



Ricerca di Sistema elettrico

Sistemi ibridi ad eiettore con impiego di
fonte solare o reflui termici. Confronto con
sistemi tradizionali (chiller elettrici o ad
assorbimento)

Alfonso William Mauro, Rita Mastrullo

SISTEMI IBRIDI AD EIETTORE CON IMPIEGO DI FONTE SOLARE O REFLUI TERMICI. CONFRONTO CON SISTEMI TRADIZIONALI (CHILLER ELETTRICI O AD ASSORBIMENTO)

Alfonso William Mauro e Rita Mastrullo, Università degli Studi di Napoli Federico II, Dipartimento di Ingegneria Industriale

Dicembre 2021

Report Ricerca di Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero della Transizione Ecologica - ENEA

Piano Triennale di Realizzazione 2019-2021 – III annualità

Obiettivo: Tecnologie

Progetto: Tecnologie per la penetrazione efficiente del vettore elettrico negli usi finali

Work package: Pompe di Calore

Linea di attività: LA 3.26: Miglioramento delle prestazioni delle PdC (eiettori): Sistema ibrido con eiettori

Responsabile del Progetto: Claudia Meloni, ENEA

Responsabile del Work package: Raniero Trinchieri, ENEA

Il presente documento descrive le attività di ricerca svolte all'interno dell'Accordo di collaborazione *“Studio e sviluppo degli eiettori quali organi di laminazione per PdC utilizzando come fluido refrigerante sia la CO₂, sia altri fluidi”*

Responsabile scientifico ENEA: Raniero Trinchieri

Responsabile scientifico: Dipartimento di Ingegneria Industriale, Università degli Studi di Napoli Federico II: Prof. Alfonso William Mauro

Indice

1. DESCRIZIONE DELLE ATTIVITÀ SVOLTE	4
1.1 RICHIESTE LA26	4
1.2 DESCRIZIONE ATTIVITÀ	4
2. SCHEMA DI IMPIANTO E MODELLAZIONE COMPONENTI	5
2.1 SCHEMI DI IMPIANTO ANALIZZATI	5
2.2 MODELLAZIONE DEI SINGOLI COMPONENTI	6
2.2.1 Modellazione eiettore	7
2.2.2 Generatore di vapore	8
2.2.3 Scambiatori di calore	9
2.2.4 Pompa refrigerante e ventilatori	10
2.2.5 Altri componenti	11
2.2.6 Funzioni di Costo	11
3. PARTE 1 - DIMENSIONAMENTO DEL SISTEMA	12
3.1 ALGORITMO RISOLUTIVO PER IL DIMENSIONAMENTO DEL SISTEMA	13
3.2.2 Risultati – clima 1: Milano	16
3.2.3 Risultati – clima 2: Roma	21
3.2.4 Risultati – clima 3: Palermo	24
3.2.5 Confronto termo-economico con tecnologie esistenti	28
3.3 CONCLUSIONI PARTE 1	30
4. PARTE 2 – SIMULAZIONI STAGIONALI	31
4.1 ALGORITMO RISOLUTIVO PER LE SIMULAZIONI DINAMICHE DEL SISTEMA	32
4.2 RISULTATI SIMULAZIONI STAGIONALI	33
4.3 CONFRONTO ECONOMICO	35
4.4 APPROFONDIMENTO: AMMONIACA COME FLUIDO DI LAVORO	38
4.5 CONCLUSIONI PARTE 2	39
RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI	41
CURRICULUM VITAE DELLA PROF.SSA RITA MASTRULLO	42
CURRICULUM VITAE DEL PROF. ALFONSO WILLIAM MAURO	43

1. Descrizione delle attività svolte

1.1 Richieste LA26

Secondo l'accordo di ricerca, nella LA26 l'Università degli Studi di Napoli "Federico II" ha il compito di esplorare la possibilità di utilizzo di sistemi ibridi (combinazione di cicli diretti ed inversi) ad eiettori, che integrano la sorgente termica con quella elettrica, nel caso la prima non sia disponibile a sufficienza. Viene proposta un'analisi termo-economica del funzionamento di tali sistemi in scenari di utilizzo di reflui termici da fonte solare o da reflui termici industriali, valutando la competitività di tali sistemi rispetto ai tradizionali chiller elettrici o ad assorbimento. Tale analisi è richiesta per diverse zone climatiche italiane.

1.2 Descrizione attività

In condivisione con ENEA, per lo studio in esame, è stata considerata un'utenza con carico frigorifero pari a 10 kW in tre differenti climi di riferimento italiani (Milano, Roma e Palermo). L'utenza è considerata di tipo industriale nel caso di reflui termici, mentre si farà riferimento ad un'utenza residenziale nel caso in cui il ciclo è alimentato da fonte solare. L'attività è stata suddivisa in due fasi: la prima ha riguardato la modellazione e il dimensionamento del sistema; nella seconda fase sono state invece condotte delle simulazioni dinamiche per la caratterizzazione delle prestazioni stagionali delle configurazioni dimensionate.

Le attività svolte nella fase di dimensionamento sono così riassunte:

- Descrizione delle configurazioni impiantistiche analizzate e relativi cicli termodinamici.
- Modellazione dei singoli componenti costituenti gli impianti analizzati.
- Definizione dell'algoritmo risolutivo del ciclo termodinamico, sia nel caso di ciclo alimentato da reflu termico che per ciclo elio-assistito. L'algoritmo è stato implementato impiegando il software Matlab.
- Dimensionamento del sistema. Per ciascun clima di riferimento e per differenti scenari di disponibilità del reflu termico o dimensione dei pannelli solari è stato dimensionato il sistema scegliendo il punto di ottimo tra costi e COP per tutte le soluzioni analizzate.
- Confronto termo-economico tra le soluzioni dimensionate e le soluzioni di riferimento.

La seconda fase, relativa alle simulazioni dinamiche delle varie configurazioni dimensionate, ha seguito i seguenti passi:

- Definizione dell'algoritmo risolutivo per la simulazione del sistema.
- Simulazioni stagionali e calcolo dei coefficienti di prestazione stagionali (SEER) delle varie configurazioni impiantistiche dimensionate per i tre climi analizzati.

- Analisi dei costi totali (somma di costi di investimento e costi di esercizio) delle soluzioni proposte e confronto con chiller elettrici e ad assorbimento.

2. Schema di impianto e modellazione componenti

Nella presente attività viene analizzata una nuova tipologia di ciclo termodinamico, il ciclo ibrido ad eiettore, in cui una sorgente termica è di ausilio a quella elettrica. Questi sistemi, grazie all'impiego dell'eiettore, possono costituire un'alternativa ad impianti ad assorbimento o a cicli combinati ORC+VCC (Organic Rankine Cycle + Vapor Compression Cycle), specialmente in applicazioni di piccola taglia, come quelle residenziali, e laddove la disponibilità di energia elettrica non è sempre garantita.

2.1 Schemi di impianto analizzati

Gli schemi degli impianti oggetto di studio, insieme ai relativi cicli termodinamici, sono riportati in Figura 1 e Figura 2. Il primo è relativo ad un ciclo ibrido alimentato impiegando reflui termici da processi industriali, il secondo, invece, rappresenta il caso di chiller a ciclo ibrido elio-assistito.

Nel primo caso il refrigerante, in condizioni di liquido saturo (punto 1), viene inviato mediante una pompa all'interno di uno scambiatore di calore a piastre, in cui ricevendo calore da acqua ad alta temperatura (che funge da fluido termovettore), evapora e raggiunge le condizioni di vapore surriscaldato (punto 2). Il vapore ad alta pressione generato costituisce la corrente primaria dell'eiettore ed espande all'interno del condotto convergente divergente di quest'ultimo. Alla fine del processo il vapore si troverà ad una pressione minore di quella di evaporazione, determinando il richiamo del vapore a bassa pressione proveniente dall'evaporatore, che quindi viene detto flusso secondario. Le due correnti si miscelano all'interno della cosiddetta "camera di miscelamento" dell'eiettore, in cui i due fluidi, in condizioni supersoniche, subiscono un incremento di pressione per effetto della presenza di una serie di onde d'urto. Successivamente, vi è il diffusore dell'eiettore in cui termina il miscelamento delle due correnti e vi è un ulteriore guadagno di pressione fino alla pressione di condensazione (punto 5). Poiché l'eiettore potrebbe non essere in grado di trascinare tutta la portata evolvente nell'evaporatore, viene inserito un compressore "booster" affinché il sistema sia sempre in grado di fornire il carico frigorifero richiesto. Pertanto, qualora l'eiettore non elabori tutta la portata necessaria, il compressore comprime il vapore da 4 (uscita evaporatore) al punto 7. Di conseguenza, prima del condensatore vi sarà il miscelamento tra la portata proveniente dall'eiettore e quella elaborata dal compressore, determinando il punto 8. Successivamente, il vapore condensa all'interno di una batteria alettata, fino a raggiungere le condizioni di liquido saturo nel punto 6, laddove il refrigerante si divide in due portate, una che va nella pompa (proseguendo come descritto in precedenza) ed un'altra che è inviata all'evaporatore (uno scambiatore allagato) dopo aver subito un'espansione all'interno della valvola di laminazione (punto 3).

Nel caso di chiller elio-assistito il ciclo termodinamico resta invariato, l'unica differenza è che il vapore surriscaldato nel punto 2 non viene prodotto impiegando calore di scarto da un processo industriale, ma utilizzando l'energia solare. Pertanto, il liquido saturo in 6 viene inviato dalla pompa (da cui esce nel punto 1) all'interno dei pannelli solari, dove raggiunge la desiderata condizione di vapore surriscaldato per poi andare nel primario dell'eiettore.

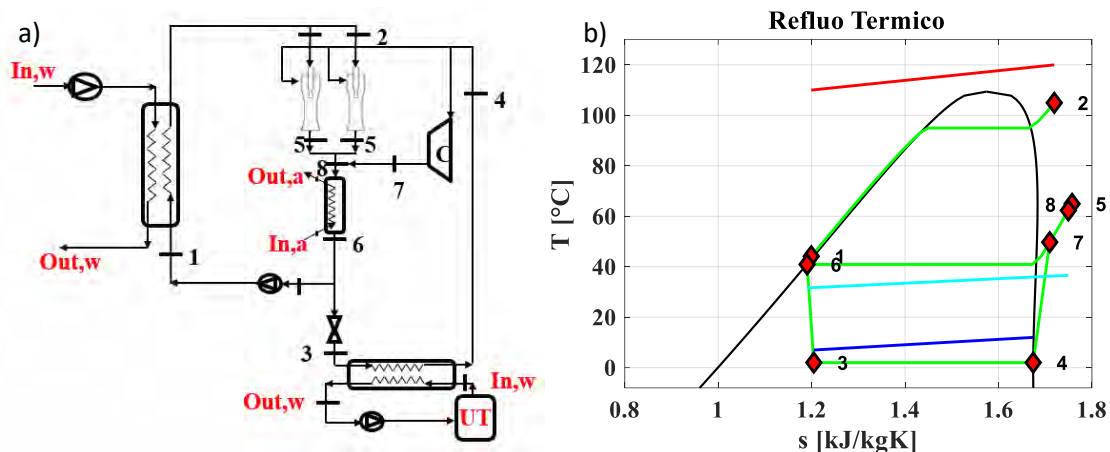


Figura 1. a) Schema d'impianto del ciclo ibrido ad eiettore alimentato da reflui termici. b) Diagramma termodinamico T-s relativo alle trasformazioni del refrigerante (R1234ze), in verde e dei fluidi secondari (rosso-acqua da refluo termico, celeste-aria al condensatore e blu-acqua all'evaporatore) nello schema di impianto mostrato.

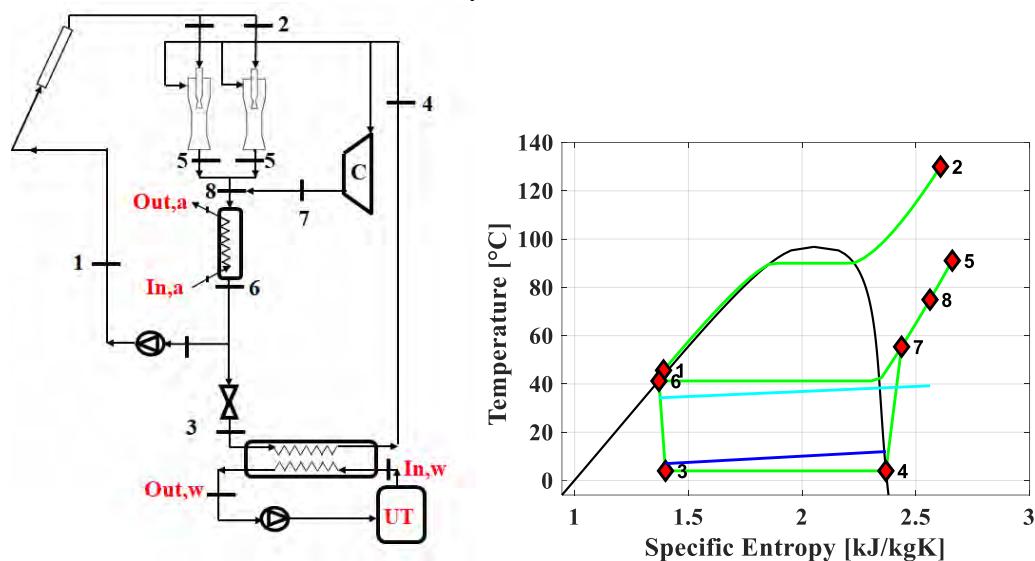


Figura 2 Schema d'impianto del chiller a ciclo ibrido alimentato da fonte solare. b) Diagramma termodinamico T-s relativo alle trasformazioni del refrigerante (R1234ze), in verde e dei fluidi secondari (celeste-aria al condensatore e blu-acqua all'evaporatore)

2.2 Modellazione dei singoli componenti

In questa sezione vengono descritti i modelli impiegati per i vari componenti costituenti ciascuna delle due tipologie di sistema analizzato. Si ricorda che le uniche differenze tra i due impianti sono nel generatore di vapore: nel ciclo alimentato da reflui termici questa funzione viene assunta da uno scambiatore a piastre, nel ciclo elio-assistito, invece, il refrigerante viene inviato direttamente all'interno dei collettori solari.

Nello specifico, i componenti costituenti l'impianto sono i seguenti:

- Eiettore
- Generatore di vapore (collettori solari nel ciclo elio-assistito e scambiatore di calore a piastre nel ciclo alimentato da reflui termici).
- Condensatore: batteria alettata
- Evaporatore: scambiatore di calore tubi e mantello
- Pompa del refrigerante
- Altri componenti: pompa del fluido secondario (acqua) lato caldo; pompa del fluido secondario (acqua) lato freddo; compressore.

2.2.1 Modellazione eiettore

In Figura 3 è riportata una schematizzazione dell'eiettore (3.a) ed una rappresentazione, sul diagramma temperatura-entropia specifica, delle trasformazioni subite dal refrigerante al suo interno (3.b). In particolare, nell'eiettore adoperato in questo lavoro, sia la corrente al primario, che quella al secondario, che il miscelamento tra le due all'uscita sono in condizioni di vapore surriscaldato. Per simulare l'eiettore viene impiegato il modello monodimensionale sviluppato da Chen et al. [1]. Seguendo quest'approccio, il refrigerante viene trattato come un gas ideale. Le velocità delle due correnti (primaria e secondaria) sono ritenute trascurabili prima dell'ingresso nell'eiettore, così come la velocità del fluido miscelato all'uscita dal diffusore.

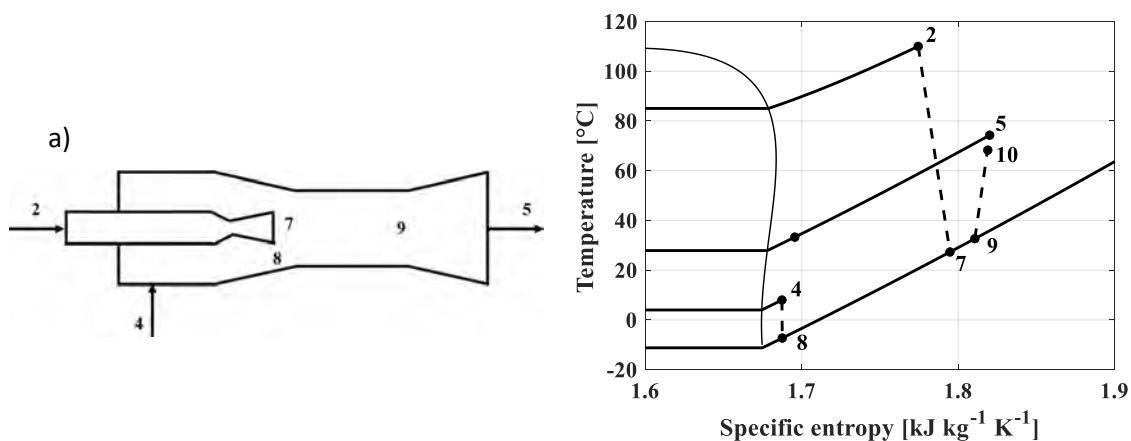


Figura 3 a) Rappresentazione schematica dell'eiettore. b) Diagramma termodinamico T-s con rappresentazioni delle trasformazioni del fluido all'interno dell'eiettore

Il modello assume dei valori costanti in termini di rendimento delle varie sezioni dell'eiettore, cioè il nozzle, la camera di miscelamento ed il diffusore. Nello specifico, i valori assegnati sono: $\eta_N = 0.9$, $\eta_M = 0.8$, $\eta_D = 0.9$, che facendo riferimento alla numerazione di Figura 3, sono definiti come segue:

$$\eta_N = \frac{h_2 - h_7}{h_2 - h_{7s}}; \eta_M = \frac{u_9^2}{u_{9s}^2}; \eta_D = \frac{h_{5s} - h_9}{h_5 - h_9} \quad (1)$$

Questo modello consente il calcolo del rapporto di trascinamento μ , cioè il rapporto tra la portata al secondario e quella al primario, ed il rapporto tra l'area della sezione di miscelamento e l'area della sezione di gola del nozzle. Questi termini sono espressi dalle seguenti equazioni:

$$\mu = \frac{\dot{m}_{sf}}{\dot{m}_{pf}} = \frac{\sqrt{2 \eta_N (h_2 - h_7)} - \sqrt{2 (h_{5s} - h_9) / (\eta_D \eta_M)}}{\sqrt{2 (h_{5s} - h_9) / (\eta_D \eta_M)} - \sqrt{2 (h_4 - h_8)}} \quad (2)$$

$$A_r = \frac{A_m}{A_t} = \frac{p_2 (1 + \mu)^{0.5} \left(1 + \frac{\mu T_4}{T_2}\right)^{0.5} \left[\frac{2}{k+1}\right]^{\frac{1}{k-1}} \left[1 - \frac{2}{k+1}\right]^{0.5}}{p_c \left(\frac{p_9}{p_5}\right)^{\frac{1}{k}} \left[1 - (p_9/p_5)^{\frac{k-1}{k}}\right]^{0.5}} \quad (3)$$

L'area della sezione di gola può essere calcolata sapendo che la portata al primario è data da:

$$\dot{m}_{pf} = \frac{p_2 A_t}{\sqrt{T_2}} \sqrt{\frac{k}{R} \left(\frac{2}{k+1}\right)^{(k+1)/(k-1)}} \sqrt{\eta_N} \quad (4)$$

2.2.2 Generatore di vapore

Nel caso di ciclo ibrido con reflu termico, il generatore di vapore è costituito da uno scambiatore di calore a piastre, in cui il refrigerante evapora ricevendo calore dall'acqua, impiegata come fluido termovettore per trasportare il calore di scarto di processi industriali. Nel caso di ciclo elio-assistito, invece, il fluido refrigerante viene inviato all'interno di pannelli solari in cui evapora raggiungendo le condizioni desiderate. In questa sezione viene analizzata la modellazione dei pannelli solari, mentre per quanto concerne lo scambiatore di calore a piastra si rimanda al prossimo paragrafo, dove viene approfondita la modellazione degli scambiatori di calore.

I pannelli solari utilizzati in questa attività sono collettori parabolici con rendimenti riportati prelevati dal lavoro di Clause et al. [2]:

$$\eta = a_0 - \frac{a_1 \Delta T}{G} - \frac{a_2 \Delta T^2}{G^2} \quad (5)$$

In cui le costanti a_0 , a_1 e a_2 sono riportate in Tabella 1:

Tabella 1. Costanti di calibrazione per i collettori solari parabolici [2]

a_0 [-]	a_1 $\left[\frac{W}{m^2 K}\right]$	a_2 $\left[\frac{W^2}{m^4 K^2}\right]$
0,75	2,57	4,67

Il ΔT nell'equazione precedente si riferisce alla differenza tra la temperatura media del fluido all'interno del collettore e la temperatura ambiente. Nello specifico, la prima è assunta pari alla temperatura media di adduzione del calore.

Da un bilancio di energia sul collettore, risulta che:

$$\dot{Q}_{pannello} = \eta * A_{pannello} * G = \dot{m}_{ref} * \Delta h_{ref} \quad (6)$$

2.2.3 Scambiatori di calore

Nel ciclo ibrido elio-assistito sono presenti evaporatore (scambiatore di calore tubi e mantello) e condensatore (batteria alettata), mentre la funzione di generatore di vapore è svolta dai pannelli solari. Nel ciclo ibrido alimentato da reflui termici, invece, vi è un terzo scambiatore di calore a piastre che svolge la funzione di generatore di vapore.

Il modello prevede l'integrazione dell'equazione di scambio termico (riportata di seguito) per ogni sezione elementare (dA) in cui è stato suddiviso lo scambiatore.

$$\delta Q = U dA (T_{sec} - T_{ref}) \quad (7)$$

La conduttanza globale dello scambiatore è espressa come:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_{sec}} + \frac{s_{tubo}}{\lambda_{tubo}} + \frac{1}{h_{ref}}} \quad (8)$$

I coefficienti di scambio termico lato fluido secondario e lato refrigerante sono valutati tramite opportune correlazioni, scelte in base alla specifica geometria dello scambiatore di calore ed in base alla tipologia di scambio termico (flusso in fase singola o in bifase). I metodi predittivi impiegati in ciascuno scambiatore sono riassunti in Tabella 2.

Tabella 2. Correlazioni per il calcolo del coefficiente di scambio termico in fase singola ed in bifase per le varie tipologie di scambiatori di calore adottati.

Fase singola	Bifase
Scambiatore di calore a piastre	
correlazione di Martin [3]: $Nu = 0.205 * Pr^{\frac{1}{3}} * \left(\frac{\mu_m}{\mu_{wall}}\right)^{\frac{1}{6}} * (f * Re^2 * \sin 2\beta)^{0.374}$	Correlazione di Park e Kim [4]: $Nu = 12.74 * Re_{eq}^{0.33} * Pr_t^{\frac{1}{3}}$
Scambiatore di calore tubi e mantello- lato mantello	
Correlazione di McAdams [5]: $Nu = 0.36 * \left(\frac{D_e * G_s}{\mu}\right)^{0.55} * \left(\frac{c_p * \mu}{k}\right)^{\frac{1}{3}} * \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14}$	Correlazione di Cooper [6]: $h_{NB} = 55 * pr^{0.12} (-0.4343 * \log(pr))^{-0.55} * M^{-0.5} * q^{0.67}$
Scambiatore di calore tubi e mantello-lato tubi	
Correlazione di Dittus-Boelter [7]: $Nu = 0.023 * Re^{0.8} * Pr^{0.4}$	
Batteria alettata	
Correlazione di Wang et al [8]: $J = 0.096 * Re_{air}^{P_3} * N_R^{P_4} * \left(\frac{P_{fin}}{D_c}\right)^{P_5} * \left(\frac{P_{fin}}{D_h}\right)^{P_6} * \left(\frac{P_{fin}}{P_t}\right)^{-0.93}$ $h_{air} = J * \rho_{air} * u_{air,max} * c_{p,air} * Pr_{air}^{-2/3}$	Condensazione all'interno di tubi, correlazione di Shah [9]: $Nu = 0.023 * Re^{0.8} * Pr^{0.4} * \left[(1-x)^{0.8} + \frac{3.8x^{0.76} * (1-x)^{0.04}}{pr^{0.38}} \right]$

Le geometrie elementari adottate per gli scambiatori sono riassunte nella Tabella 3. I valori non assegnati sono calcolati a valle del processo di dimensionamento. Si specifica che, per la batteria alettata, i parametri geometrici sono vincolati in maniera tale da garantire un flusso di massa del refrigerante compreso tra 150 e 500 kg/m²s, una perdita di carico inferiore alla massima consentita (ΔT massimo associato pari a 3°C) ed una velocità dell'aria pari a 4 m/s.

Tabella 3. Parametri geometrici degli scambiatori di calore

Generatore di vapore			Condensatore			Evaporatore a bassa pressione		
Scambiatore di calore a piastre			Batteria alettata			Scambiatore di calore tubi e mantello		
Altezza	piastre	Da calcolare	Lunghezza	tubi	Da calcolare	Lunghezza	tubi	Da calcolare
[mm]			[mm]			[mm]		
Numero di canali		Da calcolare	Passo	alette	Da calcolare	Numero tubi		Da calcolare
[#]			[mm]					
Larghezza		300	Spessore	alette	Da calcolare	Diametro		4.0
piastre [mm]			[mm]			esterno	tubi	
						[mm]		
Distanza tra le		0.5	Spessore	tubi	Da calcolare	Spessore	tubi	0.4
piastre [mm]			[mm]			[mm]		
Lunghezza		1.0	Diametro	tubi	Da calcolare	Distanza		250.0
d'onda			[mm]			diaframmi [mm]		
corrugazione								
[mm]								
Angolo	di	80	Numero	ranghi	Da calcolare	Diametro		140.0
Chevron [°]			[#]			mantello [mm]		
Spessore piastra		0.2	Rapporto	di	Da calcolare			
[mm]			forma					
			scambiatore [-]					
			Velocità	aria	4			
			[m/s]					
			Passo	tubi e	3*Diametro			
			Passo	ranghi				
			[mm]					
			Flusso di massa		Da calcolare			
			refrigerante					
			[kg/m ² s]					

2.2.4 Pompa refrigerante e ventilatori

Il rendimento globale della pompa del refrigerante è ottenuto in funzione del salto di pressione, così come riportato nel lavoro di Declay [10]:

$$\eta_{gl} = -2.6 \cdot 10^{-4} \Delta p^2 + 0.025 \Delta p + 0.002 \quad (9)$$

L'assorbimento elettrico dei ventilatori è valutato con la seguente equazione:

$$\dot{W}_{fan} = \frac{\Delta p_{air} \cdot \dot{V}_{air}}{\eta_{fan}} \quad (10)$$

Dove il rendimento è stato stimato da un'analisi di mercato.

2.2.5 Altri componenti

Per gli altri componenti costituenti l'impianto, cioè il compressore, la pompa che movimentava l'acqua che va all'utenza e la pompa che movimentava i reflui termici nel lato caldo (assente nel caso di ciclo elio-assistito), si sono assunti dei rendimenti costanti. In particolare, per le due pompe si è assunto $\eta = 0,7$, mentre per il compressore $\eta = 0,68$.

2.2.6 Funzioni di Costo

In tabella 4 sono riportate le funzioni di costo impiegate per ciascun componente dell'impianto.

Tabella 4. Funzioni di costo impiegate per i principali componenti costituenti gli impianti analizzati

Componente	Costo [€]
Pompa [10]:	$900 * \left(\frac{W_{pump}}{300} \right)^{0.5}$
Generatore di vapore [11]	$190 * 310 * A_{gv}$
Evaporatore [12]	$3.28 * 10^4 * \left(\frac{A_{ev}}{80} \right)^{0.68}$
Condensatore [13]	$25 * A_{co}$
Pannelli solari [14]	$166 * A_{pannelli}$
Compressore [13]	$52.63 * \dot{V}_{comp}$

3. PARTE 1 - Dimensionamento del sistema

Entrambi i sistemi sono stati dimensionati in tre differenti zone climatiche, ovvero Milano, Roma e Palermo, e considerando quattro differenti scenari di disponibilità del reflu termico. In particolare, come scenario di riferimento è stato scelto quello in cui nel clima meno caldo, Milano, il carico frigorifero sia soddisfatto interamente dal ciclo ad eiettore, senza dover far ricorso all'impiego del compressore, pertanto scegliendo una disponibilità del reflu termico al generatore di vapore pari a 60 kW. Tutti gli altri scenari sono stati analizzati, per ciascuna città, scalando questo valore, rispettivamente, del 75, 50 e 25%. Nel caso del ciclo elio-assistito, invece, essendo la potenza termica funzione della superficie dei pannelli, per poter confrontare le due tipologie di sistemi, si è ragionato a parità di ciclo termodinamico ed ipotizzando che i pannelli abbiano una superficie tale da fornire la potenza termica obiettivo nelle condizioni di progetto, ovvero gli stessi valori del caso con reflu termico (60, 45, 30 e 15 kW).

Il sistema dimensionato è quindi un chiller con una potenza nominale di 10 kW frigoriferi ed una temperatura dell'utenza pari a 26 °C, e per ciascuna località il dimensionamento è stato effettuato considerando la massima temperatura registrata durante l'anno e il valore massimo di irradiazione nel giorno più caldo dell'anno, facendo riferimento ai dati climatici forniti dal software TRNSYS [15].

Si ricorda che nel caso di ciclo ibrido alimentato da reflu termico si fa riferimento ad un'utenza di tipo industriale, laddove è più probabile ci siano reflu termici ad alte temperature. Per quanto concerne il ciclo ibrido elio-assistito, le applicazioni di riferimento sono di tipo residenziali, per le quali potrebbe essere impossibile avere dei reflu termici a disposizione.

Tabella 5. Massima temperatura registrata e irradiazione massima nel giorno più caldo dell'anno per i tre climi analizzati

Località	Temperatura massima [°C]	Irradiazione massima [W/m ²]
Milano	31.8	912
Roma	34.25	987
Palermo	35.8	979

Gli altri dati impiegati nel dimensionamento del sistema sono riassunti in Tabella 6.

Per quanto concerne la temperatura del reflu termico, è stato scelto un valore di 120°C, dato che l'acqua al generatore riceve calore da vapore o gas di scarico da processi industriali. La differenza di temperatura tra ingresso ed uscita reflu è stato invece un parametro su cui è stata effettuata un'ottimizzazione, in quanto a parità di potenza termica una diminuzione del ΔT comporta un aumento della portata massica di acqua e quindi un aumento della potenza di pompaggio per movimentare il fluido secondario.

Come fluido refrigerante è stato selezionato l'R1234ze. Infatti, come riportato in un recente pubblicazione [16], questo risulta essere il refrigerante più conveniente dal punto di vista termo-economico, escludendo refrigeranti infiammabili e refrigeranti a bassa curva di saturazione, per i quali si avrebbe una pressione di evaporazione inferiore a quella atmosferica.

Tabella 6. Dati e variabili permutate nel dimensionato dei sistemi analizzati

Potenza nominale [kW]	10
Temperatura utenza [°C]	26
Temperatura ambiente [°C]	T max nel clima di riferimento
UA utenza [kW/K]	$UA_{ut} = \frac{Q_{ev}}{T_{amb,max} - T_{ut}}$
Fluido di lavoro	R1234ze
Climi di riferimento	Milano-Roma-Palermo
Temperatura ingresso reflu termico	120
ΔT reflu termico	[10 30]
ΔT minimo generatore di vapore	[7 10 15]
ΔP reflu termico [bar]	1
Surriscaldamento al generatore di vapore [°C]	[10 20 30]
ΔT aria al condensatore [°C]	5
Titolo uscita condensatore	0
ΔT minimo al condensatore [°C]	[5 7 10]
Temperatura ingresso acqua all'evaporatore [°C]	12
Temperatura uscita acqua all'evaporatore [°C]	7
ΔP pompa acqua fredda [bar]	1
Surriscaldamento all'evaporatore [°C]	0
ΔT minimo all'evaporatore [°C]	[5 7 10]
Condensatore:	
Passo alette [mm]	[3 5]
Spessore alette [mm]	[0.1 0.2]
Diametro tubi [mm]	6-9-12-15
Numero ranghi [#]	1÷7
Rapporto di forma scambiatore [-]	2-3
Flusso di massa refrigerante [kg/m ² s]	100-500
η nozzle	0.95
η mixing	0.85
η diffusore	0.95

3.1 Algoritmo risolutivo per il dimensionamento del sistema

Gli step seguiti durante la procedura di dimensionamento, per ciascuna combinazione dei parametri riportati in tabella è la seguente:

1. Nota la potenza termica all'evaporatore, il ΔT dell'acqua al lato freddo, il surriscaldamento ed il ΔT minimo all'evaporatore si calcola la temperatura di evaporazione.
2. Si assegnano dei valori di tentativo alla pressione del generatore di vapore e viene calcolata la temperatura all'uscita del generatore di vapore:

$$T_2 = T_{sat}(P_{gv}) + \Delta T_{surr,gv} \quad (11)$$

3. Si assegna un valore di tentativo alla pressione di condensazione. Viene effettuato il calcolo del punto 5 (uscita condensatore in condizioni di liquido saturo) e del punto 3 (uscita valvola di laminazione).
4. Calcolo della portata massica all'evaporatore:

$$\dot{m}_{ev} = \frac{\dot{Q}_{ev}}{h_4 - h_3} \quad (12)$$

5. Risoluzione del modello dell'eiettore. Note la pressione e la temperatura al primario (generatore di vapore), pressione e temperatura al secondario (evaporatore) e la pressione in uscita dal diffusore (pressione di condensazione), impiegando il modello dell'eiettore vengono calcolati il rapporto di trascinamento e il rapporto tra area di mixing ed area di gola.
6. Calcolo delle portate elaborate dall'eiettore. Note la potenza termica disponibile al generatore di vapore e l'entalpia di ingresso ed uscita, è possibile calcolare la portata di refrigerante al primario dell'eiettore:

$$\dot{m}_{gv} = \frac{\dot{Q}_{gv}}{h_2 - h_1} \quad (13)$$

Noto il rapporto di trascinamento dalla risoluzione del modello dell'eiettore è possibile calcolare la portata al secondario e la portata totale elaborata dall'eiettore:

$$\dot{m}_{sec} = \mu * \dot{m}_{gv} \quad (14)$$

$$\dot{m}_{ej} = \dot{m}_{gv} + \dot{m}_{sec} \quad (15)$$

7. La portata elaborata dal compressore e la potenza ad essa associate sono calcolate come segue:

$$\dot{m}_{comp} = \dot{m}_{ev} - \dot{m}_{sec} \quad (16)$$

$$\dot{W}_{comp} = \dot{m}_{comp} * (h_7 - h_4) \quad (17)$$

8. Calcolo della potenza termica al condensatore

$$\dot{Q}_{co} = \dot{m}_{co} * (h_8 - h_6) \quad (18)$$

In cui la portata al condensatore è data da:

$$\dot{m}_{co} = \dot{m}_{comp} + \dot{m}_{ej} \quad (19)$$

Mentre il punto di ingresso nel condensatore è dato dal miscelamento adiabatico tra la portata elaborata dal compressore e quella elaborata dall'eiettore:

$$\dot{m}_{cond} * h_7 + \dot{m}_{ej} * h_5 = \dot{m}_{co} * h_8 \quad (20)$$

9. Risolto il ciclo termodinamico viene effettuato il calcolo della temperatura dell'aria al pinch point:

$$T_{pp} = T_{amb} + \frac{\dot{Q}_{co}}{\dot{m}_a * c_{p,a}} \quad (21)$$

10. Si iterano i passaggi 3→9 finché ΔT tra aria e refrigerante al condensatore nel pinch point non sia pari al ΔT minimo assegnato.
11. Viene integrato il generatore di vapore e viene calcolata il ΔT tra acqua e refrigerante al pinch point
12. Vengono iterati i punti 2→11 finché il ΔT tra acqua e refrigerante non corrisponde al valore assegnato

Effettuata questa procedura, il dimensionamento del sistema prevede la scelta del punto di ottimo tra tutte le possibili soluzioni esplorate permutando i parametri riportati in Tabella 6. Come criterio di scelta del punto di ottimo è stato utilizzato il criterio di utopia. Si specifica che per quanto concerne il parametro prestazionale del sistema si è considerato il COP elettrico, dato dal rapporto tra il carico di raffrescamento e la sommatoria delle potenze assorbite da tutti gli ausiliari del sistema: la pompa del refrigerante, il compressore (quando in funzione), la pompa che movimentata l'acqua che cede calore al refrigerante nel generatore di vapore (contributo assente nel caso di ciclo elioassistito), i ventilatori del condensatore ed infine la pompa che movimentata l'acqua che va all'utenza:

$$COP = \frac{Q_{ev}}{W_{p,ref} + W_{comp} + W_{p,caldo} + W_{fan} + W_{p,freddo}} \quad (22)$$

Nel complesso sono state dimensionate (e successivamente simulate) 24 configurazioni, otto per ciascun clima. In tabella 7 sono riportate tutte le configurazioni.

Tabella 7. Tabella riassuntiva delle 24 configurazioni dimensionate

Tipologia configurazione	Potenza termica al generatore di vapore [kW]	Clima
1-Refluo termico	60	Milano-Roma-Palermo
2-Refluo termico	45	Milano-Roma-Palermo
3-Refluo termico	30	Milano-Roma-Palermo
4-Refluo termico	15	Milano-Roma-Palermo
1-Solare	60	Milano-Roma-Palermo
2-Solare	45	Milano-Roma-Palermo
3-Solare	30	Milano-Roma-Palermo
4-Solare	15	Milano-Roma-Palermo

3.2.2 Risultati – clima 1: Milano

A) Ciclo ibrido alimentato da reflu termico

In figura 4 sono riportati, sul piano COP-costi di investimento, tutti i punti simulati ed il punto di ottimo scelto per Milano nelle configurazioni 1-4 con il reflu termico. In tabella 8 sono riportati le principali grandezze di interesse ottenute dal dimensionamento delle varie configurazioni per il clima di Milano.

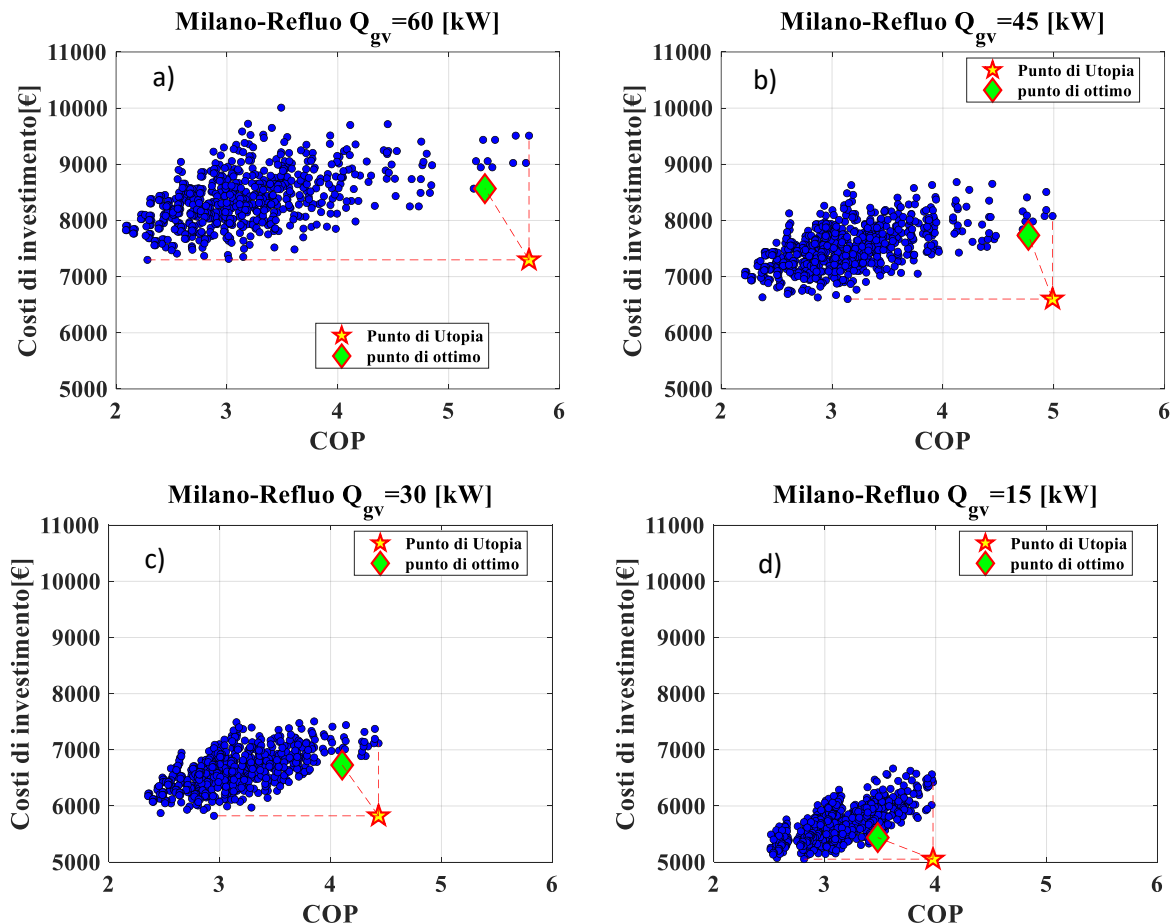


Figura 4. Scelta dei punti di ottimo per il ciclo ibrido alimentato da reflu termici a Milano e per i differenti scenari di disponibilità del reflu. a) Configurazione 1 con Q_{gv} pari a 60 kW. b) Configurazione 2 con Q_{gv} pari a 45 kW. c) Configurazione 3 con Q_{gv} pari a 30 kW. d) Configurazione 4 con Q_{gv} pari a 15 kW.

Dai risultati riportati si può osservare innanzitutto che per la configurazione con 60 kW l'ausilio del compressore non è necessario, in quanto questa potenza è scelta proprio per riuscire a soddisfare l'intero carico frigorifero con il sistema ad eiettore. Al diminuire della potenza disponibile al generatore di vapore diminuisce la portata massica al secondario che l'eiettore riesce a smaltire e quindi si renderà necessaria l'integrazione con il compressore al fine di riuscire a soddisfare il carico frigorifero richiesto. Pertanto, il rapporto tra la portata elaborata dal secondario dell'eiettore e la portata all'evaporatore passa dall'avere un valore unitario in corrispondenza della configurazione con 60 kW al generatore di vapore, ad essere 0.22 quando al generatore di vapore sono disponibili solo 15 kW. La differenza tra le due portate è proprio la portata elaborata dal compressore.

Passando dalla prima alla quarta configurazione, il COP diminuisce da 4.93 a 3.8 così come il costo del sistema, che passa da 8684 a 5786 €. Per quanto riguarda la diminuzione del COP, essa è legata all'aliquota crescente di portata elaborata dal compressore al diminuire della Q_{gv} . Di contro, si ha una riduzione dei costi soprattutto per effetto della diminuzione di portata elaborata dal primario dell'eiettore, con conseguente diminuzione, e costo, sia del generatore di vapore che del condensatore.

Tabella 8. Risultati del dimensionamento per l'impianto con Refluo termico per Milano nei quattro scenari di disponibilità del reflu termico analizzate.

Configurazione	1-Reflu termico	2-Reflu termico	3-Reflu termico	4-Reflu termico
ΔT reflu termico	10	10	10	30
Surriscaldamento al generatore di vapore [°C]	10	10	10	10
ΔT minimo generatore di vapore	10	15	15	10
ΔT minimo al condensatore [°C]	5	5	5	5
ΔT minimo all'evaporatore [°C]	5	5	5	5
Tgv [°C]	99.96	94.9	94.9	92.95
Tco [°C]	40.86	40.86	40.9	41
Tev [°C]	40.9	2	2	2
Portata secondario eiettore/portata evaporatore	1	0.71	0.47	0.22
Area Generatore di vapore [m ²]	5.89	3.36	2.22	1.47
Area evaporatore [m ²]	1.06	1.06	1.06	1.06
Area condensatore [m ²]	94.93	75.02	55.5	35.63
Numero tubi per rango	51	46	39	32
Passo alette [mm]	3	3	3	3
Spessore alette [mm]	0.1	0.1	0.1	0.2
μ eiettore	0.225	0.23	0.23	0.21
Ar eiettore	5.59	4.93	4.92	4.66
Costo pompa [€]	1350	1246	1126	944
Costo generatore di vapore [€]	2017	1231	880	646
Costo evaporatore [€]	1739	1739	1739	1739
Costo condensatore [€]	2373	1875	1384	890
Costo compressore [€]	0	336	615	908
Costo pompa lato caldo [€]	771	667	545	222
Costo pompa lato freddo [€]	433	433	433	433
Costo totale [€]	8684	7530	6729	5786
COP	4.93	4.4	4.1	3.8

B) Ciclo ibrido elio-assistito

In Figura 5 si riportano i risultati del dimensionamento nel caso di ciclo ibrido elio-assistito. Si ricorda che i pannelli solari sono dimensionati per fornire, in condizioni di progetto, valori di potenza al generatore pari, rispettivamente a 60, 45, 30 e 15 kW. Inoltre, in fase di progetto la pressione del refrigerante nel generatore di vapore è una variabile indipendente, pertanto, per poter fare un confronto con il ciclo impiegante i reflui termici, come valore di pressione al generatore si è scelto lo stesso adoperato nei casi precedenti (dove invece era funzione dell'accoppiamento tra acqua e refrigerante nel generatore di vapore).

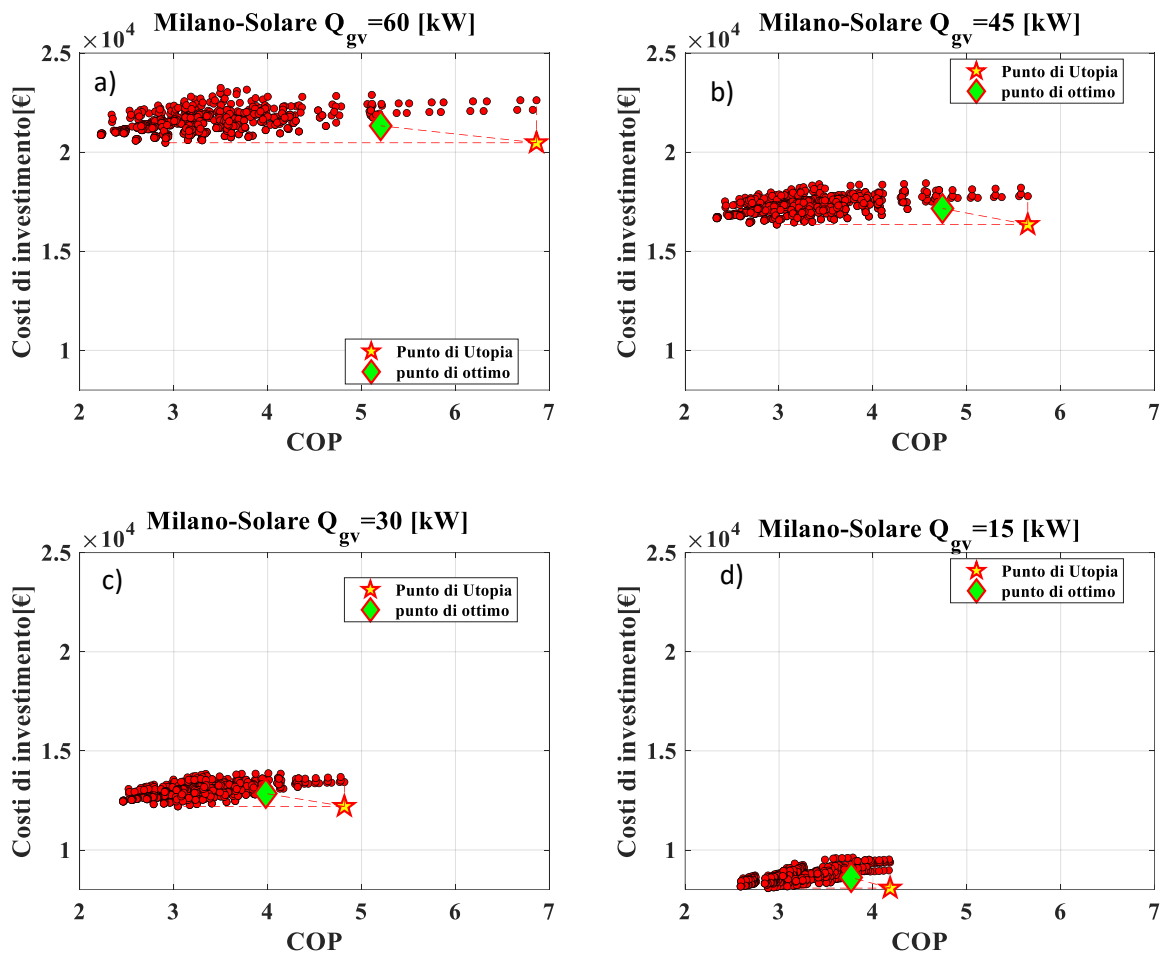


Figura 5. Scelta dei punti di ottimo per il ciclo ibrido alimentato da fonte Solare a Milano e per differenti dimensionamenti dei pannelli solari. a) Configurazione 1 con Q_{gv} pari a 60 kW. b) Configurazione 2 con Q_{gv} pari a 45 kW. c) Configurazione 3 con Q_{gv} pari a 30 kW. d) Configurazione 4 con Q_{gv} pari a 15 kW.

In Tabella 9 sono riportati i principali risultati per il dimensionamento del ciclo ibrido elio-assistito nel caso Milano.

Tabella 9. Risultati del dimensionamento per l'impianto alimentato da fonte solare per Milano nelle quattro configurazioni analizzate.

Configurazione	1- Solare	2- Solare	3- Solare	4- Solare
Surriscaldamento al generatore di vapore [°C]	20	20	30	10
ΔT minimo al condensatore [°C]	5	5	5	5
ΔT minimo all'evaporatore [°C]	5	5	5	7
T _{gv} [°C]	99.96	94.9	94.9	92.95
T _{co} [°C]	40.6	40.6	40.57	40.98
T _{ev} [°C]	2	2	2	2
Portata secondario eiettore/portata evaporatore	0.85	0.63	0.31	0.23
Area pannelli solari [m ²]	111.9	83.9	54.4	28
Area evaporatore [m ²]	1.06	1.06	1.06	1.06
Area condensatore [m ²]	62.13	50.1	37.15	35.7
Numero tubi per rango	51	46	39	32
Passo alette [mm]	3	3	3	3
Spessore alette [mm]	0.2	0.2	0.2	0.2
μ eiettore	0.22	0.22	0.17	0.23
Ar eiettore	4.7	4.9	3.6	5.8
Costo pannelli solari [€]	18476	13933	9035	4748
Costo pompa refrigerante [€]	1309	1219	1074	960
Costo evaporatore [€]	1739	1739	1739	1248
Costo condensatore [€]	1554	1252	928	892
Costo compressore [€]	174	424.9	803	969
Costo pompa lato freddo [€]	433	433	433	433
Costo totale [€]	23787	19002	14014	9253
COP	5.2	4.74	3.97	3.76

Si evidenzia innanzitutto che anche con la configurazione con una superficie dei pannelli atta a fornire 60 kW il solo eiettore non riesce ad elaborare tutta la portata all'evaporatore, rendendo necessario l'impiego del compressore. Come nel caso con reflui termici, la percentuale di portata elaborata dal compressore cresce al diminuire della Q_{gv} , con conseguente diminuzione del COP, i cui valori sono leggermente superiori a quelli del caso precedente nelle configurazioni 1 e 2, mentre sono leggermente inferiori nelle configurazioni 3 e 4. Di contro, però, in questo caso i costi sono significativamente maggiori rispetto al ciclo

con reflu termici. Infatti, il generatore di vapore è costituito dai pannelli solari che contribuiscono al 51 % del costo del sistema nel caso di 15 kW fino ad arrivare al 78% del costo del sistema nel caso di 60 kW.

3.2.3 Risultati – clima 2: Roma

A) Ciclo ibrido alimentato da reflu termico

In Figura 6 sono riportati i grafici per la scelta del punto di ottimo per il ciclo alimentato da reflu termico per Roma.

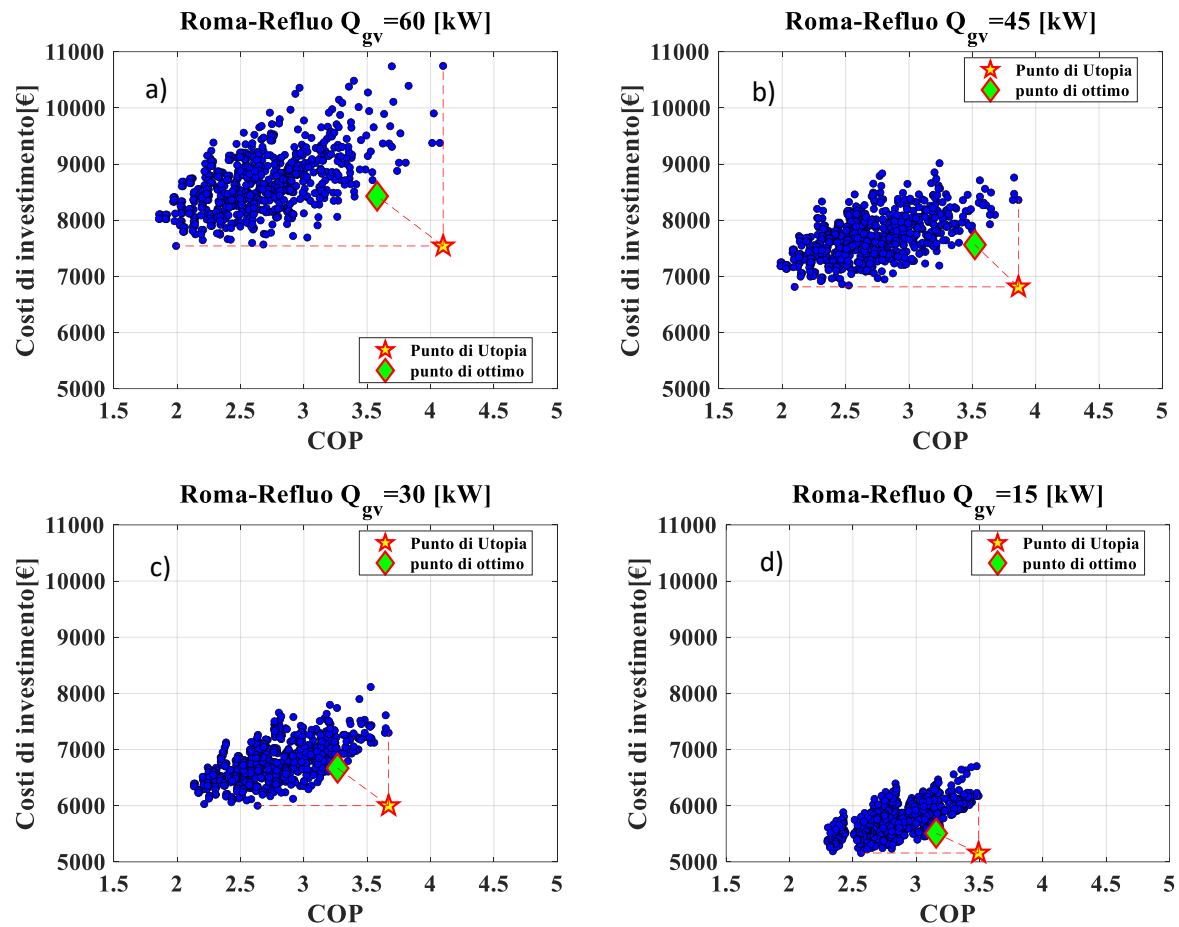


Figura 6. Scelta dei punti di ottimo per il ciclo ibrido alimentato da reflu termici a Roma e per i differenti scenari di disponibilità del reflu. a) Configurazione 1 con Q_{gv} pari a 60 kW. b) Configurazione 2 con Q_{gv} pari a 45 kW. c) Configurazione 3 con Q_{gv} pari a 30 kW. d) Configurazione 4 con Q_{gv} pari a 15 kW.

In Tabella 10 sono riportati i principali risultati per il dimensionamento del ciclo ibrido con reflu termico per Roma.

Tabella 10. Risultati del dimensionamento per l'impianto con Refluo termico per Roma nei quattro scenari di disponibilità del reflu termico analizzate.

Configurazione	1- Refluo termico	2-Reflu termico	3-Reflu termico	4-Reflu termico
ΔT reflu termico	30	30	30	30
Surriscaldamento al generatore di vapore [°C]	20	20	30	20
ΔT minimo generatore di vapore	10	10	10	10
ΔT minimo al condensatore [°C]	5	5	5	5
ΔT minimo all'evaporatore [°C]	5	5	5	7
Tgv [°C]	89.95	89.95	89.95	89.95
Tco [°C]	43.25	43.25	43.34	43.47
Tev [°C]	2	2	0	0
Portata secondario eiettore/portata evaporatore	0.61	0.45	0.27	0.13
Area Generatore di vapore [m ²]	7.2	5.49	3.8	1.85
Area evaporatore [m ²]	1.06	1.06	0.65	0.65
Area condensatore [m ²]	63.7	550.5	83.52	31.4
Numero tubi per rango	52	46	16	32
Passo alette [mm]	3	3	3	5
Spessore alette [mm]	0.2	0.2	0.2	0.2
μ eiettore	0.16	0.16	0.14	0.14
Ar eiettore	3.8	3.8	3.74	3.74
Costo pompa refrigerante [€]	1312	1221	1104	928
Costo generatore di vapore [€]	2437	1868	1369	763
Costo evaporatore [€]	1739	1739	1248	1248
Costo condensatore [€]	1592	1262	651	948
Costo compressore [€]	467	651	948	1128
Costo pompa lato caldo [€]	445	385	315	222
Costo pompa lato freddo [€]	433	433	433	433
Costo totale [€]	8427	7563	7507	5509
COP	3.57	3.53	3.2	3.15

Osservando i risultati è possibile evidenziare che anche con una Q_{gv} pari a 60 kW l'eiettore non riesce ad elaborare tutta la portata evolvente nell'evaporatore e quindi si rende necessario l'impiego del compressore. La maggiore temperatura ambiente di Roma rispetto a Milano incrementa la temperatura di condensazione rispetto al caso precedente. Di conseguenza si verifica una diminuzione del rapporto di trascinamento dell'eiettore e, a parità di portata massica al primario (dipendente dalla Q_{gv}), diminuisce la portata al secondario, rendendo necessario l'intervento del compressore.

B) Ciclo ibrido elio-assistito

In Figura 7 sono riportati i grafici per la scelta del punto di ottimo nel caso di ciclo ibrido elio-assistito per Roma. In Tabella 11 sono riportati i principali risultati del dimensionamento.

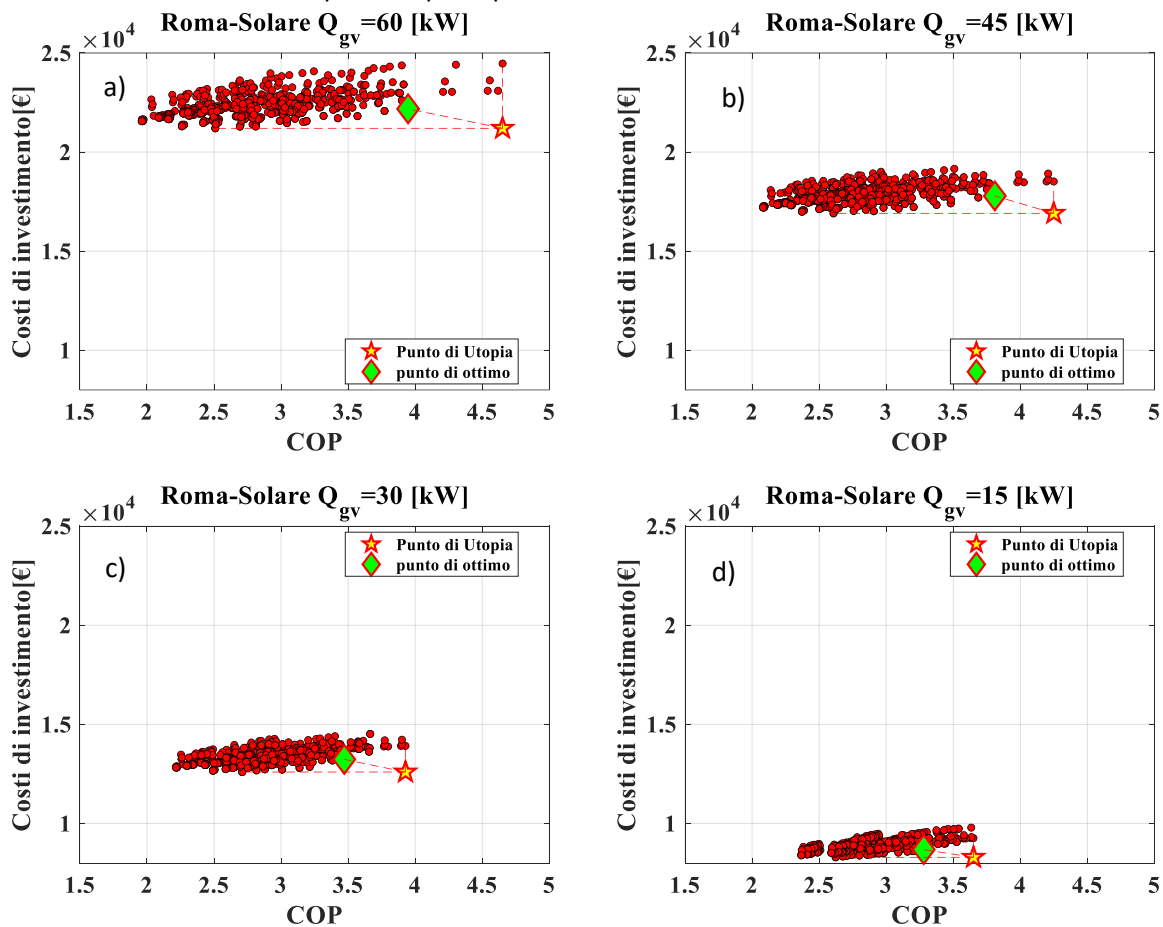


Figura 7 Scelta dei punti di ottimo per il ciclo ibrido alimentato da fonte Solare a Roma e per differenti dimensionamenti dei pannelli solari. a) Configurazione 1 con Q_{gv} pari a 60 kW. b) Configurazione 2 con Q_{gv} pari a 45 kW. c) Configurazione 3 con Q_{gv} pari a 30 kW. d) Configurazione 4 con Q_{gv} pari a 15 kW.

Tabella 11. Risultati del dimensionamento per l'impianto alimentato da fonte solare per Roma nelle quattro configurazioni analizzate.

Configurazione	1- Solare	2- Solare	3- Solare	4- Solare
Surriscaldamento al generatore di vapore [°C]	20	20	30	20
ΔT minimo al condensatore [°C]	5	5	5	5
ΔT minimo all'evaporatore [°C]	5	7	5	7
T _{gv} [°C]	89.95	89.95	89.95	89.95
T _{co} [°C]	43.24	43.24	43.21	43.46
T _{ev} [°C]	2	0	2	0
Portata secondario eiettore/portata evaporatore	0.66	0.44	0.24	0.14
Area pannelli solari [m ²]	100.55	75.4	49	25.15
Area evaporatore [m ²]	1.06	0.65	1.06	0.65
Area condensatore [m ²]	63.6	50.6	37.5	31.23
Numero tubi per rango	52	46	40	32
Passo alette [mm]	3	3	3	5
Spessore alette [mm]	0.2	0.2	0.2	0.2
μ eiettore	0.17	0.15	0.13	0.15
Ar eiettore	4.17	4.1	3.2	4.02
Costo pannelli solari [€]	16682	7447	6867	4174
Costo pompa refrigerante [€]	1316	1225	1079	931
Costo evaporatore [€]	1739	1248	1739	1248
Costo condensatore [€]	1591	1265	936	781
Costo compressore [€]	410	724	906	1114
Costo pompa lato freddo [€]	433	433	433	433
Costo totale [€]	22182	17417	13235	8683
COP	3.54	3.24	3.26	3.15

3.2.4 Risultati – clima 3: Palermo

A) Ciclo ibrido alimentato da reflu termico

In Figura 8 sono riportati i grafici per la scelta del punto di ottimo nel caso di ciclo alimentato da reflu termici per Palermo. In Tabella 12 sono riportati i principali risultati del dimensionamento del sistema nelle sue varie configurazioni.

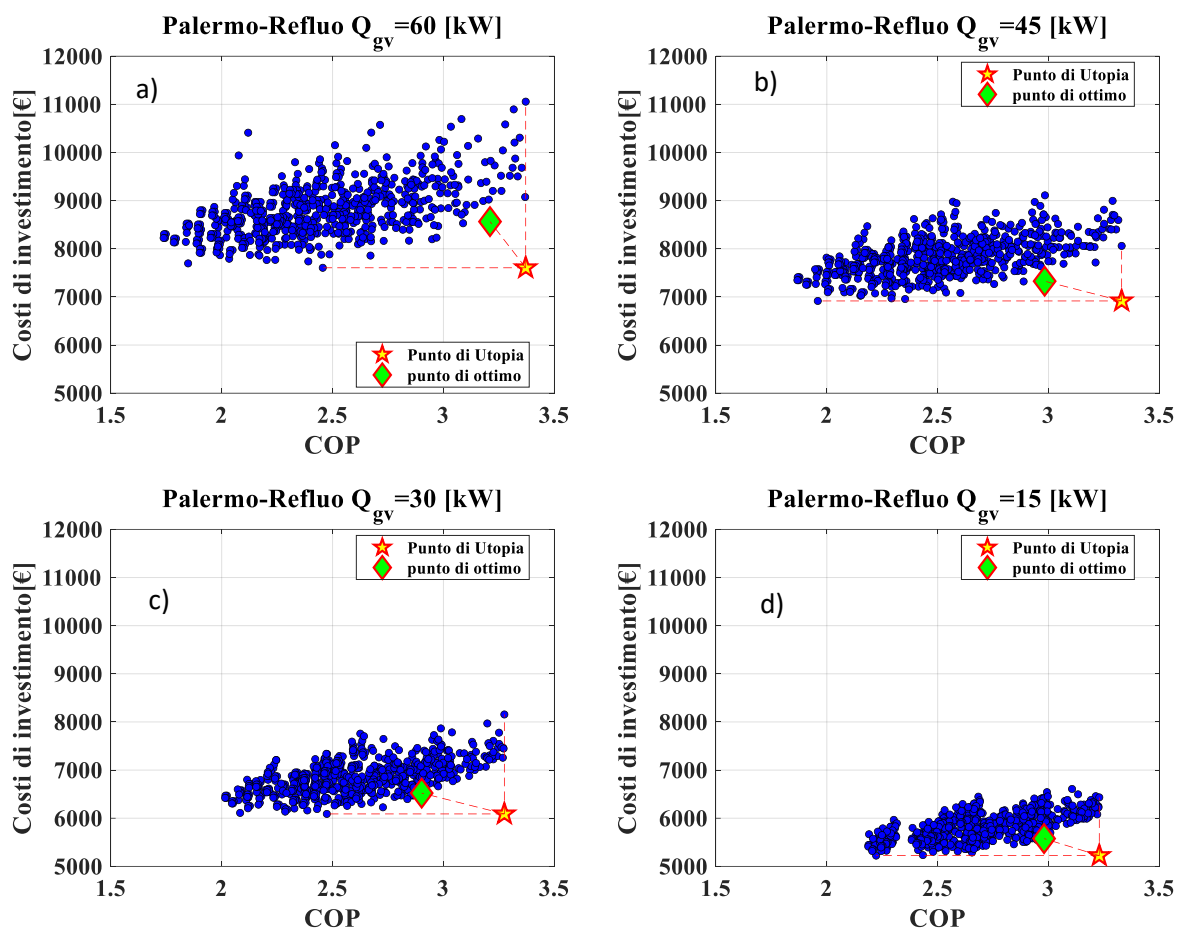


Figura 8. Scelta dei punti di ottimo per il ciclo ibrido alimentato da reflui termici a Palermo e per i differenti scenari di disponibilità del refluo. a) Configurazione 1 con Q_{gv} pari a 60 kW. b) Configurazione 2 con Q_{gv} pari a 45 kW. c) Configurazione 3 con Q_{gv} pari a 30 kW. d) Configurazione 4 con Q_{gv} pari a 15 kW.

Tabella 12 Risultati del dimensionamento per l'impianto con Refluo termico per Palermo nei quattro scenari di disponibilità del reflu termico analizzate.

Configurazione	1- Refluo termico	2-Reflu termico	3-Reflu termico	4-Reflu termico
ΔT reflu termico	10	30	30	30
Surriscaldamento al generatore di vapore [°C]	20	20	30	20
ΔT minimo generatore di vapore	7	10	10	10
ΔT minimo al condensatore [°C]	5	5	5	5
ΔT minimo all'evaporatore [°C]	5	7	5	7
Tgv [°C]	92.9	89.9	79.9	89.9
Tco [°C]	44.8	44.8	44.8	45
Tev [°C]	2	2	2	2
Portata secondario eiettore/portata evaporatore	0.58	0.35	0.18	0.11
Area Generatore di vapore [m ²]	6.45	5.55	3.4	1.9
Area evaporatore [m ²]	1.06	0.65	1.06	0.65
Area condensatore [m ²]	63.9	50.9	38.4	3.5
Numero tubi per rango	52	46	40	32
Passo alette [mm]	3	3	3	5
Spessore alette [mm]	0.2	0.2	0.2	0.2
μ eiettore	0.15	0.12	0.09	0.12
Ar eiettore	3.9	3.52	2.78	3.5
Costo pompa refrigerante [€]	1320	1225	1081	931
Costo generatore di vapore [€]	2191	1910	1240	781
Costo evaporatore [€]	1739	1248	1739	1248
Costo condensatore [€]	1598	1272	960	787
Costo compressore [€]	509	850	999	1171
Costo pompa lato caldo [€]	771	358	314	222
Costo pompa lato freddo [€]	433	433	433	433
Costo totale [€]	8564	7326	6766	5373
COP	3.21	2.98	3.04	2.97

B) Ciclo ibrido elio-assistito

In Figura 9 sono riportati i grafici per la scelta del punto di ottimo nel caso di ciclo ibrido alimentato da fonte solare per Palermo. In Tabella 13 sono riportati i principali risultati del dimensionamento.

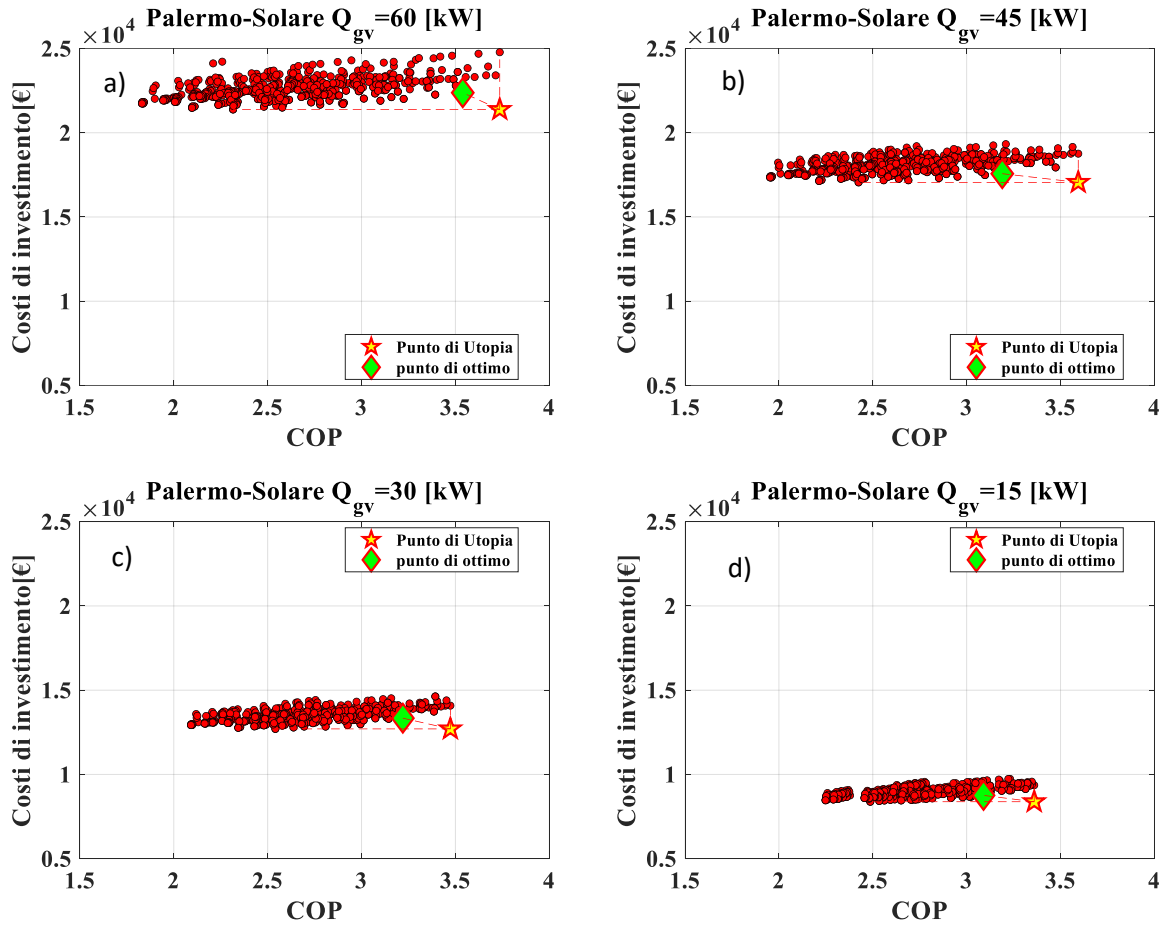


Figura 9. Scelta dei punti di ottimo per il ciclo ibrido alimentato da fonte Solare a Palermo e per differenti dimensionamenti dei pannelli solari. a) Configurazione 1 con Q_{gv} pari a 60 kW. b) Configurazione 2 con Q_{gv} pari a 45 kW. c) Configurazione 3 con Q_{gv} pari a 30 kW. d) Configurazione 4 con Q_{gv} pari a 15 kW.

Tabella 13. Risultati del dimensionamento per l'impianto alimentato da fonte solare per Palermo nelle quattro configurazioni analizzate.

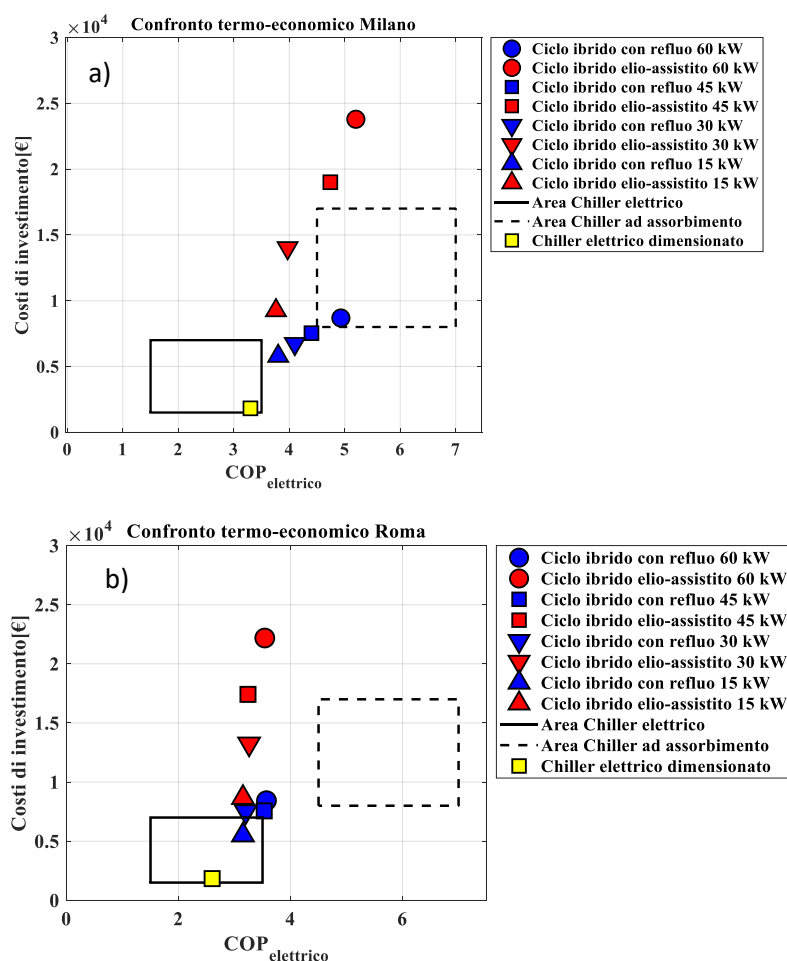
Configurazione	1- Solare	2- Solare	3- Solare	4- Solare
Surriscaldamento al generatore di vapore [°C]	20	20	30	20
ΔT minimo al condensatore [°C]	5	5	5	5
ΔT minimo all'evaporatore [°C]	7	7	5	7
Tgv [°C]	92.9	89.9	79.9	89.9
Tco [°C]	44.8	44.8	44.8	45
Tev [°C]	2	2	2	2
Portata secondario eiettore/portata evaporatore	0.52	0.39	0.21	0.13
Area pannelli solari [m ²]	101	75.8	49.2	25.3
Area evaporatore [m ²]	0.65	0.65	1.06	0.65
Area condensatore [m ²]	64.0	50.8	37.7	31.5
Numero tubi per rango	52	46	40	32
Passo alette [mm]	3	3	3	5
Spessore alette [mm]	0.2	0.2	0.2	0.2
μ eiettore	0.14	0.14	0.11	0.14
Ar eiettore	3.8	3.8	3	3.8
Costo pannelli solari [€]	16773	12581	8175	4195
Costo pompa refrigerante [€]	1320	1229	1083	934
Costo evaporatore [€]	1248	1248	1739	1248
Costo condensatore [€]	1600	1270	941	787
Costo compressore [€]	632	807	966	1157
Costo pompa lato freddo [€]	433	433	433	433
Costo totale [€]	22009	17570	13338	8755
COP	3.22	3.19	3.22	3.01

3.2.5 Confronto termo-economico con tecnologie esistenti

In Figura 10 viene effettuato un confronto tra le otto configurazioni dimensionate e le tecnologie già presenti sul mercato, cioè chiller elettrici e ad assorbimento. Si sottolinea che per le tecnologie di riferimento sono indicate delle fasce di prestazioni e di prezzo, così come riportato in [17], in quanto sul mercato sono presenti differenti soluzioni sia in termini di costi che di prestazioni, ma utilizzando le funzioni di costo per i singoli componenti utilizzate per il dimensionamento del ciclo ibrido, è stato dimensionato

anche un chiller elettrico da 10 kW (punto giallo di Figura 10). Inoltre, si precisa che seppure il confronto sia stato fatto per un chiller da 10 kW, le performance ed il prezzo (in termini di €/kW) delle macchine ad assorbimento sono riferiti ad applicazioni di grande taglia, con potenza frigorifera maggiore di 100 kW.

È possibile osservare come la convenienza delle soluzioni proposte dipenda sia dalla fonte utilizzata che dal clima. Infatti, a causa dell'elevato costo dei pannelli solari, il ciclo ibrido elio-assistito, destinato ad applicazioni residenziali, presenta dei costi significativamente maggiori rispetto alle tecnologie di riferimento, soprattutto nelle configurazioni con una maggiore superficie dei pannelli solari. Di contro, le prestazioni sono comparabili a quelle dei sistemi tradizionali. Nello specifico nel clima meno caldo (Milano) sono simili alle prestazioni dei sistemi ad assorbimento ma superiori rispetto ai chiller tradizionali, mentre negli altri climi sono inferiori rispetto al chiller ad assorbimento ma leggermente superiori al chiller elettrico dimensionato. Il ciclo ibrido alimentato da reflu termico, destinato ad applicazioni industriali, invece, ha prestazioni migliori rispetto al chiller elettrico per climi meno caldi (Milano), ma presenta dei costi significativamente maggiori. Le prestazioni sono comparabili con il ciclo ad assorbimento ma costi leggermente minori. Negli altri climi le soluzioni proposte hanno delle prestazioni leggermente superiore al chiller elettrico dimensionato ma costi significativamente superiore, mentre hanno costi leggermente minori dei chiller ad assorbimento ma prestazioni di molto inferiori.



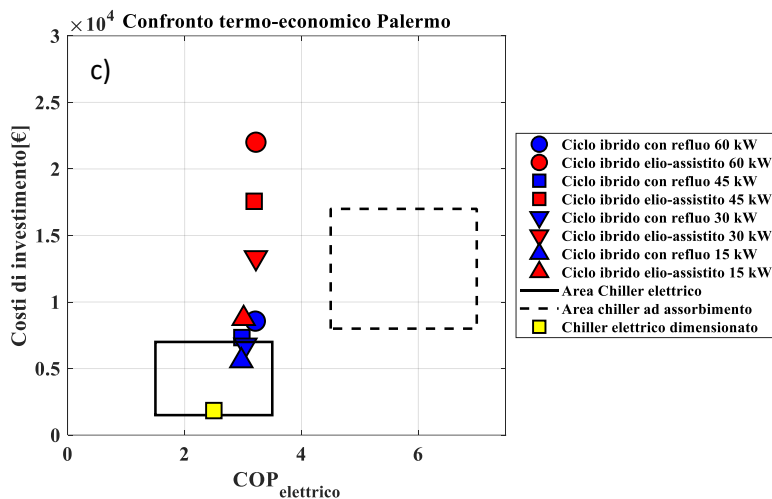


Figura 10. Confronto termo-economico tra le configurazioni dimensionate per ciascun clima e le tecnologie di riferimento (chiller elettrici e chiller ad assorbimento). a) Milano. b) Roma. c) Palermo.

3.3 Conclusioni parte 1

Nella prima parte dell'attività è stato descritto il principio di funzionamento del ciclo ibrido ad eiettore, che consente la produzione del freddo per applicazioni relative alla climatizzazione estiva, integrando all'energia elettrica energia termica a bassa temperatura. Sono stati analizzate due tipologie di sistema, uno alimentato da reflui termici a 120°C, destinato ad applicazioni industriali ed un secondo alimentato dalla fonte solare, per climatizzazione residenziale. Successivamente sono stati modellati i componenti costituenti il sistema ed è stato definito l'algoritmo di dimensionamento. In particolare, è stato dimensionato un chiller dalla potenza di 10 kW in tre differenti zone climatiche del territorio italiano (Milano, Roma e Palermo) e per differenti scenari di disponibilità del refluio termico e di potenza generata dai pannelli solari (60, 45, 30 e 15 kW). Per ciascuna delle 24 configurazioni analizzate si è scelto il punto di ottimo termo-economico. Infine, è stato effettuato un confronto tra le soluzioni scelte e le tecnologie di riferimento, da cui è emerso che nel clima meno caldo (Milano), le soluzioni proposte hanno delle performance migliori. Inoltre, in questo caso, i COP sono maggiori rispetto a quelli dei chiller elettrici, ma inferiori se comparate ai chiller ad assorbimento. Per quanto concerne i costi d'impianto, questi risultano significativamente maggiori per il ciclo elio-assistito, dati gli elevati costi dei collettori solari. Per il ciclo alimentato da reflui termici, invece, i costi sono comparabili rispetto alle macchine ad assorbimento, ma superiori rispetto ai chiller elettrici. Nei climi più caldi (Roma e Palermo), le soluzioni proposte hanno prestazioni comparabili rispetto ai chiller elettrici, ma notevolmente inferiori rispetto ad i chiller ad assorbimento. In riferimento ai costi, invece, valgono le stesse considerazioni fatte per Milano.

4. PARTE 2 – Simulazioni stagionali

Nella parte precedente sono stati dimensionati i vari sistemi sia nel caso di ciclo con reflu termico sia nel caso di ciclo elio-assistito, per le differenti configurazioni di potenza termica disponibile al generatore di vapore (o dimensioni dei pannelli solari) per i tre climi analizzati. In totale sono state dimensionate 24 differenti configurazioni impiantistiche.

In questa fase vengono effettuate delle simulazioni al fine di caratterizzare le prestazioni del sistema durante tutta la stagione estiva. Si precisa che per garantire una maggiore flessibilità ai carichi parziali si è scelto di adottare un sistema a multieiettore, come riportato in [18], con cinque eiettori che ripartiscono la sezione trasversale totale, dimensionata nella fase precedente, con le seguenti proporzioni: 6-6-13-25-50 %. In questo modo si riesce a regolare la potenza del sistema con un passo minimo del 6%.

Pertanto, al fine del soddisfacimento del carico il sistema opera con una configurazione per la quale la portata elaborata dagli eiettori è maggiore rispetto a quella dell'evaporatore. Di conseguenza, per bilanciare il carico il sistema funzionerà sia in una configurazione sovradimensionata, sia nella configurazione immediatamente precedente, per la quale la portata al secondario è inferiore rispetto a quella di evaporazione. Il tempo di funzionamento della configurazione sovradimensionata viene calcolato come segue:

$$\vartheta = \frac{\dot{Q}_{utenza} - \dot{Q}_{ev}^{under}}{\dot{Q}_{ev}^{over} - \dot{Q}_{ev}^{under}} \quad (23)$$

Noto il tempo di funzionamento ϑ è possibile calcolare l'energia elettrica assorbita da ciascun componente:

$$E_{el} = \dot{W}_{el}^{over} * \vartheta + \dot{W}_{el}^{under} * (1 - \vartheta) \quad (24)$$

Si precisa che per non peggiorare le prestazioni del sistema si evitano cicli di on/off frequenti. Infatti, questi si verificano solo quando la configurazione sovradimensionata è quella per la quale è in funzione esclusivamente un eiettore, cioè quello di dimensioni minori.

Le prestazioni stagionali del sistema sono valutate con il calcolo del SEER elettrico:

$$SEER_{el} = \frac{\sum Q_{ev}}{\sum (E_{el,p,ref} + E_{el,fan} + E_{comp} + E_{el,p,hot} + E_{el,p,cold})} \quad (25)$$

In Figura 11 sono riportati i profili di temperatura per i tre climi analizzati e la funzione di densità di probabilità del carico frigorifero.

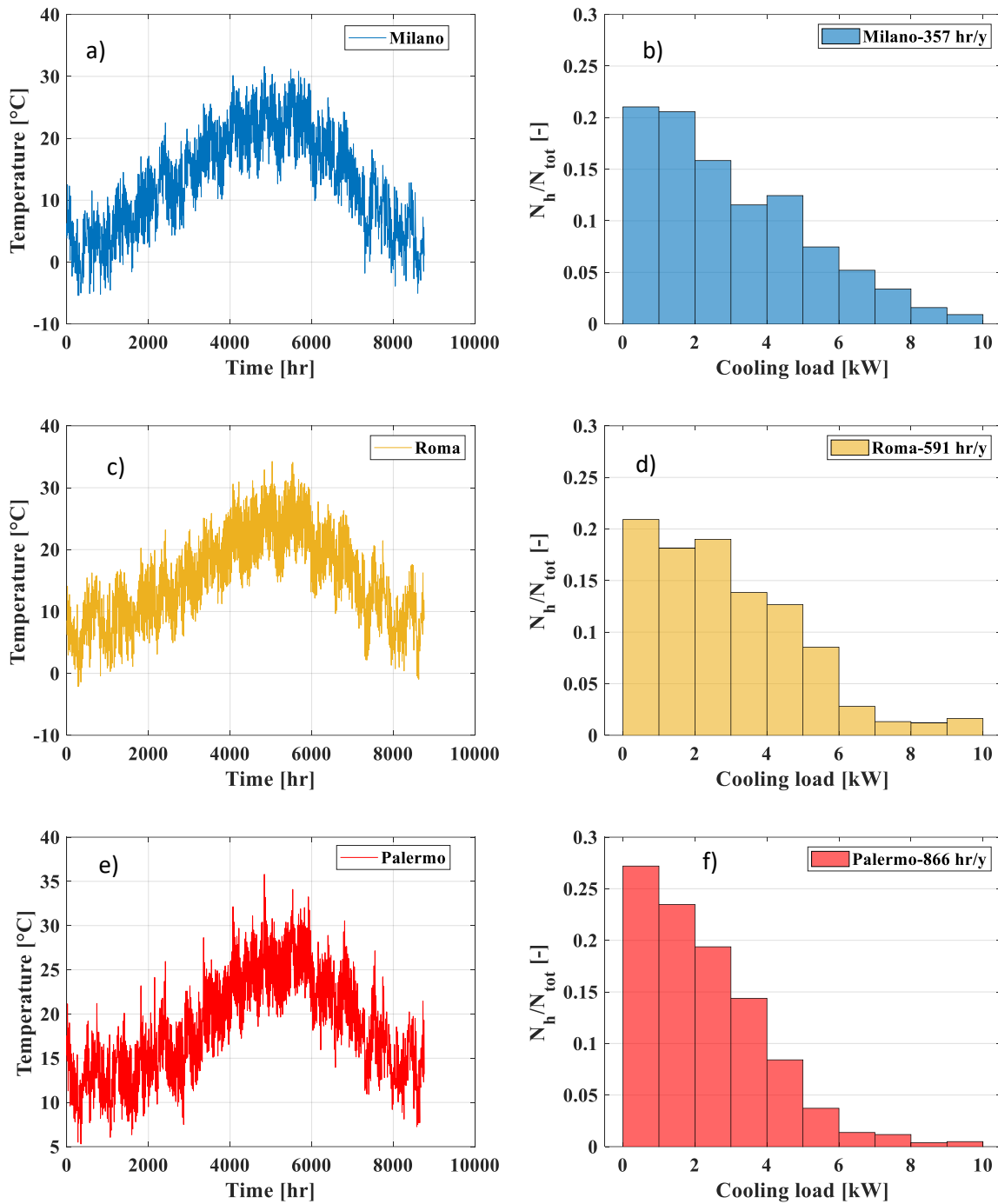


Figura 11. Profilo di temperatura annuale e profilo del carico di raffreddamento per Milano (a,b), Roma (c,d), Palermo (e,f).

4.1 Algoritmo risolutivo per le simulazioni dinamiche del sistema

Il carico termico frigorifero che deve essere bilanciato dal sistema è valutato come:

$$\dot{Q}_{utenza} = (UA)_{edificio} * [T_{amb} - T_{utenza}] \quad (26)$$

In cui la UA dell'edificio è stata calcolata in corrispondenza del carico nominale e della temperatura ambiente massima.

I passi da seguire per la risoluzione del ciclo termodinamico sono i seguenti:

- 1) Viene ipotizzata una temperatura di evaporazione con la quale si ricavano i profili di scambio termico all'evaporatore e si calcola il coefficiente di scambio termico globale mediante la differenza di temperatura logaritmica:

$$U = \frac{Q_{ev}}{A_{ev} * \Delta T_{ml}} \quad (27)$$

Tale valore è confrontato con quello ricavato impiegando le correlazioni presentate nella sezione precedente:

$$U = \frac{1}{R_{acqua} + R_{tubo} + R_{ref}} \quad (28)$$

Il processo è iterato fino a trovare il valore della temperatura di evaporazione per la quale il coefficiente di scambio termico globale calcolato con i due metodi non coincida.

- 2) Vengono ipotizzate delle temperature di saturazione al condensatore ed al generatore di vapore, ottenendo il ciclo termodinamico.
- 3) Dal modello dell'eiettore se ne valuta il rapporto di trascinamento, quindi portata al primario e al secondario di ciascun eiettore e quindi il numero di eiettori attivi;
- 4) Qualora la portata al secondario dell'eiettore sia inferiore rispetto a quella dell'evaporatore si calcola l'aliquota restante, che viene elaborata dal compressore.
- 5) Si calcola la superficie di scambio termico, confrontandola con quella ottenuta in fase di dimensionamento. La temperatura di condensazione è modificata fino a raggiungere la convergenza.
- 6) Viene integrato il generatore di vapore calcolando la superficie di scambio termico. Si iterano gli step dal 2 al 6 fino al raggiungimento della convergenza.

Nel caso di ciclo elio-assistito, lo scambiatore di calore a piastre viene sostituito dai collettori solari, che fungono da generatore di vapore. La temperatura di saturazione del refrigerante al loro interno dipende dall'accoppiamento tra i pannelli stessi e il sistema a multi-eiettore. Si itera quindi sul valore della temperatura di saturazione al generatore fin quando la portata di vapore prodotta nel pannello non eguaglia quella elaborata dai primari degli eiettori. Nel caso all'accoppiamento la portata al secondario sia maggiore di quella di evaporazione, viene esclusa una porzione dei pannelli solari in modo da ottenere una portata al secondario pari a quella richiesta dall'evaporatore.

4.2 Risultati simulazioni stagionali

In Figura 12 sono riportati i risultati delle simulazioni stagionali per le tre località climatiche investigate. Nei risultati, per ciascun clima, sono riportati i valori del SEER calcolati per le differenti configurazioni alle varie Q_{gv} disponibili e per i due schemi di impianto analizzati.

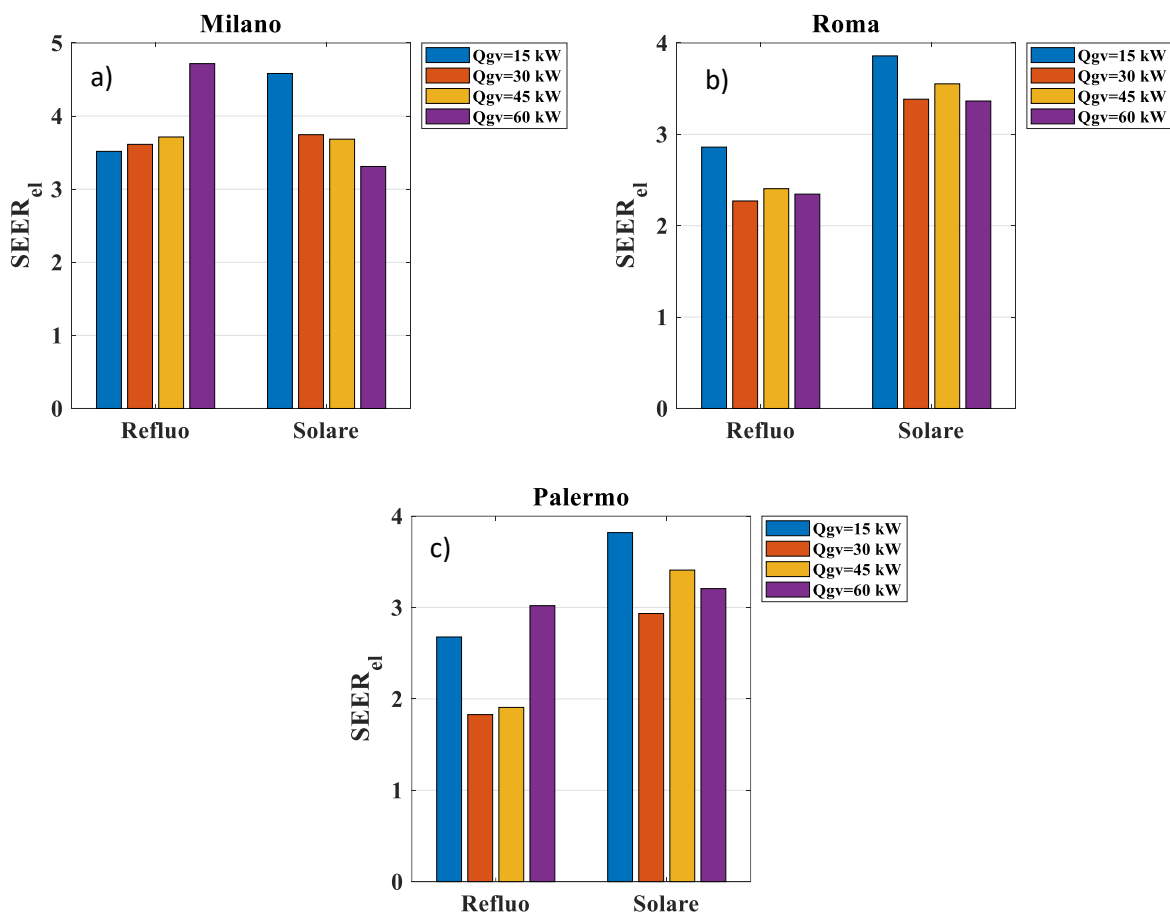


Figura 12. Coefficiente di prestazioni stagionali per le otto configurazioni analizzate per ciascuna zona climatica. a) Milano. b) Roma. c) Palermo.

Dai risultati si evince che il sistema a multielettore ha prestazioni migliori in climi meno caldi (Milano), con prestazioni che decrescono all'aumentare della temperatura ambiente media. Infatti, per il sistema alimentato da reflui termici, in corrispondenza della configurazione con una Q_{gv} di 60 kW si ottiene un SEER pari a 4.72. Nelle stesse condizioni a Roma e Palermo il SEER diventa, rispettivamente, 2.35 e 3.02.

Confrontando invece le due tipologie di ciclo, si può osservare che con il refluo termico le prestazioni, a parità di potenza termica al generatore di vapore, sono inferiori eccetto che per la configurazione con una Q_{gv} di 60 kW a Milano. Inoltre, per ciascun clima, si osservano variazioni più marcate tra le varie configurazioni relative al ciclo con refluo termico, mentre per il chiller elio-assistito le variazioni di SEER sono meno marcate, ad eccezione di Milano, dove il SEER passa da 3,31 per la configurazione avente dei pannelli solari dimensionati per fornire 60 kW a 4.58 per la configurazione a 15 kW.

In Figura 13 si presenta un focus sui consumi, durante tutta la stagione estiva, di ogni componente costituente l'impianto, nelle sue otto configurazioni, per il clima di Palermo. L'andamento irregolare dei SEER mostrati prima per questo clima è giustificato dai differenti assorbimenti elettrici dei vari componenti nelle varie configurazioni. Ciò è una conseguenza dell'ottimizzazione effettuata nella fase precedente. Infatti si ricorda che i vari scenari analizzati hanno dei punti di ottimo differenti e quindi delle configurazioni

impiantistiche (in termini di dimensioni dei componenti) diverse. Pertanto, non è presente un andamento ben definito delle prestazioni stagionali all'aumentare della disponibilità al generatore di vapore. Un'analisi più dettagliata sull'effetto delle differenti disponibilità del refluo, o le differenti dimensioni dei pannelli solari, andrebbe effettuata considerando un'unica configurazione impiantistica.

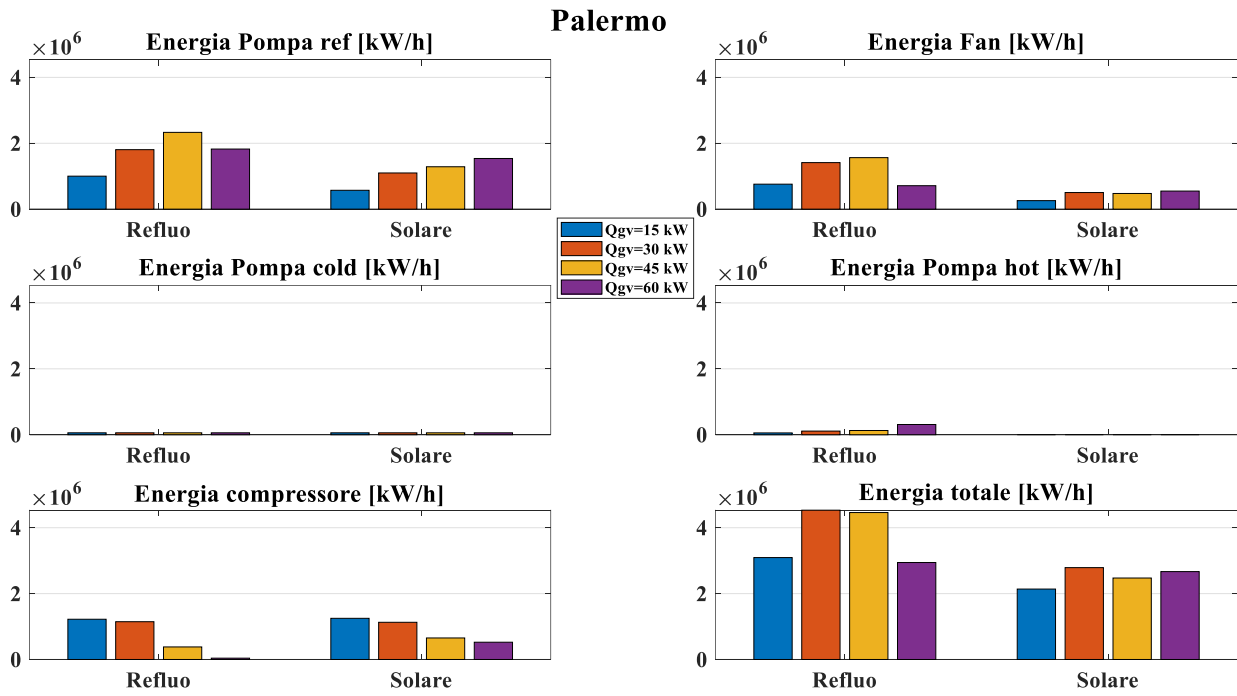


Figura 13. Assorbimento elettrico di tutti i componenti dell'impianto, per tutte le 8 configurazioni impiantistiche analizzate per il clima di Palermo.

4.3 Confronto economico

Per il costo di investimento del sistema a multi-elettore sono stati adoperati i valori mostrati in fase di dimensionamento del sistema. Per quanto concerne il costo dei sistemi tradizionali, si fa riferimento a quanto indicato in [17]. In relazione alle prestazioni, si assume per i chiller ad assorbimento un SEER pari a 6,5 [18], applicando dei fattori correttivi a seconda del clima. Per il chiller elettrico il SEER nei vari clima è stato calcolato similmente a quanto fatto per il ciclo ibrido, effettuando delle simulazioni stagionali durante tutto l'arco della stagione di raffrescamento. I SEER calcolati per Milano, Roma e Palermo sono, rispettivamente, 3.23, 2.89 e 2.86. La vita utile per tutti i sistemi è ipotizzata pari a 20 anni. Il costo dell'energia è assunto 0,26 €/kWh, come riportato in [13]. I costi di esercizio totali sono calcolati come segue:

$$CE = \frac{Q_{utenza}}{SEER_{el}} * c_{en,el} * \theta_{vita\ utile} \quad (29)$$

Di conseguenza i costi totali sono dati dalla somma dei costi di investimento e costi di esercizio:

$$CT = CI + CE \quad (30)$$

I risultati riportati in Figura 14 evidenziano che il costo totale del chiller ad assorbimento è sempre maggiore di quello del sistema a ciclo ibrido alimentato da reflu termico, per tutte le condizioni climatiche investigate, infatti, sebbene il SEER (6,5) risulti essere maggiore per il chiller ad assorbimento, quest'ultimo ha dei costi di investimento significativamente maggiori, che non rendono la tecnologia conveniente dal punto di vista economico, almeno rispettivamente alla taglia analizzata. Viceversa, il chiller elettrico simulato ha dei costi totali notevolmente inferiore rispetto alle soluzioni proposte.

Per quanto concerne Milano, benché le soluzioni analizzate abbiano dei costi di esercizio leggermente inferiori, presentano maggiori costi di investimento.

Per i climi di Roma e Palermo, invece, anche i costi di esercizio sono più elevati per quasi tutte le configurazioni,

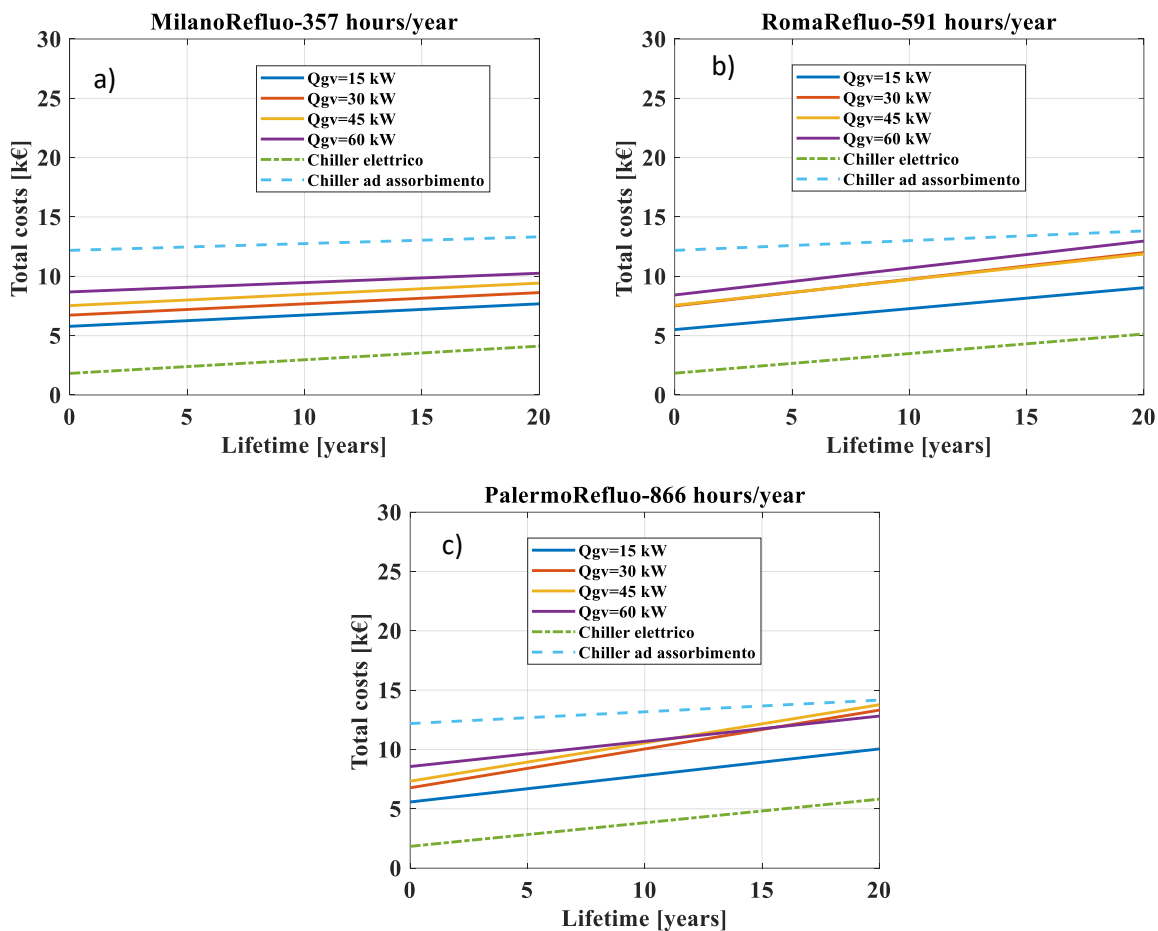


Figura 14. Confronto tra i costi totali delle configurazioni analizzate per il ciclo alimentato da reflu termico e le tecnologie di riferimento (chiller elettrico e chiller ad assorbimento). a) Milano. b) Roma. c) Palermo.

I risultati relativi al confronto economico tra ciclo ibrido elio-assistito e le tecnologie di riferimento è riportato in Figura 15. Anche in questo caso il chiller elettrico risulta essere sempre la soluzione più conveniente. Confrontando invece le soluzioni proposte con i chiller ad assorbimento, si osserva che per tutti i climi le soluzioni da 15 e 30 kW sono più convenienti, mentre rispetto alle configurazioni da 45 e 60 kW il chiller ad assorbimento è più conveniente.

Per quanto riguarda Milano, a causa di una minore disponibilità della fonte solare, il chiller a ciclo ibrido alimentato da fonte solare non risulta mai conveniente rispetto al chiller elettrico e più economico rispetto al ciclo ad assorbimento nelle configurazioni a 15 e 30 kW. Per Roma, invece, la soluzione economicamente più conveniente è la configurazione da 15 kW. Tutte le altre soluzioni sono più costose rispetto ai cicli di riferimento. Ciò vale anche a Palermo, dove anche configurazione da 30 kW è conveniente rispetto al ciclo ad assorbimento per una vita utile attesa minore di 12 anni.

La limitata convenienza economica di questa tecnologia rispetto agli impianti tradizionali è dovuta al grande extra-costo, ad oggi necessario, per l'acquisto dei pannelli. Inoltre, l'utilizzo del refrigerante sintetico R1234ze limita ulteriormente le prestazioni massime raggiungibili. Al fine di evidenziare maggiormente i possibili vantaggi derivanti dall'utilizzo di questa tecnologia, il paragrafo successivo mostra la stessa analisi (dimensionamento e simulazioni stagionali) effettuata considerando l'ammoniaca come fluido di lavoro, che potrebbe essere impiegata per applicazioni non residenziali.

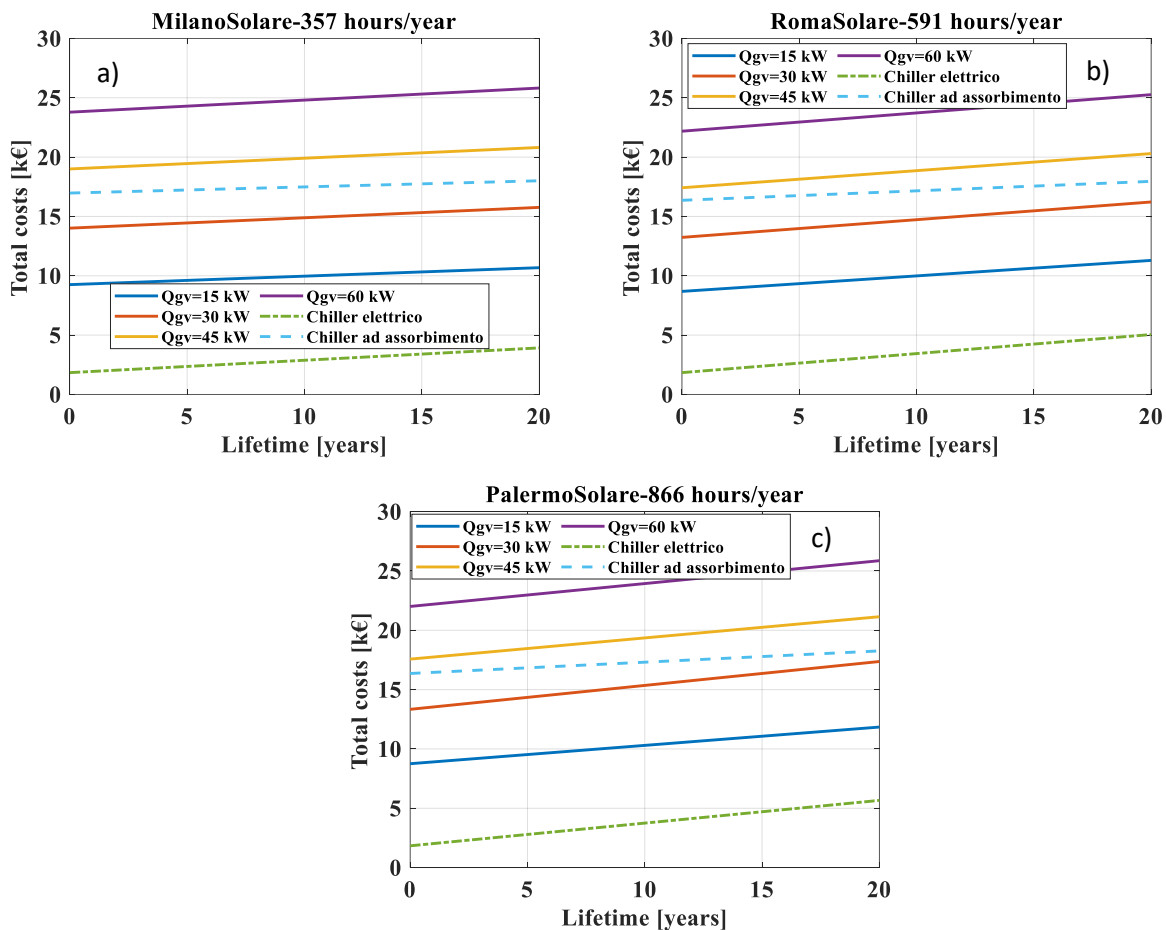


Figura 15 Confronto tra i costi totali delle configurazioni analizzate per il ciclo alimentato da fonte solare e le tecnologie di riferimento (chiller elettrico e chiller ad assorbimento). a) Milano. b) Roma. c) Palermo.

4.4 Approfondimento: ammoniaca come fluido di lavoro

Analogamente a quanto fatto nelle sezioni precedenti, è stato dimensionato infine un ulteriore chiller a ciclo ibrido con reflu termici impiegante ammoniaca come fluidi di lavoro. Infatti, come riportato in Lillo et al. [16] ed in Viscito et al. [18], l'ammoniaca è il fluido più interessante per questa tipologia di applicazioni, ma presenta lo svantaggio di essere tossico ed infiammabile; pertanto, dove impiegato rende necessarie diverse accortezze progettuali atte ad evitare perdite. Si è considerata in questa fase solo la configurazione con reflu termici (non residenziale), dato che il ciclo elio-assistito presenta dei costi significativamente maggiori, a causa dell'elevato costo dei pannelli solari, a fronte di prestazioni leggermente inferiori dovuta all'aleatorietà della fonte solare. Inoltre, per citata pericolosità di questo fluido refrigerante, esso può essere impiegato in applicazioni industriali, laddove è più verosimile avere una disponibilità di reflu termico da altri processi.

Essendo i processi di dimensionamento e simulazione del sistema analoghi a quanto visto nelle sezioni precedenti si evitano ripetizioni nella presente sezione.

In figura 16 sono riportati i coefficienti di prestazioni stagionali delle varie configurazioni nei tre climi analizzati. Si può osservare che si raggiungono dei SEER significativamente maggiori rispetto alle soluzioni con R1234ze, con una grande incidenza del clima di riferimento. Infatti, in riferimento alla soluzione con la massima disponibilità del reflu (60 kW), a Milano si raggiunge un SEER di 12.2, a Roma di 10.1 ed a Palermo di 9.3.

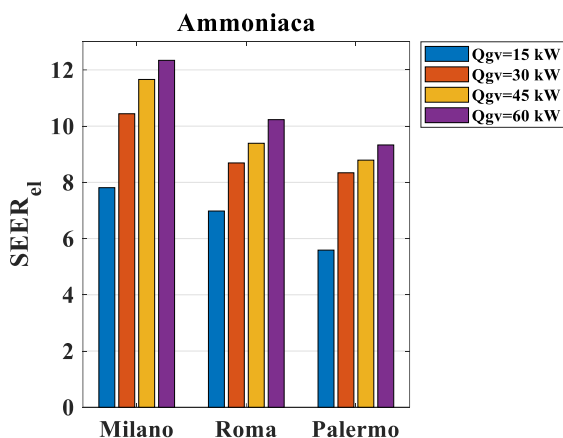


Figura 16. Coefficiente di prestazioni stagionali per le quattro configurazioni ad ammoniaca analizzate per ciascuna zona climatica (Milano, Roma e Palermo).

I risultati riportati in Figura 17 evidenziano che il costo totale del chiller ad assorbimento è sempre maggiore di quello del sistema a ciclo ibrido alimentato da reflu termico, per tutte le condizioni climatiche investigate, infatti, i chiller ad assorbimento oltre a presentare dei SEER (6,5) minori, presentano anche dei costi di investimento significativamente maggiori rispetto alle soluzioni proposte.

Per quanto concerne il confronto con il chiller elettrico, si osserva che tutte le soluzioni proposte hanno dei costi di investimento significativamente maggiori ma dei costi di esercizio molto inferiori. Nello specifico,

nel caso di Milano non vi è un ritorno dell'investimento entro i 20 anni, nonostante le prestazioni significativamente maggiori delle soluzioni proposte. Nelle altre due località, grazie di un più elevato numero di ore di funzionamento, si avrebbe un ritorno dell'investimento dopo circa 15 anni a Roma per la soluzione con una disponibilità del reflu termico di 15 kW, e dopo circa 18 anni per la soluzioni da 30 kW, mentre continuerebbe a non esserci convenienza per gli scenari di maggiore disponibilità del reflu. A palermo, invece, le soluzioni con 15 e 30 kW di reflu termico avrebbero una convenienza dopo circa 10 e 12 anni, mentre quella con 45 kW dopo circa 19 anni. Non risulterebbe invece conveniente la soluzione con 60 kW.

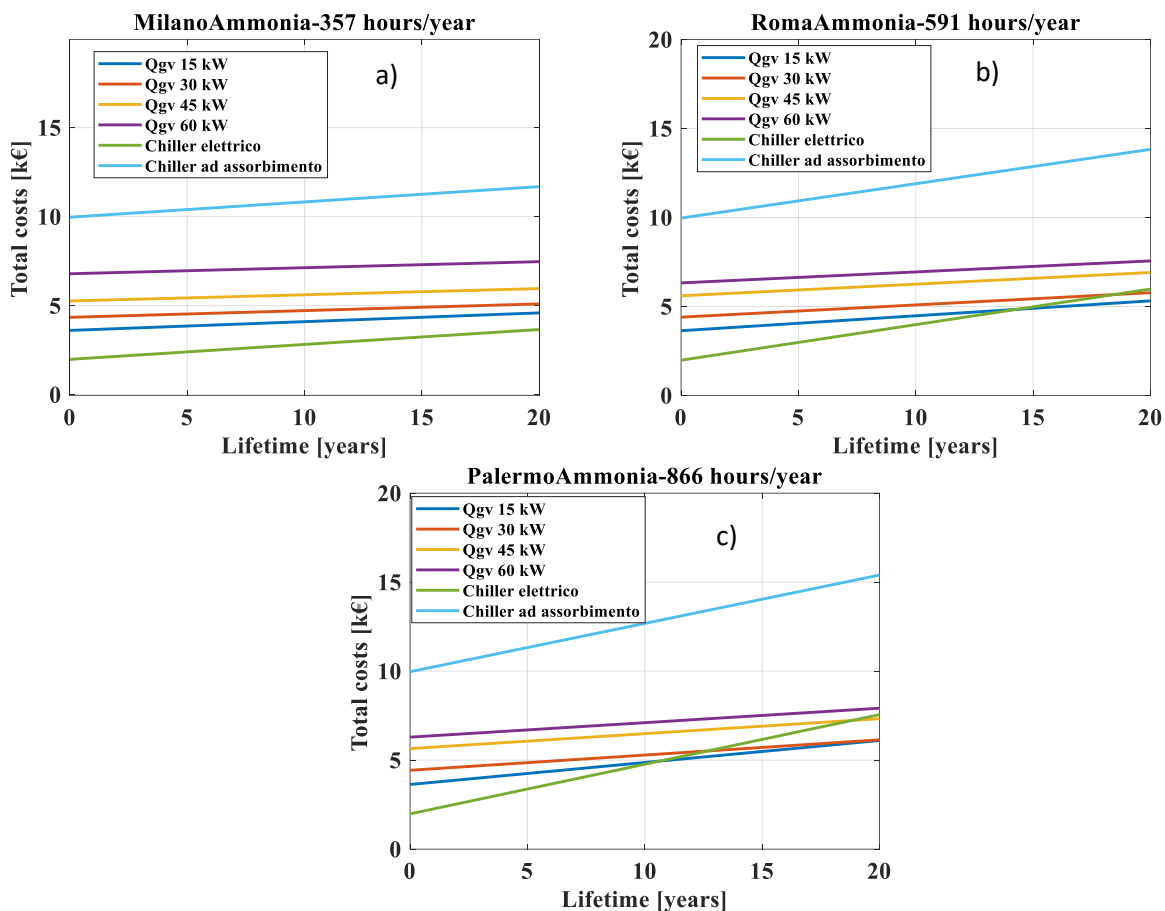


Figura 17. Confronto tra i costi totali delle configurazioni analizzate per il ciclo alimentato da reflu termico e le tecnologie di riferimento (chiller elettrico e chiller ad assorbimento). a) Milano. b) Roma. c) Palermo.

4.5 Conclusioni parte 2

Nella seconda parte dell'attività sono state effettuate le simulazioni stagionali di tutte le 24 configurazioni impiantistiche dimensionate nella prima parte dell'attività per i tre climi analizzati (Milano, Roma e Palermo).

I risultati hanno evidenziato come i sistemi proposti abbiano prestazioni migliori nel clima meno caldo (Milano), in cui la configurazione migliore è quella in cui il ciclo è alimentato da reflu termico con una

disponibilità di 60 kW (SEER = 4.72). Viceversa, a Roma e a Palermo i cicli elio-assistiti hanno delle prestazioni mediamente maggiori rispetto all'equivalente alimentato da reflui termici.

L'analisi comparativa dei costi totali (somma tra costo di investimento e costo di esercizio) tra le soluzioni analizzate e quelle di riferimento, ha mostrato che i chiller ad assorbimento hanno dei costi totali maggiori rispetto ai cicli ibridi alimentati da reflui termici per tutti i climi analizzati. Viceversa, il chiller elettrico dimensionato, seppure con SEER inferiore e costi di esercizio superiori rispetto ai cicli ibridi proposti, presenta dei costi totali inferiori grazie ad un costo di investimento significativamente inferiore.

Per quanto riguarda il chiller a ciclo ibrido elio-assistito, le configurazioni testate non sono mai convenienti rispetto al chiller elettrico, ma lo sono, nelle soluzioni da 15 e 30 kW, rispetto ad i chiller ad assorbimento.

È importante rimarcare che questi risultati sono strettamente relativi al fluido utilizzato, ovvero l'R1234ze, scelto per questa analisi in base alle sue caratteristiche favorevoli in termini ambientali e di sicurezza.

L'utilizzo di altri fluidi di lavoro con più elevato calore latente e favorevoli proprietà termodinamiche, come ad esempio l'ammoniaca (R717), consentirebbe di avere portate di refrigerante significativamente inferiori, con conseguenti minori sezioni di passaggio e costi di impianto, come già dimostrato in uno studio condotto su impianti analoghi [16]. Per contro, l'utilizzo di refrigeranti tossici ed infiammabili come l'ammoniaca comporta gravi questioni legate alla sicurezza, che andrebbero approfondite e discusse in uno studio dedicato. In ogni caso, per mostrare i possibili vantaggi economici e termodinamici legati all'utilizzo di questa tecnologia, nella parte finale sono stati dimensionati e simulati dei chiller a ciclo ibrido alimentati da reflui termici ed impiegante ammoniaca (R717) come fluido di lavoro. Queste soluzioni presentano dei SEER significativamente maggiori rispetto a sistemi analoghi con l'R1234ze. Nello specifico considerando la soluzione con la massima disponibilità del refluo (60 kW), a Milano si raggiunge un SEER di 12.2, a Roma di 10.1 ed a Palermo di 9.3. In riferimento ad i costi totali, anche in questo caso nel clima di Milano non si ha un ritorno dell'investimento, a causa delle poche ore annue di funzionamento del sistema. Viceversa, a Roma ed a Palermo si avrebbe un ritorno dell'investimento delle soluzioni con una disponibilità del refluo pari a 15 kW dopo, rispettivamente, 14 ed 11 anni.

Riferimenti bibliografici

- [1] Chen, J.; Havtun, H.; Palm, B. Investigation of ejectors in refrigeration system: Optimum performance evaluation and ejector area ratios perspectives. *Appl. Therm. Eng.* 2014, 64, 182–191..
- [2] M. Clausse, K.C.A. Alam, F. Meunier, Residential air conditioning and heating by means of enhanced solar collectors coupled to an adsorption system, *Solar Energy* 82 (2008) 885–892.
- [3] Martin, H. A theoretical approach to predict the performance of chevron-type plate heat exchangers. *Chem. Eng. Process. Process Intensif.* 1996, 35, 301–310..
- [4] Park, J.H.; Kim, Y.S. Evaporation heat transfer and pressure drop characteristics of R-134a in the oblong shell and plate heat exchanger. *KSME Int. J.* 2004, 18, 2284–2293..
- [5] McAdams, W.H., Wood, W.K., Bryan, R.L., 1942. Vaporization inside horizontal tubes II—benzene–oil mixtures. *Trans. ASME* 66, 671–684.
- [6] Cooper, M. G. (1984). Saturation nucleate pool boiling—a simple correlation. In *ICHEME Symp. Ser.* (Vol. 86, p. 786)..
- [7] Dittus, F. W., Boelter, L. M. K. (1985). Heat transfer in automobile radiators of the tubular type. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 12(1), 3–22..
- [8] Wang, C. C., Chi, K. Y., Chang, C. J. (2000). Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchangers, part II: Correlation. *International Journal of Heat and mass transfer*, 43(15), 2693–2700.
- [9] Shah, M. M. (1979). A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes. *International Journal of heat and mass transfer*, 22(4), 547–556.
- [10] Sébastien Declaye, Vincent Lemort, Improving the performance of μ -ORC systems, Phd thesis, Université de Liège, Liège, Belgium (2015)..
- [11] Quoilin, S.; Declaye, S.; Tchanche, B.F.; Lemort, V. Thermo-economic optimization of waste heat recovery Organic Rankine Cycles. *Appl. Therm. Eng.* 2011, 31, 2885–2893..
- [12] Wildi-Tremblay, P., Gosselin, L. (2007). Minimizing shell-and-tube heat exchanger cost with genetic algorithms and considering maintenance. *International Journal of Energy Research*, 31(9), 867–885.
- [13] Botticella, F., De Rossi, F., Mauro, A. W., Vanoli, G. P., Viscito, L. (2018). Multicriteria (thermodynamic, economic and environmental) analysis of possible design options for residential heating split systems working with low GWP refrigerants. *Internati.*
- [14] Ali Alahmer, Xiaolin Wang and K. C. Amanul Alam, Dynamic and Economic Investigation of a Solar Thermal-Driven Two-Bed Adsorption Chiller under Perth Climatic Conditions, *Energies* 2020.
- [15] TRNSYS 17, a TRaNsient System simulation program. Solar Energy Laboratory; University of Wisconsin-Madison; 2010..
- [16] Lillo, G., Mastrullo, R., Mauro, A. W., Trinchieri, R., & Viscito, L. (2020). Thermo-economic analysis of a hybrid ejector refrigerating system based on a low grade heat source. *Energies*, 13(3), 562..
- [17] Summerheat Publishable Report. Meeting cooling demands in summer by applying heat from cogeneration. April 2009.
- [18] Viscito, L.; Lillo, G.; Napoli, G.; Mauro, A.W. Waste Heat Driven Multi-Ejector Cooling Systems: Optimization of Design at Partial Load; Seasonal Performance and Cost Evaluation. *Energies* 2021, 14, 5663..

Curriculum vitae della Prof.ssa Rita Mastrullo

Note biografiche e carriera accademica

Rita Maria Antonietta Mastrullo è nata a Bisaccia (AV) il 21 Maggio 1954. Ha conseguito, con lode, la laurea in Ingegneria Elettrotecnica, presso l'Università degli Studi di Napoli Federico II, il 28/2/78. Dal 1994 al 1996 è stata Professore Ordinario di Fisica tecnica presso la Facoltà di Ingegneria dell'Università degli Studi di Salerno; dall' 1/11/1996 è Professore Ordinario di Fisica tecnica Industriale presso l'Università degli Studi di Napoli Federico II.

Attività di ricerca scientifica

Dal 1980 ad oggi ha svolto, con continuità, attività di ricerca nell'ambito della conversione dell'energia. Nei primi anni si è occupata di sistemi per lo sfruttamento dell'energia solare per il riscaldamento; successivamente, la principale tematica di ricerca ha riguardato la conversione energetica inversa per sistemi frigoriferi e pompe di calore.

Gli oggetti delle ricerche e i relativi scopi hanno riguardato: i sistemi energetici alternativi per valutarne il trade-off termodinamico/economico, in relazione alla specifica applicazione, alla taglia del sistema ed ai conseguenti vincoli tecnici; i componenti innovativi per valutarne l'effettiva prestazione e il relativo vantaggio termodinamico; la fenomenologia dei processi termodinamici per elaborare teorie e modelli. Più nel dettaglio, le attività di ricerca hanno incrociato due principali tematiche: la caratterizzazione delle prestazioni termodinamiche di sistemi a compressione di vapore per la refrigerazione e la climatizzazione operanti con refrigeranti innovativi a basso impatto ambientale; le prestazioni termo-idrauliche durante l'evaporazione in convezione forzata di refrigeranti in geometrie standard e innovative per scambiatori e dissipatori di calore.

Sono state adottate differenti metodologie: teorico/simulative per l'analisi di sistemi complessi; modellistiche e numeriche per esplorare preliminarmente le opzioni di maggior successo a livello di componenti ovvero per condurre analisi parametriche; sperimentali, sia per prove sul campo di prototipi di sistemi o componenti sia per condurre esperimenti specifici per il fenomeno studiato; statistico/teorico per lo sviluppo di metodi predittivi semi-empirici.

Le attività di ricerca sono state svolte principalmente presso l'Università degli studi di Napoli Federico II. Progetti di ricerca specifici sono stati svolti in collaborazione con altri Atenei, nazionali e internazionali, enti di ricerca, tra i quali si annoverano: Università del Sannio, Università di Salerno, Enea, Ecole Polytechnique Fédérale de Lausanne, Universitat Politècnica de València, KTH Royal Institut Stochkolm.

L'attività di ricerca è stata finanziata da numerosi progetti, di cui è stata ed è responsabile scientifico sia a livello nazionale sia internazionale: progetti PON Poligrid e Smartcase, progetto FP7 NXTHPG, progetti PRIN su svariati bandi a partire dal 1994 e fino al 2015, commesse di ricerca per il MiSE e convenzioni di ricerca con aziende private.

Membro dell'International Institute of Refrigeration, dell'Associazione Italiana per la climatizzazione dell'aria e la refrigerazione (AICARR) e dell'Unione Italiana Termofluidodinamica.

È revisore per numerose riviste scientifiche di rilievo per gli SSD ING-IND/10 e 11.

L'attività è testimoniata da oltre 180 memorie pubblicate su riviste internazionali o presentate a convegni nazionali, internazionali (104 pubblicazioni indicizzate su Scopus, hindex=22).

Curriculum vitae del Prof. Alfonso William Mauro

Dopo essersi laureato, con lode, in Ingegneria Meccanica presso l'Università degli Studi di Napoli nell'Ottobre del 2003, nel 2006 ha conseguito il titolo di dottore di ricerca presso la Scuola di Dottorato in Ingegneria dei Sistemi Meccanici della stessa Università.

Nell'Ottobre del 2008 ha preso servizio come ricercatore universitario di Fisica tecnica presso l'Università di Napoli Federico II, dove attualmente ricopre il ruolo di professore associato in Fisica tecnica dal 2015. È stato prima visiting scholar e poi visiting scientist presso il laboratorio di trasmissione del calore (LTCM) dell'EPFL di Losanna (CH), per un periodo totale di 7 mesi. Nel 2017, per 4 mesi, ha ricoperto il ruolo di "Professeur de recherche invité" presso il CETHIL dell'INSA di Lione (FR).

Ha svolto e svolge attività di didattica e supporto alla didattica per gli insegnamenti di Fisica tecnica e Tecnica del freddo per allievi ingegneri dell'Università degli studi di Napoli Federico II. È membro del Collegio dei docenti per la Scuola di Dottorato in Ingegneria Industriale dell'Università degli Studi di Napoli Federico II.

Le tematiche di ricerca di cui si occupa direttamente, con metodi sia sperimentali che modellistici, riguardano l'efficientamento energetico e la riduzione dell'impatto ambientale di sistemi per conversione energetica per la refrigerazione e la climatizzazione operanti con fluidi naturali o a basso impatto ambientale. È autore di oltre 100 pubblicazioni scientifiche e ha contribuito allo svolgimento di numerosi progetti di ricerca, sia nazionali che internazionali, finanziati da enti e/o aziende sia pubblici che privati.

Serve la comunità scientifica di riferimento come: revisore di pubblicazioni scientifiche; valutatore di proposte di progetti di ricerca; membro di commissione di esami di dottorato in Italia e all'estero; esperto invitato per seminari tematici sullo scambio termico bifase e sui sistemi a

compressione di vapore per la refrigerazione e la climatizzazione presso conferenze, workshop, università e istituti di ricerca.

Membro della commissione B2 dell'IIR. Membro dello European Two-Phase Flow Group e del working party dell'IIR sulla riduzione della carica di refrigerante. Socio Aicarr e IIR.