisiti tramite i sensori di misura del prototipo di Nosedo risulta pertanto un ottimo strumento per validare il modello.

#### 4.1 Nuova logica di funzionamento

In ARETHA Nosedo il radiatore è posto all'interno del box captante, inclinato rispetto al fondo. Subito sotto di esso sono poste le due ventole, che forzano il passaggio dell'aria attraverso il radiatore dal basso verso l'alto. Studi fluidodinamici [5] effettuati sul pannello hanno mostrato che con questa configurazione l'aria che passa attraverso il radiatore si muove lungo il perimetro del pannello ed è di fatto ricircolata. L'aria nelle zone centrali delle due metà in cui il pannello è idealmente diviso dal radiatore mantiene invece una velocità molto bassa (figura 1.7).

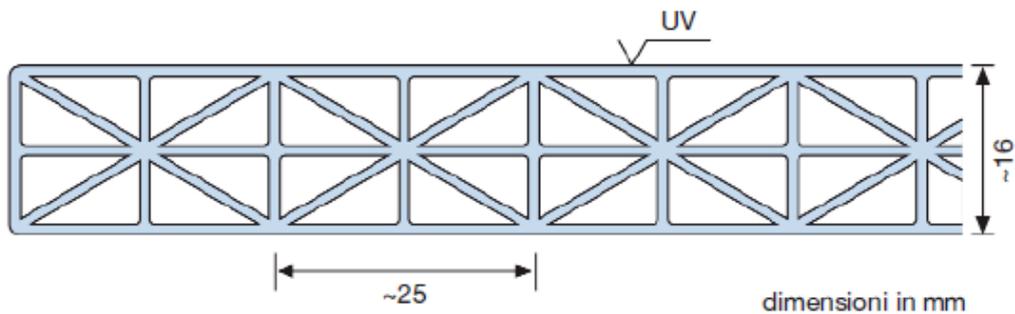
Alla luce di ciò, si decide di approssimare il moto dell'aria secondo il modello di moto di un fluido in un condotto rettangolare. Si considera che la portata d'aria uscente dal radiatore si divida in due parti uguali, ognuna delle quali percorre una metà del pannello (figura 4.1). Il moto dell'aria è assimilato al moto in un

condotto avente altezza pari alla profondità del pannello e larghezza pari alla metà dell'altezza del pannello.



*Fig.4.1 Moto dell'aria nel pannello considerato per la modellazione (in rosso)*

Nel modello implementato per ARETHA Wau è stato considerato che cover e assorbitore avessero ognuno una temperatura omogenea, ipotesi giustificata dal ridotto spessore nonché dall'elevata conducibilità termica dei materiali considerati (vetro e alluminio). In ARETHA Nosedo tuttavia la cover trasparente è costituita da una lastra di policarbonato alveolare a tre strati, la cui struttura è evidenziata in figura 4.2.



*Fig.4.2 Struttura della lastra di policarbonato alveolare [3]*

La struttura di policarbonato contiene molta aria al suo interno, racchiusa in piccole intercapedini, e ha pertanto una conducibilità termica molto bassa. Risulta quindi evidente che non è possibile considerare che la cover abbia una temperatura omogenea, bensì è necessario modellare l'andamento di temperatura al suo interno.

Considerando il tipo di moto dell'aria, si sceglie di non discretizzare più il box e tramite un bilancio termico viene calcolata un'unica temperatura media per l'aria, considerata pari alla temperatura in ingresso al radiatore.

Il bilancio di potenza risolto per la lastra assorbente rimane identico a quello dell'equazione 3.04, mentre per la cover e per l'aria i bilanci precedentemente illustrati (equazioni 3.03 e 3.06) vengono leggermente modificati.

Tutti gli altri componenti vengono modellati come descritto al capitolo 3.

In ARETHA Nosedo non viene effettuato nessun tipo di prelievo.

#### 4.1.1 Bilanci di potenza del pannello

Per la lastra assorbente posta sul fondo del pannello viene risolto il bilancio dell'equazione 3.04. Per l'aria viene risolto un bilancio del tutto analogo a quello dell'equazione 3.06, al posto di  $h_{cover}$  viene però utilizzata una trasmittanza  $U_{cover}$ , calcolata con l'equazione 4.1, poiché  $T_v$ , temperatura media del polycarbonato, viene considerata pari alla temperatura nel punto centrale della lastra, avente spessore  $s_{cover}$ .

$$U_{cover} = \frac{1}{\frac{1}{h_{cover}} + \frac{s_{cover}/2}{k_{cover}}} \quad (4.1)$$

Per la modellazione della lastra di polycarbonato si considera che la temperatura nella lastra vari in modo lineare. La lastra viene suddivisa in due strati identici, ciascuno di spessore pari alla metà dello spessore complessivo. Per ognuno dei due strati si scrive un bilancio di potenza.

$$m_{v1}c_v \frac{dT_{v1}}{dt} = \varepsilon_v \sigma S \left( \left( T_{v1} - \frac{\Delta T}{2} \right)^4 - T_{sky}^4 \right) + U_{est} S (T_{v1} - T_\infty) + \frac{k_{cover}}{s_{cover}/4} S \frac{\Delta T}{2} \quad (4.2)$$

$$m_{v2}c_v \frac{dT_{v2}}{dt} = \frac{\sigma S \left( \left( T_{v2} + \frac{\Delta T}{2} \right)^4 - T_f^4 \right)}{\frac{1 - \varepsilon_v}{\varepsilon_v} + \frac{1}{F_{fv}} + \frac{1 - \varepsilon_f}{\varepsilon_f}} + U_{int} S (T_{v2} - T_a) - \frac{k_{cover}}{s_{cover}/4} S \frac{\Delta T}{2} \quad (4.3)$$

$T_{v1}$  è la temperatura media dello strato che affaccia verso l'esterno del pannello,  $T_{v2}$  è la temperatura media dello strato che affaccia verso l'interno (figura 4.3).

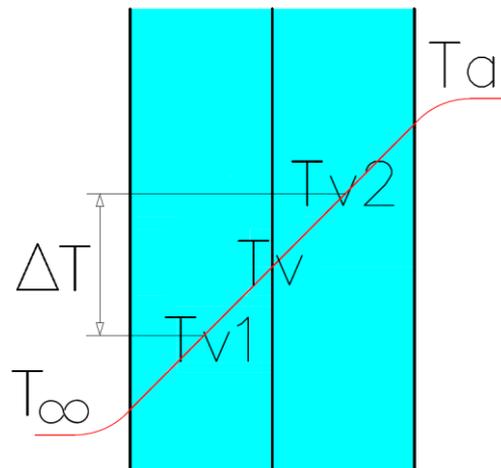


Fig.4.3 Andamento della temperatura nella lastra di policarbonato

$\Delta T$  è la differenza di temperatura registrata tra due punti della lastra tra loro distanti  $s_{cover}/2$ .

$$\Delta T = T_{v2} - T_{v1} \quad (4.4)$$

La distanza tra la superficie esterna e il punto in cui la temperatura è pari a  $T_{v1}$  è pari a  $s_{cover}/4$ ; analogamente per  $T_{v2}$ . Le trasmittanze  $U_{est}$  e  $U_{int}$  sono quindi definite dalle seguenti equazioni:

$$U_{est} = \frac{1}{\frac{1}{h_{est}} + \frac{s_{cover}/4}{k_{cover}}} \quad (4.5)$$

$$U_{int} = \frac{1}{\frac{1}{h_{cover}} + \frac{s_{cover}/4}{k_{cover}}} \quad (4.6)$$

Una volta risolto il bilancio termico dell'aria, considerando i valori di temperatura media della cover e dell'assorbitore pari a quelle dell'istante di tempo precedente, il sistema di equazioni 4.2, 4.3 e 3.04 viene risolto iterativamente fino a convergenza.

#### 4.1.2 Calcolo dei coefficienti di scambio termico lato interno del pannello

I coefficienti di scambio termico per il lato interno del pannello, con ventole in funzione, vengono calcolati mediante le correlazioni per convezione forzata in un tubo a sezione rettangolare con temperatura superficiale uniforme, illustrate al paragrafo 3.3.1.1 (tab.3.1, eq. 3.15-3.16). Si considera però un condotto fittizio percorso dall'aria, avente una sezione di area pari a:

$$A_{sez} = \frac{H_{modulo}}{2} P_{modulo} \quad (4.7)$$

In modo da rappresentare in prima approssimazione l'andamento dell'aria nel pannello (figura 1.7). La portata circolante nel condotto fittizio è pari alla metà della portata ventilata.

### 4.1.3 Il radiatore

A differenza di quello reperibile a Wau, il radiatore attualmente installato su ARETHA Nosedo è un radiatore a doppio passaggio, ovvero l'acqua passa dapprima nella metà superiore del radiatore e in seguito nella metà inferiore.

Ogni metà del radiatore viene pertanto considerata come uno scambiatore a sé, in cui circola l'intera portata d'acqua e metà della portata d'aria. Al passaggio nel radiatore, l'acqua si scalda o si raffredda di un  $\Delta T$  globale pari alla somma dei  $\Delta T$  del primo e del secondo passaggio, mentre l'aria si raffredda o si riscalda di un  $\Delta T$  pari alla media dei  $\Delta T$  subiti nelle due metà dello scambiatore.

Purtroppo non è stato possibile reperire dati esatti sulle dimensioni dell'alettatura e dei tubi, si è quindi deciso di fare riferimento a un radiatore di identica tipologia ma di dimensioni differenti [24] ipotizzando l'esistenza di un fattore di proporzionalità tra l'area frontale della parte alettata del radiatore, l'area totale interna e l'area totale dell'alettatura. Si sono considerate identiche le dimensioni caratteristiche dell'alettatura. I valori delle dimensioni caratteristiche dell'alettatura, illustrate in figura 3.6, sono riportati in tabella 4.1. In tabella 4.2(d) sono invece riportate le caratteristiche del radiatore.

Il radiatore viene modellato secondo la logica descritta al paragrafo 3.3.4., considerando che l'aria lo attraversi con una velocità pari al rapporto tra la portata volumetrica di aria e l'area di passaggio della ventola.

*Tab.4.1 Dimensioni caratteristiche del radiatore (dimensioni in metri) [24]*

$F_{pitch}$	0,00136
$F_{length}$	0,01
$F_{depth}$	0,032
$F_{thickness}$	0,0002
$T_{depth}$	0,032
$T_{pitch}$	0,010
$T_{height}$	0,002
$T_{thickness}$	0,0004
$L_{height}$	0,0065
$L_{pitch}$	0,001
$\theta [^\circ]$	20

#### **4.1.4 Logica di controllo**

In ARETHA Wau, nelle giornate invernali scelte per validare il modello, la pompa e le due ventole funzionano in modo continuato dalle 09:00:00 alle 15:59:59. La logica di controllo del modello è stata quindi modificata.

In ARETHA Nosedo inoltre la pompa si attiva se la temperatura nei pressi del radiatore scende sotto 1°C, in modo da scongiurare il rischio di gelo, e si spegne al raggiungimento del 3°C. Questa logica di controllo non è stata implementata nel modello.

#### **4.2 Parametri delle simulazioni**

Una volta modificato opportunamente il modello, si eseguono diverse simulazioni con la configurazione impiantistica di Nosedo per procedere alla validazione. Vengono prese in considerazione quattro giornate per le quali sono noti tutti i parametri in input: 31/12/13, 25/01/14, 12/02/14, 23/02/14.

L'assetto del prototipo varia leggermente da una giornata all'altra, in tabella 4.2(f) sono riassunti tutti i parametri delle diverse simulazioni.

I valori di irradianza e temperatura esterna che il modello riceve in input sono quelli registrati dai sensori di Nosedo, i valori di umidità relativa e di velocità del vento sono quelli forniti dal sito [www.worldweatheronline.com](http://www.worldweatheronline.com) [17]. I valori ricevuti in input vengono interpolati sul passo di tempo della simulazione.

Non sono note le dimensioni dei tubi lato acqua, che sono stati considerati aventi diametro esterno pari a 0.0424 m e diametro interno pari a 0.0366 m (acciaio zincato, 1"1/4) e conducibilità pari a 0,04 W/mK (compreso isolamento), come quelli utilizzati per Wau. Essendo i tubi molto corti, non vengono commessi grandi errori.

Per le simulazioni si sceglie un passo di tempo pari a 5 secondi.

Tab.4.2 Parametri della simulazione [2], [3]

<b>Box captante (a)</b>				
<b>Struttura</b>				
L modulo [m]	4,90	k isolante [W/mK]	0,035	
H modulo [m]	1,83	s isolante [m]	0,07	
P modulo [m]	0,1385	k legno [W/mK]	0,12	
S pannello [m <sup>2</sup> ]	8,97	s legno [m]	0,019	
<b>Cover (policarbonato)</b>		<b>Assorbitore</b>		
ε cover	0,9	ε fondo	0,98	
τ cover	0,66	α fondo	0,98	
s cover [m]	0,016	s fondo [m]	0,0005	
ρ cover [kg/m <sup>3</sup> ]	156,25	ρ fondo [kg/m <sup>3</sup> ]	2702	
c cover [J/kgK]	1040	c fondo [J/kgK]	903	
k cover [W/mK]	0,032			
<b>Bidoni di accumulo (b)</b>		<b>Tubi di collegamento (c)</b>		
V bidone [l]	950	Materiale	PVC	
H bidone [m]	1,9	Dest tubo [m]	0,0429	
D bidone [m]	0,80	Dint tubo [m]	0,0363	
k isolante [W/mK]	0,04	k tubo [W/mK]	0,10	
s isolante [m]	0,08	L tubo [m]	1	
<b>Radiatore (d)</b>				
N file	1	A interna totale [m <sup>2</sup> ]	1,83	
N tubi	37	A front [m <sup>2</sup> ]	0,259	
L parte alettata [m]	0,640	A front free flow [m <sup>2</sup> ]	0,202	
H parte alettata [m]	0,405	A tot alettatura [m <sup>2</sup> ]	9,567	
P parte alettata [m]	0,032	A tot esterna [m <sup>2</sup> ]	11,196	
L tubi [m]	0,640			
<b>Ventola (e)</b>				
D esterno [m]	0,292	D interno [m]	0,115	
<b>Assetto del sistema (f)</b>				
	<b>31/12/13</b>	<b>25/01/14</b>	<b>12/02/14</b>	<b>23/02/14</b>
A netta [m <sup>2</sup> ]	8,98	8,98	8,98	8,98
N serbatoi	1	1	2	2
Pompa attiva	09:00 → 16:00	09:00 → 16:00	09:00 → 16:00	09:00 → 16:00
N ventole ON	2	2	2	2
$\dot{m}_{aria\ totale}$ [kg/s]	0,48	0,48	0,48	0,48
$\dot{m}_{acqua}$ [kg/s]	0,3	0,3	0,3	0,3

### 4.3 Risultati della simulazione e confronto coi dati sperimentali

Una volta eseguite le simulazioni, si effettua il confronto tra modello e dati sperimentali sulla base di:

- temperatura dell'acqua nei bidoni dell'accumulo (sensori S8 e S9)
- temperatura dell'aria all'ingresso del radiatore (sensore S6)
- temperatura del fondo del pannello (sensore S18)

Per collocazione esatta e valori misurati dai diversi sensori si rimanda al capitolo 1, tabella 1.4 e figure 1.4-1.6.

In tabella 4.3 sono riassunti i risultati delle simulazioni. Per effettuare il confronto tra i dati, si valuta l'errore commesso dal modello nella stima del  $\Delta T$  dell'acqua nei bidoni dell'accumulo durante le ore di attività della pompa (09:00→16:00) :

$$err \Delta T = \frac{\Delta T_{misurato} - \Delta T_{simulato}}{\Delta T_{misurato}} \quad (4.8)$$

*Tab.4.3. Risultati delle simulazioni*

	31/12/13	25/01/14	12/02/14		23/02/14	
	Tank 1	Tank 1	Tank 1	Tank 2	Tank 1	Tank 2
$\Delta T_{simulato}$ [K]	11,95	13,96	8,70		8,21	
$\Delta T_{misurato}$ [K]	10,12	12,18	7,43	7,67	7,20	7,51
Errore $\Delta T$ [K]	1,83	1,78	1,27	1,03	1,01	0,7
Errore $\Delta T$ [%]	18,12	14,63	17,06	13,40	14,00	9,30

Nei grafici che seguono sono confrontati i dati sperimentali e i dati simulati delle giornate prese in esame.

31/12/13

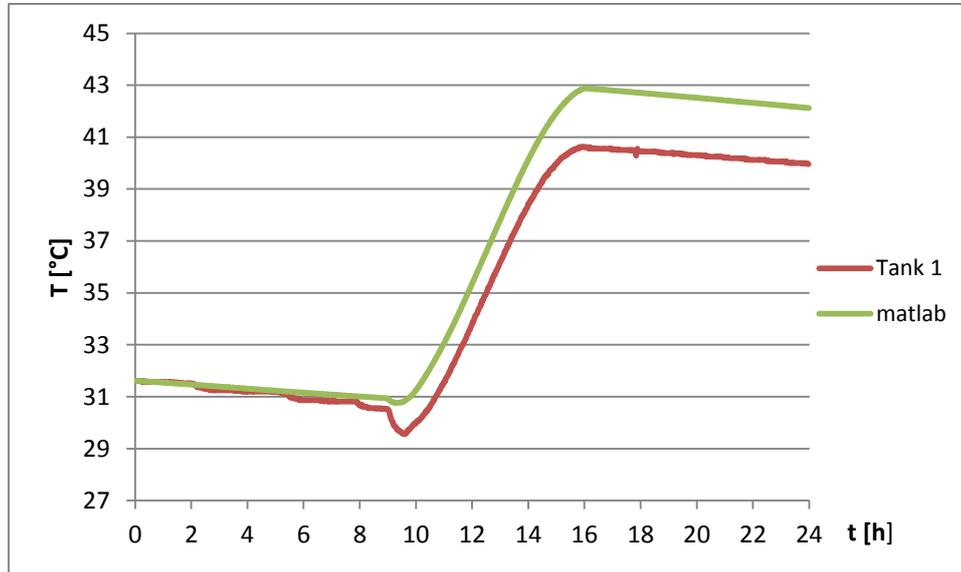


Fig.4.4 Andamento della temperatura dell'acqua nei bidoni di accumulo - 31/12/13

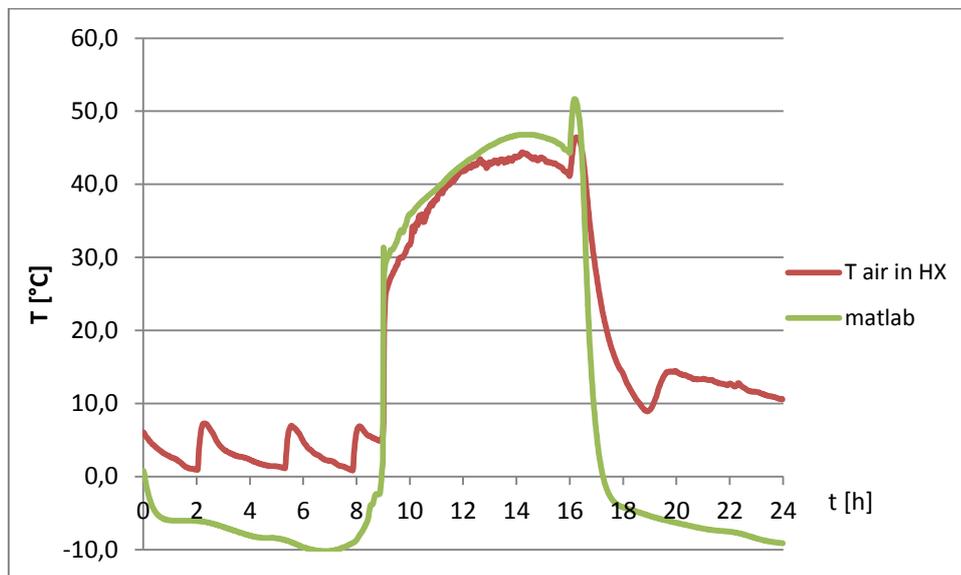


Fig.4.5 Andamento della temperatura dell'aria in ingresso al radiatore - 31/12/13

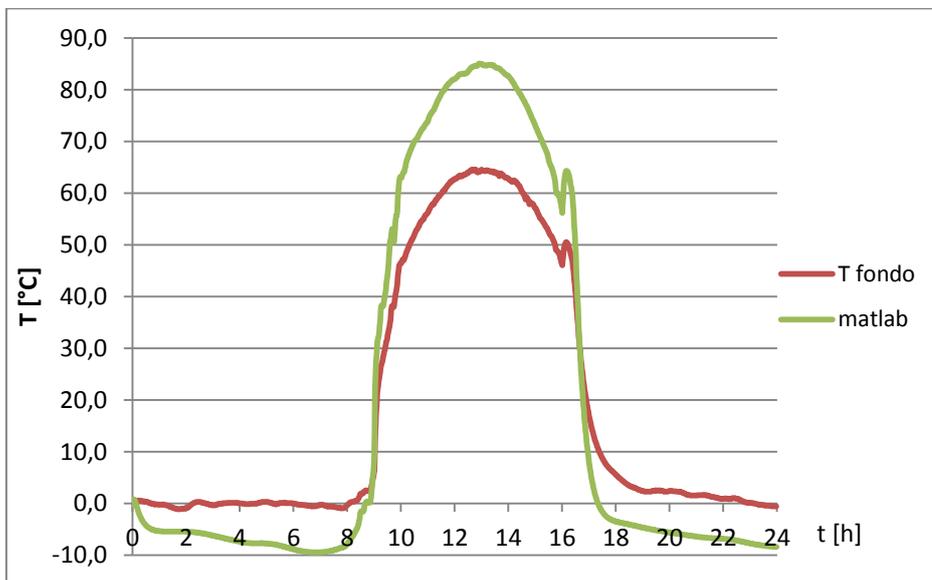


Fig.4.6 Andamento della temperatura del fondo - 31/12/13

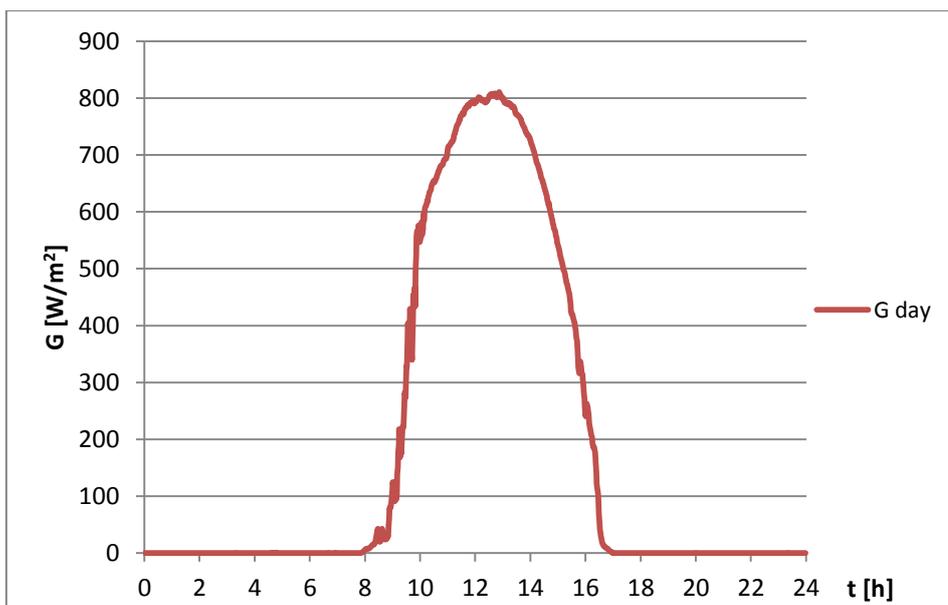


Fig.4.7 Andamento dell'irradianza giornaliera - 31/12/13

25/01/14

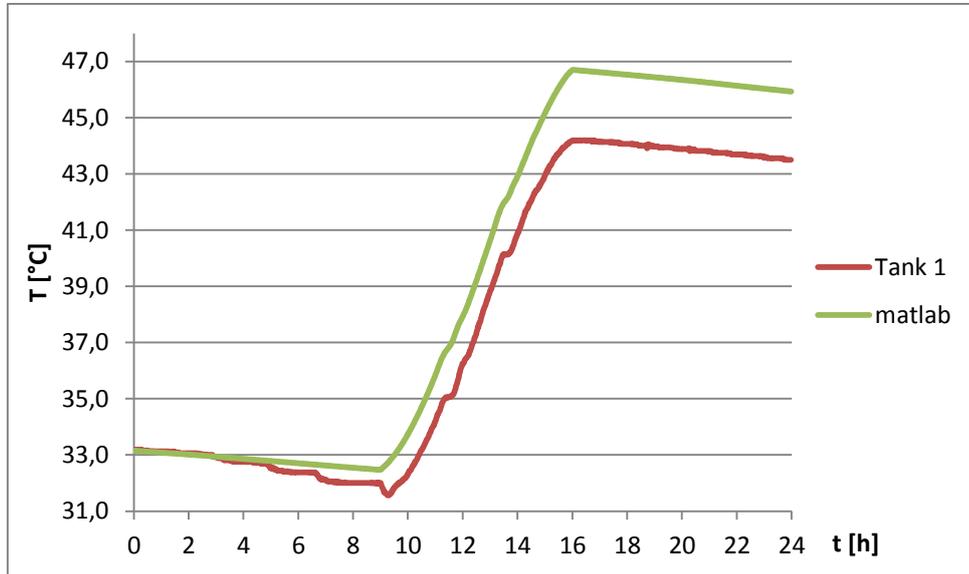


Fig.4.8 Andamento della temperatura dell'acqua nei bidoni di accumulo - 25/01/14

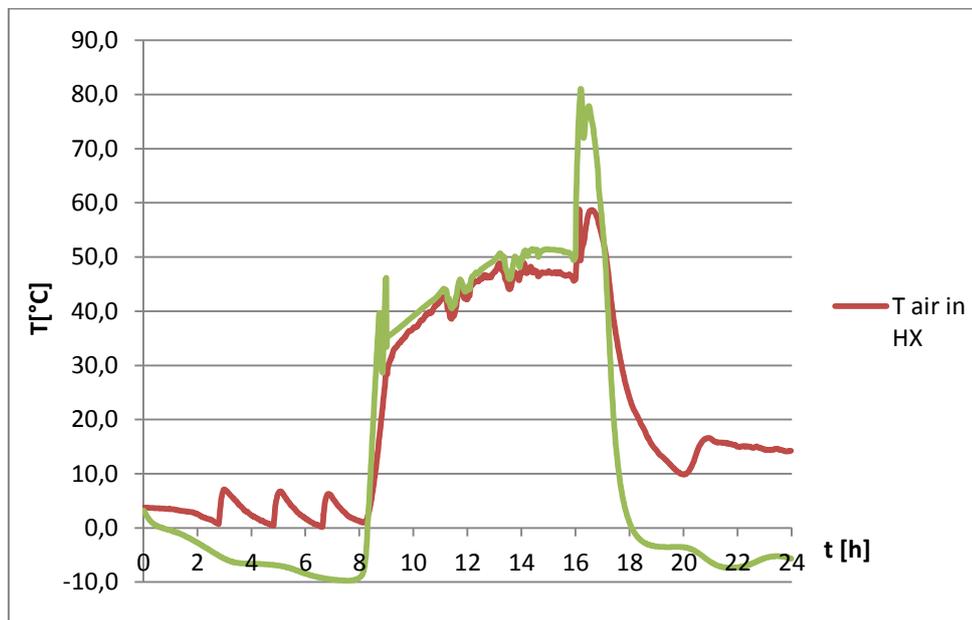


Fig.4.9 Andamento della temperatura dell'aria in ingresso al radiatore - 25/01/14

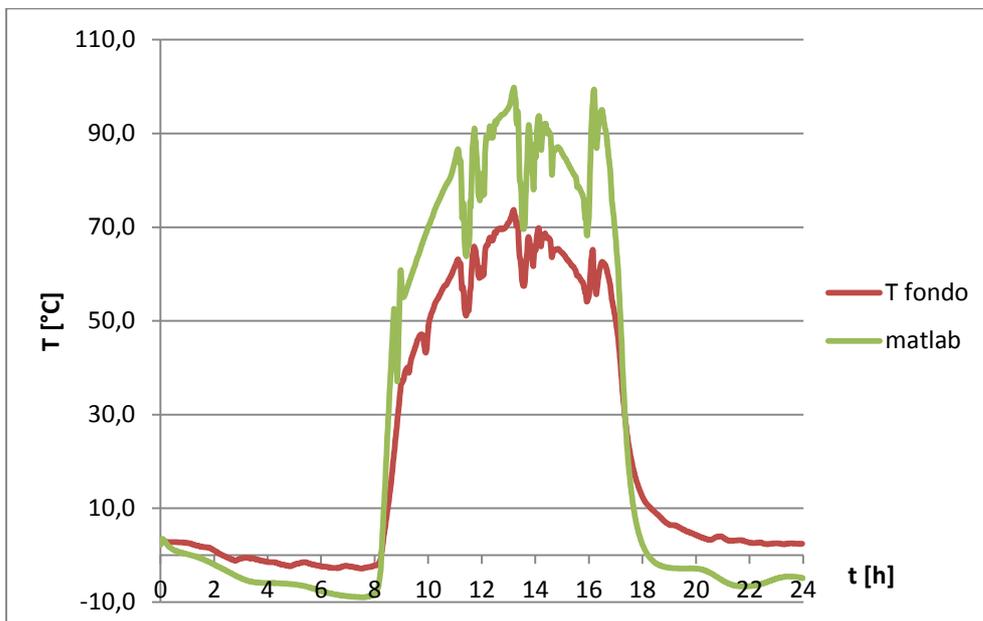


Fig.4.10 Andamento della temperatura del fondo - 25/01/14

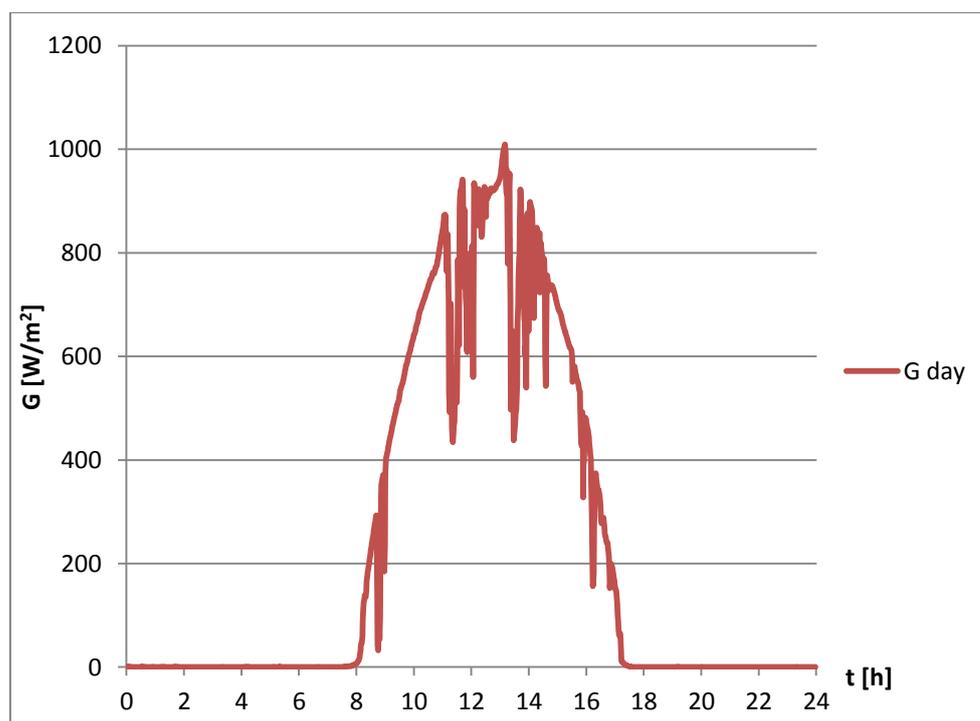


Fig.4.11 Andamento dell'irradianza giornaliera - 25/01/14

12/02/14

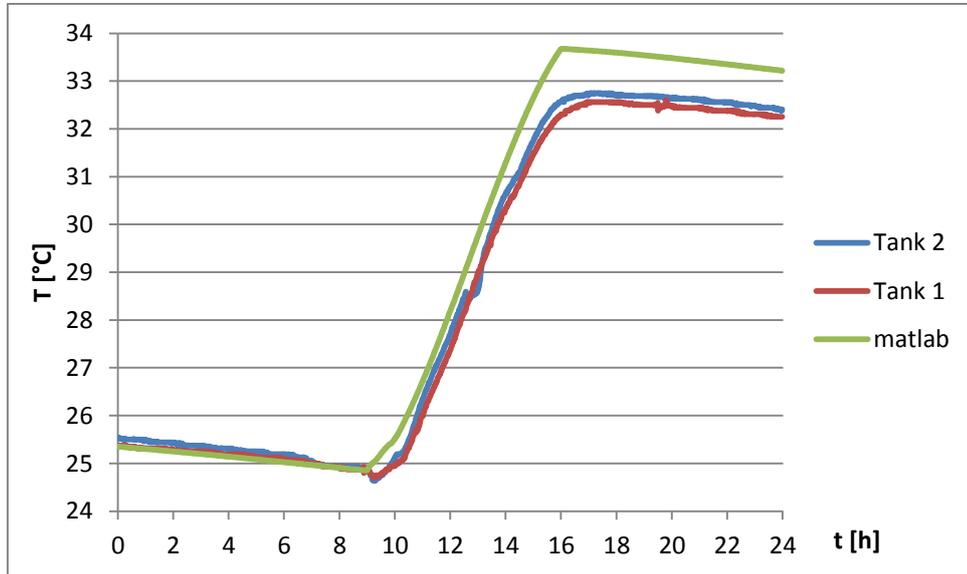


Fig.4.12 Andamento della temperatura dell'acqua nei bidoni di accumulo - 12/02/14

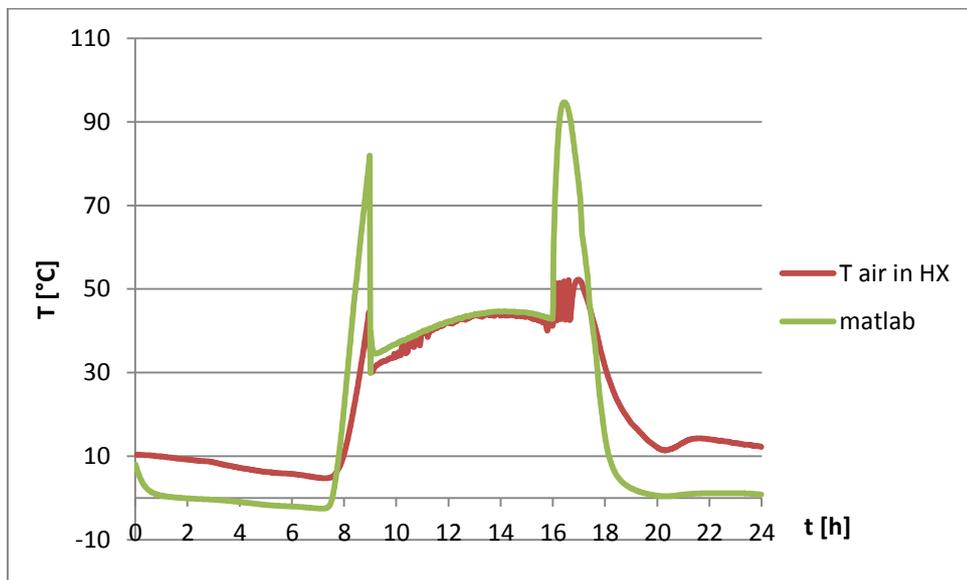


Fig.4.13 Andamento della temperatura dell'aria in ingresso al radiatore - 12/02/14

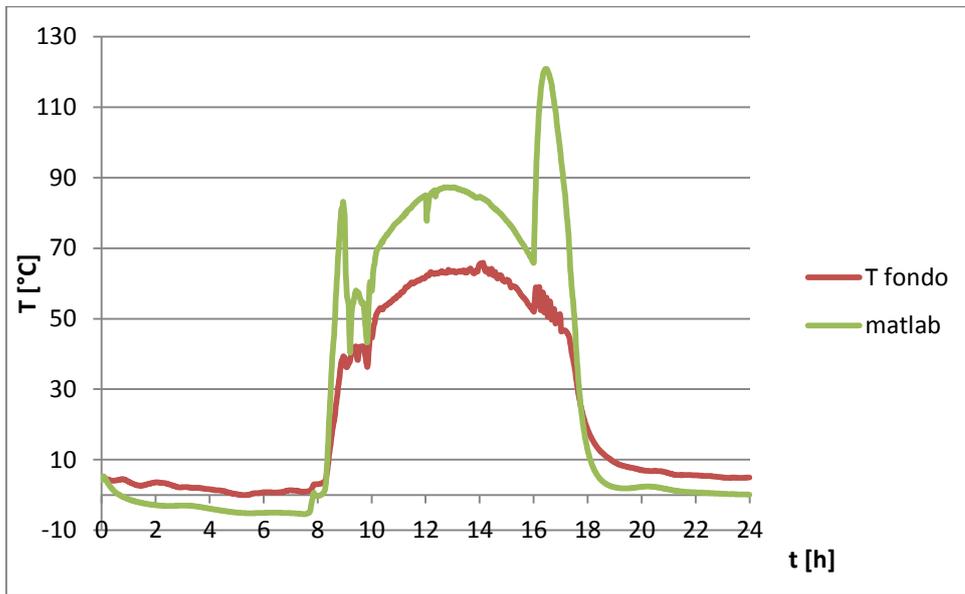


Fig.4.14 Andamento della temperatura del fondo - 12/02/14

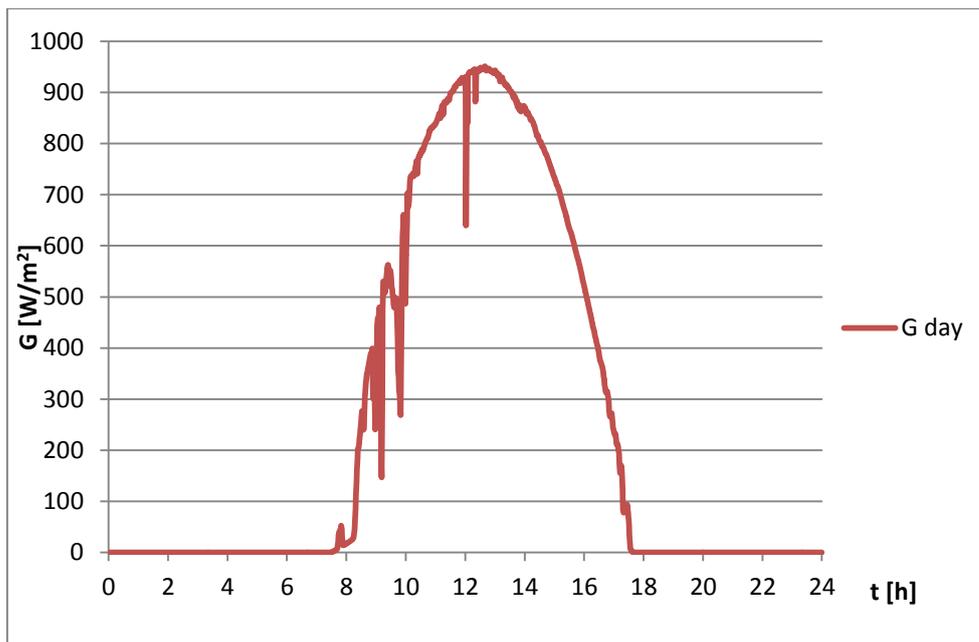


Fig.4.15 Andamento dell'irradianza giornaliera - 12/02/14

23/02/14

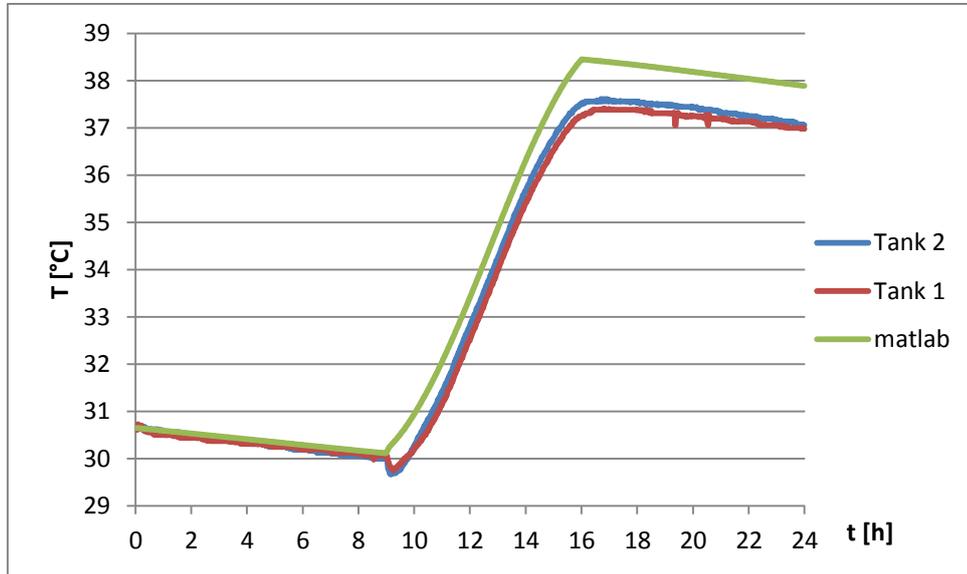


Fig.4.16 Andamento della temperatura dell'acqua nei bidoni di accumulo - 23/02/14

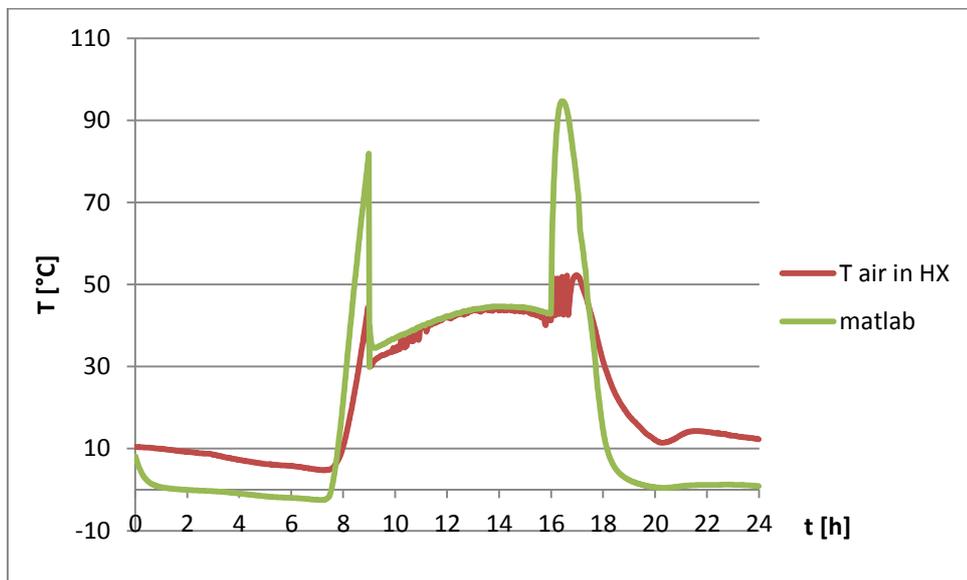


Fig.4.17 Andamento della temperatura dell'aria in ingresso al radiatore - 23/02/14

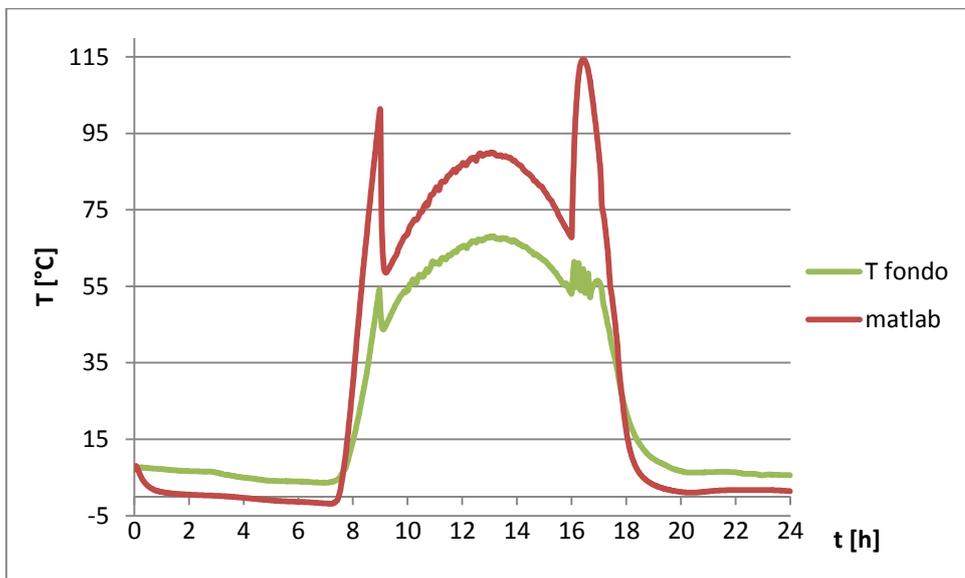


Fig.4.18 Andamento della temperatura del fondo - 23/02/14

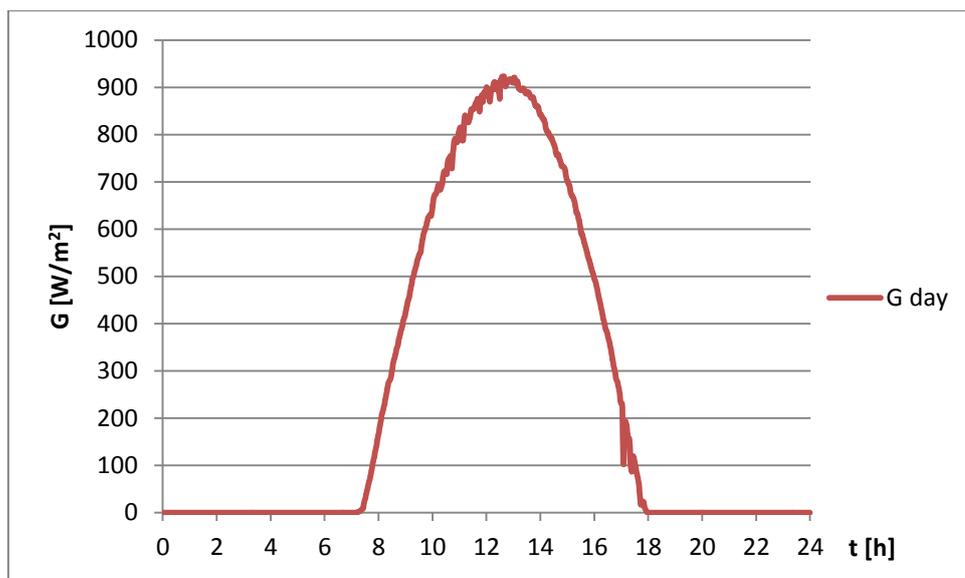


Fig.4.19 Andamento dell'irradianza giornaliera - 23/02/14

#### 4.4 Influenza della velocità del vento

Come illustrato a inizio capitolo, mentre per quanto riguarda la temperatura esterna e l'irradianza sono installati nel prototipo di Nosedo dei sensori di misura locali (sonda di temperatura per l'aria esterna e piranometro), non esistono dati misurati della velocità del vento. I dati utilizzati nelle simulazioni effettuate sono quelli del sito [www.worldweatheronline.com](http://www.worldweatheronline.com) [17], registrati ogni tre ore e interpolati (con il metodo 'v5cubic' della function interp1 di MATLAB). Tuttavia è evidente che i valori registrati dal sito possono non coincidere con quelli di Nosedo ed è altrettanto vero che il vento non varia necessariamente la sua velocità in modo continuo, per cui interpolando i valori registrati ogni tre ore si potrebbero trovare dei valori molto diversi da quelli reali. Per questi motivi si è ritenuto opportuno effettuare un'analisi di sensibilità sulla velocità del vento.

Per valutare l'influenza della velocità del vento, sono state effettuate delle simulazioni considerando che essa vari di  $\pm 50\%$  rispetto ai valori interpolati.

Nelle figure 4.20-4.23 viene illustrato il confronto tra le simulazioni e i dati sperimentali per le diverse giornate. La curva indicata con "BASE" riporta il risultato della simulazione con velocità del vento ricavata mediante l'interpolazione dei valori di [www.worldweatherbase.com](http://www.worldweatherbase.com) [17]; le curve indicate con "TANK 1" e "TANK 2" riportano invece i valori registrati dai sensori di temperatura installati sul prototipo di Nosedo.

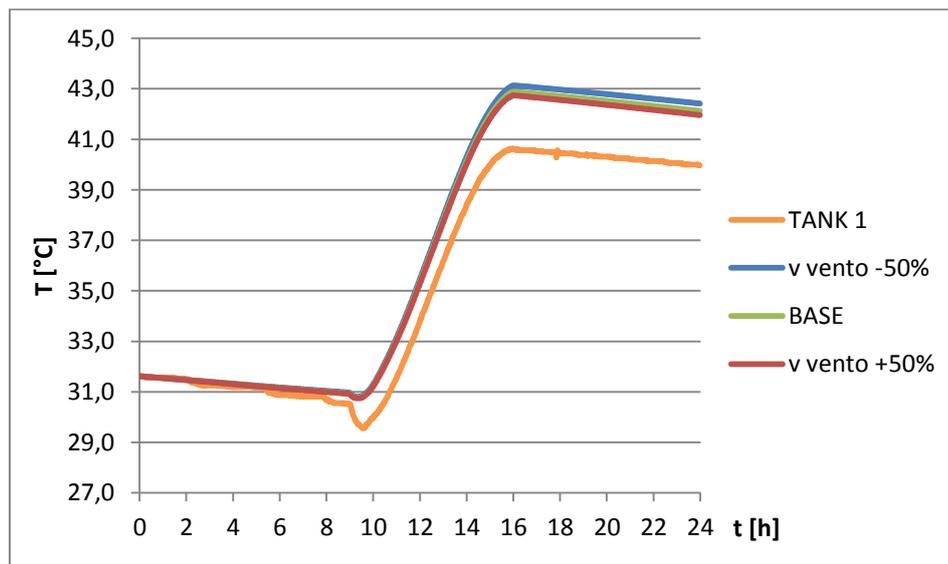


Fig.4.20 Variazione della temperatura dell'acqua nell'accumulo con la velocità del vento - 31/12/2013

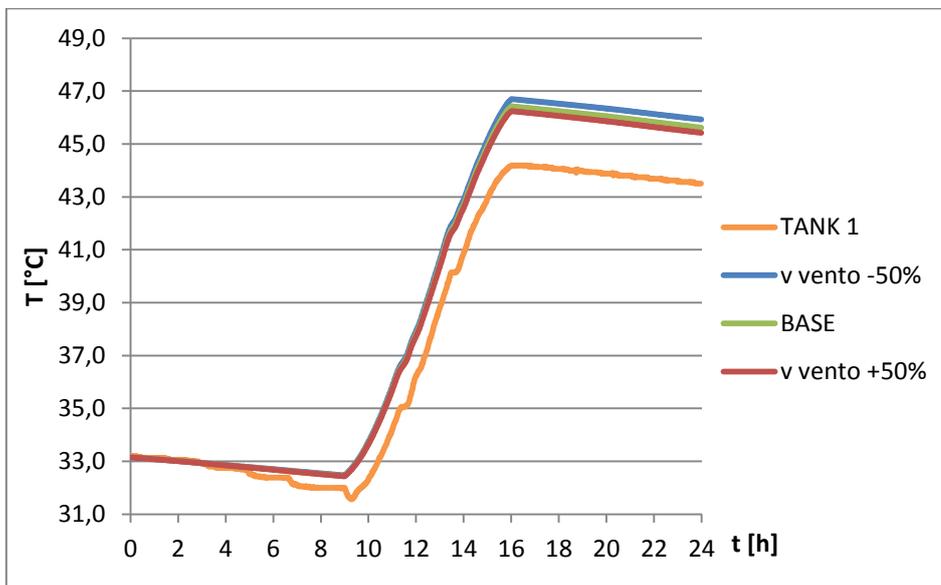


Fig.4.21 Variazione della temperatura dell'acqua nell'accumulo con la velocità del vento - 25/01/2014

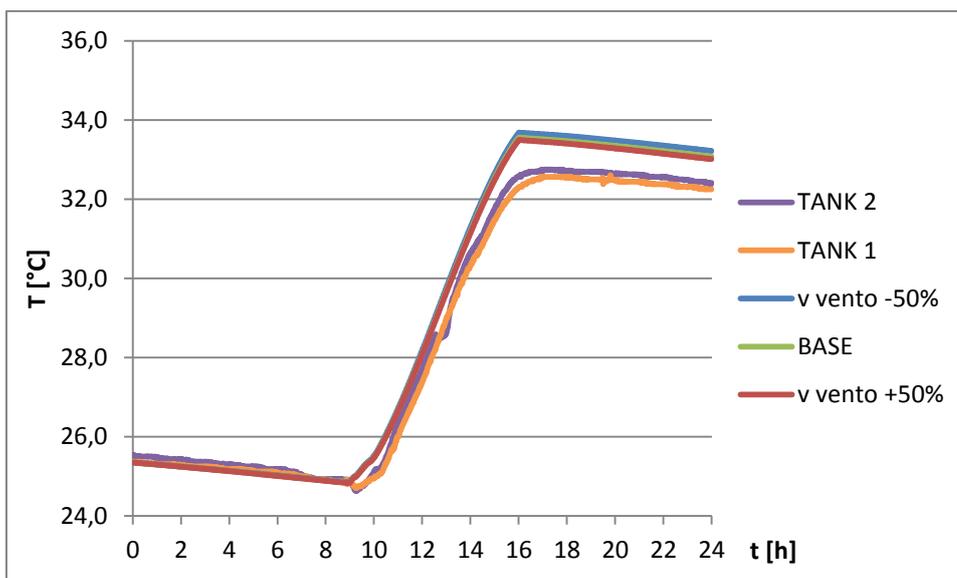


Fig.4.22 Variazione della temperatura dell'acqua nell'accumulo con la velocità del vento - 12/02/2014

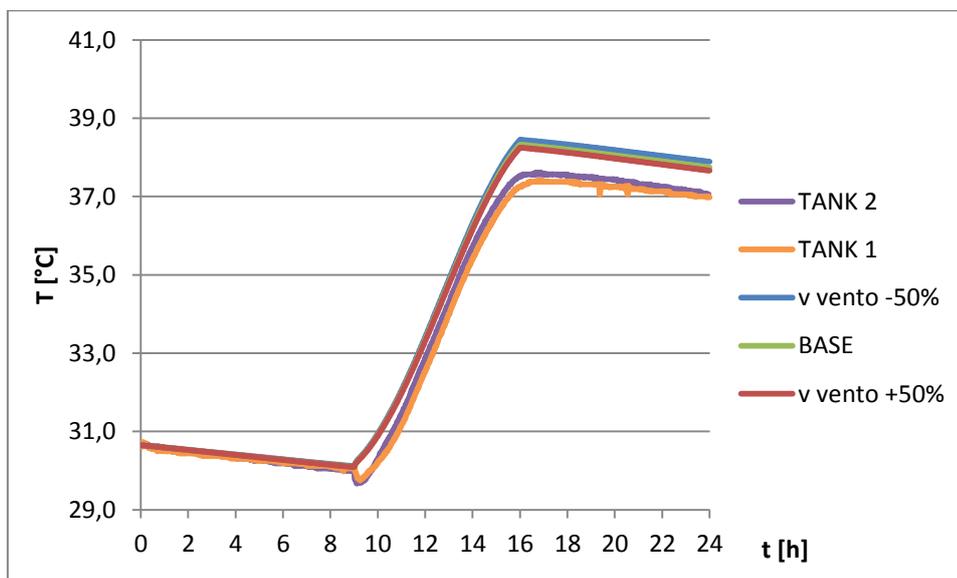


Fig.4.23 Variazione della temperatura dell'acqua nell'accumulo con la velocità del vento - 23/02/2014

In tabella 4.4 sono riportati gli errori delle diverse simulazioni rispetto ai valori misurati dai sensori. In verde sono evidenziati gli errori più bassi commessi per ognuna delle giornate prese in considerazione.

Tab.4.4 Risultati ed errori delle simulazioni

		v vento -50%	BASE	v vento +50%	Nosedo	
					Tank 2	Tank 1
<b>31/12</b>	$\Delta T$ [K]	12,17	11,95	11,85	-	10,12
	Err Tank1 [%]	20,23%	18,12%	16,85%		
<b>25/01</b>	$\Delta T$ [K]	14,21	13,96	13,79	-	12,18
	Err Tank1 [%]	16,68%	14,63%	13,26%		
<b>12/02</b>	$\Delta T$ [K]	8,81	8,70	8,65	7,67	7,43
	Err Tank2 [%]	14,85%	13,40%	12,73%		
	Err Tank1 [%]	18,56%	17,06%	16,37%		
<b>23/02</b>	$\Delta T$ [K]	8,31	8,21	8,14	7,51	7,20
	Err Tank2 [%]	10,72%	9,30%	8,40%		
	Err Tank1 [%]	15,48%	14,00%	13,07%		

## 4.5 Commento ai risultati

Il confronto tra le temperature simulate e acquisite a Nosedo mostra che il modello ricalca bene l'andamento dei dati sperimentali, pur con una certa sovrastima dei valori di temperatura.

Per quanto riguarda la temperatura di accumulo, si può notare che in tutte le giornate prese in esame l'andamento della temperatura ricalca bene quello reale, seppur con un "anticipo" rispetto al caso reale, che provoca la sovrastima di temperatura. Nelle simulazioni tramite MATLAB infatti non appena la pompa e le ventole si avviano (ore 09:00) l'acqua inizia a scaldarsi, mentre nelle giornate prese in esame la temperatura registra un piccolo decremento nei minuti immediatamente successivi all'inizio della circolazione dell'acqua. Questo fatto è dovuto alla piccola sovrastima della temperatura dell'aria all'ingresso dello scambiatore da parte del modello MATLAB. Anche l'andamento della temperatura dell'aria è ben ricalcato dal modello.

Il fatto che alla sovrastima della temperatura dell'aria in ingresso al radiatore corrisponda una sovrastima costante della temperatura dell'acqua nell'accumulo mostra che lo scambio termico al radiatore è ben descritto dal modello.

Osservando i grafici delle temperature di acqua nei bidoni e aria all'ingresso del radiatore delle prime 3 giornate (figure 4.4-4.5, 4.8-4.9, 4.12-4.13) si può notare, durante le ore precedenti l'entrata in funzione di pompa e ventilatori, l'effetto del sistema antigelo pensato per ARETHA Nosedo. Come spiegato al paragrafo 1.2.1, quando la temperatura dell'aria nei pressi del radiatore raggiunge la temperatura di 1°C, la pompa si accende facendo circolare acqua calda nel radiatore fino al raggiungimento dei 3°C. A pompa ferma, il radiatore resta pieno di acqua calda, causando un ulteriore incremento della temperatura dell'aria nei pressi del radiatore. Questa logica non è implementata nel modello, che infatti sottostima la temperatura dell'aria, e non tiene conto della diminuzione della temperatura dei serbatoi dovuta alla circolazione notturna dell'acqua. Questo fattore contribuisce alla sovrastima della temperatura dell'acqua nell'accumulo

È importante ricordare che il secondo serbatoio "tank 2" ha un isolamento peggiore rispetto al "tank 1"; questa differenza non è considerata dal modello, per il quale il "tank 2" è isolato come il "tank 1". Un altro fattore significativo è rappresentato dal fatto che mentre le temperature misurate sono puntuali, quelle calcolate dal modello sono medie e considerate omogenee in tutto il serbatoio. Nella realtà, viste le dimensioni del serbatoio, esisterà molto probabilmente una stratificazione all'interno di essi e quindi l'acqua sarà più calda nella parte

superiore e più fredda in quella inferiore. Si ricorda inoltre che tutti i sensori di temperatura hanno un errore di misura di  $\pm 0,5K$  [4].

Un forte scostamento tra i valori dei dati sperimentali e quelli modellati si registra invece per quanto riguarda la temperatura del fondo del box captante. Questo scostamento era del tutto prevedibile e si spiega considerando le approssimazioni introdotte nel modello MATLAB: il coefficiente di scambio termico convettivo è stato considerato uguale in tutto il pannello, ed è stato calcolato mediante le correlazioni per moto in un condotto a sezione rettangolare. Questa approssimazione non può però descrivere in modo pienamente soddisfacente lo scambio termico che avviene effettivamente all'interno del pannello, poiché nella realtà sia la temperatura che la velocità dell'aria variano molto da un punto all'altro. Il coefficiente di scambio termico convettivo viene probabilmente sottostimato. Con un coefficiente di scambio termico più basso, il fondo si stabilizza a una temperatura più alta, come in effetti avviene nel modello, e il  $\Delta T$  tra esso e l'aria interna aumenterà. I due effetti si compensano in una certa misura, infatti la temperatura in ingresso al radiatore è ben ricalcata dal modello.

La sovrastima della temperatura dell'aria e del fondo è anche dovuta alla difficoltà di modellare la cover di policarbonato. Il modello descrive il comportamento del materiale considerando che la lastra sia un elemento continuo, e che quindi tra parete interna e parete esterna lo scambio termico avvenga solo per conduzione. Tuttavia se si osserva la figura 4.2 appare evidente che una simile approssimazione non ricalca perfettamente la realtà, poiché essendo la lastra alveolare esisterà uno scambio radiativo tra le diverse pareti di policarbonato che si trovano a differenti temperature, e lo scambio termico per conduzione sarà maggiore lungo la struttura di policarbonato.

Le temperature dell'aria e del fondo seguono bene le variazioni di irradianza incidente sul pannello, come si nota soprattutto nelle simulazioni relative alla giornata del 25/01, segno che le proprietà ottiche dei materiali e le loro capacità termiche sono state valutate correttamente nel modello.

Dalle simulazioni effettuate al paragrafo 4.5 (fig. 4.20-4-23) risulta che la velocità del vento ha un impatto trascurabile sulla prestazione del sistema. L'impatto è praticamente inconsistente durante il giorno e risulta più apprezzabile solo durante la notte: un aumento della velocità del vento causa un incremento della trasmittanza globale dei serbatoi. In tabella 4.4 è riportata la variazione della prestazione del sistema al variare della velocità del vento: un aumento della velocità causa una minima diminuzione della temperatura a fine giornata e quindi dell'errore percentuale.

Nelle simulazioni è stato considerato che il vento fosse parallelo al lato lungo del pannello, ovvero è stata considerata  $L_{\text{modulo}}$  come lunghezza caratteristica per il calcolo del coefficiente di scambio termico convettivo lato esterno. È però evidente che la direzione del vento può essere spesso differente, e quindi i coefficienti di scambio termico convettivo potrebbero differire da quelli calcolati.

I due principali limiti di questo modello consistono nella descrizione della cover e dello scambio termico interno; nel modello di Wau tuttavia la cover vetrata può essere ragionevolmente ritenuta a temperatura omogenea, avendo ridotto spessore ed elevata conducibilità, e il moto del fluido è effettivamente quello all'interno di un canale a sezione rettangolare. Ne consegue che per questo modello non sussistono le problematiche rilevate per il modello modificato per Nosedo.

Alla luce di quanto emerso dal confronto tra dati sperimentali e simulati, il modello può ritenersi validato nella sua sostanza, per cui si abbandona il modello modificato per Nosedo (radiatore interno) e si torna a quello implementato per Wau (radiatore esterno). Tramite questo modello, si procede a simulare diverse possibili configurazioni dell'impianto di Wau per valutare la performance ottenibile in loco e la sensibilità ai diversi parametri in input.

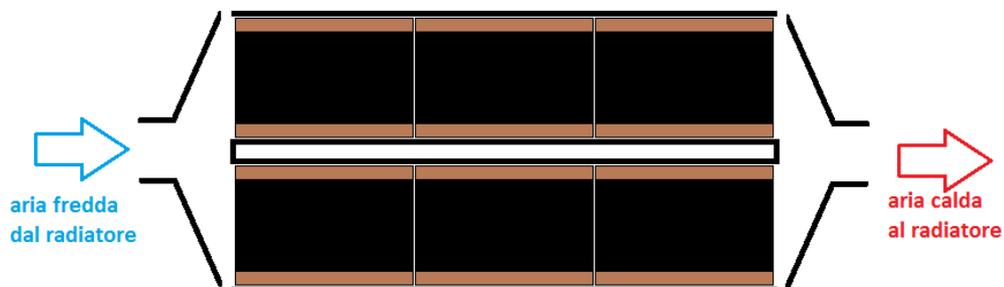
## Capitolo 5

# Valutazione delle prestazioni di ARETHA Wau

Una volta valutata l'affidabilità del modello implementato si procede a effettuare le simulazioni per l'impianto da installare a Wau. Dalle simulazioni si vuole dedurre quale sia il migliore assetto dell'impianto e quale performance sia possibile ottenere.

### 5.1 Caratteristiche dell'impianto

Come già accennato nel capitolo 3, ARETHA Wau si compone di un box captante, un box di scambio termico in cui è collocato il radiatore e un serbatoio di accumulo. Il radiatore viene posizionato al livello del suolo nel box preposto, collegato tramite tubazioni al box captante che si trova invece sul tetto. Al radiatore è a sua volta collegato il serbatoio di accumulo, da cui un'utenza preleva una certa quantità di acqua calda ogni giorno. Per lo schema impiantistico del sistema si rimanda alla figura 3.1.



*Fig.5.1 Esempio di configurazione modulare del box captante. Sono evidenziati i pallet disposti in serie che compongono ciascun canale.*

La struttura del box captante viene realizzata utilizzando dei pallet opportunamente adattati, come illustrato in figura 5.2. Si ipotizza la possibilità di realizzare un sistema modulare (figura 5.1), ovvero un pannello composto da più canali in parallelo, nei quali la portata d'aria ventilata viene equamente suddivisa. Ognuno dei canali in parallelo è composto da un'unica fila di pallet tra loro in serie, orientati in modo che il lato lungo sia parallelo al flusso dell'aria.

Una tale configurazione avrebbe il vantaggio che in caso di guasti o necessità di manutenzione di uno dei canali il sistema potrebbe continuare a funzionare utilizzando gli altri.

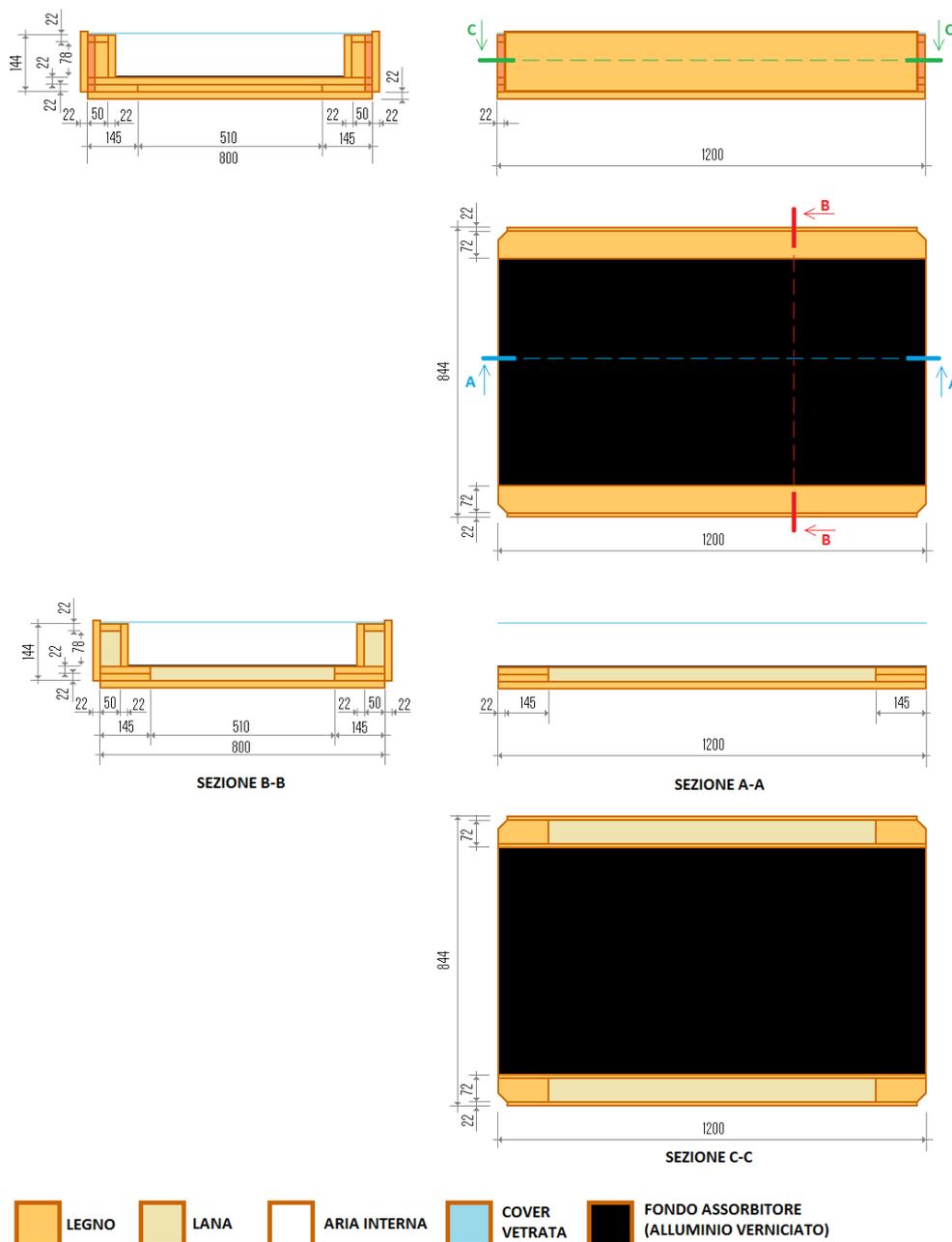


Fig.5.2 Viste laterali e in sezione del pallet (EPAL-EUR) modificato

Tramite le simulazioni si vogliono ottimizzare le dimensioni del box captante e quelle del serbatoio, le portate di aria e di acqua, le modalità di prelievo dell'utenza. Si valuterà inoltre l'opportunità di realizzare una configurazione modulare.

## **5.2 Parametri delle simulazioni**

In tabella 5.1 sono riassunti i parametri utilizzati nelle simulazioni. I parametri rimangono invariati in tutte le simulazioni, salvo quando diversamente indicato.

Il sistema è simulato a intervalli di 10 secondi e le simulazioni si riferiscono a 7 giorni di funzionamento continuativo, salvo dove diversamente indicato. Una volta che l'andamento giornaliero di temperatura nel serbatoio si stabilizza, vengono confrontati i risultati delle diverse configurazioni simulate.

Per i valori di irradianza si fa riferimento al database JRC-PVGIS [16], per i valori di temperatura, umidità relativa e velocità del vento si utilizzano i dati del sito *www.worldweatheronline.com* [17]. Le simulazioni di seguito presentate utilizzano i dati medi mensili di gennaio per quanto riguarda l'irradianza, mentre per temperatura, umidità relativa e velocità del vento si utilizzano i dati del 15 gennaio 2013.

Per quanto riguarda la portata d'acqua, si considera inizialmente una portata pari a quella circolante a Nosedo. Inoltre, essendo l'area di passaggio della ventola del radiatore della Land Cruiser HJD80 pressoché identica a quella complessiva delle due ventole di Nosedo, si assume che nel sistema circoli la stessa portata d'aria.

Si considera che l'acqua di falda locale sia a una temperatura di 20°C, pertanto all'inizio di ogni simulazione l'acqua contenuta nel serbatoio di accumulo sarà considerata a quella temperatura, così come l'acqua reintegrata durante il prelievo.

Dalle informazioni del professor Perotti risulta che la maggior parte del personale ospedaliero termina il turno alle 15:00, pertanto si è inizialmente supposto che il prelievo dell'utenza dal serbatoio di accumulo avvenga alle ore 14:00, ovvero il più tardi possibile prima della fine del turno, in modo che sia possibile servire l'utenza lavatrici.

In tabella 5.1 sono riassunti i valori dei parametri che verranno utilizzati nelle diverse simulazioni, salvo quando diversamente indicato.

Tab.5.1 Parametri della simulazione [2]

<b>Box captante (a)</b>				
<b>Struttura</b>				
L modulo [m]	1,2	k iso [W/mK]	0,05	
H modulo [m]	0,656	s iso [m]	0,044	
P modulo [m]	0,10	k legno [W/mK]	0,129	
S modulo [m <sup>2</sup> ]	0,79	s legno [m]	0,022	
<b>Cover (vetro sodocalcico)</b>		<b>Assorbitore</b>		
ε cover	0,92	ε fondo	0,98	
τ cover [25]	0,9	α fondo	0,98	
s cover [m]	0,005	s fondo [m]	0,0005	
ρ cover [kg/m <sup>3</sup> ]	2500	ρ fondo [kg/m <sup>3</sup> ]	2702	
c cover [J/kgK]	750	c fondo [J/kgK]	903	
<b>Serbatoio di accumulo (b)</b>		<b>Tubi di collegamento (c)</b>		
			Aria	Acqua
V bidone [l]	200/400/600/1000	Materiale	PVC	Fe-Zn
H bidone [m]	0,88/1,15/1,30/1.35	Dest tubo [m]	0,1102	0,0424
D bidone [m]	0,61/0,70/0,80/1	Dint tubo [m]	0,104	0,0366
k iso [W/mK] <sup>2</sup> [26]	0,05	k tubo [W/mK]	0,04	0,04
s iso [m]	0,05	L tubo [m]	5	15
<b>Radiatore (d)</b>				
N file	1	A interna totale [m <sup>2</sup> ]	1,91	
N tubi	71	A front [m <sup>2</sup> ]	0,301	
L parte alettata [m]	0,718	A front free flow [m <sup>2</sup> ]	0,211	
H parte alettata [m]	0,425	A tot alettatura [m <sup>2</sup> ]	9,99	
P parte alettata [m]	0,032	A tot esterna [m <sup>2</sup> ]	11,69	
L tubi [m]	0,425			
<b>Ventola (e)</b>				
D esterno [m]	0,292	D interno [m]	0,115	

Per quanto riguarda i tubi dell'acqua, si scelgono tubi in acciaio zincato con diametro pari a quello di attacco del radiatore. Per i tubi dell'aria invece si scelgono i tubi (sempre in PVC) più grandi possibili compatibili con la profondità del pannello.

Nelle simulazioni si considera che pompa e ventole siano attive, con logica di funzionamento spiegata al paragrafo 3.5, da un'ora dopo l'alba a un'ora prima

<sup>2</sup> Perché sia garantita questa conducibilità, la densità della lana deve essere pari a circa 13 kg/m<sup>3</sup> [26].

del tramonto, ovvero, per le simulazioni di questo capitolo, dalle 07:30 alle 16:30.

### 5.3 Variazione dell'assetto del box

La prima simulazione effettuata è volta a comprendere quale sia l'assetto migliore del box captante, ovvero quale sia il numero ottimale di canali in parallelo. Si considera che il box captante sia costituito da un numero di moduli tale che l'area netta del pannello sia di circa 9 m<sup>2</sup>, come nel prototipo di Nosedo.

Nelle simulazioni vengono utilizzati in totale 12 moduli, diversamente disposti, per un'area captante complessiva di 9,45 m<sup>2</sup>. Al radiatore è collegato un unico serbatoio di capacità 400 litri. Ogni giorno alle 14:00 vengono prelevati 150 litri d'acqua dal serbatoio. Vengono considerate quattro diverse configurazioni, indicate con le lettere A, B, C, D.

Tab.5.2 Parametri di simulazione per ottimizzazione dell'assetto del sistema

	<b>A</b>	<b>B</b>	<b>C</b>	<b>D</b>
N serie	1	2	3	4
N parallelo	12	6	4	3
A netta [m <sup>2</sup> ]	9,45	9,45	9,45	9,45
N serbatoi	1	1	1	1
V serbatoio [l]	400	400	400	400
$\dot{m}_{aria}$ [kg/s]	0,48	0,48	0,48	0,48
$\dot{m}_{acqua}$ [kg/s]	0,3	0,3	0,3	0,3
Giorni precarica	0	0	0	0
h prelievo	14	14	14	14
V prelievo [l]	150	150	150	150

Nelle figure 5.3-5.8 vengono confrontate le performance dei diversi assetti del sistema, una volta che questo si è stabilizzato.

Il rendimento del sistema è calcolato come:

$$\eta = \frac{m_{accumulo} c_P acqua (T_{acc j} - T_{acc j-1})}{\alpha_{fondo} \tau_{cover} G_{day} S_{pannello} (t_j - t_{j-1})} \quad (5.1)$$

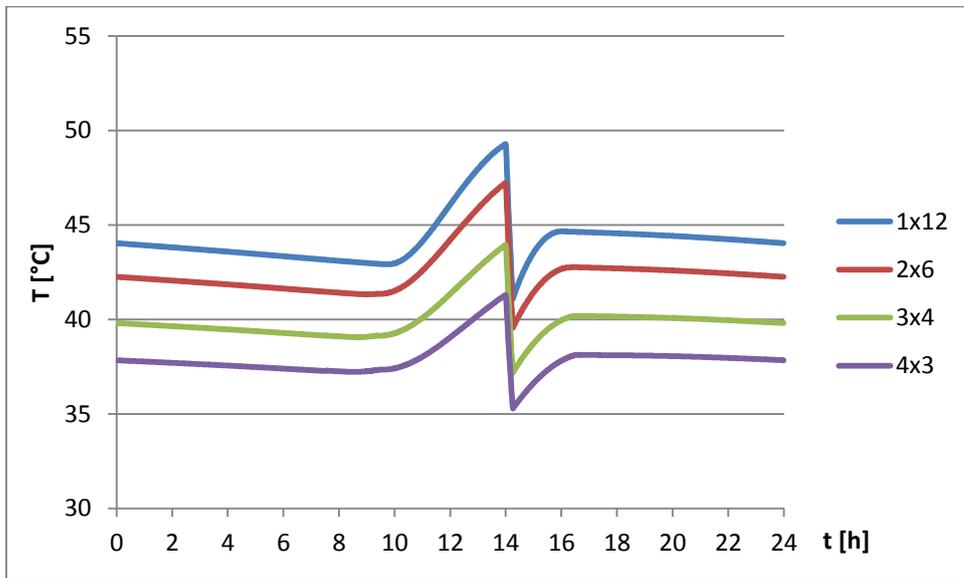


Fig. 5.3 Temperatura dell'acqua nel serbatoio al variare dell'assetto del box captante

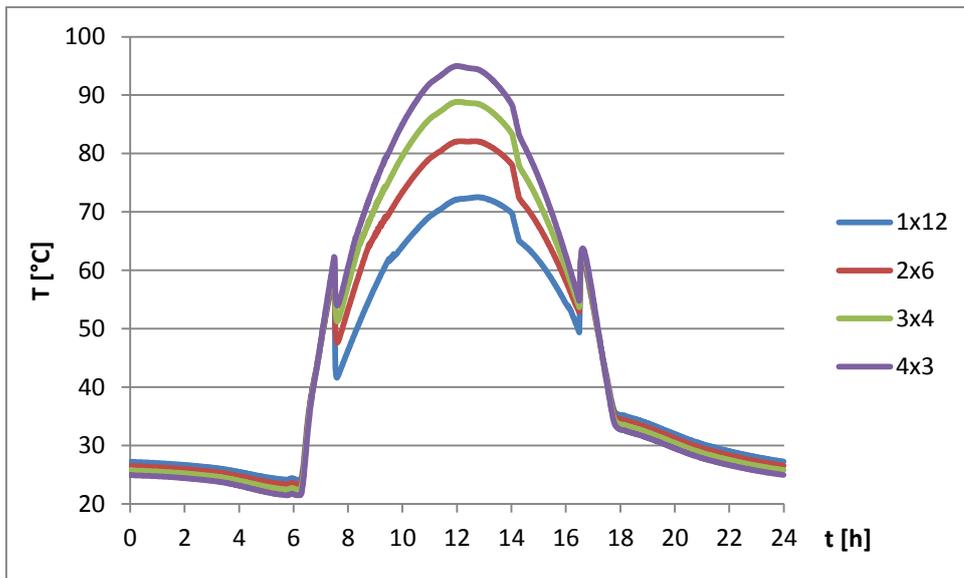
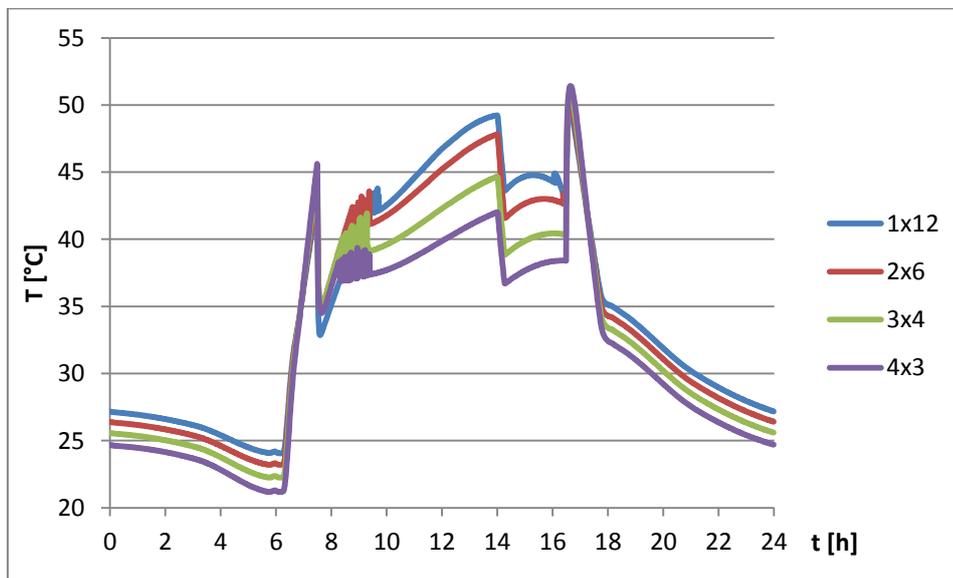
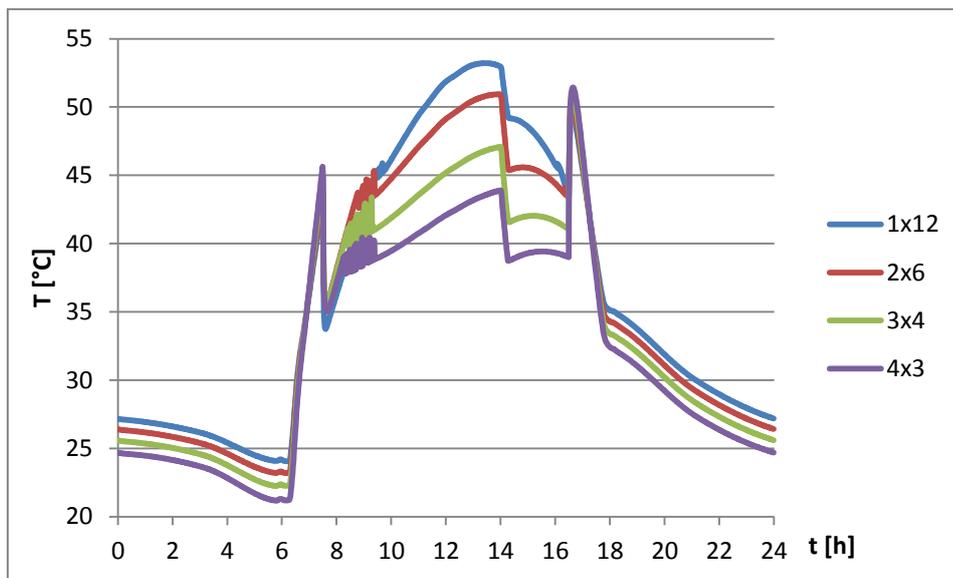


Fig. 5.4 Temperatura del fondo del box captante al variare dell'assetto dello stesso



*Fig. 5.5 Temperatura dell'aria in ingresso del box captante al variare dell'assetto dello stesso*



*Fig. 5.6 Temperatura dell'aria in uscita del box captante al variare dell'assetto dello stesso*

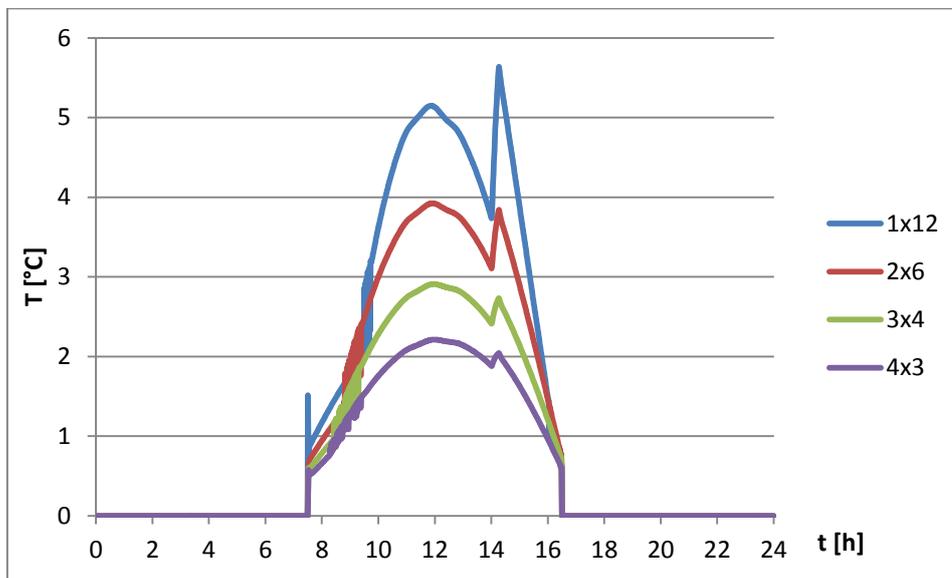


Fig.5.7  $\Delta T$  dell'aria al passaggio nel box captante

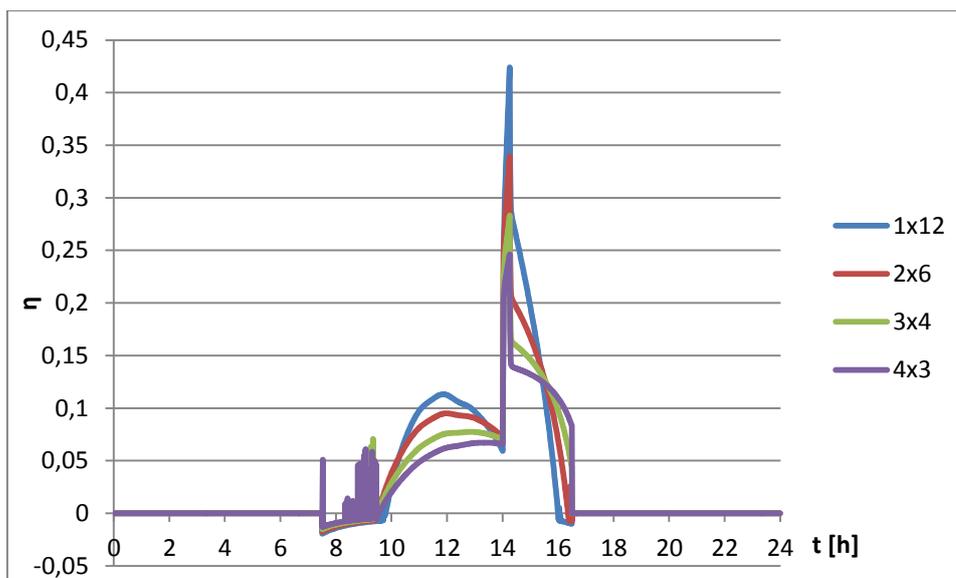


Fig.5.8 Rendimento del sistema al variare dell'assetto del box captante

Nelle figure 5.9-5.10 viene mostrata la performance dei diversi assetti durante il primo giorno di simulazione (serbatoio riempito con acqua a 20°C all'istante di partenza della simulazione).

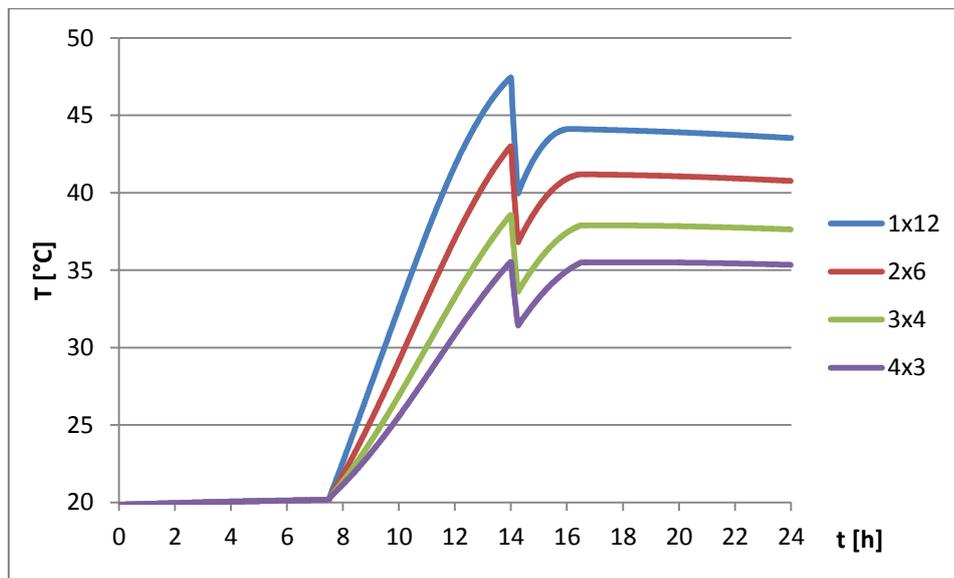


Fig.5.9 Temperatura dell'accumulo al variare dell'assetto del box captante – primo giorno di simulazione

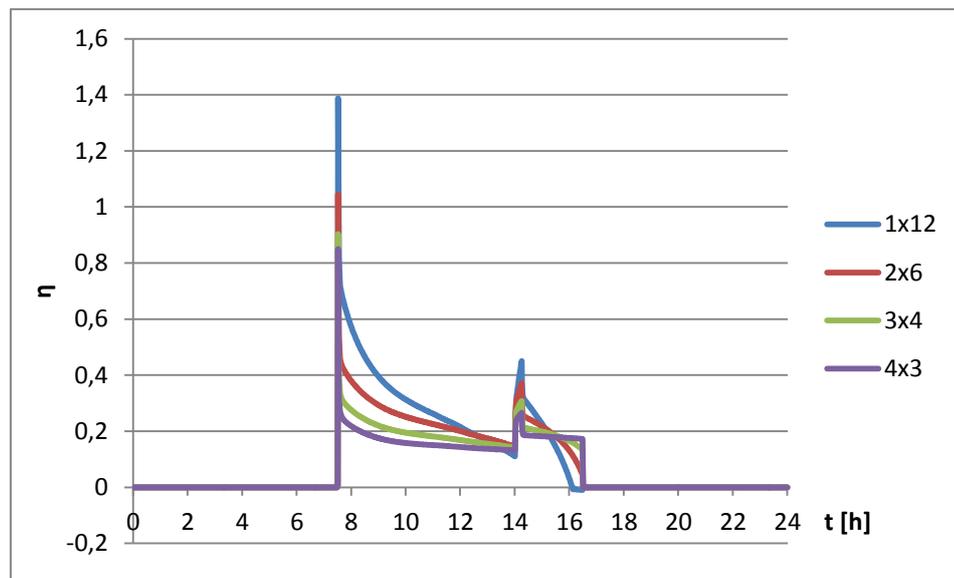


Fig.5.10 Rendimento del sistema al variare dell'assetto del box captante – primo giorno di simulazione

### 5.3.1 Analisi dei risultati

Osservando i grafici (5.3-5.8), si nota che il prelievo delle ore 14:00 provoca un repentino abbassamento della temperatura nei serbatoi di accumulo a causa del reintegro con acqua di falda a 20°C (figure 5.3, 5.9). Da questo abbassamento di

temperatura risulta un altrettanto repentino aumento del rendimento del pannello (figure 5.8, 5.10) e una conseguente diminuzione della temperatura dell'aria nel pannello (figure 5.5-5.6).

Nelle figure 5.9-5.10 sono illustrati gli andamenti di temperatura dell'accumulo e rendimento del sistema per il primo giorno di simulazione. In figura 5.10 risulta particolarmente evidente un primo picco nel rendimento, corrispondente al momento di attivazione di pompa e ventilatore: l'acqua inizia a circolare nei tubi di collegamento, ed essendo a una temperatura di molto inferiore a quella dell'aria esterna viene ulteriormente riscaldata, ragion per cui il rendimento risulta maggiore di 1.

La temperatura del fondo presenta bruschi cali/aumenti in corrispondenza dell'accensione/spengimento di pompa e ventola e una diminuzione in corrispondenza del prelievo, quando l'acqua entra più fredda nel radiatore e scambia maggiore potenza termica con l'aria (figura 5.4). Le stesse considerazioni valgono per le temperature in ingresso e in uscita dal box (figure 5.5.-5.6).

Osservando le curve dei rendimenti (figura 5.8) si nota che i sistemi con meno canali in parallelo hanno un rendimento più alto nella prima parte della giornata, mentre la situazione si inverte nel pomeriggio. Nel grafico della temperatura dell'accumulo (figura 5.3) si vede in effetti che le configurazioni con meno canali in parallelo raggiungono prima il picco di temperatura pomeridiano, e di conseguenza il loro rendimento cala rapidamente fino ad annullarsi, se non addirittura a diventare negativo. Si sottolinea che per come è implementato il modello, un rendimento negativo è indice di una situazione in cui l'acqua che circola nel radiatore arriva al serbatoio a una temperatura maggiore di quella dell'acqua in esso contenuta, ma questo apporto non è sufficiente a compensare le perdite per convezione e conduzione del serbatoio, pertanto il bilancio del serbatoio risulta negativo e la temperatura dell'acqua diminuisce.

Tra le 08:00 e le 10:00 circa si registrano continue oscillazioni di temperatura dell'aria e rendimento (figure 5.5, 5.6, 5.8), dovute a un continuo "accendi-spegni" della pompa. In queste ore infatti la radiazione solare non è ancora sufficientemente grande da assicurare il funzionamento del sistema. Il sistema funziona con continuità e rendimenti maggiori di zero dalle 10:00 alle 16:00 circa.

All'aumentare dei canali in parallelo diminuisce la velocità dell'aria e con essa il coefficiente di scambio termico con il fondo, la cui temperatura risulta più elevata. Aumenta quindi anche il  $\Delta T$  tra aria interna e fondo.

Contemporaneamente diminuisce il coefficiente di scambio termico lato cover. Inoltre, il singolo canale si accorcia. In figura 5.7 si può osservare una diminuzione del  $\Delta T$  dell'aria all'aumentare del numero di canali in parallelo. Non è possibile dire con certezza quale sia il fattore prevalente tra i tre sopracitati e quindi quale sia il motivo che determina un minore  $\Delta T$  dell'aria al passaggio nel box. Nei paragrafi che seguono vengono effettuate ulteriori simulazioni per meglio comprendere questi fattori.

I fattori determinanti nella scelta della migliore configurazione tra quelle analizzate sono oltre a un'alta temperatura dell'accumulo, una bassa temperatura del fondo, indice di un buono scambio termico con l'aria, e un alto rendimento del sistema. Appare quindi evidente che la migliore configurazione secondo questi parametri è quella con una singola fila di elementi in serie. Nelle simulazioni che seguono verrà dunque utilizzata questa configurazione.

Essendo il sistema realizzato con una modalità e dei materiali che ne rendono l'eventuale riparazione verosimilmente molto rapida si è ritenuto opportuno sacrificare la modularità in favore di una migliore prestazione.

Osservando le temperature raggiunte dall'aria durante la notte, risulta evidente che con un sistema di questo tipo non è pensabile di raffrescare tramite night cooling.

#### **5.4 Variazione della capacità dell'accumulo**

La seconda simulazione effettuata è volta a ottimizzare la capacità dell'accumulo. Si considerano gli stessi parametri di simulazione del caso A della tabella 5.2. fatto salvo per il volume dell'accumulo che varia: si considerano serbatoi da 150, 200, 400, 600 e 1000 litri. Per il caso 150 litri si utilizza un serbatoio con capacità 200 litri.

In figura 5.11-5.12 sono presentate le performance dei sistemi con diverse capacità del serbatoio, una volta che il sistema si è stabilizzato.

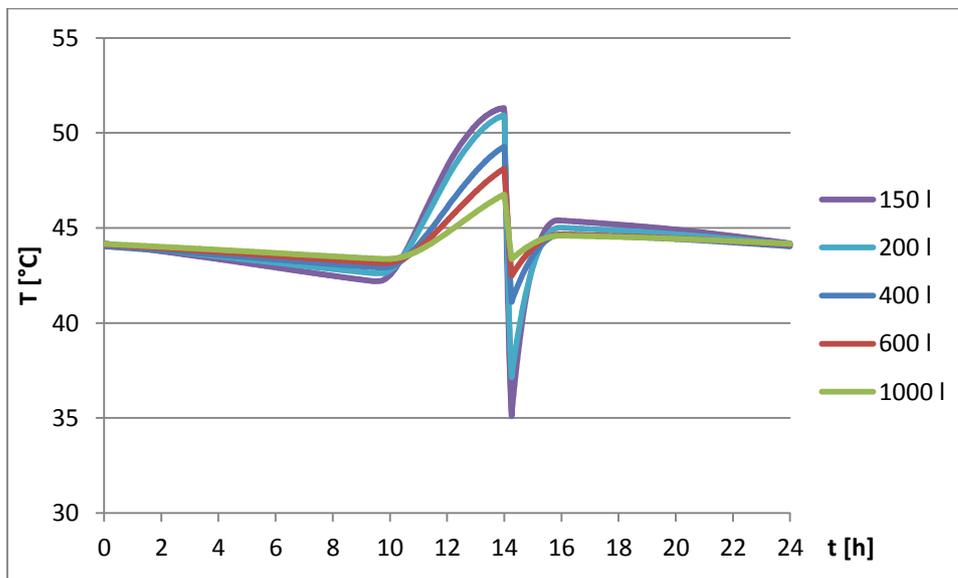


Fig.5.11 Temperatura dell'acqua nell'accumulo al variare della capacità dello stesso

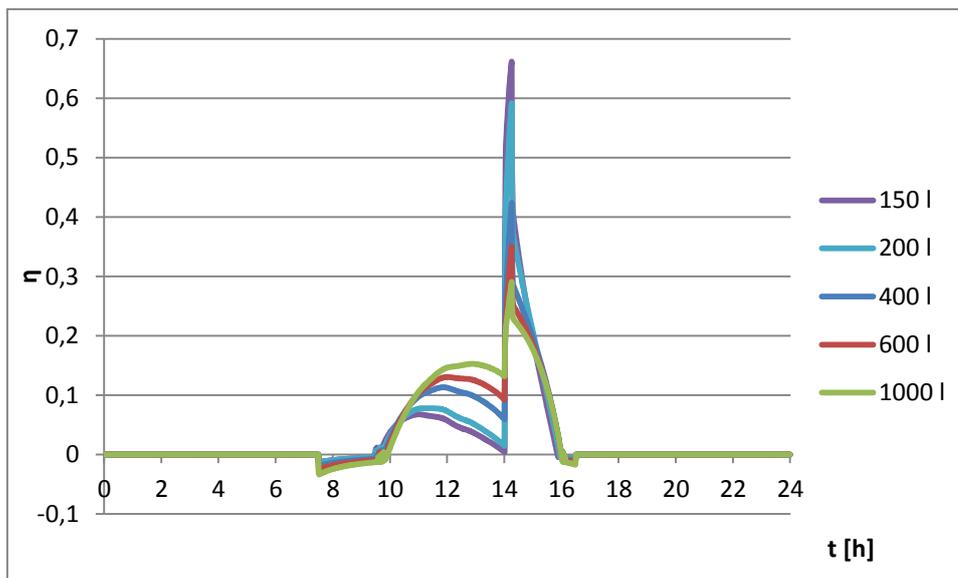


Fig.5.12 Rendimento del sistema al variare della capacità dell'accumulo

#### 5.4.1 Analisi dei risultati

Osservando i grafici, appare evidente che un bidone troppo piccolo, pur permettendo di raggiungere temperature più elevate, non riesce a garantire una temperatura dell'acqua adeguata durante il prelievo: l'acqua prelevata dall'utenza viene infatti reintegrata con acqua di falda a 20°C, pertanto la

temperatura dell'accumulo diminuisce man mano. Risulta quindi indispensabile un bidone con un volume abbastanza grande da garantire che la temperatura dell'acqua sia adeguata alla richiesta dell'utenza dall'inizio alla fine del prelievo.

L'impiego di un serbatoio con capacità maggiore migliora inoltre la prestazione del sistema in termini di rendimento: essendo il volume d'acqua maggiore, questa impiegherà più tempo a scaldarsi e quindi il  $\Delta T$  tra l'acqua e l'aria in ingresso al radiatore sarà maggiore e la potenza termica scambiata tra i due fluidi più grande.

A fronte di una migliore performance un serbatoio con maggiore capacità richiede una maggiore spesa per il suo acquisto: è quindi indispensabile trovare un compromesso tra questi due fattori. Per le simulazioni che seguono si considererà un sistema avente un serbatoio da 600 litri.

## **5.5 Valutazione prestazioni con diverse modalità di prelievo**

La serie di simulazioni che segue è volta a valutare la prestazione del sistema nel caso in cui il volume dell'acqua prelevata e l'orario del prelievo varino.

I risultati delle simulazioni vengono confrontati con un caso denominato "BASE", con parametri identici a quelli del caso A della tabella 5.2 fatto salvo per il volume dell'accumulo, che è pari a 600 l. Nel caso base il prelievo avviene alle ore 14:00 e ha un volume di 150 l.

Vengono effettuate due simulazioni identiche al caso base tranne che per l'orario di prelievo: in un caso si considera che il prelievo avvenga alle ore 11:00, nel secondo alle 12:30. Il volume del prelievo è pari a 150 l.

In figura 5.13-5.14 vengono confrontate le temperature raggiunte nel serbatoio, una volta che il sistema si è stabilizzato.

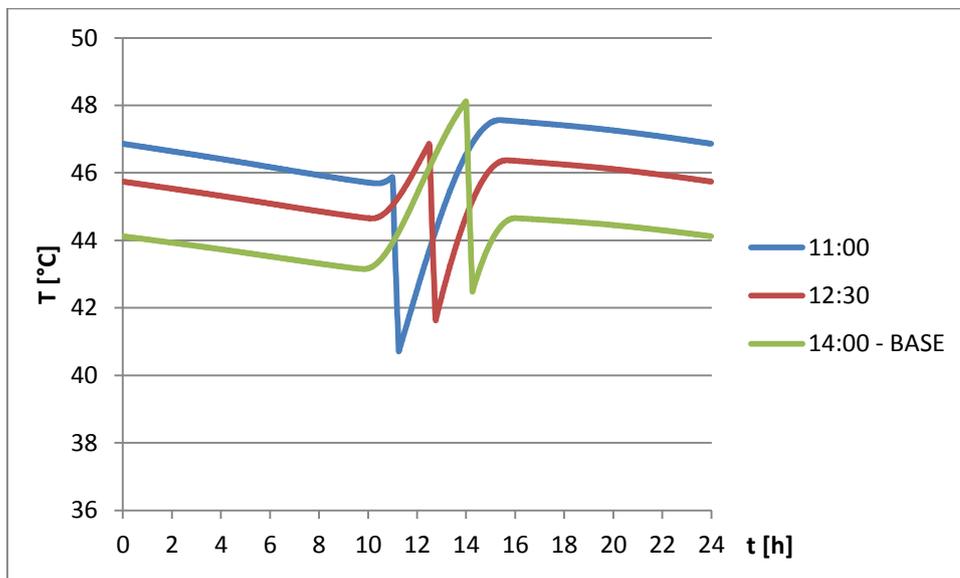


Fig.5.13 Temperatura dell'acqua nell'accumulo al variare dell'orario del prelievo

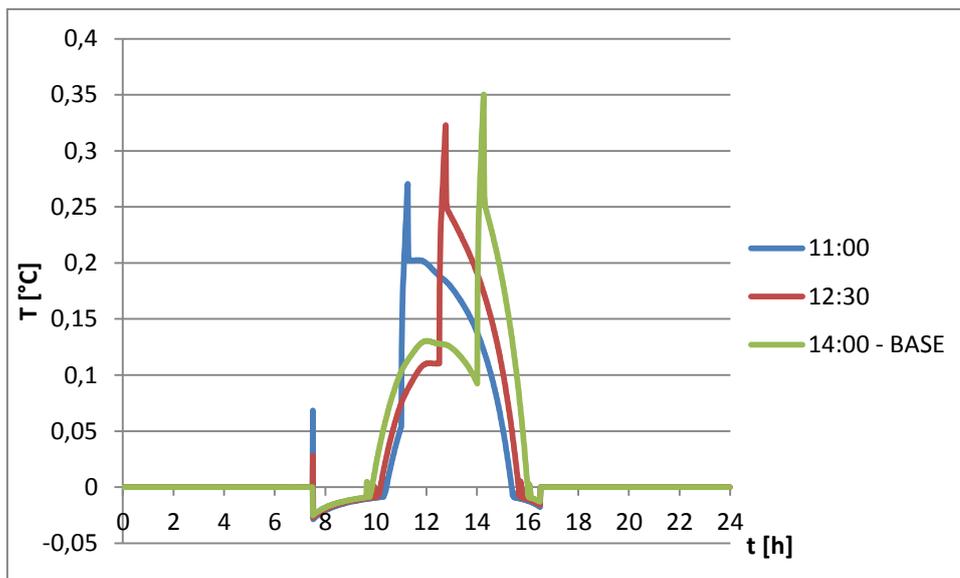


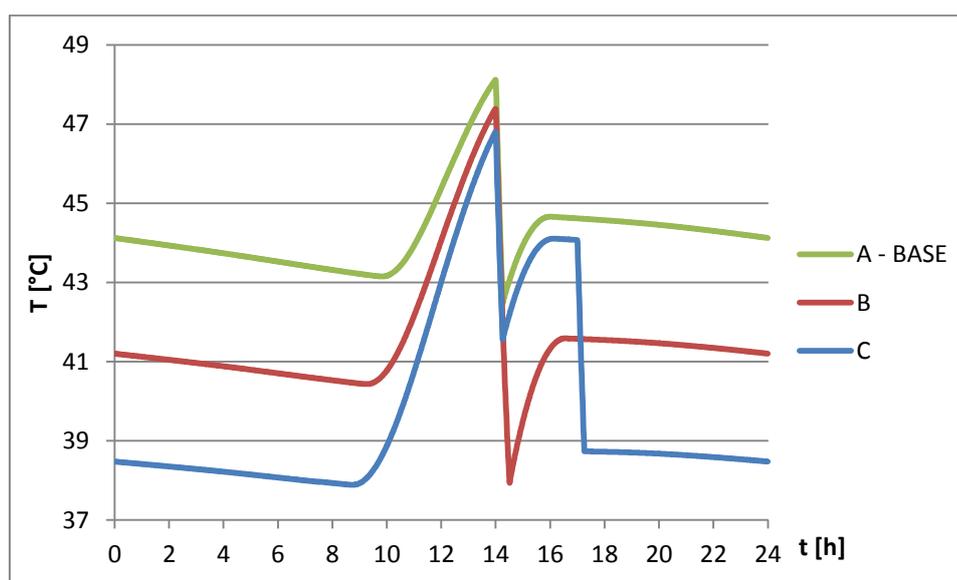
Fig.5.14 Rendimento del sistema al variare dell'orario del prelievo

Si analizza inoltre il caso in cui il volume dell'acqua prelevata sia pari a 300 litri. Si valutano due casi distinti: un prelievo unico alle 14:00 e due prelievi da 150 litri ciascuno, effettuati alle 14:00 e alle 17:00, ovvero il caso in cui ci sia richiesta di acqua calda per le lavatrici alle 14:00 e per le docce a fine giornata.

In tabella 5.3. sono riassunti i parametri che variano nei tre casi analizzati, in figura 5.15-5.16 il confronto tra i diversi casi simulati. Tutti i parametri non specificati in tabella sono identici a quelli del caso A della tabella 5.2.

*Tab.5.3 Parametri di simulazione per diverse tipologie di richiesta dell'utenza*

	A – caso base	B	C
h primo prelievo	14:00	14:00	14:00
V primo prelievo [l]	150	300	150
h secondo prelievo	-	-	17:00
V secondo prelievo [l]	0	0	150
V serbatoio [l]	600	600	600



*Fig.5.15 Temperatura dell'acqua nell'accumulo al variare del volume e della ripartizione del prelievo*

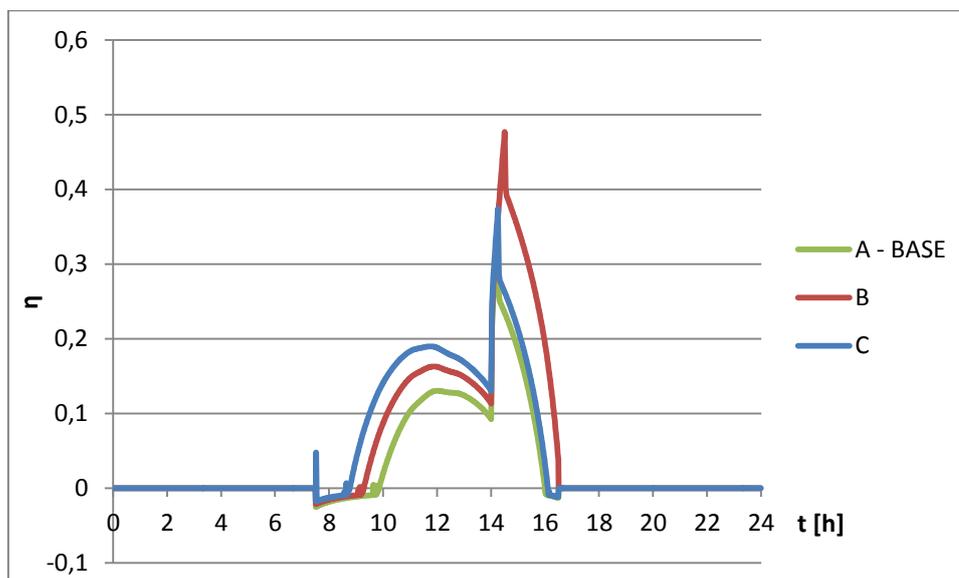


Fig.5.16 Rendimento del sistema al variare del volume e della ripartizione del prelievo

### 5.5.1 Analisi dei risultati

Per quanto riguarda l'orario di accumulo (figure 5.13-5.14), il confronto mostra che più tardi viene effettuato il prelievo, maggiore è la temperatura dell'acqua fornita all'utenza. Anticipare il prelievo significa sia fornire all'utenza acqua più fredda, sia sfruttare peggio l'effetto utile: la temperatura del serbatoio a fine giornata è infatti più elevata e pertanto sono maggiori le perdite notturne per conduzione e convezione (maggiore  $\Delta T$  tra acqua e ambiente). Prelevare l'acqua calda il più tardi possibile significa anche avere un maggiore rendimento nelle ultime ore del pomeriggio e nelle prime ore della mattina. Il rendimento del sistema risulta tuttavia un parametro meno significativo che in precedenza: è infatti evidente che più l'acqua nel serbatoio è calda minore è il rendimento del sistema e che dopo il prelievo il rendimento di una qualunque configurazione diventa significativamente più alto di quello delle altre due. Non esiste pertanto nessuna configurazione che sia nettamente migliore delle altre due in termini di rendimento.

Per quanto riguarda l'eventualità di un prelievo di 300 litri (figure 5.15-5.16), è interessante comparare il caso A e il caso B: al raddoppio del volume prelevato corrisponde una variazione minima della temperatura raggiunta al momento del prelievo. Questo poiché nel caso B la temperatura dell'accumulo, essendo più fredda a inizio giornata e dopo il prelievo, determina un innalzamento del rendimento che consente al sistema di compensare la maggiore quantità di acqua

prelevata. È però evidente che nel caso B l'acqua dell'accumulo subisce un  $\Delta T$  maggiore durante il prelievo. Per questa configurazione sarebbe quindi opportuno utilizzare un serbatoio di accumulo con capacità maggiore.

Anche il caso C è decisamente degno di nota: con questa configurazione risulta infatti possibile soddisfare sia l'utenza lavatrici che l'utenza docce. Nel caso C esiste un secondo prelievo che avviene alle 17:00, ovvero a pompa e ventole ferme. La performance del sistema durante il giorno è dunque analoga a quella del caso base. Pur essendo la temperatura dell'accumulo a inizio giornata nettamente più bassa che nel caso A, la temperatura al momento del prelievo risulta di poco inferiore, grazie all'aumento del rendimento del sistema dovuto al maggiore  $\Delta T$  tra acqua e aria in ingresso al radiatore. In altre parole, la presenza di un secondo prelievo è quasi completamente compensata dall'aumento del rendimento del sistema.

## 5.6 Valutazione prestazioni con precarica del serbatoio

Si vuole valutare se un periodo di precarica, ovvero un periodo in cui il sistema funziona senza il prelievo dell'utenza, possa migliorare la prestazione del sistema e permettere il raggiungimento di una temperatura dell'accumulo più elevata. Si confronta quindi il caso base (caso A, tabella 5.2, serbatoio da 600 l), senza precarica, con un caso in cui il serbatoio di accumulo viene fatto riscaldare per 19 giorni prima che l'utenza cominci a prelevare 150 litri/giorno (durante i successivi 16 giorni). In figura 5.17 si confrontano gli andamenti delle temperature dell'acqua nel serbatoio per i due casi per un periodo di 7 giorni.

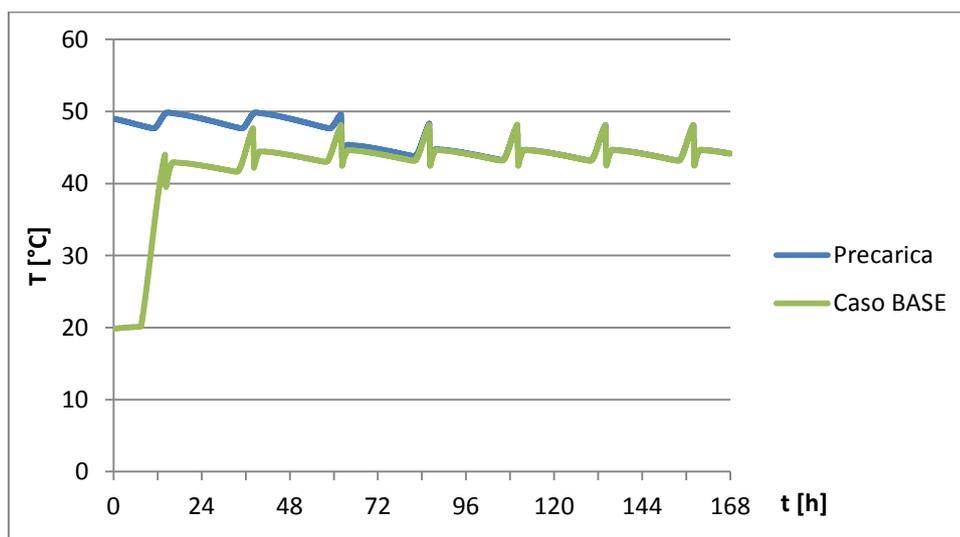


Fig.5.17 Temperatura nel serbatoio con e senza periodo di precarica

### 5.6.1 Analisi dei risultati

Risulta evidente che la precarica del sistema non consente il raggiungimento di una temperatura più elevata nel serbatoio: già dal secondo giorno dall'inizio del prelievo le curve dell'andamento della temperatura di accumulo risultano perfettamente sovrapposte.

### 5.7 Variazione della lunghezza dei tubi lato acqua

In tutte le simulazioni effettuate finora, come da indicazioni del professor Perotti, è stato considerato che il serbatoio fosse collocato ad una certa distanza dal box del radiatore (sono stati simulati tubi dell'acqua lunghi 15 metri).

In figura 5.18 è illustrato il confronto tra la performance che si otterrebbe nel caso in cui i tubi dell'acqua fossero lunghi 5 metri e quella del caso base(caso A, tabella 5.2, serbatoio da 600 l).

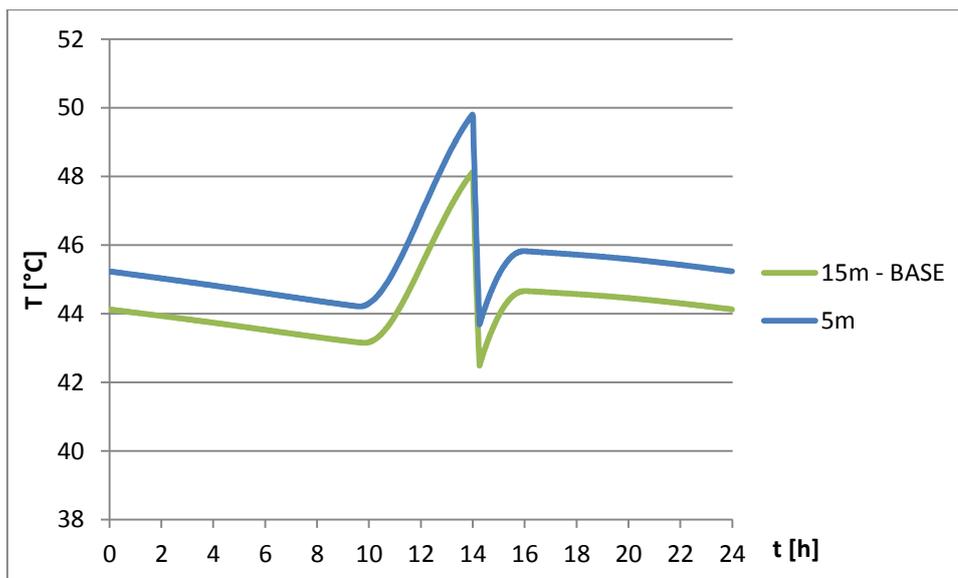


Fig.5.18 Temperatura dell'acqua nell'accumulo al variare della lunghezza dei tubi lato acqua

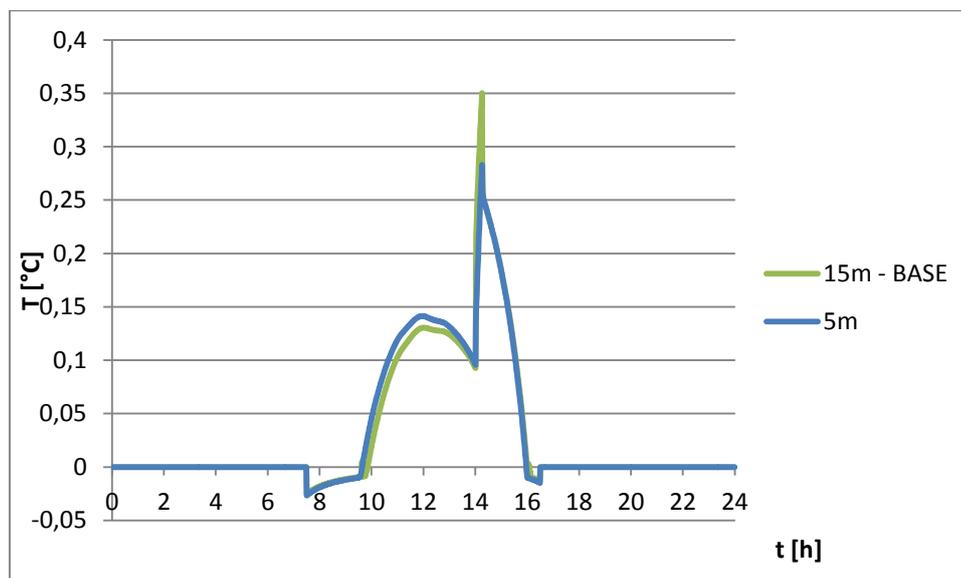


Fig.5.19 Rendimento del sistema al variare della lunghezza dei tubi lato acqua

### 5.7.1 Analisi dei risultati

Dal confronto tra le temperature di accumulo emerge che un semplice accorciamento dei tubi potrebbe aumentare di quasi 2°C la temperatura dell'acqua nel serbatoio a inizio prelievo, sebbene il rendimento del sistema sia di poco superiore per il caso con tubi più corti. L'aumento del rendimento a causa delle minori perdite termiche nei tubi e la sua diminuzione per via della più alta temperatura dell'acqua in ingresso al radiatore arrivano infatti quasi a compensarsi.

Si ritiene comunque opportuno posizionare il serbatoio il più vicino possibile al box del radiatore, o viceversa il pannello e il box il più vicino possibile al locale in cui vengono posti i serbatoi.

## 5.8 Variazione della superficie captante

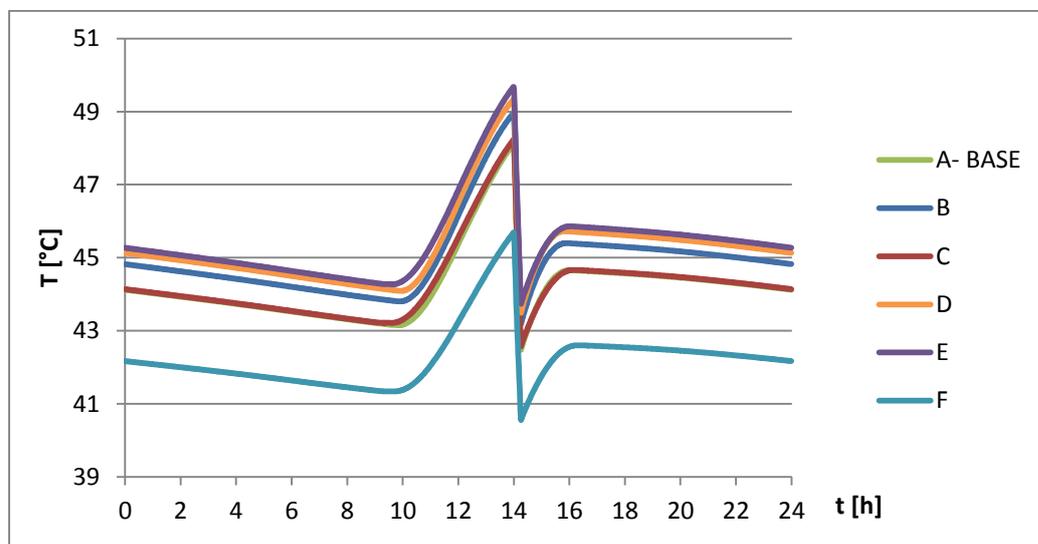
Nelle simulazioni finora effettuate il box captante era costituito da 12 moduli, in modo da avere un'area captante simile a quella di ARETHA Nosedo. Nelle simulazioni illustrate in questo paragrafo si è voluto valutare il cambiamento della prestazione del sistema al variare dell'area captante.

In tabella 5.4 sono riassunti i diversi assetti delle simulazioni. I parametri non specificati in tabella sono identici a quelli del caso A di tabella 5.2, con serbatoio di accumulo da 600 litri.

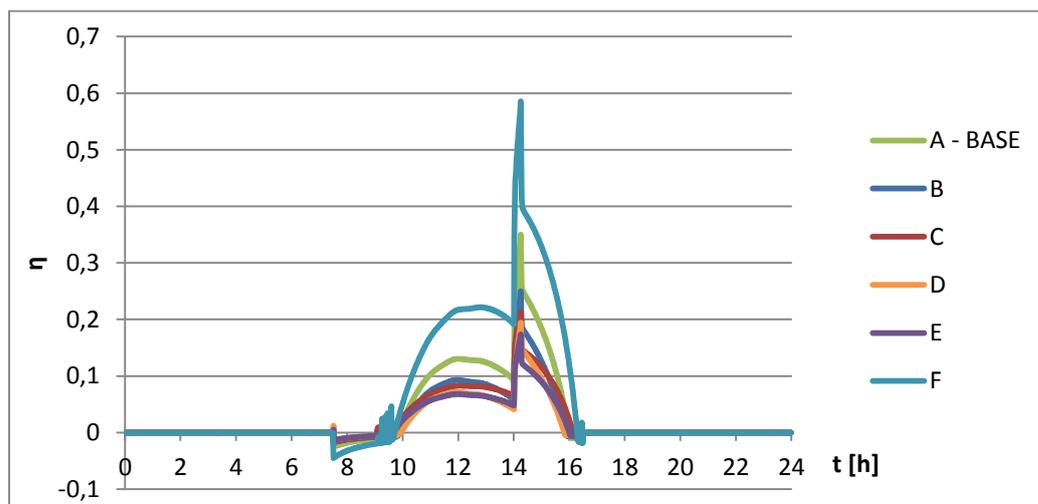
È stata considerata anche la possibilità di una configurazione con due elementi in parallelo nell'eventualità che lo spazio disponibile sul tetto non fosse sufficiente per un unico canale di pallet in serie con elevata area captante.

*Tab.5.4 Parametri della simulazioni per diversa superficie captante*

	<b>A</b>	<b>B</b>	<b>C</b>	<b>D</b>	<b>E</b>	<b>F</b>
N serie	12	18	9	24	12	6
N parallelo	1	1	2	1	2	1
S pannello [m <sup>2</sup> ]	9,45	14,17	14,17	18,89	18,89	4,72



*Fig.5.20 Temperatura dell'acqua nell'accumulo al variare dell'area captante*



*Fig.5.21 Rendimento del sistema al variare dell'area captante*

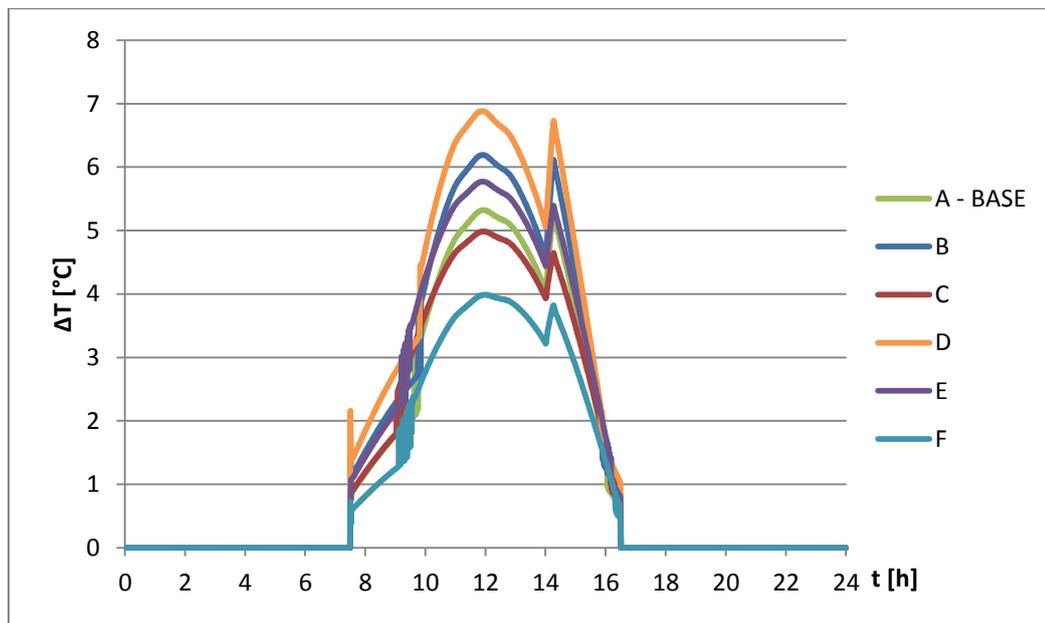


Fig.5.22  $\Delta T$  dell'aria al passaggio nel box al variare dell'area captante

### 5.8.1 Analisi dei risultati

È interessante confrontare il caso A e il caso C, che danno una performance praticamente identica in termini di temperatura dell'acqua nel serbatoio di accumulo. Nel caso C la superficie captante complessiva è il 50% più grande che nel caso A, e il  $\Delta T$  dell'aria nel box captante è di poco inferiore. Essendo il singolo canale del caso C più corto che nel caso A, l'aria all'ingresso del box captante arriverà più calda nel caso C, per via delle minori dispersioni termiche nei tubi dell'aria, più corti, compensando quindi il minore  $\Delta T$  dovuto al canale più corto. Nel caso C il sistema ha però un rendimento più basso che nel caso A, poiché a fronte dello stesso effetto utile ha un'area captante più grande del 50%.

Confrontando i casi A, B, D e F si può valutare il variare della prestazione di un box captante costituito da un solo canale all'aumentare della sua superficie. Si osserva che dal caso F al caso A l'aumento della temperatura dell'acqua nel serbatoio al momento del prelievo è nettamente superiore che dal caso A al caso B, e ancor di più che dal caso B al caso D. Tra il caso B e il caso D la prestazione migliora in modo quasi impercettibile; il caso D è probabilmente molto vicino alla massima prestazione ottenibile con un singolo canale di pallet in serie. All'aumentare dell'area captante, infatti, assieme al  $\Delta T$  dell'aria al passaggio nel box aumentano anche le dispersioni termiche attraverso il tubo che porta l'aria dal box del radiatore all'ingresso del box captante, che si allunga assieme al pannello. Il primo effetto è prevalente sul secondo, che però inizia a

pesare sempre di più sulla prestazione all'aumentare dell'area captante. Per questo motivo inoltre il rendimento del pannello scade all'aumentare della lunghezza del canale.

Da ultimo ci si sofferma a confrontare le performance dei casi D ed E. È interessante notare come in questo caso la configurazione in parallelo, a parità di area captante, è migliore di quella in serie. Ciò è dovuto al fatto che il singolo canale nel caso D è talmente lungo da avere dispersioni termiche nei tubi dell'aria tali per cui nonostante il  $\Delta T$  dell'aria nel pannello sia più elevato, l'aria in uscita dal pannello nel caso E è a temperatura (di poco) più elevata. Il rendimento dei due casi è praticamente identico.

Con un'area capante inferiore invece la soluzione con un unico canale resta preferibile a quella con due (confronto casi B e C).

## 5.9 Variazione della portata d'aria

Si effettua una serie di simulazioni per comprendere quale sia l'effetto della variazione della portata d'aria sulla prestazione del sistema. La portata subisce una variazione di  $\pm 50\%$  del valore del caso base (caso A, tabella 5.2, serbatoio da 600 l), pari a 0,48 kg/s.

Nelle figure 5.23-5.29 il confronto tra le simulazioni effettuate.

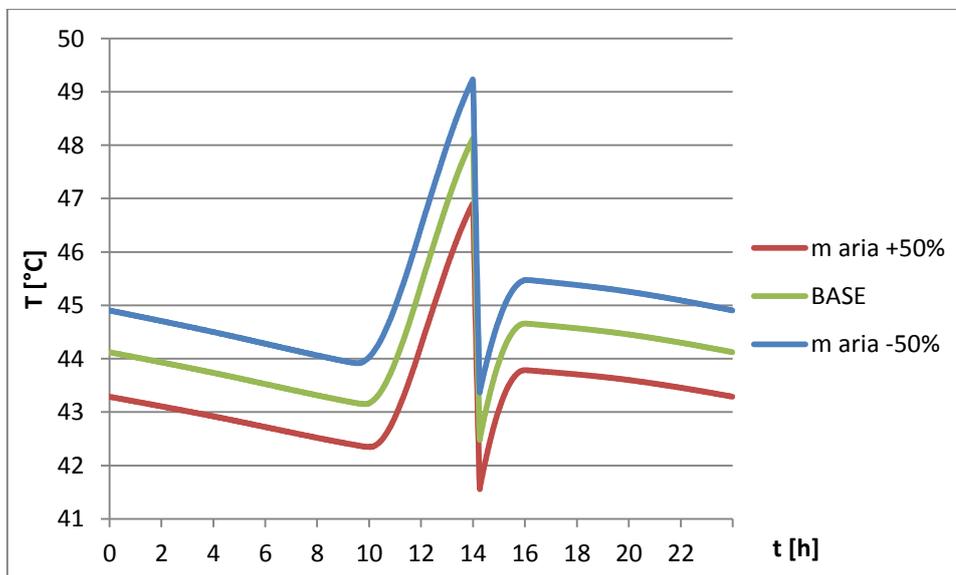


Fig.5.23 Temperatura dell'acqua nell'accumulo al variare della portata d'aria

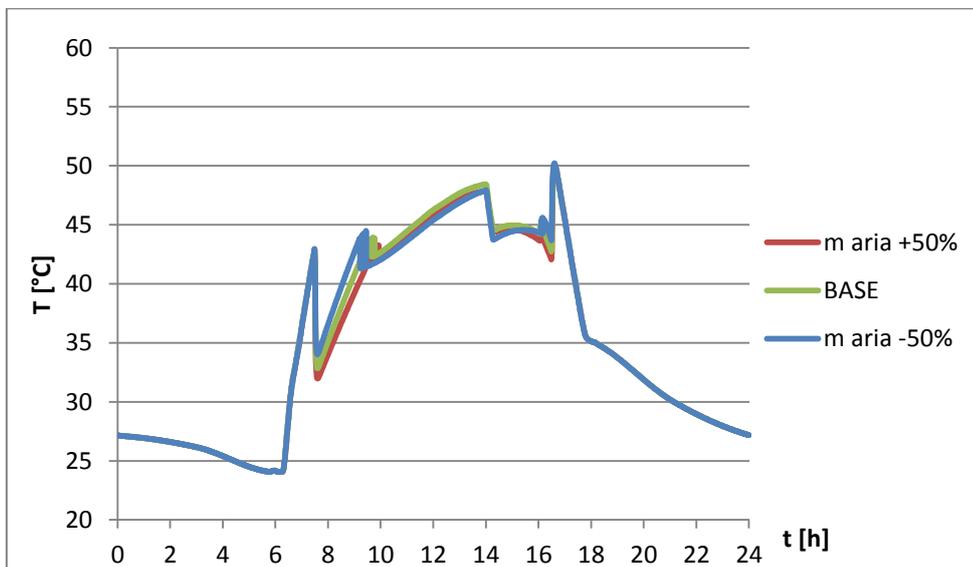


Fig.5.24 Temperatura dell'aria in ingresso del box captante al variare della portata d'aria

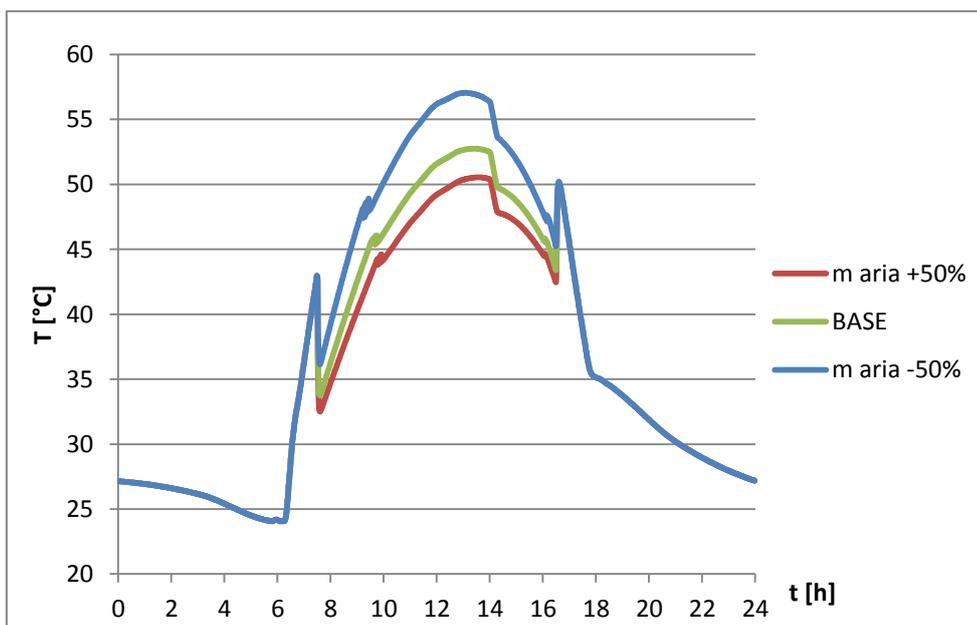


Fig.5.25 Temperatura dell'aria in uscita del box captante al variare della portata d'aria

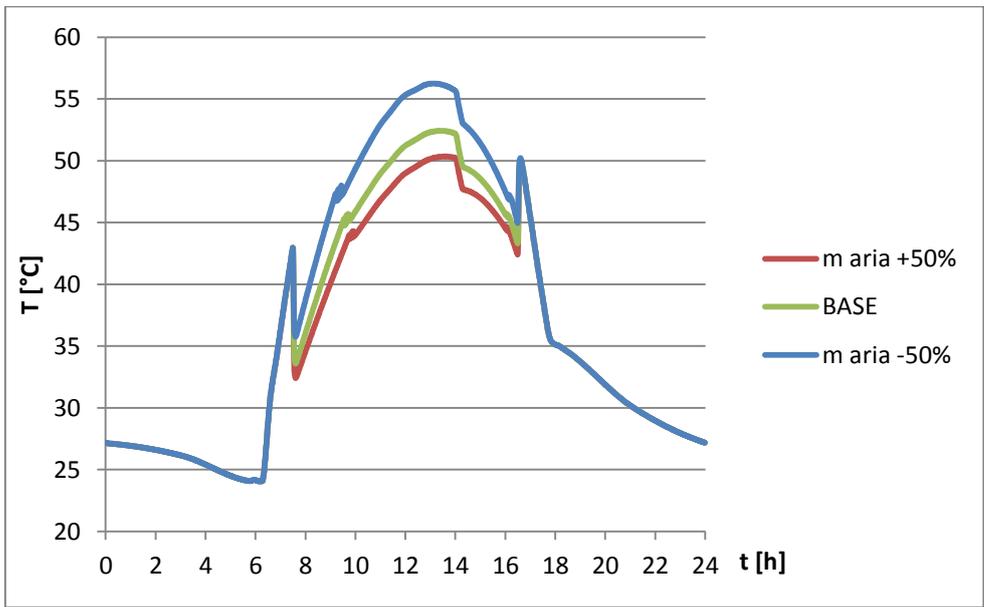


Fig.5.26 Temperatura dell'aria all'ingresso del radiatore al variare della portata d'aria

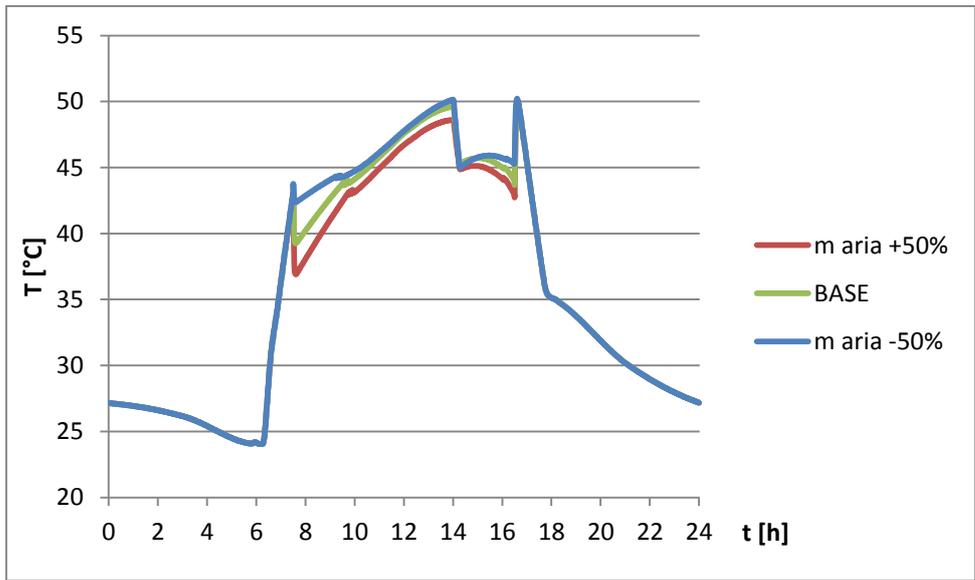


Fig.5.27 Temperatura dell'aria all'uscita del radiatore al variare della portata d'aria

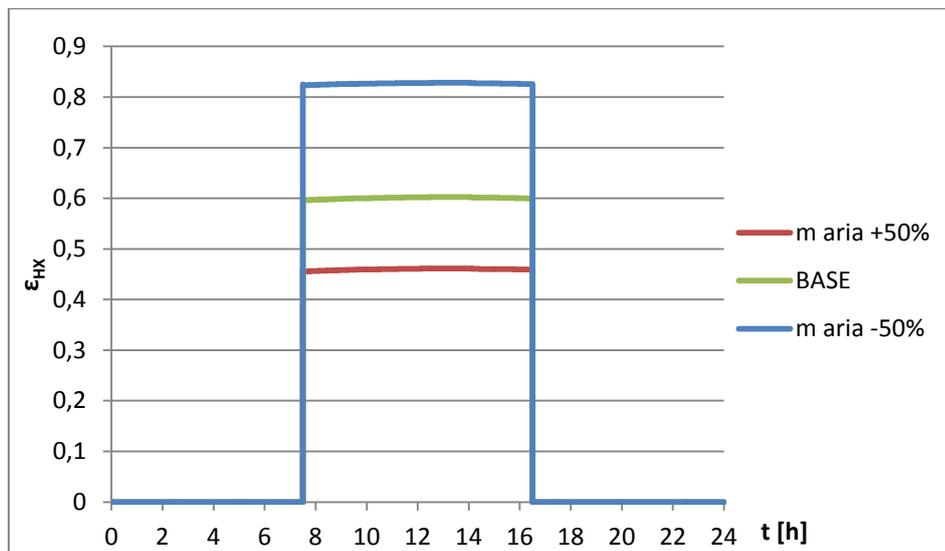


Fig.5.28 Efficienza del radiatore al variare della portata d'aria

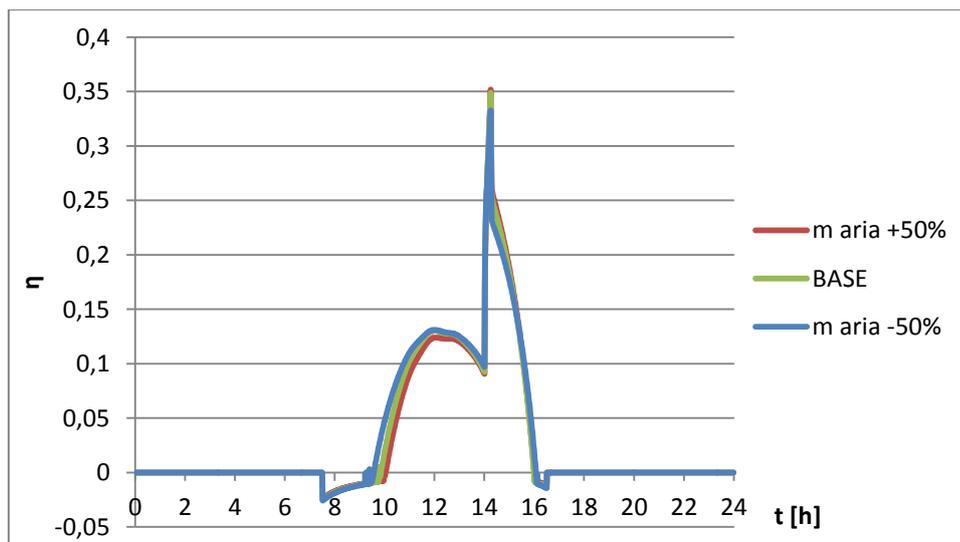


Fig.5.29 Rendimento del sistema al variare della portata d'aria

### 5.9.1 Analisi dei risultati

Dai grafici presentati risulta evidente che una diminuzione della portata consente al sistema di stabilizzarsi su una temperatura di accumulo più alta.

Nelle simulazioni eseguite la conformazione del box captante è identica, pertanto a un aumento o diminuzione della portata d'aria corrisponderà un aumento o diminuzione della velocità di questa al passaggio nel box. Anche la

velocità di attraversamento del radiatore aumenterà o diminuirà conseguentemente.

Le figure 5.24-5.27 confrontano le temperature dell'aria nei diversi punti del ciclo: più la portata è piccola, più l'aria si scalderà all'interno del box, e maggiore sarà la potenza termica ceduta all'acqua nel radiatore. Con portate e quindi velocità più basse infatti l'efficienza di scambio termico del radiatore aumenta, e viceversa (figura 5.28). Il rendimento globale del sistema (figura 5.29) resta però simile nei diversi casi: infatti al diminuire della portata la potenza termica ceduta dall'aria all'acqua è maggiore, ma lo sono anche le dispersioni termiche dei tubi dell'acqua e dell'aria.

Diminuire la portata d'aria ha inoltre un secondo e non trascurabile effetto: diminuiscono le perdite di carico dell'aria e quindi i consumi del ventilatore; dettaglio non trascurabile per un'applicazione come quella di Wau, dove la disponibilità di energia elettrica è limitata.

## 5.10 Variazione della portata d'acqua

Analogamente a quanto fatto al paragrafo 5.9, si valuta come varia la performance del sistema al variare della portata d'acqua. Si considera una variazione di  $\pm 50\%$  della portata d'acqua rispetto al caso base (tabella 5.2, caso A, serbatoio da 600 litri), in cui la portata è di 0,3 kg/s. Nelle figure 5.30-5.32 si riporta il confronto tra le simulazioni effettuale.

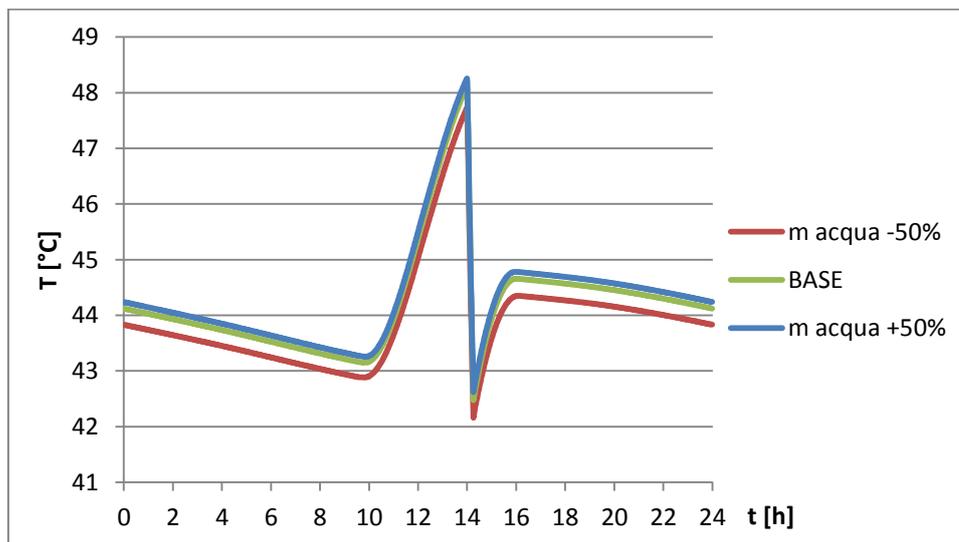


Fig.5.30 Temperatura dell'acqua nell'accumulo al variare della portata d'acqua

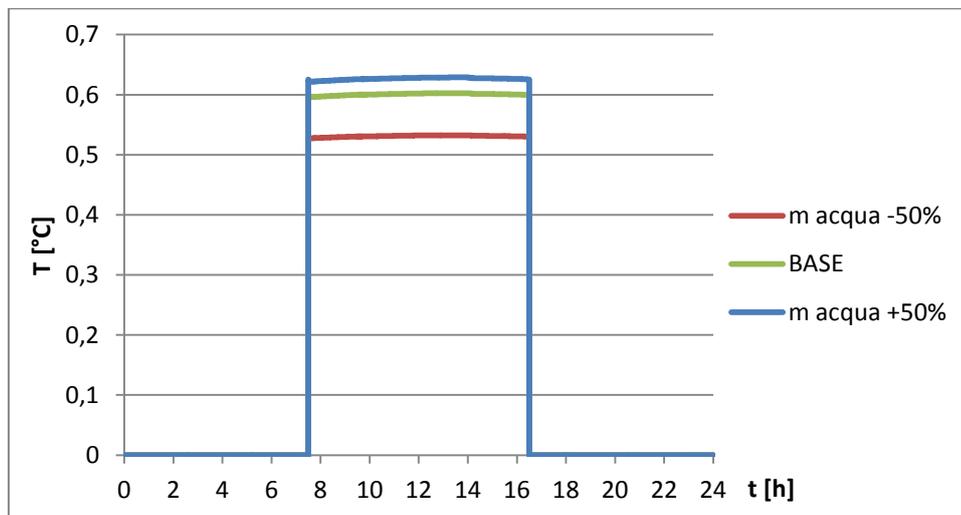


Fig.5.31 Efficienza del radiatore al variare della portata d'acqua

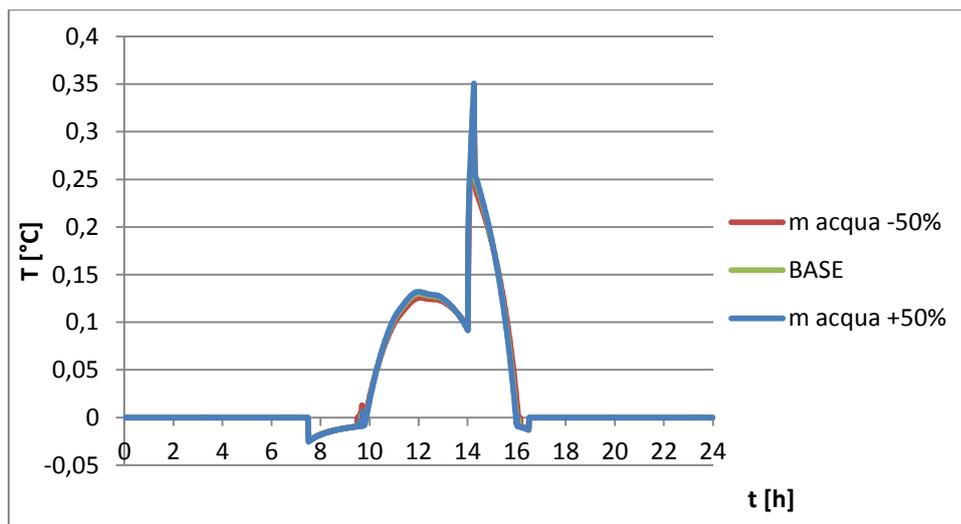


Fig.5.32 Rendimento del sistema al variare della portata d'acqua

### 5.10.1 Analisi dei risultati

I grafici mostrano che l'influenza della portata d'acqua sulla prestazione del sistema è molto contenuta. Diminuire la portata d'acqua causa una perdita di efficienza di scambio termico di qualche punto percentuale e un conseguente piccolo scadimento della performance in termini di temperatura nel serbatoio; un aumento della portata ha effetti opposti, ma ancora più contenuti. Il rendimento nei tre casi è praticamente identico.



## Capitolo 6

### Ottimizzazione e dimensionamento del sistema

Alla luce dei risultati delle simulazioni si procede a ottimizzare il sistema per soddisfare i fabbisogni dell'ospedale Comboni di Wau e a dimensionare i suoi componenti.

#### 6.1 Sintesi dei risultati delle simulazioni di ARETHA Wau

Nel capitolo 5 è stata valutata l'influenza dei diversi parametri di calcolo sulla temperatura dell'acqua nell'accumulo. Dalle simulazioni è emerso che:

- l'assetto ottimo del sistema è quello con un unico canale con più elementi in serie
- la precarica del sistema non porta benefici in termini di aumento della temperatura raggiunta nel serbatoio
- accorciare i tubi lato acqua può portare ad un miglioramento non trascurabile della performance
- posticipare il più possibile il prelievo garantisce non solo una temperatura più alta al momento del prelievo dell'utenza ma anche minori dispersioni termiche durante la notte, essendo l'acqua nel serbatoio a temperatura inferiore e quindi minore il  $\Delta T$  tra essa e la temperatura ambiente
- l'aumento della quantità di acqua prelevata ha un ridotto impatto sulla performance del sistema, in particolare sembra interessante valutare in maniera più approfondita il caso di un secondo prelievo a fine pomeriggio. In questo caso la temperatura dell'acqua nel serbatoio a fine giornata risulta inferiore, ma ciò è quasi completamente compensato da un aumento del rendimento del pannello durante le ore precedenti il primo prelievo
- aumentare la superficie captante oltre una certa misura non porta benefici al sistema, poiché con la lunghezza del pannello, aumenta la

lunghezza dei tubi dell'aria e con essa le dispersioni termiche attraverso di essi

- un bidone di accumulo troppo piccolo raggiunge temperature più elevate ma non è in grado di garantire all'utenza la temperatura richiesta per tutta la durata del prelievo
- la portata d'acqua non sembra avere una particolare influenza sulla performance
- la portata d'aria al contrario ha un'influenza più marcata sulla temperatura dell'accumulo, ma soprattutto sull'efficienza dello scambio termico al radiatore: a una minore portata corrispondono uno scambio termico più efficiente e una temperatura di accumulo più alta

## 6.2 Influenza della velocità del vento sulle prestazioni

Dall'analisi dell'influenza della velocità del vento sulla temperatura dell'acqua accumulata effettuata per ARETHA Nosedo emerge che questo parametro non influenza in modo significativo la performance del sistema; tuttavia considerando che la cover di ARETHA Wau è costituita da una sottile lastra vetrata, con conducibilità ben più alta di quella del policarbonato, si ritiene opportuno ripetere quest'analisi.

Viene ripreso il caso base (caso A della tabella 5.2 con serbatoio da 600 litri), che viene confrontato con due simulazioni in cui la velocità del vento varia di  $\pm 50\%$ . Tutti gli altri parametri rimangono invariati.

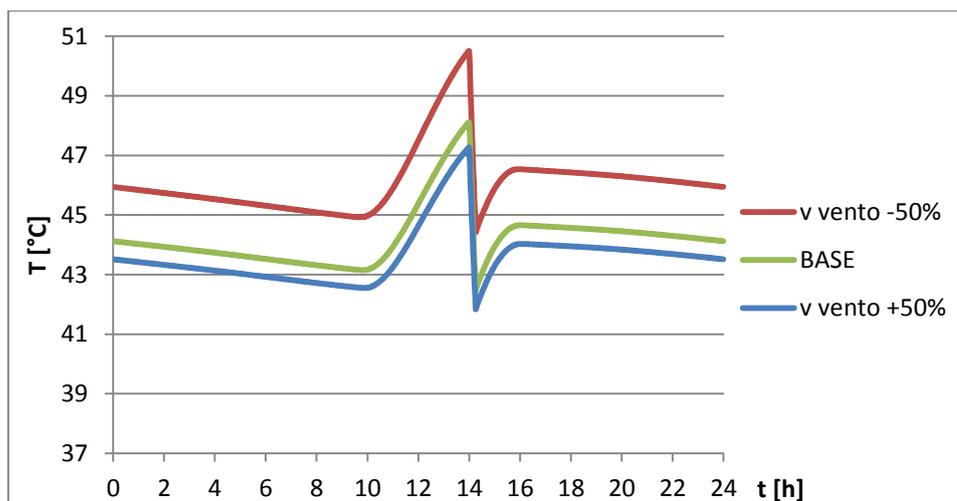


Fig.6.1 Temperatura dell'accumulo al variare della velocità del vento

Nel caso di cover costituita da una sottile lastra vetrata si evidenzia un'influenza considerevole della velocità del vento sulla prestazione del sistema, al contrario di quanto visto a Nosedo. A una diminuzione della velocità del vento consegue un sensibile aumento della temperatura dell'acqua nel serbatoio. La diminuzione della temperatura dell'accumulo all'aumentare della velocità è invece più contenuta.

È quindi opportuno considerare che tra i risultati delle simulazioni e la prestazione effettiva del sistema potrebbe esserci uno scarto, per quanto contenuto, dovuto a una stima scorretta della velocità del vento. Nella modellazione è stato considerato che i bidoni si trovino all'aperto; in realtà essi sono collocati in una stanza con una sola parete forata.

### 6.3 Ottimizzazione di ARETHA Wau

Una volta avuta una prima idea di come i diversi parametri influenzino le prestazioni del sistema, si procede a un'ottimizzazione per l'utenza di Wau.

#### 6.3.1 ARETHA Wau lavatrici

Un sistema che soddisfi esclusivamente l'utenza lavatrici (150 litri/giorno a 40-45°C) potrebbe già essere quello utilizzato come caso base nel capitolo 5, con però una portata d'aria dimezzata. Come mostrato in figura 6.2 questo sistema consentirebbe di prelevare acqua per le lavatrici ad una temperatura che va dai 49 ai 43,5°C circa.

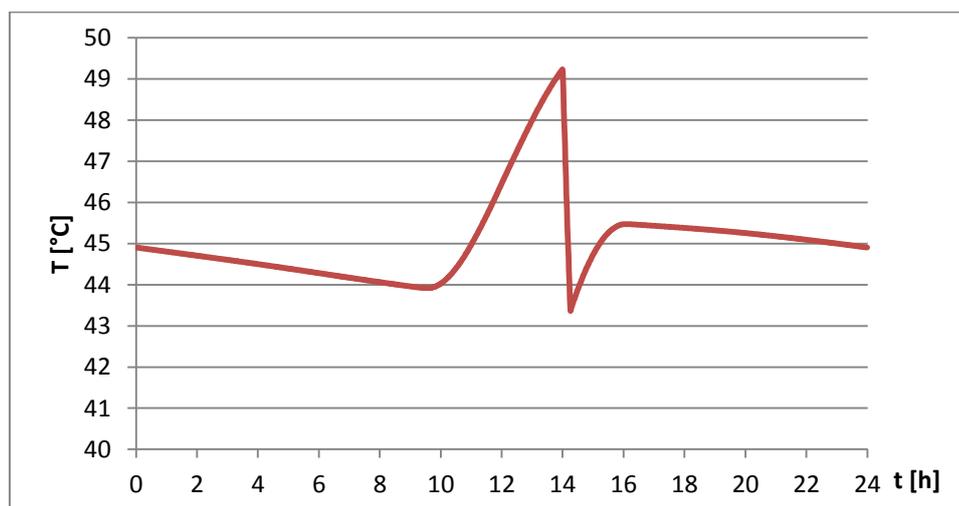


Fig.6.2 Temperatura dell'accumulo per ARETHA Wau lavatrici

In figura 6.3 è illustrato il rendimento che tale sistema avrebbe una volta che l'andamento di temperatura nel serbatoio si sia stabilizzato. In tabella 6.1 vengono riportati i principali parametri del sistema.

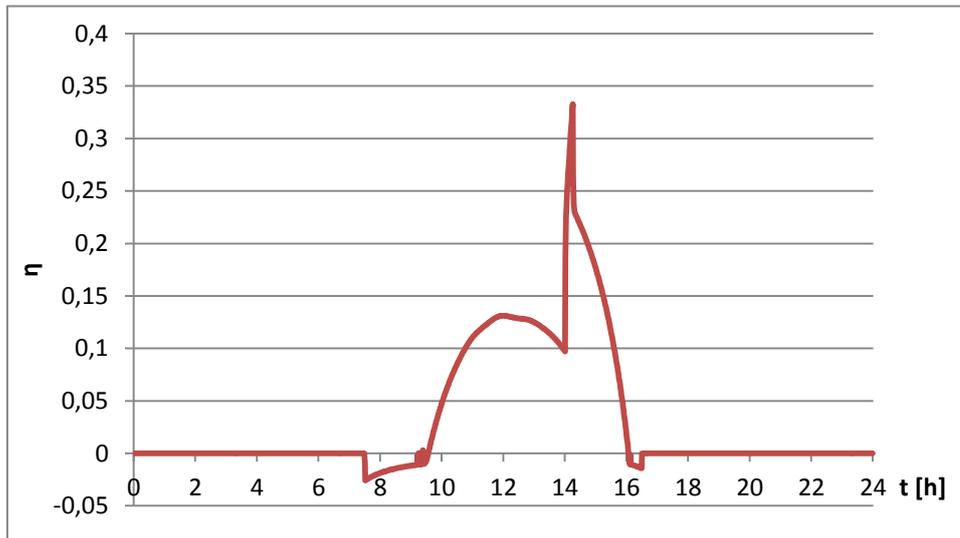


Fig.6.3 Rendimento di ARETHA Wau lavatrici

Tab.6.1 Caratteristiche di ARETHA Wau lavatrici

N moduli serie	N moduli parallelo	S pannello [m <sup>2</sup> ]	h prelievo	V prelievo [l]	V accumulo [l]
1	12	9,45	14:00	150	600
$\dot{m}_{aria}$ [kg/s]	$\dot{m}_{acqua}$ [kg/s]	L tubi acqua [m]	N giorni precarica	T inizio prelievo [°C]	T fine prelievo [°C]
0,24	0,3	15	0	49,23	43,92

### 6.3.2 ARETHA Wau lavatrici + docce

Per individuare la configurazione ottima per soddisfare contemporaneamente l'utenza lavatrici e l'utenza docce, si parte dal caso C della tabella 5.3, paragrafo 5.5. Le caratteristiche di tale configurazione sono riassunte in tabella 6.2.

Tab.6.2 Caratteristiche di ARETHA Wau lavatrici + docce I

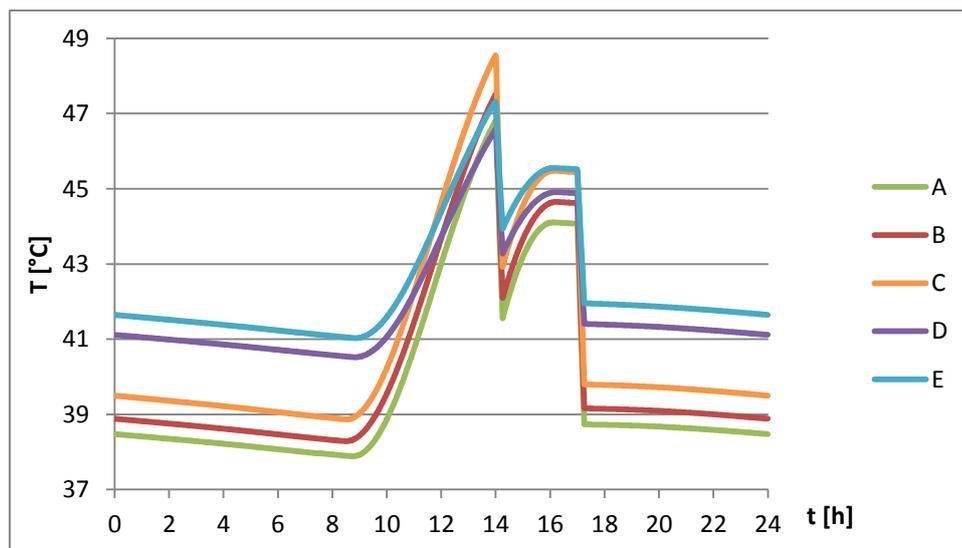
N moduli serie	N moduli parallelo	S pannello [m <sup>2</sup> ]	h prelievo		V prelievo [l]		V accumulo [l]
1	12	9,45	14:00	17:00	150	150	600
$\dot{m}_{aria}$ [kg/s]	$\dot{m}_{acqua}$ [kg/s]	L tubi acqua [m]	N giorni precarica		T inizio prelievo [°C]		T fine prelievo [°C]
0,48	0,3	15	0		46,80	41,55	43,92   38,73

Per ottimizzare questo sistema si considera una portata d'aria dimezzata, e si valuta se un aumento della capacità del serbatoio di accumulo e della superficie captante possano giovare alla prestazione. Vengono analizzate diverse combinazioni dei due parametri, come da tabella 6.3.

*Tab.6.3 Parametri di simulazione*

	<b>A</b>	<b>B</b>	<b>C</b>	<b>D</b>	<b>E</b>
V serbatoio	600	600	600	1000	1000
$\dot{m}_{aria}$	0,48	0,24	0,24	0,24	0,24
N serie	1	1	1	1	1
N parallelo	12	12	18	18	24

I risultati delle simulazioni vengono comparati nelle figure 6.4 e 6.5 e riassunti in tabella 6.4.



*Fig.6.4 Temperatura di accumulo al variare di portata d'aria, capacità del serbatoio e area captante*

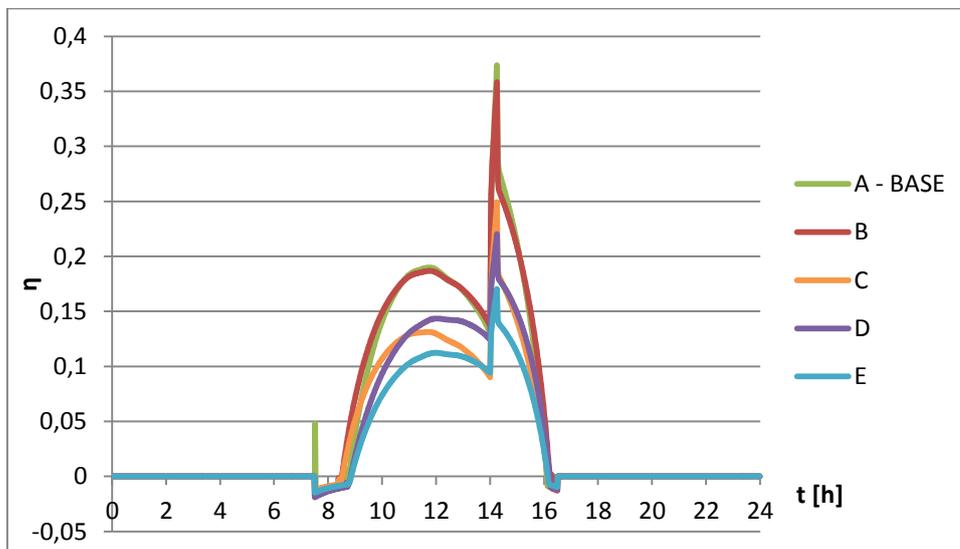


Fig.6.5 Rendimento del sistema al variare di portata d'aria, capacità del serbatoio e area captante

Tab.6.4 Risultati della simulazione: temperature dell'acqua nell'accumulo a inizio e fine prelievo

	<b>A</b>	<b>B</b>	<b>C</b>	<b>D</b>	<b>E</b>
T inizio prelievo I [°C]	46,80	47,50	48,55	46,57	46,80
T fine prelievo I [°C]	41,55	42,09	42,92	43,28	43,93
T inizio prelievo II [°C]	41,55	44,62	45,44	44,88	45,52
T fine prelievo II [°C]	38,73	39,16	39,80	41,41	41,96

Dall'analisi dei risultati, emerge che le configurazioni B, C, D ed E sono tutte potenzialmente adatte a soddisfare entrambe le utenze. La scelta tra di esse può dipendere da diverse variabili: una maggiore superficie captante e un serbatoio più grande implicano un maggiore ingombro a tetto e maggiori costi per i materiali.

Si ritiene il caso C un buon compromesso tra i diversi fattori: le temperature sono adeguate alle utenze, e il costo del serbatoio risulta inferiore a quello del caso D, che sarebbe però migliore in termini di rendimento.

### **6.3.3 ARETHA Wau sterilizzatrici**

Come illustrato al capitolo 2, l'ospedale necessita ogni giorno di circa 10 l di acqua a 134°C per il funzionamento delle sterilizzatrici. Acqua a tale temperatura deve essere pressurizzata, pertanto con un pannello ARETHA è possibile realizzare esclusivamente un preriscaldamento dell'acqua.

Le simulazioni effettuate hanno confermato che non è ragionevole realizzare un impianto ARETHA Wau che soddisfi esclusivamente l'utenza delle sterilizzatrici. Per soddisfare questa utenza si attingerà direttamente al serbatoio di ARETHA Wau lavatrici o ARETHA Wau lavatrici+docce.

## **6.4 Confronto tra ARETHA Wau e ARETHA Nosedo**

Alla luce dei risultati delle simulazioni di ARETHA Wau si ritiene opportuno indagare quale sia il motivo della differenza esistente tra la performance di questo sistema e quella di ARETHA Nosedo. Nelle giornate considerate per la validazione (capitolo 4) il rendimento del sistema (calcolato come da equazione 5.1) raggiunge un massimo di circa il 60%; mentre per le configurazioni di impianto presentate al paragrafo 6.3 il picco di rendimento ha un valore nettamente inferiore. Il volume di accumulo totale in ARETHA Nosedo è di 1100 litri circa e nonostante ciò le temperature dell'acqua raggiunte nei bidoni risultano in diverse giornate maggiori di quelle di ARETHA Wau, pur con una minore irradiazione incidente sul pannello (le temperature registrate nei serbatoi hanno raggiunto i 60°C durante alcune giornate dell'estate 2013). Certo, in ARETHA Nosedo non è presente alcun prelievo, ma al paragrafo 5.6, figura 5.17, si può osservare che anche senza prelievo la temperatura dell'acqua nel serbatoio non supera i 50°C.

Nei paragrafi che seguono si cercherà, tramite ulteriori simulazioni, di valutare quale sia il fattore che causa questa importante differenza in termini di prestazione tra ARETHA Nosedo e ARETHA Wau. Si valuterà l'influenza di diversi parametri del sistema (isolamento dei serbatoi, isolamento del box, lunghezza dei tubi) per comprendere quale siano quelli determinanti per lo scadimento della performance.

### **6.4.1 Influenza dello spessore dell'isolamento del serbatoio**

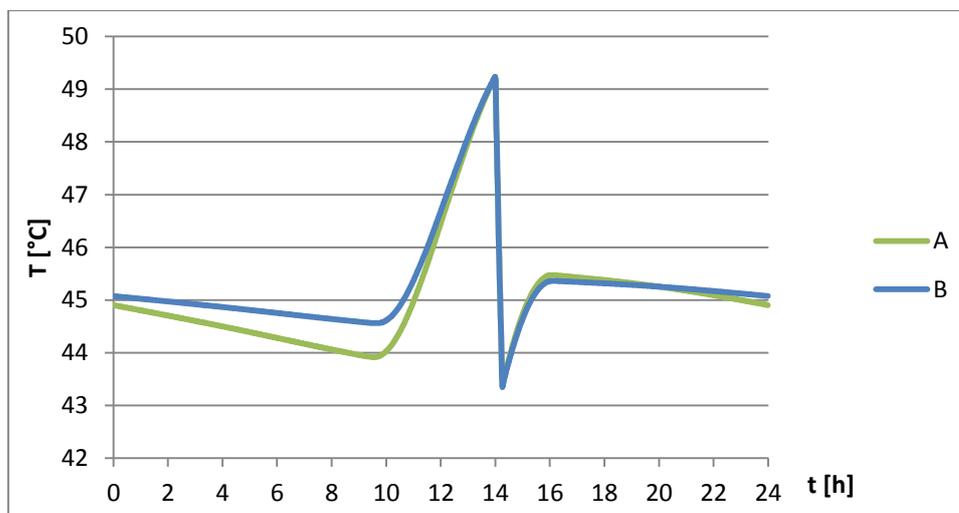
Nelle simulazioni finora effettuate per ARETHA Wau è stato considerato che il serbatoio di accumulo fosse isolato con semplice lana. Il serbatoio più isolato presente a Nosedo, il "tank 1", è invece isolato con lana di roccia. In tabella 6.5 sono riportate le diverse caratteristiche di isolamento. Non viene preso in

considerazione il “tank 2” poiché pur essendo isolato con un materiale che da letteratura risulterebbe migliore di quello utilizzato per il “tank 1”, ha di fatto una performance inferiore poiché l’isolamento non è stato correttamente applicato; non esistono quindi dati esatti sulla conducibilità termica dell’isolante.

*Tab.6.5 Caratteristiche dell’isolamento dei serbatoi dei diversi prototipi*

	Serbatoio Wau	Tank 1 Nosedo
s iso [m]	0,05	0,08
k iso [W/mK]	0,05 [26]	0,038 [2]
U [W/m <sup>2</sup> K]	1	0,475

La trasmittanza del serbatoio di ARETHA Nosedo è meno della metà di quella del serbatoio di ARETHA Wau. Viene pertanto effettuata una simulazione per ARETHA Wau considerando un isolante di spessore tale da avere una trasmittanza equivalente a quella dell’isolamento di Nosedo. Si considera uno spessore della lana pari a 11 cm (caso B). Il risultato della simulazione è poi confrontato ARETHA Wau lavatrici (da qui in avanti denominato caso A) in figura 6.6.



*Fig.6.6 Temperature di accumulo al variare dello spessore dell’isolamento del serbatoio*

La trasmittanza dell’accumulo non sembra essere determinante per la performance: la maggiore temperatura dell’accumulo a inizio giornata dovuta alle minori dispersioni termiche notturne causa uno scadimento del rendimento, per cui la performance del caso B risulta uguale a quella del caso A (ARETHA Wau lavatrici) in termini di temperatura dell’acqua fornita all’utenza.

## 6.4.2 Influenza dello spessore dell'isolamento del box captante

Anche per quanto riguarda l'isolamento del box captante sussistono differenze tra il prototipo di Nosedo e i parametri delle simulazioni effettuate finora. Si varia pertanto lo spessore dell'isolamento in ARETHA Wau lavatrici in modo da ottenere una trasmittanza identica nei due casi e poter comprendere quanto questo parametro influenzi la prestazione. In tabella 6.6 sono riassunte le caratteristiche dell'isolamento dei box captanti dei diversi prototipi.

Tab.6.6 Caratteristiche dell'isolamento dei box captanti dei diversi prototipi

	Box captante Wau	Box captante Nosedo
s iso [m]	0,044	0,07
k iso [W/mK]	0,05 [26]	0,035 [2]
s legno [m]	0,022	0,019
k legno [W/mK] <sup>3</sup>	0,129 [2]	0,12 [2]
U [W/m <sup>2</sup> K]	0,95	0,46

Affinché la trasmittanza dei due casi sia identica, si considera che l'isolamento in lana sia spesso 11 cm (caso C). In figura 6.7 sono presentati i risultati della simulazione, confrontati con ARETHA Wau lavatrici.

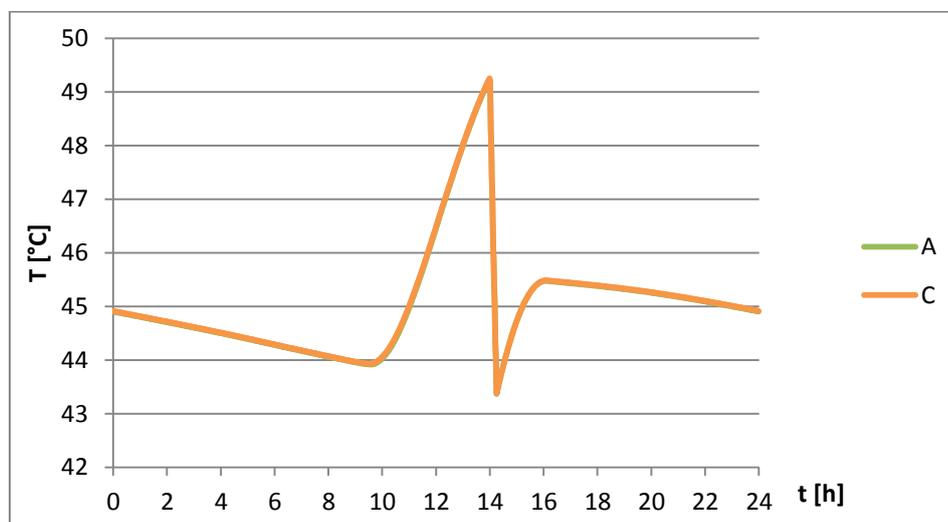


Fig.6.7 Temperatura di accumulo al variare dello spessore dell'isolamento del box captante

<sup>3</sup> Le conducibilità del legno sono diverse perché per il box di Nosedo si utilizza legno compensato, mentre in ARETHA Wau si impiegano pallet, realizzati con assi di legno.

Nemmeno lo spessore dell'isolamento del box sembra di per sé essere determinante per la prestazione del sistema: le due curve sono infatti perfettamente sovrapposte.

### 6.4.3 Influenza della lunghezza dei tubi

Un'altra importante differenza tra le due configurazioni consiste nella presenza, in ARETHA Wau lavatrici, di tubi di collegamento box del radiatore-box captante e radiatore-serbatoio di accumulo. In ARETHA Nosedo non esistono tubi dell'aria, essendo il radiatore interno al pannello, e i tubi dell'acqua sono estremamente corti, essendo i serbatoi collocati immediatamente al di sotto del pannello.

Per valutare come questo parametro influenzi la prestazione di ARETHA Wau, vengono effettuate nuove simulazioni considerando tubi dell'acqua lunghi 1 metro (caso D) e tubi dell'aria di lunghezza nulla (caso E). Il caso E può ritenersi un'approssimazione del caso con radiatore interno), nonostante il metodo di calcolo del coefficiente di scambio termico convettivo lato interno del pannello non cambi.

In figura 6.8 sono riportati i risultati delle simulazioni.

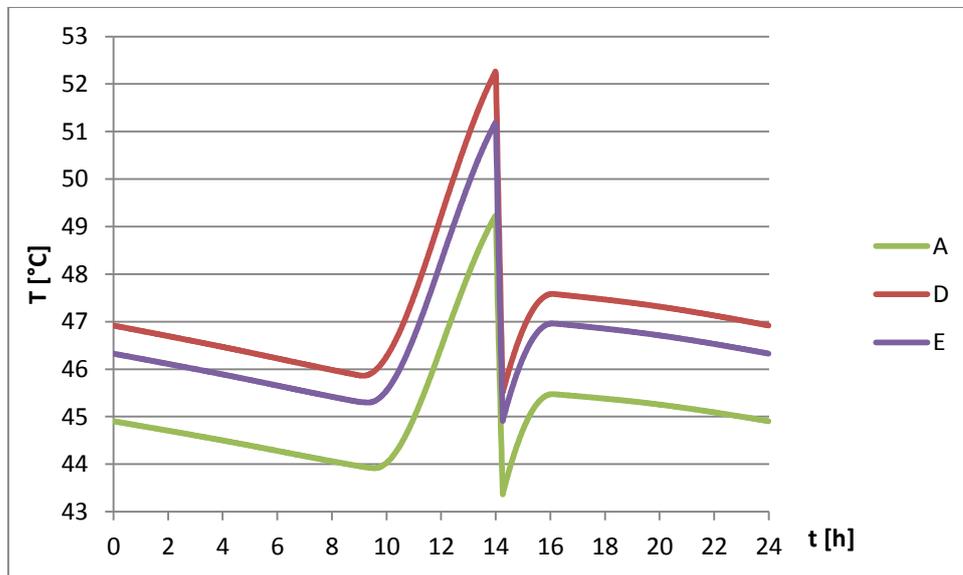


Fig.6.8 Temperatura di accumulo al variare della lunghezza dei tubi di aria e acqua.

La lunghezza dei tubi risulta essere il parametro con impatto più importante sulla performance del sistema e causa principale del suo scadimento. L'analisi del caso E fa sospettare che la configurazione con radiatore esterno possa non essere migliore di quella con radiatore interno.

#### 6.4.4 Combinazione dei parametri precedenti

Si vogliono infine combinare tutti i precedenti parametri per capire come ARETHA Wau lavatrici potrebbe migliorare la sua prestazione in una configurazione quanto più simile a quella di ARETHA Nosedo. In figura 6.9 si compara ARETHA Wau lavatrici (caso A) con il caso F, i cui parametri di simulazione sono riassunti in tabella 6.7.

Tab.6.7 Parametri della simulazione – caso F

Materiale cover	S <sub>iso</sub> box [m]	S <sub>iso</sub> serbatoio [m]	L tubi acqua [m]	S <sub>pannello</sub> [m <sup>2</sup> ]
vetro	0,11	0,11	1	9,45
L tubi aria [m]	V <sub>accumulo</sub> [l]	V <sub>prelievo</sub> [l]	h prelievo	
0	600	150	14:00	

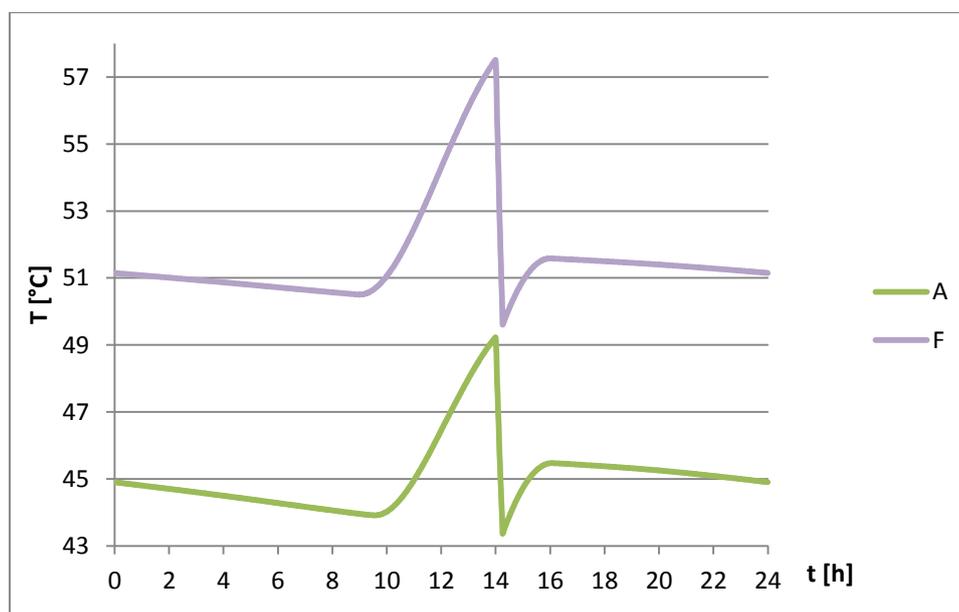


Fig.6.9 Temperatura nei serbatoi a confronto: casi A, F

Dal confronto delle temperature di accumulo nel serbatoio emerge che la prestazione del caso F è nettamente migliore di quella del caso A, segno che

eliminando i tubi lato aria e accorciando molto quelli lato acqua si eliminano le principali cause dello scadimento del sistema.

#### **6.4.5 Analisi dei risultati**

Dall'analisi dell'influenza dei parametri differenti tra il prototipo di Nosedo e il sistema pensato per Wau risulta che la lunghezza dei tubi di aria e acqua è determinante per lo scadimento della prestazione del sistema. Dalle analisi sorge il dubbio che la configurazione con radiatore esterno possa non essere quella ottimale per il sistema ARETHA. La necessità di porre il pannello a tetto e il box con il radiatore al suolo, unita alla considerevole lunghezza del pannello necessaria per avere una prestazione del sistema adeguata alla richiesta delle utenze, potrebbero far sì che i benefici ottenuti da un migliore scambio termico tra aria e acqua nel radiatore siano annullati, se non addirittura superati, dalle consistenti dispersioni termiche attraverso i tubi di collegamento. Si consideri inoltre che se il radiatore è posto internamente al pannello rimane esposto direttamente alla radiazione solare, di cui assorbe una parte, riscaldandosi; mentre ponendo il radiatore in un box, in ombra, questo contributo energetico viene meno. Porre il radiatore esternamente al pannello comporta inoltre una spesa energetica maggiore per il ventilatore, conseguente all'aumento delle perdite di carico lato aria.

La lunghezza dei tubi dell'acqua è un altro fattore determinante per la prestazione del sistema; è opportuno che i serbatoi siano collocati il più vicino possibile al radiatore e che i tubi siano il più possibile isolati.

### **6.5 Performance stagionale**

Le simulazioni finora effettuate hanno utilizzato come dati di umidità relativa, temperatura esterna e velocità del vento i dati del 15/01/13 (i dati di irradianza sono medie mensili). Vengono fatte ulteriori simulazioni per valutare come varia la prestazione del sistema nell'arco dell'anno (figura 6.10). Si considerano i mesi di gennaio, marzo, maggio, settembre e novembre.

Dal grafico risulta che per la maggior parte dell'anno il sistema è in grado di soddisfare la richiesta dell'utenza; tuttavia a luglio, mese con minore irradianza solare incidente, il sistema fornisce acqua all'utenza a una temperatura di 5°C circa inferiore alla richiesta. In questo mese sarà quindi necessario integrare ARETHA Wau lavatrici con un sistema tradizionale per la produzione di acqua calda.

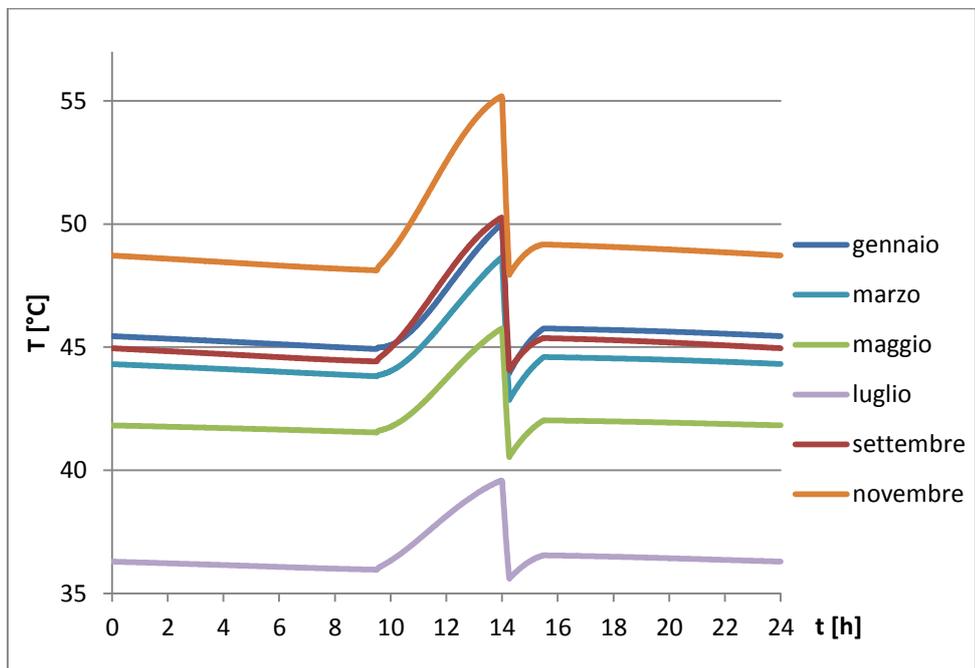


Fig.6.10 Variazione della temperatura di accumulo nell'arco dell'anno

In figura 6.11 è riportata la performance del caso F del paragrafo 6.4.4 per il mese di luglio: un sistema del genere sarebbe in grado di garantire la temperatura dell'acqua richiesta dall'utente anche nei mesi a minore irradianza incidente.

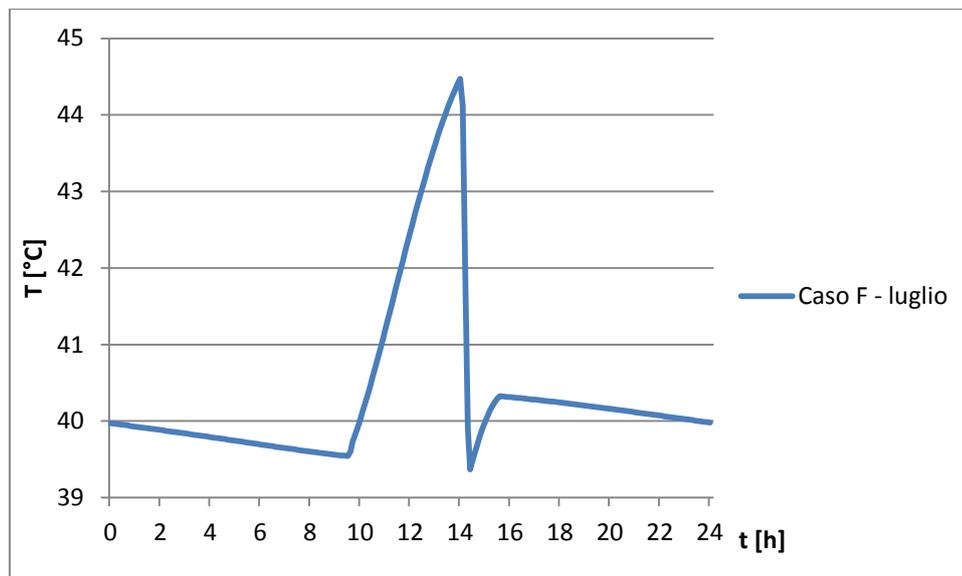


Fig.6.11 Temperatura dell'acqua nel serbatoio per il caso F a luglio

## 6.6 Calcolo perdite di carico

Per dimensionare la pompa e conoscere i consumi elettrici del sistema (pompa e ventilatore) si calcolano le perdite di carico dell'acqua nel primario e dell'aria attraverso il radiatore per il caso di ARETHA Wau lavatrici e lavatrici+docce.

### 6.6.1 Perdite di carico lato acqua

Le perdite di carico lato acqua sono calcolate come segue.

Durante il suo percorso, l'acqua subisce le seguenti perdite di pressione:

- perdita concentrata per sbocco da serbatoio di accumulo
- perdite distribuite lungo i tubi
- perdite concentrate per curve a 90° (7A+7R)
- perdita concentrata per imbocco in serbatoio (ingresso nel collettore del radiatore)
- perdita concentrata per sbocco da serbatoio (uscita dal collettore del radiatore)
- perdita distribuita al passaggio nel radiatore
- perdita concentrata per imbocco in serbatoio (ingresso nel collettore del radiatore)
- perdita concentrata per sbocco da serbatoio (uscita dal collettore del radiatore)
- perdita concentrata per imbocco in serbatoio (ingresso nel serbatoio di accumulo)
- perdita concentrata per variazione di quota (1m tra imbocco e sbocco del serbatoio)

Le perdite concentrate nei tubi e nei collettori del radiatore sono valutate con la seguente equazione:

$$\Delta P = \xi \rho \frac{v^2}{2} \quad (6.1)$$

Le perdite di carico sono valutate in Pascal e poi convertite in m.c.a.. Il coefficiente di perdite concentrate  $\xi$  assume diversi valori a seconda del tipo di perdita (tabella 6.8).

*Tab.6.8 Coefficienti di perdite concentrate [27]*

Curva a 90° (tubo DN 32)	1,3
Imbocco da serbatoio	0,5
Sbocco in serbatoio	1

Le perdite distribuite sono invece valutate come segue.

$$\Delta P = \psi L \quad (6.2)$$

Le perdite sono valutate in m.c.a..  $\psi$  è il coefficiente di perdite distribuite, che per un tubo in acciaio DN 32 (1"1/4) con portata 1100 l/h vale 4 mm.c.a/m [28].

Per il calcolo delle perdite distribuite al passaggio nel radiatore si utilizza la seguente equazione [24]:

$$\Delta P = \frac{(\rho_m v_{flusso})^2}{2\rho_{in}} \left( 2 \left( \frac{\rho_{in}}{\rho_{out}} - 1 \right) + f \frac{L_{front}}{D_H} \frac{\rho_{in}}{\rho_m} \right) \quad (6.3)$$

$\rho_{in}$ ,  $\rho_{out}$  e  $\rho_m$  sono rispettivamente le densità in ingresso, uscita e media del radiatore.  $v_{flusso}$  è la velocità dell'acqua nei tubi,  $L_{front}$  la lunghezza dei tubi (ovvero la larghezza della parte alettata del radiatore),  $D_H$  il diametro idraulico,  $f$  il coefficiente di attrito

Nel caso di moto laminare  $f$  vale (tabella 3.1) :

$$f = \frac{96}{Re_{D_H}} \quad (6.4)$$

Nel caso di moto turbolento  $f$  viene calcolato tramite l'equazione 3.16.

Dai calcoli risulta una perdita di carico complessiva di 1,36 m.c.a. con una portata di 1,11 m<sup>3</sup>/h. Si sceglie pertanto una pompa GRUNDFOS UPS 32-25 che è in grado di fornire una prevalenza massima di 1,8 m.c.a. alla portata richiesta. Il consumo elettrico della pompa alla massima velocità è di circa 380W.

### 6.6.2 Perdite di carico lato aria

Le perdite di carico lato aria sono calcolate come segue. L'aria che scorre nei tubi subisce le seguenti perdite di pressione:

- perdite distribuite lungo i tubi
- perdite concentrate per curve a 90°C (6A+2R)
- perdite concentrate per attraversamento del divergente (uscita del box)
- perdite distribuite nel pannello
- perdite concentrate per attraversamento del divergente (uscita del pannello)

- perdite concentrate e distribuite per attraversamento del radiatore
- perdite per variazione di quota (4m circa)

L'aria che scorre nei tubi può essere considerata come un fluido incomprimibile, poiché vale per essa:

$$Ma = \frac{v}{c} < 0,3 \quad (6.5)$$

Ma è il numero di Mach,  $v$  è la velocità dell'aria nel condotto e  $c$  è la velocità del suono.

Di conseguenza le perdite di carico concentrate per le curve e distribuite lungo i canali vengono calcolate seguendo lo stesso procedimento utilizzato per l'acqua (eq. 6.1-6.2). Il coefficiente di perdite concentrate per le curve vale però 1,2 (tubo DN 40).

Le perdite nei convergenti sono considerate nulle, quelle nei divergenti (in pascal) si calcolano come da equazione 6.6.

$$\Delta P = m(\theta) \rho_{aria} \frac{(v_1^2 - v_2^2)}{2} \quad (6.6)$$

Dove  $m(\theta)$  è un coefficiente che dipende dall'angolo del divergente  $\theta$ ,  $v_1$  e  $v_2$  sono rispettivamente la velocità a monte e a valle del divergente. Per una stima conservativa delle perdite di carico si sceglie di considerare  $m(\theta)$  pari a 1.

Le perdite per l'attraversamento del radiatore vengono invece calcolate con la seguente equazione [29]:

$$\Delta P = \frac{(\rho_m v)^2}{2\rho_{in}} \left( K_C + 1 - \sigma^2 + 2 \left( \frac{\rho_{in}}{\rho_{out}} - 1 \right) + f \frac{A_{tot\ est} \rho_{in}}{A_{front} \rho_m} - (1 - \sigma^2 - K_E) \frac{\rho_{in}}{\rho_{out}} \right) \quad (6.7)$$

$\rho_m$ ,  $\rho_{in}$  e  $\rho_{out}$  sono rispettivamente le densità media, in ingresso e in uscita del radiatore,  $v$  è la velocità dell'aria attraverso il radiatore,  $A_{tot\ est}$  è l'aria totale esterna,  $A_{front}$  è l'area frontale libera di passaggio.  $\sigma$  è il rapporto tra l'area frontale libera di passaggio e l'area frontale totale.

$K_C$  e  $K_E$  sono rispettivamente di coefficienti di contrazione ed espansione, calcolati, per tubi rettangolari, dal diagramma di figura 6.12 [30].

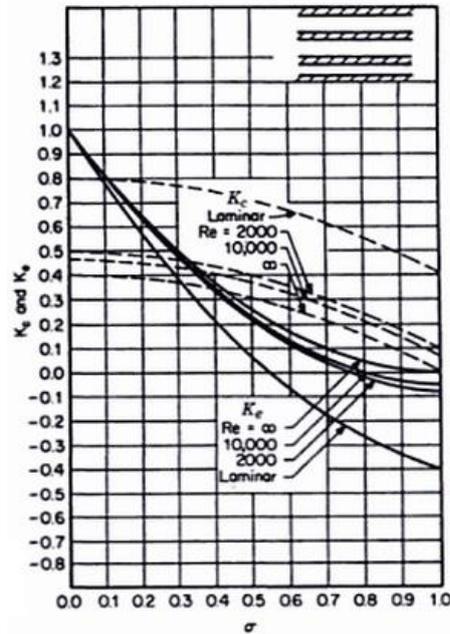


Fig.6.12 Fattori di espansione e contrazione per tubi rettangolari [30]

$f$  è il coefficiente di attrito, calcolato come illustrato di seguito [29].

$$f = f_1 f_2 f_3 \quad (6.8)$$

$$f_1 = 14.39 Re_{L_p}^{-0.805 \frac{F_p}{F_l}} \left( \log \left( 1 + \left( \frac{F_p}{L_p} \right) \right) \right)^{3.04} \quad Re_{L_p} < 150 \quad (6.9)$$

$$f_1 = 4.97 Re_{L_p}^{0.6049 - \frac{1.064}{\theta^{0.2}}} \left( \log \left( \left( \frac{F_t}{F_p} \right)^{0.5} + 0.9 \right) \right)^{-0.527} \quad 150 < Re_{L_p} < 5000 \quad (6.10)$$

$$f_2 = \left( \log \left( \left( \frac{F_t}{F_p} \right)^{0.48} + 0.9 \right) \right)^{-1.435} \left( \frac{D_H}{L_p} \right)^{-3.01} \left( \log(0.5 Re_{L_p}) \right)^{-3.01} \quad Re_{L_p} < 150 \quad (6.11)$$

$$f_2 = \left( \left( \frac{D_H}{L_p} \right) \log(0.3 Re_{L_p}) \right)^{-2.966} \left( \frac{F_p}{L_l} \right)^{-0.7931 \frac{T_p}{T_p - T_h}} \quad 150 < Re_{L_p} < 5000 \quad (6.12)$$

$$f_3 = \left( \frac{F_p}{L_l} \right)^{-0.308} \left( \frac{F_d}{L_l} \right)^{-0.308} \exp \left( -0.1167 \frac{T_p}{T_h} \right) \theta^{0.35} \quad Re_{L_p} < 150 \quad (6.13)$$

$$f_3 = \left(\frac{T_p}{T_h}\right)^{-0,0446} \log\left(1,2 + \left(\frac{L_p}{F_p}\right)^{1,4}\right)^{-3,553} \theta^{-0,477} \quad 150 < Re_{Lp} < 5000 \quad (6.14)$$

Dai calcoli effettuati risulta che la perdita complessiva del circuito dell'aria è di circa 2700 Pa per ARETHA Wau lavatrici e di circa 3100 Pa per ARETHA Wau lavatrici+docce. La potenza assorbita dal ventilatore, calcolata come da equazione 6.15, risulta pari a circa 590 W nel primo caso e 680 nel secondo. Per il calcolo della potenza assorbita si considera un rendimento del ventilatore pari al 90%.

$$P_{ass}[W] = \frac{\Delta P [Pa] \cdot \dot{V}_{aria} \left[\frac{m^3}{s}\right]}{\eta_v} \quad (6.15)$$

Considerando le problematiche energetiche dell'ospedale, si cerca di ridurre al minimo la spesa energetica per il ventilatore. Una soluzione attuabile è quella di mettere un secondo tubo parallelo al primo che colleghi i due box, in modo che la portata d'aria circolante nel singolo tubo sia dimezzata. In questo caso le perdite di carico complessive sarebbero pari a circa 500 Pa per ARETHA Wau lavatrici e 940 Pa per ARETHA Wau lavatrici+docce e il consumo energetico del ventilatore sarebbe di circa 110 W nel primo caso e 210 W nel secondo.

## 6.7 Sistema di controllo

Il sistema di controllo pensato per l'impianto è molto semplice e si basa su una scheda ARDUINO Uno. In figura 6.13 è presentato lo schema funzionale dell'impianto e sono rappresentati i collegamenti tra ARDUINO e i vari componenti; in tabella 6.9 la legenda.

La logica di controllo è la seguente. La scheda ARDUINO Uno comunica con:

- un sensore di livello posto nel serbatoio di accumulo
- la pompa del primario
- il ventilatore del radiatore
- la pompa del reintegro dell'acqua nel serbatoio

Per evitare continui accendi-spegni dei componenti, la pompa del primario (circuito serbatoio di accumulo-radiatore) e il ventilatore del radiatore funzionino in continuo dalle 09:30 alle 16:30. Dalle informazioni del professor Perotti risulta che dalle 09:00 alle 15:00 è attivo il gruppo elettrogeno dell'ospedale, per cui c'è una buona disponibilità energetica.

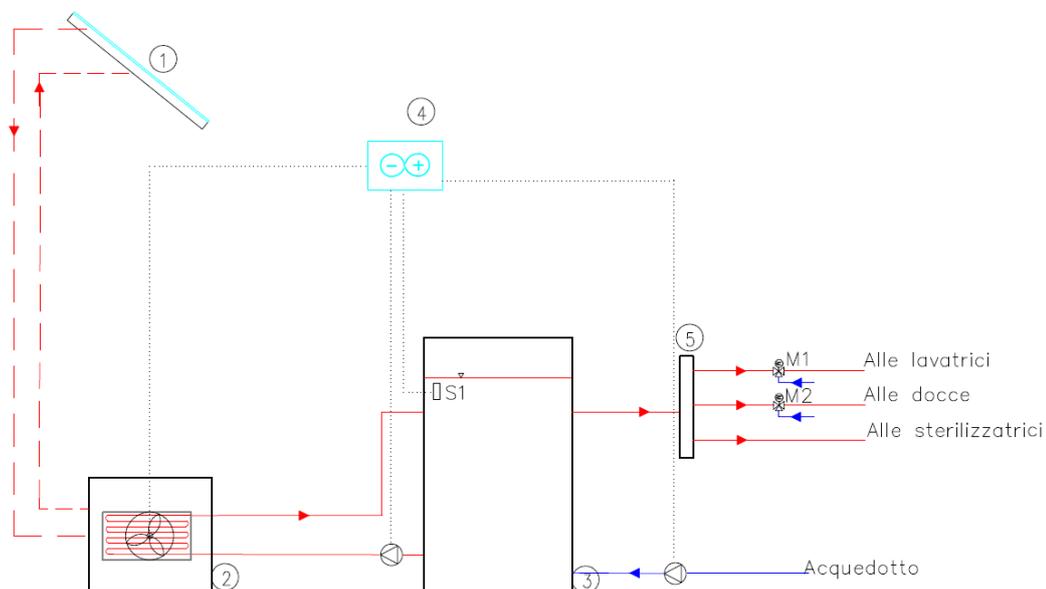


Fig.6.13 Schema funzionale dell'impianto. I controlli sono indicati con linee puntinate. In rosso i tubi attraversati da acqua calda (linea continua) e aria (linea tratteggiata). In blu i tubi dell'acqua fredda da falda.

Tab.6.9 Elementi dell'impianto

1	Box captante
2	Box del radiatore, con radiatore e ventola
3	Serbatoio di accumulo
4	Scheda ARDUINO Uno
5	Collettore
S1	Sensore di livello
M1 e M2	Valvole termostatiche

Il funzionamento del circuito secondario (serbatoio di accumulo-utenze) è il seguente. Quando l'utenza inizia a prelevare acqua dal serbatoio il sensore di livello registra un abbassamento del pelo libero nel serbatoio e tramite ARDUINO viene dato il comando di accensione della pompa di reintegro, che preleva acqua di falda a 20°C e la immette nel serbatoio. Il reintegro simultaneo al prelievo dell'utenza garantisce che il tubo di mandata all'utenza non venga mai a trovarsi, anche solo parzialmente, al di sopra del pelo libero del serbatoio. Per favorire la stratificazione nel serbatoio, l'acqua del primario viene prelevata sul fondo del bidone e restituita calda nella parte più alta. L'utenza preleva invece dalla parte alta dove l'acqua è più calda e l'acqua viene reintegrata nella parte bassa. Le due valvole termostatiche sono regolate sulla temperatura in uscita desiderata (45°C per le lavatrici e 40°C per le docce).

## 6.8 Confronto con pannello solare termico tradizionale

Si effettua un confronto tra un pannello ARETHA e un pannello tradizionale in termini di costi e prestazioni, per comprendere in che misura ARETHA sia più conveniente.

### 6.8.1 Confronto prestazionale

Con una piccola modifica al modello, si aggiunge la possibilità di valutare la performance ottenuta da un collettore solare piano tradizionale che operi nelle stesse identiche condizioni di ARETHA Wau lavatrici. La parte dell'impianto che comprende box del radiatore, box captante e tubi dell'aria viene sostituita dal collettore, mentre il circuito dell'acqua resta invariato.

Il collettore viene modellato come segue. Si considera che l'assorbitore ceda all'acqua circolante nel collettore una potenza termica utile pari a:

$$\dot{Q}_u = \eta A_C G_T \quad (6.16)$$

$A_C$  è l'area del collettore,  $G_T$  l'irradianza incidente sull'assorbitore e  $\eta$  il rendimento del collettore. Il rendimento  $\eta$  è calcolato tramite le equazioni che seguono [18].

$$\eta = F_R 0,96 (\tau\alpha)_{bn} IAM(\theta) - F_R U_L \frac{(T_{f in} - T_\infty)}{G_T} \quad (6.17)$$

Dove:

$$F_R U_L = \frac{a_1}{1 + a_1 \frac{A_C}{2\dot{m}c_p}} \quad (6.18)$$

$$F_R 0,96 (\tau\alpha)_{bn} = \eta_0 \left(1 - F_R U_L \frac{A_C}{2\dot{m}c_p}\right) \quad (6.19)$$

$F_R$  è il fattore di rimozione del calore,  $U_L$  è la trasmittanza del collettore,  $a_1$  è il coefficiente di dispersione del calore,  $\eta_0$  è il massimo rendimento del collettore,  $(\tau\alpha)_{bn}$  è il prodotto trasmittanza assorbività.  $IAM(\theta)$  è l'incident angle modifier, un coefficiente che tiene conto del fatto che a inizio e fine giornata i raggi del sole colpiscono trasversalmente il pannello.

La temperatura dell'acqua in uscita dal collettore sarà dunque pari a:

$$T_{f out} = \frac{\dot{Q}_u}{\dot{m}c_p} + T_{f in} \quad (6.20)$$

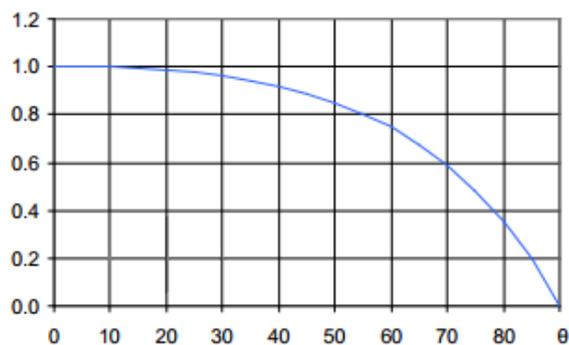


Fig.6.14 Incident Angle Modifier in funzione dell'angolo di incidenza  $\theta$  [31]

Nella simulazione si fa riferimento a un collettore piano RIELLO CP25VVA [31], le cui caratteristiche sono elencate in tabella 6.10.

Tab.6.10 Caratteristiche del collettore piano

$a_1$ [W/m <sup>2</sup> K]	3,72
$\eta_0$	0,809
IAM(50°)	0,85
$\dot{m}$ [l/h]	100
$A_{\text{assorbitore}}$ [m <sup>2</sup> ]	2,15

In figura 6.15 sono confrontate le performance di ARETHA Wau lavatrici e del collettore sopraccitato a Wau.

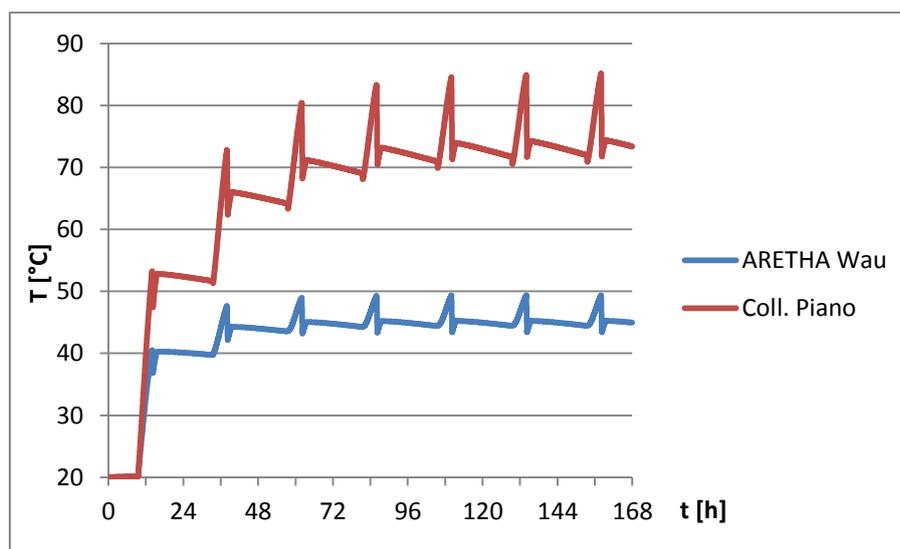


Fig.6.15 Confronto tra la temperatura di accumulo raggiunta con ARETHA Wau e con un collettore piano tradizionale con identica superficie captante

## 6.8.2 Confronto economico

Dal punto di vista dell'efficienza del sistema, come era prevedibile, ARETHA Wau è decisamente inferiore a un collettore piano tradizionale. I due sistemi vengono confrontati dal punto di vista del costo dei materiali in tabella 6.11.

Non vengono stimati i costi della manodopera sia per la difficoltà di avere informazioni a riguardo per il Sud Sudan, sia perché si è ritenuto plausibile poter contare, almeno in parte, sul lavoro di volontari per la realizzazione dell'impianto.

Tab.6.11 Confronto economico tra ARETHA Wau e collettore piano tradizionale

Componenti	Quantità	Costo ARETHA	Costo coll. tradizionale
Tubi PVC DN 40	19 m	0,94 €/m	-
Pallet	12	0 €/pz	-
Tubi acciaio DN 32	30 m	6,10 €/m	6,10 €/m
Serbatoio 600 l	1	240 €	240 €
Lana grezza	18 kg	1 €/kg	1 €/kg
Lastre vetro	9,45 m <sup>2</sup>	22 €/m <sup>2</sup>	-
Pompa circuito solare	1	325 €	185,73 <sup>4</sup> €
Radiatore	1	250 €	-
Ventola	1	120 €	-
Collettore piano		-	1257 €
Scheda Arduino 1	1	24,40 €	24,40 €
Sensore di livello	1	45 €	45 €
Valvole termostatiche	2	95,12 €/pz	95,12 €
<b>TOTALE</b>		<b>1621,4 €</b>	<b>3400,37 €</b>

## 6.8.3 Commento ai risultati

Dalle simulazioni effettuate risulta che per ottenere la stessa performance di un collettore solare tradizionale, il pannello ARETHA (nella configurazione ARETHA Wau lavatrici) necessita di una superficie circa 3 volte più estesa. D'altro canto, un sistema basato su ARETHA costa il 53% in meno di un collettore solare tradizionale.

<sup>4</sup> È stato calcolato che i pannelli solari scelti posti a tetto richiederebbero alla pompa una prevalenza di 4,2 m.c.a circa con una portata di 0,2 m<sup>3</sup>/h. Ai fini del calcolo del costo complessivo del sistema si è considerato di impiegare una pompa GRUNDFOS UPS 25-50.

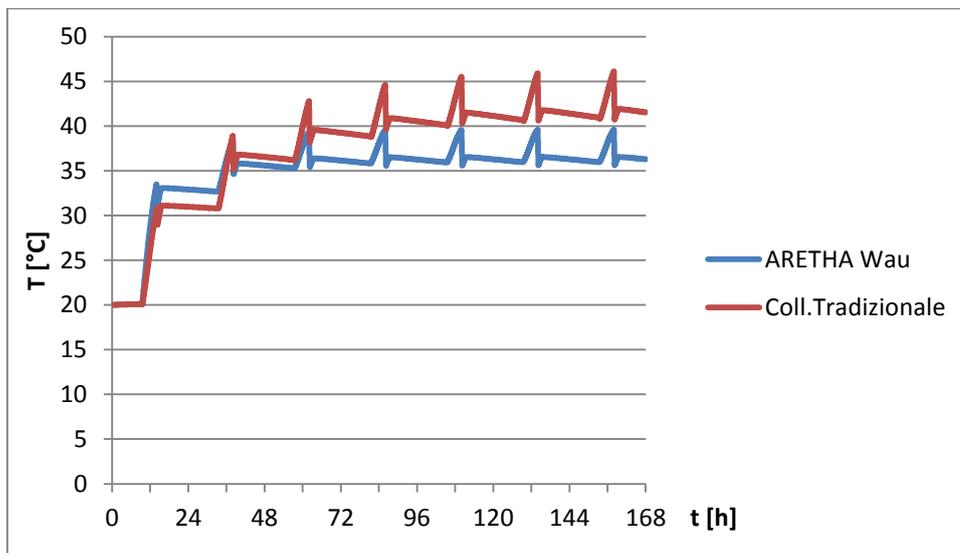
In Paesi come il Sud Sudan, dove non esistono particolari problematiche legate alla disponibilità di spazio, ma dove le disponibilità economiche sono invece spesso molto limitate, un sistema come ARETHA Wau può costituire una valida alternativa per la produzione di acqua calda.

Nella stima dei costi sono stati considerati i prezzi di listino dei vari componenti, tuttavia alcuni di essi potrebbero essere recuperati o acquistati usati, permettendo di realizzare il sistema a costi ancora inferiori. Dalle simulazioni è emerso che per ottenere la stessa performance di ARETHA Wau sarebbe servita una superficie pari a quella di un collettore tradizionale e mezzo, pertanto nella stima dei costi dell'impianto si è considerato di impiegare due collettori. Un sistema tradizionale costerebbe quindi circa il doppio di ARETHA ma garantirebbe anche una migliore prestazione.

Un altro vantaggio del sistema ARETHA è costituito dalla sua semplicità costruttiva: il sistema non necessita di particolari competenze tecniche per essere realizzato ed eventuali riparazioni possono essere svolte con celerità, anche grazie all'impiego di materiali facilmente reperibili. D'altro canto un sistema ARETHA è per sua natura meno affidabile di un sistema che utilizza un collettore piano, anche a causa del fatto che l'impianto è composto da molti elementi realizzati artigianalmente.

In figura 6.16 è illustrato un ultimo confronto ARETHA Wau lavatrici (caso A)-collettore tradizionale (configurazione di paragrafo 6.8.1); si comparano le prestazioni dei due sistemi a luglio, mese con minore irradiazione solare incidente.

Dal grafico risulta che utilizzando un collettore tradizionale, la temperatura all'utenza potrebbe essere garantita anche a luglio. La prestazione del sistema sarebbe però di poco superiore a quella del caso F durante lo stesso mese (figura 6.11).



*Fig.6.16 Temperature di accumulo nel serbatoio a luglio, per ARETHA Wau lavatrici e per un collettore piano tradizionale*

## Capitolo 7

### Conclusioni e sviluppi futuri

L'obiettivo di questo lavoro consiste nel valutare la fattibilità di un sistema basato sulla tecnologia ARETHA che potesse soddisfare i fabbisogni in termini di acqua calda dell'ospedale San Daniele Comboni di Wau, Sud Sudan.

Una volta inquadrato il contesto applicativo e comprese le necessità delle utenze, si è implementato un modello che descrivesse un sistema a energia solare per il riscaldamento di acqua basato sulla tecnologia ARETHA. Il modello è stato validato nella sua sostanza tramite una sua versione modificata che è stata confrontata con i dati sperimentali acquisiti sul prototipo di ARETHA attualmente installato presso il depuratore di Nosedo, a Milano.

Attraverso il modello, sono stati analizzati diversi parametri per comprendere la loro influenza sulla prestazione complessiva del sistema. Alla luce dei risultati delle simulazioni sono stati ottimizzati i vari parametri ed è stato fatto un dimensionamento preliminare di due versioni di ARETHA che soddisfacessero i fabbisogni dell'utenza: ARETHA Wau lavatrici e ARETHA Wau lavatrici+docce.

La performance ottenuta dai due sistemi è stata poi confrontata con quella di ARETHA Nosedo, cercando quale dei parametri che differiscono tra i due sistemi fosse determinante per la variazione della performance. ARETHA Wau viene infine confrontato con un pannello solare termico tradizionale.

I risultati ottenuti fanno ipotizzare che un pannello ARETHA con radiatore esterno possa non essere migliore rispetto a uno con radiatore interno. Si ritiene pertanto opportuno proseguire nella valutazione di questo fattore per poter comprendere quale sia la migliore configurazione ARETHA possibile.

Dal confronto con un collettore piano risulta che per ottenere la stessa performance di un sistema tradizionale, un pannello ARETHA necessita di una superficie captante tripla. Tuttavia un sistema ARETHA costa circa la metà di un sistema tradizionale.



## Appendice A: dati meteo utilizzati nelle simulazioni

### I. Irradianza globale incidente su superficie inclinata di 12° rispetto all'orizzontale a Wau, Sud Sudan, [W/m<sup>2</sup>], [16]

h	Gen	Feb	Mar	Apr	Mag	Giu	Lug	Ago	Set	Ott	Nov	Dic
06:07	0	0	0	0	32	32	33	31	0	0	0	0
06:22	0	46	52	64	63	62	62	61	56	46	0	0
06:37	92	98	103	105	99	95	94	95	95	91	92	75
06:52	151	156	156	151	140	132	129	133	139	140	147	136
07:07	213	219	214	201	184	172	167	174	186	192	207	197
07:22	278	284	273	252	230	213	206	215	235	246	269	261
07:37	344	349	334	303	276	255	245	257	284	300	332	326
07:52	410	415	394	355	321	296	284	298	333	354	394	391
08:07	474	480	453	405	366	337	322	338	381	407	456	455
08:22	536	542	511	454	410	377	359	377	428	458	515	517
08:37	596	603	566	500	452	415	394	413	472	507	572	577
08:52	653	660	619	544	492	452	427	448	514	554	626	635
09:07	707	714	668	586	529	486	458	481	554	598	677	689
09:22	757	765	714	624	564	518	487	511	591	638	725	740
09:37	803	812	757	659	596	547	513	539	625	676	769	786
09:52	846	854	796	692	625	574	538	564	655	710	809	829
10:07	884	893	830	720	652	598	559	586	683	740	845	868
10:22	917	926	861	746	675	619	578	606	707	767	877	902
10:37	946	956	887	767	694	637	594	623	728	790	904	931
10:52	971	980	909	786	711	652	608	637	745	809	927	956
11:07	990	1000	927	800	724	664	619	648	759	825	946	976
11:22	1000	1010	941	811	734	673	627	656	769	836	959	991
11:37	1010	1020	949	819	741	679	632	662	776	844	969	1000
11:52	1020	1030	954	822	744	682	635	665	780	848	973	1010
12:07	1020	1030	954	822	744	682	635	665	780	848	973	1010
12:22	1010	1020	949	819	741	679	632	662	776	844	969	1000
12:37	1000	1010	941	811	734	673	627	656	769	836	959	991
12:52	990	1000	927	800	724	664	619	648	759	825	946	976

13:07	971	980	909	786	711	652	608	637	745	809	927	956
13:22	946	956	887	767	694	637	594	623	728	790	904	931
13:37	917	926	861	746	675	619	578	606	707	767	877	902
13:52	884	893	830	720	652	598	559	586	683	740	845	868
14:07	846	854	796	692	625	574	538	564	655	710	809	829
14:22	803	812	757	659	596	547	513	539	625	676	769	786
14:37	757	765	714	624	564	518	487	511	591	638	725	740
14:52	707	714	668	586	529	486	458	481	554	598	677	689
15:07	653	660	619	544	492	452	427	448	514	554	626	635
15:22	596	603	566	500	452	415	394	413	472	507	572	577
15:37	536	542	511	454	410	377	359	377	428	458	515	517
15:52	474	480	453	405	366	337	322	338	381	407	456	455
16:07	410	415	394	355	321	296	284	298	333	354	394	391
16:22	344	349	334	303	276	255	245	257	284	300	332	326
16:37	278	284	273	252	230	213	206	215	235	246	269	261
16:52	213	219	214	201	184	172	167	174	186	192	207	197
17:07	151	156	156	151	140	132	129	133	139	140	147	136
17:22	92	98	103	105	99	95	94	95	95	91	92	75
17:37	40	46	52	64	63	62	62	61	56	46	41	34
17:52	0	12	22	29	32	32	33	31	23	16	0	0
18:07	0	0	0	0	14	17	16	9	0	0	0	0
18:22	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
18:37	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
18:52	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

## II. Temperature medie dell'aria a Wau, Sud Sudan, dati 2013 riferiti al 15 di ogni mese, [°C], [17]

h	Gen	Feb	Mar	Apr	Mag	Giu	Lug	Ago	Set	Ott	Nov	Dic
00:00	28	32	35	33	33	28	25	23	25	25	26	22
03:00	27	30	33	31	32	27	24	22	24	24	24	21
06:00	25	30	31	29	31	26	23	22	23	24	24	20
09:00	27	31	33	33	30	29	26	25	30	31	32	22
12:00	33	39	39	40	34	34	28	29	36	37	38	28
15:00	37	43	42	42	36	37	30	31	37	39	38	31
18:00	36	40	39	40	35	36	27	28	31	33	33	28
21:00	31	34	37	35	32	32	24	24	25	28	29	25

**III. Velocità media del vento a Wau, Sud Sudan, dati 2013 riferiti al 15 di ogni mese, [m/s], [17]**

h	Gen	Feb	Mar	Apr	Mag	Giu	Lug	Ago	Set	Ott	Nov	Dic
00:00	3,58	2,24	1,34	2,24	3,13	2,24	2,24	1,79	1,79	0,89	0,89	4,03
03:00	3,58	2,68	3,13	2,68	2,68	2,68	2,68	1,79	1,79	0,89	0,89	3,58
06:00	3,13	2,68	2,68	2,24	3,58	2,24	2,24	1,34	1,34	1,34	0,89	4,03
09:00	4,47	3,58	4,03	2,24	4,92	3,58	2,68	1,34	1,34	1,34	1,34	5,37
12:00	4,03	3,13	4,03	2,24	4,03	2,68	3,13	1,79	1,79	1,79	1,79	4,92
15:00	3,13	1,79	2,24	1,79	3,13	2,68	4,03	1,79	2,24	1,34	2,24	4,47
18:00	3,13	1,34	2,68	1,79	4,03	2,24	2,68	1,34	1,79	1,79	2,68	4,03
21:00	3,13	1,34	2,68	1,79	2,68	2,68	0,89	1,79	1,79	2,68	4,03	3,58

**IV. Umidità relativa media dell'aria a Wau, Sud Sudan, dati 2013 riferiti al 15 di ogni mese, [%], [17]**

h	Gen	Feb	Mar	Apr	Mag	Giu	Lug	Ago	Set	Ott	Nov	Dic
00:00	16	16	25	8	42	62	85	95	74	64	35	19
03:00	16	15	29	8	45	69	89	97	80	66	38	20
06:00	18	14	39	8	50	75	94	98	84	68	35	21
09:00	20	14	37	7	49	59	80	91	71	58	29	21
12:00	20	10	27	7	40	40	72	76	48	39	21	18
15:00	18	9	20	6	33	33	57	65	41	34	22	18
18:00	20	10	22	6	35	34	74	85	65	51	34	20
21:00	25	13	28	6	41	44	86	93	84	67	49	22



# Appendice B: modello MATLAB per Wau

## I.Script

```
function CALDO_WAU_NEW_VI
% modellazione dell'andamento nel tempo della temperatura
dell'aria all'interno del box del pannello
clear all
close all
clc
tic

def={'293.15','1','12','1'};
prompt = {'Enter T water tank [K]','Enter month of the year 1-
12','n moduli serie','n moduli parallelo'};
dlg_title = 'Input';
num_lines = 1;
answer = inputdlg(prompt,dlg_title,num_lines,def);

def2={'0.24','0.3','1','600','1','7'};
prompt2 ={'Air flow rate [kg/s]','Water flow rate [kg/s]', 'N
ventole attive','capacita' bidoni [l]','numero bidoni','n
giorni simulazione'};
dlg_title2='Input 2';
num_lines2=1;
answer2=inputdlg(prompt2,dlg_title2,num_lines2,def2);
%-----
%   INIZIALIZZAZIONE VARIABILI
%-----
Nx=50; %passo di discretizzazione del box captante
N_days=str2num(answer2{6}); %N giorni di simulazione
T_acc(1)=str2num(answer{1});%K - temperatura di accumulo a inizio
simulazione
T_acc2(1)=T_acc(1);%K - temperatura dell'accumulo del COLLETTORE
TRADIZIONALE a inizio simulazione
%-----
%   INIZIALIZZAZIONE A ZERO
%-----
a(1)=0;%controllo pompa
t(1)=0;%s
E_utenzal(1)=0;%J
q(1)=0;%W
deltaT1_aria(1)=0;%K
deltaT1_acqua(1)=0;%K
deltaT2_aria(1)=0;%K
deltaT2_acqua(1)=0;%K
q_max(1)=0;%W
E_utile(1)=0;%J
T_out_wat(1)=0;%K
```

```

T_out_air(1)=0;%K
aaa=0;
prelievo_1=0;
prelievo_2=0;
%-----
%   DEFINIZIONE COSTANTI
%-----
sigma=5.67*10^(-8);%W/m2K4
P_atm=101325;%Pa
R_air=287; %J/(kg K)
%-----
%   INPUT DATI RADIAZIONE SOLARE
%-----
G_year=importdata('irradianza.txt');
T_inf=importdata('T_ambiente.txt')+273.15;
UR=importdata('UR.txt');
v_wind=importdata('v_vento.txt');%m/s
month=str2num(answer{2}); %1=jan, 2=feb, 3=mar, ..., 12=dec
G_day=G_year(:,month)';
T_inf=T_inf(:,month)';
UR=UR(:,month)';
v_wind=v_wind(:,month);
%DEFINIZIONE DURATA GIORNO (inteso come presenza di radiazione
solare)
timestep=360;%passo di tempo=3600/timestep [secondi]
% length_day=round(numel(find(G_day~=0))*15/60)-2;
% length_night_1=(24-length_day)/2;
length_day=6;
length_night_1=9.5;
length_day_sec=length_day*timestep;
length_night_sec1=length_night_1*timestep;
length_night_2=24-length_night_1-length_day;
length_night_sec2=length_night_2*timestep;
hours=0.5:23.5;
hours1=0:3:24;
hours2=1:15:1426;
for hh=1:numel(hours1-1)
    T_dp(hh)=234.04*(log(UR(hh)/100)+17.625*(T_inf(hh)-
273.15)/(243.04+T_inf(hh)-273.15))/(17.625-log(UR(hh)/100)-
17.625*(T_inf(hh)-273.15)/(243.04+T_inf(hh)-273.15));%°C Temp di
rugiada

T_sky(hh)=T_inf(hh)*(0.711+0.0056*(T_dp(hh))+0.000073*(T_dp(hh))
^2+0.013*cos(pi/180*(15*hours(hh))))^0.25;%K Temp volta celeste
end
T_sky(numel(hours1))=T_sky(1);
secs=0:1/timestep:24;
secs2=8:60/timestep:1433;
G_day=interp1(hours2,G_day,secs2,'spline');
G1=zeros(1,7*timestep/60);%primi minuti
G2=zeros(1,8*timestep/60);%ultimi minuti
G_day=[G1 G_day G2];

```

```

for rrr=1:length(G_day)
    if G_day(rrr)<0.5
        G_day(rrr)=0;
    end
end
T_inf=interp1(hours1,T_inf,secs,'v5cubic');
%T_dp=interp1(hours1,T_dp,secs,'v5cubic');
T_sky=interp1(hours1,T_sky,secs,'v5cubic');
v_wind=interp1(hours1,v_wind,secs,'v5cubic');
hour=0; % orario in cui inizia il giorno
%-----
%   INIZIALIZZAZIONE TEMPERATURE
%-----
T_air=T_inf(1)*ones(1,Nx);%K
T_fondo(1)=T_air(1,1)-1;%K
T_vetro(1)=T_air(1,1)+1;%K
[ro_aria,c_p_aria,mu_aria,k_aria,Pr_aria]=THproperties_air(T_air(1,1));
[ro_acqua,c_p_acqua,mu_acqua,k_acqua,Pr_acqua]=THproperties_wat(T_acc(1));
Tw2_mean(1)=T_acc(1);%K
Tw1_mean(1)=T_acc(1);%K
T2_mean(1)=mean(T_air(1,:));%K
T1_mean(1)=mean(T_air(1,:));%K
[ciclo_aria(1,:),ciclo_acqua(1,.)]=cicli(mean(T_air(1,:)),mean(T_air(1,:)),mean(T_air(1,:)),mean(T_air(1,:)),T_acc(1),T_acc(1),T_acc(1),T_acc(1),T_acc(1));
%-----
%   INPUT LATO BOX PANNELLO
%-----
L_modulo=1.2*str2num(answer{3});%m
H_modulo=0.656;%m
P_modulo=0.10;%m
N_moduli=str2num(answer{4});
N_ventole=str2num(answer2{3});
m_ventilata=N_ventole*str2num(answer2{1});%kg/s
S_pannello=L_modulo*H_modulo; %Superficie netta del pannello
(singolo canale se ce ne sono più in parallelo)
V_aria=S_pannello*P_modulo;%m3, volume dell'aria contenuta nel
pannello (singolo canale se più in parallelo)
m_aria=(P_atm*V_aria)/(R_air*T_air(1,1));
%FONDO
a_fondo=0.98;% absorptivita' fondo
e_fondo=0.98;% emissivita' fondo
s_alu=0.0005;%m
ro_alu=2702;%kg/m3
m_fondo=s_alu*S_pannello*ro_alu;%kg
c_fondo=903;%J/kg/K
%COVER
e_cover=0.92;% 0.92 vetro, 0.9 policarbonato
t_cover=0.9;% 0.9 vetro, 0.66 policarbonato
s_cover=0.005;% 0.005 vetro, 0.016 policarbonato;%m

```

```

ro_cover=2500;% 2500 vetro, 156.25 polycarbonato;
c_cover=750;% 750 vetro, 1040 polycarbonato;%
m_cover=s_cover*S_pannello*ro_cover;%kg
k_cover=1.4;%W/mK 1.4 vetro, 0.032 polycarbonato
%PARETI
s_iso_box=0.066;%m
k_iso_box=0.05;%W/mK
s_legno=0.022;%m
k_legno=0.129;%W/mK
%-----
X=L_modulo/P_modulo;
Y=H_modulo/P_modulo;
F_fv=2/(pi*X*Y)*(log(sqrt(((1+X^2)*(1+Y^2))/(1+X^2+Y^2)))+X*(1+Y
^2)^0.5*atan(X/sqrt(1+Y^2))+Y*(1+X^2)^0.5*atan(Y/sqrt(1+X^2))-
X*atan(X)-Y*atan(Y));%fattore di vista fondo-cover
%-----
% INPUT LATO ACCUMULO
%-----
N_bidoni=str2num(answer2{5});
m_accumulo=N_bidoni*str2num(answer2{4});%m_accumulo;N_bidoni*200
;%litri
m_wat=str2num(answer2{2});%*N_moduli;%kg/s
h_prelievo_1=14;%h
h_prelievo_2=17;%h
T_falda=293.15;%K
m_prelievo_1=150;%
m_prelievo_2=150;%
m_utenza=10/60*3600/timestep;%lt/sec*sec/iter
%GEOMETRIA
s_iso_bid=0.11;%m
k_iso_bid=0.05;%W/mK
%bidone da 1000 lt
if m_accumulo==1000
r_int=0.50;%m
H=1.35;%m
%bidone da 600 lt
elseif m_accumulo==600
r_int=0.40;%m
H=1.30;%m
%bidone da 400 lt
elseif m_accumulo==400
r_int=0.35;%m
H=1.15;%m
%bidone da 200 lt
elseif m_accumulo==200
r_int=0.61/2;%m
H=0.88;%m
%bidoncino sterilizzatori (20 lt)
elseif m_accumulo==20
r_int=0.3/2;%m
H=0.3;%m
end

```

```

r_est=r_int+s_iso_bid;%m
%-----
%   CALCOLO COEFF. SC. TERMICO CONV. ESTERNO SU COVER E SERBATOI
%-----
[ro_est,c_p_est,mu_est,k_est,Pr_est]=THproperties_air(T_inf(1));
x_cr=5*10^5*mu_est/ro_est/v_wind(1);
if x_cr <=L_modulo

h_est=0.664*k_est*(ro_est*v_wind(1)/mu_est)^0.5*Pr_aria^(1/3)*x_cr^0.5+0.037*k_est*(ro_est*v_wind(1)/mu_est)^(4/5)*Pr_est^(1/3)*(L_modulo^(4/5)-x_cr^(4/5));
else

h_est=0.664*k_est*(ro_est*v_wind(1)/mu_est)^0.5*Pr_aria^(1/3)*L_modulo^0.5;
end

[UA_bidoni,UA_coperchio]=zukauskas(r_est,r_int,H,k_iso_bid,s_iso_bid,ro_est,mu_est,k_est,Pr_est,v_wind(1));
%-----
%   INPUT TUBI
%-----
D_ext=0.1102;%m - tubo in PVC PN6 DN 100
D_int=0.104;%m
v_flusso=m_ventilata/ro_aria/(D_int^2*pi/4);%m/s
D_ext_w=0.0424;%m ACCIAIO 1"1/4 NOTA: le dim sono da PVC DN40
D_int_w=0.0366;%m
L_pipe_A=3.5;%m
L_pipe_R=3.5+L_modulo;%m
L_pipe_w=15;%m
k_pipe=0.04;%W/mK
kw_pipe=0.04;%lW/mK

check1=0;
deltaT_ONOFF=0;%K
deltaT_sicurezza=0;%K serve x il controllo sul radiatore
ctrl_prelievo_1=0;
ctrl_prelievo_2=0;

m_acqua2=2000/3600;%kg/s PORTATA NEL COLLETTORE PIANO : 100 litri/h in ogni pannello da 2mq - si considerano 2 collettori!
%-----
%   DISCRETIZZAZIONE SPAZIALE BOX
%-----
[A]=discretizz_calcolo_aree(H_modulo,L_modulo,P_modulo,Nx);
jj0=1;
aa=0;
for NN=1:N_days
%-----
%   SIMULAZIONE NOTTE I - (mezzanotte-->alba)
%-----

```

```

for jj=jj0+1:length_night_sec1+jj0*aa

    t(jj)=t(jj-1)+3600/timestep;
    a(jj)=0;%controllo POMPA
    q(jj)=0;
    deltaT1_aria(jj)=0;
    deltaT1_acqua(jj)=0;
    deltaT2_aria(jj)=0;
    deltaT2_acqua(jj)=0;
    q_max(jj)=0;
    E_utile(jj)=0;
    %-----
    %   CALCOLO PROPRIETA' TH-FISICHE DELL'ARIA E DELL'ACQUA
    %-----

[ro_aria,c_p_aria,mu_aria,k_aria,Pr_aria]=THproperties_air(mean(
T_air(jj-1,:)));

[ro_est,c_p_est,mu_est,k_est,Pr_est]=THproperties_air(T_inf(jj+(
1-jj0)*aa+timestep*hour(1)));

[UA_bidoni,UA_coperchio]=zukauskas(r_est,r_int,H,k_iso_bid,s_iso
_bid,ro_est,mu_est,k_est,Pr_est,v_wind(jj+(1-
jj0)*aa+timestep*hour(1)));
    x_cr=5*10^5*mu_est/ro_est/v_wind(jj+(1-
jj0)*aa+timestep*hour(1));
    if x_cr <=L_modulo
        h_est=0.664*k_est*(ro_est*v_wind(jj+(1-
jj0)*aa+timestep*hour(1))/mu_est)^0.5*Pr_est^(1/3)*x_cr^0.5+0.03
7*k_est*(ro_est*v_wind(jj+(1-
jj0)*aa+timestep*hour(1))/mu_est)^(4/5)*Pr_est^(1/3)*(L_modulo^(
4/5)-x_cr^(4/5));
    else
        h_est=0.664*k_est*(ro_est*v_wind(jj+(1-
jj0)*aa+timestep*hour(1))/mu_est)^0.5*Pr_est^(1/3)*L_modulo^0.5;
    end

[ro_acqua,c_p_acqua,mu_acqua,k_acqua,Pr_acqua]=THproperties_wat(
T_acc(jj-1));
    %-----
    %   BILANCIO ENERGETICO - calcolo POTENZE e TEMPERATURE
    %-----

U1_sotto_night=1/(1/h_est+s_legno/k_legno+s_iso_box/k_iso_box);

    [h_cover_n,h_fondo_n]=h_conv_nat(mean(T_air(jj-
1,:)),T_vetro(jj-1),T_fondo(jj-1),H_modulo);

[T_air(jj,:),T_vetro(jj),T_fondo(jj),T_acc(jj)]=bilanci_notte(h
_cover_n,h_fondo_n,h_est,U1_sotto_night,UA_bidoni,UA_coperchio,T_

```

```

air(jj-1,:),T_vetro(jj-1),T_fondo(jj-1),T_acc(jj-1),T_inf(jj+(1-
jj0)*aa+timestep*hour(1)),T_sky(jj+(1-
jj0)*aa+timestep*hour(1)),G_day(jj+(1-
jj0)*aa+timestep*hour(1)),m_aria,c_p_aria,m_fondo,c_fondo,m_cove
r,c_cover,m_accumulo,c_p_acqua,sigma,a_fondo,t_cover,e_cover,e_f
ondo,F_fv,Nx,N_bidoni,S_pannello,t(jj),t(jj-1),N_moduli);

Tw2_mean(jj)=T_acc(jj);
Tw1_mean(jj)=T_acc(jj);
T2_mean(jj)=mean(T_air(jj,:));
T1_mean(jj)=mean(T_air(jj,:));

[ciclo_aria(jj,:),ciclo_acqua(jj,:)]=cicli(mean(T_air(jj,:)),mea
n(T_air(jj,:)),mean(T_air(jj,:)),mean(T_air(jj
,:),:)),T_acc(jj),T_acc(jj),T_acc(jj),T_acc(jj),T_acc(jj));
%-----
% PERFORMANCE COLLETTORE TRADIZIONALE
%-----

Tacqua2_mean(jj)=T_acc(jj);
Tacqua1_mean(jj)=T_acc(jj);

[T_acc2(jj)]=T_accumulo(T_inf(jj+(1-
jj0)*aa+timestep*hour(1)),UA_bidoni,0,c_p_acqua,T_acc2(jj-
1),m_accumulo,t(jj),t(jj-1),T_acc2(jj-1),N_bidoni,UA_coperchio);
%-----

end %chiude simu notte I
%-----
% SIMULAZIONE GIORNO
%-----
for
jj=length_night_sec1+1+jj0*aa:length_night_sec1+length_day_sec+j
j0*aa
%-----
% UTENZA OFF
%-----
if T_air(jj-1)<200-deltaT_ONOFF %utenza OFF

t(jj)=t(jj-1)+3600/timestep;
a(jj)=0;%controllo POMPA
q(jj)=0;
deltaT1_aria(jj)=0;
deltaT1_acqua(jj)=0;
deltaT2_aria(jj)=0;
deltaT2_acqua(jj)=0;
q_max(jj)=0;
E_utile(jj)=0;
%-----
% CALCOLO PROP. TH-FISICHE ARIA E ACQUA e COEFF SC
% TH CONVETTIVI
%-----

```

```

[ro_aria,c_p_aria,mu_aria,k_aria,Pr_aria]=THproperties_air(mean(
T_air(jj-1,:)));

[ro_est,c_p_est,mu_est,k_est,Pr_est]=THproperties_air(T_inf(jj+(
1-jj0)*aa+timestep*hour(1)));

[UA_bidoni,UA_coperchio]=zukauskas(r_est,r_int,H,k_iso_bid,s_iso
_bid,ro_est,mu_est,k_est,Pr_est,v_wind(jj+(1-
jj0)*aa+timestep*hour(1)));

x_cr=5*10^5*mu_est/ro_est/v_wind(jj+(1-
jj0)*aa+timestep*hour(1));
if x_cr <=L_modulo
h_est=0.664*k_est*(ro_est*v_wind(jj+(1-
jj0)*aa+timestep*hour(1))/mu_est)^0.5*Pr_est^(1/3)*x_cr^0.5+0.03
7*k_est*(ro_est*v_wind(jj+(1-
jj0)*aa+timestep*hour(1))/mu_est)^(4/5)*Pr_est^(1/3)*(L_modulo^(
4/5)-x_cr^(4/5));
else
h_est=0.664*k_est*(ro_est*v_wind(jj+(1-
jj0)*aa+timestep*hour(1))/mu_est)^0.5*Pr_est^(1/3)*L_modulo^0.5;
end

[ro_acqua,c_p_acqua,mu_acqua,k_acqua,Pr_acqua]=THproperties_wat(
T_acc(jj-1));
%-----
% BILANCIO ENERGETICO - calcolo POTENZE e TEMPERATURE
%-----

U1_sotto_day=1/(1/h_est+s_legno/k_legno+s_iso_box/k_iso_box);

[h_cover_n,h_fondo_n]=h_conv_nat(mean(T_air(jj-
1,:),T_vetro(jj-1),T_fondo(jj-1),H_modulo);

[T_air(jj,:),T_vetro(jj),T_fondo(jj),T_acc(jj)]=bilanci_notte(h_
cover_n,h_fondo_n,h_est,U1_sotto_day,UA_bidoni,UA_coperchio,T_ai
r(jj-1,:),T_vetro(jj-1),T_fondo(jj-1),T_acc(jj-1),T_inf(jj+(1-
jj0)*aa+timestep*hour(1)),T_sky(jj+(1-
jj0)*aa+timestep*hour(1)),G_day(jj+(1-
jj0)*aa+timestep*hour(1)),m_aria,c_p_aria,m_fondo,c_fondo,m_cove
r,c_cover,m_accumulo,c_p_acqua,sigma,a_fondo,t_cover,e_cover,e_f
ondo,F_fv,Nx,N_bidoni,S_pannello,t(jj),t(jj-1),N_moduli);

Tw2_mean(jj)=T_acc(jj);
Tw1_mean(jj)=T_acc(jj);
T2_mean(jj)=mean(T_air(jj,:));
T1_mean(jj)=mean(T_air(jj,:));

[ciclo_aria(jj,:),ciclo_acqua(jj,:)]=cicli(mean(T_air(jj,:)),mea

```

```

n(T_air(jj,:),mean(T_air(jj,:)),mean(T_air(jj,:)),mean(T_air(jj
,:),:)),T_acc(jj),T_acc(jj),T_acc(jj),T_acc(jj),T_acc(jj));
%-----
% PERFORMANCE COLLETTORE TRADIZIONALE
%-----
Tacqua2_mean(jj)=T_acc(jj);
Tacqua1_mean(jj)=T_acc(jj);

[T_acc2(jj)]=T_accumulo(T_inf(jj+(1-
jj0)*aa+timestep*hour(1)),UA_bidoni,0,c_p_acqua,T_acc2(jj-
1),m_accumulo,t(jj),t(jj-1),T_acc(jj-1),N_bidoni,UA_coperchio);
%-----

else
%-----
% UTENZA ON
%-----
m_acqua=m_wat;%kg/s
deltaT_ONOFF=40;%K - per evitare continuo "accendi-
spegni"

t(jj)=t(jj-1)+3600/timestep;
a(jj)=1;%controllo POMPA OFF
%-----
% CALCOLO PROP. TH-FISICHE ARIA E ACQUA e COEFF SC
% TH CONVETTIVI
%-----

[ro_aria,c_p_aria,mu_aria,k_aria,Pr_aria]=THproperties_air(mean(
T_air(jj-1,end)));

[ro_est,c_p_est,mu_est,k_est,Pr_est]=THproperties_air(T_inf(jj+(
1-jj0)*aa+timestep*hour(1)));

[UA_bidoni,UA_coperchio]=zukauskas(r_est,r_int,H,k_iso_bid,s_iso
_bid,ro_est,mu_est,k_est,Pr_est,v_wind(jj+(1-
jj0)*aa+timestep*hour(1)));

x_cr=5*10^5*mu_est/ro_est/v_wind(jj+(1-
jj0)*aa+timestep*hour(1));
if x_cr <=L_modulo
h_est=0.664*k_est*(ro_est*v_wind(jj+(1-
jj0)*aa+timestep*hour(1))/mu_est)^0.5*Pr_est^(1/3)*x_cr^0.5+0.03
7*k_est*(ro_est*v_wind(jj+(1-
jj0)*aa+timestep*hour(1))/mu_est)^(4/5)*Pr_est^(1/3)*(L_modulo^(
4/5)-x_cr^(4/5));
else
h_est=0.664*k_est*(ro_est*v_wind(jj+(1-
jj0)*aa+timestep*hour(1))/mu_est)^0.5*Pr_est^(1/3)*L_modulo^0.5;
end

```

```

[ro_acqua,c_p_acqua,mu_acqua,k_acqua,Pr_acqua]=THproperties_wat(
T_acc(jj-1));
%-----
% MODELLAZIONE TUBO di collegamento - PERDITE TERMICHE
%-----
% T1_out_pipe=T_air(jj-1,end); %NO PERDITE TUBI ARIA
% Tw1_out_pipe=T_acc(jj-1);%NO PERDITE TUBI ACQUA
[T1_out_pipe,T1_mean(jj)]=PROVA_TUBI(T_air(jj-
1,end),m_ventilata,v_wind(jj+(1-
jj0)*aa+timestep*hour(1)),D_int,D_ext,L_pipe_A,T_inf(jj+(1-
jj0)*aa+timestep*hour(1)),k_pipe,T1_mean(jj-1),1,t(jj),t(jj-1));
[Tw1_out_pipe,Tw1_mean(jj)]=PROVA_TUBI(T_acc(jj-
1),m_acqua,v_wind(jj+(1-
jj0)*aa+timestep*hour(1)),D_int_w,D_ext_w,L_pipe_w,T_inf(jj+(1-
jj0)*aa+timestep*hour(1)),kw_pipe,Tw1_mean(jj-1),2,t(jj),t(jj-
1));
%-----
% MODELLAZIONE SCAMBIATORE - metodo epsilon-NTU
%-----
T_air_in(jj)=T1_out_pipe;
T_wat_in(jj)=Tw1_out_pipe;

% if T_air_in(jj)>T_wat_in(jj)+deltaT_sicurezza %CONTROLLO
TIPO ARDUINO!
% a(jj)=1;%controllo POMPA ON
nn=1; %=2 se il radiatore è a doppio passaggio!

[eps(jj),q_max1(jj),q1(jj),deltaT1_acqua(jj),deltaT1_aria(jj),UA
(jj),NTU(jj),deltaP_aria(jj),deltaP_acqua(jj)]=radiatore(T_wat_i
n(jj),T_air_in(jj),nn,N_moduli,D_int,m_ventilata,m_acqua,N_vento
le);

%SE IL RADIATORE E' A DOPPIO PASSAGGIO:-----
% nn=2; %=2 se il radiore è a doppio passaggio!
%
[eps2(jj),q_max2(jj),q2(jj),deltaT2_acqua(jj),deltaT2_aria(jj),U
A(jj),NTU(jj)]=radiatore(T_wat_in(jj),T_air_in(jj),nn,N_moduli,m
_ventilata,m_acqua,N_ventole);
%-----

% else %le ventole continuano ad andare MA la
pompa si ferma!
% deltaT1_acqua(jj)=0;
% deltaT1_aria(jj)=0;
% a(jj)=0;%controllo POMPA OFF
% end
%-----
T_out_wat(jj)=T_wat_in(jj)+deltaT1_acqua(jj);%K !
MODIFICARE PER DOPPIO PASSAGGIO

```

```

T_out_air(jj)=T_air_in(jj)+deltaT1_aria(jj);%K !
MODIFICARE PER DOPPIO PASSAGGIO
%-----
% MODELLIZZAZIONE TUBO di collegamento - PERDITE
TERMICHE
%-----

[Tw2_out_pipe,Tw2_mean(jj)]=PROVA_TUBI(T_out_wat(jj),m_acqua,v_w
ind(jj+(1-
jj0)*aa+timestep*hour(1)),D_int_w,D_ext_w,L_pipe_w,T_inf(jj+(1-
jj0)*aa+timestep*hour(1)),kw_pipe,Tw2_mean(jj-1),2,t(jj),t(jj-
1));

[T2_out_pipe,T2_mean(jj)]=PROVA_TUBI(T_out_air(jj),m_ventilata,v
_wind(jj+(1-
jj0)*aa+timestep*hour(1)),D_int,D_ext,L_pipe_R,T_inf(jj+(1-
jj0)*aa+timestep*hour(1)),k_pipe,T2_mean(jj-1),1,t(jj),t(jj-1));
% T2_out_pipe=T_out_air(jj);% NO PERDITE TUBI ARIA
% T2_out_pipe=T_air(jj-1,end); % ESCLUSIONE DELL'UTENZA
%-----
% POTENZE - TEMPERATURE
%-----
%CONTROLLLO "RETROATTIVO"
if Tw2_out_pipe<T_acc(jj-1)

Tw2_out_pipe=T_acc(jj-1);
a(jj)=0; %controllo pompa

[T2_out_pipe]=PROVA_TUBI(T1_out_pipe,m_ventilata,v_wind(jj+(1-
jj0)*aa+timestep*hour(1)),D_int,D_ext,L_pipe_R,T_inf(jj+(1-
jj0)*aa+timestep*hour(1)),k_pipe,T2_mean(jj-1),1,t(jj),t(jj-1));
%T2_out_pipe=T1_out_pipe; %NO perdite aria
%OVVERO: se il sistema si sta raffreddando, fermo la
pompa - la
%ventola rimane attiva! - l'aria gira nel circuito
con relative
%perdite ma senza scambiare calore con l'acqua!
else
check1=check1+1; %counter dei secondi in cui
l'utenza è attiva

E_utenza1(check1+1)=E_utenza1(check1)+m_ventilata*c_p_aria*delta
T1_aria(jj)*(t(jj)-t(jj-1)); %energia totale ceduta all'acqua
end

[Q_irr(jj-1),Q_conv(jj-1),Q_rad(jj-1),Q_diss_bid(jj-
1),Q_in_bid(jj-
1),T_air(jj,:),T_acc(jj),T_fondo(jj),T_vetro(jj)]=bilanci(sigma,
e_cover,S_pannello,T_sky(jj+(1-
jj0)*aa+timestep*hour(1)),T_inf(jj+(1-
jj0)*aa+timestep*hour(1)),UA_bidoni,m_acqua,c_p_acqua,T_acc(jj-

```

```

1),m_ventilata,c_p_aria,m_accumulo,A,H_modulo,a_fondo,t_cover,G_
day(jj+(1-jj0)*aa+timestep*hour(1)),Nx,t(jj),t(jj-
1),T2_out_pipe,Tw2_out_pipe,ro_aria,h_est,s_cover,k_cover,P_modu
lo,s_legno,k_legno,s_iso_box,k_iso_box,N_bidoni,UA_coperchio,N_m
oduli,m_fondo,c_fondo,T_fondo(jj-1),e_fondo,T_air(jj-
1,:),T_vetro(jj-1),m_cover,c_cover,F_fv);
    %guarda qui T_fondo: vedi che c'è un problema perchè va
da 300K a -2000K!!

    eff_pannello(jj)=m_accumulo*c_p_acqua*(T_acc(jj)-
T_acc(jj-1))/(t(jj)-t(jj-1))/Q_rad(jj-1)/N_moduli;

%-----
% PERFORMANCE COLLETTORE TRADIZIONALE
%-----

[Tacqual_out_pipe,Tacqual_mean(jj)]=PROVA_TUBI(T_acc2(jj-
1),m_acqua2,v_wind(jj+(1-
jj0)*aa+timestep*hour(1)),D_int_w,D_ext_w,L_pipe_w,T_inf(jj+(1-
jj0)*aa+timestep*hour(1)),kw_pipe,Tacqual_mean(jj-
1),2,t(jj),t(jj-1));

[T_out_collettore(jj)]=collettore(c_p_acqua,m_acqua2,Tacqual_out
_pipe,T_inf(jj+(1-jj0)*aa+timestep*hour(1)),G_day(jj+(1-
jj0)*aa+timestep*hour(1)),H_modulo,L_modulo);

[Tacqua2_out_pipe,Tacqua2_mean(jj)]=PROVA_TUBI(T_out_collettore(
jj),m_acqua2,v_wind(jj+(1-
jj0)*aa+timestep*hour(1)),D_int_w,D_ext_w,L_pipe_w,T_inf(jj+(1-
jj0)*aa+timestep*hour(1)),kw_pipe,Tacqua2_mean(jj-
1),2,t(jj),t(jj-1));

    [T_acc2(jj)]=T_accumulo(T_inf(jj+(1-
jj0)*aa+timestep*hour(1)),UA_bidoni,m_acqua2,c_p_acqua,T_acc2(jj
-1),m_accumulo,t(jj),t(jj-
1),Tacqua2_out_pipe,N_bidoni,UA_coperchio);
    eff_pannello2(jj)=m_accumulo*c_p_acqua*(T_acc2(jj)-
T_acc2(jj-1))/(t(jj)-t(jj-1))/Q_rad(jj-1)/N_moduli;

%-----
% PRELIEVO DELL'UTENZA
%-----

if NN>0 %N.giorni dopo cui cominciare il prelievo
    if t(jj)==h_prelievo_1*3600+(jj0*aa)*3600/timestep
%
        if ctrl_prelievo==0
%
            if T_acc(jj)>=328
%
                ctrl_prelievo=1;

```

```

prelievo_1=0;
ctrl_prelievo_1=1;
end
%il prelievo continua gradualmente fino al
raggiungimento dei litri totali previsti
if ctrl_prelievo_1==1;
    prelievo_1=prelievo_1+m_utenza;
    T_acc(jj)=(T_acc(jj)*(m_accumulo-
m_utenza)+T_falda*m_utenza)/m_accumulo;
    T_acc2(jj)=(T_acc2(jj)*(m_accumulo-
m_utenza)+T_falda*m_utenza)/m_accumulo;

end

if prelievo_1>=m_prelievo_1
    ctrl_prelievo_1=0;
end
%-----
% EVENTUALE SECONDO PRELIEVO DELL'UTENZA
%-----

%
%       if t(jj)==h_prelievo_2*3600+(jj0*aa)*3600/timestep
% %
% %           if ctrl_prelievo==0
% %
% %               if T_acc(jj)>=328
% %
% %                   ctrl_prelievo=1;
%
%       prelievo_2=0;
%       ctrl_prelievo_2=1;
%       end
%       %il prelievo continua gradualmente fino al
%       raggiungimento dei litri totali previsti
%       if ctrl_prelievo_2==1;
%           prelievo_2=prelievo_2+m_utenza;
%           T_acc(jj)=(T_acc(jj)*(m_accumulo-
m_utenza)+T_falda*m_utenza)/m_accumulo;
%       end
%
%
%       if prelievo_2>=m_prelievo_2
%           ctrl_prelievo_2=0;
%       end
%       end
%       elseif ctrl_prelievo==1
%           T_acc(jj)=(T_acc(jj)*(m_accumulo-
m_prelievo)+T_falda*m_prelievo)/m_accumulo;
%       end

% NOTA BENE: il prelievo viene uniformemente preso dai diversi
bidoni

end
%stoccaggio temperature nei vari pt del circuito

```

```

[ciclo_aria(jj,:),ciclo_acqua(jj,:)]=cicli(ciclo_aria(jj-
1,end),T_air(jj,end),T1_out_pipe,T_out_air(jj),T2_out_pipe,T_acc
(jj-1),Tw1_out_pipe,T_out_wat(jj),Tw2_out_pipe,T_acc(jj));

    end %chiude utenza on

end %chiude simu giorno
%-----
%   SIMULAZIONE NOTTE - II (tramonto-->mezzanotte)
%-----

for
jj=length_day_sec+length_night_sec1+jj0*aa:length_day_sec+length
_night_sec1+length_night_sec2+jj0*aa

    t(jj)=t(jj-1)+3600/timestep;
    B=0; %controllo utenza OFF oppure ON
    a(jj)=0;%controllo POMPA
    q(jj)=0;
    deltaT1_aria(jj)=0;
    deltaT1_acqua(jj)=0;
    deltaT2_aria(jj)=0;
    deltaT2_acqua(jj)=0;
    q_max(jj)=0;
    E_utile(jj)=0;
    eff_pannello(jj)=0;
    eff_pannello2(jj)=0;
    deltaP_aria(jj)=0;
    deltaP_acqua(jj)=0;
    %-----
    %   CALCOLO PROP. TH-FISICHE ARIA E ACQUA e COEFF SC
    %   TH CONVETTIVI
    %-----

[ro_aria,c_p_aria,mu_aria,k_aria,Pr_aria]=THproperties_air(mean(
T_air(jj-1,:)));

[ro_est,c_p_est,mu_est,k_est,Pr_est]=THproperties_air(T_inf(jj+(
1-jj0)*aa+timestep*hour(1)));

[UA_bidoni,UA_coperchio]=zukauskas(r_est,r_int,H,k_iso_bid,s_iso
_bid,ro_est,mu_est,k_est,Pr_est,v_wind(jj+(1-
jj0)*aa+timestep*hour(1)));

    x_cr=5*10^5*mu_est/ro_est/v_wind(jj+(1-
jj0)*aa+timestep*hour(1));
    if x_cr <=L_modulo
        h_est=0.664*k_est*(ro_est*v_wind(jj+(1-
jj0)*aa+timestep*hour(1))/mu_est)^0.5*Pr_est^(1/3)*x_cr^0.5+0.03
7*k_est*(ro_est*v_wind(jj+(1-

```

```

jj0)*aa+timestep*hour(1))/mu_est)^(4/5)*Pr_est^(1/3)*(L_modulo^(
4/5)-x_cr^(4/5));
    else
        h_est=0.664*k_est*(ro_est*v_wind(jj+(1-
jj0)*aa+timestep*hour(1))/mu_est)^0.5*Pr_est^(1/3)*L_modulo^0.5;
    end

[ro_acqua,c_p_acqua,mu_acqua,k_acqua,Pr_acqua]=THproperties_wat(
T_acc(jj-1));
%-----
% BILANCIO ENERGETICO - calcolo POTENZE e TEMPERATURE
%-----

U1_sotto_night=1/(1/h_est+s_legno/k_legno+s_iso_box/k_iso_box);

[h_cover_n,h_fondo_n]=h_conv_nat(mean(T_air(jj-
1,:)),T_vetro(jj-1),T_fondo(jj-1),H_modulo);

[T_air(jj,:),T_vetro(jj),T_fondo(jj),T_acc(jj)]=bilanci_notte(h_
cover_n,h_fondo_n,h_est,U1_sotto_night,UA_bidoni,UA_coperchio,T_
air(jj-1,:),T_vetro(jj-1),T_fondo(jj-1),T_acc(jj-1),T_inf(jj+(1-
jj0)*aa+timestep*hour(1)),T_sky(jj+(1-
jj0)*aa+timestep*hour(1)),G_day(jj+(1-
jj0)*aa+timestep*hour(1)),m_aria,c_p_aria,m_fondo,c_fondo,m_cove
r,c_cover,m_accumulo,c_p_acqua,sigma,a_fondo,t_cover,e_cover,e_f
ondo,F_fv,Nx,N_bidoni,S_pannello,t(jj),t(jj-1),N_moduli);

Tw2_mean(jj)=T_acc(jj);
Tw1_mean(jj)=T_acc(jj);
T2_mean(jj)=mean(T_air(jj,:));
T1_mean(jj)=mean(T_air(jj,:));

[ciclo_aria(jj,:),ciclo_acqua(jj,)] = cicli(mean(T_air(jj,:)),mean
n(T_air(jj,:)),mean(T_air(jj,:)),mean(T_air(jj
,:),T_acc(jj),T_acc(jj),T_acc(jj),T_acc(jj),T_acc(jj));
%-----
% EVENTUALE SECONDO PRELIEVO DELL'UTENZA - A FINE
GIORNATA
%-----
%
% if t(jj)==h_prelievo_2*3600+(jj0*aa)*3600/timestep
% prelievo_2=0;
% ctrl_prelievo_2=1;
% end
% %il prelievo continua gradualmente fino al
% raggiungimento dei litri totali previsti
% if ctrl_prelievo_2==1;
% prelievo_2=prelievo_2+m_utenza;
% T_acc(jj)=(T_acc(jj)*(m_accumulo-
m_utenza)+T_falda*m_utenza)/m_accumulo;
% end

```

```

%
%         if prelievo_2>=m_prelievo_2
%             ctrl_prelievo_2=0;
%         end

%-----
% PERFORMANCE COLLETTORE TRADIZIONALE
%-----
    Tacqua2_mean(jj)=T_acc(jj);
    Tacqua1_mean(jj)=T_acc(jj);

    [T_acc2(jj)]=T_accumulo(T_inf(jj+(1-
jj0)*aa+timestep*hour(1)),UA_bidoni,0,c_p_acqua,T_acc2(jj-
1),m_accumulo,t(jj),t(jj-1),T_acc(jj-1),N_bidoni,UA_coperchio);
%-----
-----

end %chiude simu notte II
jj0=jj;
aa=1;
end %chiude simu intera giornata

%-----
% SALVATAGGIO DI UN VALORE AL MINUTO - solo per passo di tempo
10 sec!!
%-----
R=0;
for ff=1:length(T_fondo)
    if mod(ff-1,6)==0 %modificare il 6 se il passo di tempo
cambia
        R=R+1;
        T_fondo1(R)=T_fondo(ff);
        T_vetro1(R)=T_vetro(ff);
        T_air1(R,:)=T_air(ff,:);
        T_acc1(R)=T_acc(ff);
        deltaP_aria1(R)=deltaP_aria(ff);
        deltaP_acqua1(R)=deltaP_acqua(ff);
        T_acc22(R)=T_acc2(ff);
        ciclo_acqua1(R,:)=ciclo_acqua(ff,:);
        ciclo_aria1(R,:)=ciclo_aria(ff,:);
        eff_pannello1(R)=eff_pannello(ff);
        eff_pannello22(R)=eff_pannello2(ff);

    end
end
R=0;
for ff=1:length(G_day)
    if mod(ff-1,6)==0
        R=R+1;
        G_day1(R)=G_day(ff);
        T_inf1(R)=T_inf(ff);

```

```

        v_wind1(R)=v_wind(ff);
    end
end
%-----
%   OUTPUT GRAFICI
%-----
plot(T_vetro-273.15)
hold on
plot(T_fondo-273.15,'r')
hold on
plot(T_air(:,end)-273.15,'g')
hold on
plot(T_acc-273.15,'--')
hold on
plot([T_inf,T_inf]-273.15,'y')
%-----
%   OUTPUT NUMERICI
%-----
time_ON=(check1)*3600/timestep; %sono i secondi in cui è attiva
la pompa lato acqua
E_utenza=E_utenzal(end); %energia CEDUTA all'utenza in J
Q_media_utenza=E_utenza/time_ON; %potenza media CEDUTA
all'utenza in W
T_bidoni_fine_giornata=T_acc(end);
T_max_bidoni=max(T_acc); %raggiunta nel corso della giornata
T_max_box=max(max(T_air));%raggiunta nel corso della giornata

fprintf('time_ON=%g \nE_utile=%g \nQ_utile_media=%g
\nT_accumulo_fine_giornata=%g \nT_max_bidoni=%g \nT_max_air=%g
\n',time_ON,E_utenza,Q_media_utenza,T_bidoni_fine_giornata,T_max
_bidoni,T_max_box)
%-----
% SCRITTURA VARIABILI SU FOGLIO EXCEL
%-----
warning('off','MATLAB:xlswrite:AddSheet')
xlswrite('DATI.xlsx',T_air1-273.15,'T_air')
xlswrite('DATI.xlsx',T_acc1'-273.15,'T_acc')
xlswrite('DATI.xlsx',T_acc22'-273.15,'T_acc_2')
xlswrite('DATI.xlsx',eff_pannello1,'eff_pannello')
xlswrite('DATI.xlsx',eff_pannello22,'eff_pannello2')
% xlswrite('DATI.xlsx',G_day1,'G_day')
% xlswrite('DATI.xlsx',v_wind1,'v_wind')
% xlswrite('DATI.xlsx',T_inf1,'T_inf')
% xlswrite('DATI.xlsx',a,'ctrl pompa')
% xlswrite('DATI.xlsx',eps,'eff HX')
% xlswrite('DATI.xlsx',answer,'input')
% xlswrite('DATI.xlsx',answer2,'input2')
% xlswrite('DATI.xlsx',T_fondo1'-273.15,'T_fondo')
% xlswrite('DATI.xlsx',T_vetro1'-273.15,'T_vetro')
% xlswrite('DATI.xlsx',deltaP_aria1,'dp aria')
% xlswrite('DATI.xlsx',deltaP_acqua1,'dp acqua')

```

```

% xlswrite('DATI2.xlsx',ciclo_aria1,'ciclo_aria')
% xlswrite('DATI2.xlsx',ciclo_acqual,'ciclo_acqua')

toc

end
%-----
%   DEFINIZIONE FUNZIONI
%-----

%CALCOLO PERDITE TERMICHE NEI TUBI
function
[T_out_pipe,T_mean]=PROVA_TUBI(T_air,m_in,v_wind,D_int,D_ext,L_p
ipe,T_inf_day,k_pipe,T_mean,fluido,t2,t1)

r_int=D_int/2;
r_ext=D_ext/2;
eps_tube=3*10^-6;%m

%IPOTESI INIZIALE
T_in_pipe=T_air;
T_out_pipe(1)=T_in_pipe;
T_media(1)=T_mean;
err=1;
tt=1;
Q1(1)=0;

while err>0.01
    tt=tt+1;
    %calcolo coefficienti di scambio termico
    %LATO INTERNO
    if fluido==1

[ro_in,c_p_in,mu_in,k_in,Pr_in]=THproperties_air(T_media(tt-1));
    v_flusso=m_in/ro_in/D_int^2/pi*4;
    m_fluido=L_pipe*r_int^2*pi*ro_in;
    elseif fluido==2

[ro_in,c_p_in,mu_in,k_in,Pr_in]=THproperties_wat(T_media(tt-1));
    v_flusso=m_in/ro_in/D_int^2/pi*4;
    m_fluido=L_pipe*r_int^2*pi*ro_in;
    end
    Re_pipe=ro_in*v_flusso*D_int/mu_in;

    if Re_pipe<=3000
        %f=64/Re_pipe;
        Nu_pipe_int=4.36; %uniform heat flux
    else

```

```

        f=(-
1.52*log10((eps_tube/D_int/7.21)^1.042+(2.731/Re_pipe)^0.9152))^
-2.169;
        Nu_pipe_int=(f/8)*(Re_pipe-
1000)*Pr_in/(1+12.7*(f/8)^0.5*(Pr_in^(2/3)-1));%correl
Gnielinsky
        end

        h_int_pipe=Nu_pipe_int*k_in/D_int;

        %LATO ESTERNO
        [ro_ext,~,mu_ext,k_ext,Pr_ext]=THproperties_air(T_inf_day);
        Re_ext=ro_ext*v_wind*D_ext/mu_ext;
        if Re_ext<=40
            C=0.75; m=0.4;
        elseif Re_ext<=1000
            C=0.51; m=0.5;
        elseif Re_ext<=2*10^5
            C=0.26; m=0.6;
        elseif Re_ext<=10^6
            C=0.076; m=0.7;
        elseif Re_giorno>10^6
            C=0.076; m=0.7;
            fprintf('!! Zukauskas h aria est bid gg\n')
        end

        Pr_sup=Pr_ext;
        Nu_ext=C*Re_ext^m*Pr_ext^0.37*(Pr_ext/Pr_sup)^0.25; %correl
ZUKAUSKAS
        h_est_pipe=Nu_ext*k_ext/D_ext;

        UA_pipe=1/(1/h_int_pipe/2/pi/r_int/L_pipe+log(D_ext/D_int)/2/pi/
L_pipe/k_pipe+1/h_est_pipe/2/pi/r_ext/L_pipe);%W/K

        T_media(tt)=(2*m_in*c_p_in*T_in_pipe+UA_pipe*T_inf_day)/(2*m_in*
c_p_in+UA_pipe)+(T_media(1)-
(2*m_in*c_p_in*T_in_pipe+UA_pipe*T_inf_day)/(2*m_in*c_p_in+UA_pi
pe))*exp(-(2*m_in*c_p_in+UA_pipe)*(t2-t1)/m_fluido/c_p_in);

        T_out(tt)=2*T_media(tt)-T_in_pipe;

        Q1(tt)=m_in*c_p_in*(T_out(tt)-T_in_pipe);
        err=abs((Q1(tt)-Q1(tt-1))/Q1(tt));
        end
        T_out_pipe=T_out(tt);
        T_mean=T_media(tt);
        end

        %BILANCI TERMICI ARIA/ACQUA UTENZA ATTIVA - calcolo potenze e
temperature

```

```

function
[Q_irr,Q_conv,Q_rad,Q_diss_bid,Q_in_bid,T_air,T_acc,T_fondo,T_vento]=bilanci(sigma,e_cover,S_pannello,T_sky,T_inf_day,UA_bidoni_giorno,m_acqua,c_p_acqua,T_acc,m_ventilata,c_p_aria,m_accumulo,A,H_modulo,a_fondo,t_cover,G_day,Nx,t2,t1,T_out_pipe,Tw_out_pipe,ro_aria,h_est_day,s_cover,k_cover,P_modulo,s_legno,k_legno,s_iso_box,k_iso_box,N_bidoni,UA_coperchio_giorno,N_moduli,m_fondo,c_fondo,T_fondo,e_fondo,T_air_prec,T_vetro,m_vetro,c_vetro,F_fv)

    %CALCOLO Tair nei diversi volumetti
    A_sez=P_modulo*H_modulo;
    v=m_ventilata/N_moduli/ro_aria/A_sez;

    [U_cover_day,U_sotto_day,U1_cover_day,U1_sotto_day,h_fondo,h_cover]=sc_th_box(h_est_day,s_cover,k_cover,T_out_pipe,v,H_modulo,P_modulo,s_legno,k_legno,s_iso_box,k_iso_box);

    %CALCOLO Taria !!

    kk=1;
        m_aria(kk)=A(kk)*P_modulo*ro_aria;

    T_air(kk)=(h_cover*A(kk)*T_vetro+h_fondo*A(kk)*T_fondo+2*m_ventilata*c_p_aria*T_out_pipe)/(h_cover*A(kk)+h_fondo*A(kk)+2*m_ventilata*c_p_aria)+(T_air_prec(kk))-
    (h_cover*A(kk)*T_vetro+h_fondo*A(kk)*T_fondo+2*m_ventilata*c_p_aria*T_out_pipe)/(h_cover*A(kk)+h_fondo*A(kk)+2*m_ventilata*c_p_aria))*exp(-
    ((h_cover*A(kk)+h_fondo*A(kk)+2*m_ventilata*c_p_aria)/(m_aria(kk)*c_p_aria))*(t2-t1));
        T_out(kk)=2*T_air(kk)-T_out_pipe;
    for kk=2:Nx
        m_aria(kk)=A(kk)*P_modulo*ro_aria;

    T_air(kk)=(h_cover*A(kk)*T_vetro+h_fondo*A(kk)*T_fondo+2*m_ventilata*c_p_aria*T_out(kk-1))/(h_cover*A(kk)+h_fondo*A(kk)+2*m_ventilata*c_p_aria)+(T_air_prec(kk))-
    (h_cover*A(kk)*T_vetro+h_fondo*A(kk)*T_fondo+2*m_ventilata*c_p_aria*T_out(kk-1))/(h_cover*A(kk)+h_fondo*A(kk)+2*m_ventilata*c_p_aria))*exp(-
    ((h_cover*A(kk)+h_fondo*A(kk)+2*m_ventilata*c_p_aria)/(m_aria(kk)*c_p_aria))*(t2-t1));
        T_out(kk)=2*T_air(kk)-T_out(kk-1);
    end
        CTRL1=isnan(T_air(kk));
        CTRL2=isinf(T_air(kk));
        if CTRL1==1 || CTRL2==1
            ff=0;
        end
end

```

```

%CALCOLO T_vetro e T_fondo
T_glass(1)=T_vetro;
T_bottom(1)=T_fondo;

tt=1; err1(1)=1; err2(1)=1;

while err1(tt)>0.05 || err2(tt)>0.05
    tt=tt+1;

T_glass(tt)=T_vetro+S_pannello*(h_est_day*(T_inf_day-
T_vetro)+h_cover*(mean(T_air)-T_vetro)+sigma*e_cover*(T_sky^4-
T_vetro^4)+sigma*(T_bottom(tt-1)^4-T_vetro^4)/((1-
e_cover)/e_cover+1/F_fv+(1-e_fondo)/e_fondo))*(t2-
t1)/m_vetro/c_vetro;

T_bottom(tt)=T_fondo+S_pannello*(a_fondo*t_cover*G_day+h_fondo*(
mean(T_air)-T_fondo)+U1_sotto_day*(T_inf_day-
T_fondo)+sigma*(T_glass(tt)^4-T_fondo^4)/((1-
e_cover)/e_cover+1/F_fv+(1-e_fondo)/e_fondo))*(t2-
t1)/m_fondo/c_fondo;
    Q_fv(tt)=sigma*(T_bottom(tt)^4-
T_glass(tt)^4)/((1-e_cover)/e_cover+1/F_fv+(1-e_fondo)/e_fondo);
    err1(tt)=abs(T_glass(tt)-T_glass(tt-1));
    err2(tt)=abs(T_bottom(tt)-T_bottom(tt-1));
end
    T_vetro=T_glass(tt);
    T_fondo=T_bottom(tt);

%CALCOLO T_acc
T_acc=T_acc+(m_acqua*c_p_acqua*(Tw_out_pipe-T_acc)-
(UA_bidoni_giorno+UA_coperchio_giorno)*N_bidoni*(T_acc-
T_inf_day))*(t2-t1)/m_accumulo/c_p_acqua;

%POTENZE LATO ARIA
Q_irr=-sigma*e_cover*S_pannello*(T_vetro^4-T_sky^4);
Q_conv=U_sotto_day*S_pannello*(T_inf_day-
mean(T_air))+U_cover_day*S_pannello*(T_inf_day-mean(T_air));
Q_rad=a_fondo*t_cover*S_pannello*G_day;

%POTENZE LATO ACQUA
Q_diss_bid=UA_bidoni_giorno*(T_inf_day-T_acc);
Q_in_bid=m_acqua*c_p_acqua*(Tw_out_pipe-T_acc);

end

%BILANCIO TERMICO TEMPERATURA DI ACCUMULO
function
[T_acc]=T_accumulo(T_inf_day,UA_bidoni_giorno,m_acqua,c_p_acqua,
T_acc,m_accumulo,t2,t1,Tw_out_pipe,N_bidoni,UA_coperchio_giorno)

```

```

    %CALCOLO T_acc
    T_acc=T_acc+(m_acqua*c_p_acqua*(Tw_out_pipe-T_acc)-
    (UA_bidoni_giorno+UA_coperchio_giorno)*N_bidoni*(T_acc-
    T_inf_day))*(t2-t1)/m_accumulo/c_p_acqua;

end

%BILANCI TERMICI UTENZA OFF/NOTTE
function
[T_air,T_vetro,T_fondo,T_acc]=bilanci_notte(h_cover_n,h_fondo_n,
h_est,U1_sotto,UA_bidoni,UA_coperchio,T_air,T_vetro,T_fondo,T_acc,
T_inf,T_sky,G_day,m_aria,c_p_aria,m_fondo,c_fondo,m_cover,c_cover,
m_accumulo,c_p_acqua,sigma,a_fondo,t_cover,e_cover,e_fondo,F_fv,
Nx,N_bidoni,S_pannello,t2,t1,N_moduli)

T_air(1)=(h_cover_n*S_pannello*T_vetro+h_fondo_n*S_pannello*T_fondo)/
(h_cover_n*S_pannello+h_fondo_n*S_pannello)+(T_air(1)-
(h_cover_n*S_pannello*T_vetro+h_fondo_n*S_pannello*T_fondo)/
(h_cover_n*S_pannello+h_fondo_n*S_pannello))*exp(-
((h_cover_n*S_pannello+h_fondo_n*S_pannello)/(m_aria/N_moduli*c_p_aria))
*(t2-t1));

for ss=1:Nx
    T_air(ss)=T_air(1);
end

%CALCOLO Tvetro e Tfondo
T_glass(1)=T_vetro;
T_bottom(1)=T_fondo;
%Tvetro
tt=1; err1(1)=1; err2(1)=1;
while err1(tt)>0.05 || err2(tt)>0.05
    tt=tt+1;
    T_glass(tt)=T_vetro+S_pannello*(h_est*(T_inf-
T_vetro)+h_cover_n*(mean(T_air)-T_vetro)+sigma*e_cover*(T_sky^4-
T_vetro^4)+sigma*(T_bottom(tt-1)^4-T_vetro^4)/((1-
e_cover)/e_cover+1/F_fv+(1-e_fondo)/e_fondo))*(t2-
t1)/m_cover/c_cover;

T_bottom(tt)=T_fondo+S_pannello*(a_fondo*t_cover*G_day+h_fondo_n
*(mean(T_air)-T_fondo)+U1_sotto*(T_inf-
T_fondo)+sigma*(T_glass(tt)^4-T_fondo^4)/((1-
e_cover)/e_cover+1/F_fv+(1-e_fondo)/e_fondo))*(t2-
t1)/m_fondo/c_fondo;
    err1(tt)=abs(T_glass(tt)-T_glass(tt-1));
    err2(tt)=abs(T_bottom(tt)-T_bottom(tt-1));
end
    T_vetro=T_glass(tt);
    T_fondo=T_bottom(tt);

```

```

        %CALCOLO T_acc
        T_acc=T_acc-(UA_bidoni+UA_coperchio)*N_bidoni*(T_acc-
T_inf)*(t2-t1)/m_accumulo/c_p_acqua;
    end

%CALCOLO PROPRIETA' TERMOFISICHE DELL'ACQUA
function
[ro_acqua,c_p_acqua,mu_acqua,k_acqua,Pr_acqua]=THproperties_wat(
T_wat)

T_wat=T_wat-273.15;
ro_acqua=1.562*10^-5*T_wat^3-
0.0059157*T_wat^2+0.020217*T_wat+999.95;
mu_acqua=2.7343*10^-11*T_wat^4-7.8408*10^-9*T_wat^3+8.8563*10^-
7*T_wat^2-5.2168*10^-5*T_wat+0.001749;
k_acqua=1.8124*10^-8*T_wat^3-1.0502*10^-
5*T_wat^2+0.0019927*T_wat+0.56829;
c_p_acqua=-9.8096*10^-5*T_wat^3+0.028883*T_wat^2-
1.7903*T_wat+4209.2;
Pr_acqua=mu_acqua*c_p_acqua/k_acqua;

end

%CALCOLO PROPRIETA' TERMOFISICHE DELL'ARIA
function
[ro_aria,c_p_aria,mu_aria,k_aria,Pr_aria]=THproperties_air(T_air
)

ro_aria=-3.2533*10^-8*T_air^3+4.266*10^-5*T_air^2-
0.020728*T_air+4.4187;
mu_aria=-3.1*10^-11*T_air^2+6.717*10^-8*T_air+1.1035*10^-6;
k_aria=-2*10^-8*T_air^2+8.94*10^-5*T_air+0.00122;
c_p_aria=2.6667*10^-6*T_air^3-0.0022*T_air^2+0.62333*T_air+946;
Pr_aria=mu_aria*c_p_aria/k_aria;

end

%DISCRETIZZAZIONE SPAZIALE BOX
function
[A]=discretizz_calcolo_aree(H_modulo,L_modulo,P_modulo,Nx)

for kk=1:Nx
    A(kk)=H_modulo*L_modulo/Nx;
end

end

%MODELLAZIONE RADIATORE

```

```

function
[eps,q_max,q1,deltaTl_acqua,deltaTl_aria,UA,NTU,deltaP_aria,delt
aP_acqua]=radiatore(T_wat,T_air,nn,N_moduli,D_int,m_ventilata,m_
acqua,N_ventole)

%parametri alette
F_pitch=0.00163;%m
F_length=0.01;%m dato PIU O MENO da paper Wang e Chang
F_depth=0.032;%m
% F_height=0.008;%m
F_thickness=0.0002;%m
T_depth=0.032;%m
T_pitch=0.010;%m
T_height=0.002;%m
T_thickness=0.0004;%m
L_length=0.0065;%m
% L_height=0.0005;%m
L_pitch=0.001;%m
teta=20;%°

K_C=0.6;
K_E=-0.18;

%parametri tubi
D_H=4*((T_depth-2*T_thickness)*(T_height-
2*T_thickness))/2/(T_depth-2*T_thickness+T_height-
2*T_thickness);%m
N_tubes=71;
N_rows=1;

H_front=0.718;%m
L_front=0.425;%m
depth=N_rows*T_depth;
eps_tube=3*10^-6;%m
k_alu=237;%W/mK

%parametri ventola
D_esterno=0.410;%m
D_interno=0.157;%m

%aree
A_int_tot=1.91;%m2
A_front_ext=H_front*L_front;%m2
A_front_free_flow_ext=0.211;%m2
ratio=A_front_free_flow_ext/A_front_ext;
A_fin_ext=9.99;%m2
A_tot_ext=11.69;%m2
A_sez=(T_depth-2*T_thickness)*(T_height-2*T_thickness);%m2
A_ventole=(D_esterno^2-D_interno^2)*N_ventole*pi/4;

```

```

%calcolo prop thfisiche a T_wat,T_air
[ro_aria,c_p_aria,mu_aria,k_aria,Pr_aria]=THproperties_air(T_air
);
[ro_acqua,c_p_acqua,mu_acqua,k_acqua,Pr_acqua]=THproperties_wat(
T_wat);

C_air=m_ventilata*c_p_aria;%W/K
C_wat=m_acqua*c_p_acqua;%W/K
C_min=min(C_air,C_wat);
C_max=max(C_air,C_wat);
C_r=C_min/C_max;

Re_aria=ro_aria*(m_ventilata/ro_aria/A_ventole)*L_pitch/mu_aria;
%-----
%calcolo coeff di sc th conv per l'aria che attraversa lo
scambiatore
%-----
Nu_aria=Re_aria^0.51*Pr_aria^(1/3)*(teta/90)^0.27*(F_pitch/L_pit
ch)^-0.14*(F_length/L_pitch)^-0.29*(T_depth/L_pitch)^-
0.23*(L_length/L_pitch)^0.68*(T_pitch/L_pitch)^-
0.28*(F_thickness/L_pitch)^-0.05;%correlazione CHANG&WANG
h_air_hx=Nu_aria*k_aria/L_pitch;

m_fin=(h_air_hx*2*(F_thickness+F_depth)/k_alu/(F_thickness*F_dep
th))^0.5;%fin parameter
eta_fin=tanh(m_fin*F_length/2)/m_fin/(F_length/2);
eta_0=1-A_fin_ext/A_tot_ext*(1-eta_fin);
%-----
%calcolo coeff di sc th conv per l'acqua FREDDA che attraversa
lo scambiatore
%-----
%       if nn==1
%           N_tubi=N_cold_tubes;
%       elseif nn==2
%           N_tubi=N_hot_tubes;
%       end
%       PER IL CASO DI RADIATORE A DOPPIO PASSAGGIO

N_tubi=N_tubes; %       PER RADIATORE A SINGOLO PASSAGGIO

Re_acqua=ro_acqua*(m_acqua/N_tubi/ro_acqua/A_sez)*D_H/mu_acqua;

    if Re_acqua<=3000%

        f=96/Re_acqua;
        Nu_wat=8.23;%uniform heat flux

    else

```

```

        f=(-
1.52*log10((eps_tube/D_int/7.21)^1.042+(2.731/Re_acqua)^0.9152))
^-2.169;%
        Nu_wat=(f/8)*(Re_acqua-
1000)*Pr_acqua/(1+12.7*(f/8)^0.5*(Pr_acqua^(2/3)-1));%correl
Gnielinsky
        end

h_wat=Nu_wat*k_acqua/D_H;
UA=1/(1/(A_int_tot/N_tubes*N_tubi*h_wat)+1/(A_int_tot/N_tubes*N_
tubi*k_alu/T_thickness)+1/(eta_0*A_tot_ext/2*h_air_hx));
NTU=UA/C_min;
    if C_min==C_air
        eps=1/C_r*(1-exp(-C_r*(1-exp(-NTU))));
    elseif C_min==C_wat
        eps=1-exp(-(1-exp(-NTU*C_r))/C_r);
    end

q_max=C_min*(T_air-T_wat); %calore max disponibile
q1=eps*q_max; %calore effettivam scambiato

%CALCOLO deltaT
deltaT1_acqua=q1/C_wat;
deltaT1_aria=-q1/C_air;

%-----
% CALCOLO PERDITE DI PRESSIONE
%-----
[ro_aria_out,~,~,~,~]=THproperties_air(T_air+deltaT1_aria);

[ro_acqua_out,~,~,~,~]=THproperties_wat(T_wat+deltaT1_acqua);
%lato ACQUA

deltaP_acqua=((ro_acqua+ro_acqua_out)*0.5*(m_acqua/N_tubi/ro_acq
ua/A_sez))^2/2/ro_acqua*(2*(ro_acqua/ro_acqua_out-
1)+f*L_front/D_H*ro_acqua/(ro_acqua+ro_acqua_out))/0.5;%Pa
%lato ARIA
    if Re_aria<150
        f1=14.39*Re_aria^(-
0.805*(F_pitch/F_length)*(log(1+(F_pitch/L_pitch)))^3.04;
        f2=(log((F_thickness/F_pitch)^0.48+0.9))^(-
1.435*(D_H/L_pitch)^-3.01*log(0.5*Re_aria)^-3.01;
        f3=(F_pitch/L_length)^-0.308*(F_depth/L_length)^-
0.308*exp(-0.1167*T_pitch/T_height)*teta^0.35;
    elseif Re_aria<5000
        f1=4.97*Re_aria^(0.6049-
1.064/teta^0.2)*log((F_thickness/F_pitch)^0.5+0.9)^-0.527;
        f2=((D_H/L_pitch)*log(0.3*Re_aria))^(-
2.966*(F_pitch/L_length)^(-0.7931*T_pitch/(T_pitch-T_height)));

```

```

        f3=(T_pitch/T_height)^-
0.0446*log(1.2+(L_pitch/F_pitch)^1.4)^-3.553*teta^-0.477;
    else
        fprintf('friction factor aria/n')
    end
    f_aria=f1*f2*f3;

deltaP_aria=((ro_aria+ro_aria_out)*0.5*(m_ventilata/ro_aria/A_ve
ntole)^2/2/ro_aria*(K_C+1-ratio^2+2*(ro_aria/ro_aria_out-
1)+f_aria*A_tot_ext/A_front_free_flow_ext*ro_aria/0.5/(ro_aria+r
o_aria_out)-(1-ratio^2-K_E)*ro_aria/ro_aria_out);%Pa

end

%MODELLAZIONE COLLETTORE TRADIZIONALE
function
[T_w_out]=collettore(c_p_acqua,m_w,T_w_in,T_inf,G_day,H_modulo,L
_modulo)

N_collettori=2;
m_w_coll=100;
A_c_coll=2.15*N_collettori;
A_coll=2.15;
a_1=3.72;
eta_0=0.809;
IAM=0.85;
Fr_U1=a_1/(1+a_1*A_coll/2/m_w_coll/c_p_acqua);
Fr096_tau_alfa_bn=eta_0*(1-Fr_U1*A_coll/2/m_w_coll/c_p_acqua);
eta=Fr096_tau_alfa_bn*IAM-Fr_U1*(T_w_in-T_inf)/G_day;
Q_u_coll=eta*G_day*A_c_coll;
T_w_out=T_w_in+Q_u_coll/m_w/c_p_acqua;

end

%CALCOLO COEFFICIENTE DI SC TH LATO INTERNO BOX
function
[U_cover_day,U_sotto_day,U1_cover_day,U1_sotto_day,h_int_day_dow
n,h_int_day_up]=sc_th_box(h_est_day,s_cover,k_cover,T_air,v,H_mo
dulo,P_modulo,s_legno,k_legno,s_iso_box,k_iso_box)

eps_box=5*10^-6;%m
eps_cov=0.1*10^-6;%m
[ro_int,~,mu_int,k_int,Pr_int]=THproperties_air(T_air);

D_H=H_modulo*P_modulo/2/(H_modulo+P_modulo);
Re_int=ro_int*v*D_H/mu_int;

if Re_int<2300

    if H_modulo/P_modulo<1.21

```

```

        Nu_int=2.98;
    elseif H_modulo/P_modulo<1.71
    Nu_int=3.08; %uniform T_sup
    elseif H_modulo/P_modulo<2.5
        Nu_int=3.39;
    elseif H_modulo/P_modulo<3.5
        Nu_int=3.96;
    elseif H_modulo/P_modulo<6
        Nu_int=4.44;
    elseif H_modulo/P_modulo<10
        Nu_int=5.6;
    else
        Nu_int=7.54;
    end
    Nu_int_up=Nu_int;
    Nu_int_down=Nu_int;
else
    f_down=(-
1.52*log10((eps_box/D_H/7.21)^1.042+(2.731/Re_int)^0.9152))^~
2.169;
    Nu_int_down=(f_down/8)*(Re_int-
1000)*Pr_int/(1+12.7*(f_down/8)^0.5*(Pr_int^(2/3)-1));%correl
Gnielinsky
    f_up=(-
1.52*log10((eps_cov/D_H/7.21)^1.042+(2.731/Re_int)^0.9152))^~
2.169;
    Nu_int_up=(f_up/8)*(Re_int-
1000)*Pr_int/(1+12.7*(f_up/8)^0.5*(Pr_int^(2/3)-1));%correl
Gnielinsky
end

    h_int_day_up=Nu_int_up*k_int/D_H;
    h_int_day_down=Nu_int_down*k_int/D_H;

    U_cover_day=1/(1/h_est_day+s_cover/k_cover+1/h_int_day_up);

U_sotto_day=1/(1/h_est_day+s_legno/k_legno+s_iso_box/k_iso_box+1
/h_int_day_down);
    U1_cover_day=1/(1/h_int_day_up+s_cover/k_cover);

U1_sotto_day=1/(1/h_est_day+s_legno/k_legno+s_iso_box/k_iso_box)
;
end

%CALCOLO TRASMITTANZE BIDONI ACCUMULO
function
[UA_bidoni,UA_coperchio]=zukauskas(r_est,r_int,H,k_iso_bid,s_iso
_bid,ro_aria,mu_aria,k_aria,Pr_aria,v_wind)
Re_giorno=ro_aria*v_wind*2*r_est/mu_aria;

if Re_giorno<=40

```

```

        C=0.75;      m=0.4;
elseif Re_giorno<=1000
        C=0.51;      m=0.5;
elseif Re_giorno<=2*10^5
        C=0.26;      m=0.6;
elseif Re_giorno<=10^6
        C=0.076;     m=0.7;
elseif Re_giorno>10^6
        C=0.076;     m=0.7;
fprintf('!!! Zukauskas h aria est bid gg\n')
end
Pr_sup=Pr_aria;
Nu_aria=C*Re_giorno^m*Pr_aria^0.37*(Pr_aria/Pr_sup)^0.25;
%correl ZUKAUSKAS
h_est_bid=Nu_aria*k_aria/2/r_est;

x_cr=5*10^5*mu_aria/ro_aria/v_wind;
if x_cr <=2*r_est
h_est_sopra_bid=0.664*k_aria*(ro_aria*v_wind/mu_aria)^0.5*Pr_aria^(1/3)*x_cr^0.5+0.037*k_aria*(ro_aria*v_wind/mu_aria)^(4/5)*Pr_aria^(1/3)*((2*r_est)^(4/5)-x_cr^(4/5));
else
h_est_sopra_bid=0.664*k_aria*(ro_aria*v_wind/mu_aria)^0.5*Pr_aria^(1/3)*(2*r_est)^0.5;
end

UA_bidoni=1/(log(r_est/r_int)/2/pi/H/k_iso_bid+1/h_est_bid/2/pi/r_est/H);%W/K
UA_coperchio=2*r_int^2*pi*(1/(1/h_est_sopra_bid+s_iso_bid/k_iso_bid));
end

%CALCOLO COEFFICIENTI DI SC TH BOX VENTOLA OFF
function [h_cover,h_fondo]=h_conv_nat(T_air,T_vetro,T_fondo,L)

g=9.81;%m/s^2

T_film_v=(T_vetro+T_air)/2;
T_film_f=(T_fondo+T_air)/2;

a_th_diff_v=-8.0186*10^-14*T_film_v^3+2.1526*10^-10*T_film_v^2+3.6027*10^-8*T_film_v-5.2483*10^-6;
beta_v=1/T_film_v;%1/K

a_th_diff_f=-8.0186*10^-14*T_film_f^3+2.1526*10^-10*T_film_f^2+3.6027*10^-8*T_film_f-5.2483*10^-6;
beta_f=1/T_film_f;%1/K

[ro_aria_v,~,mu_aria_v,k_aria_v,~]=THproperties_air(T_film_v);

```

```

[ro_aria_f,~,mu_aria_f,k_aria_f,~]=THproperties_air(T_film_f);

Ra_v=g*beta_v/(mu_aria_v/ro_aria_v)/a_th_diff_v*abs(T_vetro-
T_air)*L^3;
Ra_f=g*beta_f/(mu_aria_f/ro_aria_f)/a_th_diff_f*abs(T_fondo-
T_air)*L^3;

if T_vetro<T_air
    if Ra_v<10^7
        Nu_v=0.54*Ra_v^0.25;
    else
        Nu_v=0.15*Ra_v^(1/3);
    end
else
    Nu_v=0.27*Ra_v^0.25;
end

if T_fondo>T_air
    if Ra_f<10^7
        Nu_f=0.54*Ra_f^0.25;
    else
        Nu_f=0.15*Ra_f^(1/3);
    end
else
    Nu_f=0.27*Ra_f^0.25;
end

h_fondo=Nu_f*k_aria_f/L;
h_cover=Nu_v*k_aria_v/L;
end

%STOCK TEMPERATURE ARIA/ACQUA NEI VARI PT DEL CIRCUITO
function
[ciclo_aria,ciclo_acqua]=cicli(T_air_in_box1,T_air_out_box,T_air
_in_HX,T_air_out_HX,T_air_in_box2,T_accl,T_wat_in_HX,T_wat_out_H
X,T_wat_in_acc,T_acc2)

    %ciclo aria
    ciclo_aria(1)=T_air_in_box1;
    ciclo_aria(2)=T_air_out_box;
    ciclo_aria(3)=T_air_in_HX;
    ciclo_aria(4)=T_air_out_HX;
    ciclo_aria(5)=T_air_in_box2;

    %ciclo acqua
    ciclo_acqua(1)=T_accl;
    ciclo_acqua(2)=T_wat_in_HX;
    ciclo_acqua(3)=T_wat_out_HX;
    ciclo_acqua(4)=T_wat_in_acc;
    ciclo_acqua(5)=T_acc2;

end

```

## II. File in input

### T\_ambiente.txt

28	32	35	33	33	28	25	23	25	25	26	22
27	30	33	31	32	27	24	22	24	24	24	21
25	30	31	29	31	26	23	22	23	24	24	20
27	31	33	33	30	29	26	25	30	31	32	22
33	39	39	40	34	34	28	29	36	37	38	28
37	43	42	42	36	37	30	31	37	39	38	31
36	40	39	40	35	36	27	28	31	33	33	28
31	34	37	35	32	32	24	24	25	28	29	25
28	32	35	33	33	28	25	23	25	25	26	22

### UR.txt

16	16	25	8	42	62	85	95	74	64	35	19
16	15	29	8	45	69	89	97	80	66	38	20
18	14	39	8	50	75	94	98	84	68	35	21
20	14	37	7	49	59	80	91	71	58	29	21
20	10	27	7	40	40	72	76	48	39	21	18
18	9	20	6	33	33	57	65	41	34	22	18
20	10	22	6	35	34	74	85	65	51	34	20
25	13	28	6	41	44	86	93	84	67	49	22
16	16	25	8	42	62	85	95	74	64	35	19

### v\_vento.txt

3.58	2.24	1.34	2.24	3.13	2.24	2.24	1.79	1.79	0.89	0.89	4.03
3.58	2.68	3.13	2.68	2.68	2.68	2.68	1.79	1.79	0.89	0.89	3.58
3.13	2.68	2.68	2.24	3.58	2.24	2.24	1.34	1.34	1.34	0.89	4.03
4.47	3.58	4.03	2.24	4.92	3.58	2.68	1.34	1.34	1.34	1.34	5.37
4.03	3.13	4.03	2.24	4.03	2.68	3.13	1.79	1.79	1.79	1.79	4.92
3.13	1.79	2.24	1.79	3.13	2.68	4.03	1.79	2.24	1.34	2.24	4.47
3.13	1.34	2.68	1.79	4.03	2.24	2.68	1.34	1.79	1.79	2.68	4.03
3.13	1.34	2.68	1.79	2.68	2.68	0.89	1.79	1.79	2.68	4.03	3.58
3.58	2.24	1.34	2.24	3.13	2.24	2.24	1.79	1.79	0.89	0.89	4.03



707	714	668	586	529	486	458	481	554	598	677	689
757	765	714	624	564	518	487	511	591	638	725	740
803	812	757	659	596	547	513	539	625	676	769	786
846	854	796	692	625	574	538	564	655	710	809	829
884	893	830	720	652	598	559	586	683	740	845	868
917	926	861	746	675	619	578	606	707	767	877	902
946	956	887	767	694	637	594	623	728	790	904	931
971	980	909	786	711	652	608	637	745	809	927	956
990	1000	927	800	724	664	619	648	759	825	946	976
1000	1010	941	811	734	673	627	656	769	836	959	991
1010	1020	949	819	741	679	632	662	776	844	969	1000
1020	1030	954	822	744	682	635	665	780	848	973	1010
1020	1030	954	822	744	682	635	665	780	848	973	1010
1010	1020	949	819	741	679	632	662	776	844	969	1000
1000	1010	941	811	734	673	627	656	769	836	959	991
990	1000	927	800	724	664	619	648	759	825	946	976
971	980	909	786	711	652	608	637	745	809	927	956
946	956	887	767	694	637	594	623	728	790	904	931
917	926	861	746	675	619	578	606	707	767	877	902
884	893	830	720	652	598	559	586	683	740	845	868
846	854	796	692	625	574	538	564	655	710	809	829
803	812	757	659	596	547	513	539	625	676	769	786
757	765	714	624	564	518	487	511	591	638	725	740
707	714	668	586	529	486	458	481	554	598	677	689
653	660	619	544	492	452	427	448	514	554	626	635
596	603	566	500	452	415	394	413	472	507	572	577
536	542	511	454	410	377	359	377	428	458	515	517
474	480	453	405	366	337	322	338	381	407	456	455
410	415	394	355	321	296	284	298	333	354	394	391
344	349	334	303	276	255	245	257	284	300	332	326
278	284	273	252	230	213	206	215	235	246	269	261
213	219	214	201	184	172	167	174	186	192	207	197
151	156	156	151	140	132	129	133	139	140	147	136
92	98	103	105	99	95	94	95	95	91	92	75
40	46	52	64	63	62	62	61	56	46	41	34
0	12	22	29	32	32	33	31	23	16	0	0
0	0	0	0	14	17	16	9	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0



# Indice delle figure

## 1. ARETHA: AiR Exchange THERmal Assembly

Figura 1.1	Principio di funzionamento di ARETHA.....	14
Figura 1.2	ARETHA Nosedo e i suoi ideatori .....	15
Figura 1.3	Schema di funzionamento di ARETHA Nosedo .....	16
Figura 1.4	Posizionamento sensori nei bidoni di ARETHA Nosedo .....	18
Figura 1.5	Posizionamento sensori nel box captante di ARETHA Nosedo ..	19
Figura 1.6	Posizionamento sensori nel box captante di ARETHA Nosedo ..	19
Figura 1.7	Distribuzione della velocità dell'aria nel box del pannello .....	21

## 2. Contesto applicativo

Figura 2.1	Sviluppo economico e penetrazione elettrica.....	24
Figura 2.2	Wau, Sud Sudan.....	25
Figura 2.3	L'ospedale San Daniele Comboni di Wau.....	26
Figura 2.4	Andamento nell'arco dell'anno delle temperature massima, minima e media dell'aria in Sud Sudan .....	26
Figura 2.5	Andamento annuale delle precipitazioni in Sud Sudan .....	27
Figura 2.6	Media delle giornate piovose per mese in Sud Sudan .....	27
Figura 2.7	Andamento annuale dell'umidità relativa in Sud Sudan.....	28

## 3. Modello MATLAB per ARETHA Wau

Figura 3.1	Schema d'impianto di ARETHA Wau.....	31
Figura 3.2	Irradiazione globale incidente su superficie inclinata di un angolo pari a $12^\circ$ .....	33
Figura 3.3	Schema degli scambi termici nel box captante .....	35
Figura 3.4	Schema della discretizzazione del box captante .....	37
Figura 3.5	Schema di un radiatore louvered fin and flat tube .....	44
Figura 3.6	Dimensioni caratteristiche radiatore louvered fin and flat tube...	46

## 4. Validazione del modello

Figura 4.1	Moto dell'aria nel pannello considerato per la modellazione.....	52
Figura 4.2	Struttura della lastra di policarbonato alveolare.....	52
Figura 4.3	Andamento della temperatura nella lastra di policarbonato .....	54
Figura 4.4	Andamento della temperatura dell'acqua nei bidoni di accumulo - 31/12/13 .....	59
Figura 4.5	Andamento della temperatura dell'aria in ingresso al radiatore - 31/12/13 .....	59
Figura 4.6	Andamento della temperatura del fondo - 31/12/13 .....	60
Figura 4.7	Andamento dell'irradianza giornaliera - 31/12/13.....	60

Figura 4.8	Andamento della temperatura dell'acqua nei bidoni di accumulo - 25/01/14.....	61
Figura 4.9	Andamento della temperatura dell'aria in ingresso al radiatore - 25/01/14.....	61
Figura 4.10	Andamento della temperatura del fondo - 25/01/14.....	62
Figura 4.11	Andamento dell'irradianza giornaliera - 25/01/14 .....	62
Figura 4.12	Andamento della temperatura dell'acqua nei bidoni di accumulo - 12/02/14.....	63
Figura 4.13	Andamento della temperatura dell'aria in ingresso al radiatore - 12/02/14.....	63
Figura 4.14	Andamento della temperatura del fondo - 12/02/14.....	64
Figura 4.15	Andamento dell'irradianza giornaliera - 12/02/14 .....	64
Figura 4.16	Andamento della temperatura dell'acqua nei bidoni di accumulo - 23/02/14.....	65
Figura 4.17	Andamento della temperatura dell'aria in ingresso al radiatore - 23/02/14.....	65
Figura 4.18	Andamento della temperatura del fondo - 23/02/14.....	66
Figura 4.19	Andamento dell'irradianza giornaliera - 23/02/14 .....	66
Figura 4.20	Variazione della temperatura dell'acqua nell'accumulo con la velocità del vento - 31/12/2013 .....	67
Figura 4.21	Variazione della temperatura dell'acqua nell'accumulo con la velocità del vento - 25/01/2014.....	68
Figura 4.22	Variazione della temperatura dell'acqua nell'accumulo con la velocità del vento - 12/02/2014 .....	68
Figura 4.23	Variazione della temperatura dell'acqua nell'accumulo con la velocità del vento - 23/02/2014 .....	69

## 5. Valutazione delle prestazioni di ARETHA Wau

Figura 5.1	Esempio di configurazione modulare del box captante.....	73
Figura 5.2	Viste laterali e in sezione del pallet modificato .....	74
Figura 5.3	Temperatura dell'acqua nel serbatoio al variare dell'assetto del box captante.....	78
Figura 5.4	Temperatura del fondo del box captante al variare dell'assetto dello stesso .....	78
Figura 5.5	Temperatura dell'aria in ingresso del box captante al variare dell'assetto dello stesso .....	79
Figura 5.6	Temperatura dell'aria in uscita del box captante al variare dell'assetto dello stesso .....	79
Figura 5.7	$\Delta T$ dell'aria al passaggio nel box captante.....	80
Figura 5.8	Rendimento del sistema al variare dell'assetto del box captante	80
Figura 5.9	Temperatura dell'accumulo al variare dell'assetto del box captante – primo giorno di simulazione.....	81

Figura 5.10 Rendimento del pannello al variare dell'assetto del box captante – primo giorno di simulazione .....	81
Figura 5.11 Temperatura dell'acqua nell'accumulo al variare della capacità dello stesso .....	84
Figura 5.12 Rendimento del sistema al variare della capacità dell'accumulo	84
Figura 5.13 Temperatura dell'acqua nell'accumulo al variare dell'orario del prelievo .....	86
Figura 5.14 Rendimento del sistema al variare dell'orario del prelievo .....	86
Figura 5.15 Temperatura dell'acqua nell'accumulo al variare del volume e della ripartizione del prelievo .....	87
Figura 5.16 Rendimento del sistema al variare del volume e della ripartizione del prelievo .....	88
Figura 5.17 Temperatura nel serbatoio con e senza periodo di precarica.....	89
Figura 5.18 Temperatura dell'acqua nell'accumulo al variare della lunghezza dei tubi lato acqua .....	90
Figura 5.19 Rendimento del sistema al variare della lunghezza dei tubi lato acqua.....	91
Figura 5.20 Temperatura dell'acqua nell'accumulo al variare dell'area captante .....	92
Figura 5.21 Rendimento del sistema al variare dell'area captante.....	92
Figura 5.22 $\Delta T$ dell'aria al passaggio nel box al variare dell'area captante ...	93
Figura 5.23 Temperatura dell'acqua nell'accumulo al variare della portata d'aria.....	94
Figura 5.24 Temperatura dell'aria in ingresso del box captante al variare della portata d'aria .....	95
Figura 5.25 Temperatura dell'aria in uscita del box captante al variare della portata d'aria .....	95
Figura 5.26 Temperatura dell'aria all'ingresso del radiatore al variare della portata d'aria .....	96
Figura 5.27 Temperatura dell'aria all'uscita del radiatore al variare della portata d'aria .....	96
Figura 5.28 Efficienza del radiatore al variare della portata d'aria.....	97
Figura 5.29 Rendimento del sistema al variare della portata d'aria.....	97
Figura 5.30 Temperatura dell'acqua nell'accumulo al variare della portata d'acqua.....	98
Figura 5.31 Efficienza del radiatore al variare della portata d'acqua .....	99
Figura 5.32 Rendimento del sistema al variare della portata d'acqua .....	99

## 6. Ottimizzazione e dimensionamento del sistema

Figura 6.1 Temperatura dell'accumulo al variare della velocità del vento.....	102
---	-----

Figura 6.2	Temperatura dell'accumulo per ARETHA Wau lavatrici.....	103
Figura 6.3	Rendimento di ARETHA Wau lavatrici .....	104
Figura 6.4	Temperatura di accumulo al variare di portata d'aria, capacità del serbatoio e area captante.....	105
Figura 6.5	Rendimento del sistema al variare di portata d'aria, capacità del serbatoio e area captante.....	106
Figura 6.6	Temperature di accumulo al variare dello spessore dell'isolamento del serbatoio.....	108
Figura 6.7	Temperatura di accumulo al variare dello spessore dell'isolamento del box captante .....	109
Figura 6.8	Temperatura di accumulo al variare dello spessore dell'isolamento del box captante.....	110
Figura 6.9	Temperatura nei serbatoi a confronto: casi A, F .....	111
Figura 6.10	Variazione della temperatura di accumulo nell'arco dell'anno.	113
Figura 6.11	Temperatura dell'acqua nel serbatoio per il caso F a luglio .....	113
Figura 6.12	Fattori di espansione e contrazione per tubi rettangolari.....	117
Figura 6.13	Schema funzionale dell'impianto .....	119
Figura 6.14	Incident Angle Modifier in funzione dell'angolo di incidenza .	121
Figura 6.15	Confronto tra la temperatura di accumulo raggiunta con ARETHA Wau e con un collettore piano tradizionale con identica superficie captante .....	121
Figura 6.16	Temperature di accumulo nel serbatoio a luglio, per ARETHA Wau e per un collettore piano tradizionale.....	124

# Indice delle tabelle

<b>1. ARETHA: AiR Exchange THERmal Assembly</b>	
Tabella 1.1 Parametri del sistema .....	17
Tabella 1.2 Caratteristiche termofisiche dei materiali .....	17
Tabella 1.3 Caratteristiche termofisiche del policarbonato alveolare.....	17
Tabella 1.4 Elenco dei sensori di temperatura .....	18
<b>2. Contesto applicativo</b>	
Tabella 2.1 Penetrazione elettrica in Africa .....	23
<b>3. Modello MATLAB per ARETHA Wau</b>	
Tabella 3.1 Valori di $Nu_{Dh}$ e $f$ per caso laminare.....	39
<b>4. Validazione del modello</b>	
Tabella 4.1 Dimensioni caratteristiche del radiatore .....	55
Tabella 4.2 Parametri della simulazione .....	57
Tabella 4.3 Risultati delle simulazioni.....	58
Tabella 4.4 Risultati ed errori delle simulazioni .....	69
<b>5. Valutazione delle prestazioni di ARETHA Wau</b>	
Tabella 5.1 Parametri della simulazione .....	76
Tabella 5.2 Parametri di simulazione per ottimizzazione dell'assetto del sistema.....	77
Tabella 5.3 Parametri di simulazione per diverse tipologie di richiesta dell'utenza.....	87
Tabella 5.4 Parametri della simulazioni per diversa superficie captante.....	92
<b>6. Ottimizzazione e dimensionamento del sistema</b>	
Tabella 6.1 Caratteristiche di ARETHA Wau lavatrici .....	104
Tabella 6.2 Caratteristiche di ARETHA Wau lavatrici + docce I .....	104
Tabella 6.3 Parametri di simulazione.....	105
Tabella 6.4 Risultati della simulazione: temperature dell'acqua nell'accumulo a inizio e fine prelievo.....	106
Tabella 6.5 Caratteristiche dell'isolamento dei serbatoi dei diversi prototipi .....	108
Tabella 6.6 Caratteristiche dell'isolamento dei box captanti dei diversi prototipi.....	109
Tabella 6.7 Parametri della simulazione – caso F.....	111
Tabella 6.8 Coefficienti di perdite concentrate .....	114
Tabella 6.9 Elementi dell'impianto.....	119

Tabella 6.10 Caratteristiche del collettore piano .....	121
Tabella 6.11 Confronto economico tra ARETHA Wau e collettore piano tradizionale .....	122

## Simboli utilizzati

$\alpha$	Absorptività, diffusività termica	$[-],[m^2/s]$
$\alpha_{aria}$	Diffusività termiche dell'aria	$[m^2/s]$
$\alpha_{fondo}$	Absorptività della vernice nera	$[-]$
$\beta$	Coefficiente di espansione termica volumetrica	$[1/K]$
$\varepsilon$	Emissività, rugosità, efficienza dello scambiatore	$[-],[m],[ -]$
$\varepsilon_v$	Emissività del vetro	$[-]$
$\varepsilon_f$	Emissività del fondo	$[-]$
$\varepsilon_{HX}$	Efficienza dello scambiatore	$[-]$
$\varepsilon_{sup}$	Rugosità superficiale	$[m]$
$\eta$	Rendimento del sistema, rendimento del collettore piano	$[-]$
$\eta_0$	Efficienza globale dell'alettatura, rendimento massimo del collettore solare piano	$[-]$
$\eta_f$	Efficienza della singola aletta	$[-]$
$\eta_v$	Rendimento del ventilatore	$[-]$
$\theta$	Angolo di inclinazione delle feritoie, angolo di incidenza della radiazione solare	$[^\circ]$
$\mu$	Viscosità	$[Ns/m^2]$
$\xi$	Coefficiente di perdite di carico concentrate	$[-]$
$\rho$	Densità	$[kg/m^3]$
$\sigma$	Costante di Stefan-Boltzmann, rapporto tra l'area frontale libera di passaggio e l'area frontale totale	$[W/m^2K^4], [-]$
$\tau$	Trasmittanza	$[-]$
$\tau_{cover}$	Trasmittanza della cover	$[-]$
$(\tau\alpha)_{bn}$	Prodotto trasmittanza assorbanza del collettore	$[-]$
$\Psi$	Coefficiente di perdite di carico distribuite	$[-]$
$a_1$	Coefficiente di dispersione del calore	$[W/m^2K]$
$A$	Area	$[m^2]$
$A_C$	Area del collettore	$[m^2]$
$A_{cross\ section\ of\ fin}$	Area della sezione dell'aletta	$[m^2]$
$A_{front}$	Area frontale della parte alettata	$[m^2]$
$A_{front\ free\ flow}$	Area di passaggio frontale	$[m^2]$
$A_{int\ totale}$	Area interna del radiatore	$[m^2]$
$A_{sez}$	Area di sezione del box capante	$[m^2]$
$A_{sez\ aletta}$	Area della sezione dell'aletta	$[m^2]$
$A_{tot\ alettatura}$	Area globale dell'alettatura	$[m^2]$
$A_{tot\ esterna}$	Area totale esterna	$[m^2]$

c	Calore specifico a pressione costante, velocità del suono	[J/kgK],[m/s]
C	Capacità termica	[W/K]
c <sub>v</sub>	Calore specifico del vetro	[J/kgK]
c <sub>f</sub>	Calore specifico dell'alluminio	[J/kgK]
c <sub>a</sub>	Calore specifico a pressione costante dell'aria	[J/kgK]
c <sub>acqua</sub>	Calore specifico dell'acqua	[J/kgK]
D	Diametro	[m]
D <sub>H</sub>	Diametro idraulico	[m]
D <sub>est</sub>	Diametro esterno	[m]
D <sub>int</sub>	Diametro interno	[m]
dL	Lunghezza del volumetto i-esimo	[m]
ERR	Errore	[-]
f	Fattore di attrito	[-]
F <sub>fv</sub>	Fattore di vista tra cover vetrata e fondo	[-]
F <sub>d</sub>	Larghezza dell'aletta	[m]
F <sub>l</sub>	Lunghezza dell'aletta	[m]
F <sub>p</sub>	Passo delle alette	[m]
F <sub>t</sub>	Spessore dell'aletta	[m]
F <sub>R</sub>	Fattore di rimozione del calore	[-]
g	Accelerazione di gravità	[m/s <sup>2</sup> ]
G <sub>day</sub>	Irradianza incidente sul pannello	[W/m <sup>2</sup> ]
G <sub>T</sub>	Irradianza incidente sull'assorbitore	[W/m <sup>2</sup> ]
G <sub>r</sub>	Numero di Grashof	[-]
h	Coefficiente di scambio termico convettivo	[W/m <sup>2</sup> K]
h <sub>air</sub>	Coefficiente di scambio termico convettivo del radiatore lato aria	[W/m <sup>2</sup> K]
h <sub>cover</sub>	Coefficiente di scambio termico lato interno aria-cover vetrata	[W/m <sup>2</sup> K]
h <sub>est</sub>	Coefficiente di scambio termico lato esterno del pannello	[W/m <sup>2</sup> K]
h <sub>est bid</sub>	Coefficiente di scambio termico lato esterno dei bidoni	[W/m <sup>2</sup> K]
h <sub>fondo</sub>	Coefficiente di scambio termico lato interno aria-fondo	[W/m <sup>2</sup> K]
h <sub>wat</sub>	Coefficiente di scambio termico convettivo del radiatore lato acqua	[W/m <sup>2</sup> K]
H <sub>bid</sub>	Altezza dei bidoni	[m]
H <sub>modulo</sub>	Larghezza del canale (esclusa struttura)	[m]
IAM	Incident angle modifier	[-]
k	Conduttività termica	[W/mK]
k <sub>alu</sub>	Conduttività alluminio	[W/mK]
K <sub>C</sub>	Coefficiente di contrazione	[-]
K <sub>E</sub>	Coefficiente di espansione	[-]
k <sub>iso</sub>	Conduttività dell'isolante	[W/mK]
k <sub>legno</sub>	Conduttività del legno	[W/mK]

$k_{\text{pipe}}$	Conduttività del tubo	[W/mK]
$L_1$	Lunghezza della feritoia	[m]
$L_{\text{modulo}}$	Lunghezza del canale (lunghezza totale dei pannelli in serie)	[m]
$L_p$	Passo delle feritoie	[m]
$L_{\text{pipe}}$	Lunghezza del tubo	[m]
$m$	Massa	[kg]
$m_a$	Massa dell'aria interna	[kg]
$m_{\text{accumulo}}$	Massa dell'acqua contenuta nel serbatoio	[kg]
$m_f$	massa della lastra di alluminio posta sul fondo, parametro dell'aletta	[kg],[-]
$m_v$	Massa della cover	[kg]
$m_{v1}$	Massa dello strato esterno di cover	[kg]
$m_{v2}$	Massa dello strato interno di cover	[kg]
$\dot{m}$	Portata massica circolante nel collettore piano	[kg/s]
$\dot{m}_f$	Portata massica circolante nei tubi	[kg/s]
$\dot{m}_{\text{vent}}$	Portata d'aria ventilata	[kg/s]
$Ma$	Numero di Mach	[-]
$Nu$	Numero di Nusselt	[-]
$N_x$	Numero di volumetti per discretizzazione	[-]
$P_{\text{aletta}}$	Perimetro dell'aletta	[m]
$P_{\text{modulo}}$	Profondità modulo (lato interno)	[m]
$P_{\text{ass}}$	Potenza elettrica assorbita	[W]
$Pr$	Numero di Prandtl	[-]
$\dot{Q}$	Potenza termica	[W]
$\dot{Q}_{\text{HX}}$	Potenza termica effettivamente scambiata nel radiatore	[W]
$\dot{Q}_{\text{max}}$	Potenza termica massima scambiabile nel radiatore	[W]
$\dot{Q}_u$	Potenza utile trasferita al fluido	[W]
$Ra$	Numero di Rayleigh	[-]
$Re$	Numero di Reynolds	[-]
$r_{\text{int}}$	Raggio interno dei bidoni/dei tubi	[m]
$r_{\text{est}}$	Raggio esterno dei bidoni/dei tubi	[m]
$s$	Spessore	[m]
$S$	Superficie della cover/del fondo	[m <sup>2</sup> ]
$S_{\text{alu}}$	Spessore alluminio	[m]
$S_{\text{iso}}$	Spessore dell'isolante	[m]
$S_{\text{legno}}$	spessore del legno	[m]
$S_{\text{pipe}}$	Spessore del tubo	[m]
$t$	Tempo	[s]
$T$	Temperatura	[°C], [K]
$T_a$	Temperatura media dell'aria interna nel volumetto i-esimo	[K]

$T_{\text{accumulo}}$	Temperatura media dell'acqua nell'accumulo	[K]
$\bar{T}_{\text{air}}$	Temperatura meda dell'aria interna nel box	[K]
$T_{\text{dp}}$	Temperatura di rugiada	[°C]
$T_f$	Temperatura del fondo del box, temperatura del fluido nel collettore solare piano	[K]
$T_{\text{in}}$	Temperatura dell'aria all'ingresso del volumetto i-esimo	[K]
$T_{\text{out}}$	Temperatura dell'aria interna all'uscita del volumetto i-esimo	[K]
$T_{\text{sky}}$	Temperatura della volta celeste	[K]
$T_v$	Temperatura media del vetro	[K]
$T_{v1}$	Temperatura media dello strato esterno della cover di policarbonato	[K]
$T_{v2}$	Temperatura media dello strato interno della cover di policarbonato	[K]
$T_{\infty}$	Temperatura dell'aria esterna	[K]
$\Delta T$	Variazione di temperatura	[K]
$\Delta T_{\text{acqua}}$	Variazione di $T_{\text{accumulo}}$ rispetto all'istante precedente	[K]
$\Delta T_{\text{air}}$	Differenza di temperatura dell'aria a cavallo del radiatore	[K]
$\Delta T_{\text{wat}}$	Differenza di temperatura dell'acqua a cavallo del radiatore	[K]
$T_d$	Larghezza del tubo	[m]
$T_h$	Altezza del tubo	[m]
$T_t$	Spessore del tubo	[m]
$T_p$	Passo dei tubi	[m]
$U$	Trasmittanza termica	[W/m <sup>2</sup> K]
$U_{\text{cover}}$	Trasmittanza del fondo del pannello	[W/m <sup>2</sup> K]
$U_{\text{est}}$	Trasmittanza lato esterno del policarbonato	[W/m <sup>2</sup> K]
$U_{\text{fondo}}$	Trasmittanza del fondo del pannello	[W/m <sup>2</sup> K]
$U_{\text{int}}$	Trasmittanza lato interno del policarbonato	[W/m <sup>2</sup> K]
$U_L$	Trasmittanza globale del collettore	[W/m <sup>2</sup> K]
$UR$	Umidità relativa	[%]
$v$	Velocità	[m/s]
$v_{\text{flusso}}$	Velocità dell'aria attraverso il pannello captante/il radiatore	[m/s]
$\dot{V}_{\text{aria}}$	Portata volumetrica dell'aria	[m <sup>3</sup> /s]
$x_c$	Distanza dal bordo d'attacco di una lasta a cui il moto del fluido su di essa passa da laminare a turbolento	[m]

## Bibliografia

- [1] [http://www.meteoenergia.it/aretha/index\\_aretha.htm](http://www.meteoenergia.it/aretha/index_aretha.htm)
- [2] F.P. Incropera, D.P. Dewitt, T.L. Bergman, A.S. Lavine, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, John Wiley & Sons, 2007
- [3] Bayer Sheet Europe, *Makrolon multi UV 3x/16-25 lastra alveolare di policarbonato*, Scheda tecnica, 2009
- [4] Maxim Integrated, *DS18B20 Programmable Resolution 1-Wire Digital Thermometer*, Scheda tecnica, 2008
- [5] M. Battaglia, *Analisi termo-fluidodinamica computazionale di un modulo solare termico aria-acqua sperimentale*, Tesi di Laurea, Politecnico di Milano, 2014
- [6] International Energy Agency, *World Energy Outlook 2013*, <http://www.worldenergyoutlook.org/resources/energydevelopment/energyaccessdatabase/>
- [7] United Nations Development Programme, *Human Development Reports 2009*, <http://hdr.undp.org/en/data-explorer>
- [8] [http://en.wikipedia.org/wiki/Wau,\\_South\\_Sudan](http://en.wikipedia.org/wiki/Wau,_South_Sudan)
- [9] <http://www.aispo.org/sud-sudan-salute-mamma-bambino-it>
- [10] <http://www.climate-charts.com/Locations/s/SU62880.php>
- [11] <http://www.weatherbase.com/>
- [12] M.A. Al-Namir, Z. Kodah, B.Nassar, *A theoretical and experimental investigation of a radiative cooling system*, *Solar Energy*, Volume 63, Issue 6, 1 December 1998, Pages 367–373
- [13] R.T. Dobson, *Thermal modelling of a night sky radiation cooling system*, *Journal of Energy in Southern Africa*, Volume 16 No. 2, May 2005
- [14] E.Erell, Y. Etzion, *Heating experiments with a radiative cooling system*, *Building and Environment*, Volume 31, Issue 6, November 1996, Pages 509–517
- [15] E.Erell, Y. Etzion, *Radiative cooling of buildings with flat-plate solar collectors*, *Building and Environment*, Volume 35, Issue 4, 1 May 2000, Pages 297–305
- [16] European Commission's Joint Research Centre, Photovoltaic Geographical Information System, Interactive Maps, <http://re.jrc.ec.europa.eu/pvgis/apps4/pvest.php?map=africa>
- [17] <http://www.worldweatheronline.com/Wau-weather/Bahr-al-Ghazal/SD.aspx>
- [18] J.A. Duffie, W.A. Beckman, *Solar Engineering of Thermal Processes*, John Wiley & Sons, 2013

- [19] M.G. Lawrence, *The relationship between relative humidity and the dewpoint temperature in moist air*, Bulletin of the American Meteorological Society, vol. 86, Issue 2, pp.225-233, February 2005
- [20] I. Dinçer, M.A. Rosen, *Thermal Energy Storage: Systems and Applications*, John Wiley & Sons, 2011
- [21] A. Ghanbari, F.F. Farshad, H.H. Rieke, *Newly developed friction factor correlation for pipe flow and flow assurance*, Journal of Chemical Engineering and Materials Science Vol. 2(6), pp. 83-86, June 2011
- [22] C.-C.- Wang, C.-J. Lee, C.-T. Chang, S.-P. Lin, *Heat transfer and friction correlation for compact louvered fin-and-tube heat exchangers*, International Journal of Heat and Mass Transfer, Volume 42, Issue 11, 1 June 1998, Pages 1945–1956
- [23] C.-C.- Wang, Y.-J. Chang, *A generalized heat transfer correlation for louver fin geometry*, International Journal of Heat and Mass Transfer, Volume 40, Issue 3, 1997, Pages 533–544
- [24] C. Cuevas, D. Makaire, L. Dardenne, P. Ngendakumana, *Thermo-hydraulic characterization of a louvered fin and flat tube heat exchanger*, Experimental Thermal and Fluid Science, Volume 35, Issue 1, January 2011, Pages 154–164
- [25] AGC Glass Europe, *All about glass*, Scheda tecnica, <http://www.yourglass.com/agc-glass-europe/it/it/toolbox/pocket.html>
- [26] Z. Ye, C.M. Wells, C.G. Carrington, N.J. Hewitt, *Thermal conductivity of wool and wool-hemp insulation*, International Journal Of Energy Research, 30 (1) 37 – 49, 2006
- [27] Materiale dei corsi di Meccanica dei Fluidi (M. Riva) e Produzione di Energia Termica e Frigorifera (L. Molinaroli)
- [28] Caleffi, *Tabella perdite di carico continue in tubi d'acciaio a 10°C*, <http://www.caleffi.com/italy/it/schematics/tabelle-e-diagrammi-perdite-di-carico-acqua>
- [29] Y.-J.- Chang, K.-C. Hsu , Y.-T. Lin, C.-C.- Wang, *A generalized friction correlation for louver fin geometry*, International Journal of Heat and Mass Transfer, 43 (2000) 2237–2243
- [30] R.K. Shah, D.P. Sekulic, *Fundamentals of Heat Exchanger Design*, John Wiley & Sons, 2003
- [31] Institut für Solartechnik SPF, *Solar collector Factsheet Riello CP25VVA*, Scheda tecnica, 2013