



L'ENEA E LA RICERCA DI SISTEMA ELETTRICO

***Risultati delle attività svolte nell'ambito dell'Accordo di Programma
MSE/ENEA:***

“Attività di ricerca e sviluppo di interesse generale per il sistema elettrico nazionale”

Roma, 29/11/2012

Attività del PAR 2011: Progetto 3.4

“Utilizzo dell'energia elettrica e solare per la climatizzazione estiva”



11 attività di ricerca

Referente scientifico:

Ing. Andrea Calabrese
andrea.calabrese@enea.it

www.climatizzazioneconfontirinnovabili.enea.it

A1. EDIFICIO F92: impianto di solar heating and cooling

L’impianto di solar heating and cooling realizzato a servizio dell’Ed. F92 ($S=230 \text{ m}^2$) è dedicato al soddisfacimento del fabbisogno energetico dell’intero edificio, relativo ai periodi di riscaldamento invernale e raffrescamento estivo.

Principali componenti in funzionamento invernale:



CAMPO SOLARE: COLLETTORI SOLARI TERMICI A TUBI EVACUATI

- Superficie singolo pannello solare = $3,75 \text{ (m}^2\text{)}$;
- Superficie Totale campo solare = $56 \text{ (m}^2\text{)}$;
- Potenza di picco singolo collettore = 2.377 [W] ;
($G^*=1000 \text{ W/m}^2$, EN 12975)



CALDAIA DI INTEGRAZIONE

- Potenza termica utile = $43,9 \text{ [kW]}$
- Pmax esercizio = 4 [bar]
- Rendimento al 100% = $88,4$
- Rendimento al 30% = $90,1$



DISSIPATORE

- P estate dissipata = 36 [kW] ;
- Pelettrica = $0,2 \text{ [kW]}$;
- Qaria = $3.200 \text{ [m}^3\text{/h]}$;
- Volume = $30 \text{ [dm}^3\text{]}$;

(Temperatura aria: $35^\circ\text{C}/78,3^\circ\text{C}$;
Fluido: acqua al 30% di glicole;
Temperatura in/out: $100^\circ\text{C}/90^\circ\text{C}$;
Portata $3,52 \text{ m}^3\text{/h}$)



FAN COIL

- P frig = $3,95 \text{ [kW]}$;
- P term = $4,95 \text{ [kWth]}$;
- P el = 55 [W] ;
- Q ariamax = $700 \text{ [m}^3\text{/h]}$;

- Q acqua = 679 [l/h] ;
(alla max velocità aria)
Ventilcovettori con motore Brushless Inverter



PANNELLI RADIANTI A PAVIMENTO

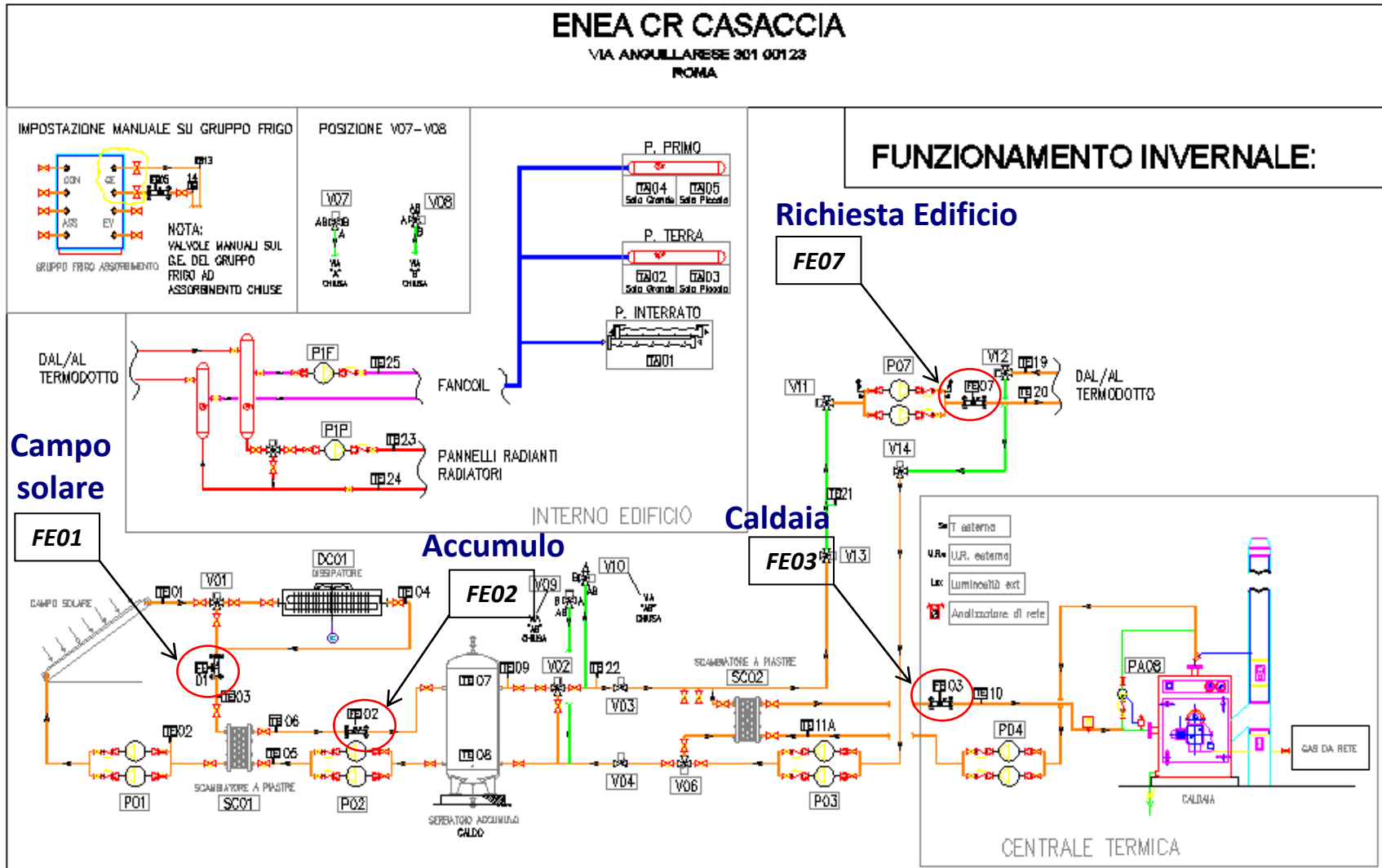
- Portata collettore = 785 [l/h] ;
- Perdita di carico max = 200 [mbar] ;
- Tsuperficie max = $29 \text{ [}^\circ\text{C]}$;

- Tmedia (andata/ritorno) max = $50 \text{ [}^\circ\text{C]}$;
- ΔT (mandata/ritorno) collettore = $10 \text{ [}^\circ\text{C]}$;

“Utilizzo dell’energia elettrica e solare per la climatizzazione estiva”

A1. EDIFICIO F92: impianto di solar heating and cooling

CAMPAGNA DI MONITORAGGIO INVERNALE:



“Utilizzo dell’energia elettrica e solare per la climatizzazione estiva”

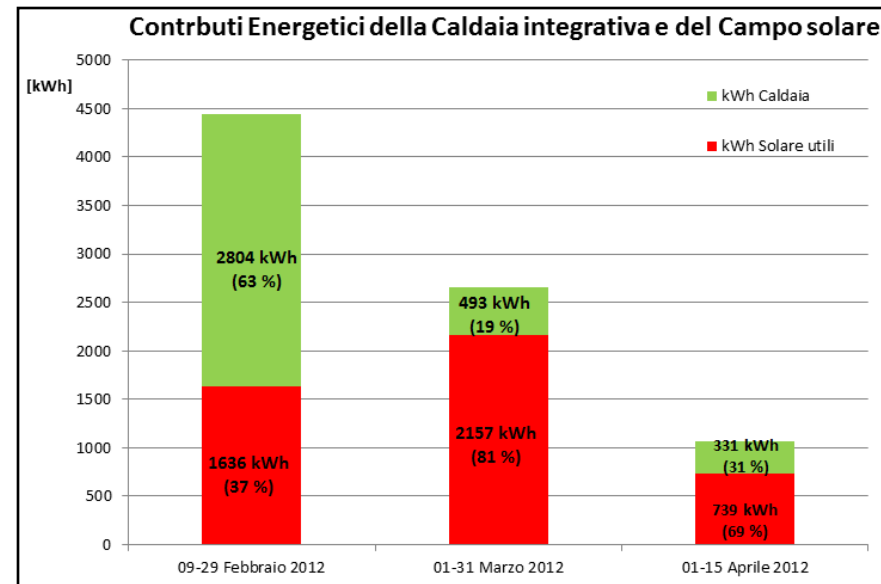
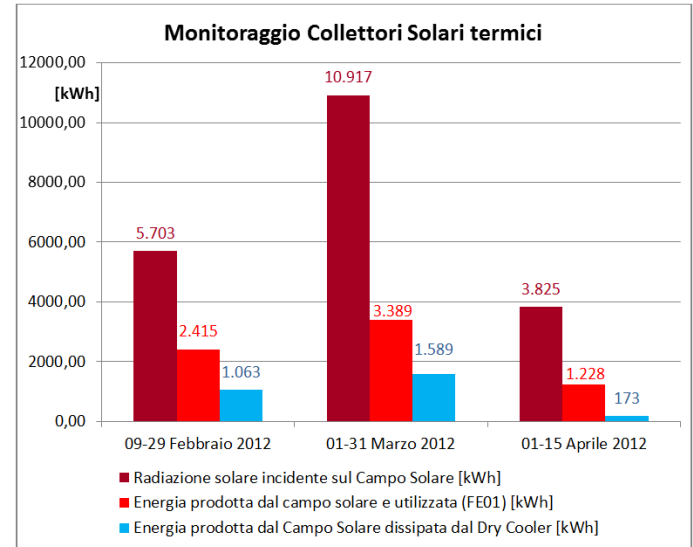
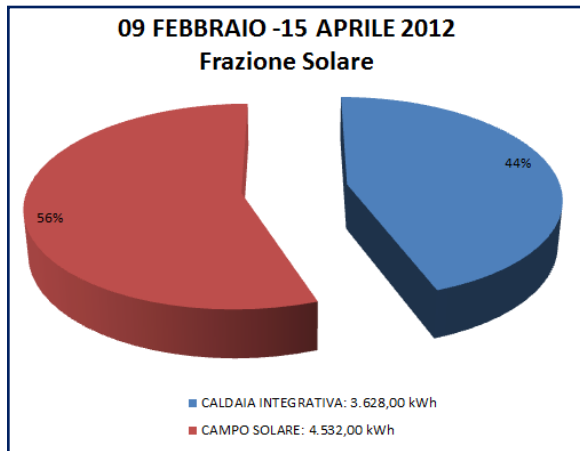
A1. EDIFICIO F92: impianto di solar heating and cooling

CAMPAGNA DI MONITORAGGIO INVERNALE:

Dati di monitoraggio invernali: 09 FEBBRAIO – 15 APRILE 2012

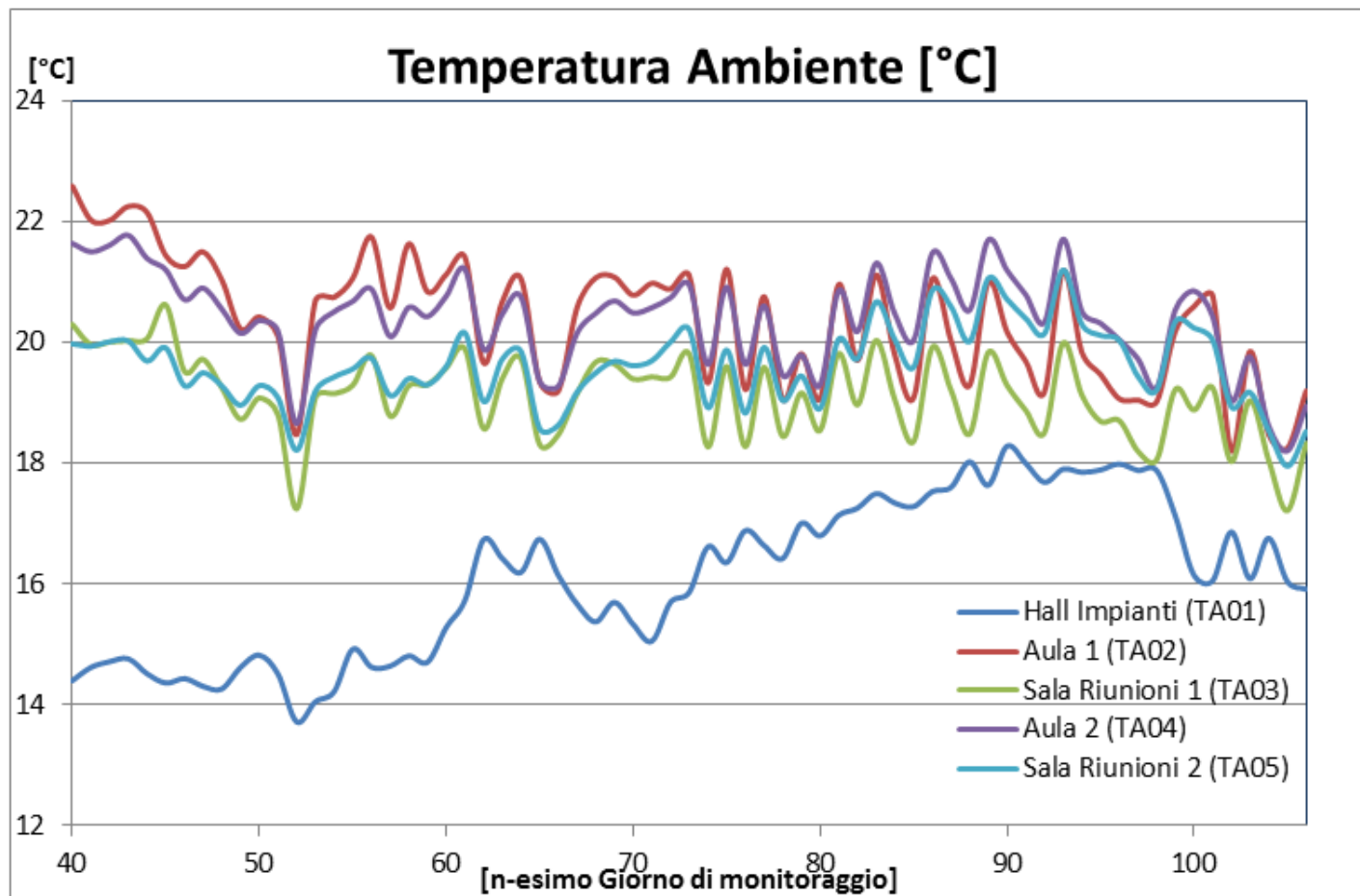


9 - 17 Febbraio 2012: Funzionamento impianto di tipo **CONTINUO**
 19 Febbraio 2012 - 15 Aprile 2012: Funzionamento impianto di tipo **INTERMITTENTE** (dalle ore 7.00 alle ore 17.00)



A1. EDIFICIO F92: impianto di solar heating and cooling

CAMPAGNA DI MONITORAGGIO INVERNALE:



SET POINT

9 - 17 Febbraio:
setpoint
ambiente fissato
a $T_{min} = 19^{\circ} C$
e $T_{max} = 21^{\circ} C$

**19 Febbraio -
15 Aprile 2012:**
setpoint
ambiente fissato
a $T_{min} = 18^{\circ} C$
e $T_{max} = 20^{\circ} C$

Nota: set TA01
 $T_{min} = 14^{\circ} C$ e
 $T_{max} = 16^{\circ} C$

9 - 17 Febbraio 2012: Funzionamento impianto di tipo **CONTINUO**

19 Febbraio 2012 - 15 Aprile 2012: Funzionamento impianto di tipo **INTERMITTENTE** (dalle ore 7.00 alle ore 17.00)

A1. EDIFICIO F92: impianto di solar heating and cooling

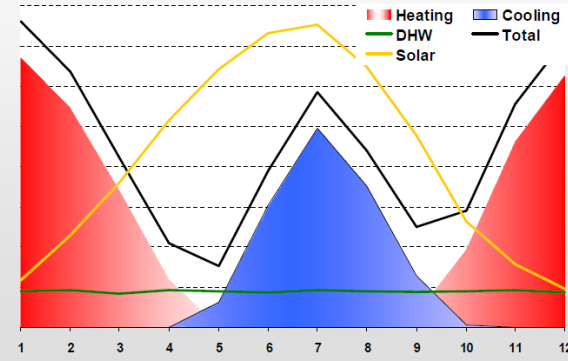
CAMPAGNA DI MONITORAGGIO ESTIVA:



Why solar heat for cooling / air-conditioning?

- Coincidence of solar gains and cooling loads
- Reduce electric peak loads created by air-conditioning
- High use of solar gains during the entire year
- Reduce summer surplus solar gains in solar systems designed for heating application (solar combi-systems)

$$\text{COP} = \frac{\text{useful cooling}}{\text{driving heat}} = 0.7$$



Principali componenti in funzionamento estivo:



GRUPPO FRIGO AD ASSORBIMENTO ACQUA-BROMURO DI LITIO

- Potenza frigorifera = 18 [kW];
- Potenza termica in = 25 [kW];
- Acqua refrigerata: $T_{in} = 12,5\text{ }^{\circ}\text{C}$; $T_{out} = 7^{\circ}\text{C}$; Portata nominale = 0,771/s;
- Potenza dissipata = 42 kW;
- Pressione massima di lavoro: 588 kPa;
- Potenza elettrica assorbita = 48 W



TORRE EVAPORATIVA

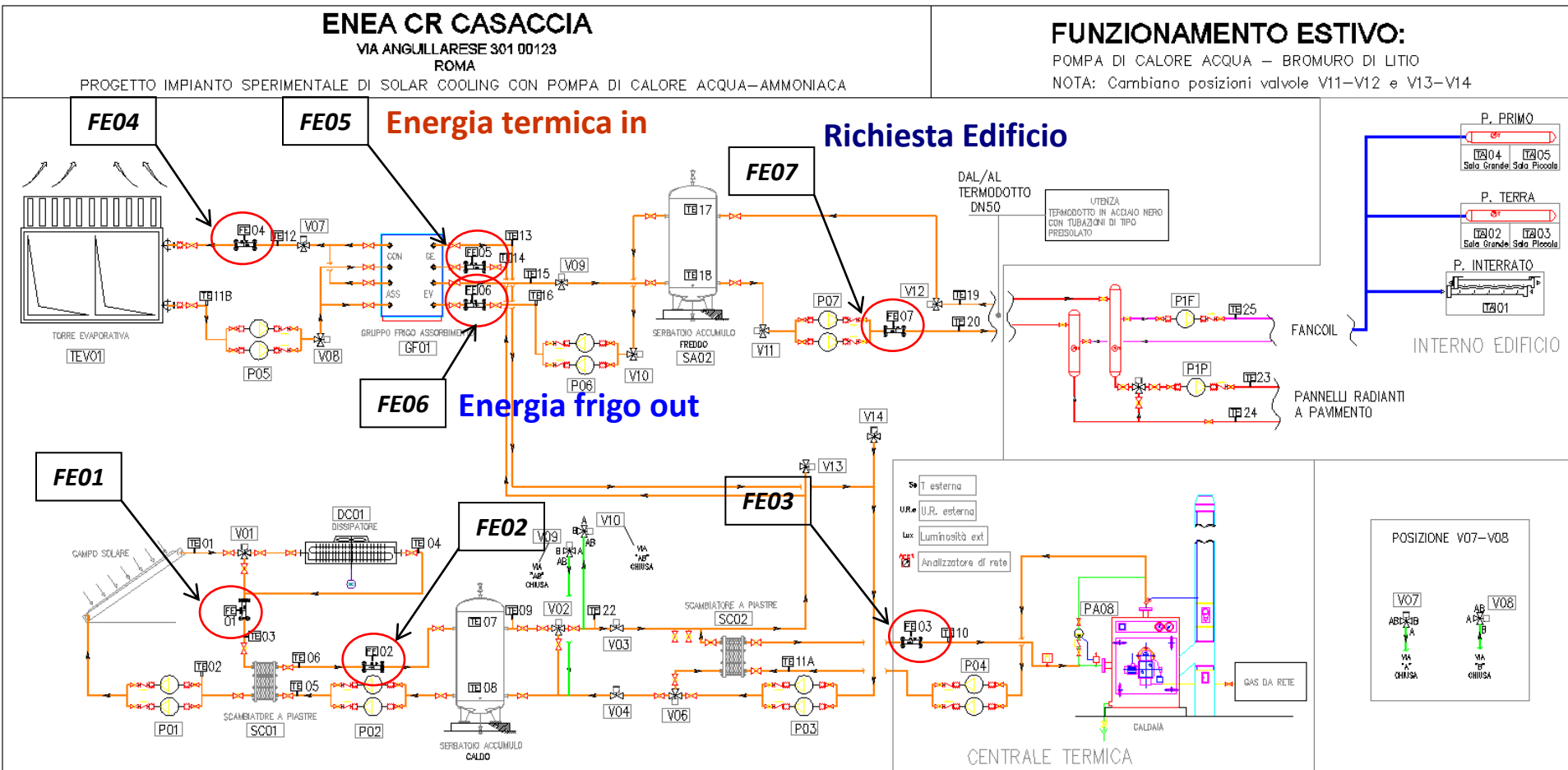
- Potenzialità = 43 [kW]
($T_{bu} = 25,6\text{ }^{\circ}\text{C}$; $\text{TH}_2\text{O in} = 35\text{ }^{\circ}\text{C}$; $\text{TH}_2\text{O out} = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$);
- Portata aria = 7.500,0 [m³/h];
- Portata acqua = 7.400,0 [l/h];
- Perdite di carico lato acqua = 30 kPa

“Utilizzo dell’energia elettrica e solare per la climatizzazione estiva”



A1. EDIFICIO F92: impianto di solar heating and cooling

CAMPAGNA DI MONITORAGGIO ESTIVA:

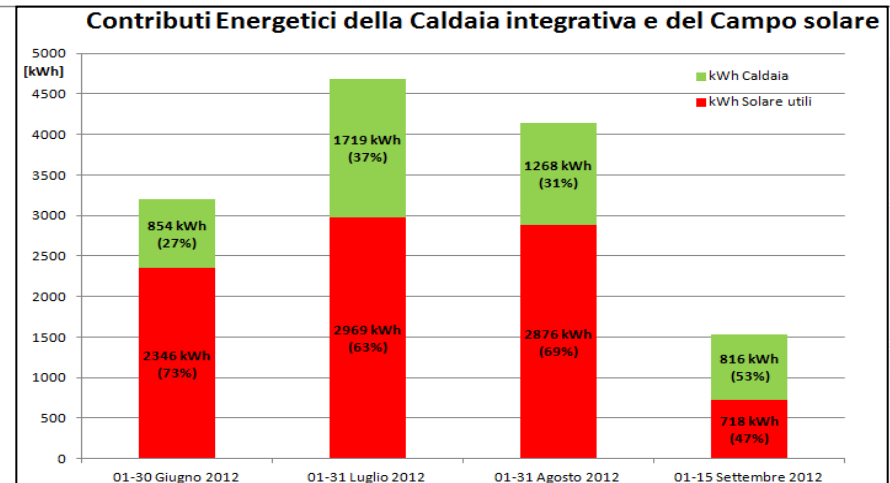
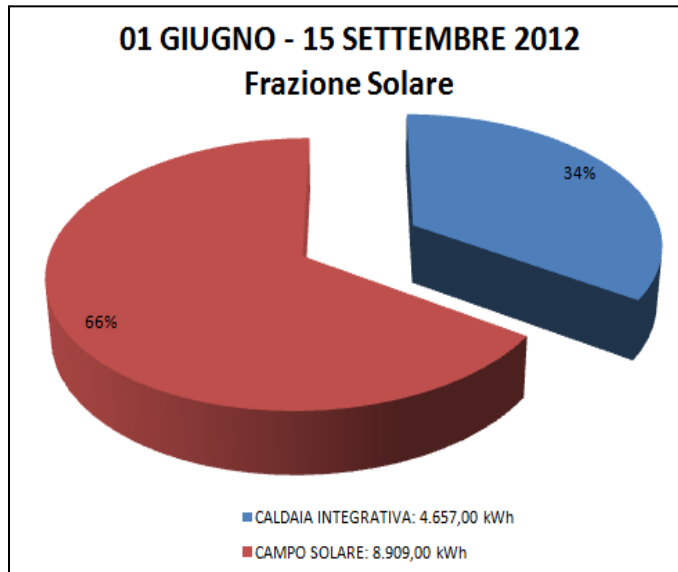
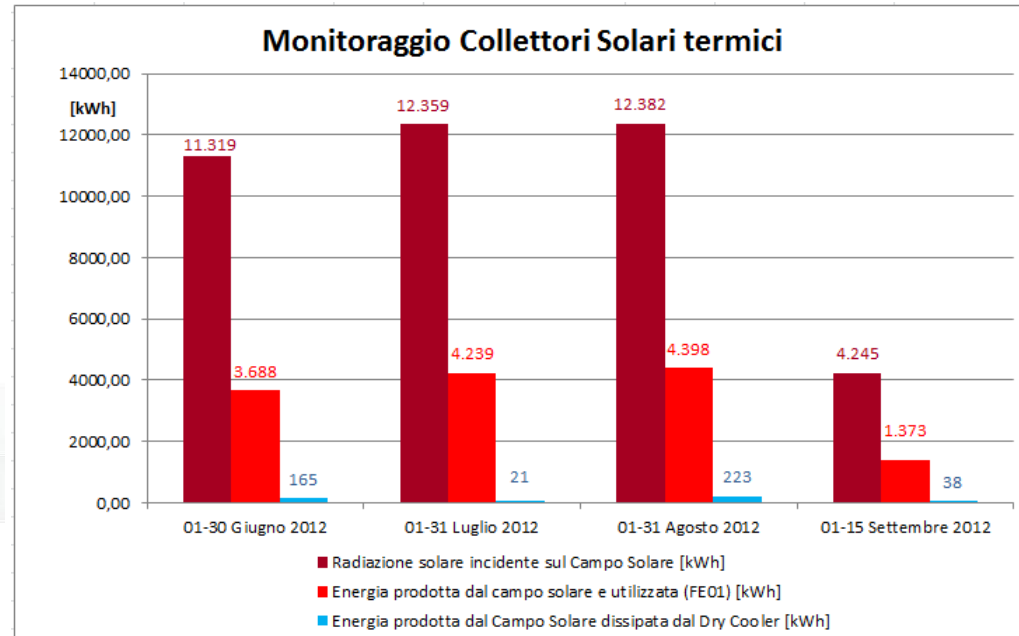


“Utilizzo dell’energia elettrica e solare per la climatizzazione estiva”

A1. EDIFICIO F92: impianto di solar heating and cooling

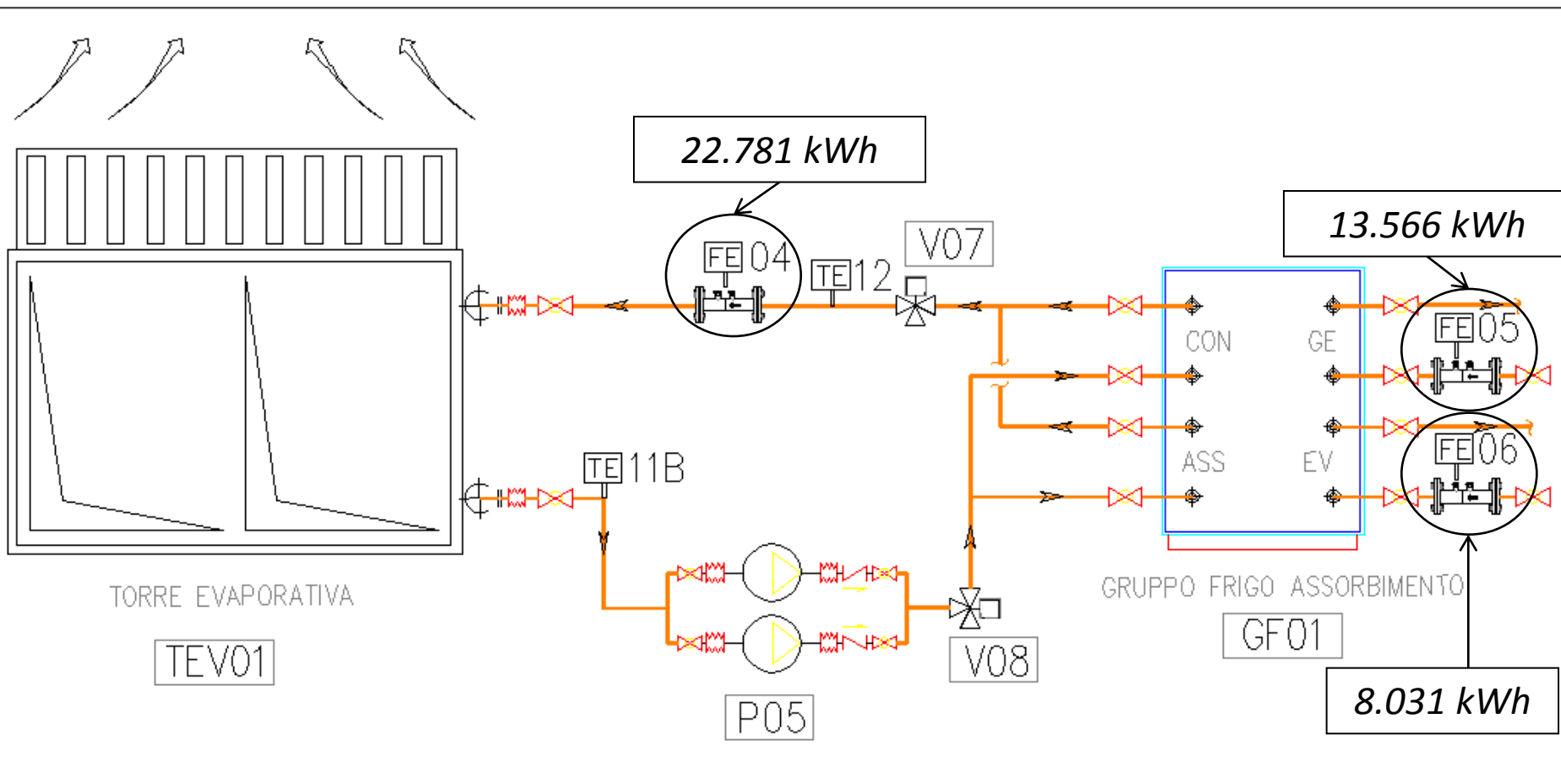
CAMPAGNA DI MONITORAGGIO ESTIVA:

Dati di monitoraggio estivo: 01 GIUGNO – 15 SETTEMBRE 2012



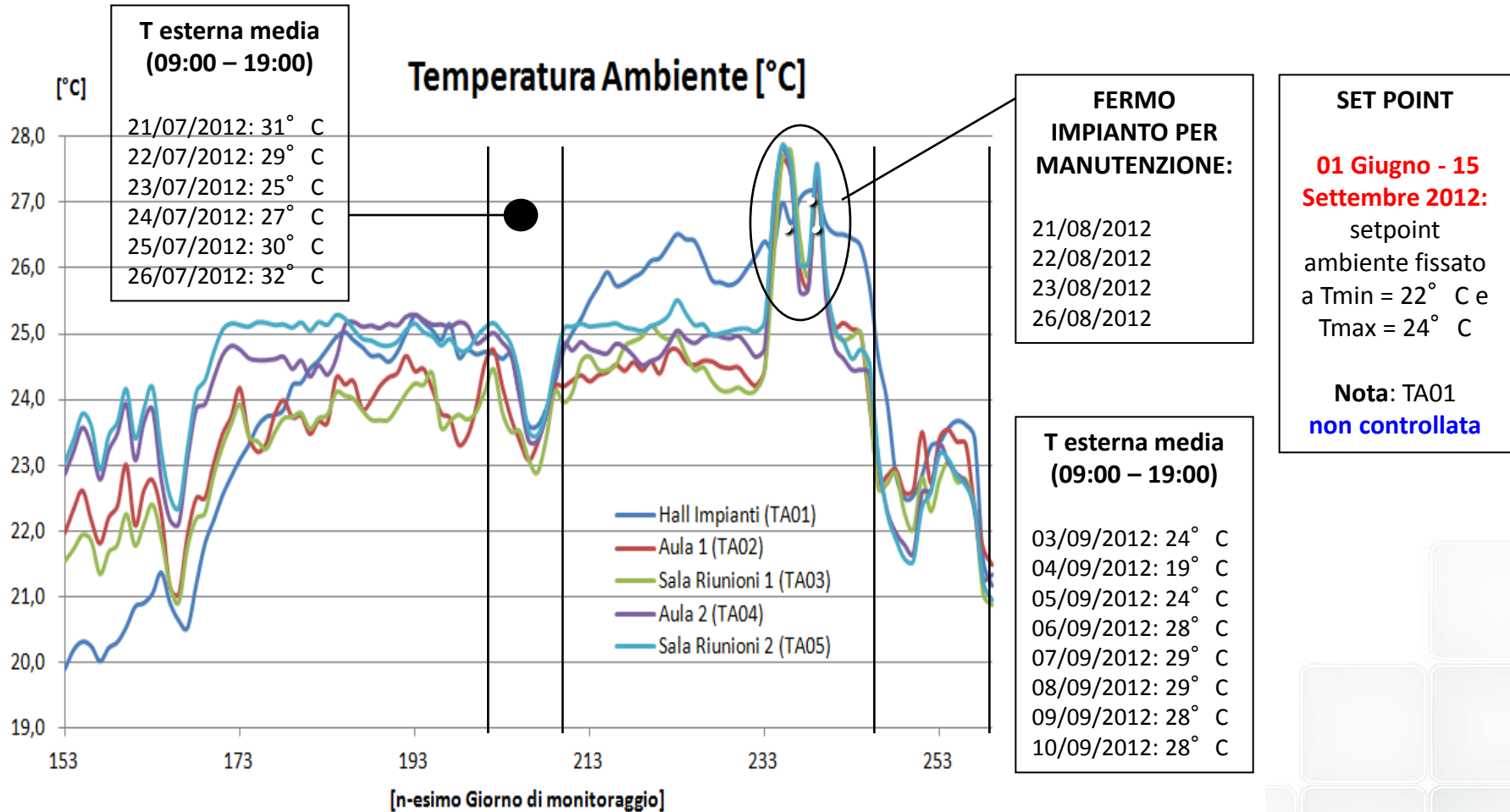
A1. EDIFICIO F92: impianto di solar heating and cooling

CAMPAGNA DI MONITORAGGIO ESTIVA:



A1. EDIFICIO F92: impianto di solar heating and cooling

CAMPAGNA DI MONITORAGGIO ESTIVA:



01 GIUGNO – 15 SETTEMBRE: Funzionamento impianto di tipo INTERMITTENTE (dalle ore 09:00 alle ore 19:00)

A2. CONTAINER F92: pompa di calore acqua – acqua polivalente ad R744 (CO₂)

L'impianto AI.CO.WA. (Air conditioning with HP CO₂ water-WATER) è stato realizzato al fine di caratterizzare una pompa di calore acqua-acqua che utilizza la CO₂ (R744) come refrigerante.



Fluido (miscele)	ODP (R11=1)	Vita media atmosferica (anni)	GWP CO ₂ = 1 100 anni	Gruppo di sicurezza ASHRAE
R 134a	0	13,6	1300	A1
R 407C (R 32/125/134a)	0	6 / 33 / 13,6	1500	A1
R 410A (R 32/125)	0	6 / 33	1700	A1
R 717 (ammoniaca)	0	1	< 1	B2
R 290 (propano)	0	3	20	A3

ODP (potenziale di distruzione dell’ozono) - GWP (potenziale di riscaldamento globale)

Es. un gas con GWP₁₀₀ pari a 1.500, significa che 1 Kg di questo gas introdotto in atmosfera, in 100 anni, causerà lo stesso effetto serra di 1.500 Kg di anidride carbonica (CO₂).

Si deduce facilmente che **più basso è il valore GWP minore è l’impatto del gas sull’effetto serra.**

A2. CONTAINER F92: pompa di calore acqua – acqua polivalente ad R744 (CO₂)

POMPA DI CALORE



La macchina utilizza la CO₂ come refrigerante ed è in grado di produrre contemporaneamente (macchina acqua-acqua di tipo polivalente) acqua calda alla temperatura di T_c=60 [°C] ed acqua refrigerata alla temperatura di T_f= 7 [°C].

La pompa di calore acqua-acqua alimenta contemporaneamente i due serbatoi di accumulo termico e frigorifero, entrambi della capacità

di C=1.500 [l], necessari a compensare i picchi massimi di richiesta di energia termica e frigorifera.

COMPONENTI PRINCIPALI:

- Tre compressori Dorin disposti in parallelo;
- Tre scambiatori di calore ad alta temperatura;
- Organo di laminazione;
- Evaporatore;
- Gas cooler

DATI TECNICI:

- Capacità frigorifera 27 kWf;
- Capacità termica 30 kWt;
- Massima pressione d'esercizio 110 bar;
- Massima media e bassa pressione d'esercizio 70 bar

$P_{tot} = 2,6$ [kW]
 $P_{frig} = 2,31$ [kWf]
 $P_{term} = 3,49$ [kWth]
 $P_{el} = 60$ [W]
 $Q_{aria} = 520$ [m³/h]
 $Q_{acqua} = 430$ [m³/h]

VENTILCONVETTORI



DRY COOLER



Al raggiungimento della temperatura di set dei due accumuli termici, caldo e freddo rispettivamente, un dissipatore provvede a smaltire l'energia termica e frigorifera in eccesso.

Lo scambio termico tra aria e acqua si realizza tramite l'utilizzo di una batteria a tubi alettati e di due ventilatori. L'acqua transita all'interno dei tubi in rame mentre l'aria viene forzata a passare

tra le alette in alluminio dai ventilatori, raffreddando l'acqua. In tal modo, non c'è contatto diretto tra acqua e aria, realizzando così un circuito idraulico completamente chiuso.

DATI TECNICI:

- Fluido glicole e acqua al 43% di glicole;
- Volume 44 dm³;
- Massima pressione 1,2 MPa;
- Assorbimento singolo motore 1,17 kW

UTA



L'unità di trattamento aria garantisce il ricambio d'aria nell'ambiente servito e il mantenimento della concentrazione della CO₂ presente in ambiente al di sotto dei valori di norma (inferiore a 1.000 p.p.m.).

La UTA utilizza motori comandati da inverter che variano la portata dell'aria in funzione della concentrazione di CO₂ presente in ambiente.

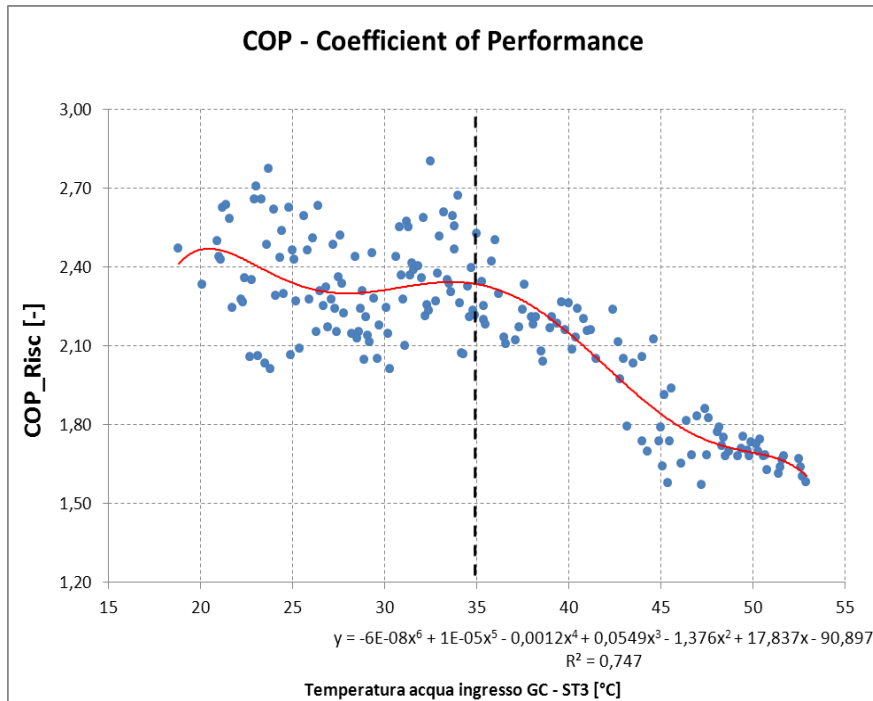
La UTA è inoltre dotata di un recuperatore rotativo entalpico in grado di garantire un rendimento del 76% sia durante il funzionamento invernale che in quello estivo.

DATI TECNICI:

- Portata 2000 m³/h;
- Potenza massima assorbita 1,89 kW

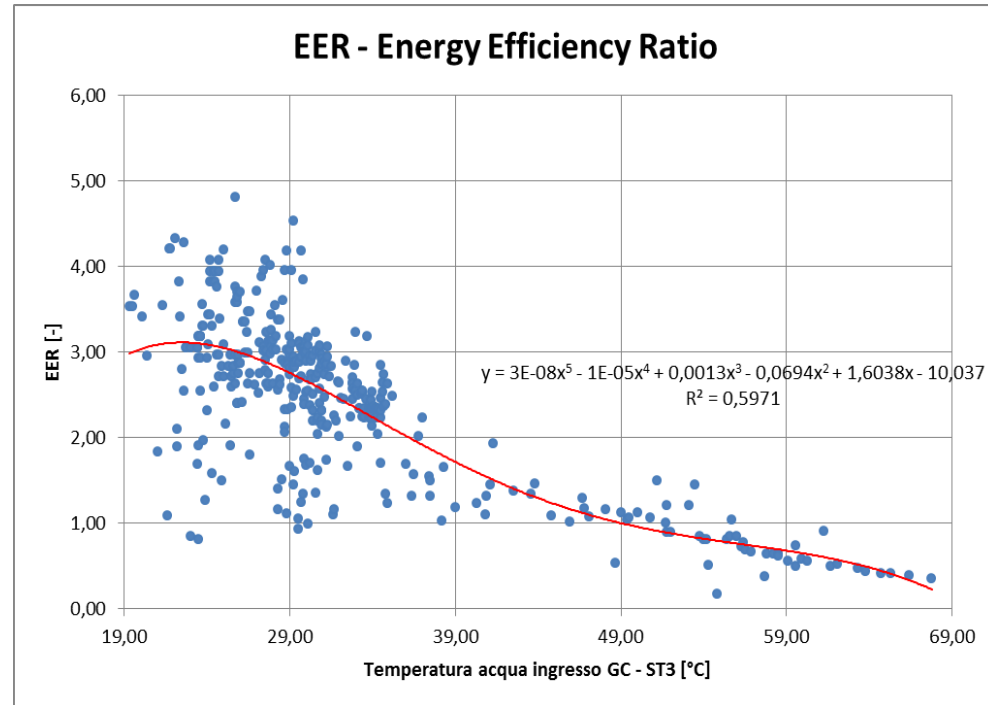
A2. CONTAINER F92: pompa di calore acqua – acqua polivalente ad R744 (CO₂)

CAMPAGNA DI MONITORAGGIO INVERNALE:



Andamento del COP in funzione della temperatura dell’ acqua in ingresso al GC (Funzionamento invernale)

CAMPAGNA DI MONITORAGGIO ESTIVA:



Andamento dell’ EER in funzione della temperatura dell’ acqua in ingresso al GC (Funzionamento Estivo)

A3. EDIFICIO F76: pompa di calore aria – aria tipo Roof Top ad R744 (CO₂)



Pompa di calore a CO₂ (R744): CIRCUITO FRIGORIFERO

Il roof top è installato a servizio dell’ edificio F76, avente superficie complessiva pari a $S=215 \text{ m}^2$, garantendo sia il comfort termoigrometrico invernale ed estivo che il corretto ricambio d’ aria all’ interno dei 10 uffici presenti nell’ edificio.

A3. EDIFICIO F76: pompa di calore aria – aria tipo Roof Top ad R744 (CO₂)



FUNZIONAMENTO ESTIVO (temperatura esterna +35° C)

- Capacità frigorifera 38,5 kW_f con aria in +27° C / out +16° C
- Lato condensatore: aria in +35° C / out +50° C



FUNZIONAMENTO INVERNALE (temperatura esterna +5° C)

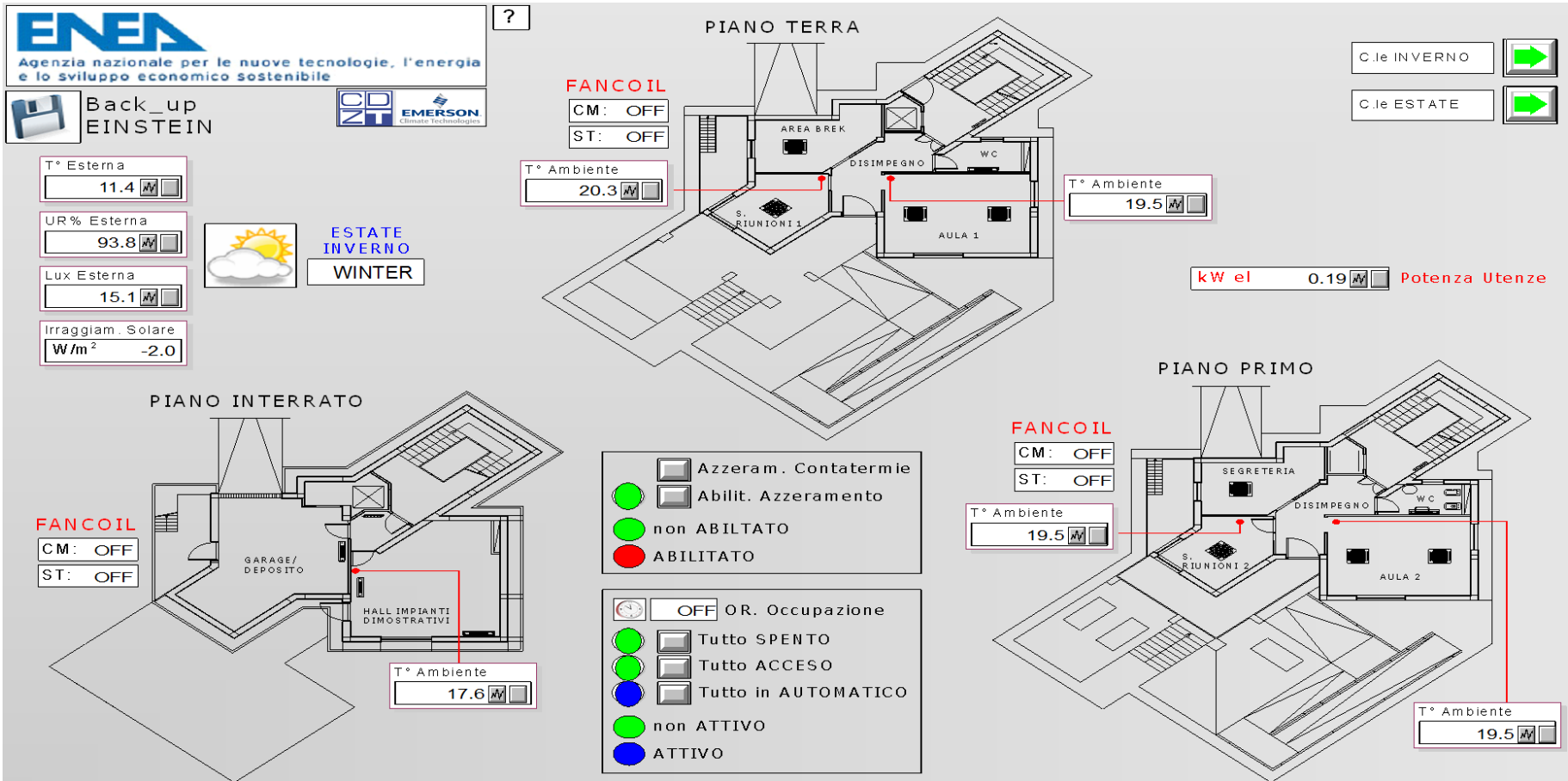
- Capacità termica 36,3 kW_t con aria in +16° C / out +34° C
- Lato evaporatore: aria in +2° C / out -2° C



“Utilizzo dell’energia elettrica e solare per la climatizzazione estiva”



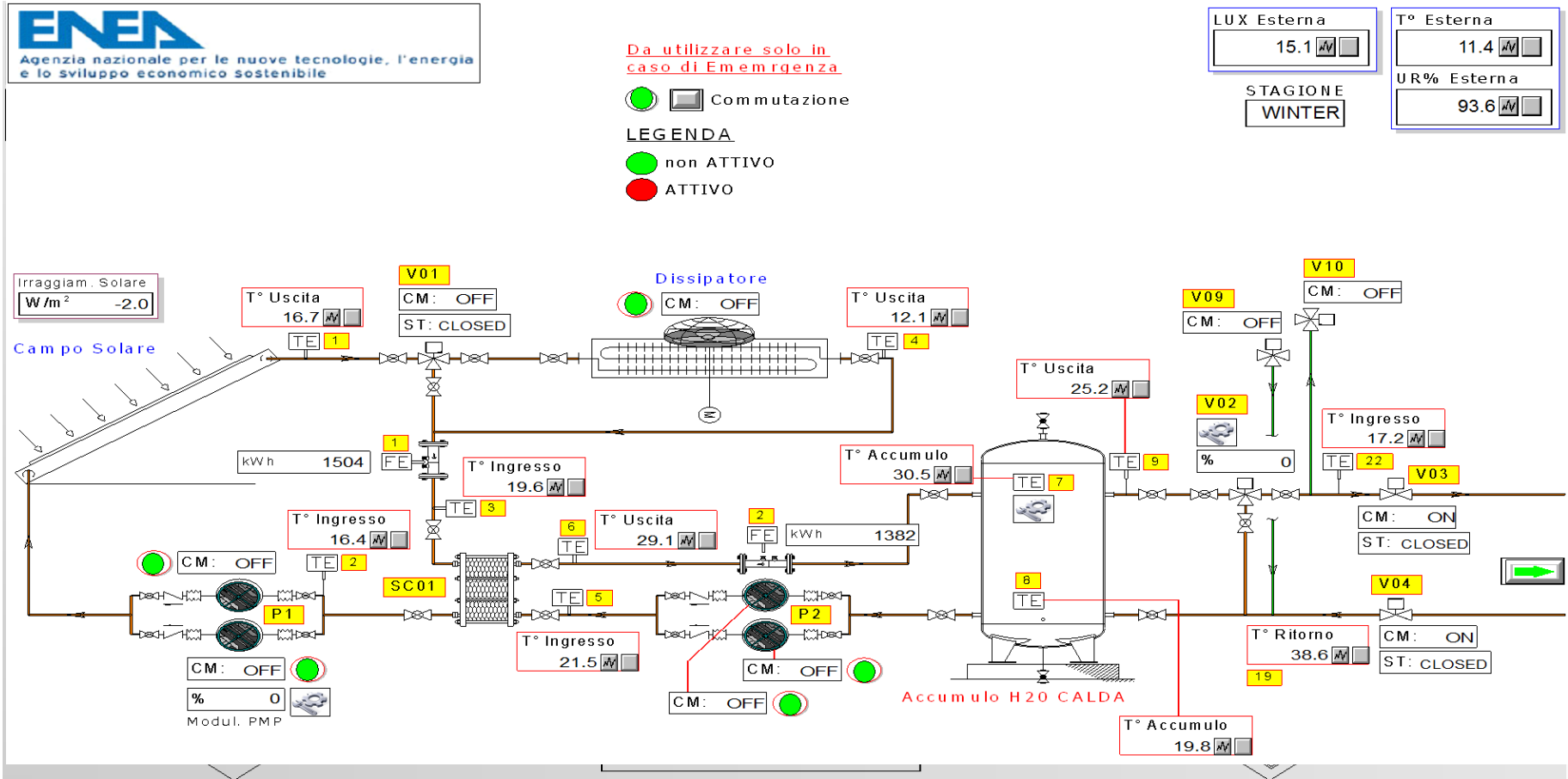
A1-A2-A3: Sistema di regolazione e monitoraggio degli impianti



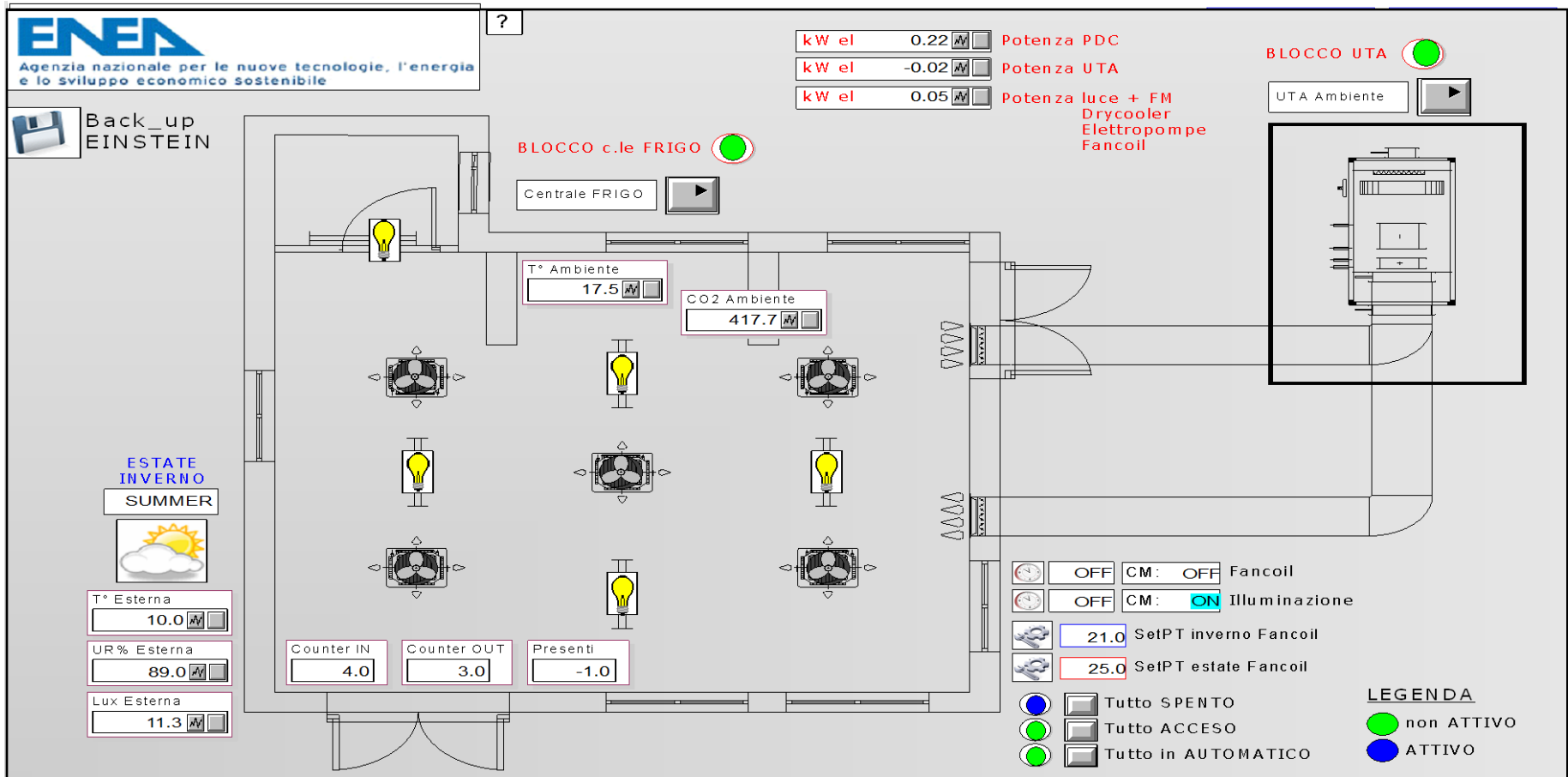
“Utilizzo dell’energia elettrica e solare per la climatizzazione estiva”



A1-A2-A3: Sistema di regolazione e monitoraggio degli impianti



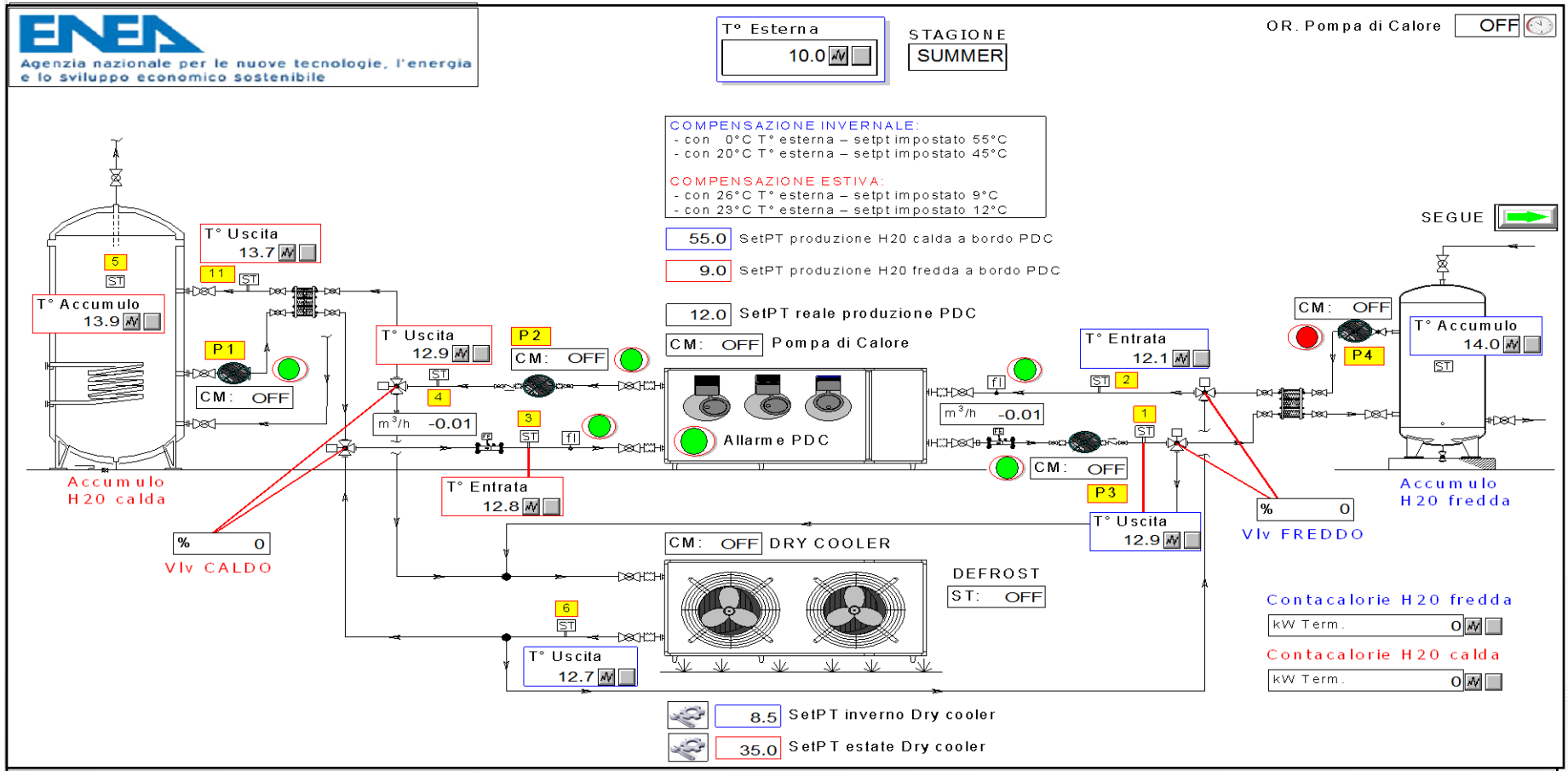
A1-A2-A3: Sistema di regolazione e monitoraggio degli impianti



“Utilizzo dell’energia elettrica e solare per la climatizzazione estiva”



A1-A2-A3: Sistema di regolazione e monitoraggio degli impianti



“Utilizzo dell’energia elettrica e solare per la climatizzazione estiva”



A1-A2-A3: Sistema di regolazione e monitoraggio degli impianti

Serrande UFFICI

100% apertura
 Automatico

Per cambiare il setpoint ambiente UFFICI cliccare sull'icona

Ed andare a variare nella pagina SETPOINTS il rispettivo valore di HEAT o COOL

ENEA
Agenzia nazionale per le nuove tecnologie, l'energia e lo sviluppo economico sostenibile

Modalità Funzionamento
HEAT

T° Esterna: 12.5

UR% Esterna: 90.2

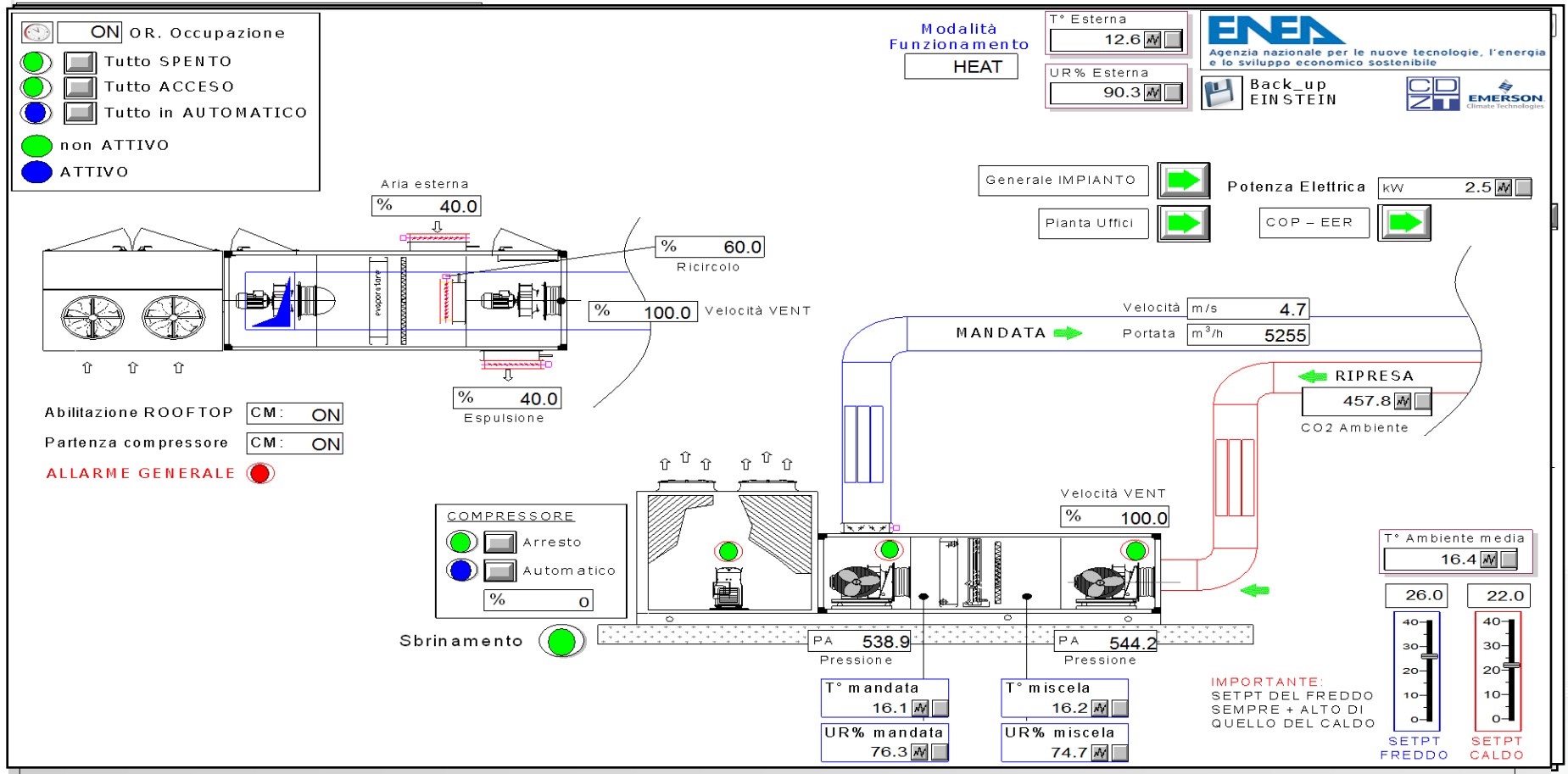
Velocità: 4.6 m/s

Ufficio	T° Ambiente (°C)	SetPT Amb. (%)
Ufficio 07	16.5	99.3
Ufficio 08	16.5	98.8
Ufficio 09	16.7	99.5
Ufficio 10	16.1	98.6
Ufficio 06	15.7	98.4
Ufficio 05	16.5	99.4
Ufficio 04	16.3	98.7
Ufficio 03	16.7	100.0
Ufficio 02	16.6	99.4
Ufficio fotoc./fax 01	16.8	99.9

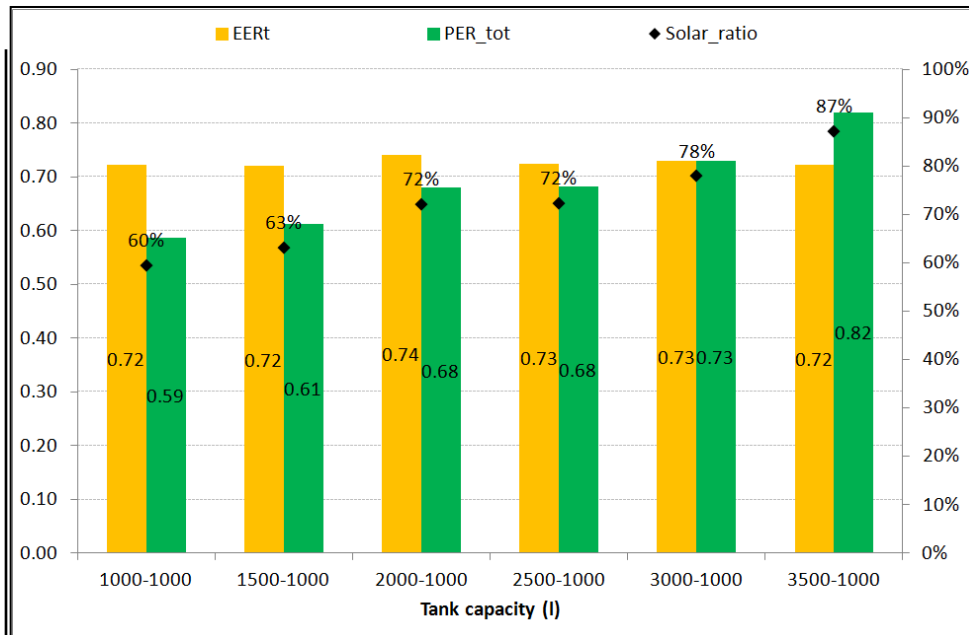
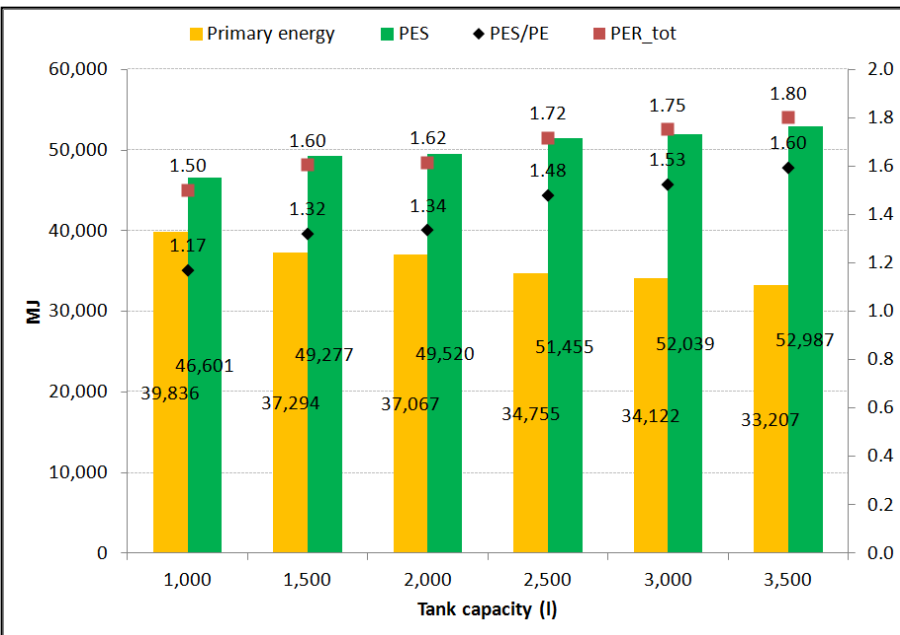
"Utilizzo dell'energia elettrica e solare per la climatizzazione estiva"



A1-A2-A3: Sistema di regolazione e monitoraggio degli impianti



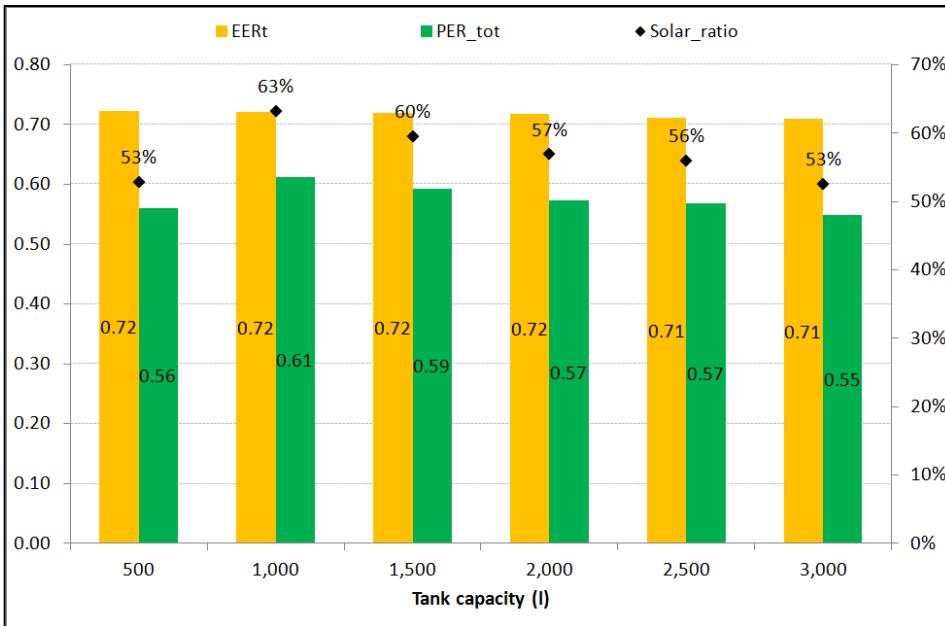
A4. Serbatoio di accumulo a cambiamento di fase



Simulazioni invernali: consumo totale di energia primaria (PE, Primary Energy, relativo a caldaia+pompe+ventilatore del dry-cooler), risparmio di energia primaria (**PES, Primary Energy Saving**, inteso come energia primaria che si sarebbe consumata per produrre la stessa quantità di energia solare utile all’utenza prodotta dall’impianto), rapporto tra le due grandezze (PES/PE) e rapporto di energia primaria totale (PER_tot, Primary Energy Ratio, inteso come rapporto tra fabbisogno termico dell’utenza e totale consumo di energia primaria). I dati (in MJ) sono espressi al variare della capacità del serbatoio di accumulo (in litri) e valgono per il periodo convenzionale di riscaldamento (01/11 – 15/04)

Simulazioni estive: principali indici di efficienza energetica dell’impianto. EERT=Energy Efficiency Ratio termico, rapporto tra energia frigorifera prodotta ed energia termica impiegata dalla macchina ad assorbimento; PER_tot=Primary Energy Ratio, rapporto di energia primaria totale inteso come rapporto tra fabbisogno frigorifero dell’utenza (FE07) e totale consumo di energia primaria; **Solar_ratio=copertura solare**. I dati sono espressi al variare della capacità del serbatoio di accumulo solare (in litri), mantenendo costante la dimensione del serbatoio freddo al valore reale (1000 l) e valgono per il periodo convenzionale di raffrescamento (01/05 – 30/09)

A4. Serbatoio di accumulo a cambiamento di fase



Simulazioni estive: come la figura precedente, con i dati espressi al variare della capacità del serbatoio di accumulo freddo (in litri), mantenendo costante la dimensione del serbatoio solare al valore reale (1500 l).

In estrema sintesi, il confronto fra le figure evidenzia che il consumo di energia primaria totale (caldaia+pompe+ventilatore del dry-cooler+ventilatore della torre evaporativa) è sempre minore nei casi relativi al variare della dimensione dell’accumulo solare ad 88 ° C rispetto a quelli relativi al variare della dimensione dell’accumulo freddo a 7 ° C.

*Inoltre, gli indici di efficienza PES e PER_tot migliorano (crescono) all’ aumentare della taglia dell’ accumulo solare, mentre presentano un valore massimo al variare della taglia dell’accumulo freddo (in corrispondenza del valore reale di 1000 l). I risultati delle simulazioni estive evidenziano, in conclusione, che la **soluzione energeticamente migliore (miglior PES e PER_tot)** si ha con un **accumulo solare di 3500 l** ed un **accumulo freddo** delle dimensioni pari a quello esistente (**1000 l**).*

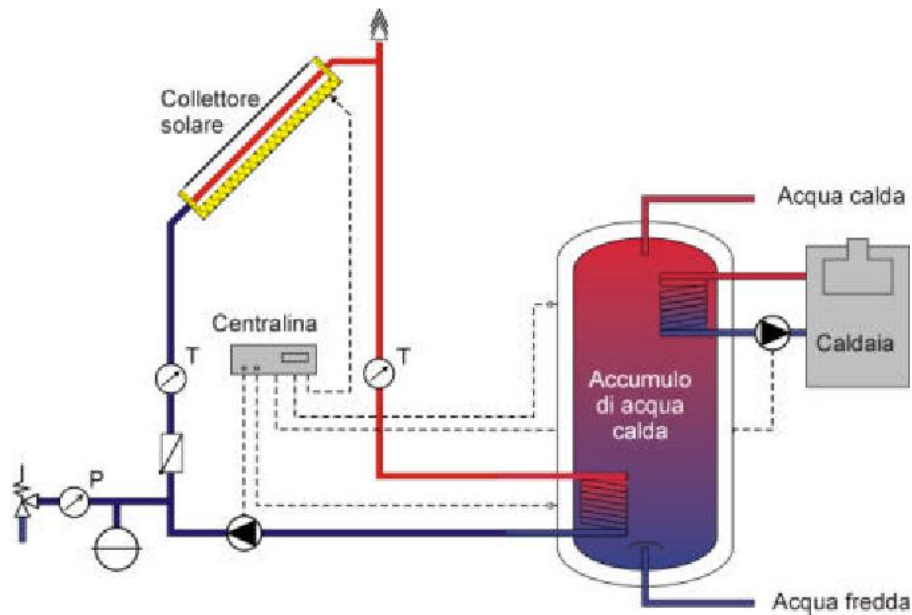
*Si sono poi valutati i risultati in termini di **fabbisogno di energia primaria complessivo annuo** per la climatizzazione estiva ed invernale, sommando i valori relativi a tutti i casi presi in esame: serbatoio solare variabile tra 1000 e 3500 litri (funzionante a 45 ° C nel periodo 01/11 – 15/04 ed 88 ° C nel periodo 01/05 – 30/09) e serbatoio freddo funzionante a 7 ° C ovviamente nel solo periodo 01/05 – 30/09. La **soluzione energeticamente maggiormente conveniente** risulta essere quella relativa ad un **accumulo solare di 3500 l** ed un **accumulo freddo di 1000 l**.*

La capacità di accumulo di energia termica con un serbatoio di 3500 l è di circa 73 MJ (ipotizzando un DT tra acqua in ingresso ed in uscita pari a 5 ° C).

▪ Una volta individuata la capacità ottimale si è passati alla valutazione del materiale PCM. Ci si è concentrati sui prodotti forniti dall’azienda Phase Change Material Product Limited, in particolare sui **sali idrati della serie S89-S7**:

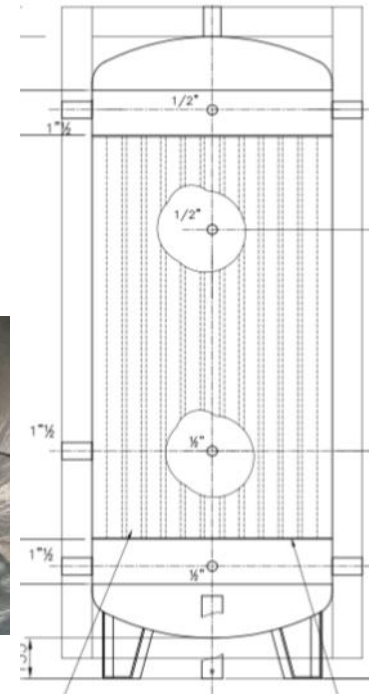
- accumulo da 1000 l;
- materiale PCM e n. tubi: S46 - 130 tubi;
- capacità accumulo funzionamento invernale: pari 69 MJ;
- capacità accumulo funzionamento estivo: 105 MJ.

A4. Serbatoio di accumulo a cambiamento di fase



*Accumulo sensibile d’acqua
da 3500 l*

$$E_{sens} = m_{acqua} \cdot c_l \cdot (T_{in} - T_{out}) =$$
$$= 3500 \cdot 4.187 \cdot 5 \cong 73000 \text{ kJ}$$



*Accumulo latente a PCM
(PCM S46 TubeICE) da 1000 l*

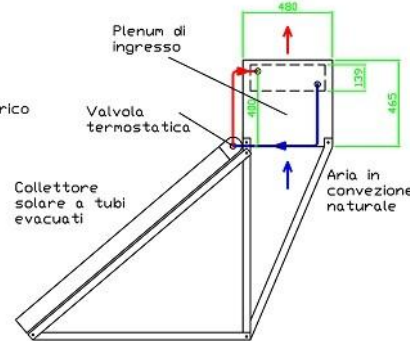
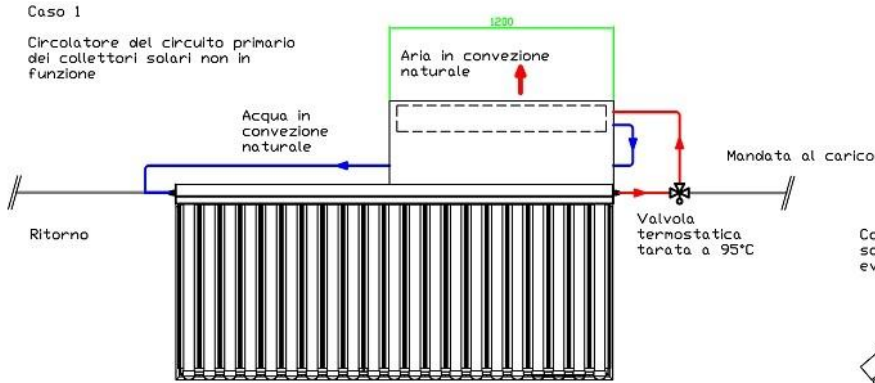
$$E_{lat} = N_{tubi} \cdot c_{lat,tubo} =$$
$$= 130 \cdot 533 \cong 69000 \text{ kJ}$$

A4. Serbatoio di accumulo a cambiamento di fase

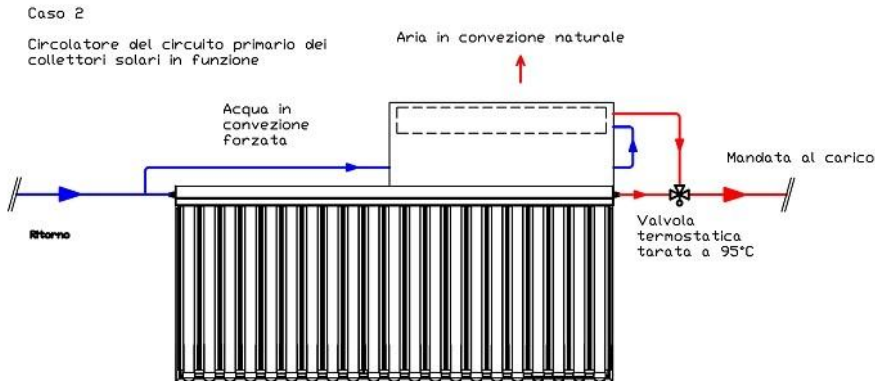
PCM TubeICE

PCM Type	Phase Change Temperature	Weight	Latent Heat Capacity	TES Tank Capacity	Specific Heat Capacity
	(°C)	(kg/TubeICE)	(kJ/TubeICE)	(MJ/m ³)	(kJ/(kg K))
S89	89	2.70	446	198	2.480
S83	83	2.80	428	187	2.310
S72	72	2.90	407	180	2.130
S58	58	2.70	446	198	2.550
S50	50	2.80	292	130	1.590
S46	46	2.80	533	234	2.410
S44	44	2.80	292	130	1.610
S34	34	3.60	410	180	2.100
S32	32	2.60	486	212	1.910
S30	30	2.40	475	209	1.900
S27	27	2.70	522	230	2.200
S25	25	2.70	515	227	2.200
S23	23	2.70	515	227	2.200
S21	22	2.70	515	227	2.200
S19	19	2.70	392	173	1.900
S17	17	2.70	385	169	1.900
S15	15	2.70	382	169	1.900
S13	13	2.70	378	166	1.900
S10	10	2.60	367	162	1.900
S8	8	2.60	367	162	1.900
S7	7	2.60	367	162	1.900

A5. Sistema di smaltimento statico del calore



Prototipo della valvola termostatica



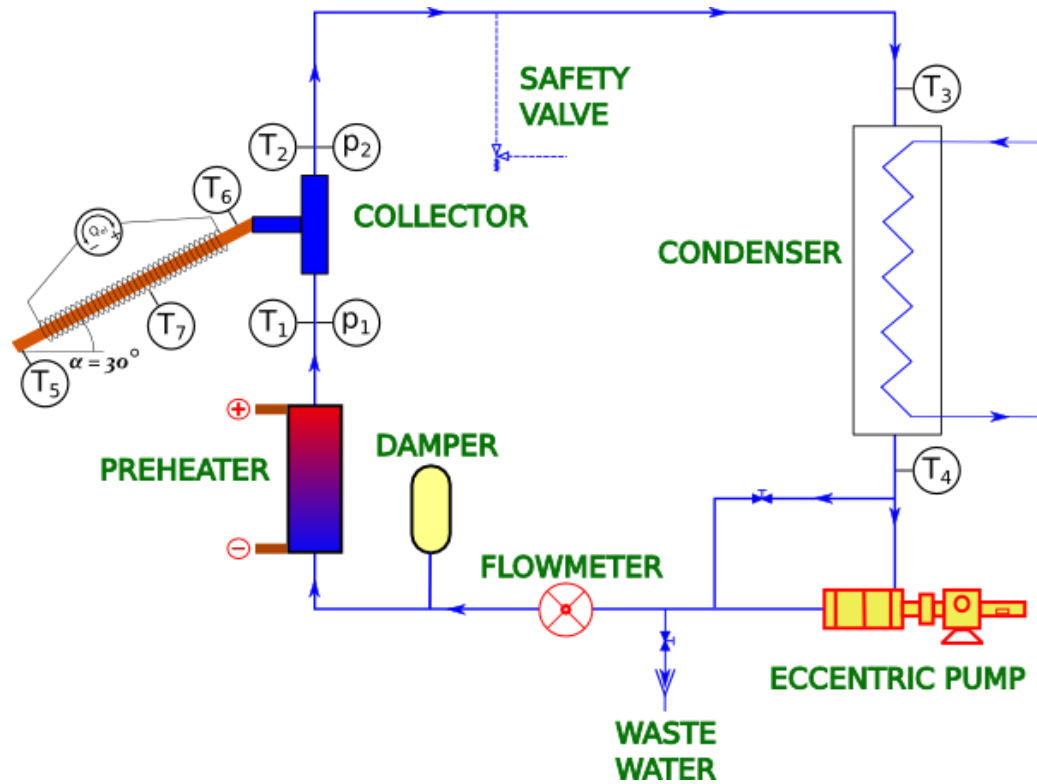
Standard H	DATI TERMODINAMICI		I/1/4/195/0101		
LATO ALETTE	Richies. Calcol.		LATO TUBI	Richies. Calcol.	
Fluido: aria			Fluido: ACQUA		
Quantità	m ³ /h	110	Quantità	l/h 86	
Aria secca	kg/h	135	Temperatura ingresso	°C 86	
Peso specifico	kg/m ³	1,2250	Temperatura uscita	°C 64,6	
Temp. ingresso	°C	27,8	Peso specifico	kg/dm ³ 0,975	
Temperatura uscita	°C	83,3	Calore specif.	kcal/kg°C 1,001	
Velocità front.	m/sec	0,1	Conducib.term.	kcal/hm°C 0,574	
Perdita carico	mm H ₂ O	0,0	Viscosità	centipoises 0,371	
Capacità	kcal/h	1795	Velocità	m/s 0,12	
			Perdita di carico	mH ₂ O 1,5	
			DATI BATTERIA		
Lunghezza alettato	mm	1070	1070	Diametro tubi	mm 16,50
Altezza alettato	mm	400	400	Spessore tubi	mm 0,40
Numero ranghi			3,41	Spessore alette	mm 0,13
Peso a secco, circa	kg		27	Superficie	m ² 27,2
Contenuto di fluido	dm ³		9,4	OUT OF CERTIF. RANGE	

Dati tecnici relativi alla batteria alettata

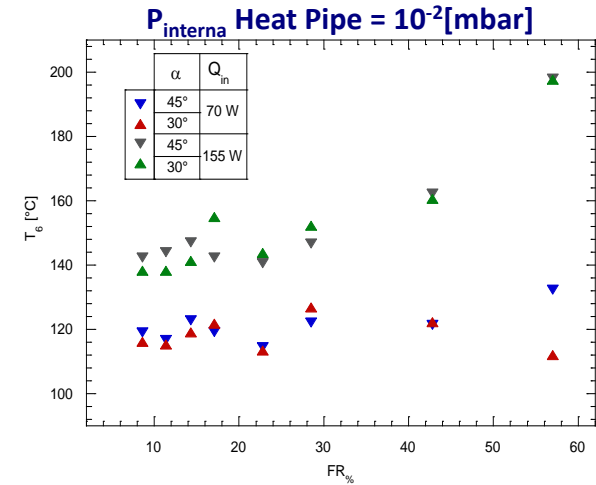


Al fine di incrementare la portata d’aria nello scambiatore si potrebbero utilizzare dei **ventilatori solari** direttamente alimentati da celle fotovoltaiche montate a bordo degli stessi. Questa soluzione consente la riduzione della superficie di scambio della batteria alettata. Ipotizzando di installare **due ventilatori** di questa tipologia, ognuno con **portata d’aria di 130 m³/h** alla prevalenza richiesta, la **superficie di scambio** potrà essere **dimezzata** ottenendo ancora un efficace scambio termico con l’aria esterna. Nel calcolo della portata d’aria si è ipotizzata una sovrapposizione della circolazione per effetto termogravimetrico e di quella dovuta alla presenza dei ventilatori.

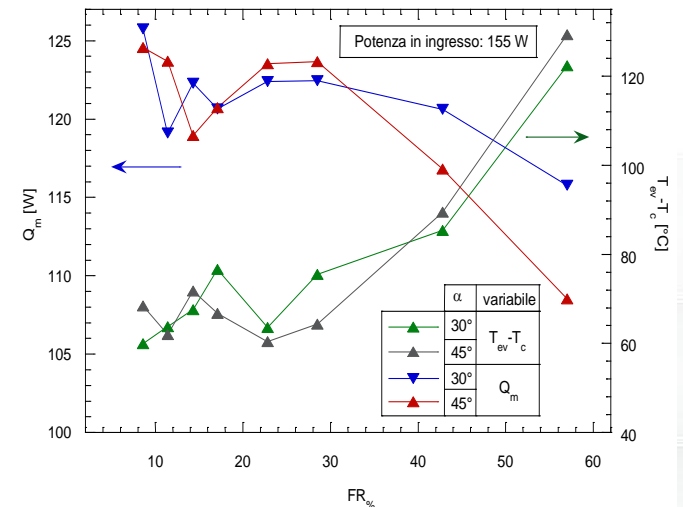
A6. Analisi sperimentale pannelli solari termici a tubi evacuati ad Heat Pipe



Schema funzionale Impianto T.O.S.C.A.
(Thermal fluid dynamics Of Solar Cooling Apparatus)



Andamento di T_6 (tratto adiabatico) in funzione di FR (Filling Ratio)



Andamento di Q_m (Pot. Trasf. Secondario) e di $T_5 - T_c$ in funzione di FR (Filling Ratio)

A7. Macchina frigorifera caldo/freddo dedicata al settore alimentare ad R744 (CO₂)



Facility di prova Impianto Pa.CO₂
(PAsteurization with CO₂)

PROVE ENEA

E1. Prova comparativa Pompa di calore Sanyo / Pastomaster 60Rtx

	Q.tà acqua	T _i acqua iniziale	T _f acqua fine	Tempo impiegato	Consumo energetico
Pompa di calore a)	60 Lt	4 °C	63 °C	1h 33' 45"	1.653 kWh
Pompa di calore b)	60 Lt	4 °C	65 °C	2h 16' 26"	2.205 kWh
Pastomaster c)	60 Lt	4 °C	61 °C	44'	4.406 kWh

E2. Prova riscaldamento pompa di calore Sanyo con bypass sonde di temperatura ingresso - uscita acqua e condizionamento sonda uscita compressore

	Q.tà acqua	T _i acqua iniziale	T _f acqua fine	Tempo impiegato	Consumo energetico
Pompa di calore a)	60 Lt	4 °C	65 °C	59' 21"	1.507 kWh
Pompa di calore b)	60 Lt	4 °C	65 °C	1h 00' 31"	1.569 kWh
Pompa di calore c)	60 Lt	4 °C	65 °C	58' 56"	1.616 kWh

E3. Prova riscaldamento pompa di calore Sanyo con bypass sonde di temperatura ingresso - uscita acqua e condizionamento sonda uscita compressore

	Q.tà acqua	T _i acqua iniziale	T _f acqua fine	Tempo impiegato	Consumo energetico
Pompa di calore a)	30 Lt	4 °C	65 °C	39' 18"	0.908 kWh
Pompa di calore b)	30 Lt	4 °C	65 °C	37' 00"	0.870 kWh

Rispetto alla configurazione standard (E1 pompa di calore) si registra per E2 una riduzione dei consumi compresa tra il 27% e il 32% mentre un accorciamento dei tempi di processo mediamente del 55 - 57%.

Di certo ancora più marcate risultano le differenze con le prove di riscaldamento a mezzo **resistenze elettriche (E1 Pastomaster)** rispetto alle quali il funzionamento della pompa di calore in versione “modificata” fa registrare **consumi più bassi di oltre il 65%** a fronte di un non eccessivo allungamento dei tempi, stimato nell’ordine del 30 % (circa 15 min).

A8. Impianto di solar cooling a servizio di una serra per culture intensive



GRUPPO FRIGO AD ASSORBIMENTO
ACQUA-BROMURO DI LITIO



Potenza frigorifera = 18 [kWf];
Potenza termica in = 25 [kWt];
Acqua refrigerata: $T_{in} = 12,5^{\circ}\text{C}$, $T_{out} = 7^{\circ}\text{C}$;
Portata nominale = 0,77 l/s;
Potenza dissipata = 42 kW;
Pressione massima di lavoro: 588 kPa;
Potenza elettrica assorbita = 48 W.

TORRE EVAPORATIVA



Potenzialità = 43 [kW];
($T_{bu}=25,6^{\circ}\text{C}$; $TH_2O_{in}=35^{\circ}\text{C}$; $TH_2O_{out}=30^{\circ}\text{C}$)

Portata aria = 7.500,0 [m³/h];
Portata acqua = 7.400,0 [l/h];
Perdite di carico lato acqua = 30 kPa;

CAMPO SOLARE:
COLLETTORI SOLARI TERMICI
A TUBI EVACUATI



Superficie singolo pannello solare = 3,75[m²];
Superficie Totale campo solare = 56[m²];
Potenza di picco singolo collettore = 2.377 [W];
($G^*=1000 \text{ W/m}^2$, EN 12975)

CALDAIA DI INTEGRAZIONE



Potenza termica utile = 31 [kW];
del tipo murale alimentata a gas metano

DISSIPATORE



P estate dissipata = 96,6 [kW];
Superficie scambio = 37 [m²];
Temperatura entrata = 110 [°C];
Temperatura uscita = 85 [°C];

C = 1.500 litri

SERBATOIO ACCUMULO CALDO

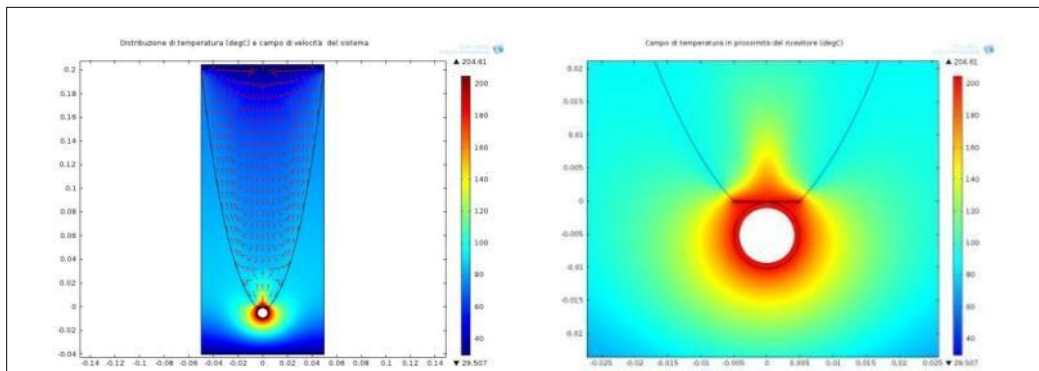


B. Caratterizzazione di componenti solari per applicazioni di solar cooling

B1. Sviluppo di componenti solari a concentrazione per applicazioni di climatizzazione

Le attività hanno riguardato:

- la **modellazione ottica e termo-fluidodinamica** di un collettore solare a concentrazione basato su un sistema ottico del tipo CPC
- lo **sviluppo di un prototipo di concentratore solare**, che utilizza materiali e tecniche costruttive di tipo innovativo



Risultati delle analisi termo-fluidodinamiche effettuate sul modello di concentratore considerato

Confronto tra i risultati ottenuti con i diversi modelli utilizzati per l’analisi energetica del prototipo

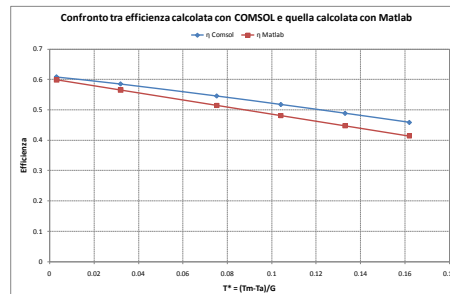
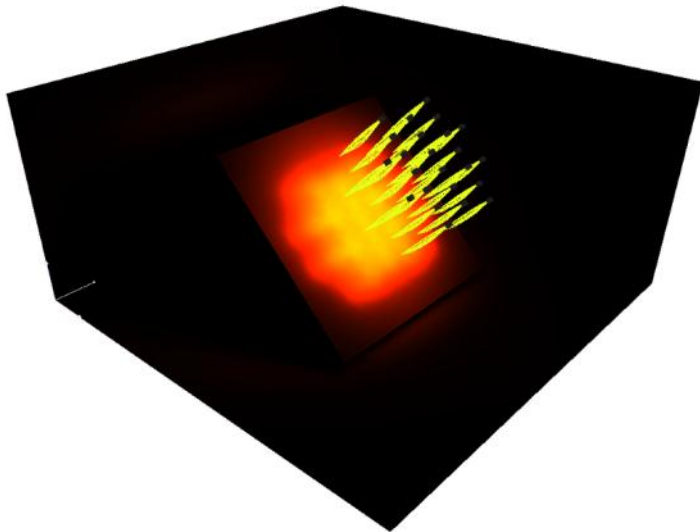


Foto di alcune fasi della prototipizzazione

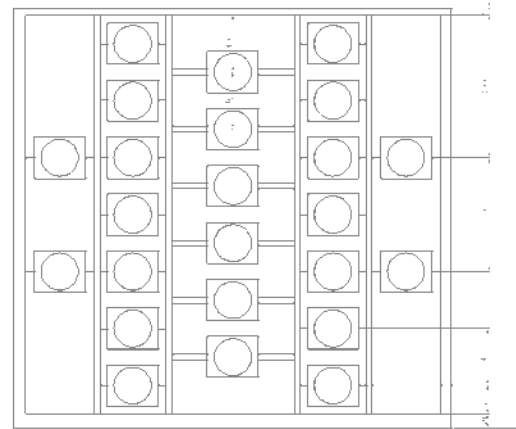
B. Caratterizzazione di componenti solari per applicazioni di solar cooling

B2. Realizzazione di un simulatore solare per l’ esecuzione di prove indoor

L’ attività ha riguardato lo studio, la progettazione e la realizzazione di un simulatore solare per l’ esecuzione di prove indoor (in accordo alla normativa tecnica di riferimento EN 12975:2006 – par. 6.1.5) su diverse tipologie di collettori solari, al fine di analizzare e verificare, in condizioni controllate, le loro performance energetiche in vista anche della validazione di modelli ottici e termo-fluidodinamici sviluppati nelle fasi precedenti dell’ attività.



Esempio di analisi della distribuzione del flusso radiativo generato dal campo di lampade del simulatore su una superficie di riferimento



Schema quotato relativo alla disposizione delle lampade nel simulatore



Lampade utilizzate



Quadro di controllo

B. Caratterizzazione di componenti solari per applicazioni di solar cooling

B3. Sperimentazione e qualificazione di componenti e sistemi solari allo stato pre-industriale o di prototipo per applicazioni a bassa e media temperatura

L’attività ha riguardato la sperimentazione e qualificazione di componenti e sistemi solari in vista della loro utilizzazione sia in ambito residenziale per applicazioni di solar-cooling sia in ambito industriale per la produzione di calore di processo.

Per lo svolgimento delle attività si sono utilizzate le facility di test, già implementate nel corso delle precedenti annualità, del laboratorio di prova di collettori e sistemi solari del CR ENEA Trisaia che ha tra le sue finalità, oltre alla certificazione dei prodotti commerciali, anche quella di supportare l’industria nazionale nelle attività di ricerca, sviluppo e sperimentazione di componenti e sistemi innovativi.

In particolare, le attività hanno riguardato:

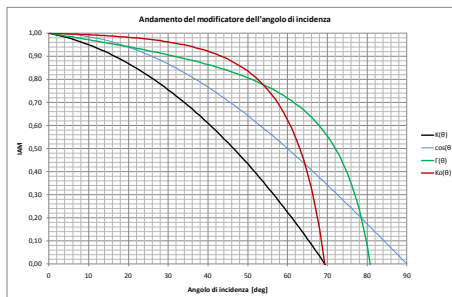
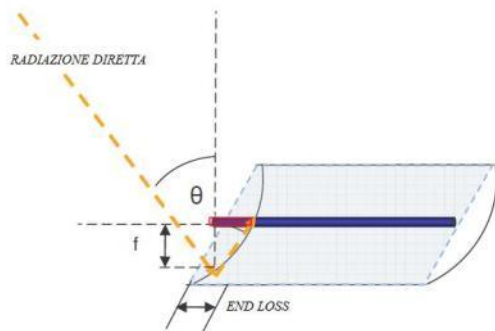
- l’**analisi del comportamento ottico** di collettori parabolici lineari e collettori a specchi lineari di Fresnel, in relazione alla dipendenza dell’efficienza termica dall’angolo con cui la radiazione solare diretta (DNI – Direct Normal Irradiance) incide sulla superficie di apertura (analisi dell’IAM – Incidence angle modifier).
- la **sperimentazione di sistemi ibridi** del tipo Dish/Stirling

B. Caratterizzazione di componenti solari per applicazioni di solar cooling

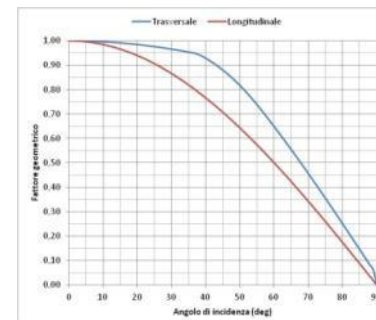
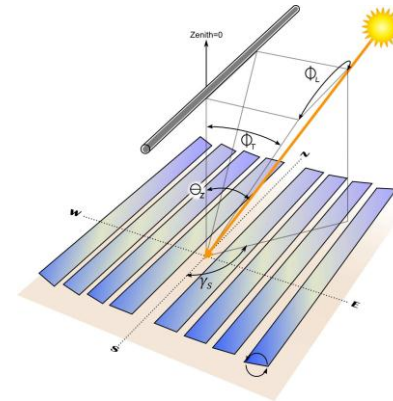
B3. Sperimentazione e qualificazione di componenti e sistemi solari allo stato pre-industriale o di prototipo per applicazioni a bassa e media temperatura

Analisi sperimentale del comportamento ottico di collettori parabolici lineari e collettori a specchi lineari di Fresnel

Sistemi parabolici lineari



Sistemi a specchi lineari di Fresnel



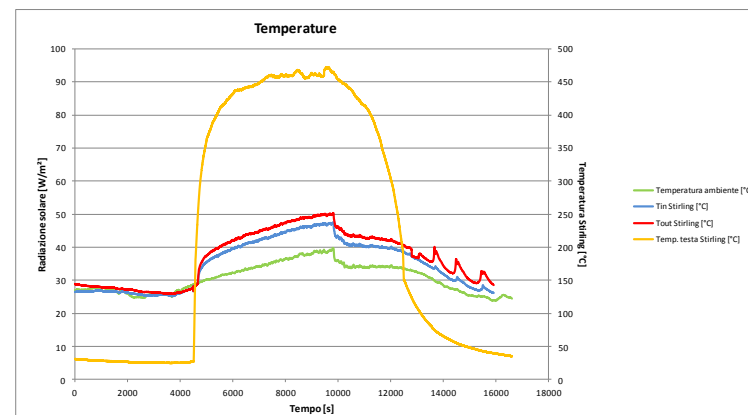
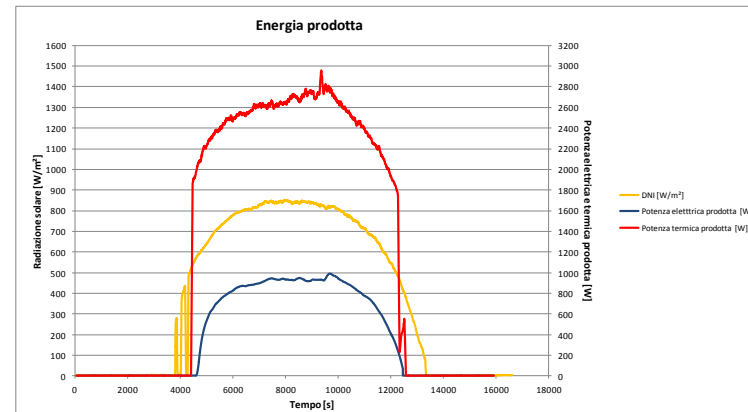
B. Caratterizzazione di componenti solari per applicazioni di solar cooling

B3. Sperimentazione e qualificazione di componenti e sistemi solari allo stato pre-industriale o di prototipo per applicazioni a bassa e media temperatura

Sperimentazione su sistemi ibridi del tipo Dish/Stirling



Foto del set-up sperimentale del sistema Dish/Stirling



C. Comunicazione e diffusione dei risultati

23/10/2012: inaugurata la Scuola delle Energie



L'edificio F92 si sviluppa su tre livelli (superficie totale pari a circa 230 m²) ed ospita al suo interno:

▪ n° 2 aule didattiche;



▪ n° 2 sale riunioni;



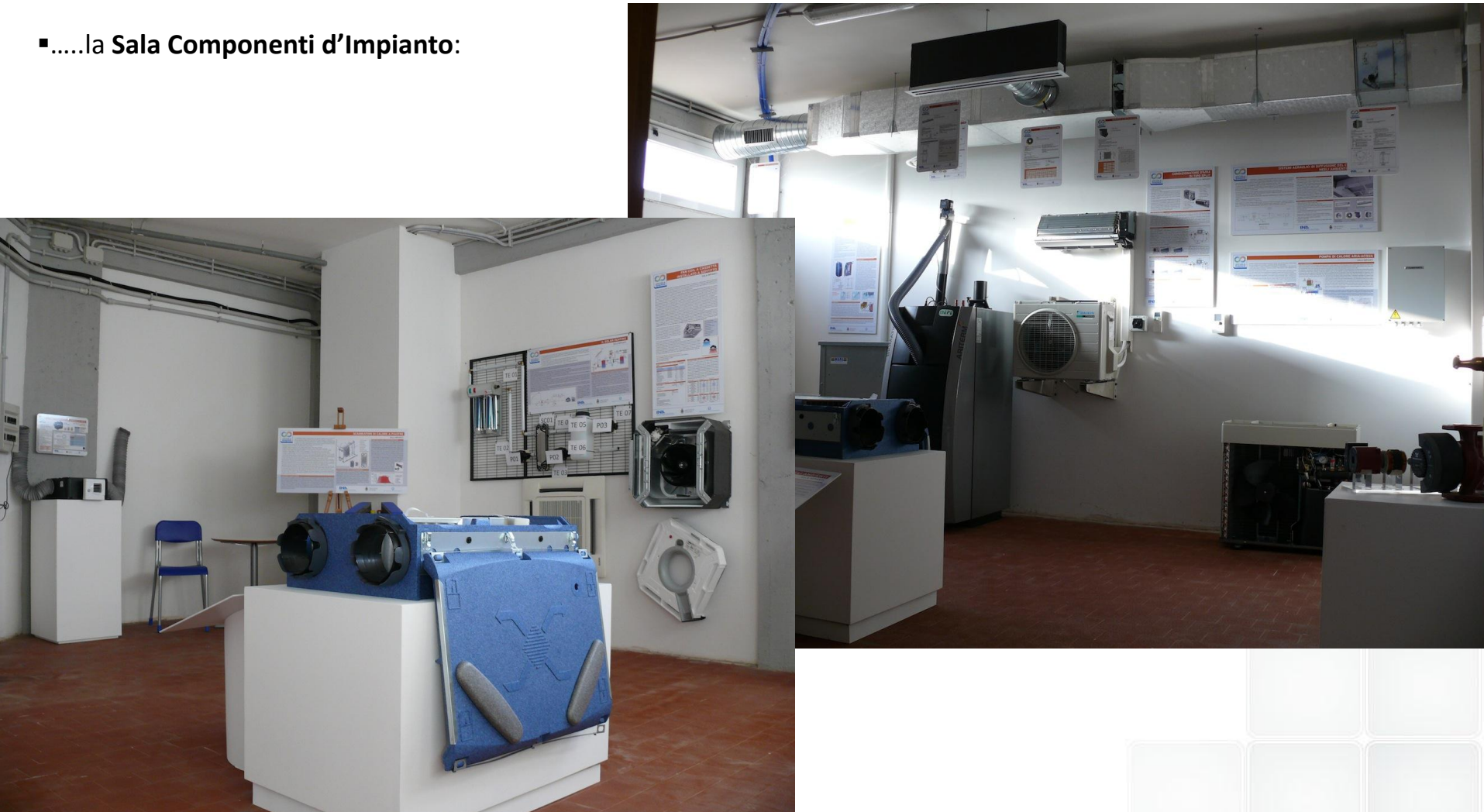
▪ n° 1 segreteria operativa;

▪ n° 1 area break;

▪e

C. Comunicazione e diffusione dei risultati

-la Sala Componenti d’Impianto:



C. Comunicazione e diffusione dei risultati

All’ interno della hall dimostrativa è possibile “toccare con mano” i principali componenti necessari alla realizzazione di impianti di climatizzazione assistiti da fonti rinnovabili:

- N° 1 Sistema di Ventilazione Meccanica Controllata a semplice flusso per estrazione, completo di bocchetta di estrazione igroregolabile per locali servizi dotata di rilevatore ottico di presenza per bagni ciechi: $Q=200 \text{ m}^3/\text{h}$ con $H=100 \text{ Pa}$ (ALDES);
- N° 1 Scambiatore di calore saldo brasato, completo di isolamento termico (ALFA LAVAL);
- N° 1 Pannello dimostratore di impianti di solar heating (KLOBEN, VALSIR, ALFA LAVAL, LOWARA);
- N° 1 Fancoil del tipo a cassetta a 4 vie: $P_t=3,11 \text{ kW}$, $P_f=2,35 \text{ kW}$, $Q_{\text{aria}}=460 \text{ m}^3/\text{h}$ vel. media, $T_{\text{acqua in}} 50^\circ -7^\circ \text{ C}$ inv-est (SANYO);
- N° 2 moduli per impianti radianti a pavimento, applicazioni industriali e civili (VELTA);
- N° 2 sistemi di regolazione per impianti radianti a pavimento, con e senza fili (VELTA);
- Sistema distribuzione aria con canali in poliuretano e modalità di collegamento a canali circolari in acciaio zincato (ALP);
- Bocchette immissione, diffusori aria, sistemi di taratura della portata e serrande tagliafuoco per impianti di distribuzione dell’ aria condizionata (FRANCE AIR);
- N° 1 Caldaia Hi-Tech a Pellet e MINI silo di contenimento pellet: $P_t=20,0 \text{ kW}$, capacità mini silo = $0,3 \text{ m}^3$ (MEPE Srl)
- N° 1 pompa di calore ad espansione diretta ad inverter R410A, mono Split: $P_t=2,5 \text{ kW}$, $P_f=2,0 \text{ kW}$ (DAIKIN);
- N° 1 pompa di calore aria – acqua ad inverter R410A: $P_t=5,85 \text{ kW}$, $P_f=4,4 \text{ kW}$, $T_{\text{acqua}} 50^\circ -7^\circ \text{ C}$ e $T_{\text{est}}=7^\circ -35^\circ \text{ C}$ inv-est (CLIMAVENETA)
- Esplosore circolatore per impianti idronici e circolatore con inverter installato a bordo (GRUNDFOS);
- N° 1 Sistema di Ventilazione Meccanica Controllata a doppio flusso con recupero di calore statico: $Q=220 \text{ m}^3/\text{h}$ con $H=200 \text{ Pa}$ (ALDES).

C. Comunicazione e diffusione dei risultati

Riassumendo:



Tre impianti sperimentali:

- Solar heating and Cooling Edificio F92;
- Pompa di calore acqua – acqua a CO₂ Container F92;
- Pompa di calore aria – aria a CO₂ Edificio F76;

Una Sala Impianti:

- Hall tecnologica con oltre 25 diversi componenti d’impianto.

COMPLESSIVAMENTE oltre 70 diversi componenti d’impianto

“Utilizzo dell’energia elettrica e solare per la climatizzazione estiva”



C. Comunicazione e diffusione dei risultati



C. Comunicazione e diffusione dei risultati

RICERCA DI BASE

- Scambio termico in micro canali
- Nano-Fluidi
- Wick Heat Pipe
- Sistemi di accumulo termico a cambiamento di fase
- Scambiatori a layer adsorbenti a raffreddamento evaporativo indiretto
- Analisi di efflusso in bifase

RICERCA APPLICATA

- Il Solar Cooling
- Pompe di calore ad assorbimento acqua-ammoniaca
- Pompe di calore a compressione R744 (CO₂)
- Pannelli solari a Heat Pipe
- Pompe di calore elioassistite
- Impianti Geotermici
- Laboratorio qualificazione componenti solari
- Sistemi di regolazione, monitoraggio e controllo
- Sistemi Desiccant-Cooling
- Impianti di cogenerazione e trigenerazione

[HOME](#) [CHI SIAMO](#) [CONTATTI](#) [DOVE SIAMO](#) [MAPPA DEL SITO](#)

cerca



Questo portale ha lo scopo di diffondere i risultati delle attività ENEA in questo settore nell'ambito della "Ricerca di sistema elettrico".

[Approfondisci >>](#)



Laboratori & Impianti

Formazione

Pubblicazioni

Archivio Eventi & News

Strumenti e Software

Downloads

Link Utili



CLIMATIZZAZIONE: GLI SCENARI



Pannelli solari a HEAT PIPE

Gli heat pipe applicati ai sistemi di condizionamento estivo

Negli ultimi anni, la **domanda di elettricità nel periodo estivo ha raggiunto picchi estremi per l'uso eccessivo dei tradizionali condizionatori d'aria**, fino a causare talvolta dei black out della rete elettrica. Per ovviare a ciò, è **necessario sfruttare**, con il massimo rendimento ottenibile, l'**energia solare producendo acqua calda a temperature superiori ai 100°C attraverso il progetto e lo sviluppo**

ENEA

Una casa intelligente per la formazione profe

ENERGIE RINNOVABILI

Una "casa intelligente"
per la formazione professionale

0:00 / 2:32 YouTube

Il portale allestito è visitabile all' indirizzo
<http://www.climatizzazioneconfontirinnovabili.enea.it/>

A. Sperimentazione e qualificazione di componenti e sistemi

C. Comunicazione e diffusione dei risultati



Dipartimento di Ingegneria
Meccanica e Industriale



UNIVERSITA' DI PADOVA
Dipartimento di Tecnica e
Gestione
dei sistemi industriali



UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI
NAPOLI FEDERICO II

Grazie per l'attenzione