



Ricerca di Sistema elettrico

Analisi di sensibilità di impianti di climatizzazione innovativi (solar heating and cooling e pompe di calore) ed individuazione dell'effettiva fattibilità economica rispetto a soluzioni di tipo tradizionale

*N. Calabrese, G. Zummo, F. Fioravanti, M. Beccali,
P. Finicchiaro, V. Lo Brano, G. Ciulla, G. Oliveti, R. Bruno*

ANALISI DI SENSIBILITÀ DI IMPIANTI DI CLIMATIZZAZIONE INNOVATIVI (SOLAR HEATING AND COOLING E POMPE DI CALORE) ED INDIVIDUAZIONE DELL'EFFETTIVA FATTIBILITÀ ECONOMICA RISPETTO A SOLUZIONI DI TIPO TRADIZIONALE

N. Calabrese, G. Zummo (ENEA) - Report RdS/2013/091

F. Fioravanti, M. Beccali, P. Finocchiaro, V. Lo Brano, G. Ciulla (UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI PALERMO) – Allegato A

G. Oliveti, R. Bruno (UNIVERSITÀ DELLA CALABRIA) – Allegato B

Settembre 2013

Report Ricerca di Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico - ENEA

Piano Annuale di Realizzazione 2012

Area: RAZIONALIZZAZIONE E RISPARMIO NELL'USO DELL'ENERGIA ELETTRICA

Progetto: Utilizzo del calore solare e ambientale per la climatizzazione

Obiettivo A: Sperimentazione e qualificazione di componenti e sistemi

Responsabile del Progetto: Nicolandrea Calabrese, ENEA

Il presente documento descrive le attività di ricerca svolte all'interno dell'Accordo di collaborazione *“Sviluppo di analisi di sensibilità per stabilire, ai fini dell'effettiva fattibilità economica, le soglie di costo iniziale dei vari componenti costituenti gli impianti di solar heating and cooling”* tra ENEA ed UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI PALERMO

Responsabile scientifico ENEA: Nicolandrea Calabrese

Responsabile scientifico UNIPA : Prof. Ing. Marco Beccali

Il presente documento descrive le attività di ricerca svolte all'interno dell'Accordo di collaborazione *“Sviluppo di analisi di sensibilità per stabilire, ai fini dell'effettiva fattibilità economica, le soglie di costo iniziale dei vari componenti costituenti gli impianti a pompa di calore ad R744”* tra ENEA ed UNIVERSITÀ DELLA CALABRIA

Responsabile scientifico ENEA: Nicolandrea Calabrese

Responsabile scientifico UNICAL : Prof. Ing. Giuseppe Oliveti

Indice

SOMMARIO.....	4
1 INTRODUZIONE	5
2 DESCRIZIONE DELLE ATTIVITÀ SVOLTE E RISULTATI.....	7
2.1 SISTEMI DI SOLAR HEATING AND COOLING	7
2.1.1 <i>Approccio metodologico</i>	7
2.1.2 <i>Individuazione ed analisi di sensibilità dei componenti costituenti gli impianti di solar heating and cooling, valutando le differenze di costo a seconda della taglia della macchina frigorifera</i>	10
2.1.3 <i>Individuazione e analisi di componenti di impianti serviti dalla tecnologia del solar heating and cooling, valutando le differenze di costo a seconda della tipologia di terminale ambiente (ad acqua o ad aria)</i>	12
2.1.4 <i>Valutazione economica di un impianto di solar heating and cooling a seconda della taglia e delle differenti zone climatiche</i>	12
2.1.5 <i>Valutazione economica dei costi di gestione di differenti tipi d'impianto</i>	16
2.1.6 <i>Soglie di costo iniziale dei principali componenti costituenti gli impianti di solar heating and cooling</i>	19
2.2 SISTEMI DI CLIMATIZZAZIONE A POMPA DI CALORE.....	21
2.2.1 <i>Approccio metodologico</i>	21
2.2.2 <i>Individuazione ed analisi di sensibilità per le PDC valutando le differenze di costo a seconda della taglia e della tecnologia della macchina</i>	23
2.2.3 <i>Influenza dei terminali d'impianto sulle prestazioni dei sistemi a pompa di calore</i>	24
2.2.4 <i>Valutazione economica di un impianto a pompa di calore a seconda della taglia e delle differenti zone climatiche</i>	25
2.2.5 <i>Soglie di costo iniziale dei principali componenti costituenti gli impianti a pompa di calore</i>	27
2.3 CONFRONTO SISTEMI DI SOLAR HEATING AND COOLING RISPETTO A SOLUZIONI A POMPA DI CALORE	28
3 CONCLUSIONI.....	29

ALLEGATO A: *M. Beccali, P. Finocchiaro, F. Fioravanti, V. Lo Brano, G. Ciulla, “ANALISI DI SENSIBILITÀ DI IMPIANTI DI CLIMATIZZAZIONE INNOVATIVI (SOLAR HEATING AND COOLING E POMPE DI CALORE) ED INDIVIDUAZIONE DELL’EFFETTIVA FATTIBILITÀ ECONOMICA RISPETTO A SOLUZIONI DI TIPO TRADIZIONALE”, Università degli Studi di Palermo, Dipartimento dell’Energia, dell’Ingegneria Informatica e dei Modelli Matematici*

ALLEGATO B: *Giuseppe Oliveti, Roberto Bruno, “SVILUPPO DI ANALISI DI SENSIBILITÀ PER STABILIRE, AI FINI DELLA EFFETTIVA FATTIBILITÀ ECONOMICA, LE SOGLIE DI COSTO INIZIALE DEI VARI COMPONENTI COSTITUENTI GLI IMPIANTI SPERIMENTALI A POMPA DI CALORE R744”, Università della Calabria*

Sommario

L'attività ha avuto come oggetto lo sviluppo di analisi di sensibilità per stabilire, ai fini dell'effettiva fattibilità economica, le soglie di costo iniziale dei vari componenti costituenti gli impianti sperimentali (solar heating and cooling, pompe di calore ad R744) e delle fonti energetiche tradizionali nonché le eventuali forme d'incentivo necessarie.

L'attività di ricerca è stata svolta con il contributo dell'Università degli Studi di Palermo, Dipartimento di Energia, Ingegneria dell'Informazione e Modelli Matematici (DEIM), che ha curato l'analisi di sensibilità per i vari componenti costituenti gli impianti di solar heating and cooling e con il contributo dell'Università degli Studi della Calabria, Dipartimento di Meccanica, Energetica e Gestionale, che ha analizzato i sistemi di climatizzazione a pompa di calore.

ENEA ha curato l'acquisizione e quindi l'elaborazione dei dati sperimentali di funzionamento degli impianti "dimostratori" presenti presso il C.R. ENEA di Casaccia, al fine di ottenere modelli di simulazione dinamica validati (accettando margini d'errore inferiori al 10% rispetto ai dati misurati e quelli ottenuti dalle simulazioni) che sono stati poi utilizzati per le analisi tecnico-economiche sviluppate sui differenti sistemi di climatizzazione.

L'analisi dei componenti degli impianti di solar heating and cooling ha previsto una prima fase di realizzazione e validazione di un modello numerico di un impianto di solar heating and cooling realizzato con il software Trnsys. Con esso è stato valutato il costo dei principali componenti d'impianto.

E' stato inoltre eseguito un confronto economico tra terminali ad acqua e ad aria evidenziandone i relativi pregi e difetti. Tra i componenti di questo tipo di impianti è stata anche valutata la scelta migliore tra i possibili generatori di calore di integrazione.

Una parte importante di questa ricerca ha riguardato lo studio dell'influenza della posizione geografica sulle prestazioni dell'impianto. La conclusione cui si è giunti è che gli impianti SH&C sono economicamente più vantaggiosi in città dai climi rigidi, soprattutto in virtù degli incentivi previsti dal D.M. del 28 dicembre 2012. Riguardo l'analisi dei sistemi di climatizzazione a pompa di calore è stato condotto un confronto tra i costi di due prototipi di pompe di calore a R744 e di due macchine commerciali a R410a, anch'esso avvalendosi del software Trnsys. Anche in questo caso la validazione del modello è stata fatta avvalendosi di dati sperimentali acquisiti presso una facility sperimentale presente nel C.R. ENEA Casaccia. Il confronto tra le due tipologie di pompe di calore in studio (acqua-acqua polivalente e aria-acqua) è stato condotto in modo da poter valutare l'influenza della taglia e della tecnologia della macchina, delle zone climatiche e dei terminali d'impianto sulle prestazioni.

1 Introduzione

Lo studio di seguito presentato inerente l'analisi di sensibilità di impianti di climatizzazione innovativi con conseguente individuazione della loro effettiva fattibilità economica rispetto a soluzioni tradizionali è stato condotto secondo due ben distinti percorsi.

ENEA ha curato l'acquisizione e quindi l'elaborazione dei dati sperimentali di funzionamento dell'impianto di solar heating and cooling edificio F92 presente presso il C.R. ENEA di Casaccia, al fine di ottenere modelli di simulazione dinamica validati (accettando margini d'errore inferiori al 10% rispetto ai dati misurati e quelli ottenuti dalle simulazioni) che sono stati poi utilizzati per le analisi tecnico-economiche sviluppate sui differenti sistemi di climatizzazione. Ha inoltre effettuato l'acquisizione e quindi l'elaborazione dei dati sperimentali di funzionamento delle pompe di calore ad R744 (curve di funzionamento invernale ed estivo), al fine di parametrizzare l'andamento del COP in funzione della temperatura dell'aria esterna e della temperatura di uscita dell'acqua e di conoscere la curva della potenza termica erogata al variare delle due temperature precedenti

Con l'Università degli Studi di Palermo, Dipartimento di Energia, Ingegneria dell'Informazione e Modelli Matematici (DEIM), è stata elaborata, partendo da una diagnosi energetica di un impianto esemplare, eseguita attraverso un evoluto codice numerico per la simulazione dinamica termo-energetica degli edifici e degli impianti di climatizzazione in essi installati, una valutazione di carattere economico sulla tecnologia di solar heating and cooling rispetto a soluzioni standard ed a pompa di calore.

Nell'ambito di questa parte della ricerca si è proceduto all'individuazione di soglie di costo iniziale dei vari componenti costituenti gli impianti di solar heating and cooling (di seguito SH&C) e la valutazione della convenienza economica della tecnologia in questione, a seconda delle differenti zone climatiche ed alla taglia, facendo poi un confronto con impianti di climatizzazione di tipo tradizionale ed a pompa di calore.

E' stato inoltre valutato quanto il presente regime d'incentivazione (D.M. 28/12/2012, *Conto Energia Termico*) sia influente sulla convenienza economica degli impianti di SH&C.

In particolare, gli aspetti affrontati sono:

- individuazione ed analisi di sensibilità dei componenti costituenti gli impianti di solar heating and cooling, valutando le differenze di costo a seconda della taglia della macchina frigorifera;
- individuazione ed analisi dei componenti costituenti gli impianti serviti dalla tecnologia del solar heating and cooling, valutando le differenze di costo a seconda della tipologia di terminale ambiente (ad acqua o ad aria);
- valutazione economica di un impianto di solar heating and cooling a seconda della taglia e delle differenti zone climatiche.
- valutazione economica dei costi di gestione di differenti tipi d'impianto;
- individuazione e studio delle criticità economiche dei sistemi di solar heating and cooling, al fine di determinarne l'effettiva fattibilità economica valutando anche il peso dell'attuale regime d'incentivazione (D.M. 28/12/2012).

Con l'Università della Calabria si è proceduto ad un'analisi energetico-economica di sistemi edificio-impianto utilizzando pompe di calore elettriche R744 e pompe di calore tradizionali acqua-acqua e aria-acqua per applicazioni di climatizzazione. Le prestazioni sono state valutate impiegando il software di simulazione dinamica TRNSYS vs 17, la cui natura modulare consente di valutare nel dettaglio l'interazione tra le varie componenti impiantistiche con un edificio di riferimento.

Lo studio è di natura parametrica in quanto le prestazioni energetiche del sistema edificio-impianto sono state quantificate al variare di:

- condizioni climatiche dell'ambiente esterno, sono stati presi come riferimento i dati climatici relativi a 4 differenti località del territorio italiano: Milano (Zona E), Roma (D), Napoli (C) e Palermo (B);
- tipo di terminale di erogazione, l'edificio di riferimento è stato simulato considerando tre differenti sistemi di emissione del calore: radiante (35°C), ventil-convettore (50°C) e radiatore (70°C);

- taglia della pompa di calore, le prestazioni sono state valutate con macchine da 15 kW, 30 kW e 50 kW considerando più edifici di riferimento all'aumentare della potenza termica erogata dalla macchina.

L'analisi economica è stata sviluppata per valutare la bontà degli investimenti attraverso gli indici VAN (Valore Attuale Netto) e TRA (Tempo di Recupero Attualizzato), confrontando le prestazioni offerte dalle pompe di calore con sistemi di generazione impieganti caldaie tradizionali e condensanti alimentate da fonti primarie differenti (metano, GPL e gasolio).

L'analisi economica ha consentito di individuare i modelli di pompa di calore R744 e R410a che forniscono i migliori indici economici, in relazione al contesto climatico, nel caso di sostituzione di impianti esistenti impieganti combustibili fossili per la fornitura di energia termica e, nel caso di macchine polivalenti, di energia frigorifera. Inoltre è stata valutata la differenza degli indicatori economici tra impianti con pompe di calore tradizionali e impianti con pompe di calore R744, sia per applicazioni di solo riscaldamento che per un uso polivalente delle macchine.

2 Descrizione delle attività svolte e risultati

2.1 Sistemi di solar heating and cooling

I seguenti paragrafi descrivono, in maniera sintetica l'elaborato prodotto dall'Università degli Studi di Palermo, Dipartimento di Energia, Ingegneria dell'Informazione e Modello Matematici (DEIM) nell'ambito dell'accordo di collaborazione con l'ENEA, dal titolo *"Sviluppo di analisi di sensibilità per stabilire, ai fini dell'effettiva fattibilità economica, le soglie di costo iniziale dei vari componenti costituenti gli impianti di solar heating and cooling"*. Il rapporto tecnico completo è posto in allegato a questo documento (allegato "A").

2.1.1 Approccio metodologico

Per effettuare il presente studio, vista anche la necessità di prevedere le prestazioni degli impianti al variare della zona climatica e della taglia, è stato d'aiuto l'uso di un modello numerico. La prima parte dell'attività ha per tanto riguardato la realizzazione di un modello di un impianto di climatizzazione solar heating and cooling e dell'utenza sottoposta. Per calibrare e validare il modello è stato riprodotto un impianto sperimentale di SH&C realizzato presso il centro ENEA della Casaccia. L'impianto in questione è stato oggetto di accurate campagne di misura ed acquisizione dati al fine di determinarne le prestazioni. Tali dati sperimentali sono stati così confrontati con gli output del modello numerico realizzato.

Il software utilizzato è il *Trnsys Studio* ed il *Trnsys Build* che consente l'analisi termo-energetica dinamica degli impianti. L'impianto è stato modellizzato con lo *Studio*, mentre l'edificio sottoposto con la parte *Build* del pacchetto *Trnsys*.

L'edificio

Lo stabile servito dall'impianto di climatizzazione è l'F92 presso il C.R. ENEA della Casaccia (*Figura 1*). E' una palazzina di tre piani, più seminterrato, in cemento armato, costruita agli inizi degli anni 2000. Le informazioni relative alle dimensioni ed alle caratteristiche termo-fisiche dei materiali adoperati sono state reperite sia grazie alla documentazione fornita dall'ENEA sia a seguito di sopralluogo tecnico.



Figura 1: Edificio F92

L'F92 è composto da un piano parzialmente seminterrato e due piani con similare divisione planimetrica, speculari, per un totale di 345 m² di superficie complessiva. Di seguito sono mostrate le piante del piano

seminterrato e del piano terra nonché le proprietà termo-fisiche delle superfici costituenti l'edificio, *Figura 2 e Tabella 1*. Il piano primo è del tutto simile al piano terra rispetto alla ripartizione degli spazi ed all'esposizione.

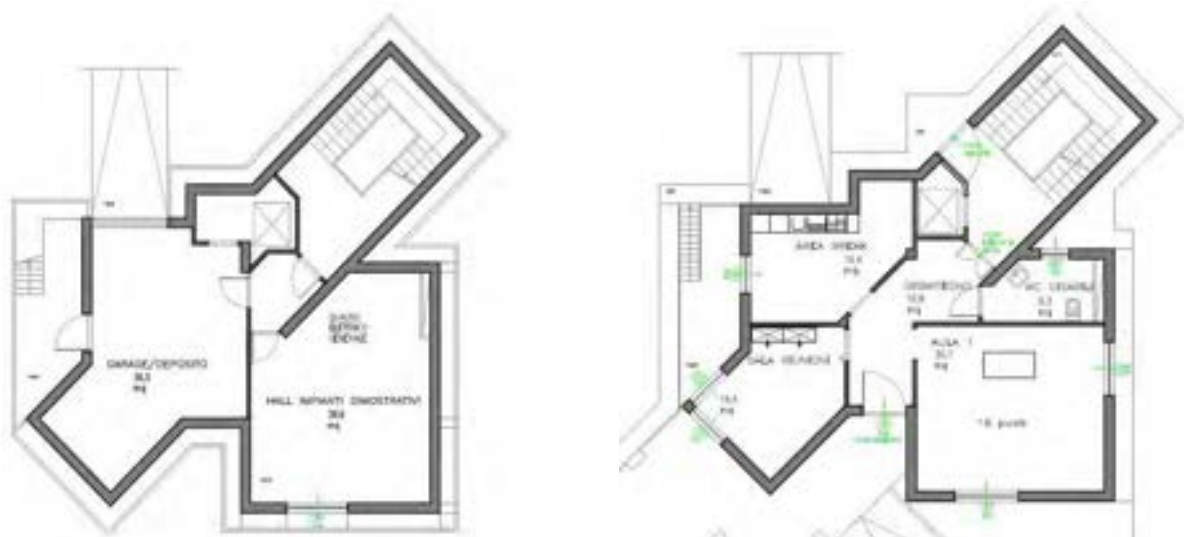


Figura 2: Pianta Piano Seminterrato e Piano Terra

Tabella 1: Caratteristiche di trasmittanza strutture opache e trasparenti

Tabella 1: caratteristiche di facciata della struttura Opere e Trapparenti										Tabella 2: caratteristiche di facciata della struttura Opere e Trapparenti				
Tipo parete	Esp.	Area S	K	KA	Tipo parete	Esp.	Area S	K	KA	Tipo parete	Esp.	Area S	K	KA
		mq	W/mqK	W/K			mq	W/mqK	W/K					
Sup. vetrate	N	2.24	2.96	6.63		SE	33.26	0.728	17.44	Sol. PT- mur		39.15	0.04	1.57
	NE	0	2.96	0.00		S	23.95	0.728	21.24	Pav. 1°P.mur		39.15	0.04	1.57
	E	5.04	2.96	14.92		SW	29.18	0.728	22.71	mur-coertura		39.15	0.152	5.95
	SE	6.16	2.96	18.23		W	31.2	0.728	19.31					
	S	3.08	2.96	9.12		NW	26.53	0.728	80.81	Total				472
	SW	4.48	2.96	13.26	Per. piano int.*			111	0.728	0.728				
	W	4.88	2.96	14.44	Copertura			96.5	0.521	50.47				
	NW	5.56	2.96	25.00	Ponti Term.									
Porte (ing +gar)		9.09	2.75	11.71	Hiv-seram.			97.69	0.115	11.23				
Sup. murarie	N	16.09	0.728	30.20	Pilastro-mur			150	0.167	25.05				
	NE	41.48	0.728	23.30	Sol.p. int-p.t			39.15	0.04	1.57				
	E	32	0.728	24.23	Pav. PT-mur			36.15	0.15	5.87				

* Si tratta dello sviluppo di muro a ridosso dell'intercapedine esterna.

L'impianto

L'impianto è in grado, utilizzando la fonte solare, di riscaldare e raffreddare lo stabile. Qualora l'irraggiamento solare non dovesse essere sufficiente una caldaia alimentata a gas metano entra in funzione sopperendo a tale mancanza. D'inverno l'acqua calda prodotta viene accumulata in un puffer e secondo necessità inviata ai terminali d'impianto presenti nell'edificio. In estate l'acqua calda è inviata ad una macchina ad assorbimento H2O-LiBr che produce acqua refrigerata accumulata in un puffer freddo. In relazione ai bisogni di raffrescamento degli ambienti questa viene inviata all'edificio. I terminali ambiente sono di due tipi, fan coils e pavimento radiante. A seconda della convenienza viene utilizzata l'una o l'altra soluzione. In *Tabella 2* vengono riepilogati i dati di targa delle principali macchine costituenti l'impianto. Inoltre tutto l'impianto è stato dotato di sensori, posti nelle sezioni d'interesse, al fine di monitorare e valutarne le prestazioni energetiche dell'impianto e dunque la convenienza economica.

Tabella 2: Dati di targa apparecchiature

Componente	Taglia
Campo solare	25* kWt [56 m ²]
Accumulo Caldo	1500 litri
Accumulo Freddo	1000 litri
Gruppo ad assorbimento	18 kwf
Torre Evaporativa	43 kWt
Caldaia Integrativa	43,9 kWt
Dissipatore	36 kWt

*Potenza termica media.

Il modello

Sono stati dunque realizzati il modello dell'impianto in *Trnsys Studio* e dell'edificio F92 in *Trnsys Build*. E' stato sviluppato un modello numerico per il caso estivo ed uno per il caso invernale. Lo scostamento tra i dati sperimentalmente misurati sull'impianto di SH&C presente presso il C.R. ENEA di Casaccia e quelli elaborati numericamente è risultato accettabile al fine della validazione del modello. E' da considerare che i dati climatici impiegati nelle simulazioni sono quelli giornalieri medi mensili desunti dalla UNI 10349:1994 opportunamente elaborati da apposita routine *Trnsys* per "spacchettarli" al livello di step temporale impiegato nelle simulazioni (30 minuti). Tali valori sono riportati in *Tabella 3*.

Tabella 3: Confronto dati sperimentali con quelli forniti dal modello

	Gas	Sole	Tot	Frazione solare
Fabb. Energ. MISURATO [kWh]	8285	13443	21728	0.62
Fabb Energ. MODELLO [kWh]	7342	12873	20215	0.64

E' doveroso sottolineare però che i dati sperimentali sono relativi all'intero anno, mentre i dati misurati difettano dei mesi di dicembre e gennaio. Comunque è intrinseca una leggera sottostima del modello dovuta soprattutto alle dissipazioni termiche che avvengono nei macchinari e nelle tubazioni dell'impianto non computate nella simulazione. Infatti il modello considera come elementi disperdenti solamente il termodotto che collega l'impianto a l'utenza, gli accumuli, il campo solare e gli scambiatori. Una volta verificato, il modello è stato utilizzato per valutare le prestazioni di impianti di SH&C di differenti taglie (*Tabella 4*) e installati in varie zone climatiche, in particolare nelle città di Milano, Roma Napoli e Palermo.

Tabella 4: Casi analizzati

Taglia macchina assorbimento [kWf]
18
35
65
100
160
280
400
620

2.1.2 Individuazione ed analisi di sensibilità dei componenti costituenti gli impianti di solar heating and cooling, valutando le differenze di costo a seconda della taglia della macchina frigorifera

E' stata effettuata un'attenta analisi sulla variazione del costo dei componenti principali costituenti gli impianti di solar heating & cooling in reazione alla taglia della macchina ad assorbimento e dunque del componente stesso. Nei grafici sottostanti (Figure 3-9) viene ben mostrato come, all'aumentare della taglia della macchina, il prezzo per unità di potenza vada sensibilmente a diminuire. Questo vale soprattutto per quei componenti che sono particolari degli impianti di SH&C come il campo solare e soprattutto il gruppo ad assorbimento.

Da notare come le curve tendono, per grandi taglie ad asintoti orizzontali.

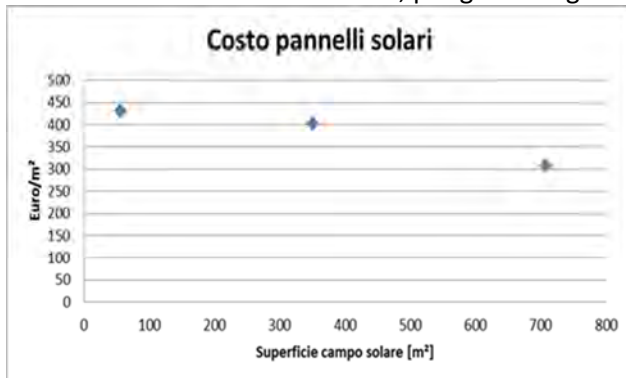


Figura 3: Andamento costo pannelli solari

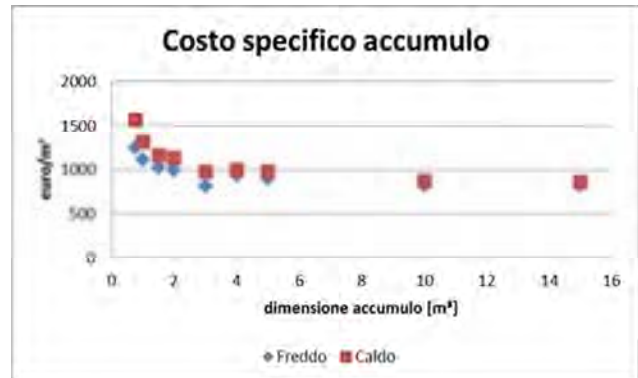


Figura 4: Andamento costo accumulo

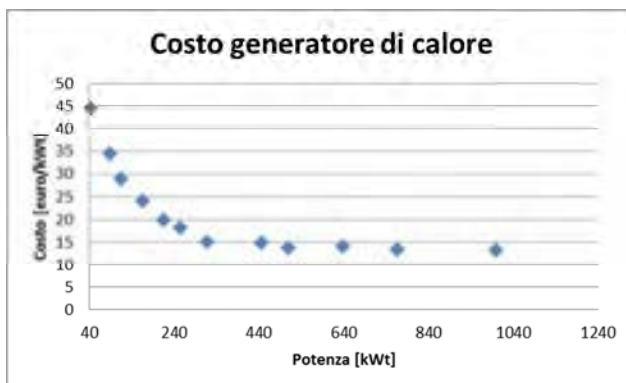


Figura 5: Andamento costo generatore di calore

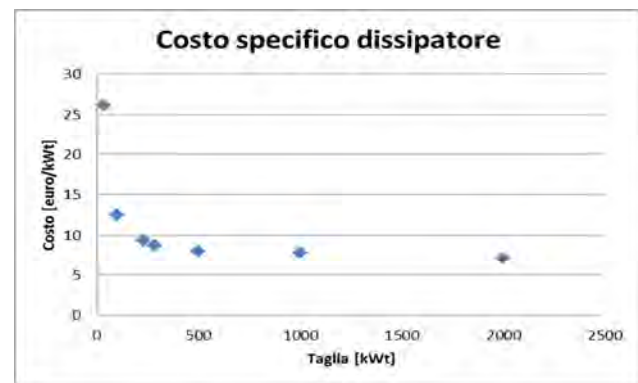


Figura 6: Andamento costo dissipatore

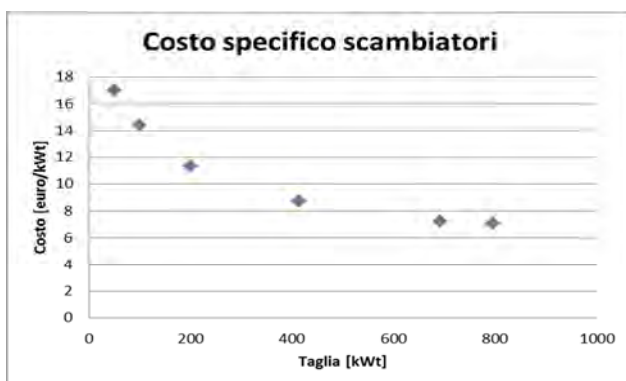


Figura 7: Andamento costo scambiatori

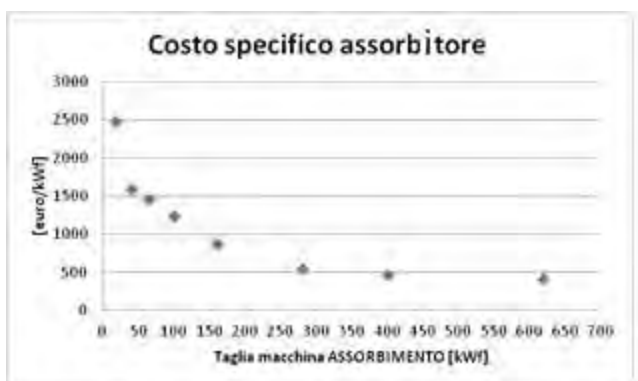


Figura 8: Andamento costo assorbitore

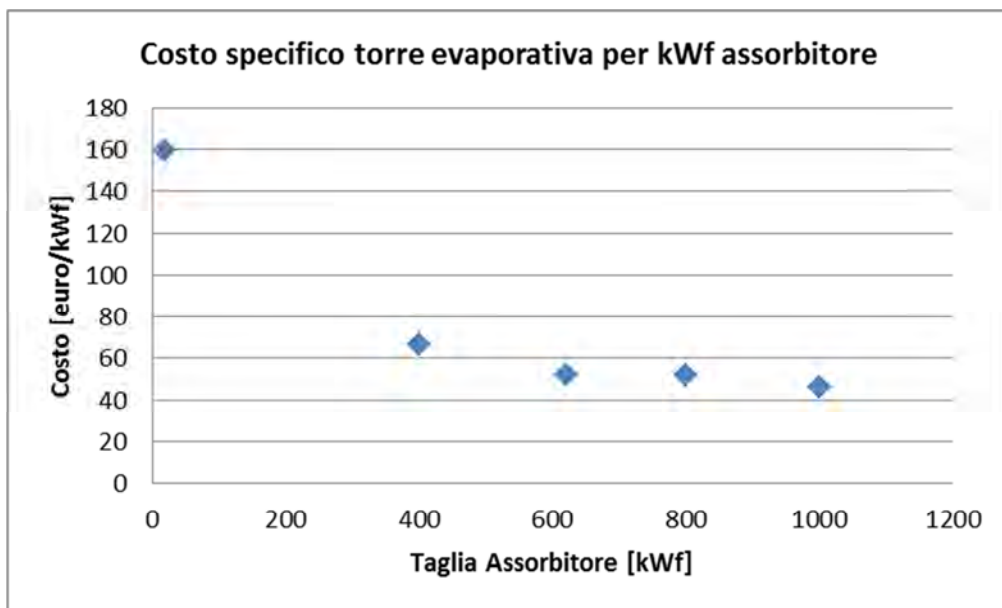


Figura 9: Andamento costo torre evaporativa

Un gruppo ad assorbimento per utenze da 18 kWf ha un costo di 44.672 euro, mentre uno da 280 kWf di 152.320, passando cioè da 2.481 euro per kWf a 544. Questo comportamento di scala vale anche per gli altri componenti dell'impianto così, un impianto standard completo di SH&C da 18 kWf costa 80.000 euro, mentre quello da 280 kWf ne costa 472.772, passando da un costo di 4.444 euro per kWf a 1.688 (Figura 10).

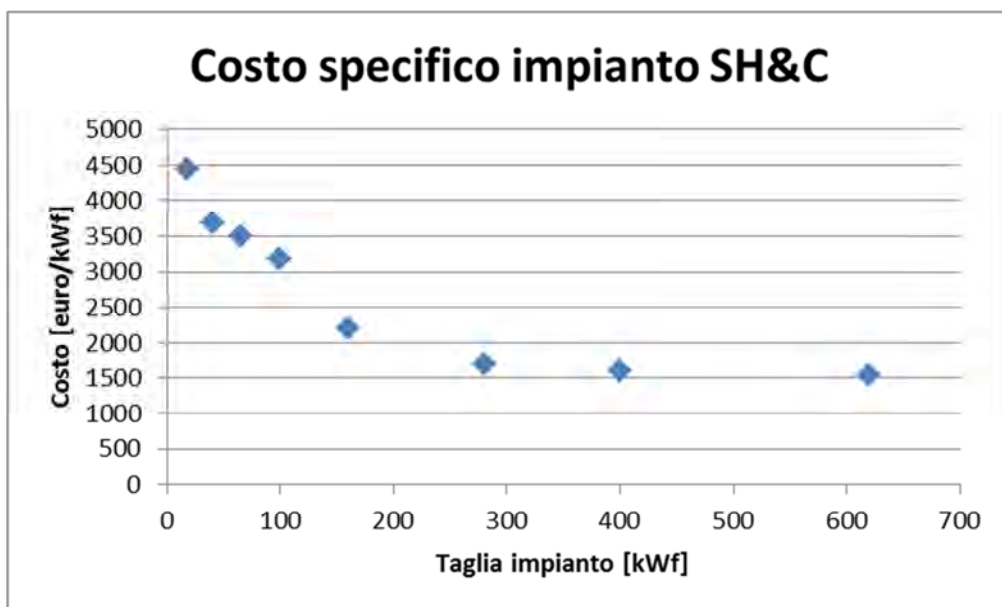


Figura 10: Andamento costo totale impianto di SH&C

2.1.3 Individuazione e analisi di componenti di impianti serviti dalla tecnologia del solar heating and cooling, valutando le differenze di costo a seconda della tipologia di terminale ambiente (ad acqua o ad aria)

Come noto, gli impianti di solar heating and cooling riescono, convertendo energia proveniente dal sole, a produrre acqua calda che, in configurazione invernale viene accumulata e successivamente inviata attraverso sofisticate logiche di regolazione e secondo opportune rampe di temperatura ai terminali ambiente. Mentre in estate l'acqua calda prodotta alimenta un gruppo ad assorbimento che produce acqua fredda da accumulare ed usare secondo le necessità dell'utenza.

Questo tipo di impianti ben si sposano con terminali ambiente che lavorano a basse temperature ed in particolare con soluzioni a pavimento radiante o a fan coils.

La soluzione a pavimento radiante ha il vantaggio di poter lavorare, viste le grandi superfici, con temperature di acqua in ingresso più fredde in inverno e più calde in estate, andando a sfruttare meglio la risorsa solare. Di contro però ha un'inerzia molto lunga e dunque tempi transitori notevoli.

I fan coils lavorano sempre a temperature relativamente basse rispetto ai tradizionali radiatori, seppure leggermente più alte del pavimento radiante. Questi terminali consentono in pochi minuti di raggiungere le temperature di set negli ambienti, garantendo comunque, purché installati a regola d'arte, un alto grado di comfort.

Il costo di tali dispositivi è tuttavia differente. In questo studio è stato preso in considerazione un costo mediato rispetto alle indicazioni di mercato.

Nel caso di pavimento radiante il costo del materiale è di circa 111 euro/m². Questo valore deve essere maggiorato del 28,7% per spese generali ed oneri d'impresa. E' stato assunto un valore medio di fornitura e posa in opera del 25% sul totale. Questa componente è variabile secondo il sistema adottato per la posa dei tubi. Si giunge così ad un costo totale medio di 180 euro per m².

Per i ventilconvettori è stato considerato il modello a cassetta. Il costo medio per un terminale da 4,5 kW è di circa 1020 euro. Come nel caso precedente deve essere maggiorato del 28,7% per spese generali ed oneri d'impresa ed del 29% per la fornitura e posa in opera per un totale di 1640 euro per macchina. Considerando una superficie servita di 15 m² si ha un costo di circa 110 euro per m².

I costi non sono comprensivi d'iva.

2.1.4 Valutazione economica di un impianto di solar heating and cooling a seconda della taglia e delle differenti zone climatiche

Parte centrale del presente studio ha riguardato l'analisi di sensibilità delle prestazioni degli impianti di SH&C rispetto alla taglia ed alla zona climatica d'installazione delle macchine. Per effettuare lo studio è stato usato il modello numerico elaborato in Trnsys, andando di volta in volta a modificare i parametri d'interesse. Nel caso in analisi è stato fatto riferimento ad una tipica utenza commerciale adibita ad ufficio per differenti potenze frigorifere e rispetto alle città di Milano, Roma, Napoli e Palermo, ognuna caratteristica di una differente zona climatica. Per le ore di funzionamento degli impianti sono stati distinti il caso invernale ed estivo. Per il periodo di riscaldamento è stato fatto riferimento alla normativa vigente, mentre per il raffrescamento è stato assunto un intervallo convenzionale uguale per tutte le zone climatiche (Tabella 5).

Nelle valutazioni è stato considerato un indice d'inflazione generale dell'energia pari al 3% ed un costo del combustibile per il gas metano pari a 0.093 €/kWh e di 0.2414 € per il kWh elettrico (quadro dei prezzi aggiornato ad aprile 2013).

Tabella 5: Periodo funzionamento impianto

Città	Zona Climatica	Inverno	Estate
Milano	E	15 ottobre – 15 aprile 7:00 – 17:00	1 giugno – 15 settembre 9:00 – 19.00
Roma	D	1 novembre – 15 aprile 7:00 – 17:00	1 giugno – 15 settembre 9:00 – 19.00
Napoli	C	15 novembre – 31 marzo 7:00 – 17:00	1 giugno – 15 settembre 9:00 – 19.00
Palermo	B	1 dicembre – 31 marzo 7:00 – 17:00	1 giugno – 15 settembre 9:00 – 19.00

Il risparmio annuale conseguito è stato stimato nel seguente modo: per il caso invernale i kWh forniti dal sole sono stati considerati come risparmio di gas metano; nel caso estivo i kWh solari sono stati calcolati come risparmio rispetto al caso di un impianto a pompa di calore con un EER (Energy Efficiency Ratio) medio pari a 3. Nel computo del VAN non è stato qui considerato l'assorbimento elettrico degli impianti di SH&C, per cui sarà fatta una trattazione separata nel Capitolo 6, mentre è stato considerato il regime d'incentivazione rispetto al D.M. D.M. del 28 Dicembre 2012. Nelle Figure 11-18 è mostrato l'andamento del VAN per impianti di SH&C in relazione alla zona climatica e divisi per taglia.

E' da notare come gli impianti di solar heating and cooling per risultare convenienti necessitano di grandi taglie. Questo è dovuto a fattori di scala che riducono sensibilmente il prezzo dei componenti al crescere della potenza installata.

E' inoltre importante sottolineare come lo studio sia stato effettuato a parità di potenza della macchina frigorifera. Per ovvie ragioni ciò comporta superfici del campo solare differenti a seconda della posizione geografica nonché l'ammontare degli incentivi ottenuti.

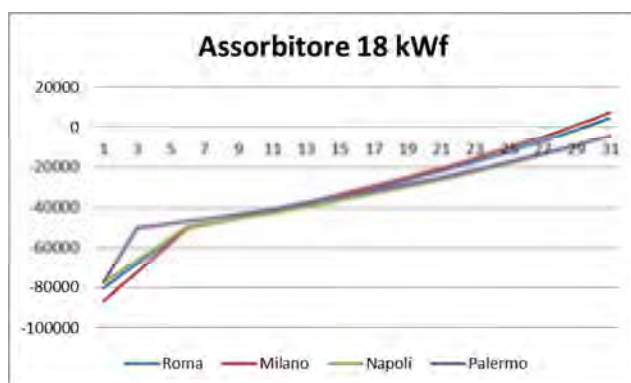


Figura 11: VAN attualizzato impianto da 18 kWf

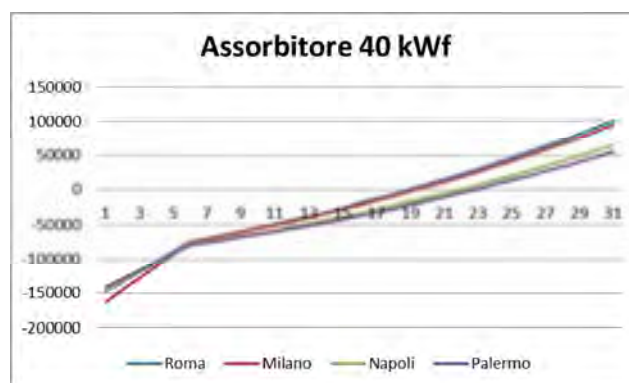


Figura 12: VAN attualizzato impianto da 40 kWf

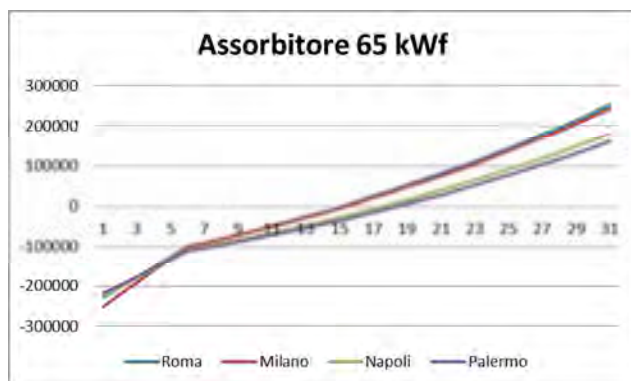


Figura 13: VAN attualizzato impianto da 65 kWf

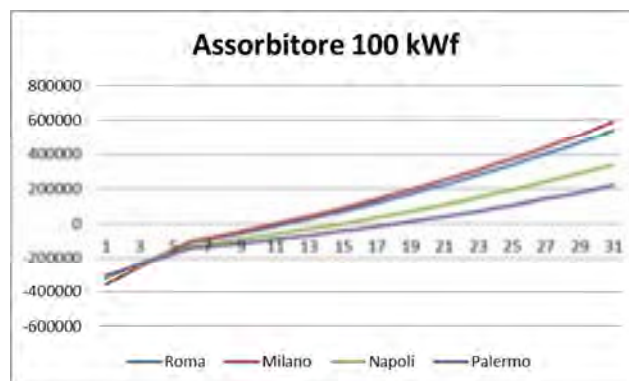


Figura 14: VAN attualizzato impianto da 100 kWf

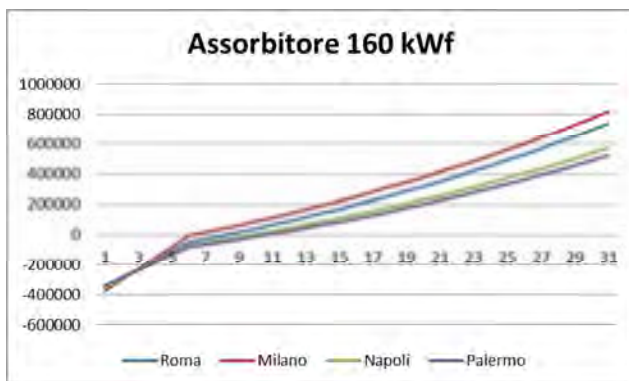


Figura 15: VAN attualizzato impianto da 160 kWf

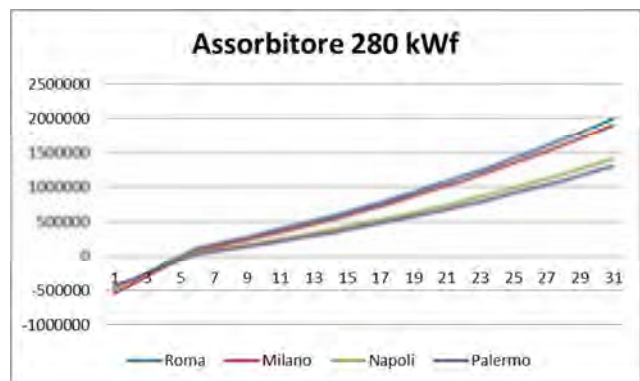


Figura 16: VAN attualizzato impianto da 280 kWf

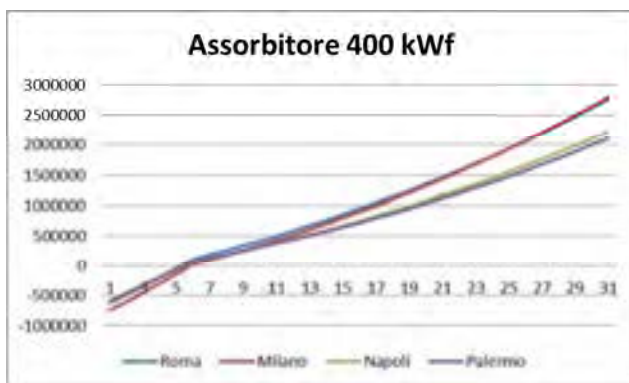


Figura 17: VAN attualizzato impianto da 400 kWf

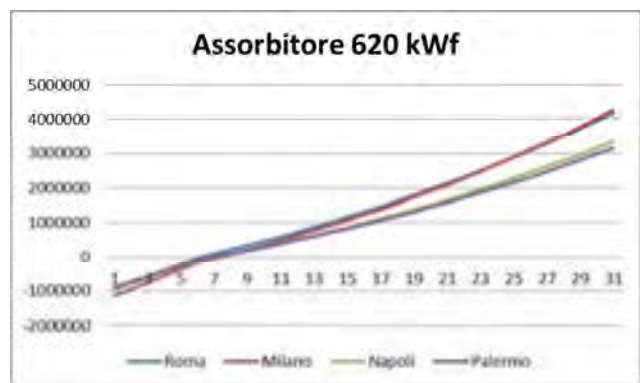


Figura 18: VAN attualizzato impianto da 620 kWf

Il tempo di ritorno attualizzato per impianti di piccola taglia è molto alto nonostante siamo in condizioni di regime incentivante. Per l'impianto da 18 kilowatt frigoriferi servono, nelle posizioni geografiche più favorevoli, mediamente 28 anni per raggiungere il pay back time. Per un impianto da 65 kWf si arriva a circa 14 anni, mentre viene confermata la tendenza per cui la tecnologia di SH&C inizia a diventare commercialmente attraente per potenze di circa 100 kWf, il cui tempo di ritorno atteso è dell'ordine dei 11 anni, valore pertanto confermato anche da alcuni impianti di tale potenza realmente installati da alcuni anni in Italia.

Altro fattore da considerare, legato sempre alla locazione dell'impianto, è il periodo di riscaldamento invernale. Risulta infatti che più la zona climatica è rigida, meglio e più a lungo riesce a sfruttare la risorsa solare, con benefici economici più rilevanti. In estate invece le differenze di temperatura alle varie zone climatiche sono, soprattutto per i mesi di luglio ed agosto, meno rilevanti (Figura 19).

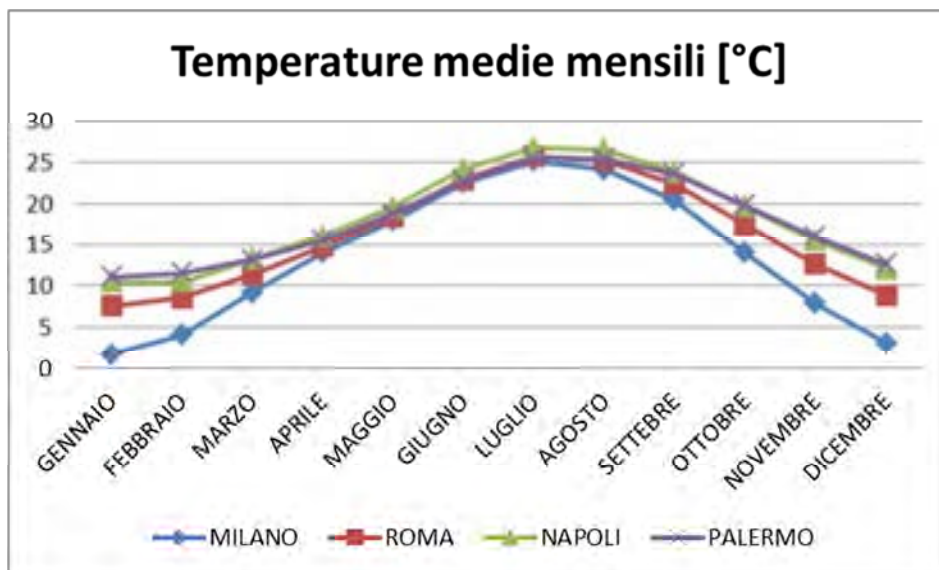


Figura 19: Temperature medie mensili per le città di Milano, Roma, Napoli e Palermo

In Figura 20 è mostrato l'andamento della frazione solare per le varie città, ovvero quanto, sul fabbisogno totale annuo contribuisce la fonte solare e quanto la caldaia tradizionale.

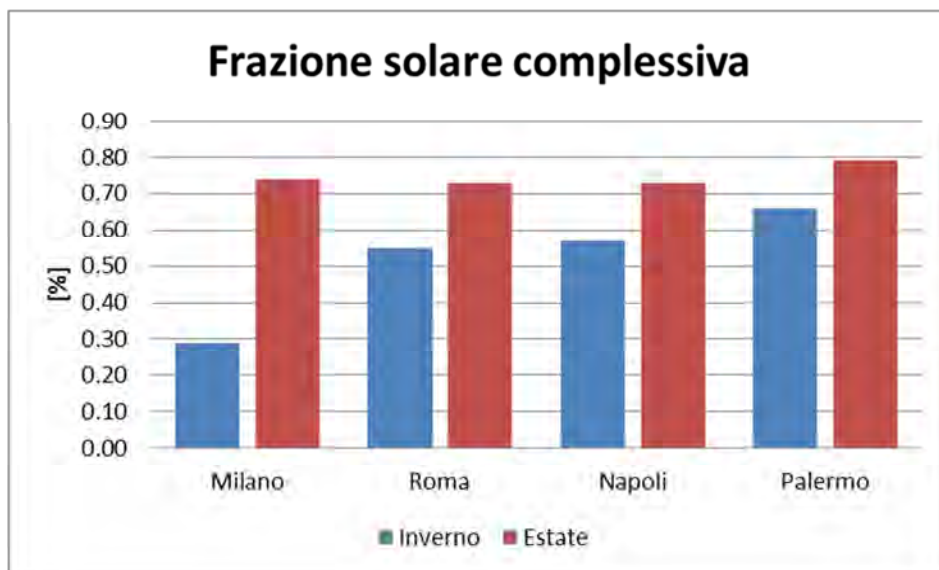


Figura 20: Frazione solare per un impianto SH&C da 18 kWf nelle varie città

In Figura 21 è mostrato l'andamento dell'irraggiamento mensile rispetto alle varie città.

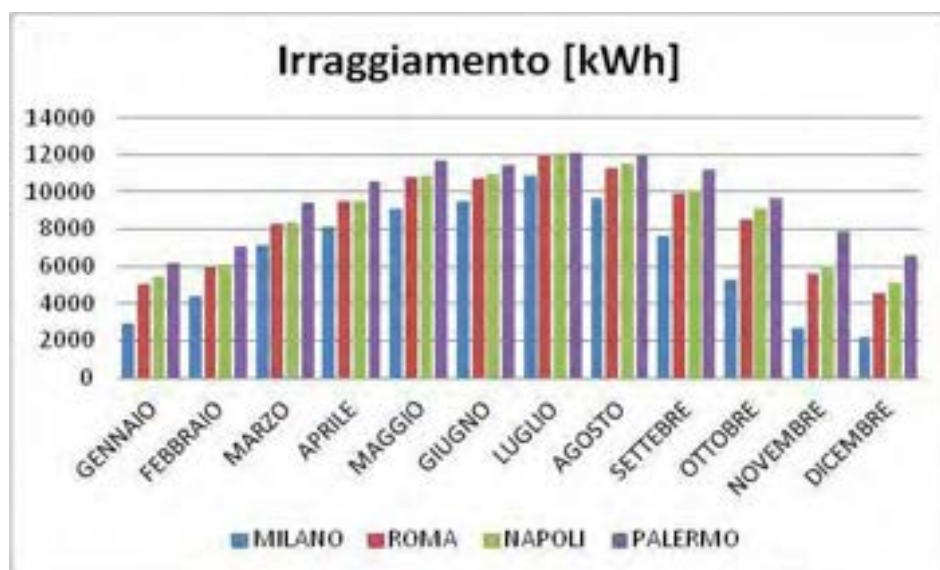


Figura 21: Irraggiamento medio mensile per le città di Milano, Roma, Napoli e Palermo

2.1.5 Valutazione economica dei costi di gestione di differenti tipi d'impianto

Gli impianti di solar heating and cooling sono progettati per ottenere il miglior compromesso tra costo e prestazioni. In fase di progettazione si cerca dunque di determinare la superficie del campo solare che porti all'ottimo della curva costi-benefici. Questo implica che non sempre il campo solare è in grado di far fronte all'energia termica richiesta dall'edificio. Quando ciò avviene si sopperisce a tale mancanza con fonti energetiche tradizionali che vanno ad alimentare un generatore di calore. In questa analisi il modello è stato usato per determinare la frazione solare ottenuta nel funzionamento d'impianto e quindi stimare quanta energia sul totale è stata fornita dal sole e quanto dal combustibile. E' stato così possibile confrontare i risultati ottenuti con i consumi di impianti tradizionali con caldaia alimentata a gas metano, gpl, gasolio e rispetto al caso in cui l'impianto di SH&C sia integrato con impianto a pompa di calore con COP (Coefficient of Performances) medio di 3 oppure con caldaia a pellets.

E' tuttavia doveroso specificare come i valori qui riportati siano relativi ai soli costi di gestione per un anno tipo di funzionamento degli impianti, al variare della zona climatica ed della taglia d'impianto e supponendo la medesima efficienze per differenti tipologie di caldaie. I combustibili fossili presi in esame sono il metano, il gpl, il gasolio ed il pellets. E' stato considerato un indice di inflazione generale e dell'energia pari al 3%, ed un costo dei combustibili integrativi pari a: 0.093 €/kWh per il metano, 0.193 €/kWh per il GPL, 0.134 €/kWh per il gasolio, 0,063 €/kWh per il pellets ecologico di abete, nonché 0,2414 per il kWh elettrico (quadro dei prezzi aggiornato ad aprile 2013).

Nelle Figure 22-24 è riportato l'andamento del costo di gestione annuale (per brevità è stata riportata i risultati ottenuti considerando la città di Roma, ma nel rapporto tecnico complessivo sono riportati i risultati ottenuti per le varie zone climatiche) ottenuto confrontando le varie soluzioni impiantistiche. In particolare sono stati presi in considerazione impianti di SH&C con caldaia integrativa a gas metano, a pellets, impianti tradizionali a caldaia a metano più split per il raffrescamento estivo, impianti tradizionali con caldaia a gpl, a gasolio, sempre integrati con sistema a split. In ultimo è stato valutato il caso di impianto di solar heating and cooling integrato con pompa di calore o caldaia a pellets. E' stato considerato il consumo elettrico degli ausiliari solo per gli impianti di SH&C i cui valori sono stati valutati con il modello numerico, mentre nei casi di caldaia e split è stato considerato il combustibile della caldaia ed il solo consumo elettrico imputabile agli split.

E' interessante notare come la soluzione più economica risulti per la maggior parte delle situazioni l'integrazione tra caldaia a pellets e SH&C, vantaggio che va via via aumentando al crescere della taglia dell'impianto. In situazioni come quelle della città di Palermo, soprattutto per i piccoli carichi, dove è preponderante il funzionamento dell'impianto in raffrescamento estivo e dove quindi il prezzo del combustibile per il riscaldamento ha poca influenza, mentre pesa molto di più la corrente utilizzato per il

raffrescamento, risulta più conveniente la soluzione caldaia a metano con split. Questo anche perché nel caso di SH&C, nonostante parte della richiesta è soddisfatta dal sole, vi sono comunque degli assorbimenti elettrici non trascurabili da parte degli ausiliari d'impianto che lo rendono nel complesso più costoso nella gestione. Situazione che si stabilizza per potenze maggiori, dove il SH&C con caldaia a pellets risulta sempre la soluzione più vantaggiosa. Altro aspetto, comunque qui non valutato, è il possibile trend di aumento del prezzo del pellets che in questi anni, vista la costante crescita della domanda, potrebbe aumentare con tassi maggiori rispetto a quelli degli altri combustibili.

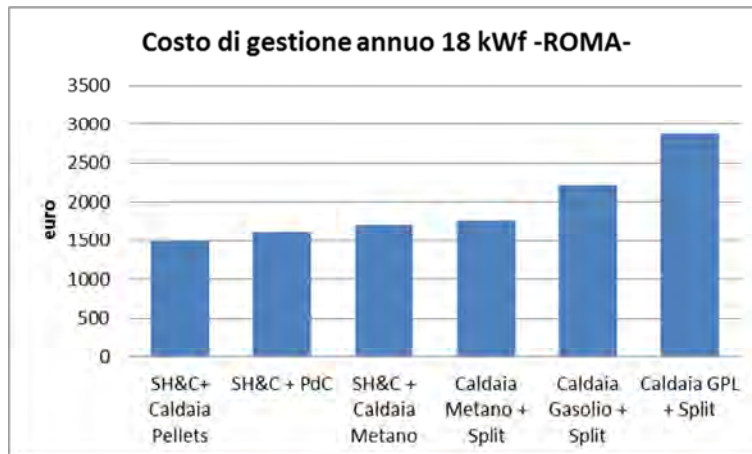


Figura 22: Costo di gestione annuale impianto da 18 kWf installato a Roma

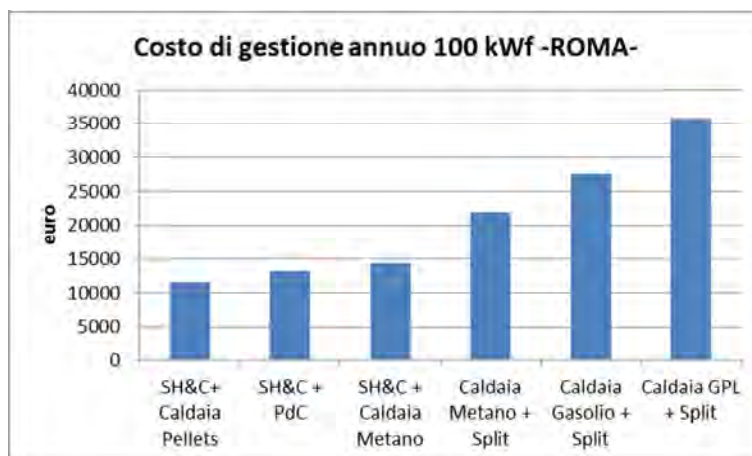


Figura 23: Costo di gestione annuale impianto da 100 kWf installato a Roma

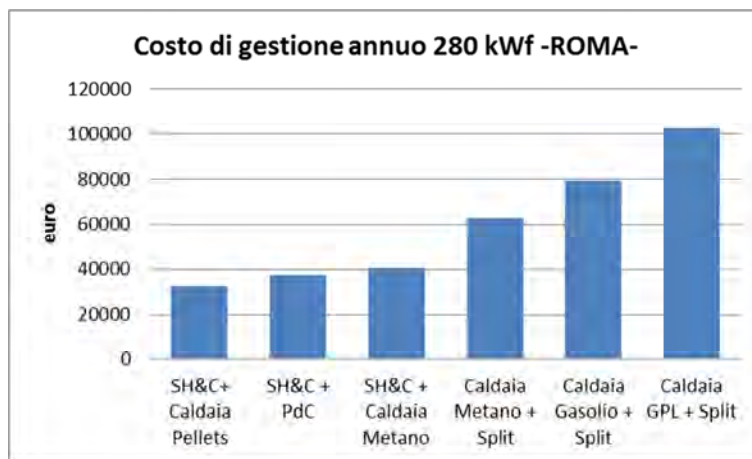


Figura 24: Costo di gestione annuale impianto da 280 kWf installato a Roma

Di seguito un riepilogo dei costi di gestione stimati per tutte le località analizzate, a seconda delle differenti potenze frigorifere dell'impianto considerato (Figure 25-27):

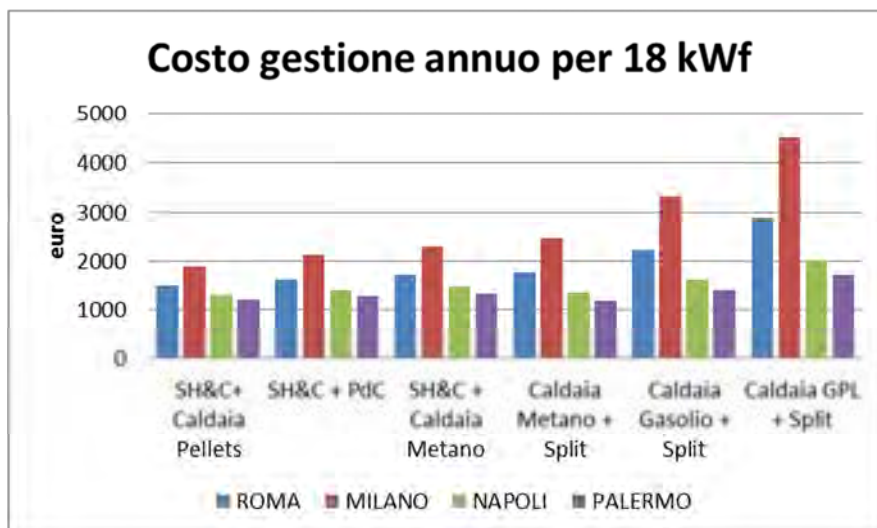


Figura 25: Costo di gestione annuale impianto da 18 kWf per varie zone climatiche

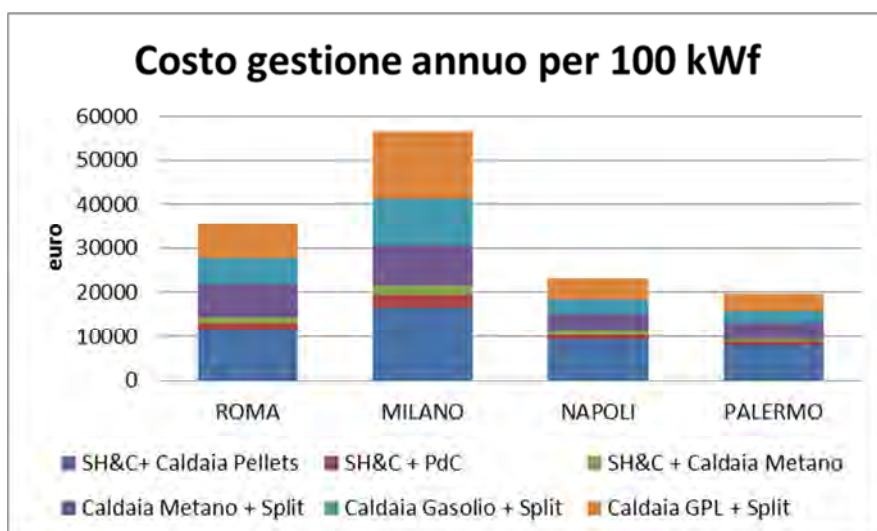


Figura 26: Costo di gestione annuale impianto da 100 kWf per varie zone climatiche

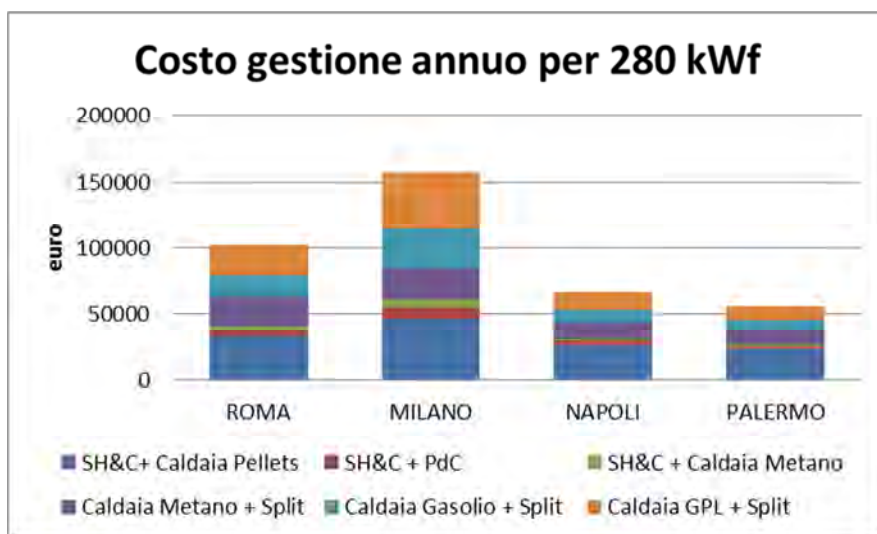


Figura 27: Costo di gestione annuale impianto da 280 kWf per varie zone climatiche

2.1.6 Soglie di costo iniziale dei principali componenti costituenti gli impianti di solar heating and cooling

Lo studio ha inoltre tentato di dare una risposta circa i costi minimi per kWf degli impianti di SH&C al fine di ottenere un ragionevole tempo di ritorno dell'investimento, supposto di anni 10. In *Tabella 6* è riportato il valore del costo per kWf che l'impianto dovrebbe avere per conseguire tale obiettivo. I casi analizzati sono, tra gli studiati, quelli di taglia inferiore ai 100 kWf di per se già soddisfacenti.

Tabella 6: Costo stimato dell'impianto di SH&C per avere un TRA di circa 10 anni

taglia [kWf]	condizione	costo [euro]	anni	costo specifico [euro/kWf]	Rispetto ad lo [%]
18.00	originale [lo]	80000	28	4444	0.48
	TRA 10 anni	38125	10	2118	
40.00	originale [lo]	147587	18	3689	0.64
	TRA 10 anni	94113	10	2352	
65.00	originale [lo]	218186	16	3356	0.67
	TRA 10 anni	146103	10	2247	

I componenti costituenti gli impianti di SH&C sono già di larga diffusione, eccezion fatta per il gruppo ad assorbimento. E' ipotizzabile che è proprio l'assorbitore il componente da dover ottimizzare per conseguire un miglioramento del tempo di ritorno, il cui costo deve sensibilmente scendere al fine di raggiungere prestazioni economicamente vantaggiose. Infatti si potrebbe pensare ad un possibile abbassamento del prezzo della torre evaporativa e del campo solare. La torre evaporativa ha un peso di circa il 6% dell'investimento per l'impianto da 18 kWf di Roma, quindi anche una sostanziale riduzione del prezzo di questo componente non darebbe benefici tangibili. Il costo del campo solare ha invece più peso sul complessivo dell'investimento (*lo*), in *Tabella 7* ne è stato valutato il valore rispetto al totale:

Tabella 7: Costo del campo solare sul totale dell'investimento

taglia [kWf]	Costo campo solare su lo [%]
18.	0.30
40.	0.36
65.	0.35

E' ben evidenziato come all'aumentare della taglia la percentuale aumenta perché si riduce il peso della macchina ad assorbimento. Comunque, a meno di scoperte tecnologiche che portino all'uso di nuovi

materiali più economici o al sostanziale aumento dei rendimenti non è prevedibile un importante riduzione del costo dei pannelli solari per kWt.

Il componente chiave per il raggiungimento del costo limite rimane dunque il gruppo ad assorbimento. Se si ipotizzasse che tutto il risparmio venisse conseguito sul costo del gruppo ad assorbimento la situazione sarebbe quella evidenziata in *Tabella 8* in cui è evidenziato quanto il costo dell'assorbitore dovrebbe scendere per avere un tempo di ritorno di circa 10 anni.

Tabella 8: Costo assorbitore per un tempo di ritorno attualizzato di 10 anni

Taglia [kWf]	Condizione	Costo lo [euro]	Costo assorbitore [euro]	Costo specifico assorbitore [euro/kWf]	Riduzione [%]
18	originale	80.000	44.672	2.481	94
	TRA 10 anni	38.125	2.797	155	
40	originale	147.587	63.660	1.591	84
	TRA 10 anni	94.113	10.186	254	
65	originale	218.186	95.347	1.467	76
	TRA 10 anni	146.103	23.264	357	

Per queste taglie d'impianto risulta così necessaria una grande riduzione del costo del gruppo ad assorbimento al fine di ottenere i valori di pay back time voluti.

I valori qui mostrati NON CONSIDERANO il consumo elettrico degli impianti. Questo perché l'impianto su cui il modello è stato tarato è un impianto con macchine a logica on/off. Senza dispositivi elettronici, oggi di largo impiego, che consentano il raggiungimento di un'elevata efficienza dell'impianto, soprattutto verso quei componenti più energivori come il dissipatore e la torre evaporativa i benefici degli impianti di SH&C verrebbero a mancare perché l'energia elettrica utilizzata dagli ausiliari d'impianto sarebbe molto elevata e capace al limite di alimentare tradizionali macchine a pompa di calore.

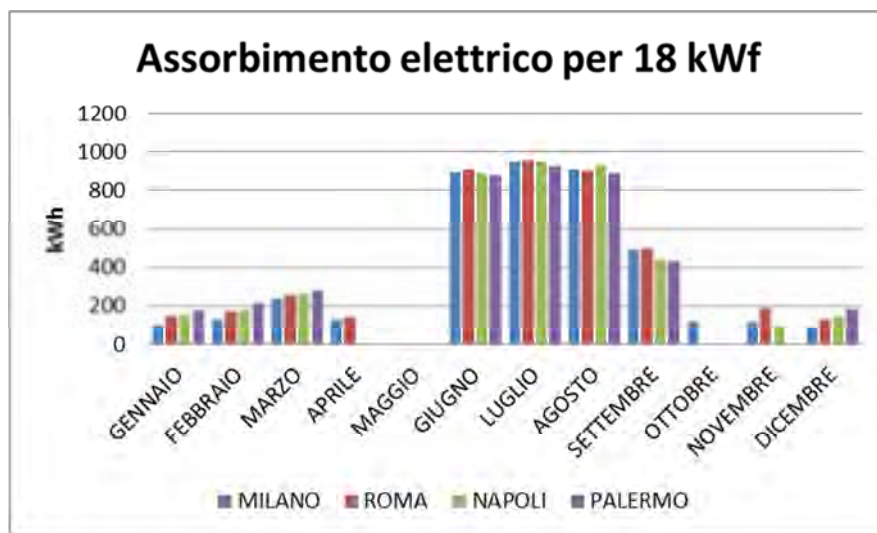


Figura 28: Assorbimento elettrico per un impianto di SH&C da 18 kWf

Per completezza nella *Figura 28* viene riportato l'assorbimento elettrico di un impianto di SH&C da $P_f=18$ kW, dotato di apparecchiature on-off (impianto non ottimizzato). Si noti che nel mese di aprile il riscaldamento è in funzione solo nelle città di Roma e Milano, mentre per il mese di maggio gli impianti sono in off in tutte le località. Nel mese di ottobre il riscaldamento è in funzione solo a Milano (*Figura 28*): si evidenzia quindi l'importanza del ricorso ad apparecchiature dotate di inverter (specie torre evaporativa e dissipatore) specie per le località con periodo di accensione degli impianti più lungo.

2.2 Sistemi di climatizzazione a pompa di calore

Nei seguenti paragrafi è riportata una sintesi del report prodotto dall'Università di Calabria nell'ambito dell'accordo di collaborazione con l'ENEA, dal titolo "Sviluppo di analisi di sensibilità per stabilire, ai fini dell'effettiva fattibilità economica, le soglie di costo iniziale dei vari componenti costituenti gli impianti sperimentali a pompa di calore R744". Il rapporto tecnico completo è posto in allegato a questo documento (allegato "B").

2.2.1 Approccio metodologico

Il report in parola svolge una sintesi dell'analisi energetica - economica di un sistema edificio-impianto utilizzando impianti di climatizzazione a pompa di calore (comprese le pompe di calore elettriche ad R744). Più in particolare sono state analizzate per un edificio di riferimento due prototipi di pompe di calore ad R744 (una pompa di calore polivalente acqua-acqua per applicazioni di climatizzazione invernale, e una pompa di calore aria-acqua per sole applicazioni di riscaldamento) e due macchine di tipo commerciale ad R410a. Le prestazioni energetiche del sistema edificio-impianto sono state valutate impiegando il software di simulazione dinamica TRNSYS vs 17, la cui natura modulare consente di valutare nel dettaglio l'interazione tra le varie componenti impiantistiche con l'edificio considerato.

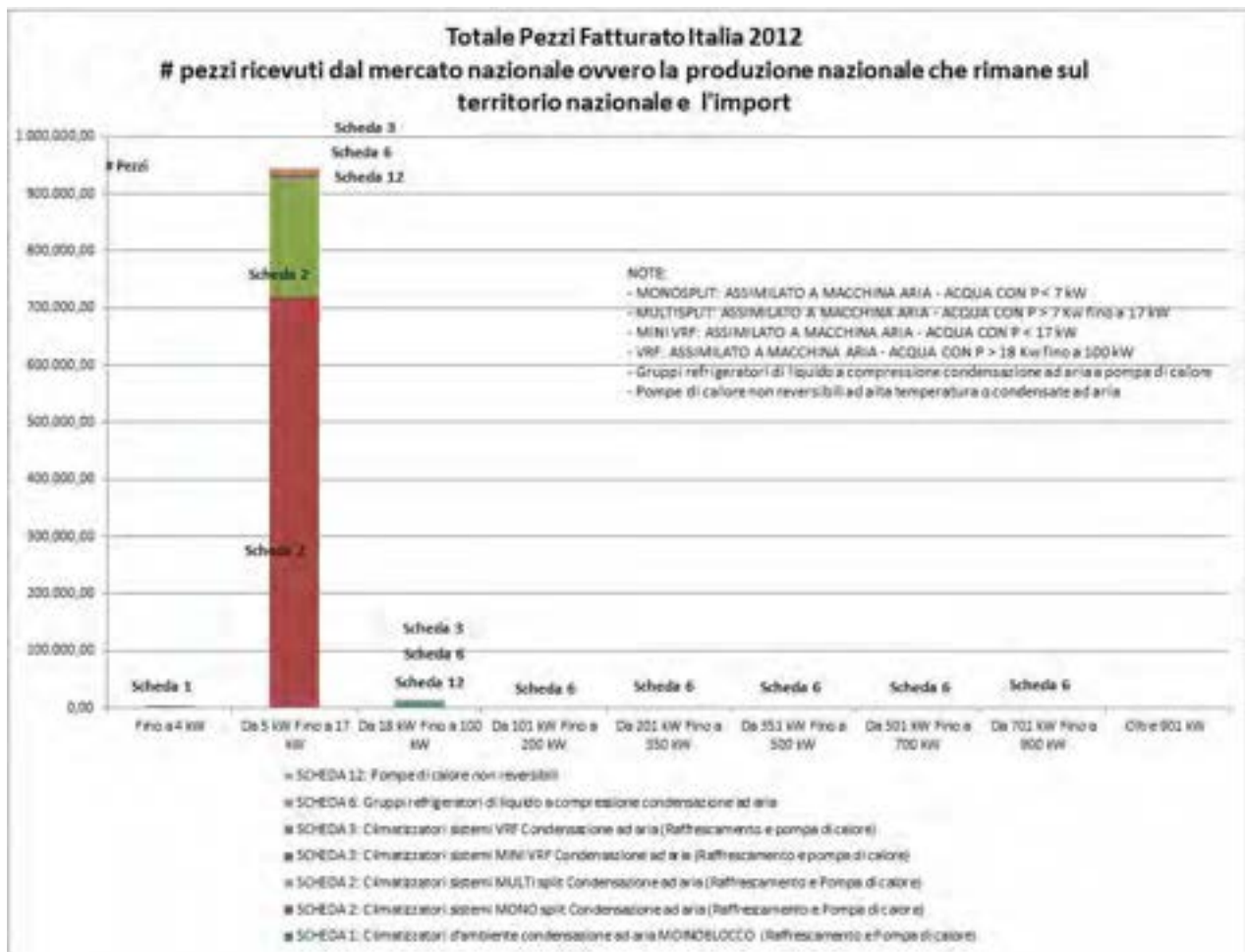


Figura 29: Numero di PDC venduti in Italia (prodotti in Italia o importati) nell'anno 2012, compresi sistemi split e multi-split

Il presente studio è di natura parametrica in quanto le prestazioni del sistema sono state quantificate al variare di:

- condizioni climatiche dell'ambiente esterno, sono stati presi come riferimento i dati relativi a 4 differenti zone climatiche del territorio italiano: Milano (E), Roma (D), Napoli (C) e Palermo (B);

- tipo di terminale di erogazione, simulando l'edificio di riferimento con tre differenti sistemi di emissione del calore: radiante (35°C), ventil-convettore (50°C) e radiatore (70°C);
- potenza della pompa di calore, valutando le prestazioni ottenibili con macchine da 15 kW, 30 kW e 50 kW considerando più edifici di riferimento all'aumentare della potenza termica erogata dalla macchina.

La scelta delle taglie delle pompe di calore oggetto dell'attività di ricerca è stata effettuata analizzando i dati ottenuti dall'INDAGINE STATISTICA SUL MERCATO DEI COMPONENTI PER IMPIANTI DI CONDIZIONAMENTO DELL'ARIA - RILEVAZIONE ANNUALE SUL FATTURATO. RISULTATI ANNO 2012. L'indagine è stata effettuata dalla COAER (Associazione Costruttori di Apparecchiature ed Impianti Aeraulici) che ha gentilmente trasmesso i dati ad ENEA.

Considerando i sistemi split (mono e multi), in Figura 29 si può vedere lo scenario di riferimento.

La fascia di potenza di riferimento, largamente più installata in Italia, è compresa tra $5 \text{ kW} \leq P_t \leq 17 \text{ kW}$.

Se si escludono i sistemi split (che spesso sono utilizzati per condizionare gli ambienti durante il periodo estivo, ma non costituiscono l'unico impianto di riscaldamento per il periodo invernale), si ottengono due fasce di potenza maggiormente installate.

Se infatti non vengono considerati i sistemi split (mono e multi) che comunque nascono in pompa di calore, in Figura 30 si può vedere lo scenario di riferimento:

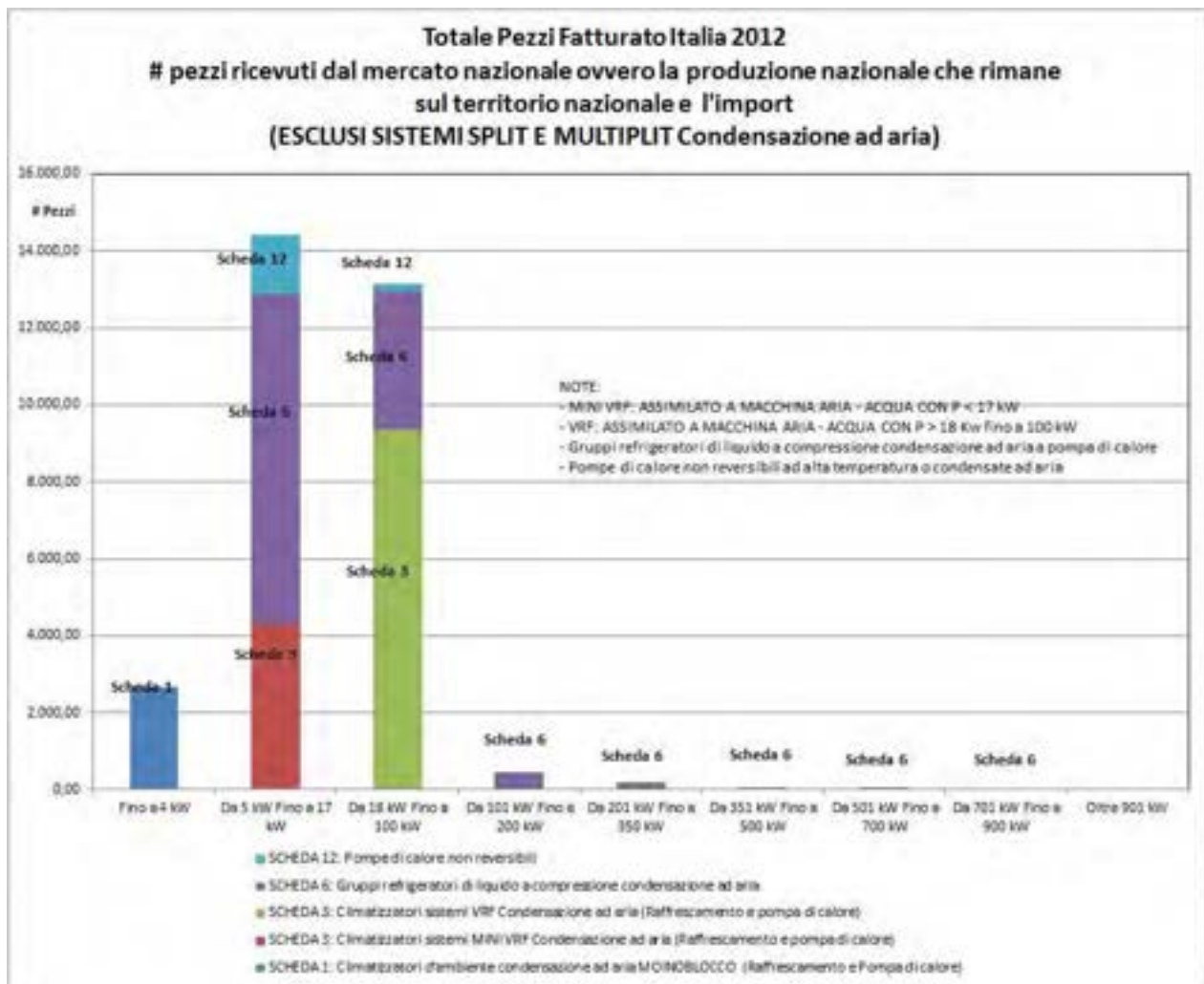


Figura 30: Numero di PDC venduti in Italia (prodotti in Italia o importati) nell'anno 2012, esclusi sistemi split e multi-split

In questo caso le fasce di potenza di riferimento diventano due:

- $5 \text{ kW} \leq P_t \leq 17 \text{ kW}$;

▪ **$18 \text{ kW} \leq P_t \leq 100 \text{ kW}$.**

Si è pertanto deciso di analizzare macchine di potenza termica pari a 15 kW, 30 kW e 50 kW.

Le prestazioni ottenute dalle macchine ad R744 sono state confrontate con quelle fornite da analoghe pompe di calore elettriche tradizionali impieganti R410a sia acqua-acqua e sia aria-acqua.

L'analisi economica è stata sviluppata per entrambe le tipologie di macchina al fine di valutare la bontà degli investimenti con riferimento agli indici VAN (Valore Attuale Netto) e TRA (Tempo di Recupero Attualizzato), confrontando le prestazioni offerte dalle pompe di calore con sistemi di generazione tradizionali impieganti caldaie tradizionali e condensanti alimentate da tre fonti primarie (metano, GPL e gasolio). Nell'analisi economica è stato considerato l'attuale campo tariffario delle fonti energetiche primarie, e per l'energia elettrica si è valutata l'incidenza della tariffa progressiva e quella per contatore dedicato alla pompa di calore (D2/D3 + BTA). Infine è stata considerata l'incidenza dell'attuale piano di incentivazione economica previsto per la sostituzione dei sistemi di generazione esistenti con pompe di calore ("Conto Termico").

L'edificio di riferimento è quello denominato "Scuola delle energie edificio F92", ubicato c/o il centro ENEA della Casaccia (RM), dotato di fonti endogene di calore (apparecchiature più persone fisiche) e, nell'ipotesi di impiegare macchine polivalenti, di un sistema di ventilazione meccanica alla cui portata è affidato il controllo dei carichi frigoriferi. L'impianto costituito dalle macchine polivalenti è dotato di due serbatoi inerziali che fungono da sorgenti: uno caldo, da cui si estrae l'energia termica richiesta per i terminali di erogazione e per l'UTA, e uno freddo che eroga energia frigorifera utilizzata per alimentare la batteria fredda della stessa UTA. Particolarità del sistema è la presenza di un Dry-heater il cui compito è quello di riscaldare, utilizzando l'aria esterna, la portata proveniente dal lato freddo della pompa di calore nel caso in cui il serbatoio freddo è giunto a saturazione. E' presente un sistema di integrazione ausiliario per il riscaldamento (caldaia tradizionale o a condensazione in funzione del tipo di analisi economica svolta), che interviene ogni volta che la pompa di calore non può essere operativa. L'impianto costituito dalle pompe di calore aria-acqua impiega solo un serbatoio inerziale caldo, all'interno del quale è riversata l'energia termica fornita dal sistema integrativo in caso di raggiungimento della temperatura bivalente o di temperatura operativa limite con contemporanea richiesta di riscaldamento.

2.2.2 Individuazione ed analisi di sensibilità per le PDC valutando le differenze di costo a seconda della taglia e della tecnologia della macchina

Lo studio ha messo a confronto le prestazioni di tre differenti taglie di macchine a pompa di calore, del tipo acqua-acqua polivalente ed aria-acqua. In *Figura 31* è riportato l'andamento del costo per kW istallato a seconda della taglia e tipologia di PDC.

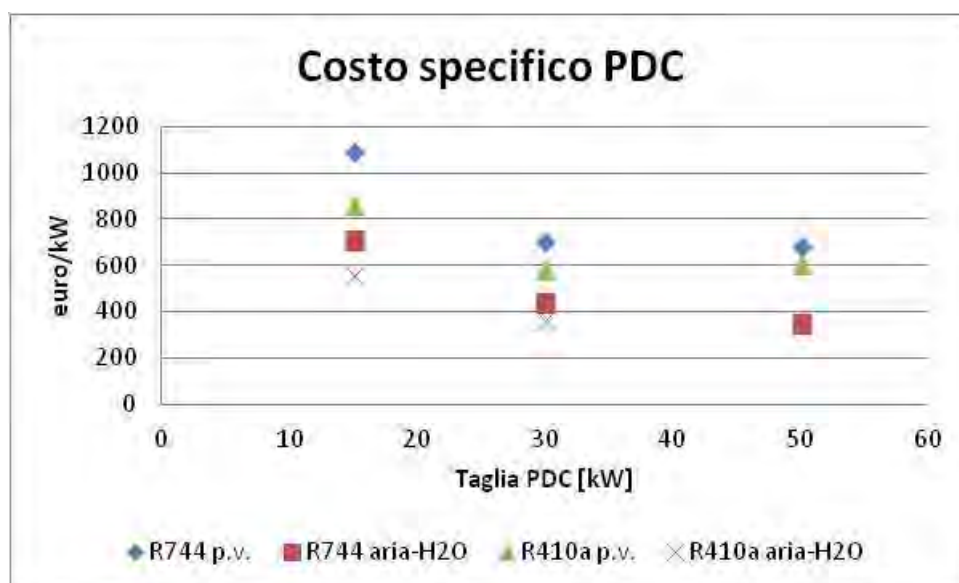


Figura 31: Costo specifico PDC rispetto alla taglia ed alla tecnologia

2.2.3 Influenza dei terminali d'impianto sulle prestazioni dei sistemi a pompa di calore

I dati climatici impiegati nelle simulazioni sono quelli giornalieri medi mensili desunti dalla UNI 10349:1994 opportunamente elaborati da apposita routine TRNSYS per "spacchettarli" al livello di step temporale impiegato nelle simulazioni (6 minuti). Altre simulazioni preliminari hanno consentito di mettere a punto una opportuna strategia di controllo (mediante controllori differenziali con isteresi) che consente di ottimizzare le prestazioni del sistema: più in particolare sono state usate come variabili di controllo i livelli di temperatura nei due serbatoi, la temperatura e l'umidità relativa dell'aria interna (per il controllo della UTA) e la temperatura dell'aria esterna. Il componente più delicato nell'intero sistema è la pompa di calore: quest'ultima, per essere simulata (libreria TESS fornita per TRNSYS), deve poter accedere mediante file esterno ai valori del fattore correttivo del COP in funzione delle temperature disponibili alle sorgenti. Tale file è stato implementato per la macchina polivalente R744 grazie ai valori sperimentali disponibili con l'esercizio della pompa di calore R744 assemblata presso il centro ENEA Casaccia, mentre per le pompe di calore aria-acqua mediante le curve caratteristiche di modelli sperimentali e commercialmente disponibili. Per ciò che concerne la correzione del COP in funzione del fattore di carico FC, si è fatta l'ipotesi di utilizzare un valore unitario in quanto le macchine simulate sono tutte dotate di inverters sul gruppo di compressione.

A titolo d'esempio (il rapporto tecnico complessivo specifica nel dettaglio tutti gli scenari esaminati) si riporta di seguito l'analisi della PDC ad R744 del tipo aria-acqua, dove:

- (A) - energia termica erogata
- (B) - energia elettrica assorbita
- (C) - energia termica estratta dal serbatoio caldo (caricato sia dalla pompa di calore che dal sistema ausiliario)
- (D) - energia frigorifera prodotta dal lato sorgente fredda durante il funzionamento invernale (per le sole macchine polivalenti)
- (E) - energia elettrica assorbita da tutti gli ausiliari (pompe di circolazione e Dry-heater per le sole macchine polivalenti)
- (F) - energia di integrazione
- (G) - COP medi stagionali della pompa di calore
- (H) - SEER (rapporto tra l'energia termica e frigorifera rispetto all'energia elettrica assorbita dalla pompa di calore) per le sole macchine polivalenti
- (I) - frazione di fabbisogno di energia termica coperta mediante il sistema integrativo

Tab. 9: Energie (in kWh/stagionali) calcolate per le pompe di calore R744 aria-acqua con terminali di tipo radiante

		(A)	(B)	(C)	(E)	(F)	(G)	(I)
Milano	15 kW	20792.2	6792.7	22258.0	144.6	1719.3	3.06	7.7%
Roma		12721.9	3973.0	12594.1	112.7	20.7	3.20	0.2%
Napoli		8776.5	2660.0	8663.6	109.8	0.0	3.30	0.0%
Palermo		7633.2	2301.7	7524.4	109.5	0.0	3.32	0.0%
Milano	30 kW	41110.2	13666.2	44391.1	144.6	3507.1	3.01	7.9%
Roma		25296.0	8042.0	25175.9	112.7	44.7	3.15	0.2%
Napoli		17497.3	5399.1	17362.1	109.8	0.0	3.24	0.0%
Palermo		15224.5	4674.8	15096.9	109.5	0.0	3.26	0.0%
Milano	50 kW	54255.4	18146.8	58729.1	144.6	4639.7	2.99	7.9%
Roma		42049.9	13460.7	41994.6	112.7	71.9	3.12	0.2%
Napoli		29120.3	9050.2	29005.1	109.8	0.0	3.22	0.0%
Palermo		25352.9	7840.3	25237.1	109.5	0.0	3.23	0.0%

Tab. 10: Energie (in kWh/stagionali) calcolate per le pompe di calore R744 aria-acqua con ventil-convettor

		(A)	(B)	(C)	(E)	(F)	(G)	(I)
Milano	15 kW	20871.7	6896.1	22286.6	144.6	1722.4	3.03	7.7%
Roma		12819.7	4050.8	12610.9	112.7	15.1	3.16	0.1%
Napoli		8848.1	2712.6	8667.2	109.8	0.0	3.26	0.0%
Palermo		7687.6	2345.4	7521.3	109.5	0.0	3.28	0.0%
Milano	30 kW	41135.3	13830.4	44401.7	144.6	3525.9	2.97	7.9%
Roma		25305.7	8137.4	25164.5	112.7	41.2	3.11	0.2%
Napoli		17494.4	5460.4	17338.1	109.8	0.0	3.20	0.0%
Palermo		15217.9	4727.2	15067.0	109.5	0.0	3.22	0.0%
Milano	50 kW	54293.0	18362.1	58727.5	144.6	4641.7	2.96	7.9%
Roma		42083.0	13623.6	41993.1	112.7	70.6	3.09	0.2%
Napoli		29147.6	9162.6	29004.0	109.8	0.0	3.18	0.0%
Palermo		25378.5	7938.5	25236.0	109.5	0.0	3.20	0.0%

Tab. 11: Energie (in kWh/stagionali) calcolate per le pompe di calore R744 aria-acqua con radiatori

		(A)	(B)	(C)	(E)	(F)	(G)	(I)
Milano	15 kW	20815.9	6950.8	22320.6	144.6	1847.6	2.99	8.3%
Roma		12706.7	4056.3	12639.8	112.7	176.3	3.13	1.4%
Napoli		8697.8	2696.2	8678.2	109.8	191.7	3.23	2.2%
Palermo		7644.2	2358.0	7522.3	109.5	92.6	3.24	1.6%
Milano	30 kW	41319.8	14026.3	44541.1	144.6	3553.3	2.95	8.0%
Roma		25260.4	8208.3	25123.0	112.7	96.8	3.08	0.4%
Napoli		17467.4	5511.0	17312.5	109.8	46.8	3.17	0.3%
Palermo		15134.1	4753.3	15040.2	109.5	98.8	3.18	0.7%
Milano	50 kW	54348.3	18585.7	58733.9	144.6	4677.8	2.92	8.0%
Roma		42125.7	13784.8	41996.5	112.7	102.8	3.06	0.2%
Napoli		29148.6	9262.9	29005.4	109.8	70.2	3.15	0.2%
Palermo		25397.3	8031.2	25236.8	109.5	52.9	3.16	0.2%

Emerge subito una diminuzione del COP con l'aumento della temperatura di alimentazione dei terminali; è da evidenziare che tale variazione è risultata essere comunque più contenuta rispetto a quella rilevata per la pompa di calore polivalente R744. Le percentuali di energia integrativa tendono a diminuire man mano che il clima della località considerata tende ad essere più mite, e si annullano per Napoli e Palermo nel caso di pompe di calore collegate a terminali a bassa e media temperatura.

2.2.4 Valutazione economica di un impianto a pompa di calore a seconda della taglia e delle differenti zone climatiche

L'analisi economica è stata condotta valutando degli indici VAN e TRA, sia per macchine R744 che R410a, nell'ipotesi di sostituire sistemi di generazione a caldaia tradizionale e a condensazione. Tale analisi è importante in quanto la realizzazione delle pompe di calore operanti ad anidride carbonica necessita l'adozione di soluzioni particolari, causate principalmente dalle elevate pressioni di esercizio richieste per la successiva fase di raffreddamento della CO₂, che rendono il costo iniziale di queste macchine più elevato rispetto alle pompe di calore elettriche tradizionali. Nell'analisi economica è stato utilizzato un quadro che prevede i seguenti indici:

- tasso di sconto del committente 5% (si assume di non dover ricorrere a nessun strumento finanziario per sostituire l'impianto esistente con quello utilizzando una pompa di calore),
- indice di inflazione generale e dell'energia pari al 3%;
- costo dei combustibili alternativi e integrativi: 0.093 €/kWh per il metano, 0.193 €/kWh per il GPL e 0.134 €/kWh per il gasolio (quadro dei prezzi aggiornato ad aprile 2013);
- con tariffa progressiva D3, costo dell'energia elettrica (comprensiva di costi di dispacciamento e oneri vari) pari a 0.1839 €/kWh per consumi fino a 1880 kWh/anno, 0.20082 €/kWh per consumi fino a 2640 kWh/anno, 0.2414 €/kWh per consumi fino a 4440 kWh/anno e 0.28227 €/kWh oltre i

4440 kWh/anno. Inoltre sono stati considerati costi fissi di €43.5/anno e di 15.3 €/kW di potenza impegnata;

- con contatore dedicato, costo di 0.16247 €/kWh più costi fissi (comprensivi della consumi fissi) del secondo contatore di 489.8 € per le taglie da 15 kW (D2+BTA), € 741.2 per la taglia da 30 kW (D3+BTA) e infine di € 863.9 per la taglia da 50 kW (si sono ipotizzate potenze elettriche impegnate rispettivamente di 6 kW, 12 kW e 20 kW rispettivamente per le pompe di calore da 15 kW, 30 kW e 50 kW);
- rendimento globale medio stagionale pari a 0.8 per caldaie tradizionali a metano e GPL e 0.7 per caldaia tradizionale a gasolio, e pari a 1 per caldaie a condensazione a metano e GPL e 0.9 per caldaia a condensazione a gasolio;
- costo iniziale delle pompe di calore polivalenti R744: € 16.386, € 21.115 e € 33.822 rispettivamente per le potenze termiche nominali di 15 kW, 30 kW e 50 kW;
- costo iniziale delle pompe di calore polivalente R410a: € 12.912, € 17.437 e € 30.025 rispettivamente per le potenze termiche nominali di 15 kW, 30 kW e 50 kW;
- costo iniziale delle pompe di calore aria-acqua R744: € 10.610, € 13.045 e € 17.370 rispettivamente per le potenze termiche nominali di 15 kW, 30 kW e 50 kW;
- costo iniziale delle pompe di calore aria-acqua R410a: € 8.360, € 10.773 e € 17.256 rispettivamente per le potenze termiche nominali di 15 kW, 30 kW e 50 kW;

Tab. 12 - VAN al 20° anno e TRA per la pompa di calore aria-acqua R744 , con contatore dedicato ottenuti mediante confronto con sistemi di generazione impieganti sia caldaie tradizionali che caldaie a condensazione, in funzione della località e per tre differenti tipi di combustibili fossili

	T _{sim}	MILANO		ROMA		NAPOLI		PALERMO		
		Caldaia tradizionale	Caldaia condensazione	Caldaia tradizionale	Caldaia condensazione	Caldaia tradizionale	Caldaia condensazione	Caldaia tradizionale	Caldaia condensazione	
Metano	VAN(€)	11193	530	867	-5661	-4876	-9374	-6841	-10747	15 kW
	TRA(anni)	10	20	19	-	-	-	-	-	
GPL	VAN(€)	68523	46394	35962	22415	19304	9971	14161	6054	
	TRA(anni)	3	4	5	7	8	11	10	14	
Gasolio	VAN(€)	45673	26163	21974	10031	9667	1437	5790	-1357	
	TRA(anni)	4	6	7	11	11	18	14	-	
Metano	VAN(€)	34214	12988	13852	804	3395	-5618	-2048	-9004	30 kW
	TRA(anni)	6	10	10	19	16	-	-	-	
GPL	VAN(€)	148333	104283	84000	56923	51010	32304	35345	20912	
	TRA(anni)	2	2	3	4	4	6	6	8	
Gasolio	VAN(€)	102848	64012	56041	32168	31695	15202	20442	7716	
	TRA(anni)	2	3	4	6	6	10	8	14	
Metano	VAN(€)	47259	19177	21218	5834	14064	-994	7860	-5243	50 kW
	TRA(anni)	5	10	9	15	12	-	15	-	
GPL	VAN(€)	198237	139959	103930	72003	95026	63775	78303	51112	
	TRA(anni)	2	3	3	4	4	5	4	6	
Gasolio	VAN(€)	138061	86681	70964	42815	62757	35204	50226	26253	
	TRA(anni)	3	4	4	6	5	7	6	9	

L'analisi economica ha contemplato come ricavi i risparmi conseguiti con la pompa di calore rispetto ai costi che occorrerebbe sostenere impiegando il sistema di generazione esistente (costo del metano, GPL, gasolio), l'incentivo fruibile mediante il conto termico (di durata pari a 2 anni per le taglie da 15 kW e 30 kW e 5 anni per la taglia da 50kW) e il risparmio ottenuto nelle macchine polivalenti con la produzione di energia frigorifera (ipotizzando che nel sistema originario, oltre alla presenza di una caldaia per la produzione di energia termica, sia presente una pompa di calore elettrica con EER medio stagionale di 3.3 per la produzione di energia frigorifera). I costi considerati sono quelli da sostenere per il sistema di integrazione.

A titolo d'esempio (il rapporto tecnico complessivo specifica nel dettaglio tutti gli scenari esaminati) si riporta, per i soli terminali a bassa temperatura, i risultati ottenuti con le pompe di calore aria-acqua ad R744 (caso attuale tariffa elettrica con impiego contatore dedicato) nell'ipotesi di sostituzione di impianti esistenti con caldaia tradizionale oppure a condensazione. Tale forma tariffaria dell'energia elettrica dà luogo a vantaggi sia in termini di VAN che di TRA (Tabella 12) :

2.2.5 Soglie di costo iniziale dei principali componenti costituenti gli impianti a pompa di calore

La determinazione delle percentuali di riduzione dei costi delle macchine polivalenti R744 acqua-acqua richieste per ottenere indicatori economici comparabili con quelle delle analoghe macchine R410a è poco attuabile se il combustibile di riferimento è il metano; in tal caso, sono richieste riduzioni del costo iniziale dell'ordine del 70%, anche in presenza di temperature di alimentazione dei terminali più vantaggiose (35°C). Risultati più favorevoli sono ottenuti considerando caldaie tradizionali alimentate a GPL, con percentuali richieste di riduzione dei costi del 20% per potenze installate di 50 kW e applicazione di tariffe elettriche di tipo progressivo. In *Figura 32* è riportato l'andamento della riduzione percentuale dei costi nell'ipotesi migliore, vale a dire tariffa elettrica per contatore dedicato e potenza installata di 50 kW.

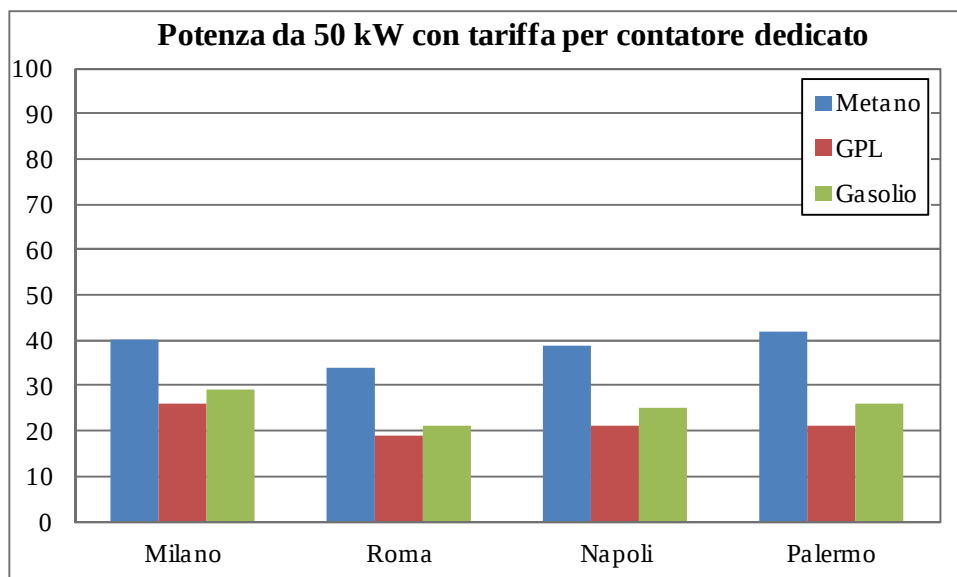


Figura 32: Percentuali di riduzione del costo iniziale da applicare alla pompa di calore polivalente R744 acqua-acqua da 50 kW rispetto ad una equivalente macchina operante con R410a in funzione della località e del combustibile fossile sostituito con regime di tariffe elettriche con contatore dedicato

Situazione assai più favorevole si è ottenuta comparando le macchine aria-acqua: in tal caso le percentuali di riduzione dei costi da applicare alla pompa di calore R744 per ottenere indicatori economici comparabili con le analoghe macchine R410a sono più realizzabili rispetto alle pompe di calore polivalenti. Le percentuali di abbattimento richieste nell'ipotesi di sostituire sistemi di generazione tradizionali alimentati a GPL sono dell'ordine del 5% per Roma, Napoli e Palermo nel caso di pompa di calore da 50 kW con tariffa elettrica per contatore dedicato (*Figura 33*). Tale percentuale per Milano nel caso di sostituzione di caldaia tradizionale a metano e uso di una tariffa elettrica progressiva, diventa del 35%.

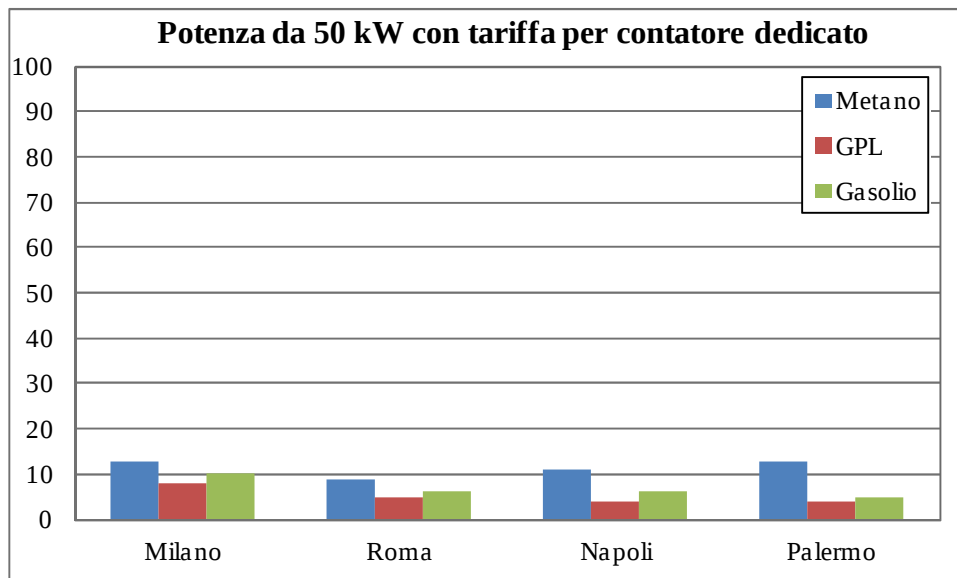


Figura 33: Percentuali di riduzione del costo iniziale da applicare alla pompa di calore R744 aria-acqua da 50 kW rispetto ad una equivalente macchina operante con R410a in funzione della località e del combustibile fossile sostituito con regime di tariffe elettriche con contatore dedicato

2.3 CONFRONTO SISTEMI DI SOLAR HEATING AND COOLING RISPETTO A SOLUZIONI A POMPA DI CALORE

Sono stati successivamente messi a confronto i dati ottenuti dagli studi effettuati sugli impianti di solar heating and cooling con quelli ottenuti dall'analisi dei sistemi a pompa di calore, nelle differenti configurazioni analizzate. In *Figura 34* è mostrato l'andamento del costo specifico tra impianti di SH&C con impianti a PDC con macchina a R744 polivalente, macchina a R410a polivalente, nonché delle stesse nella configurazione aria-acqua. E' evidente come il costo del kW installato di SH&C è molto maggiore di quelli propri delle PDC. Ciò è dovuto ad una maggiore complessità d'impianto, ma soprattutto alla poca diffusione dei gruppi ad assorbimento che, per tale ragione, soffrono di costi ancora molto alti.

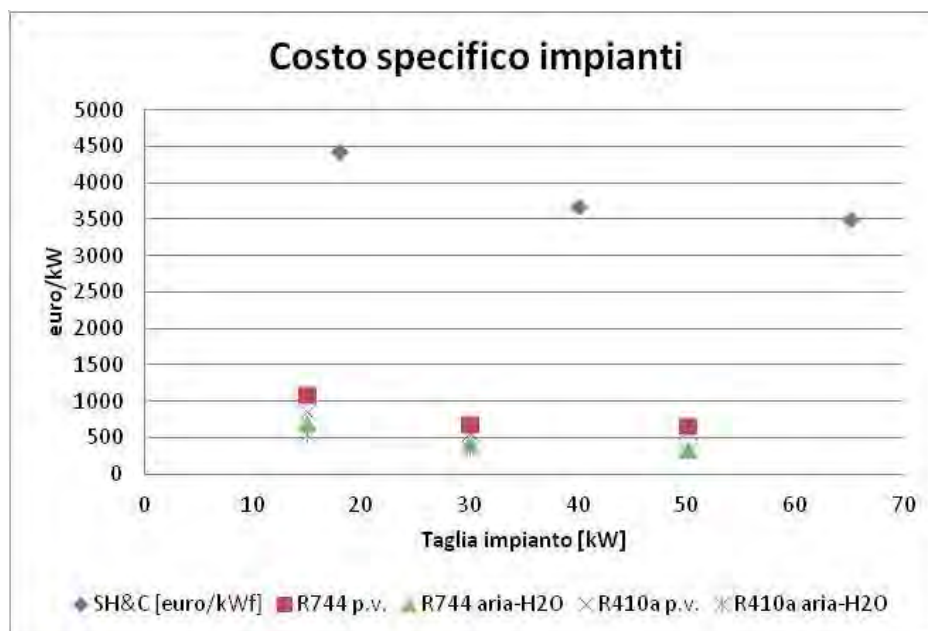


Figura 34: Confronto del costo specifico per differenti impianti a pompa di calore e SH&C

Tuttavia, mettendo a confronto il VAN al ventesimo anno di vita dell'impianto per la città di Roma (Figura 35) si nota come per impianti di piccole dimensioni la soluzione più conveniente risulta essere la pompa di calore a R410a nelle due configurazioni, polivalente e aria-acqua nonché la macchina a R744 nella configurazione aria-acqua, mentre il SH&C non conviene a causa degli alti costi di partenza.

Per potenze di 40/50 kW le performances economiche di impianti a PDC e SH&C sono comparabili. Per taglie superiori iniziano a diventare nettamente convenienti gli impianti di SH&C.

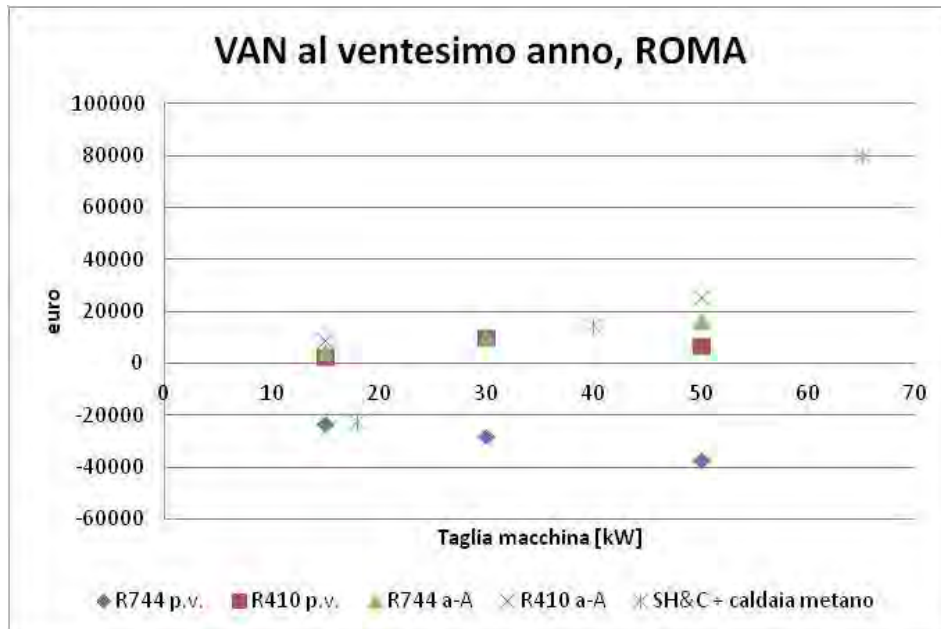


Figura 35: Confronto del costo specifico per differenti impianti a pompa di calore e SH&C per la città di ROMA

I valori del VAN qui riportati fanno riferimento a pompe di calore con fluido termovettore prodotto alla temperatura di 50°C nel caso di caldaia tradizionale a gas metano di integrazione alla pompa di calore (stessa tipologia di caldaia considerata in integrazione all'impianto di solar heating and cooling).

Da notare tuttavia che i dati qui comparati sono stati ricavati da due studi effettuati separatamente e quindi affetti da alcune incertezze legate all'attività di simulazione dinamica avvenuta in contemporanea su due software di differente versione (TRNSYS 16.1 e TRNSYS 17). Risultano tuttavia valori certamente confrontabili e quindi accettabili.

3 Conclusioni

Il lavoro inerente la studio sulla fattibilità economica degli impianti di solar heating and cooling ha avuto inizio dalla realizzazione del modello numerico con il software *Trnsys Studio* e *Trnsys Build* di un impianto di questo tipo e la sua successiva validazione grazie al confronto diretto con dati sperimentalmente acquisiti da un impianto pilota realizzato presso il C.R. ENEA di Casaccia. Il modello ha fornito uno strumento molto potente per compiere con accuratezza lo studio oggetto dell'accordo di programma tra l'ENEA e l'Università degli Studi di Palermo. Partendo da dati di letteratura è stato valutato come il costo medio dei principali componenti d'impianto vari in relazione alla potenza di targa, andando poi a definire per l'impianto tutto un costo specifico riferito al kWf installato.

Ha poi fatto seguito un confronto tra terminali ambiente ad acqua con quelli ad aria. Il pavimento radiante utilizza meglio la fonte solare a discapito però di lunghi transitori ed un costo per m² notevolmente più alto, mentre i fan coils hanno il vantaggio di un minor costo e tempi di regolazione, ma lavorano con temperature leggermente più alte e dunque meno fruttano la risorsa rinnovabile. Gli impianti di SH&C sono sempre assistiti da una generatore di calore. E' stata ricercata la soluzione più vantaggiosa per fornire tale

integrazione energetica. A seguito dell'analisi è stato valutato che il combustibile più conveniente risulta essere il pellets biologico, seguito dal gas metano rispetto al gpl ed al gasolio.

E' stata inoltre valutata l'influenza della posizione geografica sulle prestazioni degli impianti di SH&C e quindi anche sulla convenienza economica. E' risultato che per città con climi più rigidi vi è un vantaggio economico dovuto essenzialmente a due fattori. Un primo è che il confronto è stato effettuato a parità di potenza della macchina ad assorbimento, con conseguenti maggiori superfici di campo solare al nord, cui competono più incentivi. Un secondo è dovuto alle maggiori escursioni di temperatura in inverno per le città settentrionali, nonché di un periodo di funzionamento dell'impianto in modalità heating più lungo e quindi di un miglior utilizzo della fonte solare. Differenze che sono meno marcate in estate. In ultimo l'analisi di come gli incentivi secondo il *D.M. del 28 Dicembre 2012* influenzano la convenienza della tecnologia ed il peso del consumo elettrico sul VAN e TRA. Lo studio mostra come per la sopravvivenza e la diffusione del SH&C è indispensabile il mantenimento del regime d'incentivazione.

L'attività di ricerca sul solar heating and cooling si è conclusa valutando, secondo il modello realizzato, l'assorbimento elettrico dell'impianto e come esse condizionano le prestazioni economiche dell'impianto. I dati qui mostrati sono da considerarsi secondo le premesse fatte, ovvero macchinari energeticamente poco efficienti. I tempi di ritorno stimati sono dunque pessimistici. Data la presenza di macchinari d'impianto particolarmente energivori (dissipatore e torre evaporativa) risulta di fondamentale importanza l'uso di componenti attenti all'efficienza energetica.

Per quanto riguarda il lavoro inerente la studio sulla fattibilità economica degli impianti sperimentali a pompa di calore, condotto dall'Università di Calabria, esso è partito da un'analisi di tipo parametrico condotta considerando tre valori di potenza nominale (15, 30 e 50 kW), tre differenti temperature di alimentazione per i sistemi di erogazione dei carichi termici (35, 50 e 70 °C) e considerando il sistema edificio-impianto ubicato in quattro zone climatiche differenti del territorio italiano (Milano, Roma, Napoli e Palermo). L'analisi economica è stata condotta confrontando le prestazioni delle pompe di calore R744 con quelle ottenibili con due differenti sistemi di generazione del calore: caldaia tradizionale e caldaia condensante, in funzione di tre tipologie differenti di fonte energetica primaria (metano, GPL e gasolio). Nell'analisi economica e' stata indagata l'influenza dell'attuale regime tariffario previsto con l'incentivazione economica disciplinata mediante il Decreto del 28/12/2012 (Conto Termico). Operando con pressioni di esercizio molto più elevate rispetto a pompe di calore che lavorano con fluidi frigogeni tradizionali, le pompe di calore a CO₂ sono caratterizzate da costi iniziali più elevati. A tal fine, sono state determinate le percentuali di riduzione di costo iniziale da applicare alla pompa di calore R744 affinché si ottengano gli stessi indicatori economici forniti da pompe di calore tradizionali operanti con R410a e asservite allo stesso edificio. Pertanto, per rendere attuabile il confronto, sono state indagate le prestazioni energetiche di una pompa di calore polivalente acqua-acqua e di una pompa di calore aria-acqua di tipo tradizionale operanti con R410a. Infine, l'analisi economica contempla l'incidenza sugli indicatori economici considerati di due differenti tariffe elettriche: una di tipo progressiva (costo del kWh elettrico che aumenta in funzione del consumo) e quella prevista in caso di impiego di un contatore dedicato alla pompa di calore. I risultati ottenuti possono essere sintetizzati dicendo che gli indicatori economici mostrano che le soglie di costo delle macchine R744 e R410a sono influenzate dal sistema tariffario elettrico impiegato; in particolare le soglie diminuiscono usufruendo delle tariffe previste con un contatore dedicato. La differenza tra le due pompe di calore diminuisce in tutte le località per le fonti fossili considerate con l'aumentare della potenza della macchina. In tale contesto si può quindi ritenere che l'impiego di macchine polivalenti acqua-acqua R744 è più vantaggioso quanto più è elevata la quantità di energia termica e frigorifera richiesta per la climatizzazione dell'utenza.

ALLEGATO A

Il presente documento descrive le attività di ricerca svolte all'interno dell'Accordo di collaborazione *“Sviluppo di analisi di sensibilità per stabilire, ai fini dell'effettiva fattibilità economica, le soglie di costo iniziale dei vari componenti costituenti gli impianti di solar heating and cooling”* tra ENEA ed UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI PALERMO

Responsabile scientifico ENEA: Nicolandrea Calabrese

Responsabile scientifico UNIPA : Prof. Ing. Marco Beccali



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



MINISTERO DELLO SVILUPPO ECONOMICO



Ricerca di Sistema elettrico

Analisi di sensibilità di impianti di climatizzazione innovativi (solar heating and cooling) ed individuazione dell'effettiva fattibilità economica rispetto a soluzioni di tipo tradizionale

M. Beccali, P. Finocchiaro, F. Fioravanti, V. Lo Brano, G. Ciulla



ALLEGATO "A" al Report RdS/2013/091



Analisi di sensibilità di impianti di climatizzazione innovativi (solar heating and cooling) ed individuazione dell'effettiva fattibilità economica rispetto a soluzioni di tipo tradizionale

M. Beccali, P. Finocchiaro, F. Fioravanti, V. Lo Brano, G. Ciulla (UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI PALERMO)

Settembre 2013

Report Ricerca di Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico - ENEA

Piano Annuale di Realizzazione 2012

Area: RAZIONALIZZAZIONE E RISPARMIO NELL'USO DELL'ENERGIA ELETTRICA

Progetto: Utilizzo del calore solare e ambientale per la climatizzazione

Obiettivo A: Sperimentazione e qualificazione di componenti e sistemi

Responsabile del Progetto: Nicolandrea Calabrese, ENEA

Il presente documento descrive le attività di ricerca svolte all'interno dell'Accordo di collaborazione *"Sviluppo di analisi di sensibilità per stabilire, ai fini dell'effettiva fattibilità economica, le soglie di costo iniziale dei vari componenti costituenti gli impianti di solar heating and cooling"* tra ENEA ed UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI PALERMO

Responsabile scientifico ENEA: Nicolandrea Calabrese

Responsabile scientifico UNIPA : Prof. Ing. Marco Beccali



Sommario

A. Sviluppo di analisi di sensibilità per stabilire, ai fini dell'effettiva fattibilità economica, le soglie di costo iniziale dei vari componenti costituenti gli impianti sperimentali (solar heating and cooling, pompe di calore ad R744) e delle fonti energetiche tradizionali nonché le eventuali forme d'incentivo necessarie.

1.	Introduzione	4
1.1	Oggetto della attività di ricerca scientifica	4
1.2	Approccio metodologico	4
2	Individuazione ed analisi di sensibilità dei componenti costituenti gli impianti di solar heating and cooling, valutando le differenze di costo a seconda della taglia della macchina frigorifera.....	11
3	Individuazione ed analisi dei componenti costituenti gli impianti serviti dalla tecnologia del solar heating and cooling, valutando le differenze di costo a seconda della tipologia di terminale ambiente (ad acqua o ad aria)	13
4	Valutazione economica di un impianto di Solar Heating and Cooling a seconda della taglia e delle differenti zone climatiche.....	14
5	Valutazione economica dei costi di gestione di differenti tipi d'impianto.....	18
6	Individuazione e studio delle criticità economiche dei sistemi di solar heating and cooling, al fine di determinarne l'effettiva fattibilità economica valutando anche il peso dell'attuale regime d'incentivazione (D.M. 28/12/2012: Conto Energia Termico).....	24
7	Conclusioni	30
8	Bibliografia.....	31
	C.1 Attività di interesse comune all'interno del task 48.....	34
	Pubblicazioni inerenti i temi della ricerca	36

A. Sviluppo di analisi di sensibilità per stabilire, ai fini dell'effettiva fattibilità economica, le soglie di costo iniziale dei vari componenti costituenti gli impianti sperimentali (solar heating and cooling, pompe di calore ad R744) e delle fonti energetiche tradizionali nonché le eventuali forme d'incentivo necessarie

1. Introduzione

Nell'ambito dell'accordo di collaborazione tra l'ENEA e l'Università degli Studi di Palermo, Dipartimento di Energia, Ingegneria dell'Informazione e Modello Matematici (DEIM), dal titolo "*Sviluppo di analisi di sensibilità per stabilire, ai fini dell'effettiva fattibilità economica, le soglie di costo iniziale dei vari componenti costituenti gli impianti di solar heating and cooling*" è stata elaborata, a partire da una diagnosi energetica di un impianto esemplare, eseguita attraverso un evoluto codice numerico per la simulazione dinamica termo-energetica degli edifici e degli impianti di climatizzazione in essi installati, una valutazione di carattere economico sulla tecnologia di solar heating and cooling rispetto a soluzioni standard ed a pompa di calore.

1.1 Oggetto della attività di ricerca scientifica

Oggetto principale dell'attività di ricerca è stato l'individuazione di soglie di costo iniziale dei vari componenti costituenti gli impianti di solar heating and cooling (di seguito SH&C) e la valutazione della convenienza economica della tecnologia in questione, a seconda delle differenti zone climatiche ed alla taglia, facendo poi un confronto con impianti di climatizzazione di tipo tradizionale ed a pompa di calore.

E' stato inoltre valutato quanto il presente regime d'incentivazione (D.M. 28/12/2012, Conto Energia Termico) sia influente sulla convenienza economica degli impianti di SH&C.

In particolare, gli aspetti affrontati sono:

- Individuazione ed analisi di sensibilità dei componenti costituenti gli impianti di solar heating and cooling, valutando le differenze di costo a seconda della taglia della macchina frigorifera;
- Individuazione ed analisi dei componenti costituenti gli impianti serviti dalla tecnologia del solar heating and cooling, valutando le differenze di costo a seconda della tipologia di terminale ambiente (ad acqua o ad aria);
- Valutazione economica di un impianto di solar heating and cooling a seconda della taglia e delle differenti zone climatiche.
- Valutazione economica dei costi di gestione di differenti tipi d'impianto;
- Individuazione e studio delle criticità economiche dei sistemi di solar heating and cooling, al fine di determinarne l'effettiva fattibilità economica valutando anche il peso dell'attuale regime d'incentivazione (D.M. 28/12/2012).

1.2 Approccio metodologico

Per effettuare il presente studio, vista anche la necessità di prevedere le prestazioni degli impianti al variare della zona climatica e della taglia, è stato d'aiuto l'uso di un modello numerico. La prima parte dell'attività ha per tanto riguardato la realizzazione di un modello d'impianto di climatizzazione di solar heating and cooling e dell'utenza sottoposta. Per calibrare e validare il modello è stato riprodotto un impianto sperimentale di SH&C realizzato presso il centro ENEA della Casaccia. L'impianto in questione è stato

oggetto di accurate campagne di misura ed acquisizione dati al fine di determinarne le prestazioni. Tali dati sperimentali sono stati così confrontati con gli output forniti dal modello numerico realizzato.

Il software utilizzato è il *Trnsys* che consente di fare accurate analisi termo-energetiche tempo variabili. L'impianto è stato modellizzato con la parte *Trnsys Studio*, mentre l'edificio sottoposto con il *Trnsys Build*.

L'edificio

Lo stabile servito dall'impianto di climatizzazione è l'F92 realizzato presso il C.R. ENEA della Casaccia (Figura 1). E' una palazzina di tre piani più seminterrato, in cemento armato, costruita agli inizi degli anni 2000. Le informazioni relative alle dimensioni ed alle caratteristiche termo-fisiche dei materiali adoperati sono state reperite sia grazie alla documentazione fornita dall'ENEA sia a seguito di sopralluogo tecnico.



Figura 1: Edificio F92

L'F92 è composto da un piano parzialmente interrato e due piani con simile divisione planimetrica, per un totale di 345 m² di superficie complessiva.

Di seguito sono mostrate le piante del piano seminterrato e del piano terra nonché le proprietà termo-fisiche delle superfici costituenti l'edificio, Figura 2 e Tabella 1.

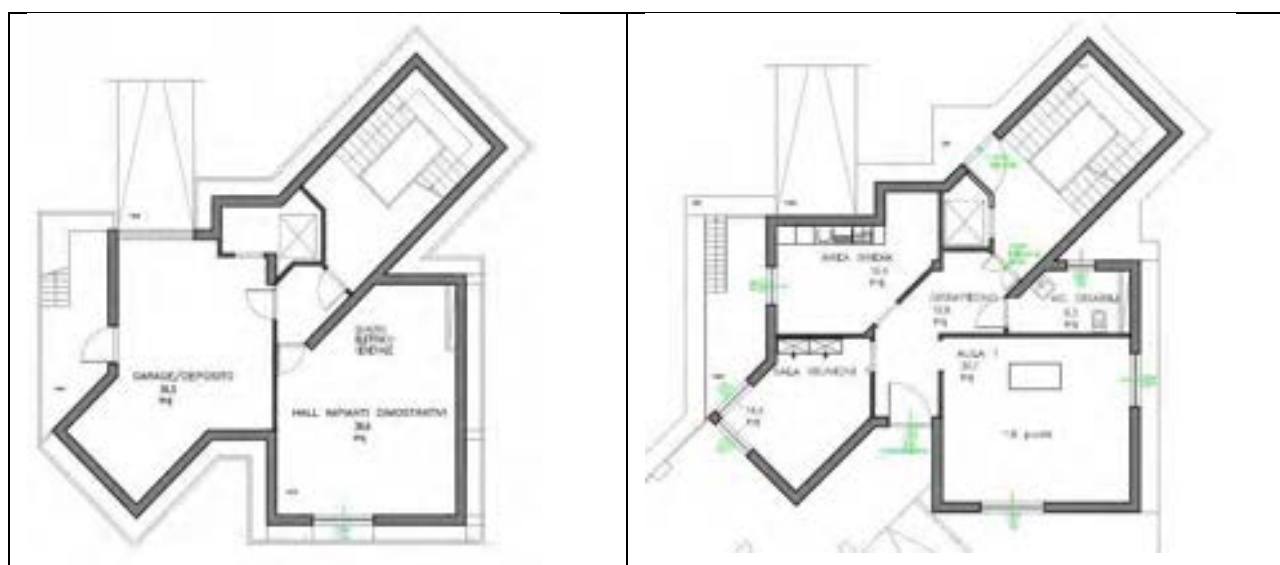


Figura 2: Pianta Piano Seminterrato e Piano Terra

Tabella 1: Caratteristiche di trasmittanza strutture opache e trasparenti

Tipo parete	Esp.	Area S	K	KA	Tipo parete	Esp.	Area S	K	KA	Tipo parete	Esp.	Area S	K	KA
		m ²	W/m ² K	W/K			m ²	W/m ² K	W/K					
Sup. vetrata	N	2.24	2.96	6.63	SE	33.28	0.728	17.44		Sol. P1-mur		39.15	0.04	1.57
	NE	0	2.96	0.00	S	23.95	0.728	21.24		Pav. 1°P-mur		39.15	0.04	1.57
	E	5.04	2.96	14.92	SW	29.18	0.728	22.71		mur-copertura		39.15	0.152	5.95
	SE	6.16	2.96	18.23	W	31.2	0.728	19.31						
	S	3.08	2.96	9.12	NW	26.53	0.728	20.81		Totali				472
	SW	4.48	2.96	13.26	Per. piano int.*	111	0.728	0.728						
	W	4.88	2.96	14.44	Copertura	96.5	0.523	50.47						
	NW	5.56	2.96	25.00	Pont. Term.									
Porte (ing. + gar)		9.09	2.75	11.71	Fin-seram.	97.69	0.115	11.23						
Sup. muraria	N	16.09	0.728	30.20	Plasol-mur	150	0.167	25.05						
	NE	41.48	0.728	23.30	Sol.p. int-p.t.	39.15	0.04	1.57						
	E	32	0.728	24.23	Pav. PT-mur	39.15	0.15	5.87						

* Si tratta dello sviluppo di muro a ridosso dell'intercapedine esterna.

L'impianto

L'impianto è in grado, utilizzando la fonte solare, di riscaldare e raffreddare lo stabile. Qualora l'irraggiamento solare non dovesse essere sufficiente una caldaia alimentata a gas metano entra in funzione sopperendo a tale mancanza. D'inverno l'acqua calda prodotta viene accumulata in un puffer e, secondo necessità, inviata ai terminali d'impianto presenti nell'edificio. In estate l'acqua calda è inviata ad una macchina ad assorbimento H₂O-LiBr che produce acqua refrigerata poi accumulata in un puffer freddo. In relazione ai bisogni di raffrescamento degli ambienti questa viene inviata all'edificio. I terminali ambiente sono di due tipi, fan coils e pavimento radiante. A seconda della convenienza viene utilizzata l'una o l'altra soluzione. In *Tabella 2* vengono riepilogati i dati di targa delle principali macchine costituenti l'impianto.

Tabella 2: Dati di targa apparecchiature

Componente	Taglia
Campo solare	25* kWt [56 m ²]
Accumulo Caldo	1500 litri
Accumulo Freddo	1000 litri
Gruppo ad assorbimento	18 kwf
Torre Evaporativa	43 kWt
Caldaia Integrativa	43,9 kWt
Dissipatore	36 kWt

*Potenza termica media.

Inoltre tutto l'impianto è stato dotato di sensori, posti nelle sezioni d'interesse, al fine di monitorare e valutarne le prestazioni energetiche dell'impianto e dunque la convenienza economica. In *Figura 3a* è riportato lo schema d'impianto in funzionamento invernale, in *Figura 3b* si fa riferimento al caso estivo. Con la notazione "TE" è fatto riferimento alle sonde di temperatura, mentre con "FE" ai conta-termie installati.

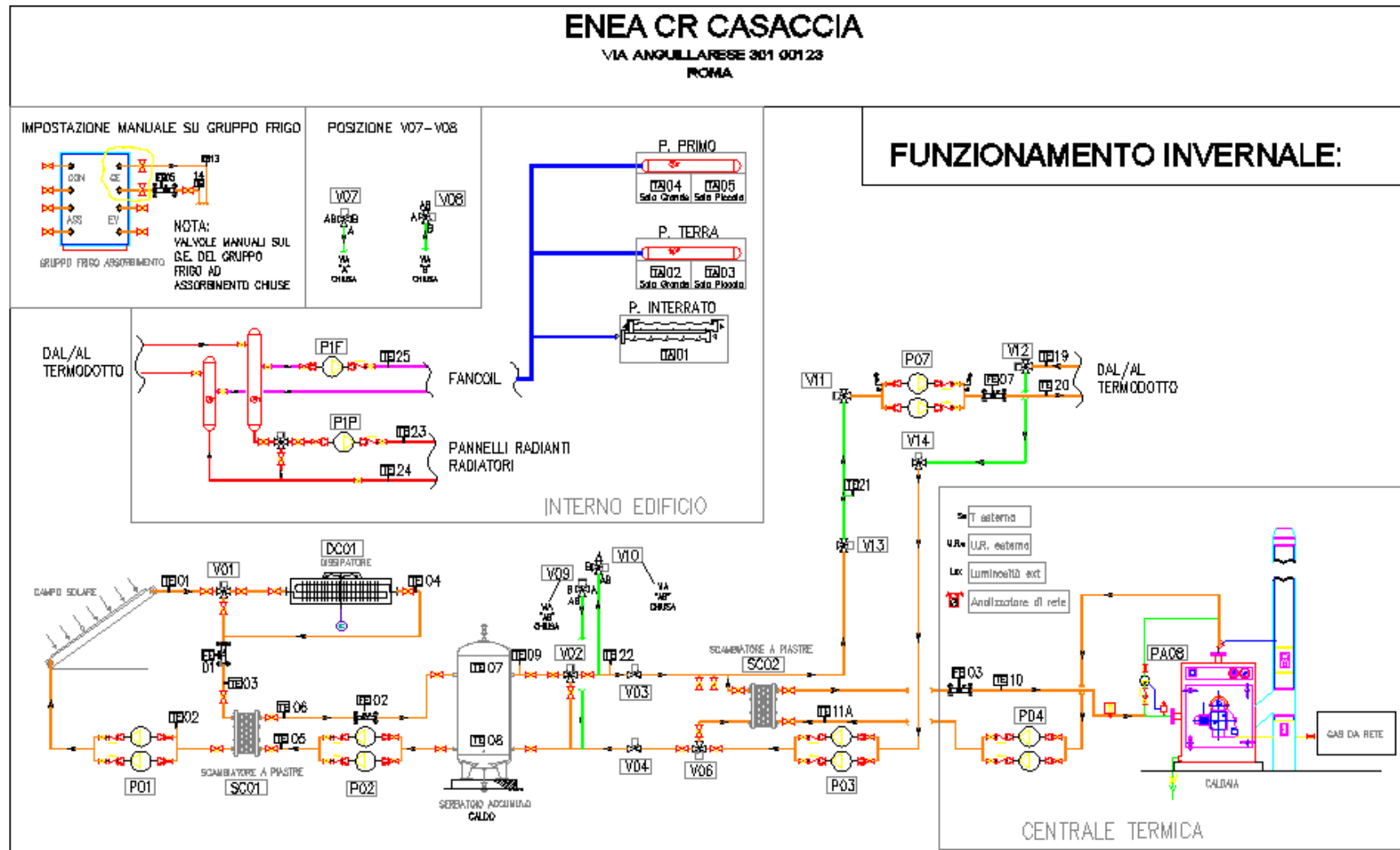
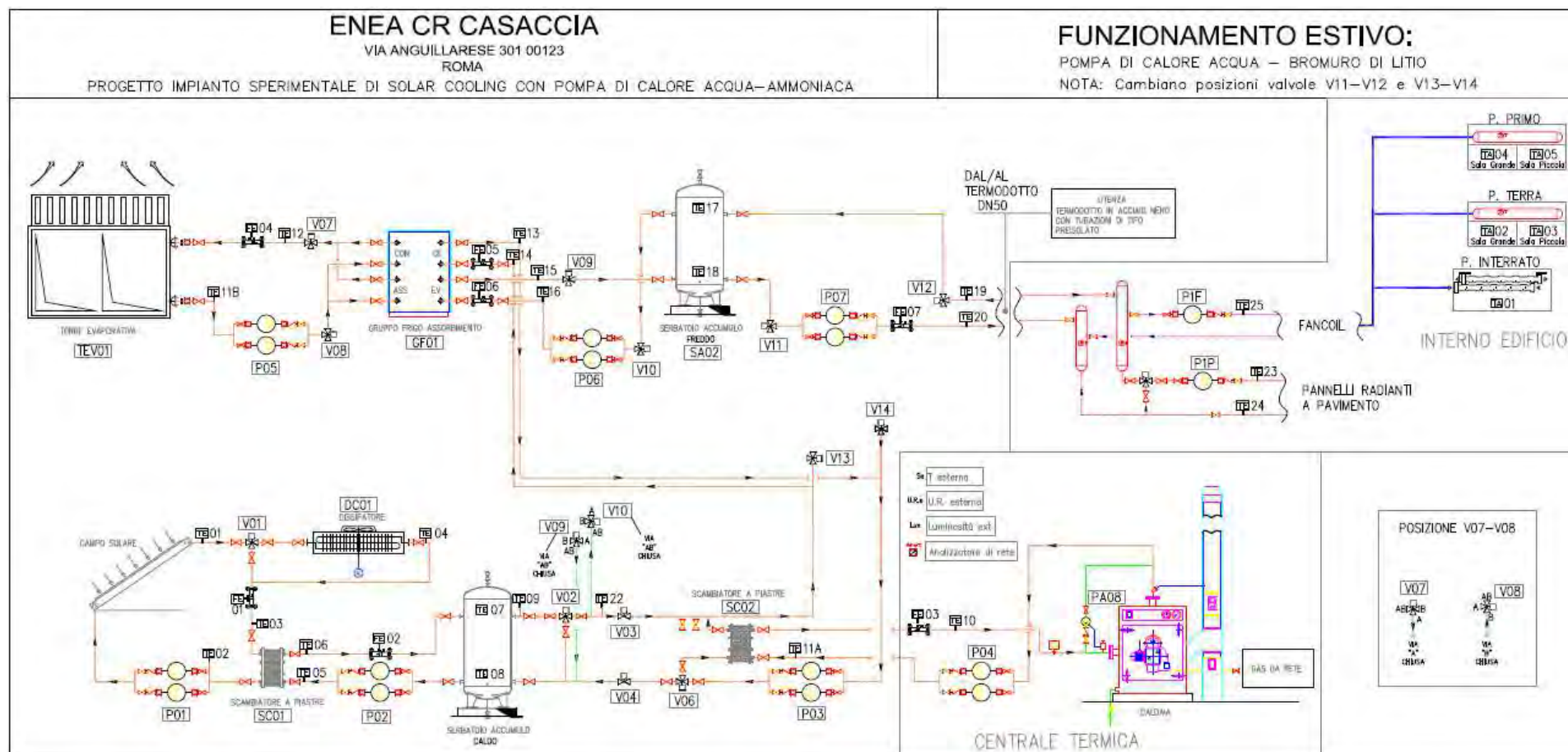


FIGURA 3a: Schema semplificato impianto in modalità solar heating situato presso il CR Enea Casaccia (Roma)



Il modello

Sono stati dunque realizzati il modello dell'impianto in *Trnsys Studio* e dell'edificio F92 in *Trnsys Build*. Per semplificare la logica di gestione dell'intero modello il caso estivo e quello invernale sono stati realizzati separatamente.

E' stato in primo luogo realizzato il modello dello stabile F-92 secondo le indicazioni di *Figura 2* e *Tabella 1* (*Figura 4*). Per ogni locale sono stati riprodotti i terminali ambiente realmente installati (pavimento radiante e fan coils a cassetta), le temperature di set degli ambienti (18 - 20 °C in inverno e di 22 - 24 °C in estate) ed i reali guadagni termici in relazione ai profili occupazionali del personale nonché delle apparecchiature elettriche presenti.

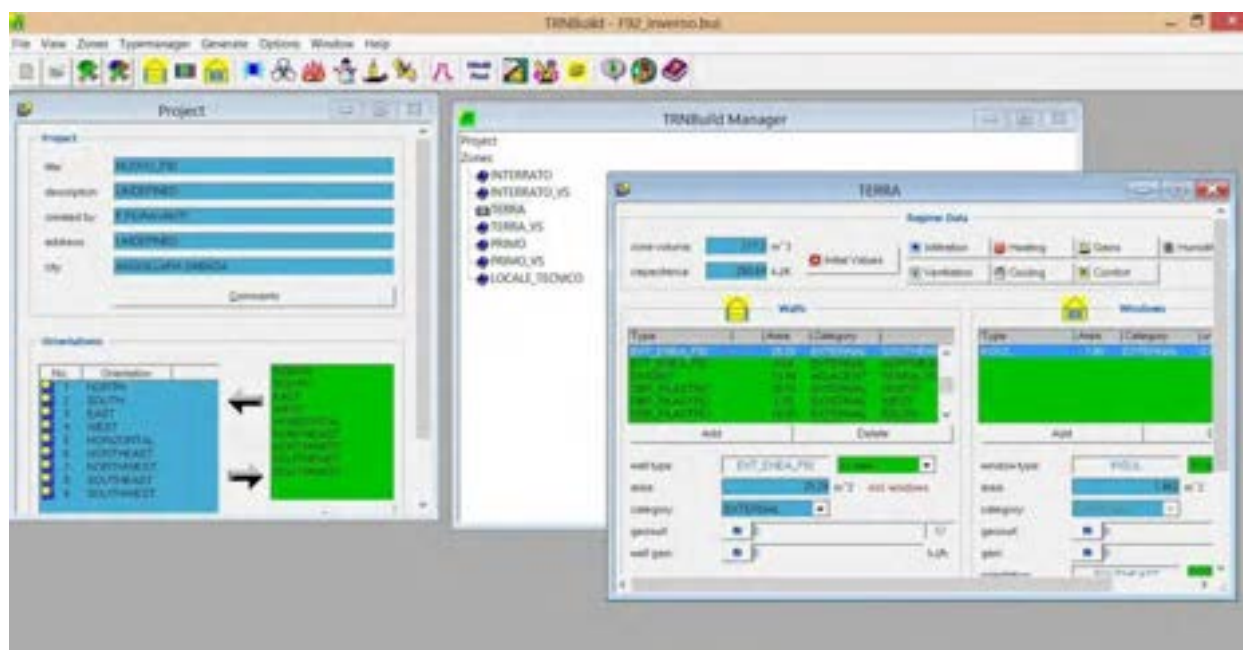


Figura 4: Schermata Trnsys Build per il modello edificio F-92

E' stato poi realizzato il modello d'impianto di SH&C in configurazione invernale (*Figura 5*). *Trnsys* consente l'utilizzo di *types*, ovvero subroutine che numericamente approssimano il comportamento dei componenti costituenti l'impianto (quali circolatori, scambiatori...). Impostando ed opportunamente collegando tali *types* è stato riprodotto l'impianto. La logica di regolazione del modello è leggermente differente da quella reale, infatti non è risultato agevole inserire dei circolatori a velocità variabile ed è stato così assunto un valore medio di portata.

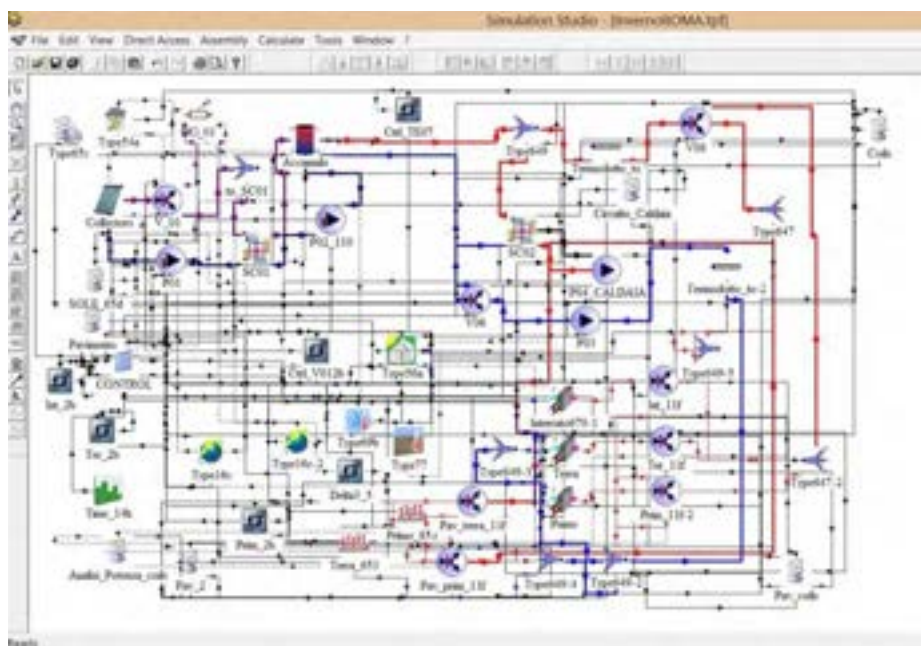


Figura 5: Schermata Trnsys Build per il modello dell'impianto di SH&C in configurazione invernale

Nel caso estivo sono presenti anche le *types* del gruppo ad assorbimento, della torre evaporativa e dell'accumulo freddo (Figura 6). La subroutine che modella il gruppo ad assorbimento riproduce esattamente le prestazioni della macchina presente sull'impianto (*Yazaki WFC-SC5 da 17.6 kWf*), avendo in ingresso un file dati contenente la mappa delle prestazioni della macchina. Ciò vale anche per il campo solare che ha in memoria le curve di prestazione dei pannelli solari termici usati (*Kloben SKY21-CPC58*).

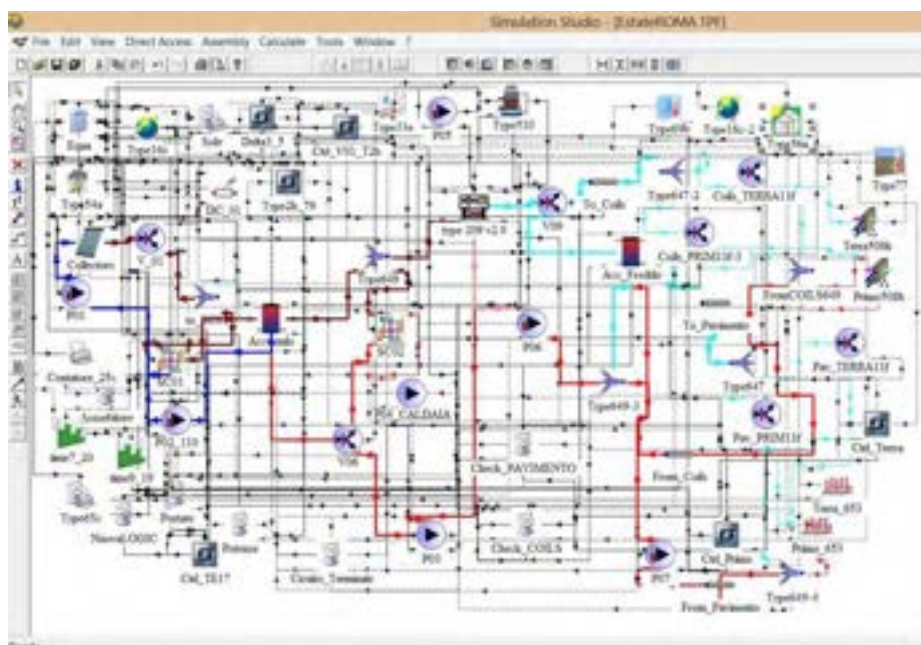


Figura 6: Schermata Trnsys Build per il modello dell'impianto di SH&C in configurazione estiva

Lo scostamento tra i dati sperimentalmente misurati sull'impianto di SH&C presente presso il C.R. ENEA di Casaccia e quelli elaborati numericamente è risultato accettabile al fine della validazione del modello. E' da considerare che i dati climatici impiegati nelle simulazioni sono quelli giornalieri medi mensili desunti dalla

UNI 10349:1994 opportunamente elaborati da apposita routine *Trnsys* per “spacchettarli” al livello di step temporale impiegato nelle simulazioni (30 minuti). In *Tabella 3* è mostrato un confronto tra il fabbisogno energetico sperimentalmente misurato e quello stimato dal modello numerico, rispetto anche al contributo della fonte energetica, tra quella tradizionale (gas metano) e rinnovabile (sole).

Tabella 3: Confronto dati sperimentali con quelli forniti dal modello

	Gas	Sole	Tot	Frazione solare
Fabb. Energ. MISURATO [kWh]	8285	13443	21728	0.62
Fabb Energ. MODELLO [kWh]	7342	12873	20215	0.64

E' doveroso sottolineare però che i dati forniti dall'elaborazione numerica sono relativi all'intero anno, mentre i dati misurati difettano dei mesi di dicembre e gennaio. Comunque è intrinseca una leggera sottostima del modello dovuta soprattutto alle dissipazioni termiche che avvengono nei macchinari e nelle tubazioni dell'impianto non computate nella simulazione. Infatti il modello considera come elementi disperdenti solamente il termodotto che collega l'impianto all'utenza, gli accumuli caldo e freddo, il campo solare e gli scambiatori.

Una volta verificato, il modello è stato utilizzato per valutare le prestazioni di impianti di SH&C di differenti taglie (*Tabella 4*) e installati in varie zone climatiche, in particolare nelle città di Milano, Roma Napoli e Palermo.

Tabella 4: Casi analizzati

Taglia macchina assorbimento [kWf]
18
35
65
100
160
280
400
620

2 Individuazione ed analisi di sensibilità dei componenti costituenti gli impianti di solar heating and cooling, valutando le differenze di costo a seconda della taglia della macchina frigorifera

E' stata fatta un'attenta analisi su come il costo dei componenti principali costituenti gli impianti di solar heating & cooling vari in reazione alla taglia della macchina ad assorbimento e dunque del componente stesso.

Nei grafici sottostanti (*Figure 7-13*) viene ben mostrato come, all'aumentare della taglia della macchina, il prezzo per unità di potenza vada sensibilmente a diminuire. Questo vale soprattutto per quei componenti che sono particolari degli impianti di SH&C come il campo solare e soprattutto il gruppo ad assorbimento.

I costi qui riportati sono stati desunti dal prezzario di alcune note ditte che operano nel settore, ed in particolare:

- per il generatore di calore sono stati considerati i prezzi indicati nei cataloghi delle ditte *Riello*, *Baltur*, *Feroli* e *ICI*;
- per gli scambiatori di calore ed il dissipatore sono state considerate le indicazioni fornite dall' *Alfa Laval*;
- il costo dei serbatoi di accumulo caldo e freddo sono stati indicati da *ALTA* e *Stiebel Eltron*;

- per i dati delle torri evaporative è stato considerato il catalogo della *Thermac*.
- per l'assorbitore sono state considerate le indicazioni della *Systema*, *Carrier* e *Yazaki*. I dati riportati fanno riferimento al "package", il prezzo è cioè comprensivo di circolatori, sistema di controllo e torre evaporativa.

Da notare come le curve tendono, per grandi taglie ad asintoti orizzontali.

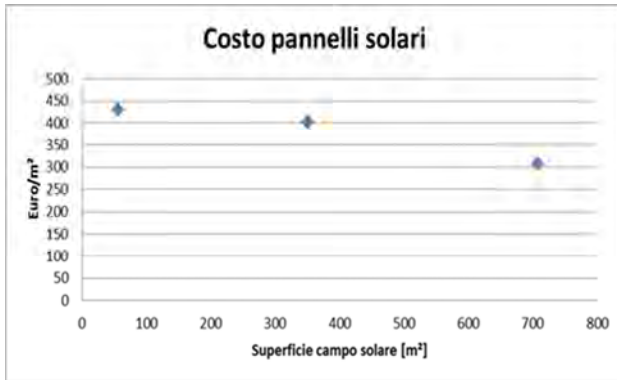


Figura 7: Andamento costo pannelli solari

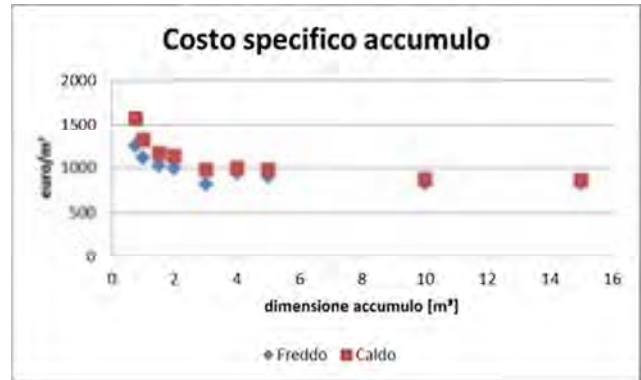


Figura 8: Andamento costo accumulato

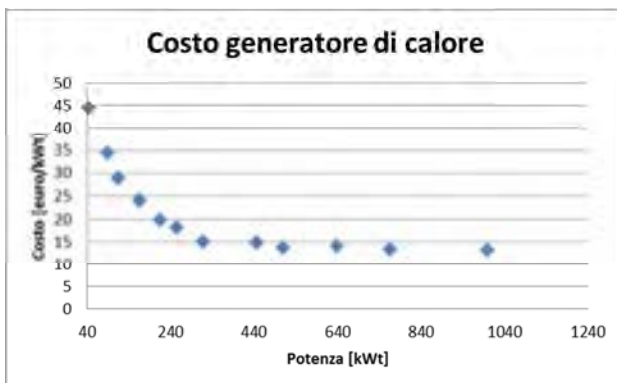


Figura 9: Andamento costo generatore di calore

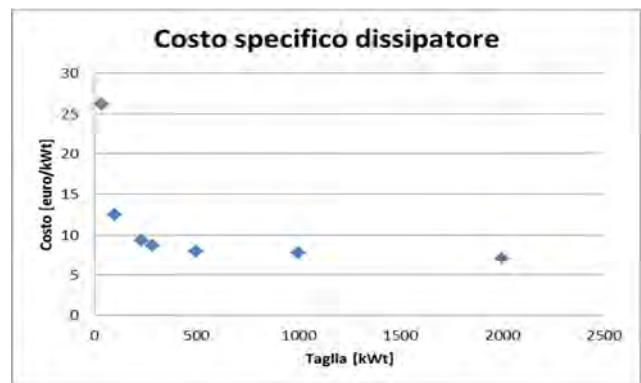


Figura 10: Andamento costo dissipatore

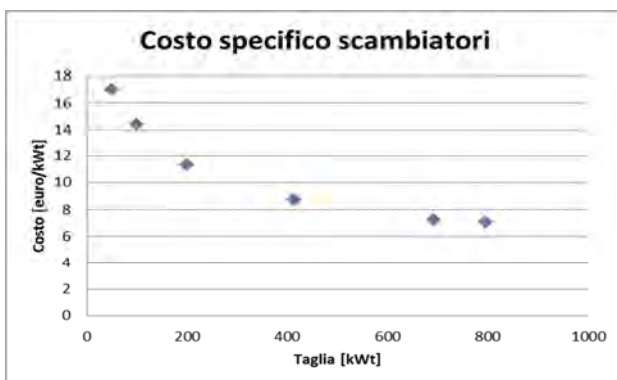


Figura 11: Andamento costo scambiatori

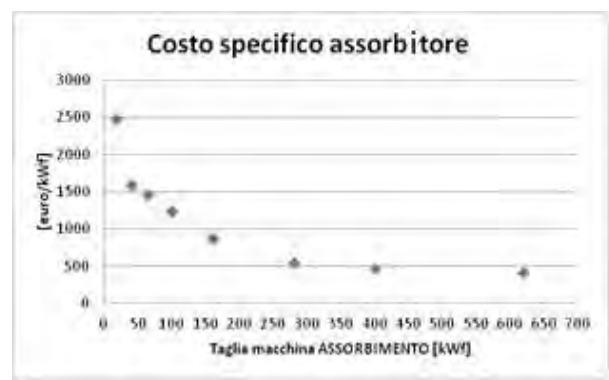


Figura 12: Andamento costo assorbitore

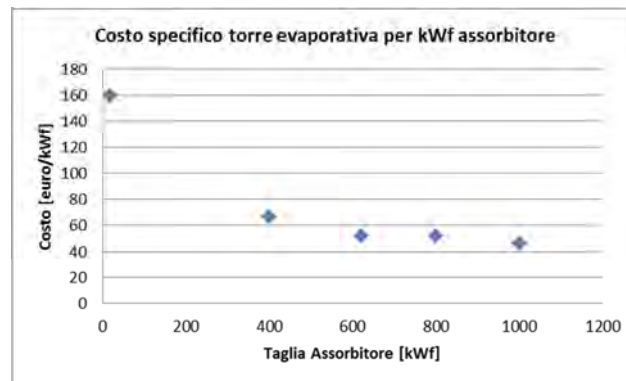


Figura 13: Andamento costo torre evaporativa

Un gruppo ad assorbimento per utenze da 18 kWf ha un costo di 44.672 euro, mentre uno da 280 kWf di 152.320, passando cioè da 2.481 euro per kWf a 544. Questo comportamento di scala vale anche per gli altri componenti dell'impianto così, un impianto standard di SH&C, completo e comprensivo dei costi di posa in opera, da 18 kWf costa circa 80.000 euro, mentre quello da 280 kWf ne costa 472.772, passando da un costo di 4.444 euro per kWf 1.688 (Figura 14).

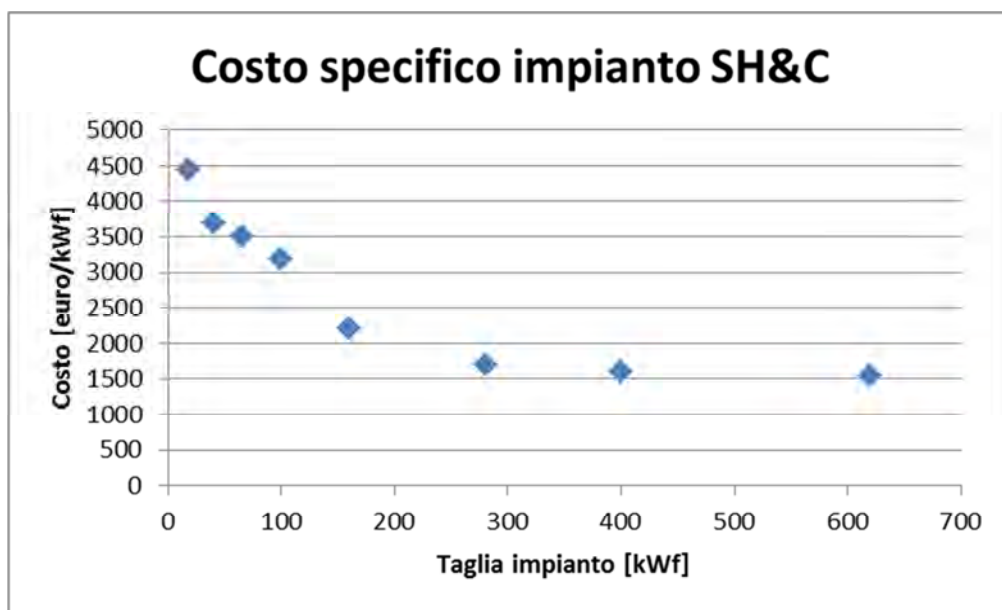


Figura 14: Andamento costo totale impianto di SH&C

3 Individuazione ed analisi dei componenti costituenti gli impianti serviti dalla tecnologia del solar heating and cooling, valutando le differenze di costo a seconda della tipologia di terminale ambiente (ad acqua o ad aria)

Come noto, gli impianti di solar heating and cooling riescono, convertendo energia proveniente dal sole, a produrre acqua calda che, in configurazione invernale viene accumulata e successivamente inviata attraverso sofisticate logiche di regolazione e secondo opportune rampe di temperatura ai terminali ambiente. Mentre in estate l'acqua calda prodotta alimenta un gruppo ad assorbimento che produce acqua fredda da accumulare ed usare secondo le necessità dell'utenza.

Questo tipo di impianti ben si sposano con terminali ambiente che lavorano a basse temperature ed in particolare con soluzioni a pavimento radiante o a fan coils.

La soluzione a pavimento radiante ha il vantaggio di poter lavorare, viste le grandi superfici, con temperature di acqua in ingresso più fredde in inverno e più calde in estate, andando a sfruttare meglio la risorsa solare. Di contro però ha un'inerzia molto lunga e dunque notevoli tempi transitori.

I fan coils lavorano anch'essi a temperature relativamente basse rispetto ai tradizionali radiatori, seppure leggermente più alte del pavimento radiante. Questi terminali consentono in pochi minuti di raggiungere le temperature di set negli ambienti, garantendo comunque, purché installati a regola d'arte, un alto grado di comfort.

Il costo di tali dispositivi è tuttavia differente. In questo studio è stato preso in considerazione un costo mediato rispetto alle indicazioni di mercato.

Nel caso di pavimento radiante il costo del materiale è di circa 111 euro/m². Questo valore deve essere maggiorato del 28,7% per spese generali ed oneri d'impresa. E' stato assunto un valore medio di fornitura e posa in opera del 25% sul totale. Questa componente è variabile secondo il sistema adottato per la posa dei tubi. Si giunge così ad un costo totale medio di 180 euro per m².

Per i ventilconvettori è stato considerato il modello a cassetta. Il costo medio per un terminale da 4,5 kW è di circa 1020 euro. Come nel caso precedente deve essere maggiorato del 28,7% per spese generali ed oneri d'impresa ed del 29% per la fornitura e posa in opera per un totale di 1640 euro per macchina. Considerando una superficie servita di 15 m² si ha un costo di circa 110 euro per m².

I costi non sono comprensivi d'IVA.

4 Valutazione economica di un impianto di Solar Heating and Cooling a seconda della taglia e delle differenti zone climatiche.

Parte centrale del presente studio ha riguardato l'analisi di sensibilità delle prestazioni degli impianti di SH&C rispetto alla taglia ed alla zona climatica d'installazione delle macchine. Per effettuare lo studio è stato usato il modello numerico elaborato in *Trnsys*, andando di volta in volta a modificare i parametri d'interesse.

Nel caso in analisi è stato fatto riferimento ad una tipica utenza commerciale adibita ad ufficio, per differenti potenze frigorifere e rispetto alle città di Milano, Roma, Napoli e Palermo, ognuna caratteristica di una differente zona climatica. Per le ore di funzionamento degli impianti sono stati distinti il caso invernale ed estivo. Il periodo di riscaldamento è stato scelto in riferimento alla normativa vigente, mentre per il raffrescamento è stato assunto un intervallo convenzionale uguale per tutte le zone climatiche (Tabella 5).

Tabella 5: Periodo funzionamento impianto

Città	Zona Climatica	Inverno	Estate
Milano	E	15 ottobre – 15 aprile 7:00 – 17:00	1 giugno – 15 settembre 9:00 – 19.00
Roma	D	1 novembre – 15 aprile 7:00 – 17:00	1 giugno – 15 settembre 9:00 – 19.00
Napoli	C	15 novembre – 31 marzo 7:00 – 17:00	1 giugno – 15 settembre 9:00 – 19.00
Palermo	B	1 dicembre – 31 marzo 7:00 – 17:00	1 giugno – 15 settembre 9:00 – 19.00

Nelle valutazioni è stato considerato un indice d'inflazione generale dell'energia pari al 3% ed un costo del combustibile per il gas metano pari a 0.093 €/kWh e di 0.2414 € per il kWh elettrico (quadro dei prezzi aggiornato ad aprile 2013).

Il risparmio annuale conseguito è stato stimato nel seguente modo: per il caso invernale i kWh forniti dal sole sono stati considerati come risparmio di gas metano; nel caso estivo i kWh solari sono stati calcolati come risparmio rispetto al caso di un impianto a pompa di calore con un EER (*Energy Efficiency Ratio*) medio pari a 3. Nel computo del VAN non è stato qui considerato l'assorbimento elettrico degli impianti di SH&C, per cui sarà fatta una trattazione separata nel *Capitolo 6*, mentre è stato considerato il regime d'incentivazione rispetto al *D.M. D.M. del 28 Dicembre 2012*.

Il decreto prevede infatti *"l'incentivazione della produzione di energia termica da fonti rinnovabili ed interventi di efficienza energetica di piccole dimensioni"* al fine di dare un impulso al miglioramento delle prestazioni energetiche degli edifici e degli impianti.

Tale decreto prevede per il calcolo dell'incentivo la seguente formula:

$$I_{a,tot} = C_i S_i$$

Dove:

- $I_{a,tot}$ è l'incentivo annuo in euro;
 C_i è il coefficiente di valorizzazione dell'energia termica prodotta, espresso in €/m² di superficie di campo solare lorda, definito in *Tabella 6*;
 S_i è la superficie solare lorda dell'impianto, espressa in m².

Tabella 6: Coefficienti di valorizzazione dell'energia termica prodotta da impianti di SH&C

Tipologia di intervento	C_i per gli impianti con superficie solare lorda inferiore o uguale a 50 mq	C_i per gli impianti con superficie solare lorda superiore a 50 mq
Impianti solari termici	170 (€/mq)	55 (€/mq)
Impianti solari termici con sistema di solar cooling	255 (€/mq)	83 (€/mq)
Impianti solari termici a concentrazione	221 (€/mq)	72 (€/mq)
Impianti solari termici a concentrazione con sistema di solar cooling	306 (€/mq)	100 (€/mq)

Gli interventi sono incentivati in rate annuali, secondo la durata definita dalla *Tabella 7*:

Tabella 7: Soggetti ammessi e durata dell'incentivo in anni in base alla tipologia di intervento

Tipologia di intervento	Soggetti ammessi	Durata dell'incentivo (anni)
Installazione di collettori solari termici, anche abbinati sistemi di solar cooling, con superficie solare lorda inferiore o uguale a 50 metri quadrati	Amministrazioni pubbliche e soggetti privati	2
Installazione di collettori solari termici, anche abbinati sistemi di solar cooling, con superficie solare lorda superiore a 50 metri quadrati e inferiore o uguale a 1000 metri quadrati	Amministrazioni pubbliche e soggetti privati	5

Nelle Figure 15-22 è mostrato l'andamento del VAN per impianti di SH&C in relazione alla zona climatica e divisi per taglia.

E' da notare come gli impianti di solar heating and cooling per risultare convenienti necessitano di grandi taglie. Questo è dovuto a fattori di scala che riducono sensibilmente il prezzo dei componenti al crescere della potenza installata.

E' inoltre importante sottolineare come lo studio sia stato effettuato a parità di potenza della macchina frigorifera. Per ovvie ragioni ciò comporta superfici del campo solare differenti a seconda della posizione geografica nonché l'ammontare degli incentivi ottenibili.

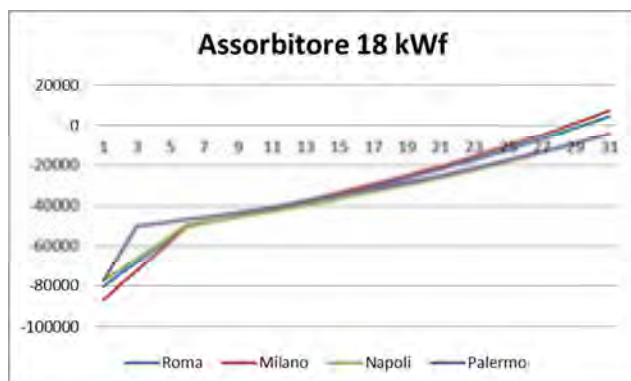


Figura 15: VAN attualizzato impianto da 18 kWf

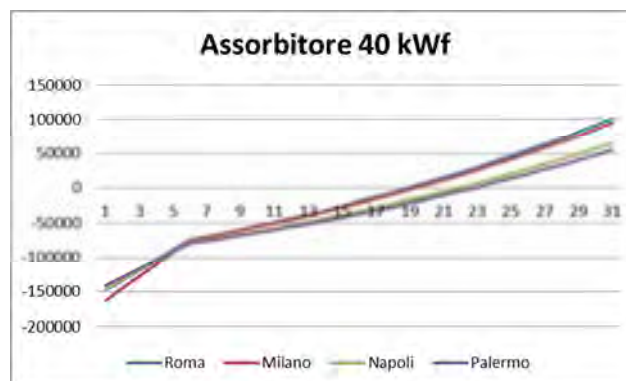


Figura 16: VAN attualizzato impianto da 40 kWf

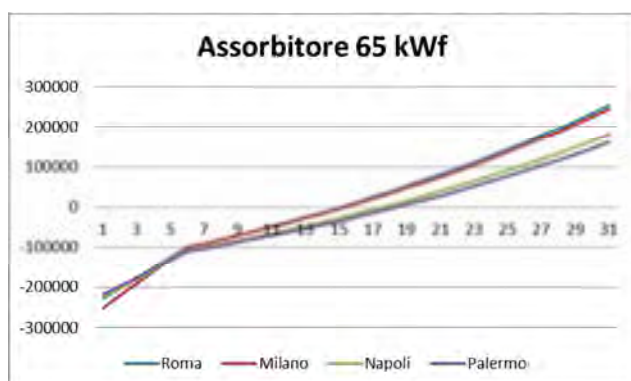


Figura 17: VAN attualizzato impianto da 65 kWf

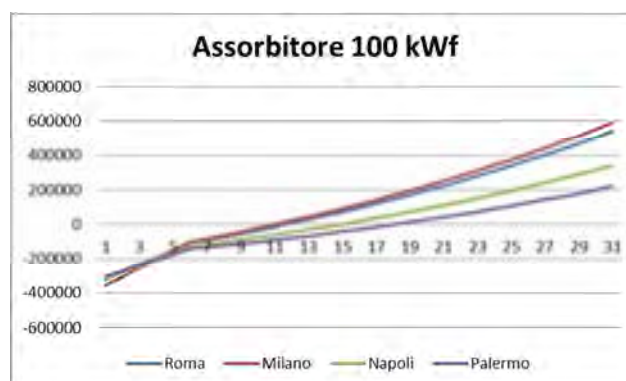


Figura 18: VAN attualizzato impianto da 100 kWf

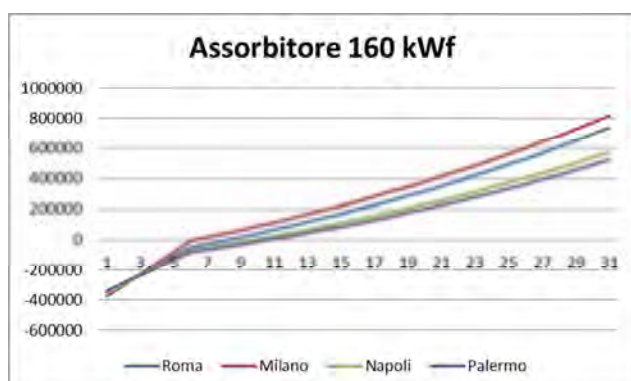


Figura 19: VAN attualizzato impianto da 160 kWf



Figura 20: VAN attualizzato impianto da 280 kWf

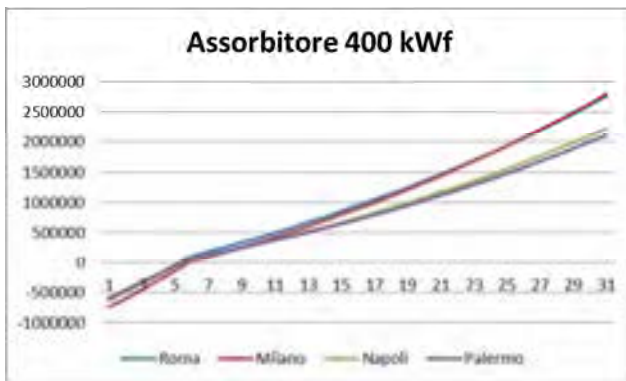


Figura 21: VAN attualizzato impianto da 400 kWf

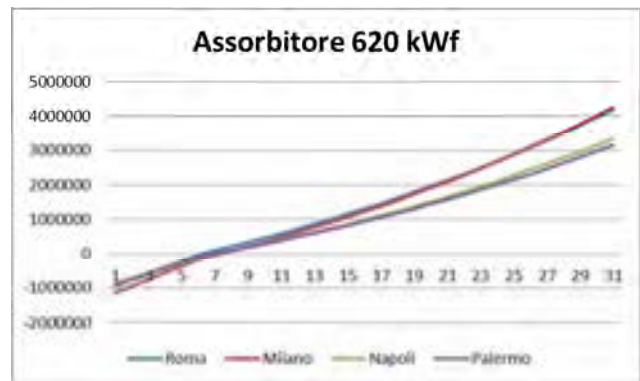
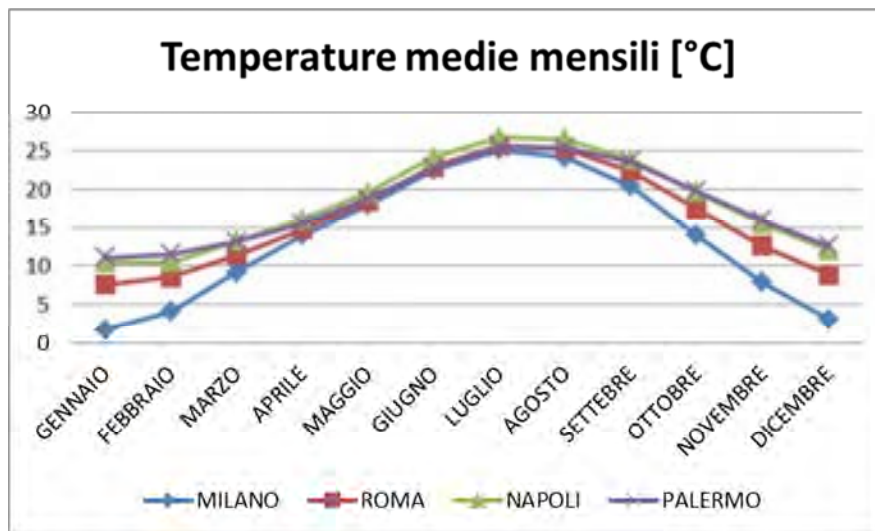


Figura 22: VAN attualizzato impianto da 620 kWf

Il tempo di ritorno attualizzato per impianti di piccola taglia risulta molto alto nonostante è fatto il caso di regime incentivante. Per l'impianto da 18 kilowatt frigoriferi servono, nelle posizioni geografiche più favorevoli, mediamente 28 anni per raggiungere il pay back time. Per un impianto da 65 kWf si arriva a circa 14 anni, mentre viene confermata la tendenza per cui la tecnologia di SH&C inizia a diventare commercialmente attraente per potenze di circa 100 kWf, il cui tempo di ritorno atteso è dell'ordine dei 11 anni, valore pertanto confermato anche da alcuni impianti di tale potenza realmente installati da alcuni anni in Italia.

Altro fattore da considerare, legato sempre alla locazione dell'impianto, è il periodo di riscaldamento invernale. Risulta infatti che più la zona climatica è rigida, meglio e più a lungo si riesce a sfruttare la risorsa solare, con benefici economici più rilevanti. In estate invece le differenze di temperatura alle varie zone climatiche sono, soprattutto per i mesi di luglio ed agosto, meno rilevanti (Figura 23).



a 23: Temperature medie mensili per le città di Milano, Roma, Napoli e Palermo

In Figura 24 è mostrato l'andamento della frazione solare per le varie città, ovvero quanto, sul fabbisogno totale annuo contribuisce la fonte solare e quanto la caldaia tradizionale.

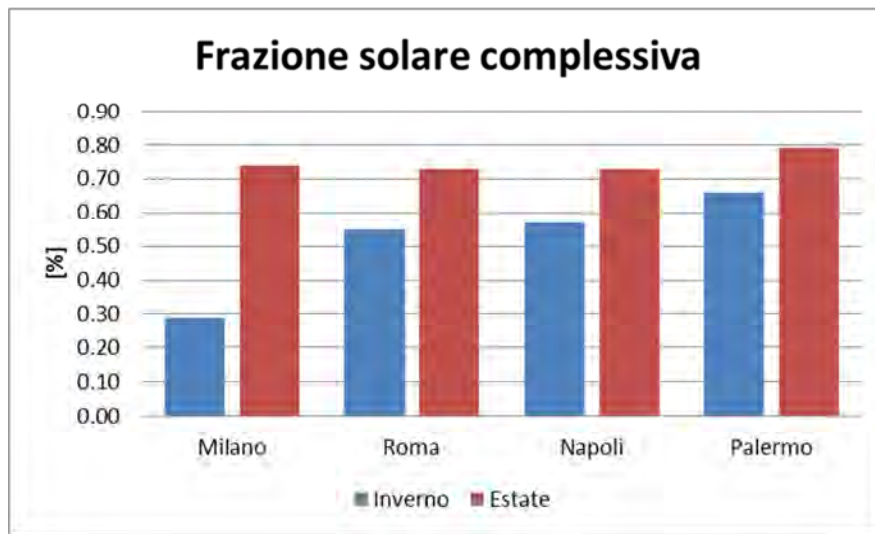


Figura 24: Frazione solare per un impianto SH&C da 18 kWf nelle varie città

In Figura 25 è mostrato l'andamento dell'irraggiamento mensile rispetto alle varie città.

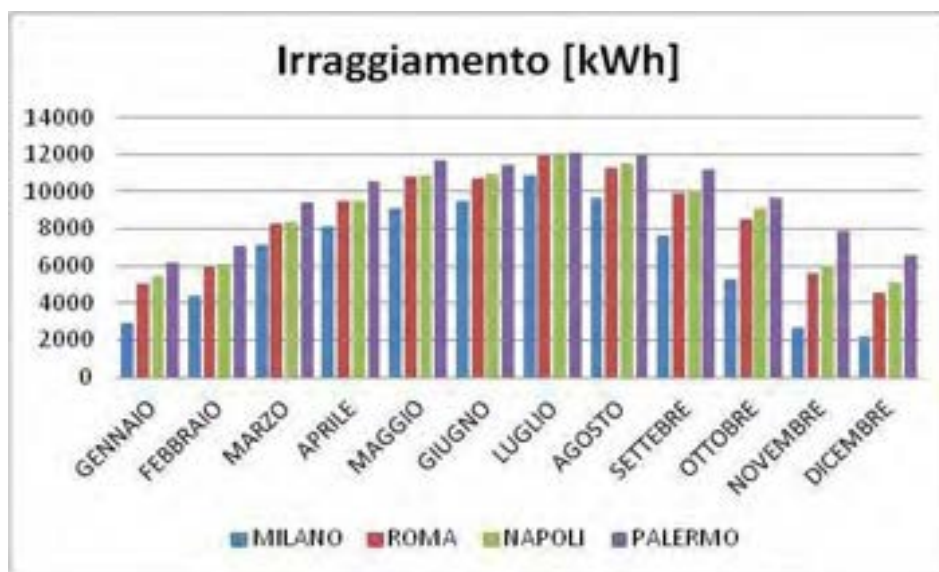


Figura 25: Irraggiamento medio mensile per le città di Milano, Roma, Napoli e Palermo

5 Valutazione economica dei costi di gestione di differenti tipi d'impianto.

Gli impianti di solar heating and cooling sono progettati per ottenere il miglior compromesso tra costo e prestazioni. In fase di progettazione si cerca dunque di determinare la superficie del campo solare che porti all'ottimo della curva costi-benefici. Questo implica che non sempre il campo solare è in grado di far fronte alla richiesta di energia termica da parte dell'edificio. Quando ciò avviene si sopperisce a tale mancanza con fonti energetiche tradizionali che vanno ad alimentare un generatore di calore.

In questa analisi il modello è stato usato per determinare la frazione solare ottenuta nel funzionamento d'impianto e quindi stimare quanta energia sul totale è stata fornita dal sole e quanto dal combustibile. E' stato così possibile confrontare i risultati ottenuti con i consumi di impianti tradizionali a parità di potenza con caldaia alimentata a gas metano, gpl, gasolio e rispetto al caso in cui l'impianto di SH&C sia integrato

con impianto a pompa di calore con COP (*Coefficient Of Performances*) medio di 3 oppure con caldaia a pellets.

E' tuttavia doveroso specificare come i valori qui riportati siano relativi ai soli costi di gestione per un anno tipo di funzionamento degli impianti, al variare della zona climatica ed della taglia d'impianto e supponendo la medesima efficienza per differenti tipologie di caldaie.

I combustibili fossili presi in esame sono il metano, il gpl, il gasolio ed il pellets. E' stato considerato un indice di inflazione generale e dell'energia pari al 3%, ed un costo dei combustibili integrativi pari a: 0.093 €/kWh per il metano, 0.193 €/kWh per il GPL, 0.134 €/kWh per il gasolio, 0,063 €/kWh per il pellets ecologico di abete, nonché 0,2414 per il kWh elettrico (quadro dei prezzi aggiornato ad aprile 2013).

Nelle *Figure 26-40* è riportato l'andamento del costo di gestione annuale ottenuto confrontando le varie soluzioni impiantistiche. In particolare sono stati presi in considerazione impianti di SH&C con caldaia integrativa a gas metano, a pellets, impianti tradizionali a caldaia a metano più split per il raffrescamento estivo, impianti tradizionali con caldaia a gpl, a gasolio, sempre integrati con sistema a split. In ultimo è stato valutato il caso di impianto di solar heating and cooling integrato con pompa di calore o caldaia a pellets.

E' stato considerato il consumo elettrico degli ausiliari solo per gli impianti di SH&C i cui valori sono stati valutati con il modello numerico, mentre nei casi di caldaia e split è stato considerato il combustibile della caldaia ed il solo consumo elettrico imputabile agli split.

E' interessante notare come la soluzione più economica risulti per la maggior parte delle situazioni l'integrazione tra caldaia a pellets e SH&C, vantaggio che va via via aumentando al crescere della taglia dell'impianto. In situazioni come quelle della città di Palermo, e soprattutto per i piccoli carichi, dove è preponderante il funzionamento dell'impianto in raffrescamento estivo e dove quindi il prezzo del combustibile per il riscaldamento ha poca influenza mentre pesa molto di più la corrente utilizzato per il raffrescamento, risulta più conveniente la soluzione con caldaia a metano e split. Questo anche perché nel caso di SH&C, nonostante parte della richiesta è soddisfatta dal sole, vi sono comunque degli assorbimenti elettrici non trascurabili da parte degli ausiliari d'impianto che lo rendono nel complesso più costoso nella gestione. Situazione che si stabilizza per potenze maggiori, dove il SH&C con caldaia a pellets risulta sempre la soluzione più vantaggiosa.

Altro aspetto comunque qui non valutato è il possibile trend di aumento del prezzo del pellets che in questi anni, vista la costante crescita della domanda, potrebbe aumentare con tassi maggiori rispetto a quelli degli altri combustibili.

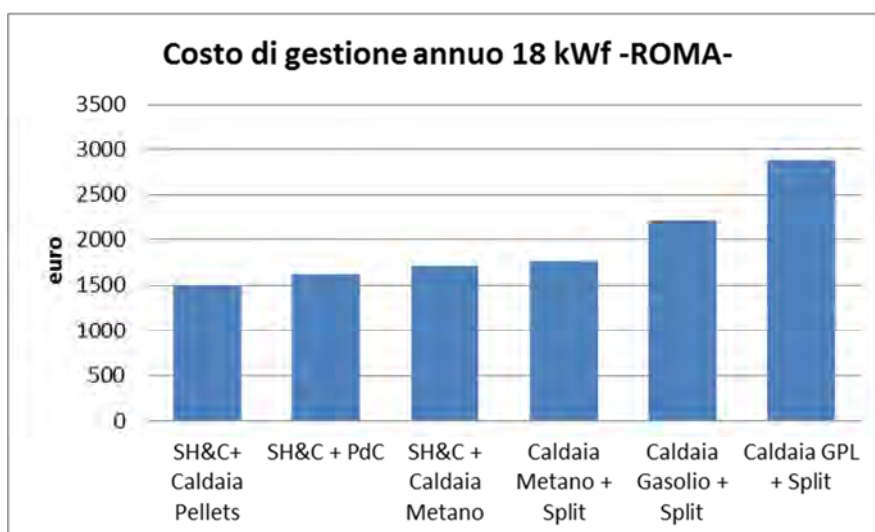


Figura 26: Costo di gestione annuale impianto da 18 kWf istallato a Roma

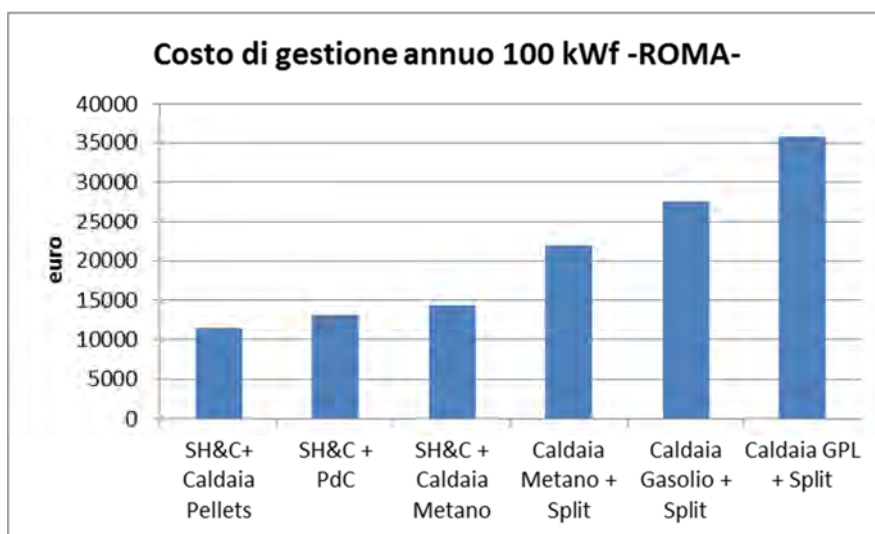


Figura 27: Costo di gestione annuale impianto da 100 kWf istallato a Roma

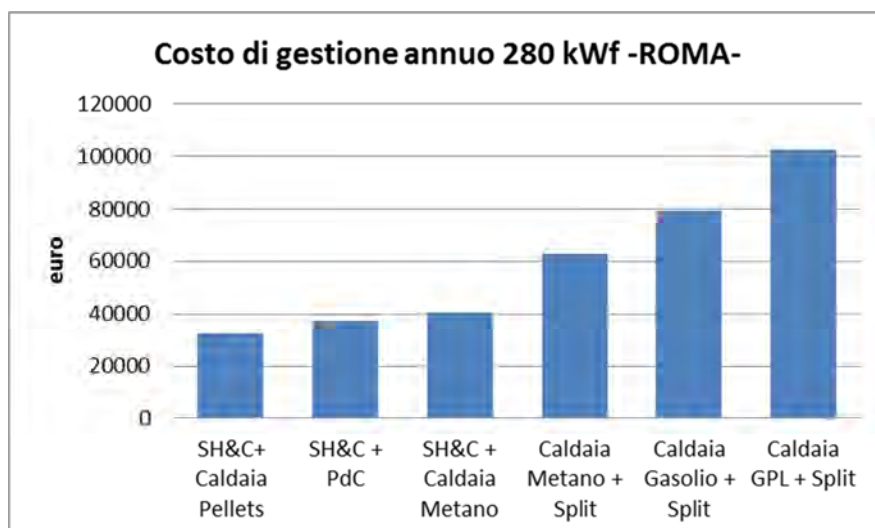


Figura 28: Costo di gestione annuale impianto da 280 kWf istallato a Roma

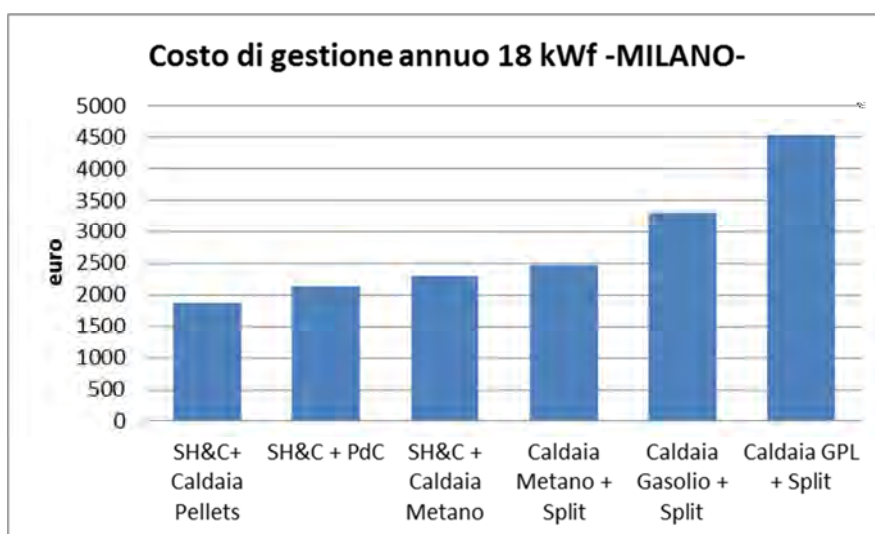


Figura 29: Costo di gestione annuale impianto da 18 kWf istallato a Milano

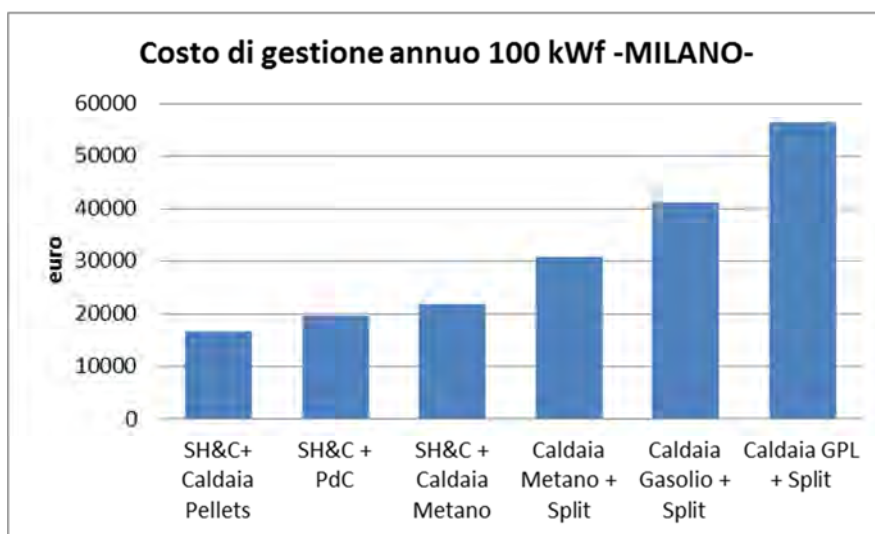


Figura 30: Costo di gestione annuale impianto da 100 kWf installato a Milano

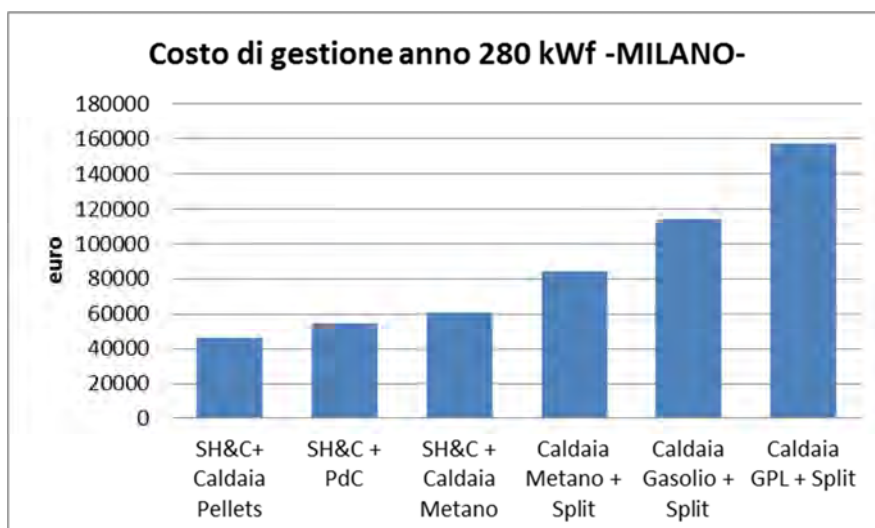


Figura 31: Costo di gestione annuale impianto da 280 kWf installato a Milano

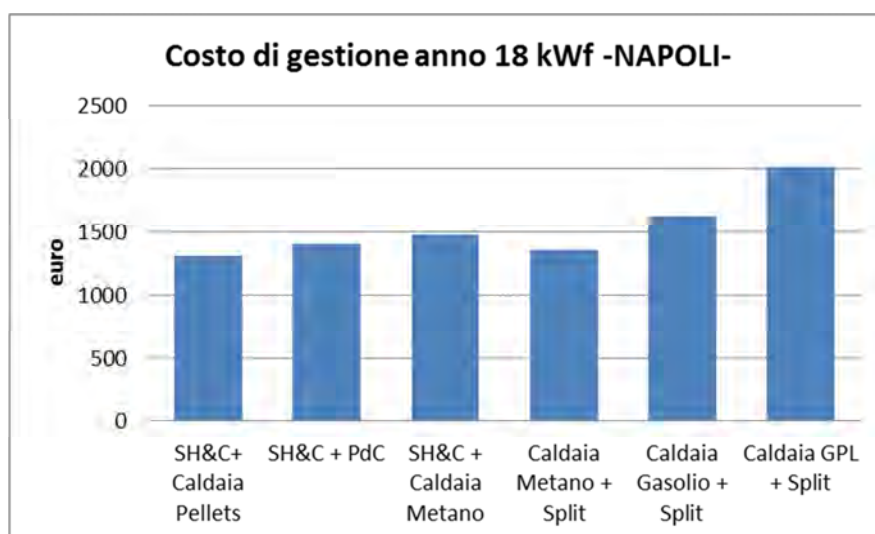


Figura 32: Costo di gestione annuale impianto da 18 kWf installato a Napoli

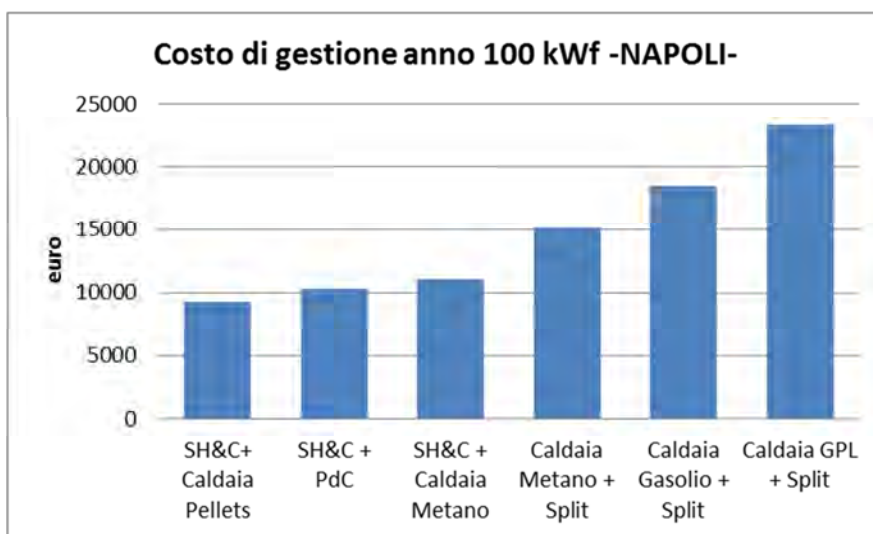


Figura 33: Costo di gestione annuale impianto da 100 kWf installato a Napoli

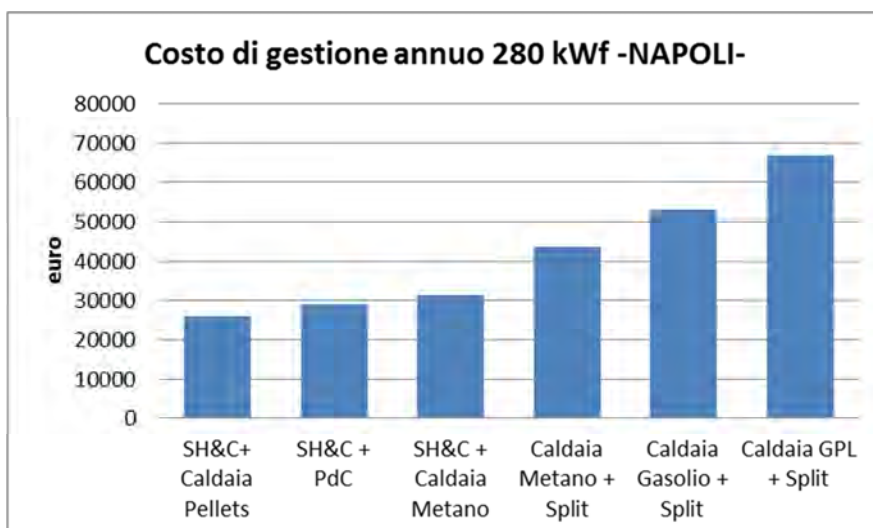


Figura 34: Costo di gestione annuale impianto da 280 kWf installato a Napoli

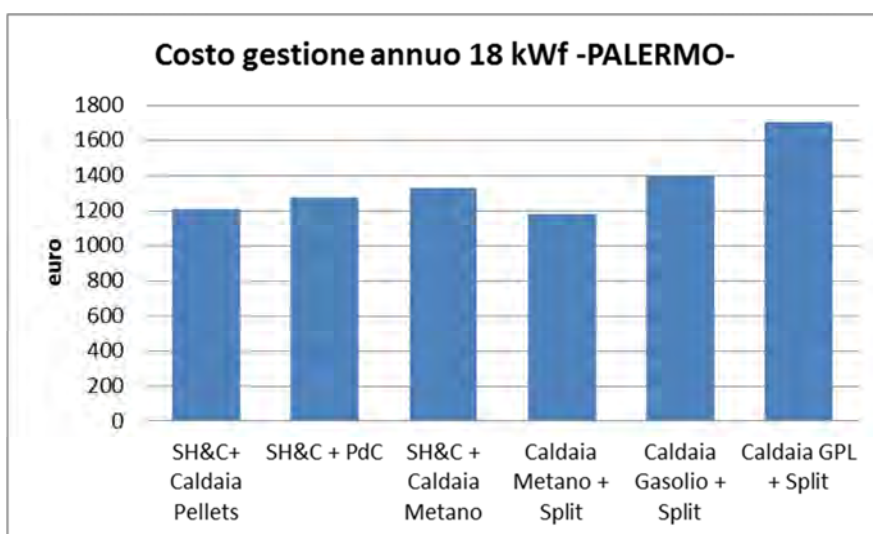


Figura 35: Costo di gestione annuale impianto da 18 kWf installato a Palermo

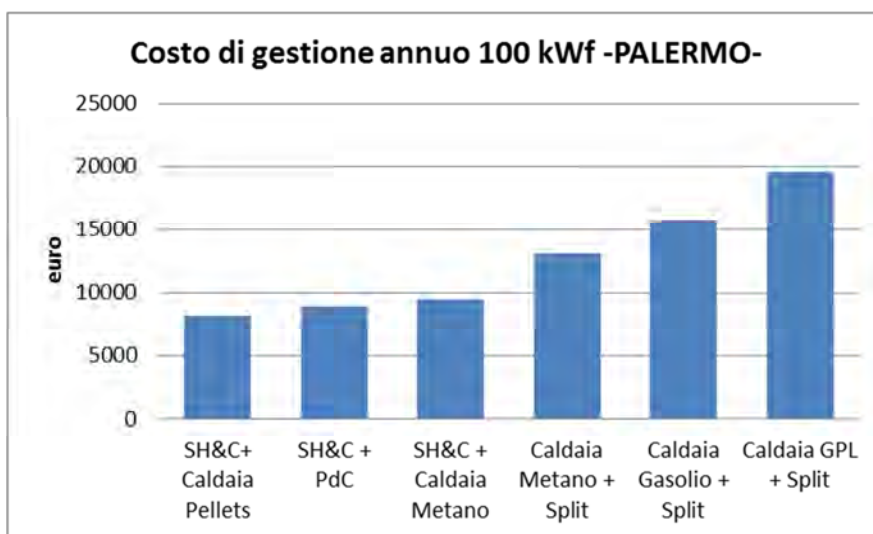


Figura 36: Costo di gestione annuale impianto da 100 kWf installato a Palermo

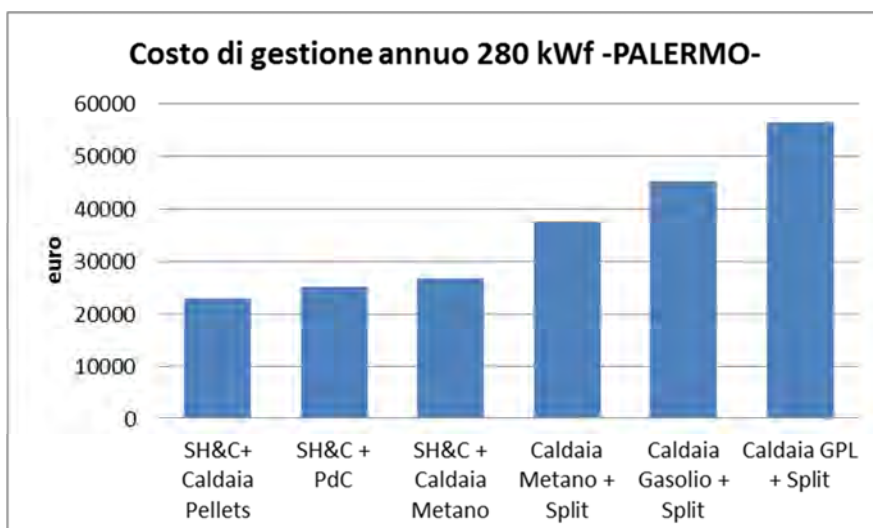


Figura 37: Costo di gestione annuale impianto da 280 kWf installato a Palermo

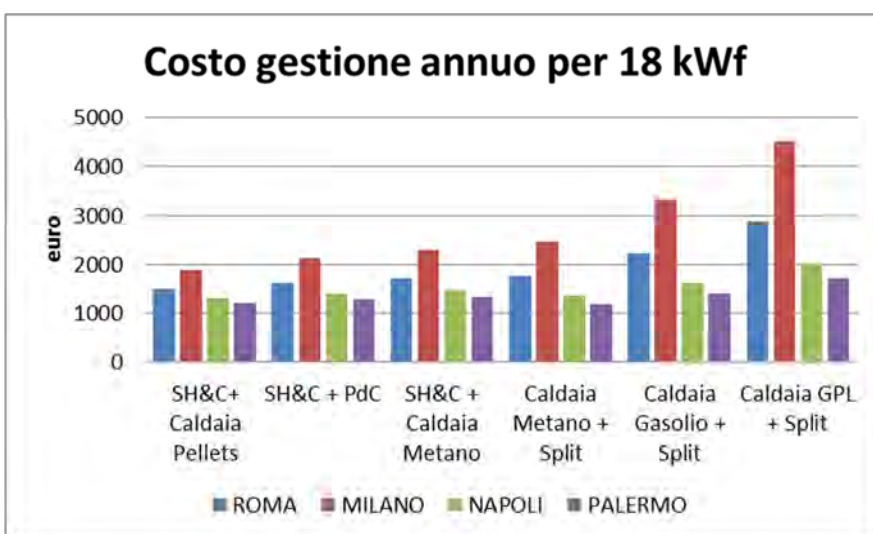


Figura 38: Costo di gestione annuale impianto da 18 kWf per varie zone climatiche

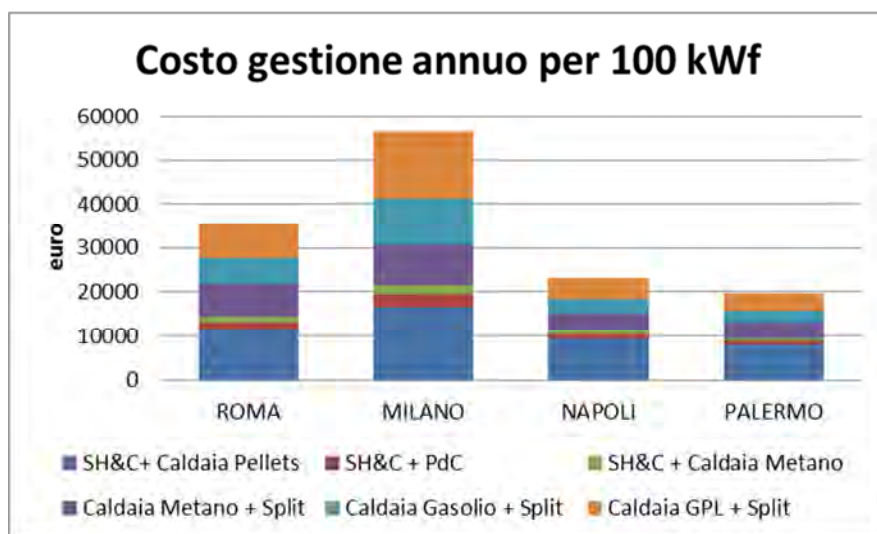


Figura 39: Costo di gestione annuale impianto da 100 kWf per varie zone climatiche

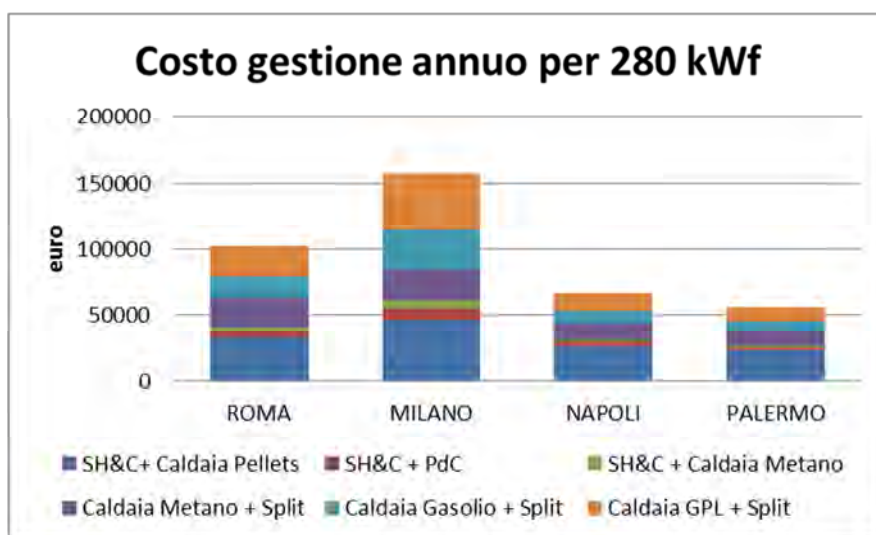


Figura 40: Costo di gestione annuale impianto da 280 kWf per varie zone climatiche

6 Individuazione e studio delle criticità economiche dei sistemi di solar heating and cooling, al fine di determinarne l'effettiva fattibilità economica valutando anche il peso dell'attuale regime d'incentivazione (D.M. 28/12/2012: Conto Energia Termico).

Gli impianti di solar heating and cooling, vista la bassa diffusione che ancora hanno sul mercato risultano molto costosi, soprattutto per piccole potenze frigorifere. Infatti nei casi di piccole utenze l'alto costo del gruppo ad assorbimento per kilowatt frigorifero non permette una convenienza economica di questa tecnologia rispetto ad altre soluzioni. E' stato già mostrato in precedenza come il costo dei principali componenti impiantistici sia fortemente dipendente dalla taglia dell'impianto.

Inoltre la superficie del campo solare è il parametro su cui vengono stabiliti gli incentivi governativi, come stabilito nel D.M del 28 Dicembre 2012.

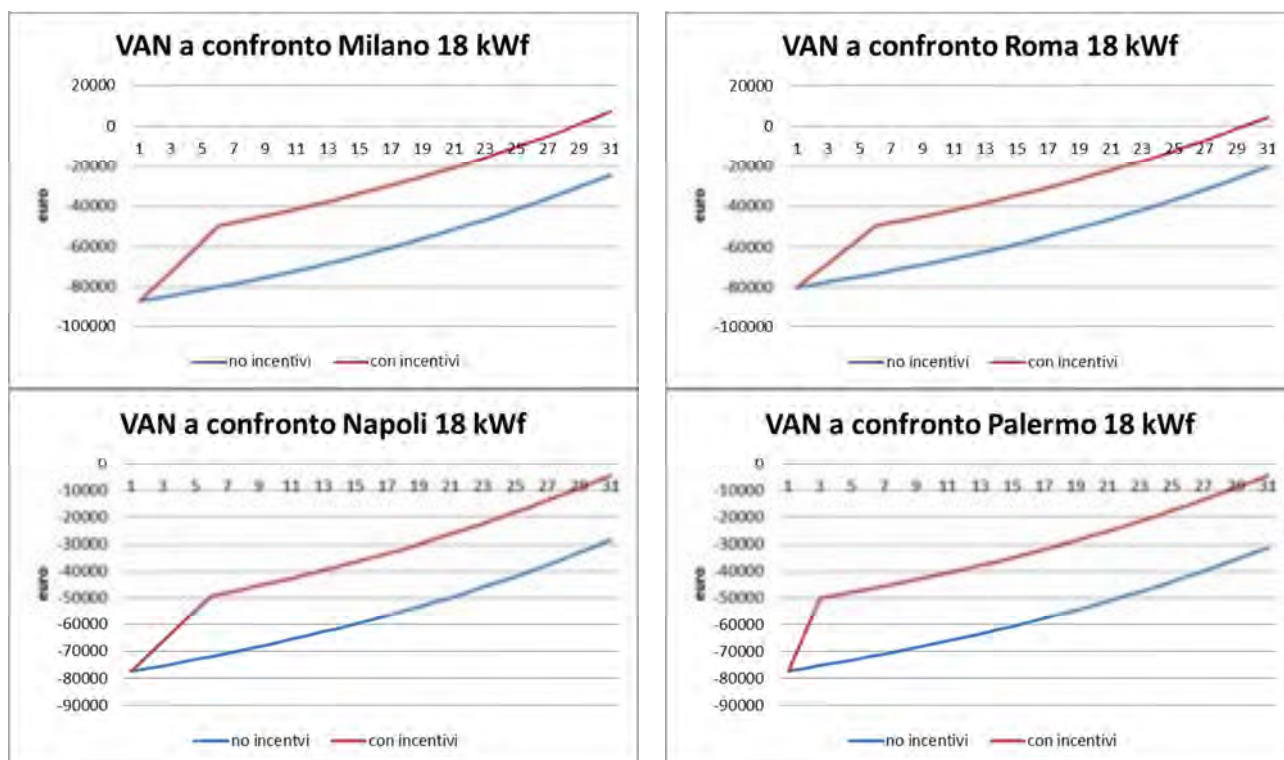


Figura 41: VAN con e senza incentivi, impianto da 18 kWf

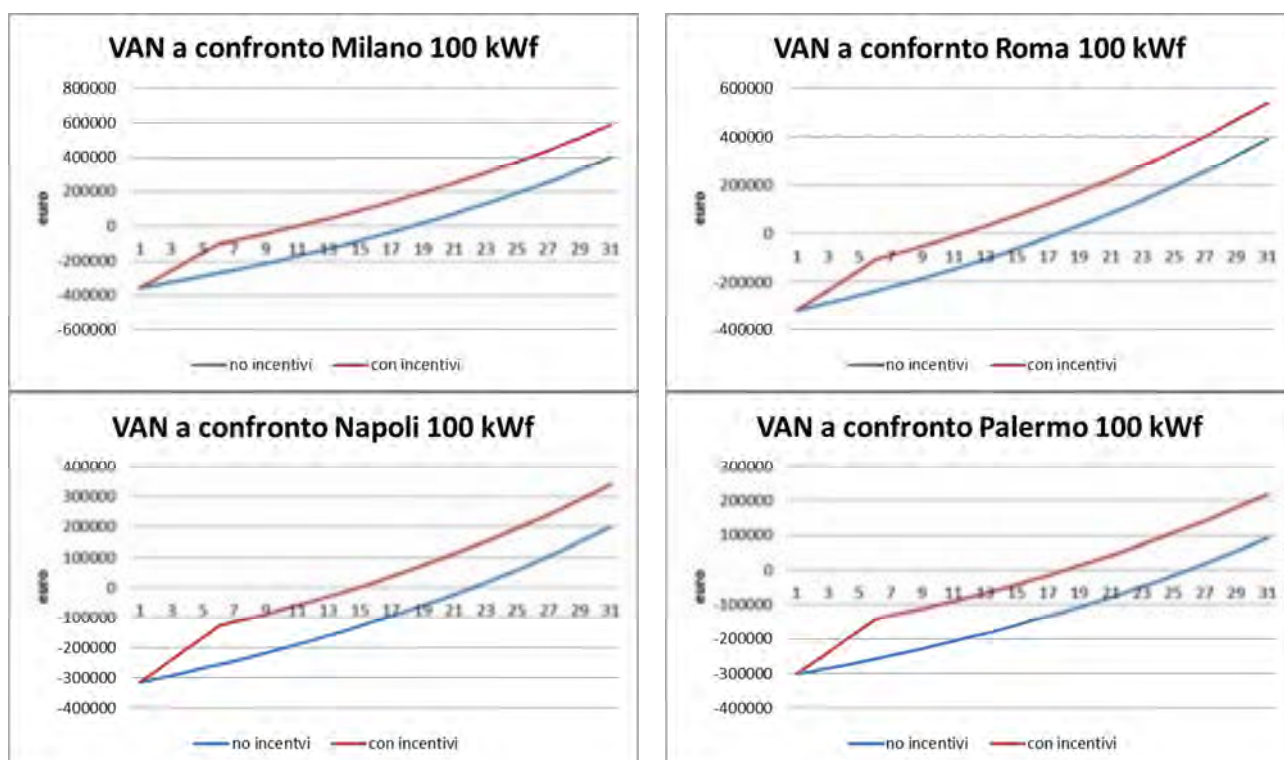


Figura 42: VAN con e senza incentivi, impianto da 100 kWf

Come è mostrato dai grafici nelle Figure 41-43, il tempo di ritorno attualizzato per impianti di piccola taglia è molto alto nonostante i calcoli effettuati siano in condizioni di regime incentivante. Per l'impianto da 18 kWf sono necessari, nelle posizioni geograficamente più favorevoli, mediamente 28 anni per raggiungere il

pay back time. Per un impianto da 65 kWf è stato stimato a circa 14 anni, mentre per potenze di 100 kWf il tempo di ritorno atteso è dell'ordine degli 11 anni.

Senza i contributi del conto termico del dicembre 2012 i tempi di ritorno dell'investimento sarebbero molto alti anche per impianti di grande potenze. Il tempo di ritorno dell'investimento passerebbe infatti da circa 10 a 18 anni per impianti da 100 kWf (Figura 42) e da 5 a 11 anni per impianti da 2810 kWf (Figura 43).

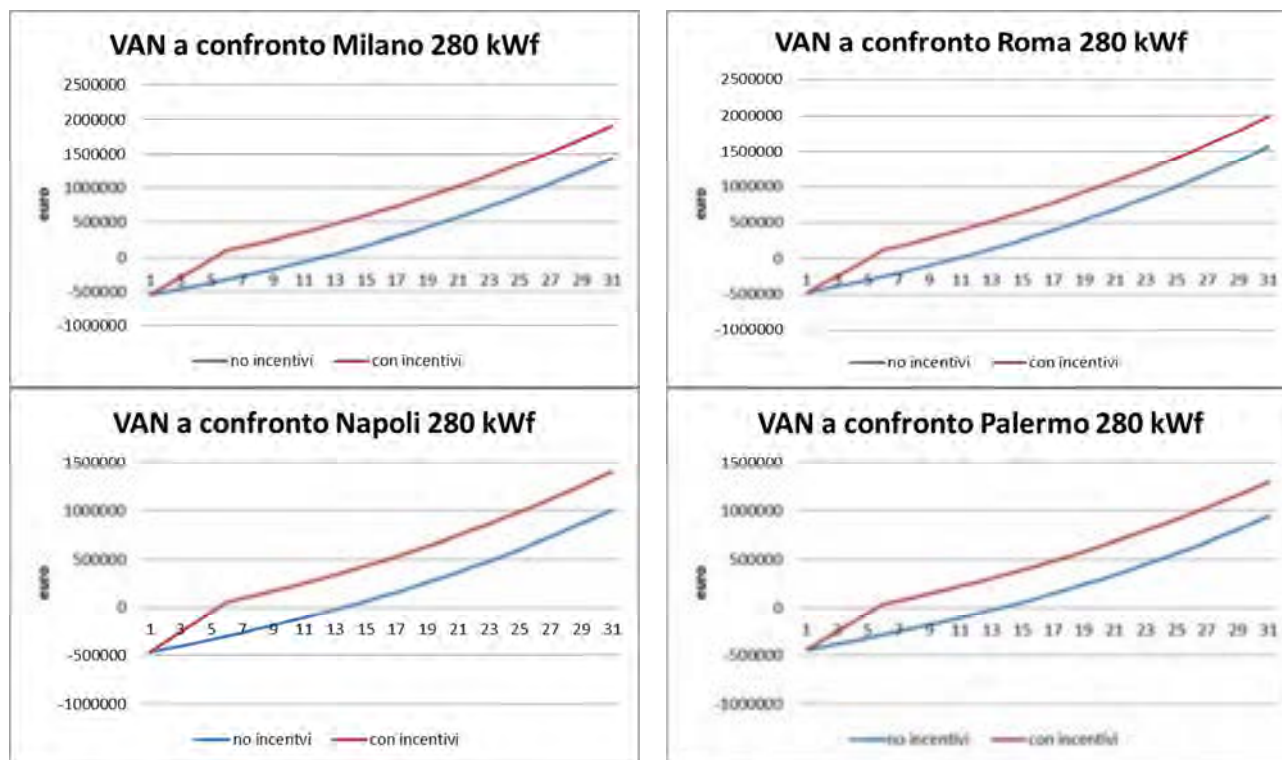


Figura 43: VAN con e senza incentivi, impianto da 280 kWf

Lo studio ha inoltre tentato di dare una risposta circa i costi minimi per kWf degli impianti di SH&C al fine di ottenere un ragionevole tempo di ritorno dell'investimento, supposto di anni 10. In Tabella 8 è riportato il valore del costo per kWf che l'impianto dovrebbe avere per conseguire tale obiettivo. I casi analizzati sono, tra gli studiati, quelli di taglia inferiore ai 100 kWf di per se già soddisfacenti.

Tabella 8: Costo stimato dell'impianto di SH&C per avere un TRA di circa 10 anni

taglia [kWf]	condizione	costo [euro]	anni	costo specifico [euro/kWf]	Rispetto ad lo [%]
18.00	originale [lo]	80000	28	4444	0.48
	TRA 10 anni	38125	10	2118	
40.00	originale [lo]	147587	18	3689	0.64
	TRA 10 anni	94113	10	2352	
65.00	originale [lo]	218186	16	3356	0.67
	TRA 10 anni	146103	10	2247	

I componenti costituenti gli impianti di SH&C sono già di larga diffusione, eccezion fatta per il gruppo ad assorbimento. E' ipotizzabile che è proprio l'assorbitore il componente da dover ottimizzare per conseguire un miglioramento del tempo di ritorno, il cui costo deve sensibilmente scendere al fine di raggiungere prestazioni economicamente vantaggiose. Infatti si potrebbe pensare ad un possibile abbassamento del prezzo della torre evaporativa e del campo solare. La torre evaporativa ha un peso di circa il 6% dell'investimento per l'impianto da 18 kWf di Roma, quindi anche una sostanziale riduzione del prezzo di

questo componente non darebbe sostanziali benefici. Il costo del campo solare ha invece più peso sul complessivo dell'investimento (*Io*), in *Tabella 9* ne è stato valutato il valore rispetto al totale:

Tabella 9: Costo del campo solare sul totale dell'investimento

taglia [kWf]	Costo campo solare su <i>Io</i> [%]
18.	0.30
40.	0.36
65.	0.35

E' ben evidenziato come all'aumentare della taglia d'impianto il costo percentuale del campo solare sul totale dell'investimento aumenta perché si riduce in proporzione il costo della macchina ad assorbimento. Comunque, a meno di scoperte tecnologiche che portino all'uso di nuovi materiali più economici o al sostanziale aumento dei rendimenti non è prevedibile un importante riduzione del costo dei pannelli solari per kWt.

Il componente chiave per il raggiungimento del costo limite rimane dunque il gruppo ad assorbimento. Se si ipotizzasse che tutto il risparmio venisse conseguito sul gruppo ad assorbimento la situazione sarebbe quella evidenziata in *Tabella 10* in cui è mostrato quanto il costo dell'assorbitore dovrebbe scendere per avere un tempo di ritorno di circa 10 anni.

Tabella 10: Costo assorbitore per un tempo di ritorno attualizzato di 10 anni

Taglia [kWf]	Condizione	Costo <i>Io</i> [euro]	Costo assorbitore [euro]	Costo specifico assorbitore [euro/kWf]	Riduzione [%]
18	originale	80.000	44.672	2.481	94
	TRA 10 anni	38.125	2.797	155	
40	originale	147.587	63.660	1.591	84
	TRA 10 anni	94.113	10.186	254	
65	originale	218.186	95.347	1.467	76
	TRA 10 anni	146.103	23.264	357	

Per queste taglie d'impianto risulta così necessaria una grande riduzione del costo del gruppo ad assorbimento al fine di ottenere i valori di pay back time voluti.

Come già sottolineato, i valori qui mostrati sono senza considerare il consumo elettrico degli ausiliari. Questo perché l'impianto su cui il modello è stato tarato è equipaggiato con macchine a logica on/off. Senza dispositivi elettronici, oggi di largo impiego, che consentano il raggiungimento di un'elevata efficienza dell'impianto, soprattutto verso quei componenti più energivori come il dissipatore e la torre evaporativa i benefici degli impianti di SH&C verrebbero a mancare. Infatti in caso di macchinari a bassa efficienza, l'energia elettrica utilizzata dagli ausiliari d'impianto sarebbe molto elevata e capace al limite di alimentare essa stessa tradizionali macchine a pompa di calore.

Per completezza nelle *Figure 44-50* viene stimato l'assorbimento nel caso svantaggioso preso a riferimento. Nel mese di aprile il riscaldamento è in funzione solamente delle città di Roma e Milano, per il mese di maggio gli impianti sono in off, in ottobre il riscaldamento è in funzione solo a Milano (*Figura 44*).

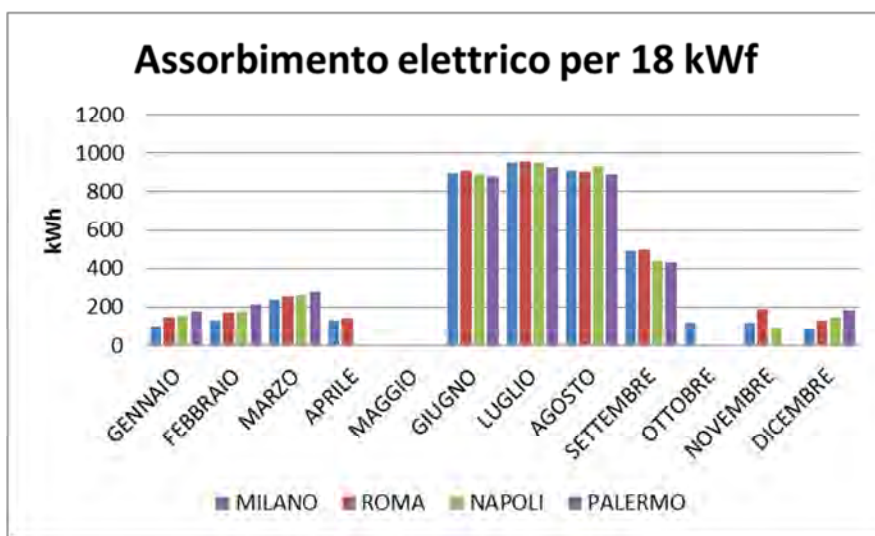


Figura 44: Assorbimento elettrico per un impianto di SH&C da 18 kWf

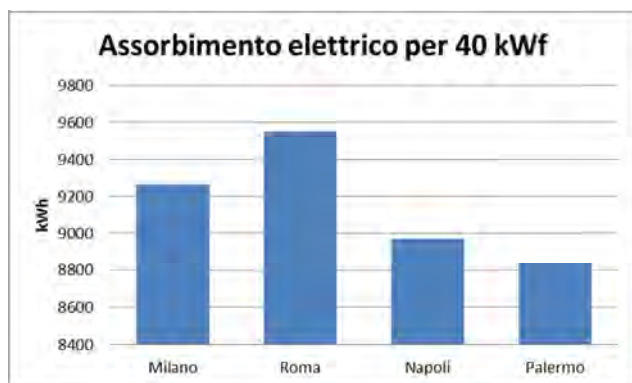


Figura 45: Assorbimento elettrico per un impianto di SH&C da 40 kWf

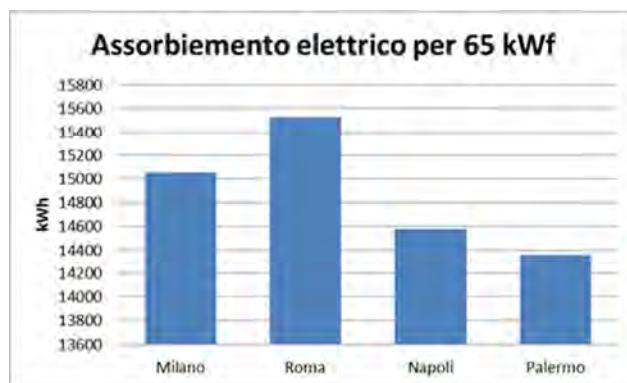


Figura 46: Assorbimento elettrico per un impianto di SH&C da 65 kWf

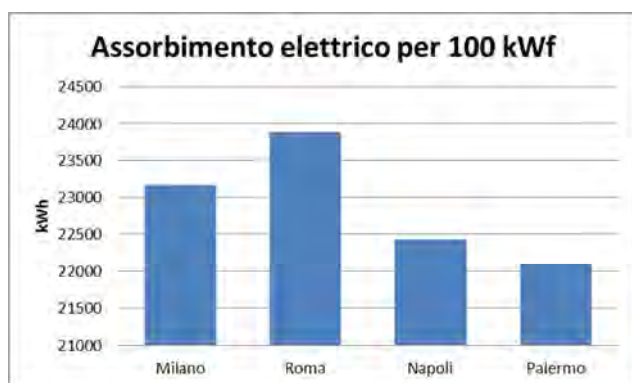


Figura 47: Assorbimento elettrico per un impianto di SH&C da 100 kWf

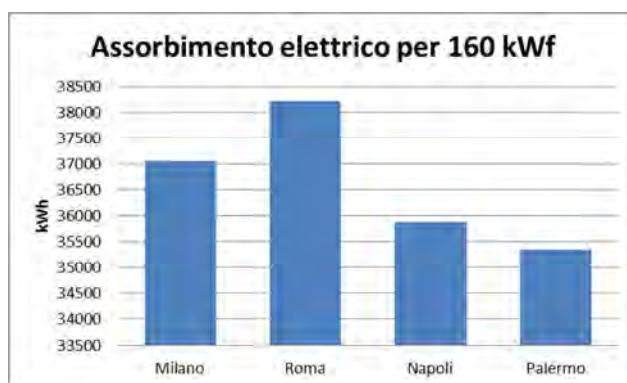


Figura 48: Assorbimento elettrico per un impianto di SH&C da 160 kWf

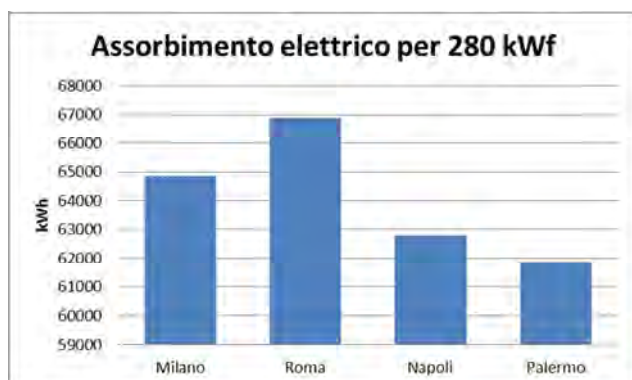


Figura 49: Assorbimento elettrico per un impianto di SH&C da 280 kWf

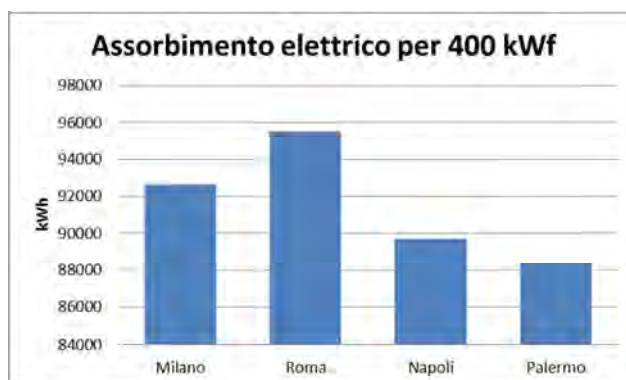


Figura 50: Assorbimento elettrico per un impianto di SH&C da 400 kWf

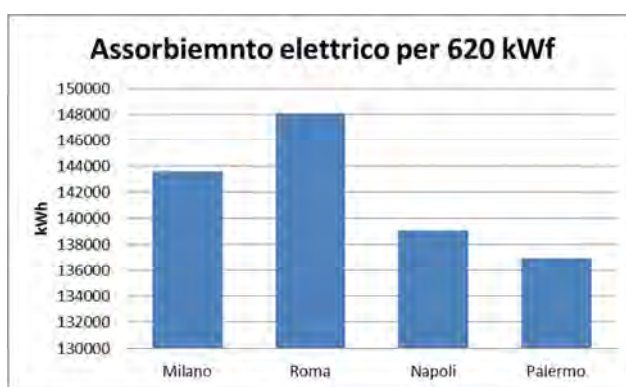


Figura 51: Assorbimento elettrico per un impianto di SH&C da 620 kWf

Nelle Figure 52-54 viene mostrato quanto è influente l'assorbimento elettrico dell'impianto sul tempo di ritorno attualizzato per tre taglie caratteristiche d'impianto (18, 100 e 280 kWf) nella città di Roma. Per l'impianto da 100 kWf il tempo di ritorno attualizzato rimane molto lungo ed in particolare passa da 11 a 19 anni, mentre per la taglia superiore di 280 kWh si passa da 4 a 6 anni, con un VAN positivo nettamente ridotto.

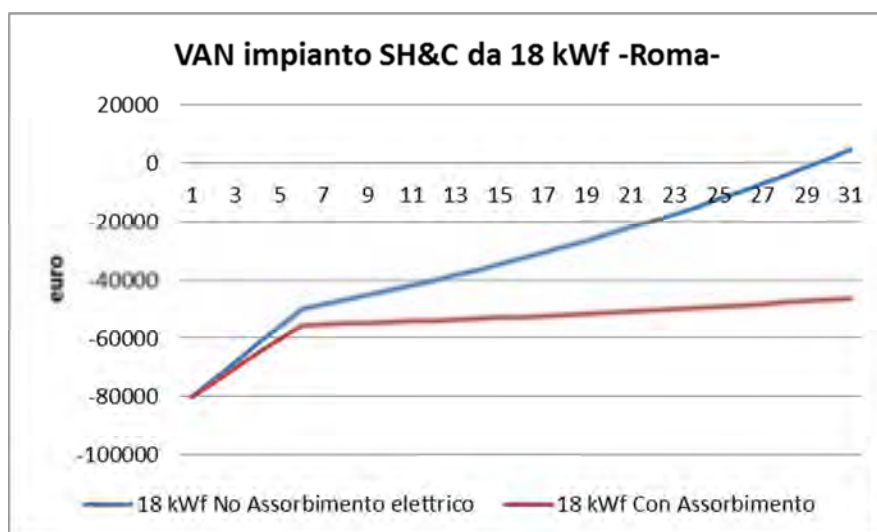


Figura 52: VAN a confronto con e senza assorbimento elettrico per impianto SH&C da 18 kWf a Roma

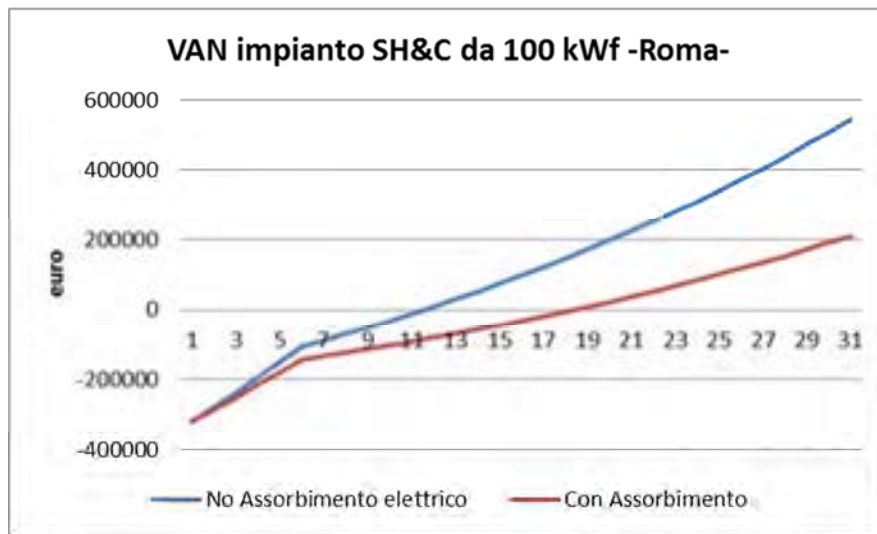


Figura 53: VAN a confronto con e senza assorbimento elettrico per impianto SH&C da 100 kWf a Roma

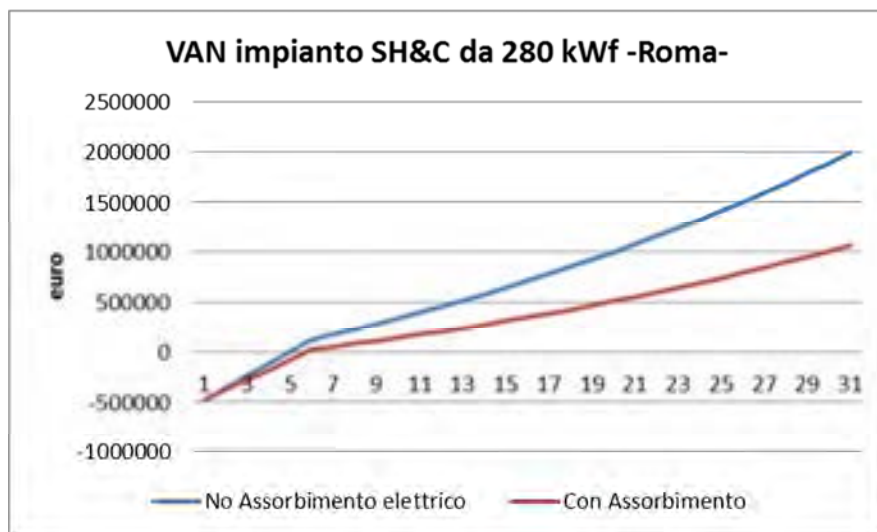


Figura 54: VAN a confronto con e senza assorbimento elettrico per impianto SH&C da 280 kWf a Roma

7 Conclusioni

La realizzazione del modello numerico con il software *Trnsys Studio* e *Trnsys Build* di un impianto di solar heating and cooling e la sua successiva validazione grazie al confronto diretto con dati sperimentali acquisiti da un impianto pilota realizzato presso il C.R. ENEA di Casaccia ha fornito uno strumento molto potente per compiere con accuratezza lo studio oggetto dell'accordo di programma tra l'ENEA e l'Università degli Studi di Palermo.

Partendo da dati di letteratura è stato valutato come il costo medio dei principali componenti d'impianto vari in relazione alla potenza di targa, andando poi a definire per l'impianto tutto un costo specifico riferito al kWf installato.

Ha poi fatto seguito un confronto tra terminali ambiente ad acqua con quelli ad aria. Il pavimento radiante utilizza meglio la fonte solare a discapito però di lunghi transitori ed un costo per m² notevolmente più alto, mentre i fan coils hanno il vantaggio di un minor costo e tempi di regolazione, ma lavorano con temperature leggermente più alte e dunque meno fruttano la risorsa rinnovabile.

Gli impianti di SH&C sono sempre assistiti da una generatore di calore. E' stata ricercata la soluzione più vantaggiosa per fornire tale integrazione energetica. A seguito dell'analisi è stato valutato che il combustibile più conveniente risulta essere il pellets biologico, seguito dal gas metano rispetto al gpl ed al gasolio.

E' stata inoltre valutata l'influenza della posizione geografica sulle prestazioni degli impianti di SH&C e quindi anche sulla convenienza economica. E' risultato che per città con climi più rigidi vi è un vantaggio economico dovuto essenzialmente a due fattori. Un primo è che il confronto è stato effettuato a parità di potenza della macchina ad assorbimento, con conseguenti maggiori superfici di campo solare al nord, cui competono più incentivi. Un secondo è dovuto alle maggiori escursioni di temperatura in inverno per le città settentrionali, nonché di un periodo di funzionamento dell'impianto in modalità heating più lungo e quindi di un miglior utilizzo della fonte solare. Differenze che sono meno marcate in estate.

In ultimo l'analisi di come gli incentivi secondo il *D.M. del 28 Dicembre 2012* influenzano la convenienza della tecnologia ed il peso del consumo elettrico sul VAN e TRA. Lo studio mostra come per la sopravvivenza e la diffusione del SH&C è indispensabile il mantenimento del regime d'incentivazione.

In ultimo è stato valutato, secondo il modello realizzato, l'assorbimento elettrico dell'impianto e come esse condizionano le prestazioni economiche dell'impianto. I dati qui mostrati sono da considerarsi secondo le premesse fatte, ovvero macchinari energeticamente poco efficienti. I tempi di ritorno stimati sono dunque pessimistici. Data la presenza di macchinari d'impianto particolarmente energivori (dissipatore e torre evaporativa) risulta di fondamentale importanza l'uso di componenti attenti all'efficienza energetica.

8 Bibliografia

1. Villarini M., Germanò D., Fontana F., Limiti M., 2010, "Sistemi solari termici per la climatizzazione", Editore: Maggioli Editore;
2. Grieco M.T., Sabatelli V., Braccio G., 2008, "Climatizzazione solare degli edifici: valutazione delle potenzialità di sviluppo, confronto tra le diverse tecnologie e relativa fattibilità tecnico-economica", EEI 08044, www.enea.it
3. N. Calabrese (ENEA), A. Fanchiotti (Università' ROMA TRE), "Messa in funzione, analisi sperimentale e caratterizzazione dell'innovativo impianto di solar heating and cooling realizzato a servizio dell'Edificio F92", Report RdS/2012/122, www.enea.it;
4. N. Calabrese, M. Bruni, A. Veronesi, P. Rovella, "Solar heating and cooling abbinato a pannelli radianti e fan coil, prestazioni invernali", AICARR JOURNAL n°16 Novembre 2012, www.aicarr.org;
5. N. Calabrese, S. Ottobre, "Solar heating and cooling abbinato a pannelli radianti e fan coil, prestazioni estive", AICARR JOURNAL n°17, www.aicarr.org;
6. N. Calabrese, R. Trinchieri, A. Simonetti, "Utilizzo dell'energia elettrica e solare per condizionamento estivo", 2011, www.enea.it;
- 7.

B. TASK 42 "Compact Thermal Energy Storage: Material Development and System Integration" (attività nell'ambito della WGB-Numerical Modelling Session);

La programmazione dei lavori della Task 42/24, iniziati nel febbraio del 2009 prevedevano una fine lavoro per dicembre 2012. Al fine di completare tutti i lavori di ricerca e di validare sperimentalmente il corpus di algoritmi sviluppati, la IEA ha deliberato il prolungamento dei lavori della Task fino al 2015.

La partecipazione del DEIM dell'Università degli studi di Palermo ai lavori del Task 42 IEA SHC, costituito dal Prof. Ing. Valerio Lo Brano responsabile scientifico della ricerca, Prof. Marco Beccali, Prof. Maurizio Cellura e Ing. Giuseppina Ciulla, ha come obiettivo lo sviluppo di algoritmi e strumenti per migliorare le prestazioni di pannelli fotovoltaici mediante l'utilizzo di sistemi di accumulo termico.

Al fine di proseguire e migliorare la ricerca sui materiali a cambiamento di fase il gruppo di ricerca del DEIM ha partecipato a diversi Expert meeting della attività della TASK-42, in ultimo al 9th experts Meeting, tenutosi a Freiburg, Germany, dal 15 al 17 Aprile 2013 al Fraunhofer-Institut für Solare Energiesysteme ISE. Durante il meeting, in vista della proroga ottenuta, è stato analizzato lo stato di fatto dei lavori mettendo in evidenza gli obiettivi raggiunti e i punti di debolezza da indagare e approfondire nei prossimi anni.

Tra gli obiettivi raggiunti rientra il lavoro del gruppo di ricerca del DEIM che ha messo a punto un algoritmo alle differenze finite capace di modellizzare il flusso termico dinamico attraverso una parete multistrato in presenza di cambiamento di fase, sia mediante metodo implicito che mediante metodo esplicito. La simulazione numerica è stata condotta mediante la creazione di un programma codificato con Visual Basic.NET.. Inoltre al fine di validare i risultati ottenuti è stata messa a punto una test facility installata presso il tetto del DEIM.

La relazione scientifica del lavoro "Heat storage system coupled with a photovoltaic panel. Autori: Maurizio Cellura, Giuseppina Ciulla, Valerio Lo Brano, è stata infatti inserita nel report ufficiale della IEA TASK-42 in fase di pubblicazione. Inoltre, durante gli anni della ricerca, il gruppo del DEIM ha prodotto ulteriori pubblicazioni quali:

A finite difference model of a PV-PCM system; Ciulla G., Lo Brano V., Cellura M., Franzitta V., Milone D., Energy Procedia 30 (2012) 198-206;

A numerical solution that determines the temperature field inside phase change materials: application in buildings; Ciulla G., Lo Brano V., Messineo A., Peri G., in press: JCEM journal of Civil Engineering and Management, DOI: 10.3846/13923730.2013.778212

Nel proseguo delle attività previste in questa linea di ricerca ci si propone di verificare la correttezza dei risultati con alcune soluzioni analitiche largamente impiegate nella bibliografia di settore. Ci si propone infatti di approfondire l'applicazione del metodo di Crank-Nicolson all'algoritmo precedentemente identificato, per ottimizzare i vantaggi offerti dal metodo esplicito con quelli offerti dal metodo implicito nella risoluzione delle equazioni differenziali che descrivono il bilancio termico. Per tale ragione il gruppo di ricerca del DEIM prevede di poter partecipare ai prossimi incontri dei lavori della Task 42/24.

Infine alla luce della proroga dei lavori della Task-42 il responsabile del progetto ha proposto l'Università degli Studi di Palermo come possibile prossima sede del meeting; probabile data settembre 2014.

C. Task 48 " Quality assurance and support measures for Solar Cooling"

Il Dipartimento DEIM (prof. Marco Beccali) coordina le attività legate allo svolgimento di analisi del ciclo di vita di sistemi di solar cooling, recentemente unificate all'interno del task, nell'attività denominata "A2/B3" Life cycle analysis at component and system level.

Il primo scopo è quello di svolgere secondo un formato condiviso dai partner alcuni Life Cycle Inventories (LCI) di componenti di impianti di solar heating/cooling allo scopo di integrare la casistica già sviluppata all'interno del task 38. Supposto che la creazione di un vero e proprio data-base è un compito al di fuori della portata del Task, la raccolta consentirà in ogni caso, di ottenere informazioni di primaria importanza per lo svolgimento di analisi a livello di sistema.

In secondo luogo verrà creato un tool di facile impiego per effettuare rapide analisi parametriche per valutare l'incidenza sull'impatto finale di alcuni fattori quali, ad esempio: l'affidabilità dei dati di input, il tasso di riciclo dei materiali, le prestazioni energetiche in fase d'uso di base e di altre rilevanti variabili.

Le attività del gruppo di lavoro del Dipartimento DEIM si sono articolate su più piani. Da una parte si è condotto il coordinamento del gruppo A2/B3" Life cycle analysis at component and system level, dall'altra di sono sviluppati ulteriori temi di ricerca di interesse della comunità mediante comunicazioni a seminari e congressi internazionali.

In particolare il DEIM, nella persona del prof. Marco Beccali è stato inviato partecipare in qualità di relatore al seminario "Technologies for solar cooling in tropical climates" organizzato dall'International Energy Agency, Solid Asia Energy Services a Singapore, 5 Apr 2013 una relazione dal titolo Advances in Solar DEC's: test and researches at University of Palermo.

Inoltre il gruppo di ricerca ha partecipato al 4th expert meeting dal 09-10 Aprile 2013 a Newcastle, AUSTRALIA e all'Australian Solar Cooling 2013 Conference, Sydney 2013.

Sono state presentate le seguenti relazioni:

- A new compact solar air conditioner based on fixed beds adsorption and high efficient evaporative cooling concepts and prototype
- New DEC open cycle for air conditioning based on fixed cooled adsorption beds and wet heat exchangers
- Advances in Solar DEC's: test and researches at University of Palermo
- Life Cycle analysis on component/system

In merito alle attività A2/B3: Life cycle analysis at component and system level va registrata una difficoltà nella prosecuzione dei lavori dovuta al ridotto contributo degli altri partner.

In ogni caso lo stato dei lavori è il seguente:

- I. La metodologia per la definizione della metodologia LCI è stata consolidata e condivisa fra i partner
- II. L'Inventario di nuovi componenti è in corso di redazione ma i soli contributors sono L'Università di Palermo e L'Austrian Institute of Technology (AIT)
- III. AIT ha dato la disponibilità a raccogliere dati per ulteriori analisi
- IV. UNIPA deve verificare se nei limiti di budget disponibili può realizzare ulteriori LCI rispetto a quelli pianificati all'inizio
- V. E' necessario discutere dei parametri di impatto ambientale da utilizzare nel template del Tool per la verifica rapida di analisi di sensitività dei LCI

Rispetto al workplan iniziale è da sottolineare che il contributo di esperti e industria è estremamente ridotto. Questo probabilmente implicherà una rimodulazione degli obiettivi in termini di numero di prodotti da inserire nel data base (act. A2)

AIT si è impegnata a facilitare l'impiego di dati provenienti dal progetto europeo SolarCoolOpt project. Tuttavia è necessario verificare se i metodi e gli output previsti in tale progetto siano coerenti con quelli condivisi in sede di Task 48 o al massimo compatibili. Ad esempio ci si aspetta come output "minimo" il calcolo del GER, GWP, Payback Energetici e di Emissioni.

Si è inoltre deciso di fondere i milestones M-A2.2 Draft report on determination of the impact factors parametric analysis e MB3-1 Template for LCA method tool.

Quindi il deliverable MA2-2 sarà completato e unificato con quello relativo al template del tool per la LCA MB3-1.

Il data base sarà implementato il più possibile dopo un controllo dei dati disponibili dai costruttori (SORTECH, SOLID, KINGENBURG).

C.1 Attività di interesse comune all'interno del task 48

Nell'ambito dei sistemi di climatizzazione ad adsorbimento a ciclo aperto (Desiccant Evaporative Cooling) operanti con materiali adsorbenti allo stato solido, oggetto delle attività comuni del TASK, sono state svolte diverse attività di ricerca di sviluppo allo scopo di individuare soluzioni tecniche innovative che permettono lo smaltimento del calore prodotto durante il processo di adsorbimento. Diverse ricerche condotte sui sistemi di deumidificazione ad adsorbimento dimostrano infatti i vantaggi energetici ottenuti per mezzo di tale trasformazione termodinamica.

Il sistema di deumidificazione più largamente impiegato nelle unità di trattamento aria Desiccant Evaporative Cooling (DEC) è il rotore essiccante costituito da una matrice cilindrica alveolare su cui sono posate le sostanze deumidificanti, siano esse assorbenti come il cloruro di litio, o adsorbenti come il silica gel. In generale gli svantaggi dei rotori adsorbenti tradizionali possono essere riassunti nei seguenti punti:

impossibilità di smaltire il calore di adsorbimento con conseguente diminuzione di efficienza dell'intero ciclo di trattamento dell'aria;

prestazioni limitate in termini di deumidificazione massima ottenibile in presenza di aria di processo molto umida;

il raggiungimento di elevate temperature nel materiale adsorbente durante la fase di deumidificazione comporta l'utilizzo di calore a temperatura maggiore per la rigenerazione;

elevati costi di installazione;

Gli aspetti elencati possono essere considerati la motivazione alla base delle attività di ricerca svolte. In particolare, sulla base delle considerazioni viste, è stato sviluppato un componente innovativo per la deumidificazione e il contemporaneo raffreddamento dell'aria. Il componente proposto è costituito da uno scambiatore a pacco alettato impaccato con grani di silica gel. Il trasferimento di calore avviene tra il flusso d'aria e un liquido refrigerante (normalmente acqua) mentre il trasferimento di massa coinvolge il flusso d'aria e lo strato di materiale adsorbente. In definitiva, il trasferimento di massa avviene dunque tra l'aria e il materiale adsorbente, sotto forma di scambio di umidità, mentre non c'è nessun trasferimento di massa tra l'aria e il fluido refrigerante. Il fenomeno descritto è rappresentato schematicamente in *Figura 1*.

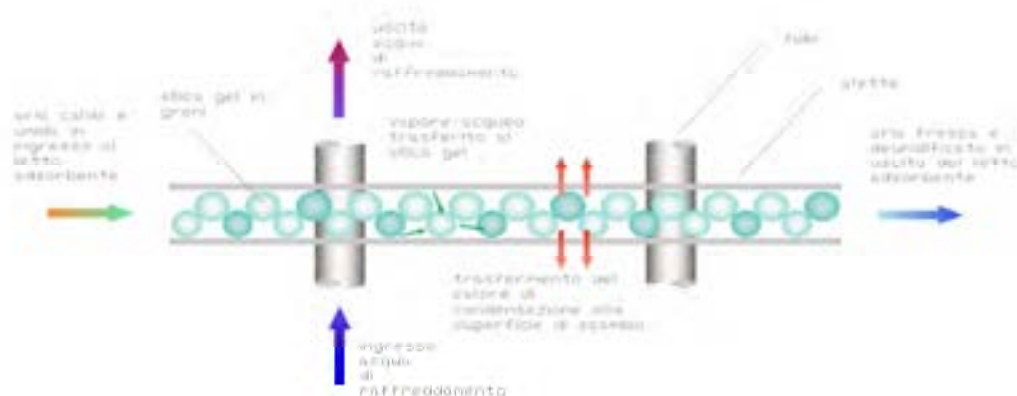


Figura 1: Schema trasferimento di calore e massa all'interno di uno scambiatore di calore con materiale adsorbente

Uno dei principali vantaggi di questo tipo di scambiatore è quello di poter avere facilmente ampie sezioni di passaggio e grandi superfici di scambio lato aria. Ciò permette da un lato di limitare le perdite di carico e dall'altro di raggiungere elevate potenze di scambio termico. Il grado di vuoto del letto dovrà essere scelto in modo tale da ottimizzare le perdite di carico, lo scambio di massa e di calore.

Per ciò che riguarda i materiali adsorbenti che possono essere utilizzati esiste un'ampia varietà di materiali disponibili sul mercato e di altri ancora in fase di ricerca. In particolare, al momento i materiali più appropriati per l'applicazione specifica sono il silica gel e i composti da esso derivati quando questo viene impregnato con cloruro di calcio. Il silica gel è infatti tra i materiali adsorbenti che richiedono le più basse

temperature di rigenerazione, e che presentano un calore di adsorbimento modesto. Esistono inoltre vari prodotti disponibili sul mercato a costi contenuti.

Al fine di testare la soluzione proposta sono stati messo a punto un banco di prova per uno scambiatore contenente 18 kg di silica gel e con portata massima di 300 m³/h, progettato per applicazioni in sistemi DEC in ambito residenziale.

I risultati ottenuti sono stati significativi e dimostrano l'efficacia della soluzione proposta. In particolare possono essere evidenziati i seguenti aspetti:

- prestazioni molto elevate in termini di deumidificazione massima raggiungibile;
- possibilità di raffreddare il flusso d'aria fino a temperature inferiori a quelle dell'aria in ingresso;
- possibilità di sfruttare il componente anche come accumulo energetico. Il calore fornito ad esempio da un impianto solare può essere accumulato sotto forma di capacità di adsorbimento nel materiale adsorbente, realizzando una sorta di accumulo a cambiamento di fase;

I risultati ottenuti sono stati utilizzati per progettare un sistema DEC innovativo basato sull'utilizzo di due letti adsorbenti fissi. L'impianto sarà a servizio del Laboratorio Solare del Dipartimento DEIM dell'Università di Palermo e avrà il compito di attuare un trattamento dell'aria completo ovvero potrà essere utilizzato per la climatizzazione sia estiva che invernale del locale citato. Inoltre, dato l'elevato affollamento del locale, l'impianto provvederà alle esigenze di ventilazione con un adeguato ricambio dell'aria.

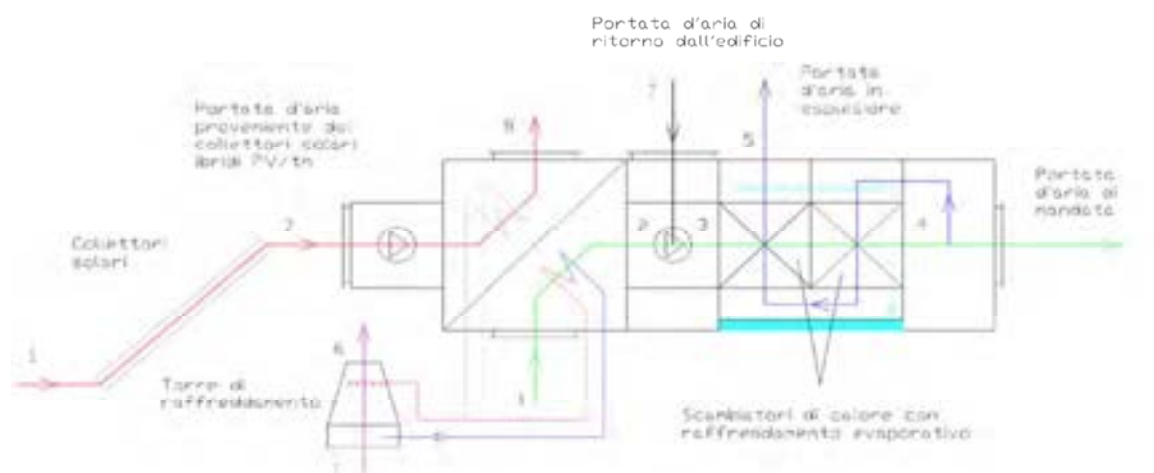


Figura 2: Sistema DEC innovativo basato sui letti adsorbenti fissi

Il calore per la rigenerazione del materiale adsorbente sarà fornito da una pensilina ibrida PV/th che coprirà anche il fabbisogno di elettricità dell'impianto su base annuale. Il raffreddamento dei letti adsorbenti sarà realizzato per mezzo di un circuito ad acqua collegato ad una torre evaporativa.

Inoltre, nel sistema è stato implementato un sistema di raffreddamento evaporativo indiretto realizzato tramite due scambiatori di calore evaporativi a flusso incrociato posti in serie secondo quanto riportato in *Figura 2*.

Parallelamente all'applicazione citata, si sta lavorando allo sviluppo di un sistema DEC di piccola taglia per applicazioni nel settore residenziale e commerciale cosiddetto leggero. Si tratta di un sistema compatto che integra tutti i componenti all'interno avente una superficie solare di circa 2 m². La portata è di 500 m³/h e la potenza frigorifera di circa 3 kW. Al momento è già stata completata la fase di realizzazione del prototipo e si stanno raccogliendo i dati di monitoraggio. I risultati sperimentali verranno presentati alla conferenza SHC che si terrà a Friburgo e al prossimo meeting del Task 48 IEA.

Pubblicazioni inerenti i temi della ricerca

1. Beccali M, Cellura M, Finocchiaro P, Guarino F, Longo S, Nocke B., "Life Cycle Assessment Performance Comparison of Small Solar Thermal Cooling Systems with Conventional Plants Assisted with Photovoltaics", accepted for Solar Energy Journal Special Issue
2. Beccali M., Cellura M., Guarino F., Longo D., Mistretta M., Finocchiaro P., Analisi comparata di sistemi solari per il condizionamento tramite la metodologia LCA - VII° Convegno rete Italiana LCA "Life Cycle Assessment e ottimizzazione ambientale: esempi applicativi e sviluppi metodologici", Milano, 2013
3. Marco Beccali, Maurizio Cellura, Francesco Guarino, Marina Mistretta, Sonia Longo, "Eco-design of solar driven systems: a performance comparison between the Italian and the Brazilian context," 21st Conference of the International Group for Lean Construction, July 31st - August 2nd of 2013, Fortaleza, Brazil
4. Finocchiaro P., Beccali M., Gentile V, Experimental investigation of adsorption performances of an heat exchanger packed with silica gel for application in solar desiccant cooling systems, OTTI 5th Solar Air-Conditioning Conference, Black Forest, September 25 - 27, 2013
5. Finocchiaro P, Beccali M., New DEC open cycle for air conditioning based on fixed cooled adsorption beds and wet heat exchangers, Proceedings of Australian Solar Cooling 2013 Conference, 11-12 Aprile 2013, Sydney, Australia
6. Finocchiaro P, Beccali M Innovative compact solar air conditioner based on fixed and cooled adsorption beds and wet heat exchangers, 2nd International Conference IEA Solar Heating and Cooling, Freiburg 23-25 Sept 2013
7. Ciulla G., Lo Brano V., Cellura M., Franzitta V., Milone D, A finite difference model of a PV-PCM system;., Energy Procedia 30 (2012) 198-206;
8. Ciulla G., Lo Brano V., Messineo A., Peri G, A numerical solution that determines the temperature field inside phase change materials: application in buidings, (in press): JCEM journal of Civil Engeneering and Management, DOI: 10.3846/13923730.2013.778212

ALLEGATO B

Il presente documento descrive le attività di ricerca svolte all'interno dell'Accordo di collaborazione *“Sviluppo di analisi di sensibilità per stabilire, ai fini dell'effettiva fattibilità economica, le soglie di costo iniziale dei vari componenti costituenti gli impianti a pompa di calore ad R744”* tra ENEA ed UNIVERSITÀ DELLA CALABRIA

Responsabile scientifico ENEA: Nicolandrea Calabrese

Responsabile scientifico UNICAL : Prof. Ing. Giuseppe Oliveti



Ricerca di Sistema elettrico

Sviluppo di analisi di sensibilità per stabilire, ai fini della effettiva fattibilità economica, le soglie di costo iniziale dei vari componenti costituenti gli impianti sperimentali a pompa di calore R744

Giuseppe Oliveti, Roberto Bruno

Sviluppo di analisi di sensibilità per stabilire, ai fini della effettiva fattibilità economica, le soglie di costo iniziale dei vari componenti costituenti gli impianti sperimentali a pompa di calore R744

G. Oliveti, R. Bruno (UNIVERSITA' DELLA CALABRIA)

Settembre 2013

Report Ricerca di Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico - ENEA

Piano Annuale di Realizzazione 2012

Area: RAZIONALIZZAZIONE E RISPARMIO NELL'USO DELL'ENERGIA ELETTRICA

Progetto: Utilizzo del calore solare e ambientale per la climatizzazione

Obiettivo A: Sperimentazione e qualificazione di componenti e sistemi

Responsabile del Progetto: Nicolandrea Calabrese, ENEA

Il presente documento descrive le attività di ricerca svolte all'interno dell'Accordo di collaborazione *"Sviluppo di analisi di sensibilità per stabilire, ai fini dell'effettiva fattibilità economica, le soglie di costo iniziale dei vari componenti costituenti gli impianti a pompa di calore ad R744"* tra ENEA ed UNIVERSITÀ DELLA CALABRIA

Responsabile scientifico ENEA: Nicolandrea Calabrese

Responsabile scientifico UNICAL : Prof. Ing. Giuseppe Oliveti

Indice

SOMMARIO.....	5
1 INTRODUZIONE	6
2 DESCRIZIONE DELLE ATTIVITÀ SVOLTE E RISULTATI.....	6
2.1 STRUMENTI PER LA VALUTAZIONE DELLE PRESTAZIONI ENERGETICHE OTTENIBILI DA SISTEMI A POMPA DI CALORE R744	6
2.2 L'EDIFICIO DI RIFERIMENTO F92 "SCUOLA DELLE ENERGIE"	7
2.3 DATI CLIMATICI	17
2.4 POTENZE DI PICCO PER L'EDIFICIO DI RIFERIMENTO F92 IN DIFFERENTI CONTESTI CLIMATICI	18
2.5 VALUTAZIONE DEI FABBISOGNI DI ENERGIA TERMICA PER IL RISCALDAMENTO E IL RAFFRESCAMENTO PER L'EDIFICIO F92 UBICATO IN DIFFERENTI CONTESTI CLIMATICI	26
2.6 VALUTAZIONE DEL FABBISOGNO DI ENERGIA PRIMARIA PER IL RISCALDAMENTO INVERNALE PER L'EDIFICIO F92 CON IMPIANTO A POMPA DI CALORE R744 ACQUA-ACQUA	28
2.7 PRESTAZIONI DELLA POMPA DI CALORE ACQUA-ACQUA DA 15 kW A MILANO	30
2.8 PRESTAZIONI DELLA POMPA DI CALORE R744 DA 30 kW ACQUA-ACQUA PER MILANO	42
2.9 PRESTAZIONI DELLA POMPA DI CALORE R744 DA 50 kW ACQUA-ACQUA PER MILANO	44
2.10 SINTESI DEI RISULTATI PER LA POMPA DI CALORE R744 ACQUA-ACQUA OPERANTE A MILANO.....	45
2.11 PRESTAZIONI DELLA POMPA DI CALORE R744 DA 15 kW ACQUA-ACQUA PER ROMA	49
2.12 PRESTAZIONI DELLA POMPA DI CALORE R744 DA 30 kW ACQUA-ACQUA PER ROMA	52
2.13 PRESTAZIONI DELLA POMPA DI CALORE R744 DA 50 kW ACQUA-ACQUA PER ROMA	54
2.14 SINTESI DEI RISULTATI PER LA POMPA DI CALORE R744 ACQUA-ACQUA OPERANTE A ROMA	54
2.15 PRESTAZIONI DELLA POMPA DI CALORE R744 DA 15 kW ACQUA-ACQUA PER NAPOLI.....	57
2.16 PRESTAZIONI DELLA POMPA DI CALORE R744 DA 30 kW ACQUA-ACQUA A NAPOLI	61
2.17 PRESTAZIONI DELLA POMPA DI CALORE R744 DA 50 kW ACQUA-ACQUA A NAPOLI	62
2.18 SINTESI DEI RISULTATI PER LA POMPA DI CALORE R744 ACQUA-ACQUA OPERANTE A NAPOLI.....	63
2.19 PRESTAZIONI DELLA POMPA DI CALORE R744 DA 15 kW ACQUA-ACQUA A PALERMO	66
2.20 PRESTAZIONI DELLA POMPA DI CALORE R744 DA 30 kW ACQUA-ACQUA A PALERMO	70
2.21 PRESTAZIONI DELLA POMPA DI CALORE R744 DA 50 kW ACQUA-ACQUA A PALERMO	71
2.22 SINTESI DEI RISULTATI PER LA POMPA DI CALORE R744 OPERANTE ACQUA-ACQUA A PALERMO	72
2.23 VALUTAZIONE DEL FABBISOGNO DI ENERGIA PRIMARIA PER IL RISCALDAMENTO INVERNALE PER L'EDIFICIO F92 CON IMPIANTO A POMPA DI CALORE TRADIZIONALE R410A ACQUA-ACQUA.....	75
2.24 PRESTAZIONI DI UNA POMPA DI CALORE ACQUA-ACQUA R410A DA 15 kW A MILANO	75
2.25 PRESTAZIONI DI UNA POMPA DI CALORE ACQUA-ACQUA R410A DA 30 kW A MILANO	78
2.26 PRESTAZIONI DI UNA POMPA DI CALORE ACQUA-ACQUA R410A DA 50 kW A MILANO	78
2.27 SINTESI DEI RISULTATI PER LA POMPA DI CALORE R410A ACQUA-ACQUA OPERANTE A MILANO.....	79
2.28 PRESTAZIONI DI UNA POMPA DI CALORE ACQUA-ACQUA R410A DA 15 kW A ROMA	81
2.29 PRESTAZIONI DI UNA POMPA DI CALORE ACQUA-ACQUA R410A DA 30 kW A ROMA	83
2.30 PRESTAZIONI DI UNA POMPA DI CALORE ACQUA-ACQUA R410A DA 50 kW A ROMA	84
2.31 SINTESI DEI RISULTATI PER LA POMPA DI CALORE R410A ACQUA-ACQUA OPERANTE A ROMA.....	84
2.32 PRESTAZIONI DI UNA POMPA DI CALORE ACQUA-ACQUA R410A DA 15 kW A NAPOLI.....	86
2.33 PRESTAZIONI DI UNA POMPA DI CALORE ACQUA-ACQUA R410A DA 30 kW A NAPOLI.....	88
2.34 PRESTAZIONI DI UNA POMPA DI CALORE ACQUA-ACQUA R410A DA 50 kW A NAPOLI.....	89
2.35 SINTESI DEI RISULTATI PER LA POMPA DI CALORE R410A ACQUA-ACQUA OPERANTE A NAPOLI	89
2.36 PRESTAZIONI DI UNA POMPA DI CALORE ACQUA-ACQUA R410A DA 15 kW A PALERMO	91
2.37 PRESTAZIONI DI UNA POMPA DI CALORE ACQUA-ACQUA R410A DA 30 kW A PALERMO	93
2.38 PRESTAZIONI DI UNA POMPA DI CALORE ACQUA-ACQUA R410A DA 50 kW A PALERMO	94
2.39 SINTESI DEI RISULTATI PER LA POMPA DI CALORE R410A ACQUA-ACQUA OPERANTE A NAPOLI	94
2.40 PRESTAZIONI DI UNA POMPA DI CALORE ARIA-ACQUA R744	96
2.41 PRESTAZIONI DI UNA POMPA DI CALORE ARIA-ACQUA R744 DA 15 kW A MILANO	97
2.42 PRESTAZIONI DI UNA POMPA DI CALORE ARIA-ACQUA R744 DA 30 kW A MILANO	98
2.43 PRESTAZIONI DI UNA POMPA DI CALORE ARIA-ACQUA R744 DA 50 kW A MILANO	99
2.44 SINTESI DEI RISULTATI PER LA POMPA DI CALORE R744 ARIA-ACQUA OPERANTE A MILANO	100
2.45 PRESTAZIONI DI UNA POMPA DI CALORE ARIA-ACQUA R744 DA 15 kW A ROMA	101
2.46 PRESTAZIONI DI UNA POMPA DI CALORE ARIA-ACQUA R744 DA 30 kW A ROMA	102

2.47	PRESTAZIONI DI UNA POMPA DI CALORE ARIA-ACQUA R744 DA 50 kW A ROMA	103
2.48	SINTESI DEI RISULTATI PER LA POMPA DI CALORE R744 ARIA-ACQUA OPERANTE A ROMA.....	104
2.49	PRESTAZIONI DI UNA POMPA DI CALORE ARIA-ACQUA R744 DA 15 kW A NAPOLI.....	105
2.50	PRESTAZIONI DI UNA POMPA DI CALORE ARIA-ACQUA R744 DA 30 kW A NAPOLI.....	106
2.51	PRESTAZIONI DI UNA POMPA DI CALORE ARIA-ACQUA R744 DA 50 kW A NAPOLI.....	107
2.52	SINTESI DEI RISULTATI PER LA POMPA DI CALORE R744 ARIA-ACQUA OPERANTE A NAPOLI	108
2.53	PRESTAZIONI DI UNA POMPA DI CALORE ARIA-ACQUA R744 DA 15 kW A PALERMO.....	109
2.54	PRESTAZIONI DI UNA POMPA DI CALORE ARIA-ACQUA R744 DA 30 kW A PALERMO.....	110
2.55	PRESTAZIONI DI UNA POMPA DI CALORE ARIA-ACQUA R744 DA 50 kW A PALERMO.....	111
2.56	SINTESI DEI RISULTATI PER LA POMPA DI CALORE R744 ARIA-ACQUA OPERANTE A PALERMO	112
2.57	PRESTAZIONI DI UNA POMPA DI CALORE ARIA-ACQUA R410A.....	113
2.58	PRESTAZIONI DI UNA POMPA DI CALORE ARIA-ACQUA R410A DA 15 kW A MILANO.....	113
2.59	PRESTAZIONI DI UNA POMPA DI CALORE ARIA-ACQUA R410A DA 30 kW A MILANO.....	114
2.60	PRESTAZIONI DI UNA POMPA DI CALORE ARIA-ACQUA R410A DA 50 kW A MILANO.....	115
2.61	SINTESI DEI RISULTATI PER LA POMPA DI CALORE R744 ARIA-ACQUA OPERANTE A MILANO	115
2.62	PRESTAZIONI DI UNA POMPA DI CALORE ARIA-ACQUA R410A DA 15 kW A ROMA	117
2.63	PRESTAZIONI DI UNA POMPA DI CALORE ARIA-ACQUA R410A DA 30 kW A ROMA	117
2.64	PRESTAZIONI DI UNA POMPA DI CALORE ARIA-ACQUA R410A DA 50 kW A ROMA	118
2.65	SINTESI DEI RISULTATI PER LA POMPA DI CALORE R410A ARIA-ACQUA OPERANTE A ROMA.....	119
2.66	PRESTAZIONI DI UNA POMPA DI CALORE ARIA-ACQUA R410A DA 15 kW A NAPOLI.....	119
2.67	PRESTAZIONI DI UNA POMPA DI CALORE ARIA-ACQUA R410A DA 30 kW A NAPOLI.....	120
2.68	PRESTAZIONI DI UNA POMPA DI CALORE ARIA-ACQUA R410A DA 50 kW A NAPOLI.....	121
2.69	SINTESI DEI RISULTATI PER LA POMPA DI CALORE R410 ARIA-ACQUA OPERANTE A NAPOLI	121
2.70	PRESTAZIONI DI UNA POMPA DI CALORE ARIA-ACQUA R410A DA 15 kW A PALERMO.....	122
2.71	PRESTAZIONI DI UNA POMPA DI CALORE ARIA-ACQUA R410A DA 30 kW A PALERMO.....	123
2.72	PRESTAZIONI DI UNA POMPA DI CALORE ARIA-ACQUA R410A DA 50 kW A PALERMO.....	123
2.73	SINTESI DEI RISULTATI PER LA POMPA DI CALORE R410A ARIA-ACQUA OPERANTE A PALERMO	124
3	ANALISI ECONOMICHE	125
3.1	COMPONENTI E COSTI DI UNA POMPA DI CALORE A CO ₂ PROTOTIPALE	125
3.2	QUADRO ECONOMICO DI RIFERIMENTO	127
3.3	CONFRONTO DEGLI INDICATORI ECONOMICI TRA L'IMPIANTO A POMPA DI CALORE POLIVALENTE ACQUA-ACQUA R744 E L'IMPIANTO CON CALDAIA TRADIZIONALE E TARIFFA ELETTRICA PROGRESSIVA	129
3.4	CONFRONTO DEGLI INDICATORI ECONOMICI TRA POMPA DI CALORE POLIVALENTE ACQUA-ACQUA R744 CON CALDAIA A CONDENSAZIONE E TARIFFA ELETTRICA PROGRESSIVA	136
3.5	CONFRONTO DEGLI INDICATORI ECONOMICI TRA POMPA DI CALORE POLIVALENTE ACQUA-ACQUA R410A CON CALDAIA TRADIZIONALE E TARIFFA ELETTRICA PROGRESSIVA	143
3.6	CONFRONTO DEGLI INDICATORI ECONOMICI TRA POMPA DI CALORE POLIVALENTE ACQUA-ACQUA R744 E R410A CON CALDAIA TRADIZIONALE E A CONDENSAZIONE, E TARIFFA ELETTRICA CON CONTATORE DEDICATO	151
3.7	INCIDENZA DELLA TARIFFA INCENTIVANTE SULL'ANALISI ECONOMICA.....	165
3.8	VALUTAZIONE DELLE SOGLIE DI COSTO TRA LA POMPA DI CALORE POLIVALENTE ACQUA-ACQUA R744 E R410A	165
3.9	CONFRONTO DEGLI INDICATORI ECONOMICI TRA POMPA DI CALORE PER SOLO RISCALDAMENTO ARIA-ACQUA R744 CON CALDAIA TRADIZIONALE E TARIFFA ELETTRICA PROGRESSIVA	171
3.10	CONFRONTO DEGLI INDICATORI ECONOMICI TRA POMPA DI CALORE PER SOLO RISCALDAMENTO ARIA-ACQUA R744 CON CALDAIA A CONDENSAZIONE E TARIFFA ELETTRICA PROGRESSIVA	179
3.11	CONFRONTO DEGLI INDICATORI ECONOMICI TRA POMPA DI CALORE ARIA-ACQUA R410A E SISTEMA CON CALDAIA TRADIZIONALE E A CONDENSAZIONE. TARIFFA ELETTRICA PROGRESSIVA.....	185
3.12	CONFRONTO DEGLI INDICATORI ECONOMICI TRA POMPA DI CALORE ARIA-ACQUA R744 E R410A PER APPLICAZIONI DI SOLO RISCALDAMENTO CON CALDAIA TRADIZIONALE E A CONDENSAZIONE E TARIFFA ELETTRICA CON CONTATORE DEDICATO	193
3.13	INCIDENZA DELLA TARIFFA INCENTIVANTE SULL'ANALISI ECONOMICA.....	206
3.14	VALUTAZIONE DELLE SOGLIE DI COSTO TRA LA POMPA DI CALORE ARIA-ACQUA R744 E R410A PER APPLICAZIONI DI SOLO RISCALDAMENTO	207
4	CONCLUSIONI.....	213
5	RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI	215

Sommario

Nella presente relazione tecnica è riportata l'analisi energetica - economica di sistemi edificio-impianto utilizzanti pompe di calore elettriche R744 e pompe di calore tradizionali acqua-acqua e aria-acqua per applicazioni di climatizzazione. Le prestazioni sono state valutate impiegando il software di simulazione dinamica TRNSYS vs 17, la cui natura modulare consente di valutare nel dettaglio l'interazione tra le varie componenti impiantistiche con un edificio di riferimento.

Lo studio è di natura parametrica in quanto le prestazioni energetiche del sistema edificio-impianto sono state quantificate al variare di:

- condizioni climatiche dell'ambiente esterno, sono stati presi come riferimento i dati climatici relativi a 4 differenti località del territorio italiano: Milano (Zona E), Roma (D), Napoli (C) e Palermo (B);
- tipo di terminale di erogazione, l'edificio di riferimento è stato simulato considerando tre differenti sistemi di emissione del calore: radiante (35°C), ventil-convettore (50°C) e radiatore (70°C);
- taglia della pompa di calore, le prestazioni sono state valutate con macchine da 15 kW, 30 kW e 50 kW considerando più edifici di riferimento all'aumentare della potenza termica erogata dalla macchina.

Le prestazioni ottenute dalle pompe di calore R744 sono state confrontate con quelle fornite da pompe di calore elettriche tradizionali impieganti R410a di pari taglia, asservite ad impianti di tipo radiante e a ventil-convettori.

L'analisi economica è stata sviluppata per valutare la bontà degli investimenti attraverso gli indici VAN (Valore Attuale Netto) e TRA (Tempo di Recupero Attualizzato), confrontando le prestazioni offerte dalle pompe di calore con sistemi di generazione impieganti caldaie tradizionali e condensanti alimentate da fonti primarie differenti (metano, GPL e gasolio). Nell'analisi economica è stato considerato il campo tariffario dell'energia elettrica previsto per la tariffa progressiva e per le tariffe con contatore dedicato. Infine è stata indagata l'incidenza dell'attuale piano di incentivazione previsto per la sostituzione dei sistemi di generazione esistenti con pompe di calore ("Conto Termico") e si è valutata l'incidenza della tariffa incentivante confrontando i VAN e TRA ottenuti senza nessun tipo di agevolazione finanziaria.

L'analisi economica ha consentito di individuare i modelli di pompa di calore R744 e R410a che forniscono i migliori indici economici, in relazione al contesto climatico, nel caso di sostituzione di impianti esistenti impieganti combustibili fossili per la fornitura di energia termica e, nel caso di macchine polivalenti, di energia frigorifera. Inoltre è stata valutata la differenza degli indicatori economici tra impianti con pompe di calore tradizionali e impianti con pompe di calore R744, sia per applicazioni di solo riscaldamento che per un uso polivalente delle macchine.

Tutte le analisi termiche ed economiche relative alle diverse configurazioni impiantistiche sono state impiegate per la determinazione delle soglie di costo iniziali delle pompe di calore R744, valutando le differenze di costo in funzione della configurazione dell'impianto, della località, del regime delle tariffe elettriche e dei costi delle fonti primarie fossili impiegate nei sistemi di generazione esistenti.

Il modello impiegato per determinare le reali prestazioni della pompa di calore richiede i valori del fattore correttivo della potenza termica erogata e della potenza elettrica assorbita, in funzione delle temperature disponibili alle sorgenti. Per una pompa di calore R774 acqua-acqua polivalente, tali informazioni sono state ottenute grazie ai valori sperimentali registrati con l'esercizio della pompa di calore R744 assemblata presso il centro ENEA Casaccia. Per le pompe di calore R744 aria-acqua sono state impiegate le curve di prestazione di macchine sperimentali o commercialmente disponibili. Per le pompe di calore elettriche R410a sono state utilizzate le curve di prestazione fornite dalle case costruttrici. Per ciò che concerne la correzione del COP in funzione del fattore di carico FC, si è fatta l'ipotesi di utilizzare un valore unitario in quanto le macchine simulate sono tutte dotate di inverters sul gruppo di compressione.

1 Introduzione

Lo studio è stato così sviluppato. Con riferimento all'edificio tipo F92 dell'ENEA-Casaccia di Roma, sono stati determinate le potenze di picco e i fabbisogni di energia termica e frigorifera necessari per mantenere le condizioni climatiche richieste all'interno degli ambienti. Successivamente, con riferimento a due differenti configurazioni impiantistiche ottenute considerando la pompa di calore acqua-acqua e la pompa di calore aria-acqua, sono stati determinati i consumi elettrici in funzione del contesto climatico, della tipologia dei terminali di erogazione e della potenza nominale della macchina. La valutazione dei fabbisogni elettrici della pompa di calore, dell'energia integrativa richiesta e dell'energia degli ausiliari ha consentito di sviluppare una analisi economica allo scopo di determinare i limiti di convenienza economica rispetto ai sistemi di climatizzazione tradizionali. La comparazione degli indicatori economici delle pompe di calore R744 e R410a ha infine consentito la valutazione delle soglie di costo delle macchine a CO₂ sia per i modelli acqua-acqua che per i modelli aria-acqua.

2 Descrizione delle attività svolte e risultati

2.1 Strumenti per la valutazione delle prestazioni energetiche ottenibili da sistemi a pompa di calore R744

Al fine di determinare le prestazioni del sistema edificio-impianto con pompa di calore R744, in funzione dei differenti parametri meteorologici delle varie zone climatiche in cui è suddiviso il territorio italiano [1] e del conseguente fattore di carico richiesto alla macchina, è essenziale simulare lo stesso sistema mediante un codice di simulazione dinamico, in maniera da considerare parametri che influenzano in maniera sostanziale le prestazioni energetiche quali la variabilità dei dati climatici, e quindi la temperatura delle sorgenti, e in maniera particolare, l'inerzia termica dell'edificio [2]. A tale scopo è stato impiegato il codice di simulazione TRNSYS [transis] v. 17 [3], ampiamente conosciuto dalla comunità scientifica internazionale, che rappresenta un ambiente di calcolo basato su un linguaggio di programmazione FORTRAN capace di effettuare simulazioni transitorie di sistemi energetici semplici o complessi. Il punto di forza del codice TRNSYS è rappresentato dalla sua natura modulare che consente di simulare un sistema mediante una serie elementi interconnessi con opportuno criterio in grado di scambiarsi nel tempo informazioni reciproche. Tale struttura riduce la complessità del sistema complessivo poiché quest'ultimo è scisso in una serie d'elementi più semplice, denominati TYPE, caratterizzati da un proprio modello matematico. Oltre alla libreria di TYPES standard disponibile insieme al programma, TRNSYS consente di introdurre dei modelli creati ad-hoc dall'utente rafforzando ulteriormente la flessibilità del software. Nel sistema da simulare occorre non solo identificare gli elementi che lo costituiscono, ma è necessario definire il diagramma di flusso che mostra le modalità con cui i vari TYPES si scambiano le informazioni tra di loro. Queste informazioni possono essere di tre differenti tipi:

- PARAMETRI, che sono indipendenti dal tempo, come la potenza nominale della pompa di calore o la superficie di captazione di un collettore solare;
- INPUTS, variabili col tempo come ad esempio la temperatura di una portata refrigerata dalla pompa di calore o la temperatura di uscita di un fluido da un collettore solare;
- OUTPUTS, ottenuti impiegando in opportuni modelli matematici i parametri con gli inputs, per restituire risultati che possono diventare INPUTS per altri componenti che seguono nel diagramma di flusso (oppure i risultati finali di una simulazione).
- EXTERNAL FILES, generalmente files di testo che caratterizzano il funzionamento di un determinato dispositivo (si pensi alle curve caratteristiche di una pompa di calore che consentono di modificare il COP in funzione delle temperature delle sorgenti).

Il TYPE 56 è uno dei componenti principali del codice TRNSYS, poiché simula il comportamento termico transitorio di un edificio composto da più zone termiche; caratteristica fondamentale del TYPE 56 è quello di effettuare la modellazione dell'edificio utilizzando l'approccio delle funzioni di trasferimento ASHRAE [4].

I metodi per considerare energeticamente il solo involucro edilizio oppure l'interazione dell'edificio con il relativo impianto di riscaldamento/climatizzazione sono due:

- Temperature Level Control, che permette di valutare le temperature e le umidità raggiunte in funzione dell'energia rilasciata da opportuni terminali di erogazione, che possono essere modellati internamente al TYPE 56 (ad esempio, un sistema di ventilazione meccanica controllata) oppure esternamente ricorrendo ad altri componenti che scambiano opportune informazioni col TYPE 56.
- Energy Rate Control, mediante il quale, una volta definite le temperature e le umidità relative di progetto per il riscaldamento e la refrigerazione, consente di determinare i fabbisogni di energia termica considerando le sole caratteristiche dell'involucro indipendentemente dall'impianto presente.

Il modello matematico utilizzato dal TYPE 56 è un modello geometrico in cui si effettua un bilancio energetico su un "nodo-aria", differente per ogni zona termica, che considera anche gli eventuali effetti legati alle caratteristiche di accumulo di eventuali elementi interni alla zona simulata (esempio, componenti d'arredo). Una caratteristica peculiare del TYPE 56 è quella di considerare i flussi convettivi e radiativi separatamente, e per questi ultimi nel bilancio sono considerati separatamente i flussi radiativi a corta lunghezza d'onda con quelli nella banda dell'infrarosso.

Più in particolare, nel bilancio energetico dell'edificio i flussi convettivi sono modellati insieme ai flussi radiativi ad elevata lunghezza d'onda, mentre i flussi solari sono considerati separatamente [5].

Dal punto di vista termico, un elemento finestrato nel TYPE 56 è considerato come una superficie disperdente con massa termica trascurabile, parzialmente trasparente alla radiazione solare ma opaca all'infrarosso. Il modello considera in ogni caso la radiazione infrarossa emessa dalla finestra a seguito dell'assorbimento della radiazione solare, sia dal lato interno che esterno. Sono considerate nel dettaglio le proprietà ottiche delle superfici finestrate, determinate in funzione dell'angolo di incidenza della radiazione solare. Ogni lastra di vetro è caratterizzata da un proprio "nodo-temperatura" e il vetro più interno è collegato con il nodo aria interno. Il vetro più esterno è collegato convettivamente con la temperatura dell'aria esterna e radiativamente con la temperatura fittizia del cielo " T_{fsky} ".

La capacità termica del telaio, del vetro e dei gas presenti tra i vetri stessi sono grandezze ritenute trascurabili, quindi non partecipano alla valutazione complessiva dell'inerzia termica dell'involucro.

La radiazione solare che penetra all'interno di un ambiente attraverso la superficie vetrata è "distribuita" all'interno della zona termica considerando i fattori di vista tra le superfici che delimitano la zona termica. E' bene precisare che questa opzione è disponibile se e solo se l'edificio è disegnato in 3-D mediante il tool TRNSYS3D, e non è quindi disponibile nel caso in cui le superfici delle varie pareti opache e finestrate sono inserite manualmente in maniera tabellare. Per la radiazione ad elevata lunghezza d'onda, le zone termiche sono considerate "nere" agli apporti radiativi interni e anche in questo caso tali apporti sono distribuiti sulle varie superfici tramite i fattori di vista.

Per ciò che concerne l'impianto, il componente più importante è rappresentato dal TYPE 927 (libreria TESS [6], non presente nella libreria base del software) che simula il comportamento della pompa di calore, il cui modello matematico fornisce la reale potenza termica erogata e potenza elettrica assorbita, e quindi le reali prestazioni, in funzione delle temperature delle sorgenti. In tal caso, l'utilizzo del TYPE 927 richiede l'associazione di un file che contiene, in formato opportuno, le informazioni riguardanti le caratteristiche della macchina. Più in particolare, per differenti valori di temperatura della sorgente calda e della sorgente fredda, l'utente deve inserire i fattori correttivi della potenza termica erogata e della potenza elettrica assorbita.

2.2 L'edificio di riferimento F92 "Scuola delle energie"

Le prestazioni energetiche offerte dal sistema edificio-impianto con pompa di calore R744 hanno richiesto la scelta di un opportuno edificio di riferimento: quest'ultimo è rappresentato dal blocco F92 situato presso ENEA e denominato "Scuola delle energie". La prima operazione che si è resa necessaria per valutare i fabbisogni energetici dell'edificio, sia per la stagione invernale che estiva, e le potenze di picco, è stata la

sua costruzione grafica tridimensionale mediante TRNSYS3D. Quest'ultimo non è un software indipendente, bensì è un plug-in da utilizzare nel programma di disegno freeware Google SketchUp®. Nelle figure successive 1,2,3, 4 e 5 è rappresentato una vista assonometrica e i prospetti dell'involucro disegnato mediante Google SketchUp.

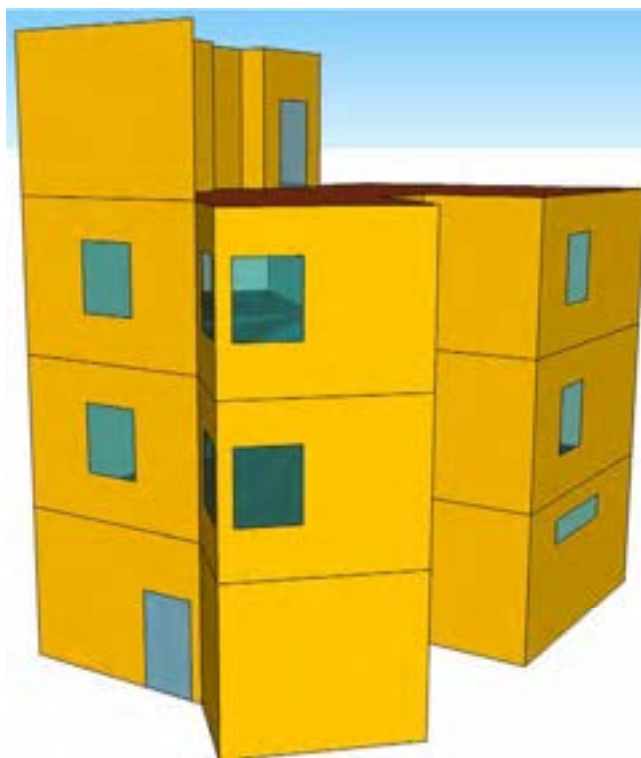


Fig. 1 – Vista assonometrica dell'edificio F92 "Scuola delle energie"

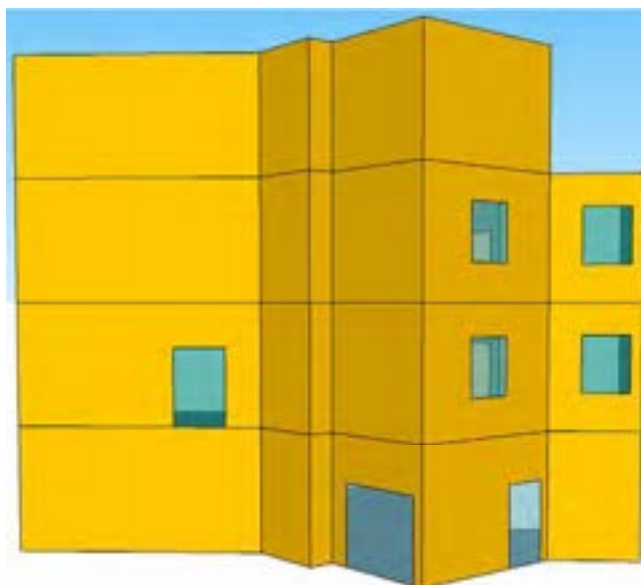


Fig. 2 – Prospetto Nord dell'edificio F92

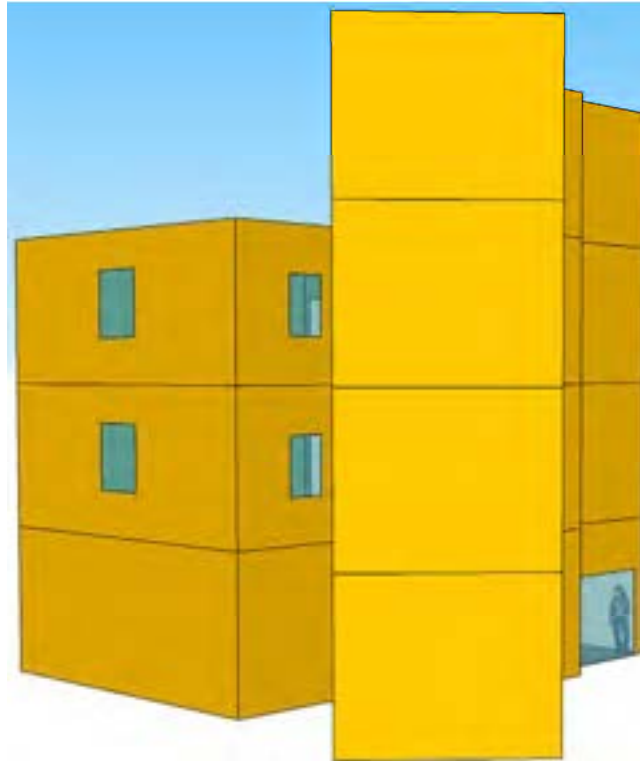


Fig. 3 – Prospetto Est dell'edificio F92

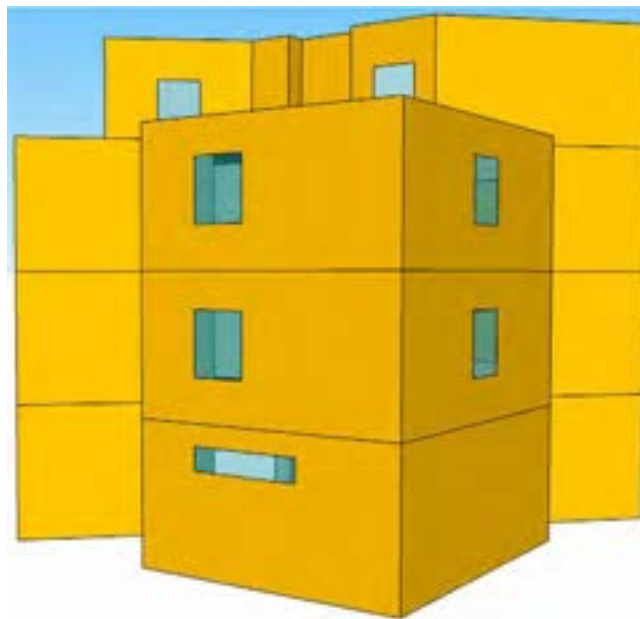


Fig. 4 – Prospetto Sud dell'edificio F92

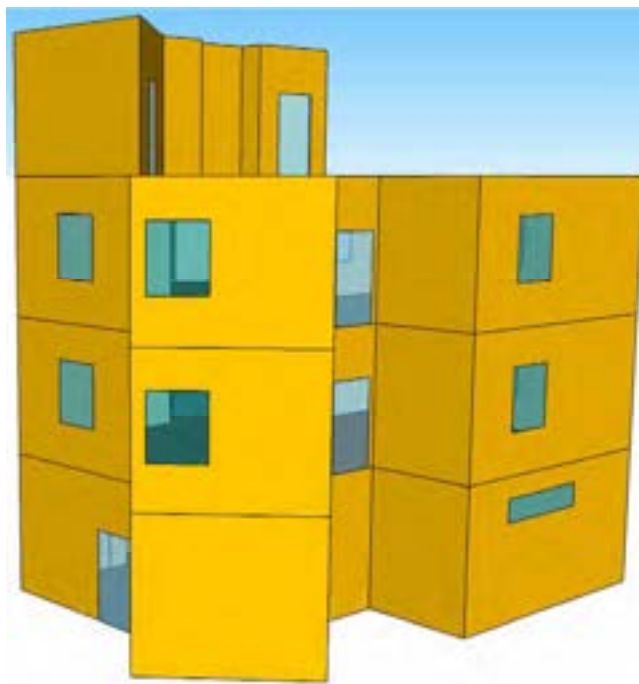


Fig. 5 – Prospetto Ovest dell’edificio F92

L’edificio presenta un vano scala NON riscaldato, mentre nel seminterrato è solo la “Hall impianti dimostrativi” ad essere dotata di terminali di emissione. In sequenza (fig. 5-b, 5-c e 5-d) sono rappresentate le piante dei tre piani che compongono la struttura:



Fig. 5b – Pianta relativa al piano semi-interrato dell’edificio F92



Fig. 5c – Pianta relativa al piano terra dell'edificio F92



Fig. 5d – Pianta relativa al primo piano dell'edificio F92

Nelle tabelle successive sono riportate le caratteristiche geometriche delle zone termiche:

Tab. 1a – Dati geometrici del Seminterrato (N.B.-Le superfici sono comprensive degli eventuali infissi)

N°	Sup	Tipo	Contorno esterno	Esp	Vista cielo	INFISSO
[-]	[m²]	[-]	[°C]	[-]	[-]	[-]
1	124.804	Pavimento Controtterra	Costante=15°C	Nessuna	0	-
2	7.293	ESTERNA	T _{ae}	NE	0.5	-
3	20.712	ESTERNA	T _{ae}	SO	0.5	Tipo 1 (1.46 m²)
4	8.925	ESTERNA	T _{ae}	NE	0.5	-
5	26.911	ESTERNA	T _{ae}	SE	0.5	-
6	11.458	ESTERNA	T _{ae}	NE	0.5	Tipo 6 (5.37 m²)
7	22.4	ESTERNA	T _{ae}	UP	0.5	-
8	2.482	ESTERNA	T _{ae}	NO	0.5	-
9	14.043	ESTERNA	T _{ae}	DESTRA	0.5	-
10	13.463	ESTERNA	T _{ae}	SINISTRA	0.5	-
11	124.804	Solaio Interpiano	T _{PIANO-TERRA}	-	0	-
12	15.3	ESTERNA	T _{ae}	NO	0.5	Porta op. (2.56 m²)
13	11.925	ESTERNA	T _{ae}	DOWN	0.5	-
14	8.174	ESTERNA	T _{ae}	UP	0.5	-
15	18.596	ESTERNA	T _{ae}	DOWN	0.5	-
16	9.18	ESTERNA	T _{ae}	NO	0.5	-
17	6.052	ESTERNA	T _{ae}	SO	0.5	-

Legenda esposizione(azimuth=180°=Nord): UP=180°, DOWN=0°, DESTRA=-90°; SINISTRA=90°, NE=150°, NO=210°, SE=-30°, SO=30°, HZ=orizzontale)

Tab. 1b – Dati geometrici del piano terra (N.B.-Le superfici sono comprensive degli eventuali infissi)

N°	Sup	Tipo	Contorno esterno	Esp	Vista cielo	INFISSO
[-]	[m²]	[-]	[°C]	[-]	[-]	[-]
19	19.849	ESTERNA	T _{ae}	SO	0.5	Tipo 2 (1.86 m²)
20	13.123	ESTERNA	T _{ae}	NO	0.5	Tipo 2 (1.86 m²)
21	124.804	Solaio Interpiano	T _{Primo-Piano}	-	0	-
22	2.431	ESTERNA	T _{ae}	NO	0.5	-
23	7.143	ESTERNA	T _{ae}	NE	0.5	-
24	6.143	ESTERNA	T _{ae}	UP	0.5	Tipo 2 (1.86 m²)
25	11.222	ESTERNA	T _{ae}	NE	0.5	-
26	24.494	ESTERNA	T _{ae}	SE	0.5	Tipo 2 (1.86 m²)
27	11.68	ESTERNA	T _{ae}	DOWN	0.5	-
28	7.623	ESTERNA	T _{ae}	NE	0.5	Tipo 3 (1.12 m²)
29	21.939	ESTERNA	T _{ae}	UP	0.5	Tipo 5 (2.98 m²)
30	18.213	ESTERNA	T _{ae}	DOWN	0.5	-
31	11.324	ESTERNA	T _{ae}	SINISTRA	0.5	Tipo 2 (1.86 m²)
32	13.754	ESTERNA	T _{ae}	DESTRA	0.5	-
33	8.991	ESTERNA	T _{ae}	NO	0.5	-
34	5.927	ESTERNA	T _{ae}	SO	0.5	Tipo 5 (2.98 m²)

Legenda esposizione(azimuth=180°=Nord): UP=180°, DOWN=0°, DESTRA=-90°; SINISTRA=90°, NE=150°, NO=210°, SE=-30°, SO=30°, HZ=orizzontale)

Tab. 1c – Dati geometrici del primo piano (N.B.-Le superfici sono comprensive degli eventuali infissi)

N°	Sup	Tipo	Contorno esterno	Esp	Vista cielo	INFISSO
[-]	[m²]	[-]	[°C]	[-]	[-]	[-]
36	80.905	Solaio Copertura	T _{ae}	HZ	1	-
37	11.222	ESTERNA	T _{ae}	NE	0.5	-
38	5.927	ESTERNA	T _{ae}	SO	0.5	Tipo 5 (2.98 m²)
39	11.68	ESTERNA	T _{ae}	DOWN	0.5	-
40	11.324	ESTERNA	T _{ae}	SINISTRA	0.5	Tipo 2 (1.86 m²)
41	8.991	ESTERNA	T _{ae}	NO	0.5	-
42	6.143	ESTERNA	T _{ae}	UP	0.5	Tipo 2 (1.86 m²)
43	19.849	ESTERNA	T _{ae}	SO	0.5	Tipo 2 (1.86 m²)
44	2.431	ESTERNA	T _{ae}	=NO	0.5	-
45	43.89	Solaio Copertura	T _{vano-Scala Terrazzo}	-	0	-
46	24.494	ESTERNA	T _{ae}	SE	0.5	Tipo 2 (1.86 m²)
47	13.754	ESTERNA	T _{ae}	DESTRA	0.5	-
48	18.213	ESTERNA	T _{ae}	DOWN	0.5	-
49	21.939	ESTERNA	T _{ae}	UP	0.5	-
50	7.143	ESTERNA	T _{ae}	NE	0.5	-
51	7.623	ESTERNA	T _{ae}	NE	0.5	Tipo 3 (1.12 m²)
52	13.123	ESTERNA	T _{ae}	NO	0.5	Tipo 2 (1.86 m²)

Legenda esposizione(azimuth=180°=Nord): UP=180°, DOWN=0°, DESTRA=-90°; SINISTRA=90°, NE=150°, NO=210°, SE=-30°, SO=30°, HZ=orizzontale)

I valori dei coefficienti di scambio termico convettivo e radiativo sono determinati ad ogni timestep. Più in particolare, il coefficiente convettivo esterno è stato fatto variare in funzione della velocità del vento per le sole pareti verticali con la consueta formula:

$$h_{c,o} = 4 + 4.4V = W/m^2K \quad (1)$$

mentre per le pareti orizzontali è stato posto costante e pari a 17.7 W/m²K. Il coefficiente convettivo interno è calcolato in funzione della differenza di temperatura tra superficie della parete e nodo aria interna, con una relazione del tipo:

$$h_{c,i} = K \cdot (T_{s,i} - T_{ae})^n = W/m^2K \quad (2)$$

in cui si è posto K=1.6 ed n=0.3 per pareti verticali, mentre K=2 per superfici orizzontali più calde dell'aria interna e K=1.08 per superfici più fredde dell'aria interna, con l'esponente "n" che in entrambi i casi vale 0.31. Per il coefficiente di scambio termico radiativo, si è imposto un coefficiente di emissione infrarosso delle pareti opache pari a 0.9 sia dal lato interno che esterno.

La parete perimetrale esterna, così come le pareti che separano la zona termica riscaldata verso il vano scale (non riscaldata) e in direzione di un'intercapedine che delimita il seminterrato, ha la seguente stratigrafia [8]:

Tab. 1d – Stratigrafia e caratteristiche termofisiche degli strati costituenti la parete esterna

Materiale	Spessore [m]	Conducibilità [kJ/h·m·K]	Resistenza termica [h·m²·K/kJ]	Calore Specifico [kJ/kg·K]	Densità [kg/m³]
Intonaco	0.02	3.24	0.0062	1	1800
Laterizio	0.20	-	0.167	0.84	1800
Isolante	0.06	0.386	0.155	0.84	55
Intonaco	0.02	3.24	0.0062	1	1800

La parete esterna ha uno spessore totale di 0.30 m con un valore di trasmittanza stazionaria pari a 0.728 W/m²K, determinato nell'ipotesi di utilizzare resistenze superficiali interne ed esterne pari rispettivamente a 0.13 m²K/W e 0.04 m²K/W. La stessa parete è caratterizzata da una massa superficiale di circa 300 kg/m² [8].

Per le pareti interne la trasmittanza è pari a 2.186 W/m²K ed è utilizzata per calcolare le perdite tra le zone riscaldate adiacenti a zone non riscaldate. Hanno uno spessore totale di 11 cm, una massa termica di 160 kg/m² e presentano la seguente stratigrafia:

Tab. 1e – Stratigrafia e caratteristiche termofisiche degli strati costituenti la parete interna

Materiale	Spessore [m]	Conduttività [kJ/h·m·K]	Resistenza termica [h·m ² ·K/kJ]	Calore Specifico [kJ/kg·K]	Densità [kg/m ³]
Intonaco	0.015	2.88	0.0052	1	1600
Laterizio	0.08	-	0.044	0.84	1400
Intonaco	0.015	2.88	0.0052	1	1600

Le strutture opache orizzontali all'interno dell'edificio F92 presentano differenti stratigrafie; la prima è quella del solaio interpiano, ovvero la struttura che separa superiormente il seminterrato dal piano terra e il piano terra dal primo piano, che ha uno spessore totale di 31.5 cm, cui corrisponde una trasmittanza termica di 1.351 W/m²K e una massa superficiale di 467 kg/m² (vedi tab. 1-f):

Tab. 1f – Stratigrafia e caratteristiche termofisiche degli strati costituenti il primo solaio

Materiale	Spessore [m]	Conduttività [kJ/h·m·K]	Resistenza termica [h·m ² ·K/kJ]	Calore Specifico [kJ/kg·K]	Densità [kg/m ³]
Piastrelle in ceramica	0.01	3.6	0,036	0.84	2300
Sottofondo di cemento magro	0.07	3.24	0,280	0.88	1800
C.l.s. di sabbia e ghiaia pareti interne (um. 2-5%)	0.04	6.876	0,075	0.88	2400
Soletta in laterizio spess. 18-20 - Inter. 50	0.18	-	0,983	0.84	1100
Intonaco di gesso e sabbia	0.015	2.88	0,0675	1	1600

Il pavimento del seminterrato che disperde verso il terreno ha una differente stratigrafia con una trasmittanza termica di 1.415 W/m²K, uno spessore totale di 38 cm e una massa superficiale di 530 kg/m² (vedi tab. 1-g).

Tab. 1g – Stratigrafia e caratteristiche termofisiche degli strati costituenti il solaio di base del seminterrato

Materiale	Spessore [m]	Conduttività [kJ/h·m·K]	Resistenza termica [h·m²·K/kJ]	Calore Specifico [kJ/kg·K]	Densità [kg/m³]
Piastrelle in granito	0.01	14.76	0.00068	0.84	3000
Sottofondo di cemento magro	0.10	3.24	0.031	0.88	1800
C.l.s. di sabbia e ghiaia pareti esterne	0.12	4.716	0.025	0.88	2000
Intercapedine non ventilata $A_v < 500$ mm²/m	0.10	-	0.061	-	-
Sottofondo di cemento magro	0.05	2.52	0,02	0.88	1600

Infine la copertura dell'edificio che delimita il primo piano dall'ambiente esterno e che costituisce il terrazzo dell'edificio è così definita. La struttura ha una trasmittanza termica di $0.523 \text{ W/m}^2\text{K}$, una massa superficiale di 300 kg/m^2 e uno spessore complessivo pari a 30 cm (tab. 1-h).

Tab. 1h – Stratigrafia e caratteristiche termofisiche degli strati costituenti il solaio del tetto

Materiale	Spessore [m]	Conduttività [kJ/h·m·K]	Resistenza termica [h·m²·K/kJ]	Calore Specifico [kJ/kg·K]	Densità [kg/m³]
Intonaco	0.015	2.88	0.0052	1	1600
Soletta in laterizio	0.18	-	0.123	0.84	1100
Isolante	0.06	0.175	0.342	1	1600
CLS magro	0.045	3.24	0.0139	0.84	1800

Per le pareti opache si sono fissati i seguenti coefficienti di assorbimento nella banda solare:

- parete esterna e parete leggera 0.3, sia lato interno che esterno;
- solaio di copertura, 0.6 lato esterno e 0.3 lato interno;
- altri solai 0.3 lato interno ed esterno (ad eccezione di quello poggiato sul pavimento).

Nelle simulazioni sono stati considerati gli effetti dei ponti termici presenti nella struttura, definendo tutte le pareti disperdenti come elementi strutturali con "ColdBridge Effect" secondo la procedura prevista da TRNBUILD. Nello specifico si sono considerate le seguenti tipologie di ponte termico (classificati in base alla UNI 14683:2008 [9]):

- tipologia C2 (angolo) cui corrisponde un coefficiente di dispersione lineico pari a -0.18 kJ/hmK ;
- tipologia P2 (pilastro) cui corrisponde un coefficiente di dispersione lineico pari a 2.16 kJ/hmK ;
- tipologia GF6 (Pavimento/terreno) cui corrisponde un coefficiente di dispersione lineico pari a 1.62 kJ/hmK ;
- tipologia IF2 (solaio/parete esterna) cui corrisponde un coefficiente di dispersione lineico pari a 3.42 kJ/hmK ;
- tipologia R2 (parete esterna/solaio di copertura) cui corrisponde un coefficiente di dispersione lineico pari a 1.8 kJ/hmK ;

Tra telaio dell'infisso e la parete non è stato considerato nessun ponte termico.

Di seguito sono riportate le caratteristiche termiche e ottiche dei sistemi finestrati che compongono la struttura; più in particolare per ogni elemento finestrato è riportata la trasmittanza del sistema vetrato, del telaio, la trasmittanza complessiva dell'infisso, la percentuale di telaio rispetto all'area totale dell'infisso ed il guadagno solare per incidenza normale [10].

Elemento finestrato N°1 (Finestra Hall-Impianti)

- U_g (vetro) = 2.96 W/m²K;
- U_f (telaio) = 4.40 W/m²K;
- U_w (complessivo) = 3.28 W/m²K;
- F_F (percentuale telaio su superficie complessiva)= 0.2
- $g_{\perp}$ = 0.75

Elemento finestrato N°2 (Finestra aule)

- U_g (vetro) = 2.96 W/m²K;
- U_f (telaio) = 4.40 W/m²K;
- U_w (complessivo) = 3.26 W/m²K;
- F_F (percentuale telaio su superficie complessiva)= 0.2
- $g_{\perp}$ = 0.75

Elemento finestrato N°3 (Finestra bagni)

- U_g (vetro) = 2.96 W/m²K;
- U_f (telaio) = 4.40 W/m²K;
- U_w (complessivo) = 3.27 W/m²K;
- F_F (percentuale telaio su superficie complessiva)= 0.2
- $g_{\perp}$ = 0.75

Elemento finestrato N°4 (Porta-finestra ingresso piano terra)

- U_g (vetro) = 2.96 W/m²K;
- U_f (telaio) = 4.40 W/m²K;
- U_w (complessivo) = 3.32 W/m²K;
- F_F (percentuale telaio su superficie complessiva)= 0.24
- $g_{\perp}$ = 0.75

Elemento finestrato N°5 (Porta-finestra ingresso primo piano)

- U_g (vetro) = 2.96 W/m²K;
- U_f (telaio) = 4.40 W/m²K;
- U_w (complessivo) = 3.26 W/m²K;
- F_F (percentuale telaio su superficie complessiva)= 0.2
- $g_{\perp}$ = 0.75

Elemento finestrato N°6 (Porta-garage seminterrato)

- U_g (vetro) = 5.86 W/m²K;
- U_f (telaio) = 5.90 W/m²K;
- U_w (complessivo) = 3.26 W/m²K;
- F_F (percentuale telaio su superficie complessiva)= 0.91
- $g_{\perp}$ = 0.75

Le caratteristiche ottiche dei sistemi vetrati, sia direzionali che emisferiche, sono state determinate mediante Window 4.2 – DOE/2 [11].

Nella valutazione degli apporti solari attraverso le superfici trasparenti, non si è valutata la presenza di dispositivi di ombreggiamento, sia interni che esterni, né fisso né mobile.

La modellazione dell'edificio F92 mediante TRNSYS3D ha consentito, in ogni caso, di valutare l'ombreggiamento prodotto sulle finestre dei bagni da parte della struttura sporgente, che si comporta da vero e proprio oggetto verticale (si veda figura 3).

Nella valutazione del fabbisogno di energia termica, si è considerato inoltre:

- un carico relativo alla ventilazione naturale, ipotizzando un numero di ricambi orari in ogni zona termica riscaldata determinato con la relazione:

$$n=0.04 \cdot T_{ae} + 0.3 \quad (5)$$

in modo da ottenere in considerazione un numero limitato di ricambi durante la stagione invernale ed un numero più elevato durante la stagione estiva. La funzione di controllo considera solamente valori positivi della temperatura dell'aria esterna, tale da garantire il minimo numero di ricambi orari pari a quello previsto dalla normativa (0.3 vol/h [1]) quando la temperatura dell'aria esterna è pari a 0°C.

- carichi endogeni, si sono gli apporti di calore derivanti da sorgenti interne (illuminazione artificiale, persone, ecc.) valutati secondo normativa in funzione della superficie calpestabile della zona termica e pari rispettivamente a:

- 720 kJ/h per la Hall impianti;
- 1200 kJ/h per il piano terra;
- 1100 kJ/h per il primo piano;

Per i carichi latenti, essendo l'edificio munito di locali adibiti ad aule dalla capienza massima di 40 persone, si è considerato un apporto di vapore corrispondente ad una potenza latente di 65 W a persona.

2.3 Dati climatici

I fabbisogni energetici e le potenze di picco richieste all'impianto sono stati determinati ipotizzando di ubicare l'edificio F92 in 4 capoluoghi di provincia del territorio italiano:

- Milano (Lat. 45.45°N);
- Roma (Lat 41.88°N);
- Napoli (Lat 40.95°N);
- Palermo (Lat. 38.12°N).

Per i dati climatici, il codice TRNSYS utilizza un TYPE di generazione che, partendo dai corrispondenti valori giornalieri medi mensili, effettua un'operazione di spaccettamento per generare dati climatici orari o su base temporale inferiore [12]. I valori giornalieri medi mensili richiesti sono la radiazione solare totale sul piano orizzontale, la temperatura a bulbo asciutto, il titolo del vapore dell'aria esterna e la velocità del vento.

I dati sono generati in modo tale che i valori associati sono approssimativamente simili a quelli valutati sul lungo periodo nella località considerata.

Le grandezze giornaliere medie mensili utilizzate per valutare i fabbisogni energetici dell'edificio F92 per le quattro località di riferimento sono quelle desunte dallo standard nazionale UNI 10349:1994 [13]. Per ciò che concerne la determinazione dello scambio termico tra la "Hall impianti" con il suolo, si è ipotizzata per tutte le località una temperatura del terreno pari a 15°C. Se tale modello consente di definire a livello orario i valori di temperatura dell'aria esterna, discorso più complicato è per la radiazione solare.

Per quanto riguarda la radiazione solare, il riporto su superfici inclinate è stato effettuato impiegando l'algoritmo più semplice che prevede il modello di cielo isotropo [14]. Un altro parametro climatico da

considerare è la temperatura della volta celeste, che rappresenta un grandezza essenziale per calcolare i flussi radiativi che interessano le superfici esterne dell'involucro. A tal fine si è impiegato un modello che determina la temperatura della volta celeste dalla conoscenza dell'indice di nuvolosità orario, dalla temperatura a bulbo secco e dal punto di rugiada esterno relativo al sito analizzato [15].

2.4 Potenze di picco per l'edificio di riferimento F92 in differenti contesti climatici

Per la località di Milano (lat 45.45° N) vengono presentati nella fig. 6 gli andamenti dei carichi di riscaldamento (negativi) e di raffrescamento (positivi) richiesti dall'edificio F92. Il grafico evidenzia il massimo carico contemporaneo tra le varie zone termiche riscaldate/raffrescate, nonché i carichi richiesti singolarmente dalla Hall impianti, dal piano terra e dal primo piano. I dati forniti dalle simulazioni indicano che la potenza contemporanea di picco richiesta per un singolo edificio è pari a:

- 7.78 kW per il riscaldamento;
- 6.01 kW per il raffrescamento.

I carichi di picco per ogni zona termica risultano:

- riscaldamento: 0.88 kW per la Hall-impianti, 2.97 kW per il piano terra e 3.94 kW per il primo piano;
- raffrescamento: 0 kW per la Hall-impianti, 2.72 kW per il piano terra e 3.29 kW per il primo piano.

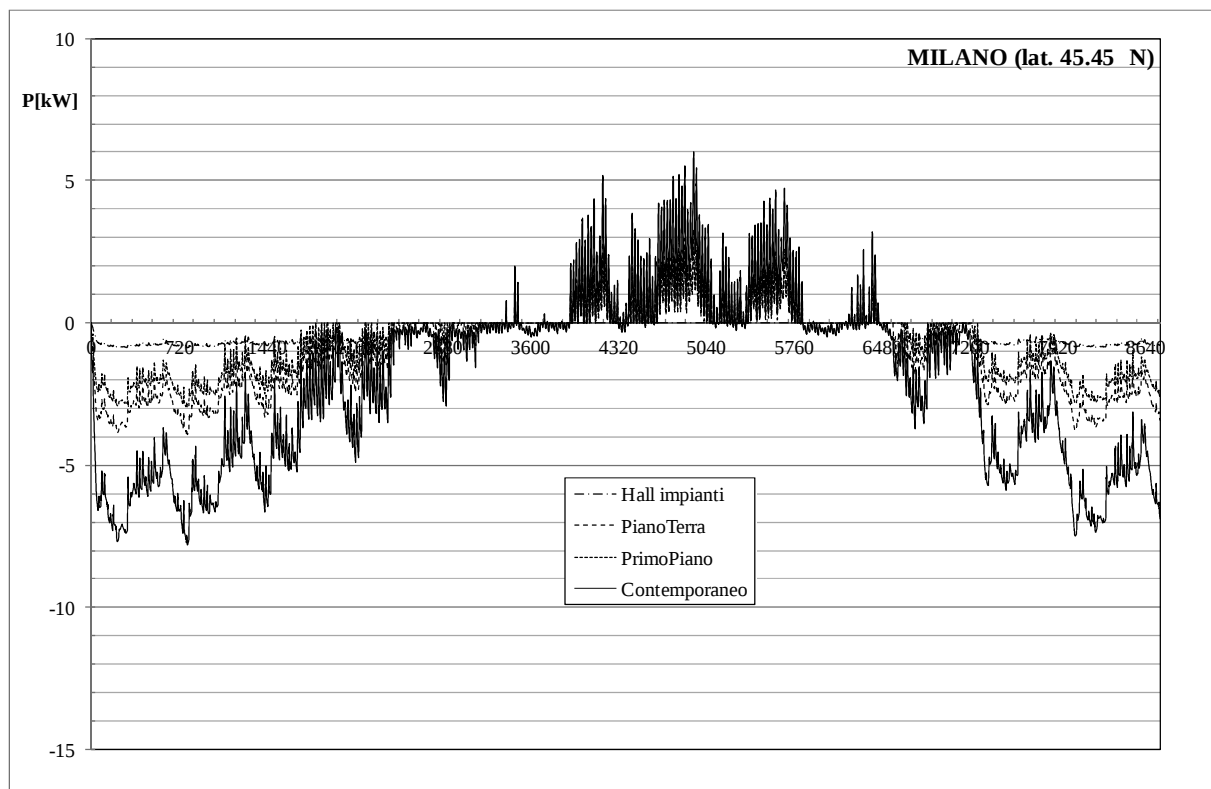


Fig. 6 – Milano: profilo orario delle potenze richieste dall'edificio durante l'arco di un anno

I grafici successivi di fig. 7 e 8 mostrano le frequenze degli intervalli di potenza richiesta dall'edificio per mantenere le condizioni di progetto impostate ricade in precisi intervalli.

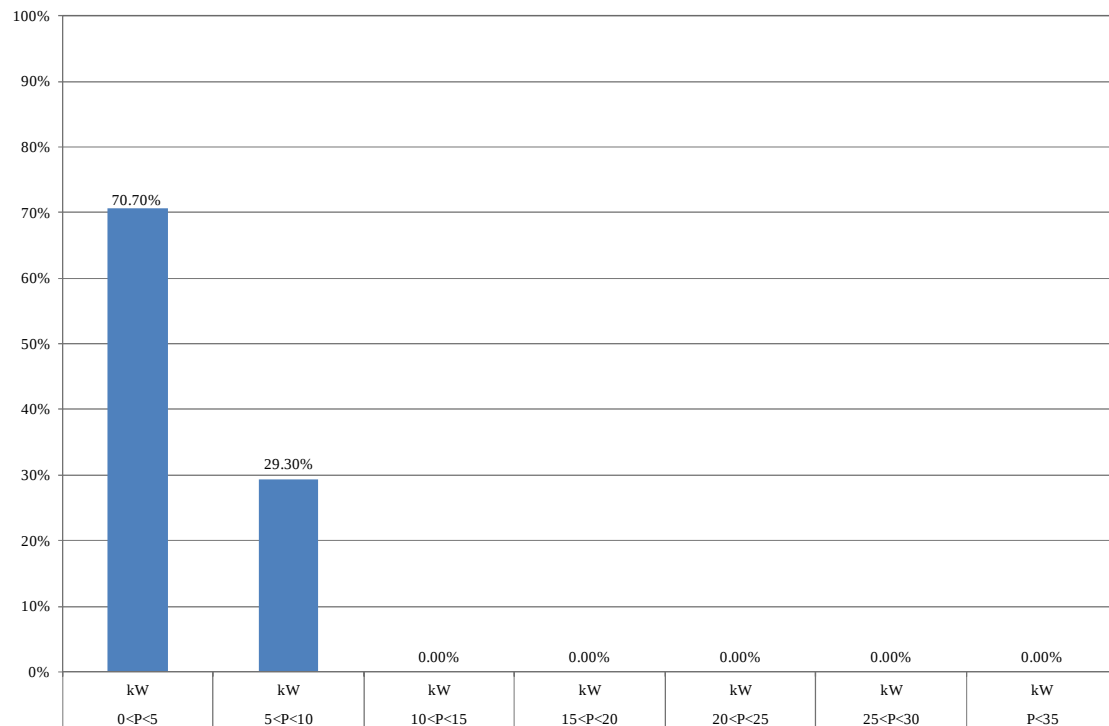


Fig. 7 – Milano: frequenze degli intervalli di potenza durante il riscaldamento

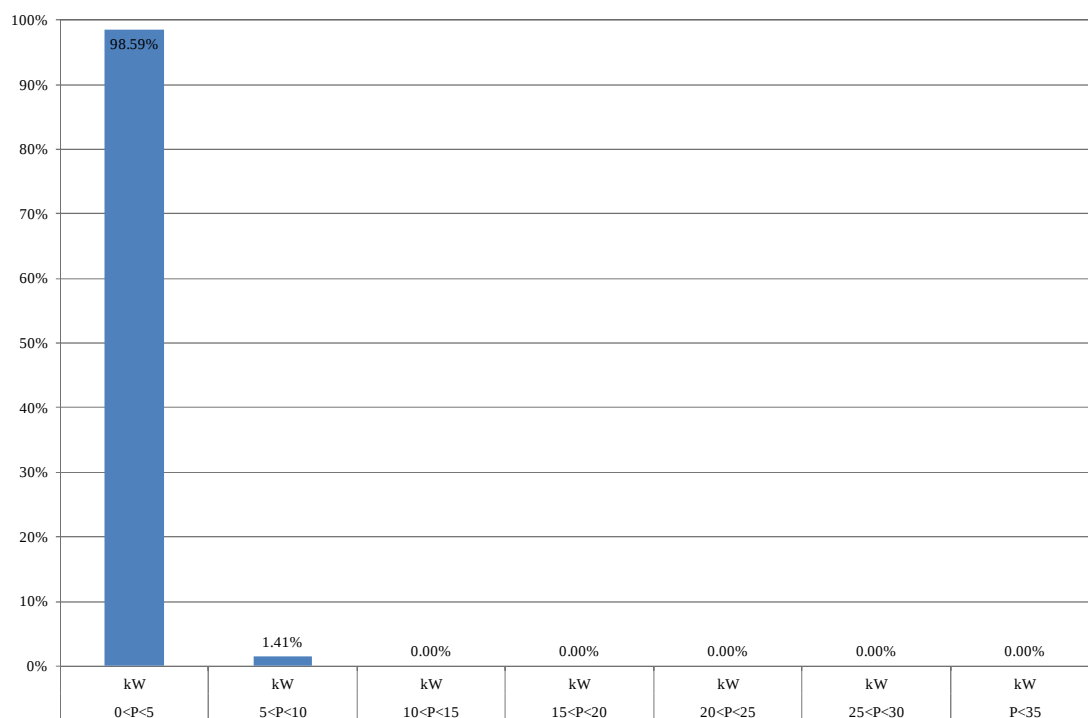


Fig. 8 – Milano: frequenze degli intervalli di potenza durante il raffrescamento

Questi valutazioni preliminari, prevedendo l'impiego di un sistema a pompa di calore R744 per riscaldare e raffreddare l'edificio, consentono di determinare la taglia più opportuna della macchina, e la copertura dei picchi (nel periodo invernale) è demandata ad un sistema integrativo ausiliario. Le potenze di picco invernali, infatti, si verificano quando le condizioni climatiche esterne sono più severe, con conseguente

rischio di blocco macchina (TOL) oppure raggiungimento della temperatura bivalente con obbligo di ricorrere ad un sistema integrativo, avendo raggiunto la macchina la massima prestazione operativa [16]. I grafici precedenti mostrano come la potenza più frequentemente richiesta al terminale di erogazione è quella compresa nel range 0÷5 kW sia nel periodo invernale che estivo. L'impiego di una macchina da 15 kW è indicato per la copertura dei carichi di almeno due edifici.

Valutazioni analoghe sono state condotte per Roma (Lat. 41.88); per questa località (vedi fig. 9) risulta:

- 6.02 kW per il riscaldamento;
- 6.23 kW per il raffrescamento.

I carichi di picco per ogni zona termica, risultano:

- riscaldamento: 0.79 kW per la Hall impianti, 2.23 kW per il piano terra e 3.02 kW per il primo piano;
- raffrescamento: 0 kW per la Hall impianti, 2.81 kW per il piano terra e 3.43 kW per il primo piano.

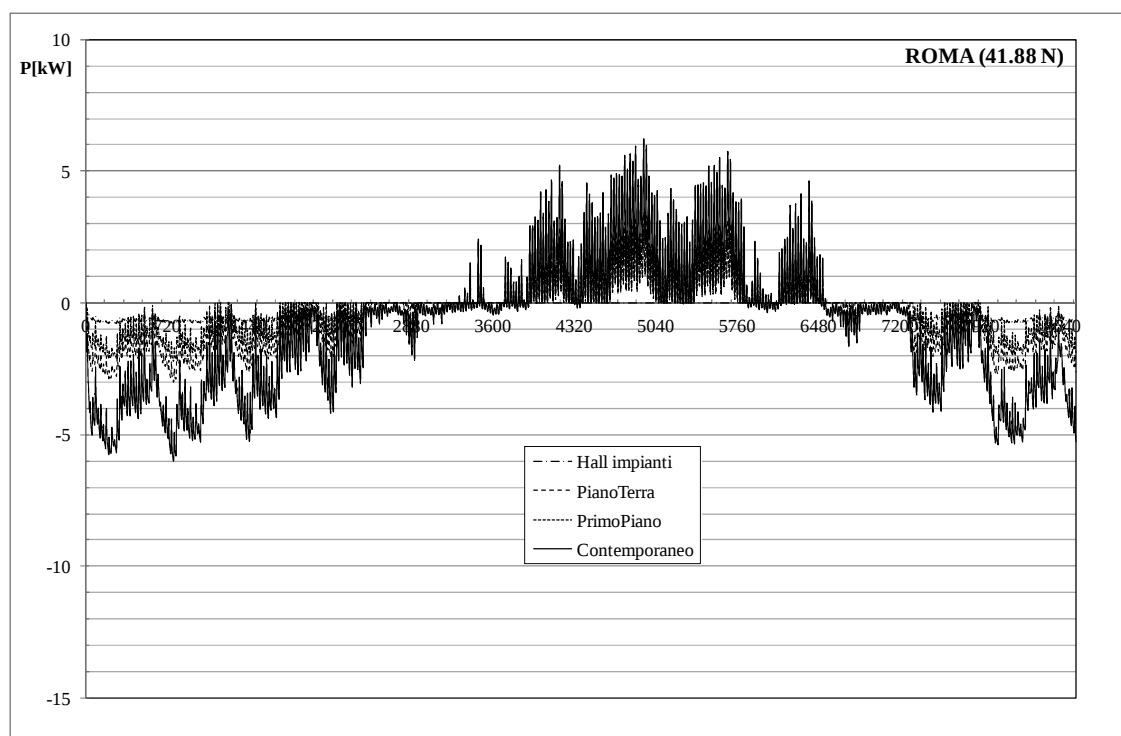


Fig. 9 – Roma: profilo orario delle potenze richieste dall'edificio durante l'arco di un anno

Per ciò che concerne la distribuzione delle classi di potenza richieste, per le applicazioni di riscaldamento e per quelle di raffrescamento (fig. 10 e 11), si ottiene rispettivamente:

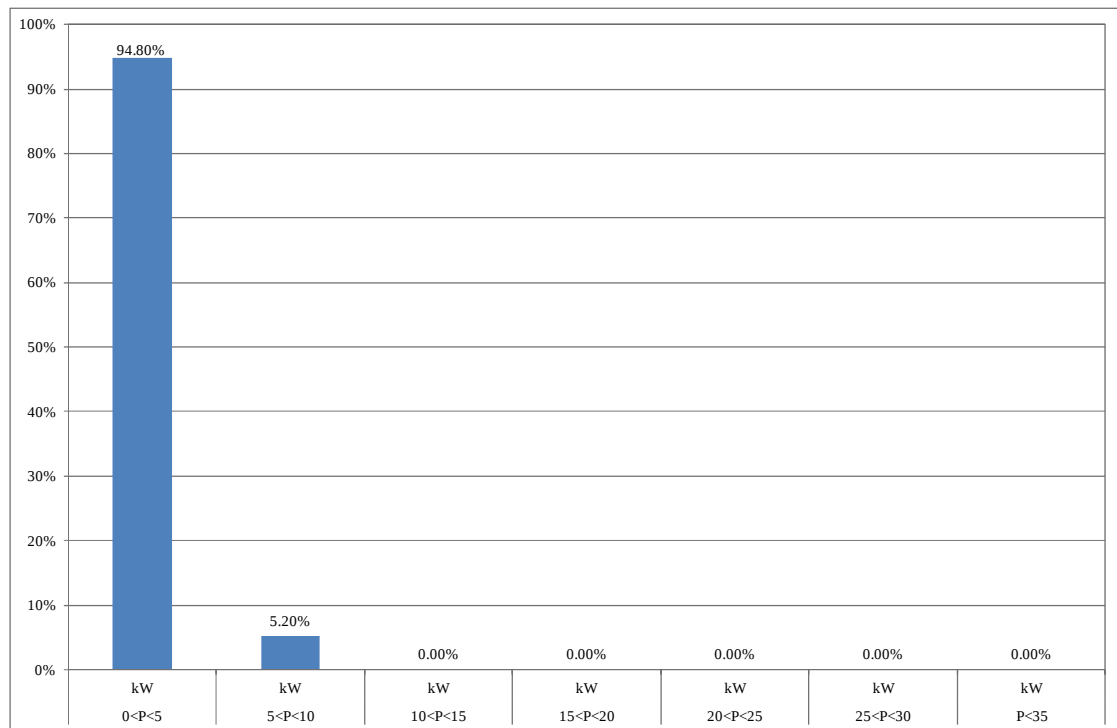


Fig. 10 – Roma: frequenze degli intervalli di potenza durante il riscaldamento

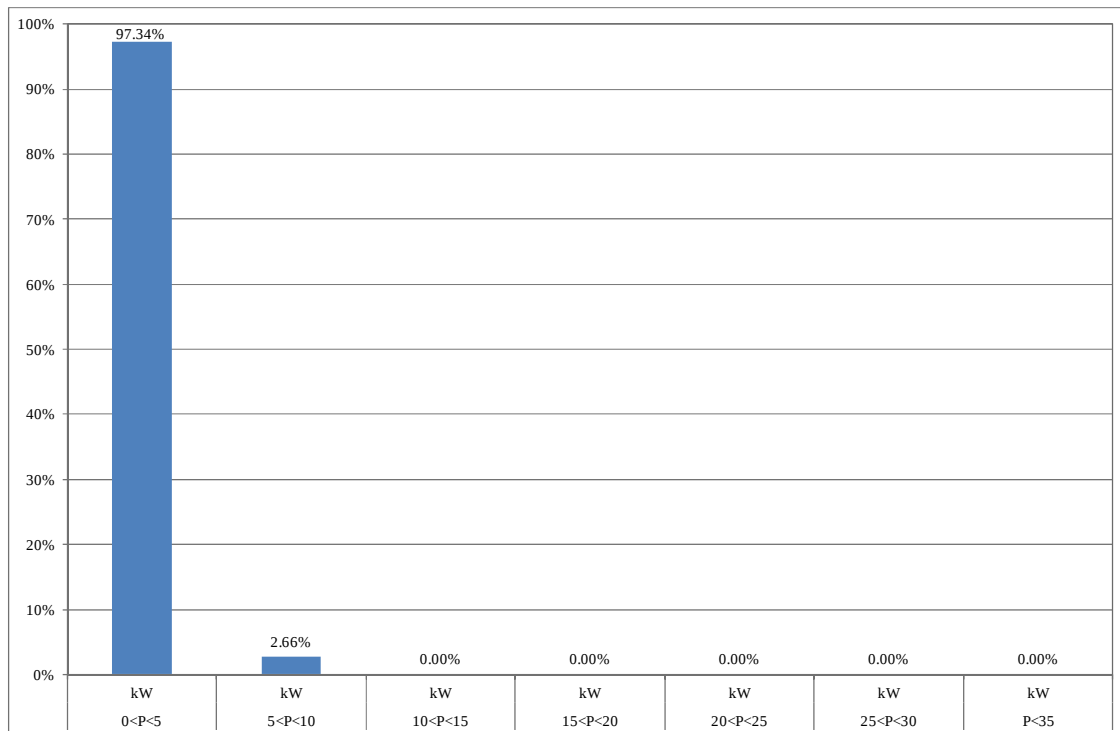


Fig. 11 – Roma: frequenze degli intervalli di potenza durante il raffrescamento

Considerando Napoli (Lat. 40.95 N) come altro sito di ubicazione dell’F92, l’andamento delle potenze richieste è riportato in fig. 12.

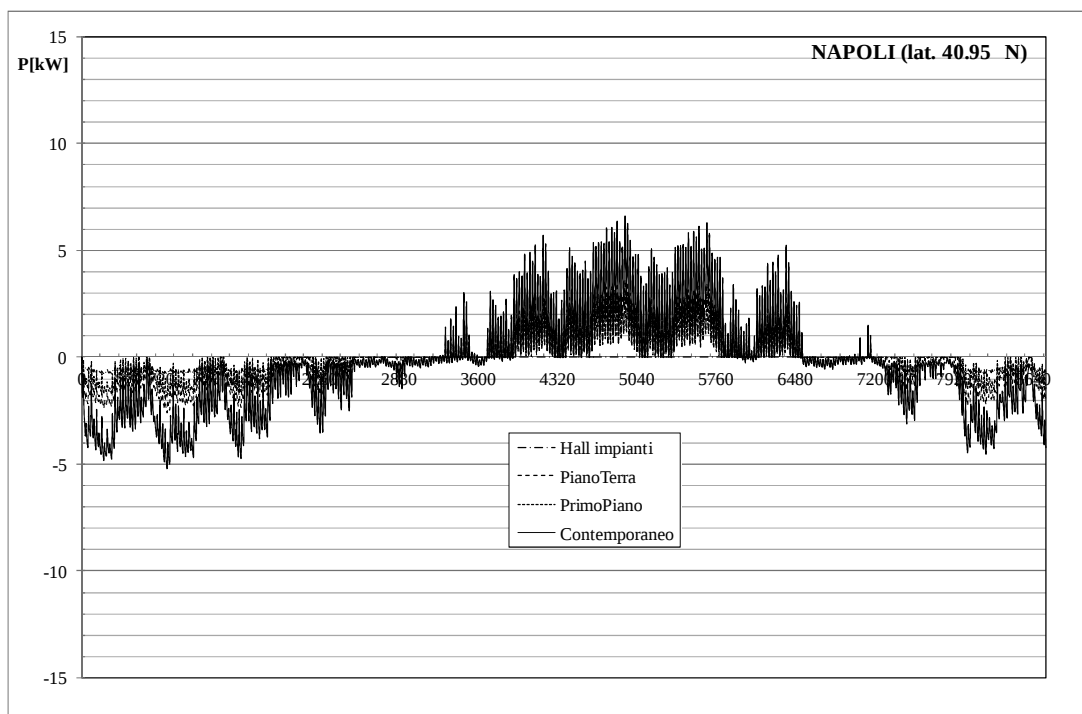


Fig. 12 – Napoli: profilo orario delle potenze richieste dall’edificio durante l’arco di un anno

da cui si evince:

- 5.21 kW per il riscaldamento;
- 6.60 kW per il raffrescamento.

con la seguente distribuzione delle frequenze di potenza richiesta ai terminali (riscaldamento e raffrescamento) da cui si evince una frequenza dominante per potenze inferiori ai 5 kW in inverno, e maggiore dell’94% in estate.

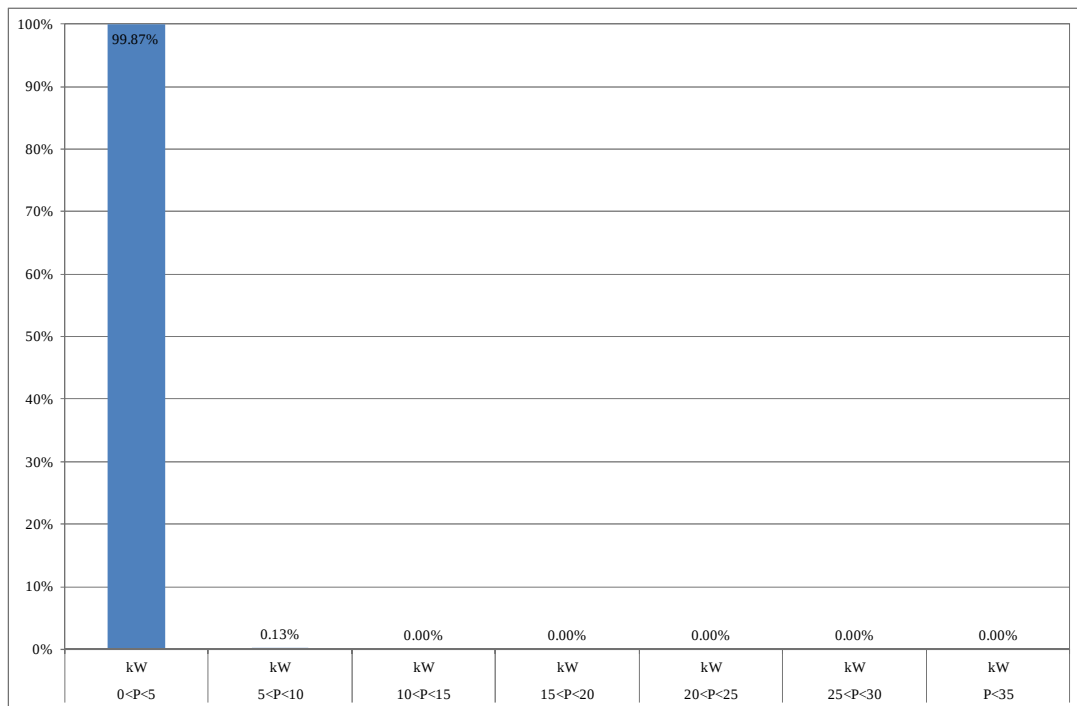


Fig. 13 – Napoli: frequenze degli intervalli di potenza durante il riscaldamento

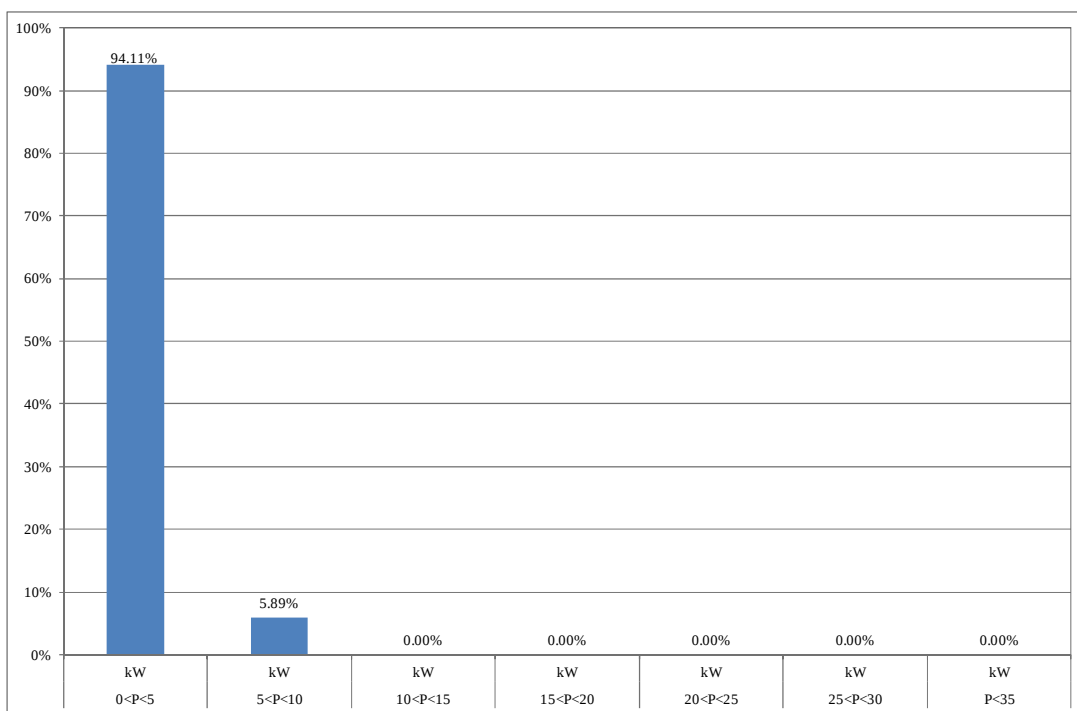


Fig. 14 – Napoli: frequenze degli intervalli di potenza durante il raffreddamento

Infine per Palermo (lat. 38.12 N) i risultati di seguito riportati nella fig. 15.

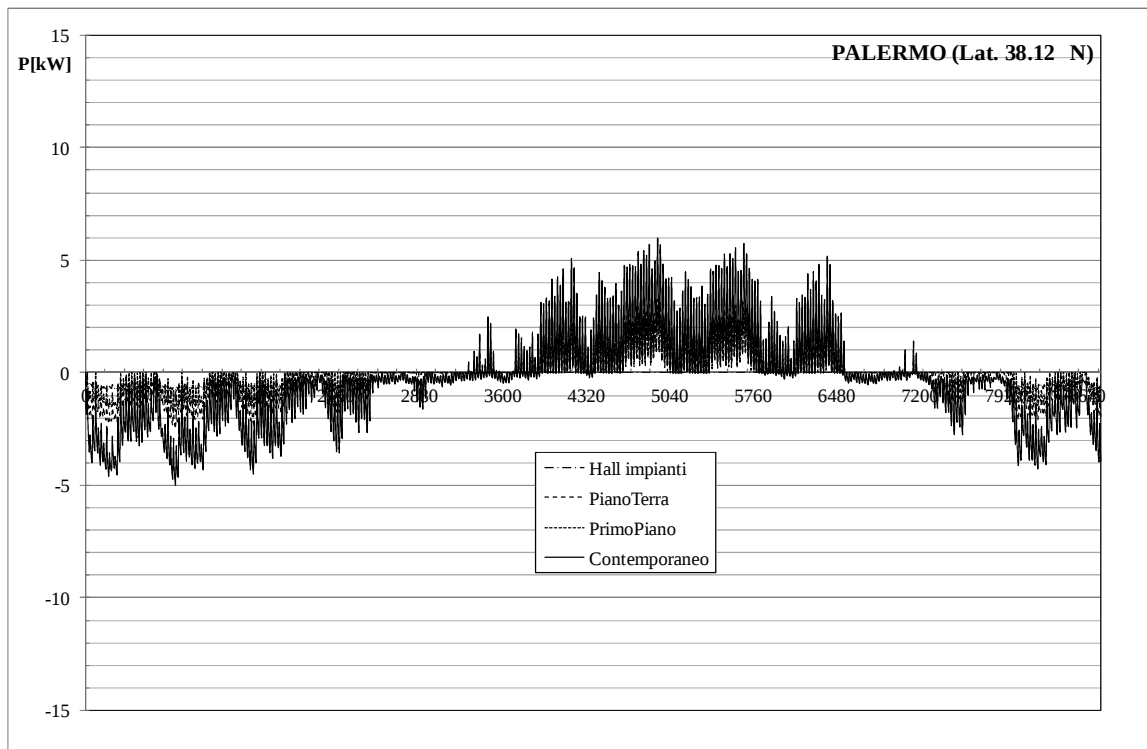


Fig. 15 – Palermo: profilo orario delle potenze richieste dall’edificio durante l’arco di un anno

Le massime potenze di picco richieste valgono:

- 4.98 kW per il riscaldamento;
- 6.00 kW per il raffrescamento.

con una distribuzione delle classi di potenza, rispettivamente per riscaldamento e raffrescamento, riportate nelle fig. 16 e 17.

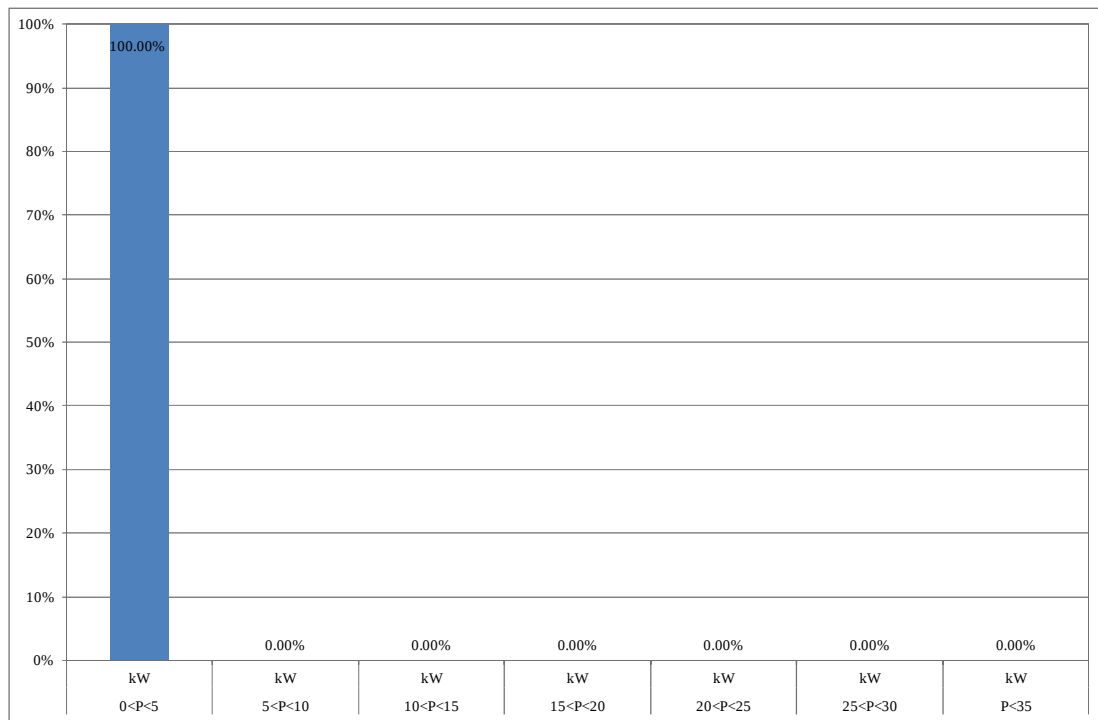


Fig. 16 – Palermo: frequenze degli intervalli di potenza durante il riscaldamento

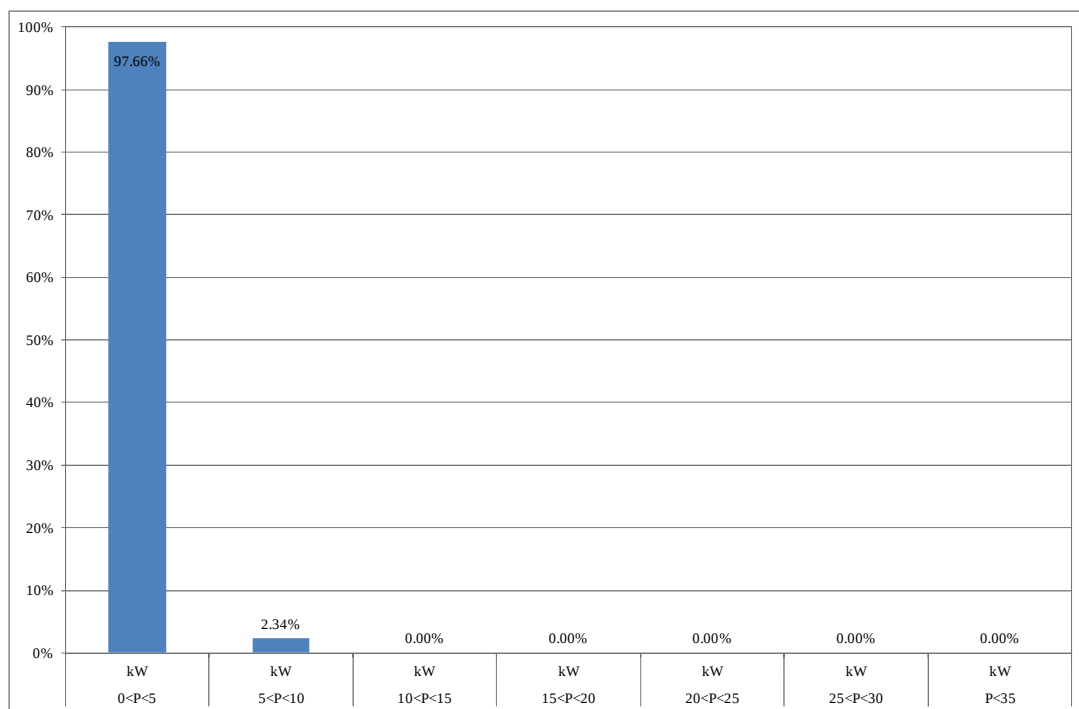


Fig. 17 – Palermo: frequenze degli intervalli di potenza durante il raffreddamento

L'analisi dei risultati ottenuti per le quattro località considerate mostrano che le potenze di picco che devono essere erogate dai terminali di emissione, sia nel periodo invernale che nel periodo estivo, hanno un valore molto prossimo.

2.5 Valutazione dei fabbisogni di energia termica per il riscaldamento e il raffrescamento per l'edificio F92 ubicato in differenti contesti climatici

Per le quattro località considerate, utilizzando i dati climatici orari ottenuti dai valori giornalieri medi mensili della norma UNI 10349:1994, sono state effettuate valutazioni energetiche per la determinazione del fabbisogno richiesto per mantenere le zone dotate di impianto alla temperatura di progetto. Partendo da Milano, la tabella 2 riporta nell'ordine l'energia dispersa per trasmissione Q_{tr} e ventilazione Q_v , gli apporti gratuiti solari (sia su superfici trasparenti che opache) Q_{sol} , gli apporti endogeni Q_{end} ed, infine, il fabbisogno di energia termica Q_h . Quest'ultimo assume valori negativi in inverno e positivi in estate. Queste valutazioni sono state effettuate nell'ipotesi di funzionamento continuo del sistema edificio-impianto [1].

Tab. 2 – Milano: energia mensili disperse per trasmissione e ventilazione, apporti solari ed endogeni e fabbisogni mensili di energia termica

	Q_{tr}	Q_v	Q_{sol}	Q_{end}	Q_h
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]
Gen	4689	1232	265	623	-4354
Feb	3792	1100	402	564	-3581
Mar	2989	1044	696	624	-2414
Apr	1917	711	845	604	-933
Mag	1507	537	990	624	-249
Giu	1032	226	1024	604	538
Lug	656	-95	1147	624	1420
Ago	845	67	981	624	983
Set	1292	409	750	604	21
Ott	1888	708	533	624	-998
Nov	3172	1088	286	604	-2983
Dic	4414	1241	258	624	-4318
TOT	28194	8269	8176	7348	

Dall'analisi dei dati precedenti, risulta per Milano (tab. 2):

- fabbisogno di energia termica invernale pari a 11120 kWh;
- fabbisogno di energia termica estiva pari a 2962 kWh.

Utilizzando questi valori e considerando che la superficie utile climatizzata dell'edificio è pari a 200 m² circa e un volume lordo di 700 m³ circa, si ottengono per l'involucro i seguenti indici prestazionali previsti dal DPR 59/09 [1] e delle linee guida nazionali sulla certificazione energetica:

- Epi,involucro = 15.9 kWh/m³;
- Epe,involucro = 4.24 kWh/m³;

Per Roma i risultati sono riportati in tab. 3, ottenendo per l'involucro questi nuovi risultati:

Tab. 3 – Roma: energia mensili disperse per trasmissione e ventilazione, apporti solari ed endogeni e fabbisogni mensili di energia termica

	Q _{tr}	Q _v	Q _{sol}	Q _{end}	Q _H
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]
Gen	3320	1139	447	623	-2916
Feb	2824	979	548	564	-2403
Mar	2472	910	788	624	-1690
Apr	1790	663	918	604	-700
Mag	1515	528	1112	624	-134
Giu	1022	201	1142	604	717
Lug	548	-196	1238	624	1733
Ago	626	-124	1123	624	1518
Set	1111	270	904	604	441
Ott	1514	528	760	624	-266
Nov	2105	792	494	604	-1467
Dic	3046	1081	411	624	-2770
TOT	21894	6770	9885	7348	

- fabbisogno di energia termica invernale pari a 6513 kWh;
- fabbisogno di energia termica estiva pari a 4409 kWh.
- E_{pi,involucro} = 9.31 kWh/m³
- E_{pe,involucro} = 6.31 kWh/m³.

Per Napoli, tab. 4:

Tab. 4 – Napoli: energia mensili disperse per trasmissione e ventilazione, apporti solari ed endogeni e fabbisogni mensili di energia termica

	Q _{tr}	Q _v	Q _{sol}	Q _{end}	Q _H
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]
Gen	2643	983	477	623	-2149
Feb	2416	882	551	564	-1931
Mar	2074	778	776	624	-1218
Apr	1603	590	918	604	-470
Mag	1446	487	1124	624	-13
Giu	819	50	1141	604	1059
Lug	347	-362	1229	624	2064
Ago	388	-323	1148	624	1951
Set	878	107	898	604	791
Ott	1386	452	772	624	-110
Nov	1540	566	512	604	-670
Dic	2288	862	427	624	-1856
TOT	17829	5073	9974	7348	

e per l'involucro:

- fabbisogno di energia termica invernale pari a 4120 kWh;
- fabbisogno di energia termica estiva pari a 5865 kWh.
- E_{pi,involucro} = 5.89 kWh/m³
- E_{pe,involucro} = 8.39 kWh/m³.

Infine, per Palermo, tab. 5:

Tab. 5 – Palermo: energia mensili disperse per trasmissione e ventilazione, apporti solari ed endogeni e fabbisogni mensili di energia termica

	Q_{tr}	Q_v	Q_{sol}	Q_{end}	Q_H
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]
Gen	2503	943	525	623	-1928
Feb	2205	816	629	564	-1580
Mar	2094	782	857	624	-1140
Apr	1685	619	986	604	-501
Mag	1512	519	1142	624	-92
Giu	1070	222	1196	604	708
Lug	593	-163	1266	624	1674
Ago	611	-147	1180	624	1587
Set	919	127	969	604	799
Ott	1376	449	774	624	-103
Nov	1491	535	594	604	-517
Dic	2169	818	486	624	-1635
TOT	18229	5519	10602	7348	

- fabbisogno di energia termica invernale pari a 3638 kWh;
- fabbisogno di energia termica estiva pari a 4769 kWh.
- $E_{pi, involucro} = 5.20 \text{ kWh/m}^3$
- $E_{pe, involucro} = 6.82 \text{ kWh/m}^3$.

E' da porre in evidenza il contributo energetico per il raffrescamento a Napoli e Palermo è maggiore rispetto a quello richiesto per il riscaldamento. Le basse potenze di raffrescamento sono giustificate dalle ridotte superfici finestate che caratterizzano l'involucro dell'edificio F92: la percentuale finestrata rispetto alla superficie totale disperdente è pari solo al 2.9%.

2.6 Valutazione del fabbisogno di energia primaria per il riscaldamento invernale per l'edificio F92 con impianto a pompa di calore R744 acqua-acqua

Una volta determinati i fabbisogni energetici e le potenze di picco richieste dall'edificio F92 nei diversi contesti climatici differenti, necessarie per determinare le taglie più opportune dei sistemi di generazione, si è valutato il fabbisogno di energia primaria richiesta dallo stesso edificio nel caso in cui il sistema di produzione del calore è rappresentato da una pompa di calore R744.

E' stato effettuato uno studio parametrico per valutare come varia il coefficiente di prestazione delle macchine in funzione della temperatura richiesta ai terminali di erogazione; più in particolare sono state considerate tre differenti temperature di alimentazione:

- 35°C, tipico di un sistema radiante;
- 50 °C, tipico di un sistema a ventil-convettori;
- 70°C, tipico di sistemi di emissione a radiatori avendo la pompa di calore R744 la peculiarità di erogare acqua calda a questo livello di temperatura.

La quantificazione dell'energia primaria richiesta è stata effettuata mediante il codice TRNSYS considerando l'edificio F92 e il relativo impianto di riscaldamento. Le valutazioni sono state effettuate impiegando step temporali di 6 minuti. Nella fig. 18 è rappresentato lo schema di impianto utilizzato per alimentare i terminali di erogazione mediante la pompa di calore R744.

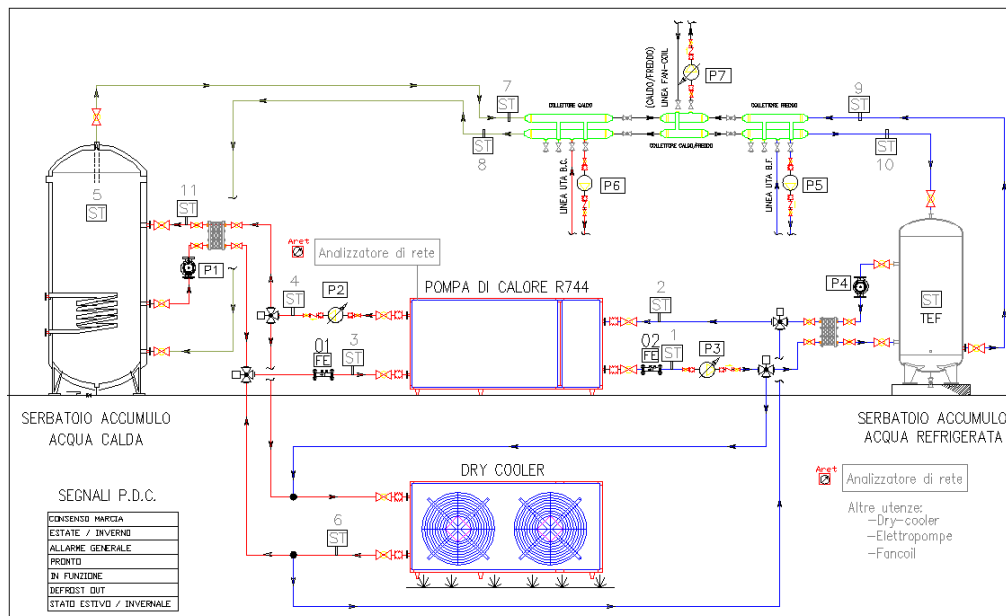


Fig. 18 – Schema di funzionamento dell'impianto con PdC R744 acqua-acqua

Nell'impianto è presente un doppio sistema di accumulo come sorgenti termiche della pompa di calore: un serbatoio caldo da 1500 l collegato indirettamente, mediante uno scambiatore a piastre, con il lato carico della pompa di calore, e un serbatoio freddo, delle stessa capacità anch'esso collegato indirettamente al sistema di produzione, sul lato sorgente. Il serbatoio caldo rifornisce un collettore che ripartisce la portata di acqua calda ai terminali di erogazione, mentre il serbatoio freddo è impiegato per alimentare una batteria fredda dell'UTA destinata al controllo dei carichi frigoriferi dell'edificio mediante un sistema di ventilazione meccanica controllata.

Altra particolarità del sistema è il "Dry cooler", che è un dispositivo utilizzato per dissipare l'energia frigorifera prodotta in eccesso nel periodo invernale (lato sorgente) allorché la temperatura del serbatoio freddo raggiunge il valore di set-point.

Il dispositivo impiega come fluido caldo la temperatura dell'aria esterna: ciò può influenzare l'operatività dell'impianto in quanto se non sussistono le condizioni necessarie (ad esempio temperatura del serbatoio freddo al livello di set-point e temperatura dell'aria esterna inferiore rispetto a quella fornita dal lato sorgente della pompa di calore) il sistema di controllo decide il fermo della pompa di calore. Il Dry-cooler è dotato di ventilatori che assorbono una potenza di 3.5 kW mentre le pompe idrauliche di circolazione assorbono 130 W ciascuna.

Le prestazioni energetiche ottenute dal sistema edificio-impianto dipendono dal tipo di controllo adottato; per ciò che concerne il sistema simulato si elencano le strategie di controllo implementate:

- estrazione della portata calda dal pertinente serbatoio di accumulo ogni volta che la temperatura dell'aria interna di una zona termica dell'edificio presenta valori inferiori a 19 °C, con interruzione della portata al raggiungimento dei 21°C (banda proporzionale di 2 °C), sempre se la temperatura media dell'accumulo presenta valori compatibili con il terminale di erogazione. In quest'ultimo caso si è scelto un valore limite di 35°C per i sistemi radianti, di 45°C per quelli a ventil-convettori e di 65°C per i radiatori.
- azionamento del divertitore (valvola a tre vie) in direzione del Dry cooler ogni volta che la temperatura del serbatoio freddo raggiunge il livello di set point, fissato a 7 °C, e contemporanea produzione di energia refrigerante da parte della pompa di calore, in contemporanea alla verifica di un ΔT di almeno +1 °C tra la temperatura dell'aria esterna e la temperatura dell'acqua refrigerata. In caso di non rispetto di questa condizione, oppure quando la temperatura dell'aria esterna è prossima ad 1 °C, la pompa di calore viene spenta.

- azionamento della pompa di calore ogni volta che la temperatura prodotta lato carico è superiore di almeno 1°C rispetto alla temperatura del serbatoio caldo rilevata nella parte superiore (per tenere in considerazione gli effetti della stratificazione) e contemporanea possibilità di indirizzare la portata refrigerata prodotta lato sorgente o in direzione del serbatoio freddo oppure in direzione del Dry cooler.

La pompa di calore è spenta allorché la differenza di temperatura tra parte alta del serbatoio caldo e la temperatura della portata riscaldata scende al di sotto di 0.5 °C. La pompa di calore è disattivata anche in base ad un limite superiore di temperatura, dipendente dal terminale di emissione, e posto pari a 45 °C per i sistemi radianti, a 55°C per i ventil-convettori e 75 °C per i radiatori.

- Azionamento dell'UTA, e quindi prelievo di portata refrigerata dal serbatoio freddo, ogni volta che il livello di umidità in una zona dell'edificio sale al di sopra del 55%; sono stati previsti carichi latenti endogeni legati alla presenza contemporanea di 36 persone, dalle 9:00 a.m. alle 18:00 p.m., all'interno dell'edificio che concorrono alla produzione di una portata totale di vapore pari a 2.6 kg/h (50 W circa a persona).

- azionamento di un sistema di generazione ausiliario che mantiene alla minima temperatura di funzionamento prevista per il terminale di erogazione il serbatoio di accumulo caldo ogni qual volta non sussistono le condizioni necessarie all'azionamento della pompa di calore. Non è stato previsto nessun sistema di integrazione sul serbatoio freddo.

Infine con un ulteriore studio parametrico è stata valutata l'influenza della taglia della macchina sulle prestazioni complessive del sistema; più in particolare sono state indagate le potenze di 15 kW, 30 kW e 50 kW, con i diversi terminali di erogazione precedentemente considerati. Nel caso delle taglie di 30 e 50 kW, si è ipotizzato di impiegare il sistema di produzione asservito a più edifici del tipo F92, in maniera da mantenere una certa proporzionalità tra la taglia della macchina e le potenze richieste in riscaldamento.

Dal punto di vista computazionale, l'elemento più importante nelle simulazioni è rappresentato dal TYPE 927 che modella la pompa di calore acqua-acqua; tale TYPE non è disponibile nella libreria standard del codice, ma fa parte della libreria TESS (Thermal Energy Systems Specialist) ed è stato implementato in modo da fornire le curve di prestazione, in funzione delle temperature delle sorgenti, mediante un opportuno file esterno. Per quanto riguarda la penalizzazione del COP della pompa di calore per effetto del fattore di carico richiesto, in conformità a quanto previsto dallo standard UNI TS 11300-4, si è optato di non operare nessuna correzione in quanto la macchina è dotata di un inverter sull'ultimo stadio del gruppo di compressione.

2.7 Prestazioni della pompa di calore acqua-acqua da 15 kW a Milano

Si riportano i risultati ottenuti per una macchina da 15 kW asservita all'edificio F92, con terminali di tipo radiante. La figura 19 mostra il COP della macchina registrato durante il periodo di riscaldamento, dall'inizio settembre (5832à ora dell'anno) a fine aprile dell'anno successivo(11640à ora dell'anno).

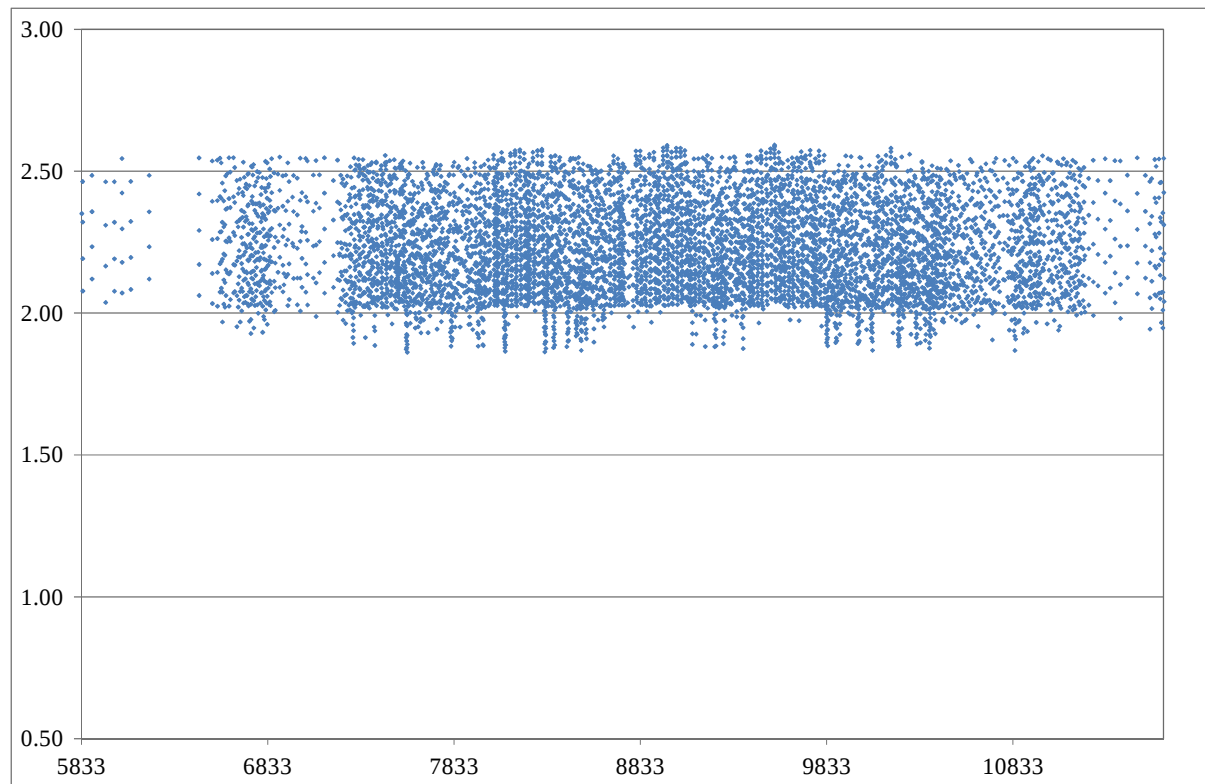


Fig. 19 – Andamento del COP della PdC R744 da 15 kW collegata a terminali di tipo radiante

Il COP risulta compreso tra i valori di 1.8 e 2.65, con un infittimento maggiore nella parte centrale del grafico a causa del funzionamento continuo della macchina in prossimità del periodo più freddo. Nella figura 20 è riportata la ripartizione tra la potenza termica ceduta al fluido caldo dal condensatore (Q_{cond}) e quella elettrica assorbita (Q_{elettr}): in questa configurazione impiantistica, si osserva una potenza termica mediamente erogata superiore ai 12 kW, con punte di 13 kW, e potenze elettriche medie assorbite al di sotto i 6 kW, con punte di 7.7 kW.

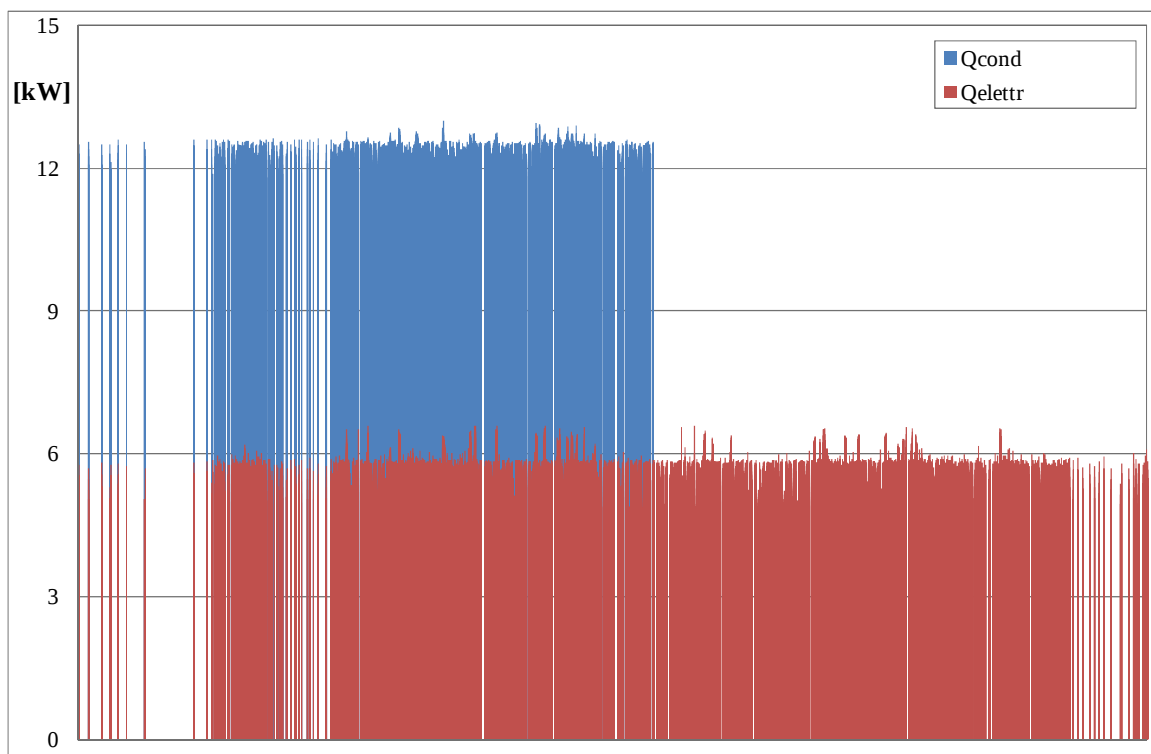


Fig. 20 – Potenza erogata ed assorbita dalla PdC R744 da 15 kW asservita a terminali di tipo radiante

Nella figura 21 è riportato l'andamento, per l'intera stagione di riscaldamento, delle temperature medie dei due serbatoi; a conferma della bontà della strategia di controllo adottata, si evidenzia come la temperatura del serbatoio caldo oscilli tra 35°C, poiché in caso di mancato azionamento della pompa di calore interviene il sistema ausiliario, e 45 °C il cui valore non è superato in quanto al suo raggiungimento la pompa di calore è disattivata. Allo stesso modo, per il serbatoio freddo, si osserva un profilo di temperatura compreso tra 7°C e 12 °C. Il primo valore rappresenta la temperatura di set-point: al suo raggiungimento la pompa di calore può ancora funzionare, a condizione che la portata refrigerata dal lato sorgente della pompa di calore sia trattata dal Dry cooler. Il secondo valore è determinato invece dalla potenza termica che viene utilizzata dalla batteria fredda dell'UTA.

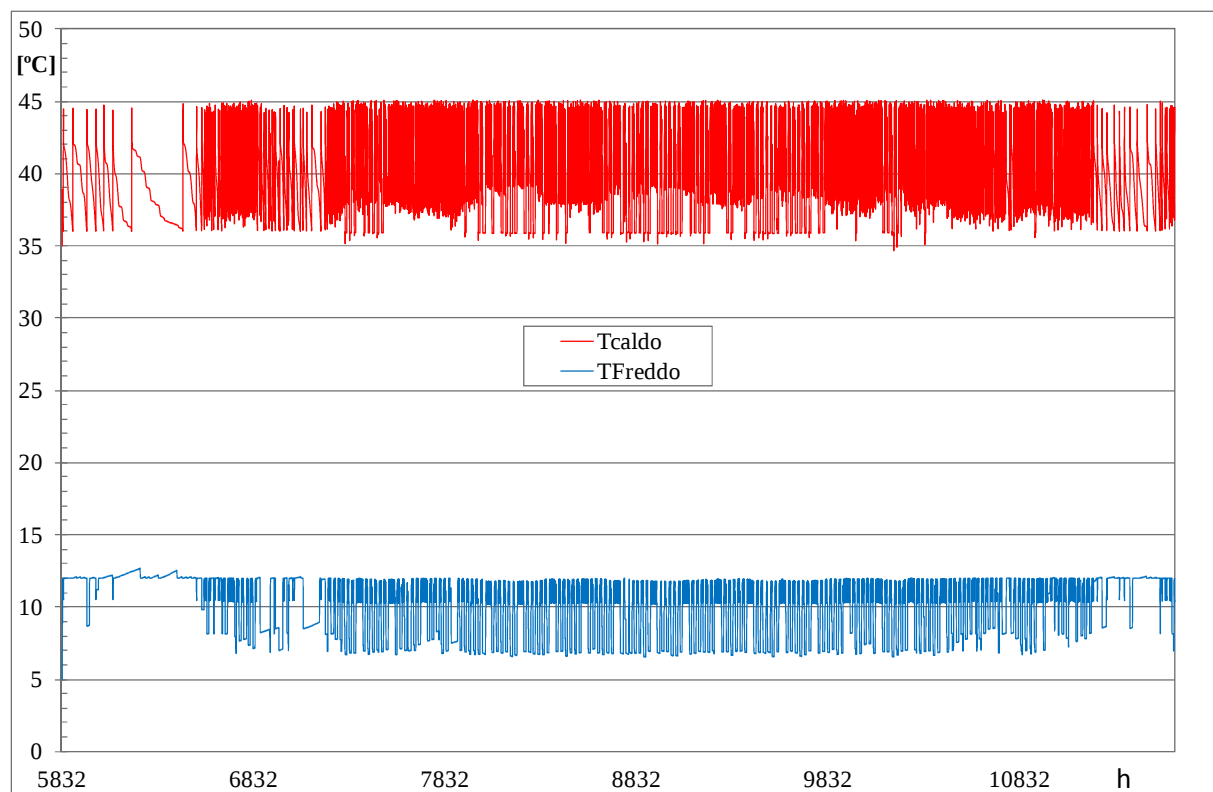


Fig. 21 – Profilo di temperatura dei serbatoi caldo e freddo durante il periodo di riscaldamento con sistemi radianti

Nella figura 22, su doppia scala, è riportato per un breve intervallo di tempo del periodo di riscaldamento, l'andamento orario della temperatura dei serbatoi caldo e freddo, della potenza termica erogata ed elettrica assorbita dalla pompa di calore, della temperatura dell'aria esterna e della temperatura della portata refrigerata in uscita dal Dry cooler. E' da porre in evidenza come la potenza termica erogata presenti un massimo in prossimità dell'accensione della pompa di calore, e diminuisce successivamente: questo comportamento è imputabile alla diminuzione della temperatura del serbatoio freddo che limita l'assorbimento di calore dal lato sorgente. Allo stesso tempo, inoltre, la potenza elettrica assorbita aumenta in misura maggiore; ciò determina la penalizzazione del coefficiente COP man mano che la temperatura nel serbatoio freddo si riduce e, dall'altro lato, la temperatura di ritorno dal serbatoio caldo aumenta. Si evidenzia, infine, come al raggiungimento della temperatura di set point nel serbatoio freddo, la pompa di calore può continuare ad operare in quanto la portata refrigerata viene inviata al Dry-cooler potendo sfruttare temperature dell'aria esterna comprese tra 2°C e 5 °C.

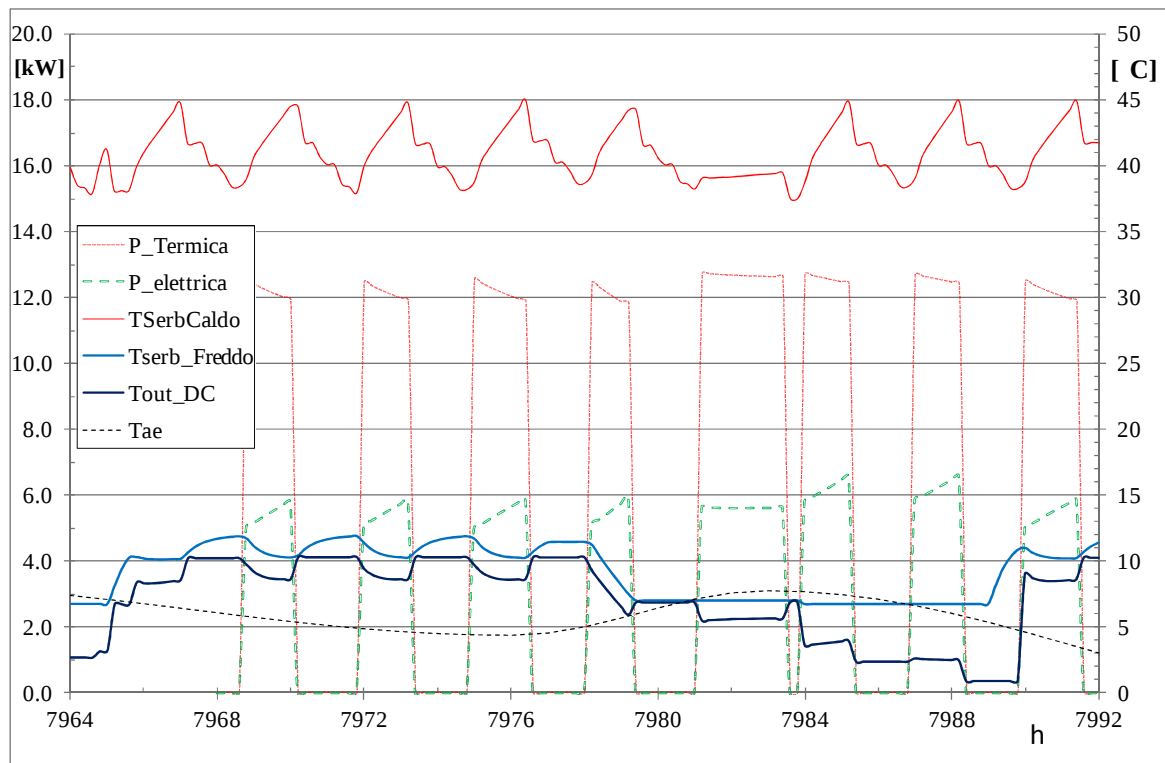


Fig. 22 – Profilo giornaliero della temperatura dei serbatoi caldo e freddo, della temperatura in uscita dal Dry cooler, della temperatura dell'aria esterna e della potenza termica erogata ed elettrica assorbita dalla PdC per riscaldamento con sistemi radianti

Per comprendere meglio come opera il Dry cooler, conviene far riferimento alla figura 23 nella quale, per lo stesso periodo di riferimento del grafico precedente, è mostrato l'andamento delle portate in direzione del serbatoio freddo e del Dry cooler (decisione presa dalla valvola a tre vie), della temperatura del serbatoio freddo, della temperatura in uscita dalla pompa di calore lato sorgente e, infine, della temperatura in uscita dal Dry cooler. Si osserva come, al raggiungimento dei 7°C del serbatoio freddo, la portata è indirizzata al Dry cooler con temperatura in uscita inferiore rispetto a quella in uscita dalla pompa di calore, per effetto della temperatura dell'aria esterna che risulta più bassa (si veda per lo stesso periodo la Fig. 22 che riporta temperature dell'aria esterna inferiori a 4 °C quando dalla pompa di calore, negli stessi istanti, la portata lato sorgente ha una temperatura superiore). E' bene evidenziare che se la temperatura dell'aria esterna è inferiore ad 1 °C, la pompa di calore viene disattivata.

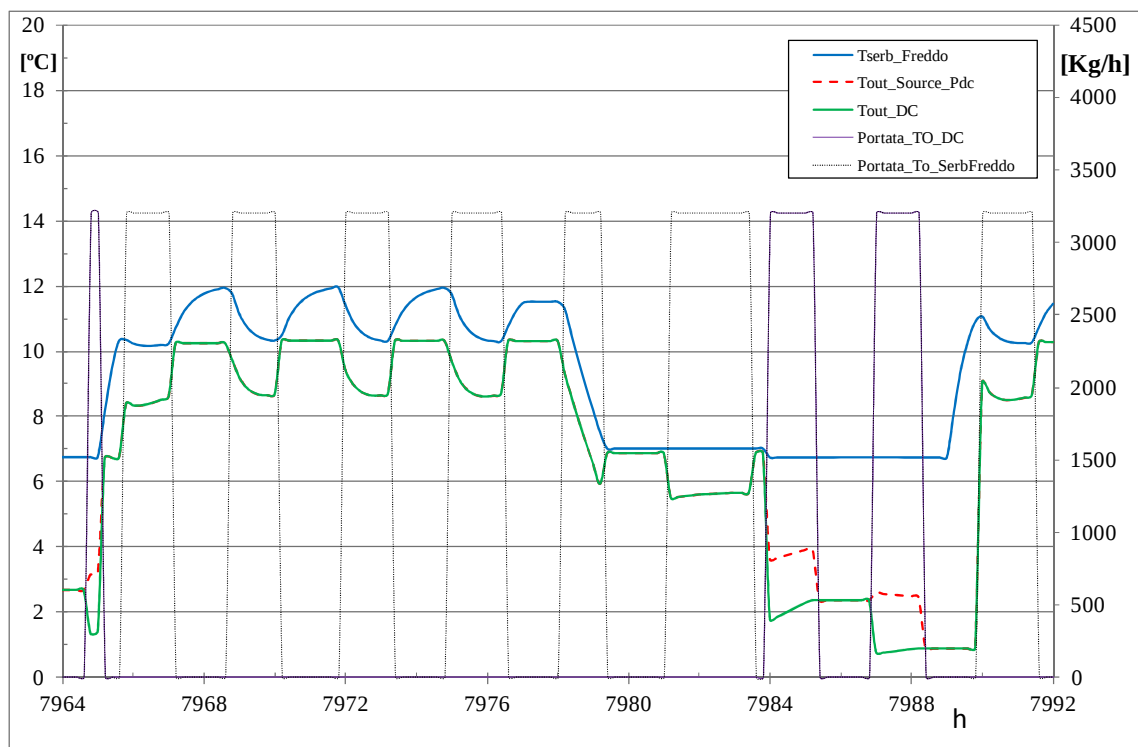


Fig. 23 – Profilo giornaliero della temperatura del serbatoio freddo, della temperatura in uscita dal Dry cooler e dalla pompa di calore lato sorgente, e delle portate inviate al serbatoio freddo e al Dry cooler per riscaldamento con sistemi radianti.

Si riporta, infine, nella fig. 24 il comportamento del sistema ausiliario di riscaldamento: si nota come al contemporaneo raggiungimento del valore di set-point nel serbatoio freddo e alla diminuzione della temperatura del serbatoio caldo al valore limite di 35 °C, il Dry cooler non può funzionare (temperatura dell'aria esterna inferiore ai 0°C) e il livello termico è garantito dal sistema ausiliario che eroga una potenza termica media nel serbatoio caldo di circa 5.5 kW. Quando la temperatura nel serbatoio freddo sale sopra i 7 °C, per effetto dell'impiego di una portata refrigerata da parte dell'UTA, la pompa di calore è nuovamente azionata dal sistema di controllo e la temperatura nel serbatoio caldo può nuovamente risalire senza più l'ausilio del sistema integrativo. E' anche interessante notare lo sfasamento, dovuto all'inerzia termica del serbatoio caldo, tra la temperatura fornita dal lato carico della pompa di calore e la temperatura media dello stesso serbatoio.

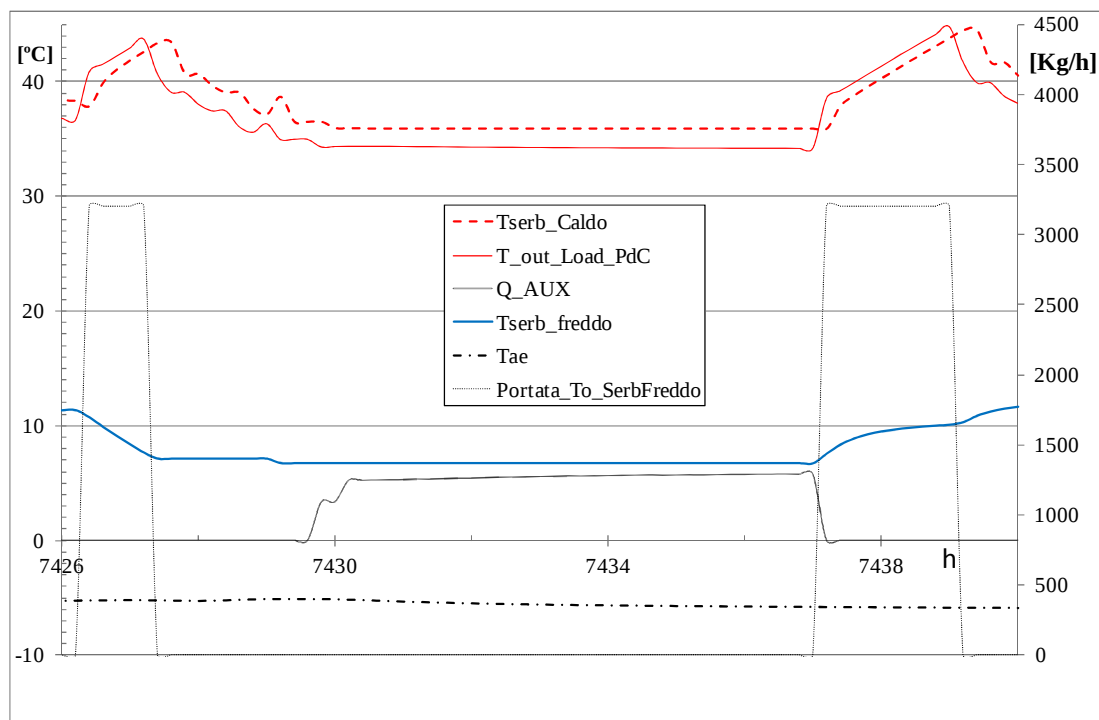


Fig. 24 – Profilo giornaliero della temperatura dei serbatoi freddo e caldo, della temperatura in uscita dalla pompa di calore lato carico, della temperatura dell'aria esterna, della portate inviate al serbatoio freddo e della potenza termica erogata dal sistema ausiliario per riscaldamento con sistemi radianti.

Infine la tabella 6 sinottica inerente le principali voci energetiche del sistema edificio-impianto. A livello mensile sono riportate l'energia termica erogata dalla pompa di calore, l'energia elettrica assorbita, l'energia termica inviata al collettore dei terminali di emissione, l'energia frigorifera fornita al serbatoio freddo, l'energia elettrica ausiliaria richiesta dalle pompe idrauliche di circolazione e dai ventilatori del Dry cooler, l'energia termica di integrazione per mantenere il serbatoio caldo al livello di set-point fissato a 35 °C, il COP della pompa di calore, il parametro SEER, definito come rapporto tra energie termica e frigorifera prodotta e energia elettrica assorbita e, infine, la frazione di energia fornita dal sistema ausiliario rispetto a quella globalmente utilizzata per il riscaldamento dell'edificio. Si noti che la somma tra l'energia erogata dalla pompa di calore e quella integrata dal sistema ausiliario non fornisce l'energia inviata all'edificio in quanto, nel bilancio energetico, sono presenti le perdite di calore del serbatoio. L'energia elettrica degli ausiliari è limitata nel mese di Gennaio in quanto le temperature più rigide dell'aria esterna limitano l'utilizzo del Dry cooler.

Tab. 6 – Milano: energie mensili e stagionale del sistema edificio-impianto da 15 kW con sistemi radianti

	Erogata PdC	Assorbita Pdc	Estr. Caldo	Fornitura Freddo	Elettr. AUX	Integr.	COP	SEER	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]	[-]
Sett	101.9	44.8	85.0	37.7	13.4	0.0	2.27	3.12	0.0%
Ott	1145.9	513.5	1118.2	439.3	99.2	0.0	2.23	3.09	0.0%
Nov	2994.2	1352.3	3404.1	1279.6	191.0	429.7	2.21	3.16	12.6%
Dic	3816.8	1720.5	4903.2	1860.7	131.5	1109.3	2.22	3.30	22.6%
Gen	3525.8	1576.7	4945.7	1846.9	64.3	1454.5	2.24	3.41	29.4%
Feb	3217.5	1444.6	4066.0	1603.7	101.4	887.3	2.23	3.34	21.8%
Mar	2662.8	1208.3	2739.2	1126.5	181.2	109.0	2.20	3.14	4.0%
Apr	1067.8	476.5	1039.9	490.1	51.3	0.0	2.24	3.27	0.0%
STAG	18532.7	8337.3	22301.3	8684.4	833.1	3989.8	2.22	3.26	17.9%

Nel prospetto della tab. 7 sono riportate le temperature medie mensili e stagionali dell'aria esterna, del serbatoio caldo e del serbatoio freddo; si osserva un campo di temperature maggiore nel serbatoio freddo nei mesi più tiepidi per effetto del minor utilizzo della pompa di calore. Inoltre la necessità di non poter utilizzare il Dry cooler a tempo pieno nel mese di Gennaio implica una temperatura media del serbatoio caldo naturalmente più limitata. Considerando anche l'energia elettrica degli ausiliari, il COP complessivo medio stagionale si riduce da 2.22 a 2.02 con una operatività media della macchina di 1236 h. Per ciò che concerne il parametro SEER, nell'ipotesi di considerare l'energia elettrica assorbita dagli ausiliari, il valore medio stagionale si riduce da 3.26 a 2.97.

Tab. 7 – Milano: temperature medie mensili dell'aria esterna e degli accumuli caldo e freddo con sistemi radianti

	T _{ae}	T _{hot}	T _{cold}
	[°C]	[°C]	[°C]
Sett	20.4	38.8	12.0
Ott	14.0	39.7	10.1
Nov	7.9	40.2	9.3
Dic	3.1	40.1	9.2
Gen	1.7	39.7	9.1
Feb	4.1	40.1	9.4
Mar	9.2	40.3	9.7
Apr	14.0	39.6	11.1
STAG	9.3	39.8	10.0

Di seguito sono riportati i risultati ottenuti simulando la pompa di calore da 15 kW asservita ad un impianto a media temperatura; si osserva come le temperature più alte richieste dal lato carico della pompa di calore penalizzi in maniera evidente il COP, che risulta compreso in un intervallo poco variabile intorno al valore di 1.7.

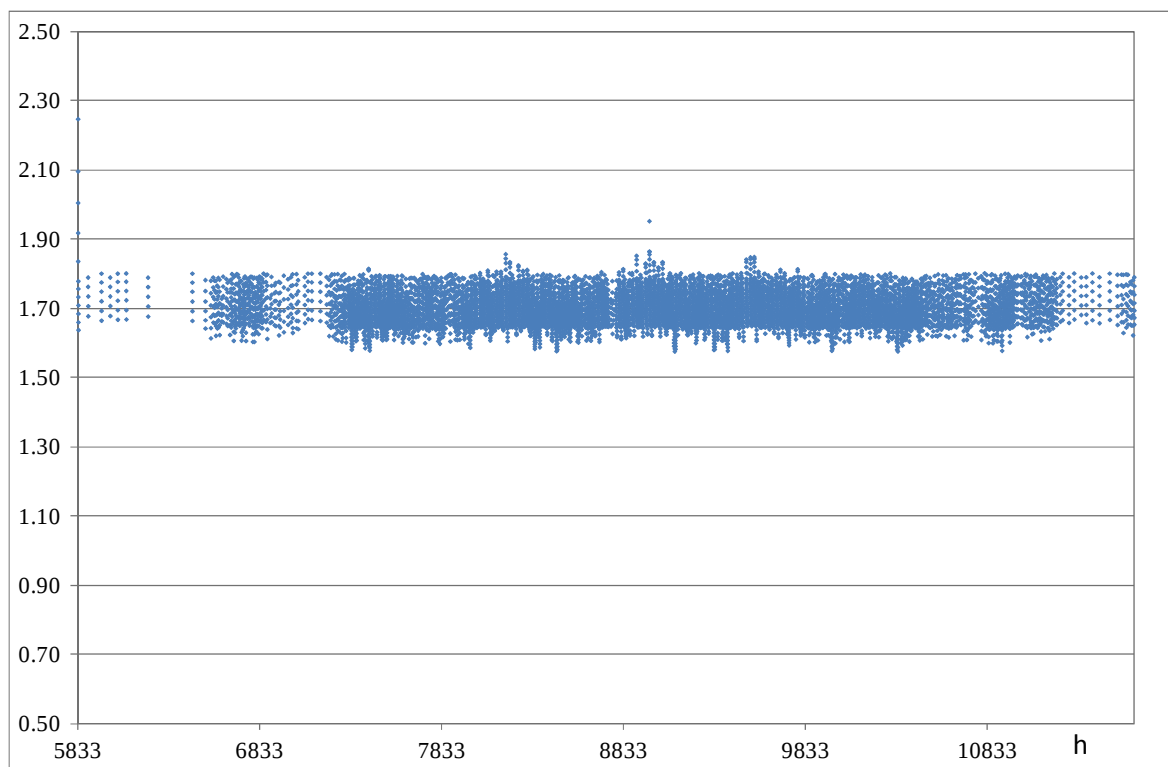


Fig. 25 – Andamento del COP della PdC R744 da 15 kW asservita a ventil-convettori

Il COP risulta essere compreso in un intervallo più limitato rispetto al caso dei terminali a bassa temperatura, nonostante la temperatura del serbatoio caldo sia stata fatta variare anch'essa in un range di 10 °C, vale a dire tra i 45 °C attraverso il sistema integrativo e i 55 °C previsti dalla strategia di controllo per la disattivazione della pompa di calore (fig. 26). Le potenze mediamente erogate dalla pompa di calore risultano pari a 11 kW mentre quelle elettriche assorbite sono stabilmente sopra i 6 kW (fig. 27).

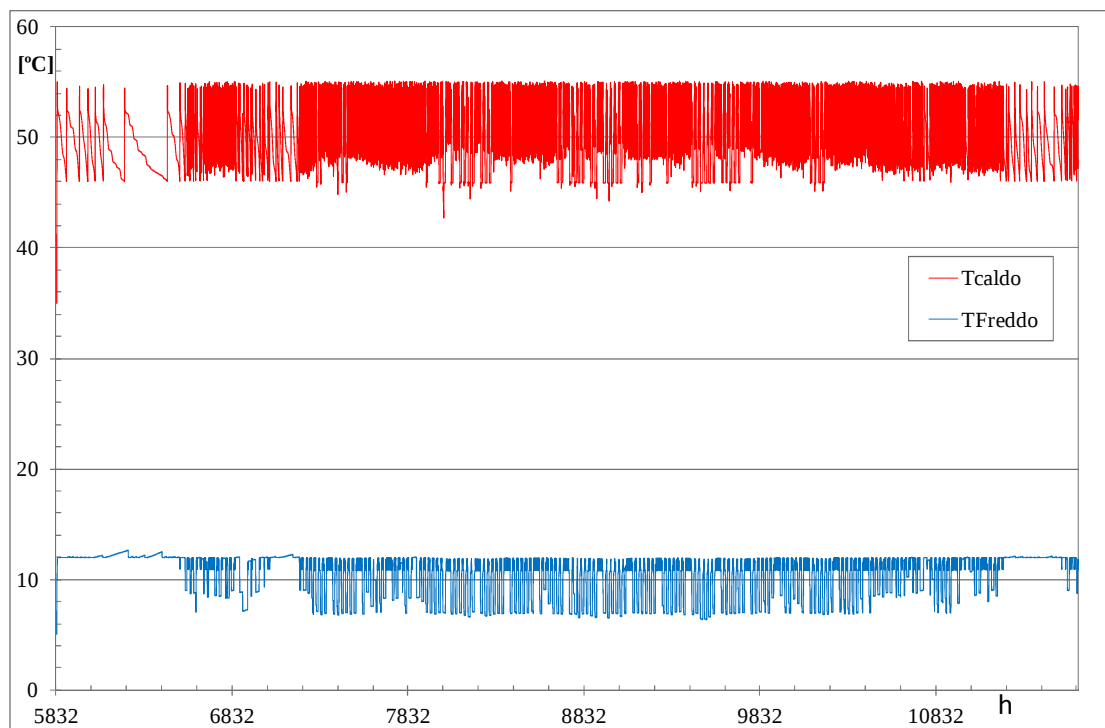


Fig. 26 – Profilo di temperatura dei serbatoi caldo e freddo durante il periodo di riscaldamento con sistemi a ventilconvettori

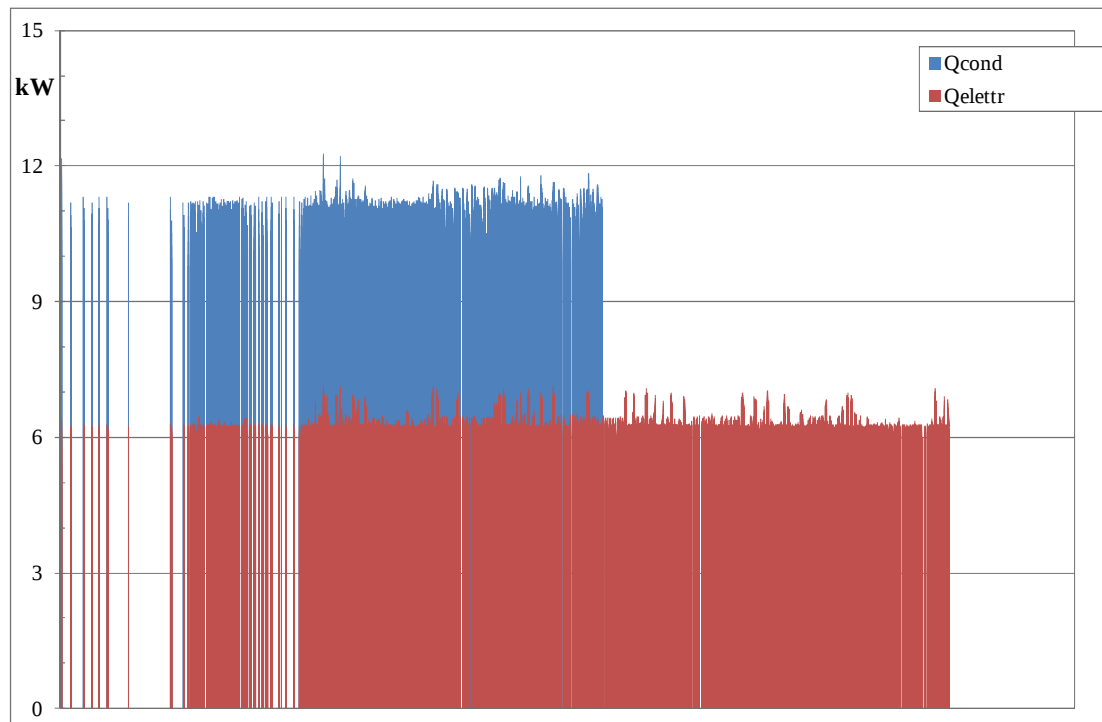


Fig. 27 – Potenza erogata ed assorbita dalla PdC R744 da 15 kW asservita a ventil-convettori

Per l'impianto considerato i principali risultati energetici sono riportati in tab. 7.

Tab. 7 – Milano: energie mensili e stagionale del sistema edificio-impianto analizzato con ventil-convettori

	Erogata PdC [kWh]	Assorbita Pdc [kWh]	Estr. Caldo [kWh]	Fornitura Freddo [kWh]	Elett. AUX [kWh]	Integrazione [kWh]	COP [-]	SEER [-]	F [-]
Sett	123.8	70.3	85.2	23.4	28.4	0.0	1.76	2.09	0.0%
Ott	1142.3	667.3	1116.9	334.4	110.4	0.0	1.71	2.21	0.0%
Nov	3245.2	1910.2	3386.9	963.8	301.2	196.7	1.70	2.20	5.8%
Dic	4079.5	2396.1	4890.1	1448.3	192.8	860.8	1.70	2.31	17.6%
Gen	3930.6	2305.7	4937.7	1450.9	152.5	1068.2	1.70	2.33	21.6%
Feb	3442.2	2017.6	4053.5	1260.9	143.7	674.4	1.71	2.33	16.6%
Mar	2725.9	1602.8	2738.9	878.3	202.2	55.5	1.70	2.25	2.0%
Apr	1070.6	623.8	1040.0	326.0	93.3	0.0	1.72	2.24	0.0%
STAG	19760.3	11593.9	22249.1	6686.0	1224.5	2855.6	1.70	2.28	12.8%

Rispetto ai terminali a bassa temperatura, si osserva una maggiore potenza termica erogata a fronte di un maggior consumo elettrico; si osserva anche un maggior utilizzo del Dry cooler per effetto della maggior spesa energetica degli ausiliari elettrici, e minore energia fornita al serbatoio freddo per effetto delle temperature medie più elevate. Per contro è diminuita la quantità di energia richiesta al sistema di integrazione con una minore frazione energetica media stagionale, a dimostrazione dei maggiori tempi operativi della pompa di calore. Il COP ed il SEER medio stagionale comprensivi degli ausiliari elettrici si riducono rispettivamente a 1.54 e 2.06 mentre l'operatività della macchina sale a 1317 h (+6.5% rispetto ai terminali a bassa temperatura). I valori medi mensili e stagionali delle temperature sono riportati in tab. 8.

Tab. 8 – Milano: temperature medie mensili dell'aria esterna e degli accumuli caldo e freddo con ventilconvettori

	T_{ae}	T_{hot}	T_{cold}
	[°C]	[°C]	[°C]
Sett	20.4	49.0	12.1
Ott	14.0	49.9	10.9
Nov	7.9	50.8	9.8
Dic	3.1	50.6	9.5
Gen	1.7	50.3	9.4
Feb	4.1	50.5	9.6
Mar	9.2	50.6	10.2
Apr	14.0	49.8	11.5
STAG	9.3	50.2	10.4

Le temperature del serbatoio freddo mediamente più elevate sono giustificate dalla maggior quantità di energia riversata dal lato sorgente della pompa di calore a causa dell'operativa più elevata della macchina (temperature sicuramente maggiori di 7°C).

Di seguito si riportano i risultati ottenuti per la stessa macchina che alimenta terminali ad alta temperatura; i COP sono più penalizzati ma occorre evidenziare che le pompe di calore tradizionali con fluidi basso-bollenti sintetici non consentono il raggiungimento di tali livelli termici. Il coefficiente di prestazione della macchina si mantiene compreso tra 1.29 e 1.4, ma si osservano picchi di 1.55 (fig. 28). La potenza mediamente erogata è pari a 8.5 kW mentre quella elettrica assorbita è circa 6 kW (fig. 29).

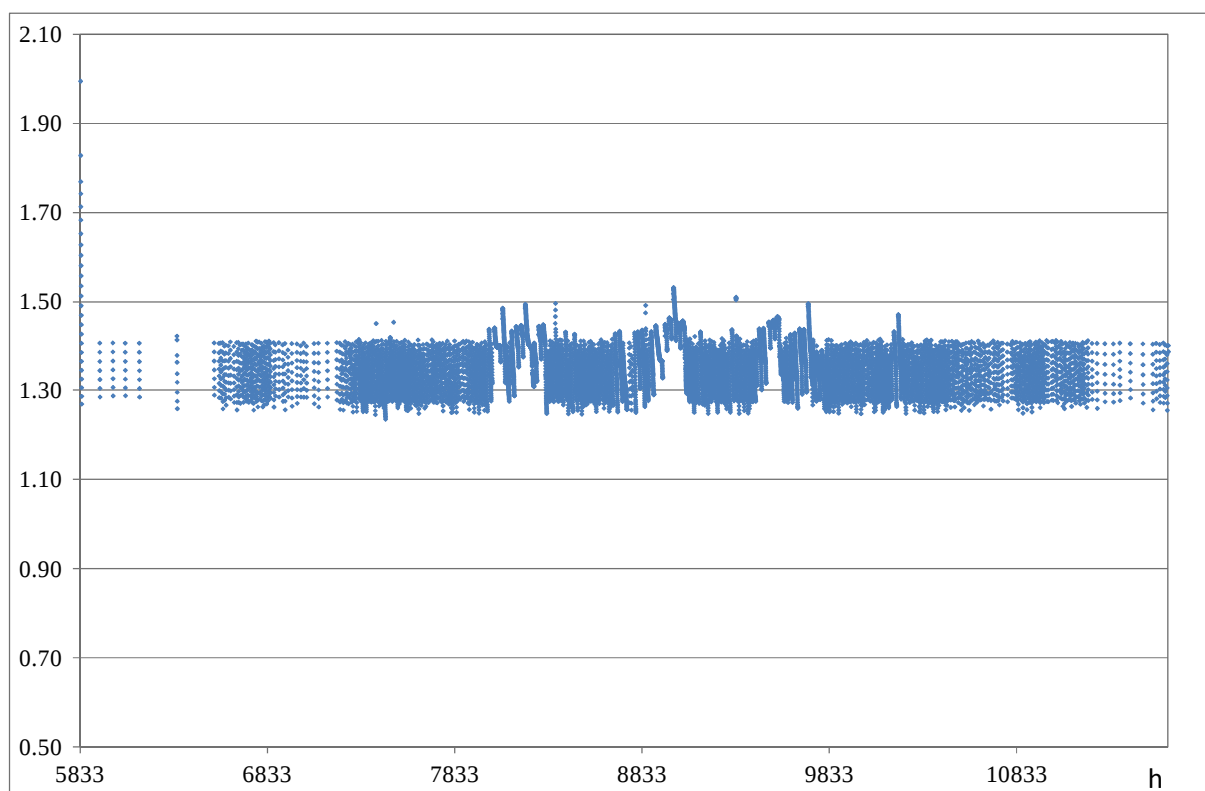


Fig. 28 – Andamento del COP della PdC R744 da 15 kW asservita a radiatori

Anche il questo caso il sistema di controllo consente di mantenere il livello termico del serbatoio caldo tra i 65°C e i 75°C mentre quello freddo compreso tra 7°C e 12°C.

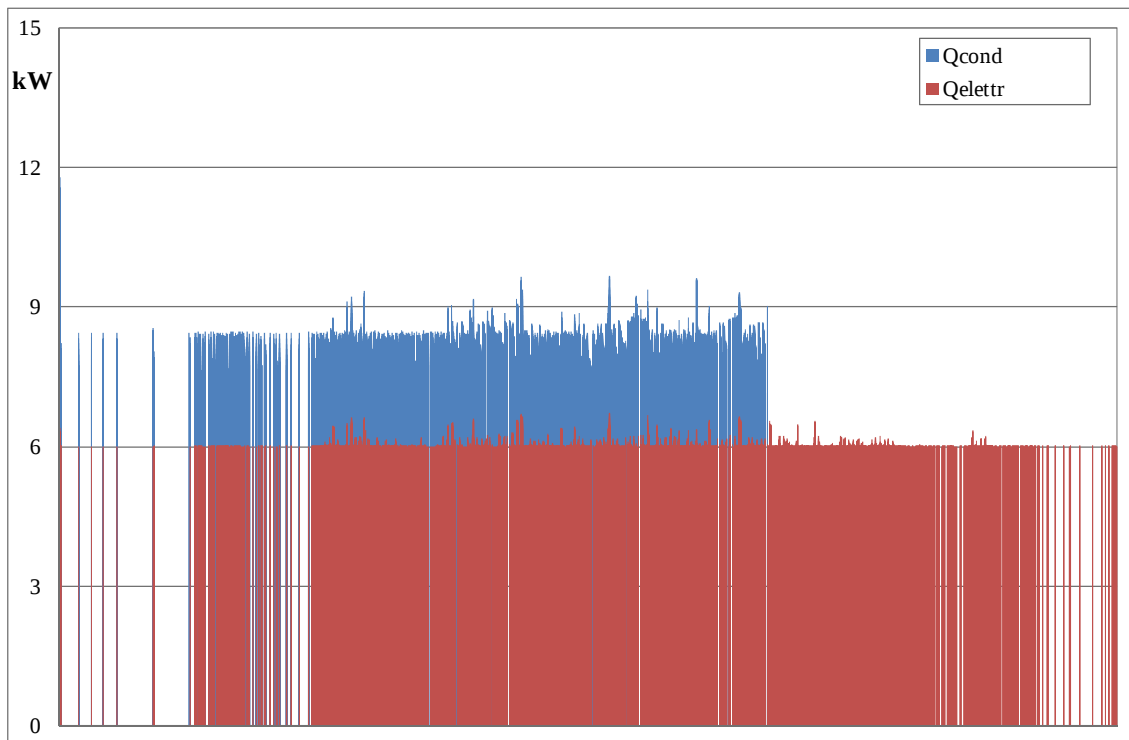


Fig. 29 – Potenza erogata ed assorbita dalla PdC R744 da 15 kW asservita a radiatori

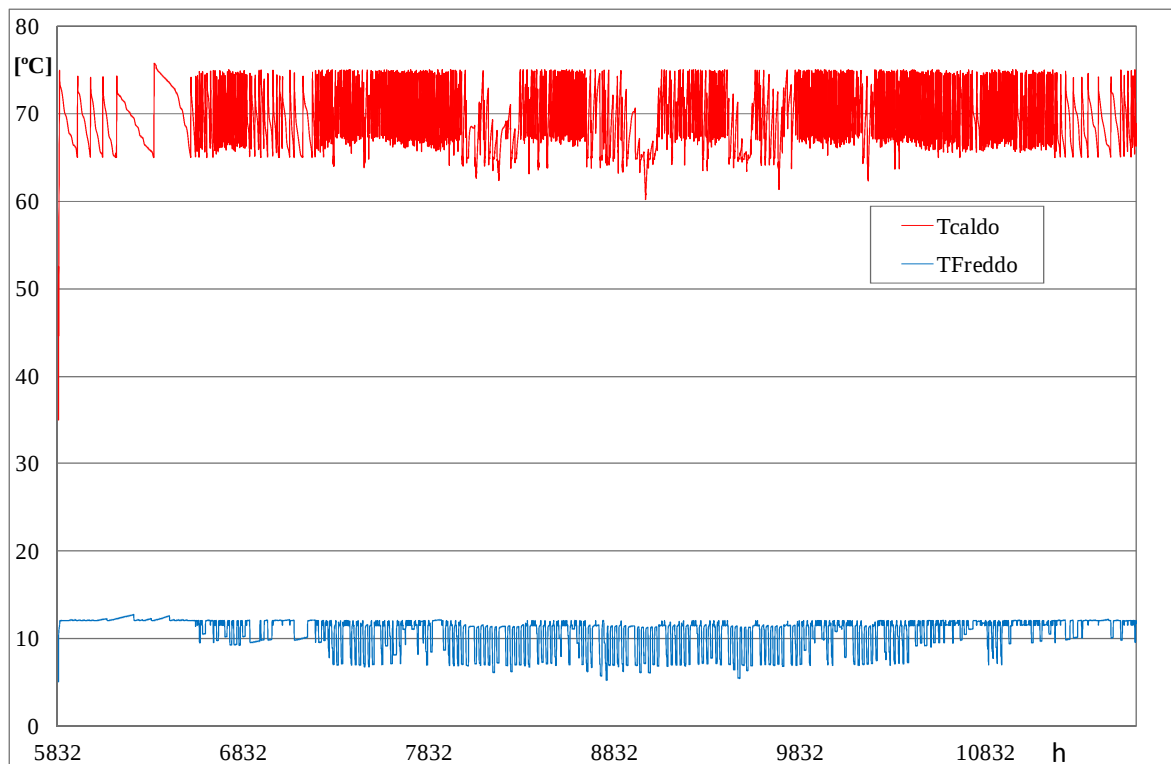


Fig. 30 – Profilo di temperatura dei serbatoi caldo e freddo durante il periodo di riscaldamento con radiatori

Le prestazioni energetiche ottenute sono riportate nella tab. 9:

Tab. 9 – Milano: energie mensili e stagionale del sistema edificio-impianto con radiatori

	Erogata PdC	Assorbita Pdc	Estr. Caldo	Fornitura Freddo	Elettr. AUX	Integrazione	COP	SEER	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]	[-]
Sett	147.3	104.1	66.0	26.1	0.0	0.0	1.42	1.67	0.0%
Ott	1142.6	853.4	1093.4	200.7	146.3	0.0	1.34	1.57	0.0%
Nov	3413.1	2557.8	3397.6	655.2	359.0	57.8	1.33	1.59	1.7%
Dic	4334.9	3189.3	4952.8	1023.9	224.3	695.9	1.36	1.68	14.1%
Gen	4201.0	3085.7	4990.5	1038.9	172.7	880.6	1.36	1.70	17.6%
Feb	3767.4	2788.9	4063.1	857.3	247.0	384.2	1.35	1.66	9.5%
Mar	2778.6	2074.2	2723.1	600.7	186.6	33.8	1.34	1.63	1.2%
Apr	1054.4	787.0	1012.4	223.1	74.5	0.0	1.34	1.62	0.0%
STAG	20839.2	15440.4	22298.9	4625.9	1410.4	2052.3	1.35	1.65	9.2%

Analogamente al caso precedente, all'aumentare della temperatura di alimentazione dei terminali aumentano la potenza termica erogata, quella elettrica, quella elettrica degli ausiliari, e diminuisce la quota dovuta al sistema integrativo. Il COP e i SEER medi stagionali comprensivi degli ausiliari elettrici si riducono rispettivamente da 1.35 a 1.23 e da 1.65 a 1.51. L'operatività della macchina aumenta a 1390 ore (+5.5%).

Tab. 10 – Milano: temperature medie mensili dell'aria esterna e degli accumuli caldo e freddo con radiatori

	Tae	Thot	Tcold
	[°C]	[°C]	[°C]
Sett	20.4	69.5	12.1
Ott	14.0	69.5	11.0
Nov	7.9	70.6	10.3
Dic	3.1	69.4	9.9
Gen	1.7	69.1	9.7
Feb	4.1	69.9	10.1
Mar	9.2	70.2	10.8
Apr	14.0	69.4	11.5
STAG	9.3	69.7	10.7

2.8 Prestazioni della pompa di calore R744 da 30 kW acqua-acqua per Milano

Di seguito sono riportati i risultati ottenuti con la pompa di calore da 30 kW che provvede al soddisfacimento del fabbisogno energetici invernale di riscaldamento di edifici F92. I sistemi di controllo rimangono immutati, e lo schema impiantistico è identico a quello rappresentato in fig. 18, con la differenza che la portata estratta dal serbatoio caldo è inviata verso differenti collettori (uno per ogni struttura) che, a loro volta, alimentano i terminali di erogazione dei rispettivi edifici.

Lo studio è stato effettuato a livello parametrico variando di volta in volta il tipo di terminale di emissione del calore.

La tab. 11 riporta i risultati energetici ottenuti nell'ipotesi di impiegare terminali di erogazione di tipo radiante; rispetto alla macchina da 15 kW si evidenzia un miglioramento del COP medio mensile e stagionale, si osserva una netta diminuzione dell'energia elettrica assorbita dagli ausiliari (a causa di un minor utilizzo del Dry cooler) ma, nel contempo, aumenta considerevolmente la quantità di energia fornita dal sistema ausiliario. La frazione di energia integrativa media stagionale è circa del 30%.

Tab. 11 – Milano: energie mensili e stagionale del sistema edificio-impianto da 30 kW con sistema radiante

	Erogata PdC	Assorbita Pdc	Estr. Caldo	Fornitura Freddo	Elettr. AUX	Integrazione	COP	SEER	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]	[-]
Sett	197.8	84.0	182.1	109.0	0.0	0.0	2.35	3.65	0.0%
Ott	2117.0	920.8	2250.3	852.6	89.4	154.3	2.30	3.23	6.9%
Nov	4768.2	2079.3	6740.8	2400.8	79.6	2002.2	2.29	3.45	29.7%
Dic	6423.9	2788.7	9799.5	3584.3	6.9	3369.0	2.30	3.59	34.4%
Gen	6144.5	2666.1	9854.0	3495.9	5.8	3749.4	2.30	3.62	38.0%
Feb	5548.0	2394.7	8089.4	3074.5	27.5	2587.8	2.32	3.60	32.0%
Mar	4183.3	1796.8	5445.4	2210.1	51.6	1287.4	2.33	3.56	23.6%
Apr	2015.2	863.7	2093.2	1019.3	34.5	96.0	2.33	3.51	4.6%
STAG	31397.9	13594.2	44454.7	16746.4	295.3	13246.1	2.31	3.54	29.8%

La tab. 12 riporta i risultati per la stessa macchina che alimenta terminali a media temperatura; anche in questo caso si registra un lieve incremento del COP medio stagionale, che passa da un valore di 1.70 per la macchina da 15 kW ad 1.74 per la macchina di taglia doppia. Il SEER si incrementa da 2.38 a 2.41. Diminuisce il consumo elettrico degli ausiliari ma aumenta la frazione integrativa media stagionale, che diventa del 24.6% (rispetto al 12.8% della macchina con metà potenza nominale).

Tab. 12 – Milano: energie mensili e stagionale del sistema edificio-impianto da 30 kW con ventil-convettori

	Erogata PdC	Assorbita Pdc	Estr. Caldo	Fornitura Freddo	Elettr. AUX	Integrazione	COP	SEER	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]	[-]
Sett	211.4	121.1	174.4	74.6	0.0	0.0	1.75	2.36	0.0%
Ott	2242.5	1304.5	2246.7	651.9	112.2	33.9	1.72	2.22	1.5%
Nov	5355.9	3097.5	6779.9	1873.9	149.3	1455.9	1.73	2.33	21.5%
Dic	6819.1	3903.7	9799.5	2792.1	52.7	3013.3	1.75	2.46	30.7%
Gen	6589.7	3755.5	9820.1	2758.6	38.7	3270.0	1.75	2.49	33.3%
Feb	5825.9	3335.4	8075.1	2398.2	52.0	2315.7	1.75	2.47	28.7%
Mar	4659.7	2696.9	5454.2	1687.3	112.9	839.2	1.73	2.35	15.4%
Apr	2118.7	1226.9	2091.6	762.7	50.6	0.0	1.73	2.35	0.0%
STAG	33823.0	19441.5	44441.3	12999.4	568.4	10928.1	1.74	2.41	24.6%

La tab. 13 infine riporta i risultati ottenuti per la pompa di calore da 30 kW collegata a sistemi di emissione a radiatori; anche in questo caso la spesa energetica del sistema integrativo aumenta, ma in controtendenza ai casi precedenti, aumenta anche l'energia elettrica assorbita dal ventilatore del Dry cooler e dalle pompe di circolazione. Il COP e il SEER medi mensili e stagionali rimangono pressoché invariati.

Tab. 13 – Milano: energie mensili e stagionale del sistema edificio-impianto da 30 kW analizzato con radiatori

	Erogata PdC	Assorbita Pdc	Estr. Caldo	Fornitura Freddo	Elettr. AUX	Integrazione	COP	SEER	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]	[-]
Sett	232.5	165.9	159.8	54.5	0.0	0.0	1.40	1.73	0.0%
Ott	2297.7	1699.5	2253.3	396.0	166.4	0.0	1.35	1.58	0.0%
Nov	6274.9	4650.8	6766.4	1194.2	379.1	578.3	1.35	1.61	8.5%
Dic	8051.3	5870.9	9783.4	1863.1	278.5	1792.3	1.37	1.69	18.3%
Gen	7483.8	5440.3	9916.8	1848.3	202.4	2516.9	1.38	1.72	25.4%
Feb	6694.5	4882.0	8125.2	1591.8	212.9	1518.2	1.37	1.70	18.7%
Mar	5452.4	4037.7	5479.4	1057.3	310.9	106.2	1.35	1.61	1.9%
Apr	2131.7	1574.3	2089.7	466.3	75.4	0.0	1.35	1.65	0.0%
STAG	38618.7	28321.4	44573.8	8471.5	1625.6	6512.0	1.36	1.66	14.6%

2.9 Prestazioni della pompa di calore R744 da 50 kW acqua-acqua per Milano

Si riportano rispettivamente per terminali a bassa, media e alta temperatura i risultati ottenuti dalle simulazione nell'ipotesi di impiegare una pompa di calore con potenza nominale di 50 kW asservita al soddisfacimento dei fabbisogno di riscaldamento di più edifici tipo F92.

Tab. 14 – Milano: energie mensili e stagionale del sistema edificio-impianto da 50 kW con sistema radiante

	Erogata PdC	Assorbita Pdc	Estr. Caldo	Fornitura Freddo	Elettr. AUX	Integrazione	COP	SEER	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]	[-]
Sett	282.7	115.7	283.6	164.5	0.0	0.0	2.44	3.87	0.0%
Ott	2149.0	916.9	3378.8	1182.9	8.0	1251.5	2.34	3.63	37.0%
Nov	6012.7	2573.6	10132.3	3411.7	2.3	4127.6	2.34	3.66	40.7%
Dic	8960.4	3737.9	14650.0	5223.7	2.3	5701.6	2.40	3.79	38.9%
Gen	8696.4	3628.5	14794.9	5071.9	1.8	6123.6	2.40	3.79	41.4%
Feb	7651.1	3208.4	12144.6	4445.5	0.7	4527.5	2.38	3.77	37.3%
Mar	5505.8	2345.5	8184.5	3144.8	3.2	2701.9	2.35	3.69	33.0%
Apr	2642.3	1125.6	3145.8	1483.8	5.4	518.1	2.35	3.67	16.5%
STAG	41900.3	17652.1	66714.5	24128.9	23.7	24951.8	2.37	3.74	37.4%

Tab. 15 – Milano: energie mensili e stagionale del sistema edificio-impianto da 50 kW con ventil-convettori

	Erogata PdC	Assorbita Pdc	Estr. Caldo	Fornitura Freddo	Elettr. AUX	Integrazione	COP	SEER	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]	[-]
Sett	307.8	172.9	280.4	123.9	0.0	0.0	1.78	2.50	0.0%
Ott	2641.0	1523.9	3368.2	911.0	48.6	758.1	1.73	2.33	22.5%
Nov	6392.5	3683.8	10111.7	2605.0	27.7	3758.8	1.74	2.44	37.2%
Dic	9197.5	5245.1	14661.0	3925.8	2.1	5484.6	1.75	2.50	37.4%
Gen	8870.1	5042.0	14795.6	3831.2	3.0	5961.6	1.76	2.52	40.3%
Feb	7818.7	4451.5	12146.4	3370.2	2.6	4376.2	1.76	2.51	36.0%
Mar	6025.9	3475.0	8175.1	2391.5	39.6	2190.0	1.73	2.42	26.8%
Apr	2909.9	1675.5	3133.3	1106.7	29.9	243.3	1.74	2.40	7.8%
STAG	44163.4	25269.7	66671.7	18265.3	153.6	22772.6	1.75	2.47	34.2%

Tab. 16 – Milano: energie mensili e stagionale del sistema edificio-impianto da 50 kW analizzato con radiatori

	Erogata PdC	Assorbita Pdc	Estr. Caldo	Fornitura Freddo	Elettr. AUX	Integrazione	COP	SEER	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]	[-]
Sett	324.5	235.8	262.9	82.7	0.0	0.0	1.38	1.73	0.0%
Ott	3397.9	2510.7	3349.6	584.1	150.7	0.0	1.35	1.59	0.0%
Nov	8097.7	5909.2	10072.2	1745.8	232.1	2036.0	1.37	1.67	20.2%
Dic	10483.9	7454.5	14950.4	2707.7	90.4	4394.8	1.41	1.77	29.4%
Gen	9593.0	6828.8	14826.2	2664.5	68.5	5292.6	1.40	1.79	35.7%
Feb	8942.7	6417.6	12187.1	2295.2	121.8	3309.0	1.39	1.75	27.2%
Mar	7704.1	5619.1	8312.2	1574.5	227.7	615.4	1.37	1.65	7.4%
Apr	3174.0	2334.7	3130.4	704.2	68.4	0.0	1.36	1.66	0.0%
STAG	51717.7	37310.3	67091.0	12358.7	959.6	15647.8	1.39	1.72	23.3%

2.10 Sintesi dei risultati per la pompa di calore R744 acqua-acqua operante a Milano

Sono riportati di seguito alcuni grafici che mettono a confronto gli indici prestazionali e le principali energie trasferite nel sistema edificio-impianto, in funzione della temperatura di erogazione della pompa di calore e delle taglie delle macchine indagate. La fig. 31a mostra il raffronto, mese per mese, dei COP della pompa di calore, da cui si evince un leggero aumento con la taglia della macchina a parità di temperatura di erogazione e un naturale decremento, a parità di taglia, con la temperatura di erogazione. Il COP rimane pressoché costante durante i mesi di riscaldamento. Nella fig. 31b sono posti a confronto i valori ottenuti per l'indice SEER.

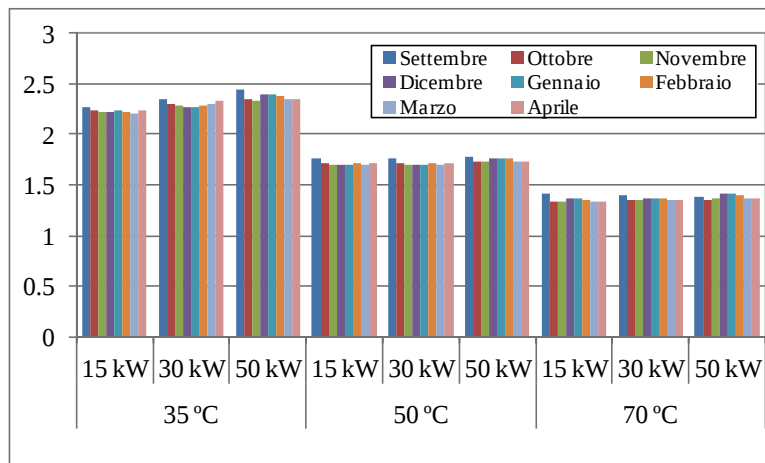


Fig. 31a – Milano: confronto dei COP medi mensili in funzione della temperatura di erogazione e della taglia della pompa di calore

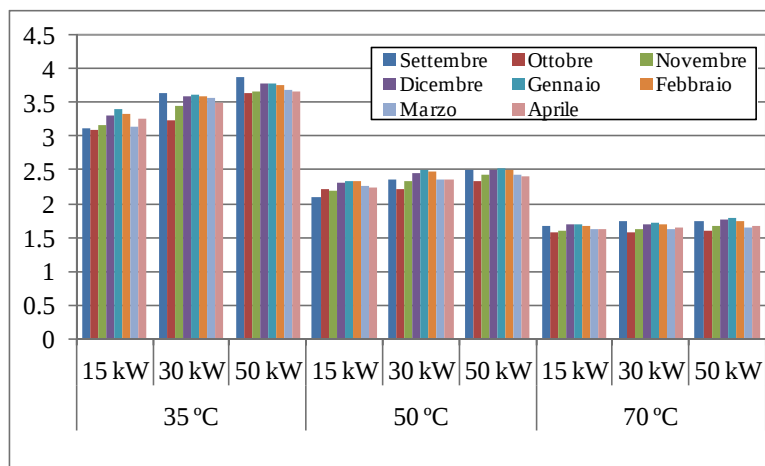


Fig. 31b – Milano: confronto dei SEER medi mensili in funzione della temperatura di erogazione e della taglia della pompa di calore

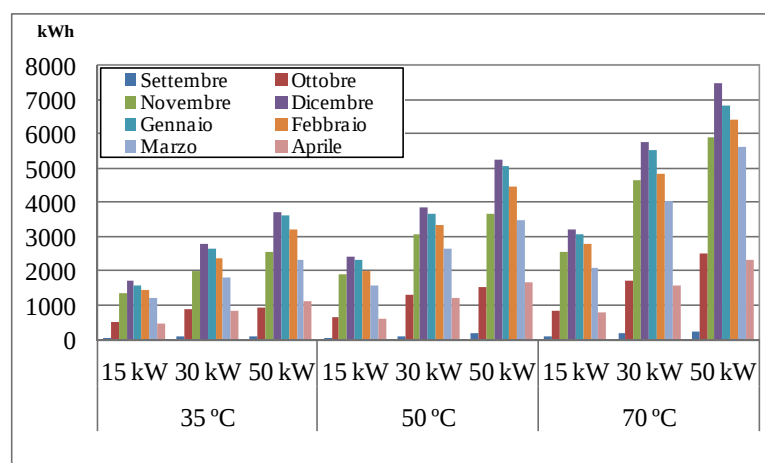


Fig. 32 – Milano: confronto dell'energia elettrica assorbita dalla PdC in funzione della temperatura di erogazione e della taglia della pompa di calore

L'energia elettrica assorbita dalla pompa di calore (fig. 32) si incrementa all'aumentare della taglia della macchina e della temperatura di erogazione, con valori più elevati nei mesi più freddi a causa della maggiore operatività della pompa di calore. La fig. 33 riporta la frazione di energia integrativa fornita al

serbatoio caldo: è interessante osservare in questo caso che tali frazioni tendono a diminuire per temperature di erogazione di 70 °C, mentre sono pressoché identiche per temperature di 35°C e 50 °C. La frazione integrativa, a parità di temperatura di erogazione, aumenta con la taglia della pompa di calore mentre, a parità di taglia, diminuisce con la temperatura di erogazione.

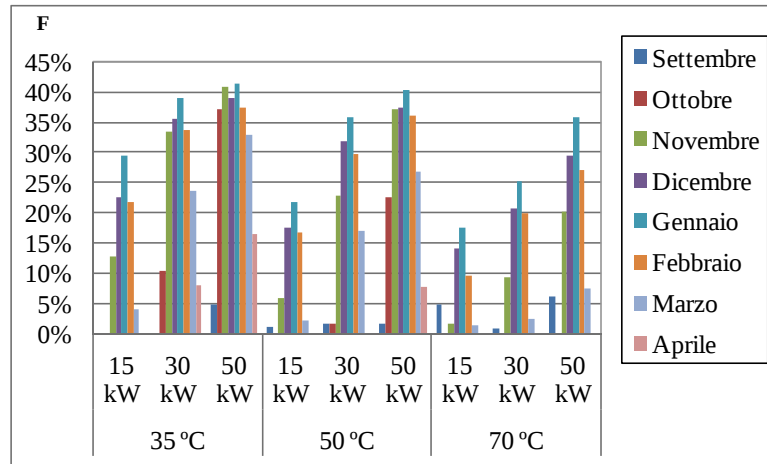


Fig. 33 – Milano: confronto delle frazioni di energia integrativa in funzione della temperatura di erogazione e della taglia della pompa di calore

Per quanto riguarda l'energia frigorifera fornita dalla pompa di calore, è bene precisare che questa tende a diminuire con la taglia della macchina a causa delle temperature medie più elevate che si registrano all'interno del serbatoio freddo. Tale energia, a parità di temperatura dei terminali di emissione, tende invece ad aumentare con la taglia della macchina per effetto delle temperature più basse che si registrano nel serbatoio freddo (vedi fig. 34 e 35).

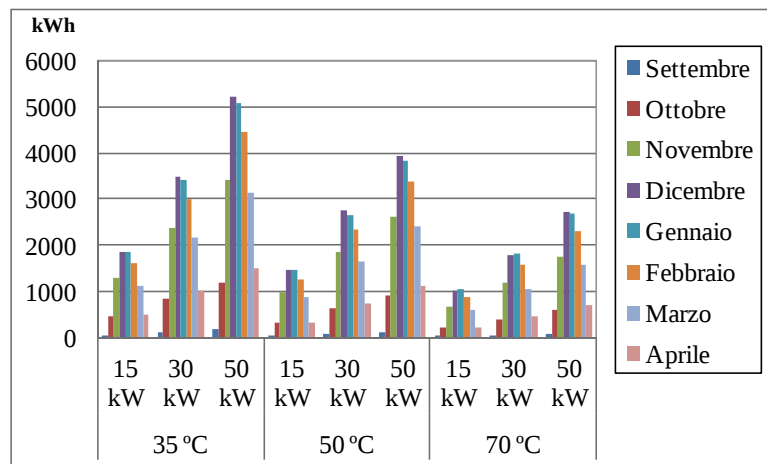


Fig. 34 – Milano: confronto dell'energia frigorifera prodotta dalla Pdc in funzione della temperatura di erogazione e della taglia della pompa di calore

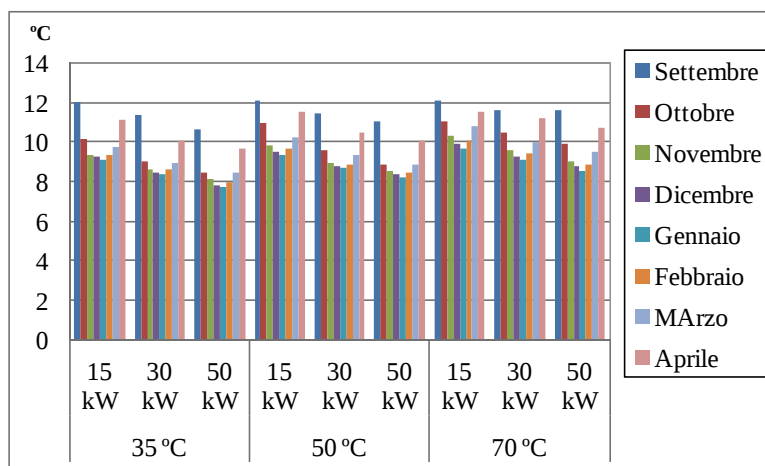


Fig. 35 – Milano: confronto delle temperature medie mensili del serbatoio freddo in funzione della temperatura di erogazione e della taglia della pompa di calore

La bontà del funzionamento del sistema edificio-impianto simulato è comprovata dagli andamenti dell'energia mensile inviata all'edificio per soddisfare i fabbisogni e le temperature medie mensili registrate nel serbatoio caldo, figg. 36 e 37. Si evidenzia che le energie inviate crescono all'aumentare della taglia della macchina in quanto i fabbisogni di riscaldamento aumentano, ma rimangono ovviamente invariati in funzione della temperatura di erogazione. Si apprezza inoltre come il sistema di controllo consente di mantenere una temperatura nel serbatoio caldo pressoché costante (40°C per terminali a bassa temperatura, 50°C per terminali a media temperatura e 70°C per terminali ad alta temperatura).

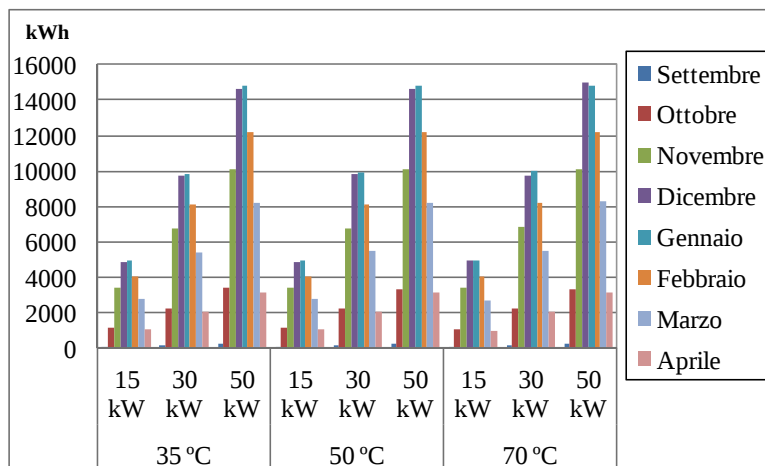


Fig. 36 – Milano: confronto dell'energia mensile per riscaldamento inviata all'edificio in funzione della temperatura di erogazione e della taglia della pompa di calore

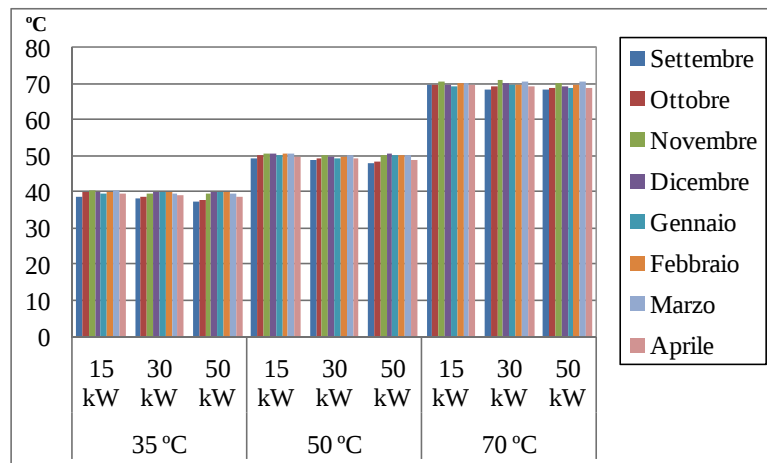


Fig. 37 – Milano: confronto delle temperature medie mensili del serbatoio caldo in funzione della temperatura di erogazione e della taglia della pompa di calore

2.11 Prestazioni della pompa di calore R744 da 15 kW acqua-acqua per Roma

Si riportano di seguito i risultati energetici ottenuti facendo operare il sistema edificio-impianto a pompa di calore R744 ubicato a Roma. Anche in questo caso è stata fatta variare la potenza nominale del sistema di produzione e le temperature richieste ai terminali di erogazione. Le tabb. 17, 18 e 19 riportano i risultati con la pompa di calore da 15 kW asservita ai diversi terminali di erogazione.

Tab. 17 – Roma: energie mensili e stagionale del sistema edificio-impianto da 15 kW con sistema radiante

	Erogata PdC	Assorbita Pdc	Estr. Caldo	Fornitura Freddo	Elettr. AUX	Integrazione	COP	SEER	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]	[-]
Ott	269.4	119.0	261.1	116.9	14.1	0.0	2.26	3.25	0.0%
Nov	1637.6	734.5	1607.3	668.8	123.0	0.0	2.23	3.14	0.0%
Dic	2985.1	1352.5	3050.0	1273.2	196.6	100.8	2.21	3.15	3.3%
Gen	3021.0	1366.5	3208.0	1332.1	177.7	223.7	2.21	3.19	7.0%
Feb	2548.1	1152.6	2646.2	1144.8	136.7	128.6	2.21	3.20	4.9%
Mar	1883.2	847.9	1853.4	888.9	80.3	0.0	2.22	3.27	0.0%
STAG	12344.4	5573.0	12626.1	5424.6	728.4	453.0	2.22	3.19	3.6%

Rispetto a Milano, il coefficiente di prestazione rimane pressoché invariato mentre si riduce di molto il contributo energetico legato al sistema di integrazione (-46%), a causa anche al periodo di riscaldamento più limitato. Commisurato al periodo di riscaldamento, anche il sistema di Dry-cooler richiede pressoché lo stesso consumo di energia, mentre si riduce notevolmente la quantità di calore fornita al serbatoio freddo. Si riduce anche la quantità di energia estratta dal serbatoio caldo, in virtù dei fabbisogni di energia termica più limitati, così come la quantità di energia termica erogata ed elettrica assorbita dalla pompa di calore. Il numero di ore equivalenti di funzionamento è pari a 822 h.

La fig. 38 illustra come si distribuiscono durante il periodo di riscaldamento i valori ottenuti del COP. Il confronto con i dati di Milano evidenzia scostamenti contenuti.

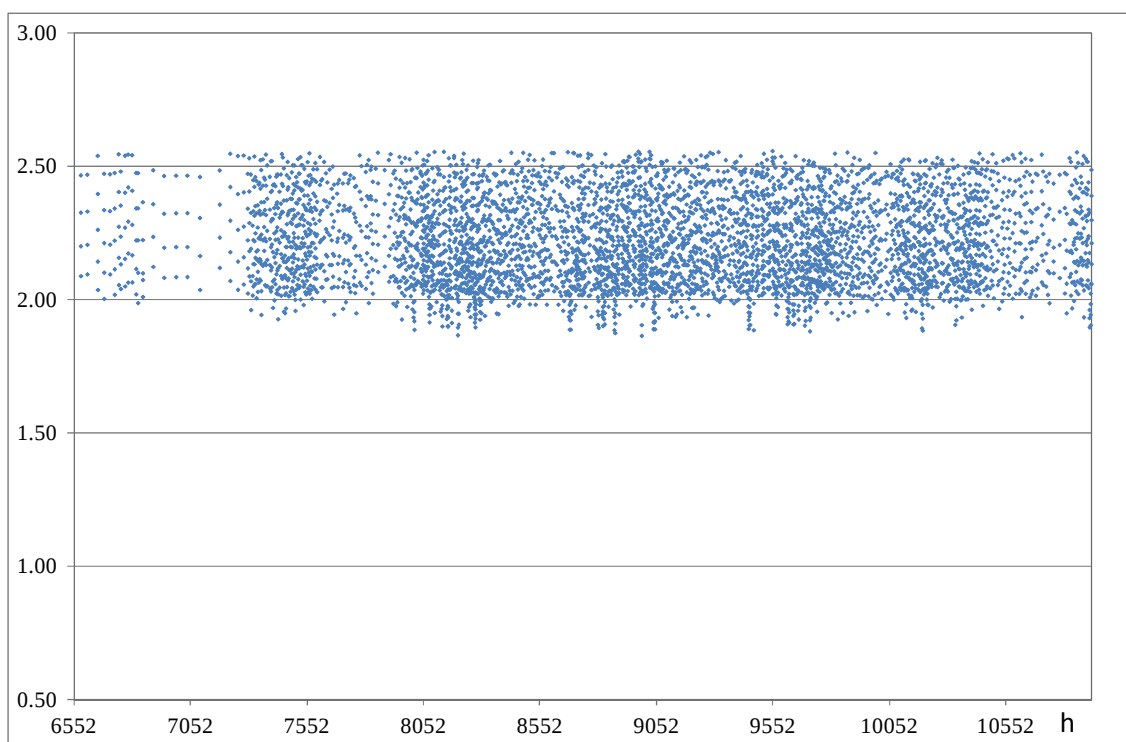


Fig. 38 – Andamento del COP della PdC R744 da 15 kW asservita a terminali di tipo radiante

Tab. 18 – Roma: energie mensili e stagionale del sistema edificio-impianto da 15 kW con ventil-convettori

	Erogata PdC	Assorbita Pdc	Estr. Caldo	Fornitura Freddo	Elettr. AUX	Integrazione	COP	SEER	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]	[-]
Ott	275.8	160.2	258.9	65.1	36.2	0.0	1.72	2.13	0.0%
Nov	1639.5	958.9	1610.6	504.7	138.4	0.0	1.71	2.24	0.0%
Dic	3097.1	1821.0	3050.2	958.0	257.8	0.0	1.70	2.23	0.0%
Gen	3184.4	1871.9	3219.5	1018.7	230.9	77.7	1.70	2.25	2.4%
Feb	2641.8	1552.5	2644.6	863.9	187.1	37.5	1.70	2.26	1.4%
Mar	1889.3	1105.8	1855.7	641.5	112.9	0.0	1.71	2.29	0.0%
STAG	12727.7	7470.3	12639.5	4051.9	963.3	115.3	1.70	2.25	0.9%

Anche per la località di Roma si registra ad una diminuzione dell'energia proveniente dal sistema integrativo all'aumentare della temperatura di alimentazione dei terminali; un aumento del consumo elettrico degli ausiliari in virtù di un maggior utilizzo del Dry cooler, a causa di una maggiore operatività della pompa di calore.

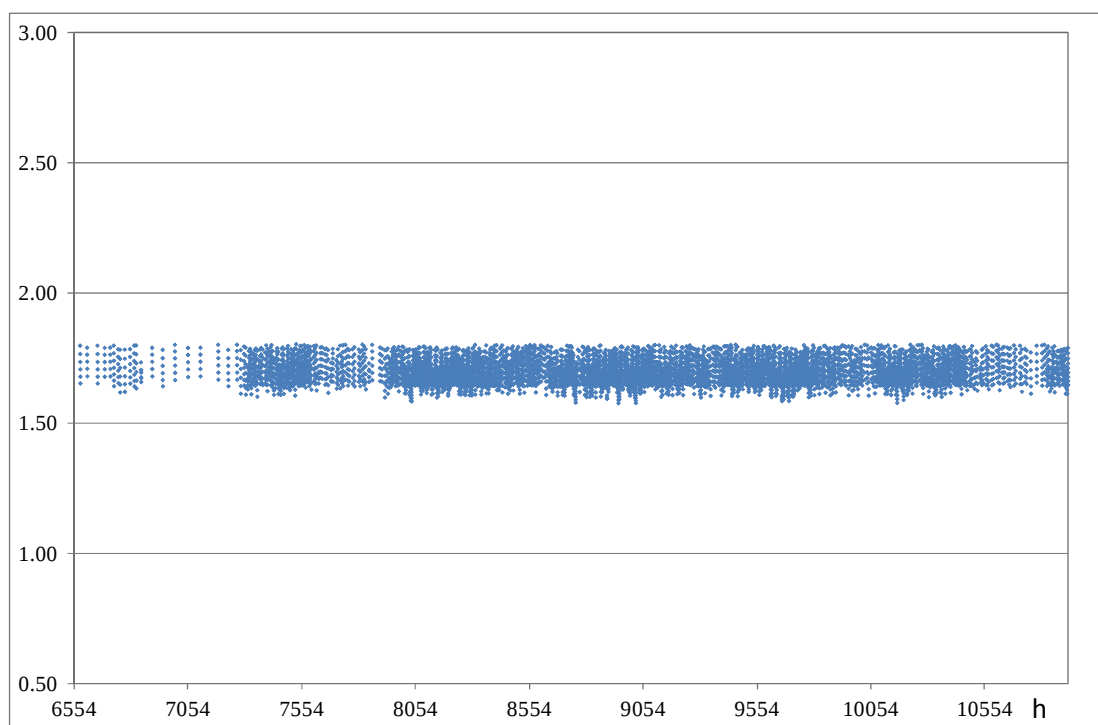


Fig. 39 – Andamento del COP della PdC R744 da 15 kW asservita a terminali a ventilconvettori

Tab. 19 – Roma: energie mensili e stagionale del sistema edificio-impianto da 15 kW con radiatori

	Erogata PdC	Assorbita Pdc	Estr. Caldo	Fornitura Freddo	Elettr. AUX	Integrazione	COP	SEER	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]	[-]
Ott	278.3	206.9	251.4	35.7	54.0	0.0	1.34	1.52	0.0%
Nov	1657.0	1234.5	1589.5	308.6	187.1	0.0	1.34	1.59	0.0%
Dic	3118.2	2331.7	3050.2	626.2	278.9	7.9	1.34	1.61	0.3%
Gen	3272.7	2448.0	3211.7	679.0	257.5	16.8	1.34	1.61	0.5%
Feb	2708.8	2025.8	2643.3	578.3	185.0	8.9	1.34	1.62	0.3%
Mar	1904.2	1421.0	1836.5	427.3	94.7	0.0	1.34	1.64	0.0%
STAG	12939.2	9667.9	12582.6	2655.0	1057.2	33.7	1.34	1.61	0.3%

Con terminali ad alta temperatura (tab. 19), il contributo energetico legato alla fonte integrativa diventa trascurabile, con una maggiore operatività della pompa di calore evidenziata da un incremento della spesa elettrica legata all'azionamento dei ventilatori del Dry cooler. Diminuisce considerevolmente la quantità di energia frigorifera ceduta al serbatoio freddo in virtù di una sua maggiore temperatura media stagionale che, per il caso esaminato, sale da 10 °C a 11.3 °C. Nella tab. 20 è riportato il confronto tra le temperature registrate nei serbatoi caldo e freddo al variare della temperatura di erogazione dei terminali e per pompa di calore da 15 kW.

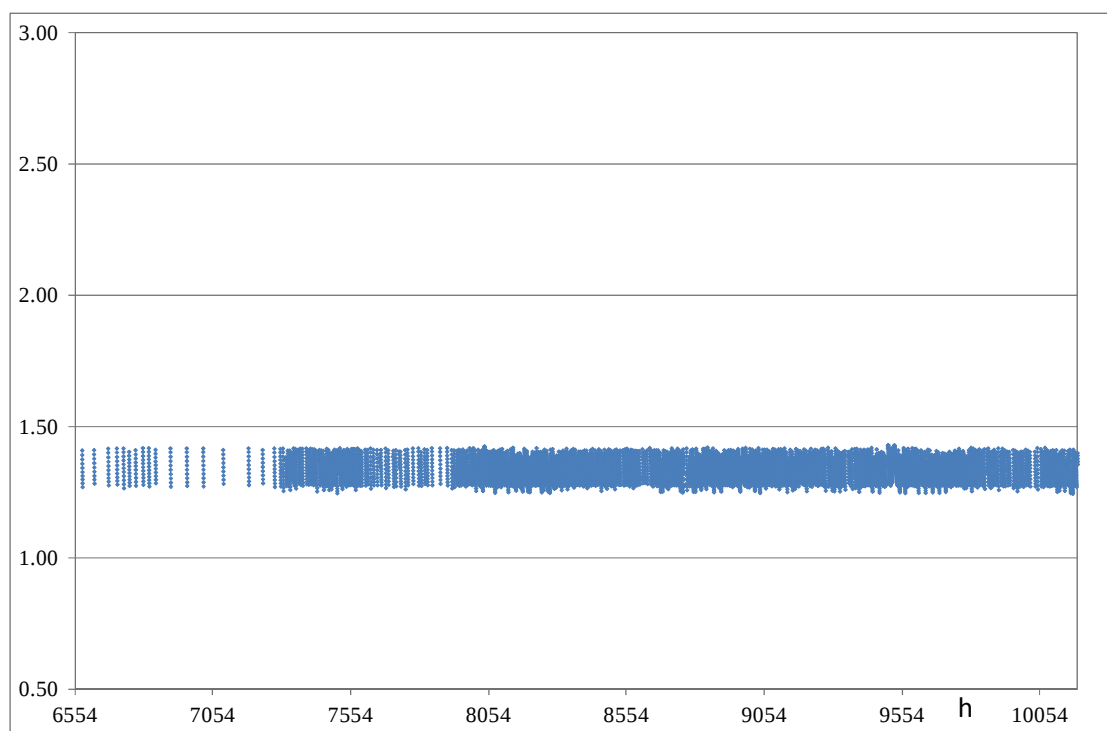


Fig. 40 – Andamento del COP della PdC R744 da 15 kW asservita a radiatori

Tab. 20 – Temperature medie mensile e stagionali dell'aria esterna e dei serbatoio caldo e freddo al variare della temperatura di emissione dei terminali di erogazione del calore. Pompa di calore da 15 kW.

	T_{ae}	35 °C		50 °C		70 °C	
		T_{hot}	T_{cold}	T_{hot}	T_{cold}	T_{hot}	T_{cold}
	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]
Ott	17.4	39.1	11.2	49.6	11.3	69.3	12.0
Nov	12.6	40.0	10.0	50.2	10.2	69.8	11.2
Dic	8.9	40.5	9.8	50.9	10.1	70.6	10.8
Gen	7.6	40.4	9.7	50.8	10.0	70.6	10.5
Feb	8.6	40.4	9.8	50.8	10.2	70.5	10.7
Mar	11.4	40.0	10.4	50.3	10.7	70.0	11.3
STAG	13.0	39.8	10.5	50.3	10.8	70.0	11.3

2.12 Prestazioni della pompa di calore R744 da 30 kW acqua-acqua per Roma

Le tabb. 21, 22 e 23 riportano i risultati energetici conseguiti per la macchina da 30 kW, rispettivamente per temperature di alimentazione dei terminali di 35 °C, 50°C e 70°C.

Tab. 21 – Roma: energie mensili e stagionale del sistema edificio-impianto da 30 kW con sistema radiante

	Erogata PdC	Assorbita Pdc	Estr. Caldo	Fornitura Freddo	Elettr. AUX	Integrazione	COP	SEER	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]	[-]
Ott	568.2	242.0	556.0	283.0	9.9	0.0	2.35	3.52	0.0%
Nov	2740.3	1177.6	3203.6	1279.6	74.7	485.7	2.33	3.41	15.2%
Dic	4660.0	1996.0	6066.6	2497.6	46.4	1438.2	2.33	3.59	23.7%
Gen	4715.0	2026.3	6371.8	2555.5	43.6	1688.7	2.33	3.59	26.5%
Feb	4039.3	1732.7	5258.1	2197.0	33.8	1242.1	2.33	3.60	23.6%
Mar	3158.9	1343.4	3699.1	1715.6	27.1	565.2	2.35	3.63	15.3%
STAG	19881.7	8518.1	25155.2	10528.3	235.6	5419.9	2.33	3.57	21.5%

Tab. 22 – Roma: energie mensili e stagionale del sistema edificio-impianto da 30 kW con ventil-convettori

	Erogata PdC	Assorbita Pdc	Estr. Caldo	Fornitura Freddo	Elettr. AUX	Integrazione	COP	SEER	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]	[-]
Ott	569.8	329.3	545.6	202.5	13.4	0.0	1.73	2.35	0.0%
Nov	3184.1	1849.7	3210.2	970.1	143.7	57.3	1.72	2.25	1.8%
Dic	5364.6	3108.8	6093.5	1904.6	138.1	767.3	1.73	2.34	12.6%
Gen	5220.9	3017.6	6383.3	1968.1	103.1	1210.5	1.73	2.38	19.0%
Feb	4530.6	2620.2	5268.8	1680.5	94.0	772.6	1.73	2.37	14.7%
Mar	3524.8	2039.8	3715.1	1299.1	72.3	220.3	1.73	2.36	5.9%
STAG	22394.8	12965.3	25216.4	8024.9	564.6	3028.0	1.73	2.35	12.0%

Tab. 23 – Roma: energie mensili e stagionale del sistema edificio-impianto da 30 kW con radiatori

	Erogata PdC	Assorbita Pdc	Estr. Caldo	Fornitura Freddo	Elettr. AUX	Integrazione	COP	SEER	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]	[-]
Ott	556.9	412.3	524.4	121.7	15.9	0.0	1.35	1.65	0.0%
Nov	3276.9	2422.1	3225.4	593.5	216.3	0.0	1.35	1.60	0.0%
Dic	6177.7	4573.2	6099.8	1185.5	357.3	2.5	1.35	1.61	0.0%
Gen	6327.8	4689.2	6424.2	1262.6	330.1	182.7	1.35	1.62	2.8%
Feb	5287.5	3921.6	5292.6	1048.3	281.1	76.8	1.35	1.62	1.5%
Mar	3773.3	2789.9	3717.9	801.9	153.3	0.0	1.35	1.64	0.0%
STAG	25400.1	18808.4	25284.2	5013.6	1354.0	262.0	1.35	1.62	1.0%

2.13 Prestazioni della pompa di calore R744 da 50 kW acqua-acqua per Roma

Le tabb. 24, 25 e 26 i risultati energetici per la pompa di calore polivalente da 50 kW.

Tab. 24 – Roma: energie mensili e stagionale del sistema edificio-impianto da 50 kW con sistema radiante

	Erogata PdC	Assorbita Pdc	Estr. Caldo	Fornitura Freddo	Elettr. AUX	Integrazione	COP	SEER	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]	[-]
Ott	873.3	358.4	896.8	476.3	5.4	49.6	2.44	3.77	5.5%
Nov	3706.7	1576.7	5333.0	2034.4	12.4	1669.6	2.35	3.64	31.3%
Dic	7051.4	2924.0	10133.1	4113.7	1.9	3130.2	2.41	3.82	30.9%
Gen	7216.7	2978.4	10665.1	4236.4	2.1	3498.1	2.42	3.85	32.8%
Feb	6222.3	2572.0	8786.7	3627.7	4.4	2610.2	2.42	3.83	29.7%
Mar	4825.6	2026.8	6143.6	2773.1	6.1	1368.6	2.38	3.75	22.3%
STAG	29896.1	12436.3	41958.2	17261.6	32.4	12326.2	2.40	3.79	29.4%

Tab. 25 – Roma: energie mensili e stagionale del sistema edificio-impianto da 50 kW con ventil-convettori

	Erogata PdC	Assorbita Pdc	Estr. Caldo	Fornitura Freddo	Elettr. AUX	Integrazione	COP	SEER	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]	[-]
Ott	908.2	514.0	927.7	342.3	10.3	37.8	1.77	2.43	4.1%
Nov	3883.6	2246.4	5333.9	1501.6	34.6	1483.6	1.73	2.40	27.8%
Dic	7261.0	4187.3	10100.0	2960.6	28.4	2880.5	1.73	2.44	28.5%
Gen	7263.7	4179.4	10627.6	3050.7	10.4	3413.4	1.74	2.47	32.1%
Feb	6284.4	3617.7	8775.3	2619.3	9.5	2523.2	1.74	2.46	28.8%
Mar	4991.2	2880.6	6153.4	2032.3	20.7	1198.4	1.73	2.44	19.5%
STAG	30592.0	17625.3	41917.9	12506.7	113.8	11536.9	1.74	2.45	27.5%

Tab. 26 – Roma: energie mensili e stagionale del sistema edificio-impianto da 50 kW con radiatori

	Erogata PdC	Assorbita Pdc	Estr. Caldo	Fornitura Freddo	Elettr. AUX	Integrazione	COP	SEER	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]	[-]
Ott	964.5	701.6	929.6	220.0	23.2	0.3	1.37	1.69	0.0%
Nov	5405.9	3967.2	5355.0	991.5	217.9	0.0	1.36	1.61	0.0%
Dic	9354.8	6803.8	10152.3	2018.0	264.8	845.7	1.37	1.67	8.3%
Gen	9575.8	6948.1	10720.4	2091.1	255.7	1184.2	1.38	1.68	11.0%
Feb	7951.9	5762.8	8857.5	1783.0	178.0	903.5	1.38	1.69	10.2%
Mar	6225.3	4549.2	6199.2	1334.2	164.0	7.9	1.37	1.66	0.1%
STAG	39478.2	28732.8	42214.0	8437.8	1103.7	2941.5	1.37	1.67	7.0%

2.14 Sintesi dei risultati per la pompa di calore R744 acqua-acqua operante a Roma

Sono riportati di seguito alcuni grafici che mettono a confronto gli indici prestazionali e le principali energie coinvolte nel sistema edificio-impianto in funzione della temperatura di erogazione della pompa di calore e delle taglie delle macchine impiegate. La fig. 41a mostra il confronto, mese per mese, dei COP della pompa di calore, la fig. 41b dell'indice SEER, la fig. 42 compara l'energia elettrica assorbita dalla pompa di calore, la fig. 43 la frazione di energia integrativa fornita al serbatoio caldo, la fig. 44 l'energia frigorifera fornita dalla pompa di calore, la fig. 45 l'andamento delle temperature medie mensili nel serbatoio freddo, la fig. 46 l'energia mensile estratta dal serbatoio caldo ed inviata all'edificio e, infine, la fig. 47 l'andamento delle temperature medie mensili del serbatoio caldo.

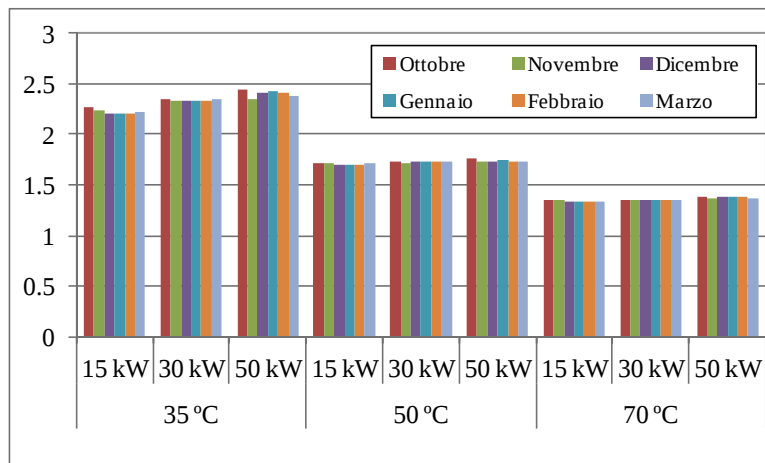


Fig. 41a – Roma: confronto dei COP mensili in funzione della temperatura di erogazione e della taglia della pompa di calore

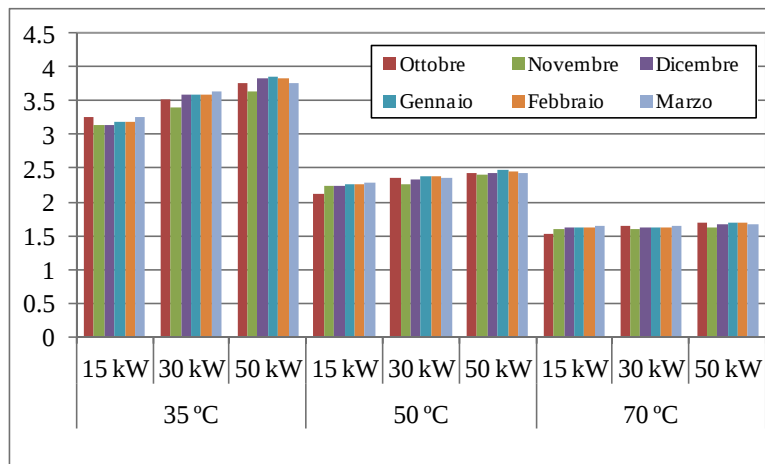


Fig. 41b– Roma: confronto dei SEER mensili in funzione della temperatura di erogazione e della taglia della pompa di calore

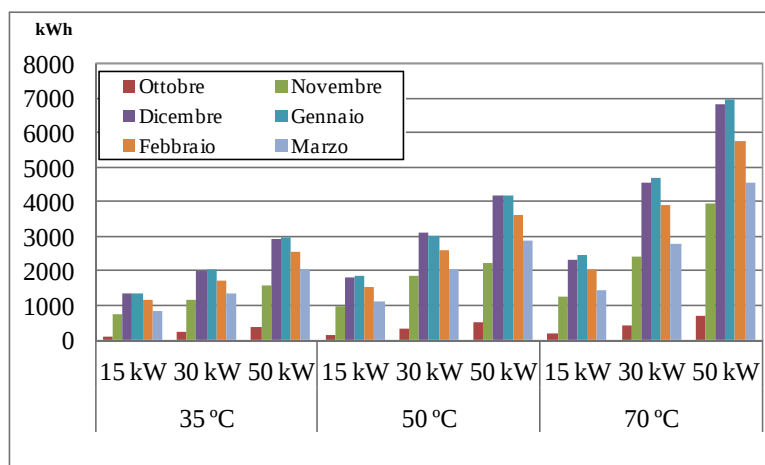


Fig. 42 – Roma: confronto dell'energia elettrica assorbita dalla PdC in funzione della temperatura di erogazione e della taglia della pompa di calore

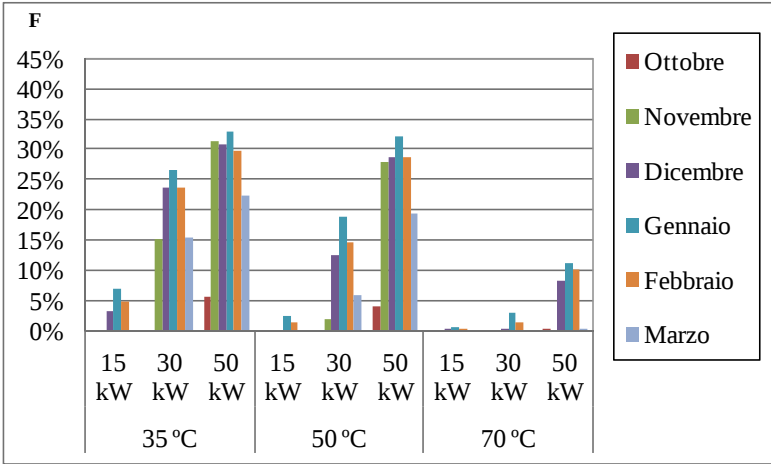


Fig. 43 – Roma: confronto delle frazioni di energia integrativa in funzione della temperatura di erogazione e della taglia della pompa di calore

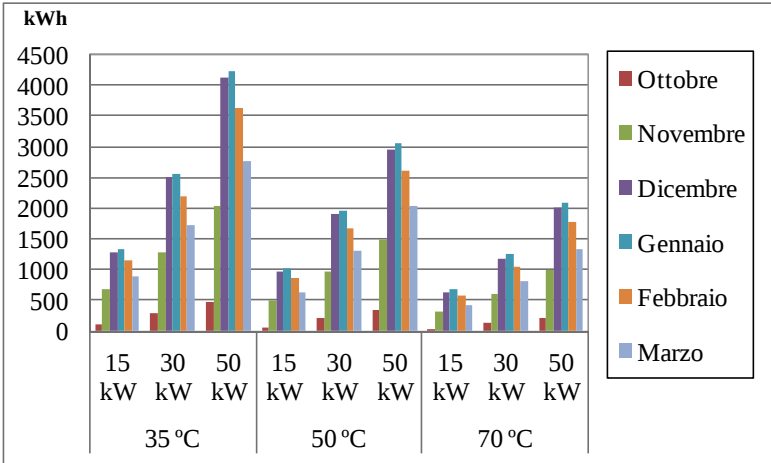


Fig. 44 – Roma: confronto dell’energia frigorifera prodotta dalla Pdc in funzione della temperatura di erogazione e della taglia della pompa di calore

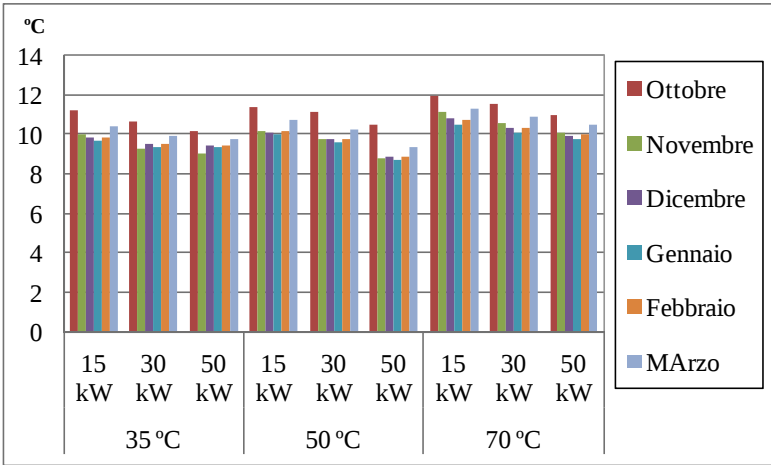


Fig. 45 – Roma: confronto delle temperature medie mensili del serbatoio freddo in funzione della temperatura di erogazione e della taglia della pompa di calore

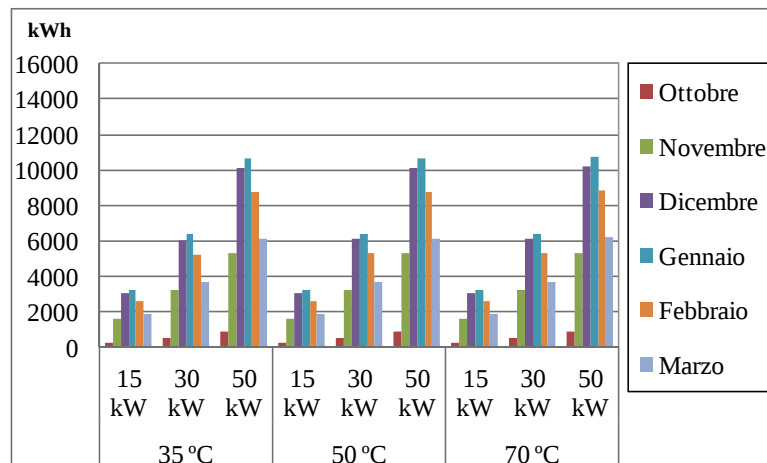


Fig. 46 – Roma: confronto dell’energia mensile per riscaldamento inviata all’edificio in funzione della temperatura di erogazione e della taglia della pompa di calore

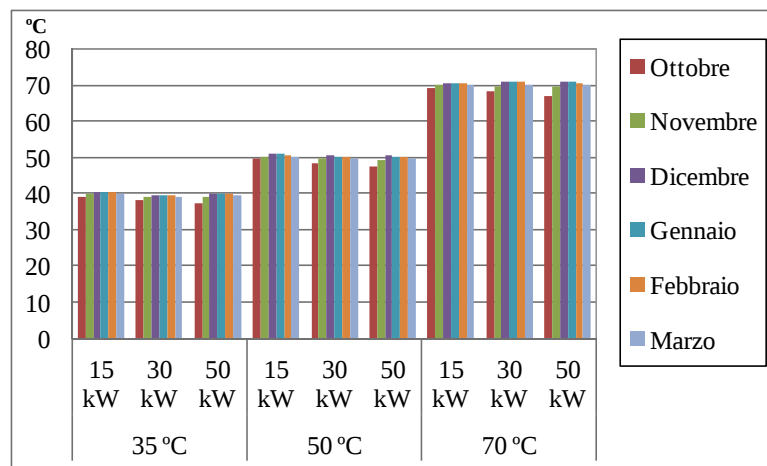


Fig. 47 – Roma: confronto delle temperature medie mensili del serbatoio caldo in funzione della temperatura di erogazione e della taglia della pompa di calore

2.15 Prestazioni della pompa di calore R744 da 15 kW acqua-acqua per Napoli

Sono riportati i risultati energetici conseguiti per il sistema edificio-impianto con pompa di calore polivalente acqua-acqua R744 da 15 kW ubicato a Napoli.

Tab. 27 – Napoli: energia mensile e stagionale del sistema edificio-impianto da 15 kW con sistema radiante

	Erogata PdC	Assorbita Pdc	Estr. Caldo	Fornitura Freddo	Elettr. AUX	Integrazione	COP	SEER	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]	[-]
Ott	121.5	53.4	115.1	32.0	15.9	0.0	2.28	2.87	0.0%
Nov	729.5	324.4	713.8	328.5	37.6	0.0	2.25	3.26	0.0%
Dic	2073.5	928.7	2039.3	914.4	120.2	0.0	2.23	3.22	0.0%
Gen	2395.4	1081.2	2367.0	1039.1	147.6	3.4	2.22	3.18	0.1%
Feb	2131.1	961.1	2123.8	937.5	124.4	25.2	2.22	3.19	1.2%
Mar	1354.5	605.4	1327.8	632.4	60.0	0.0	2.24	3.28	0.0%
STAG	8805.4	3954.1	8686.9	3883.9	505.7	28.6	2.23	3.21	0.3%

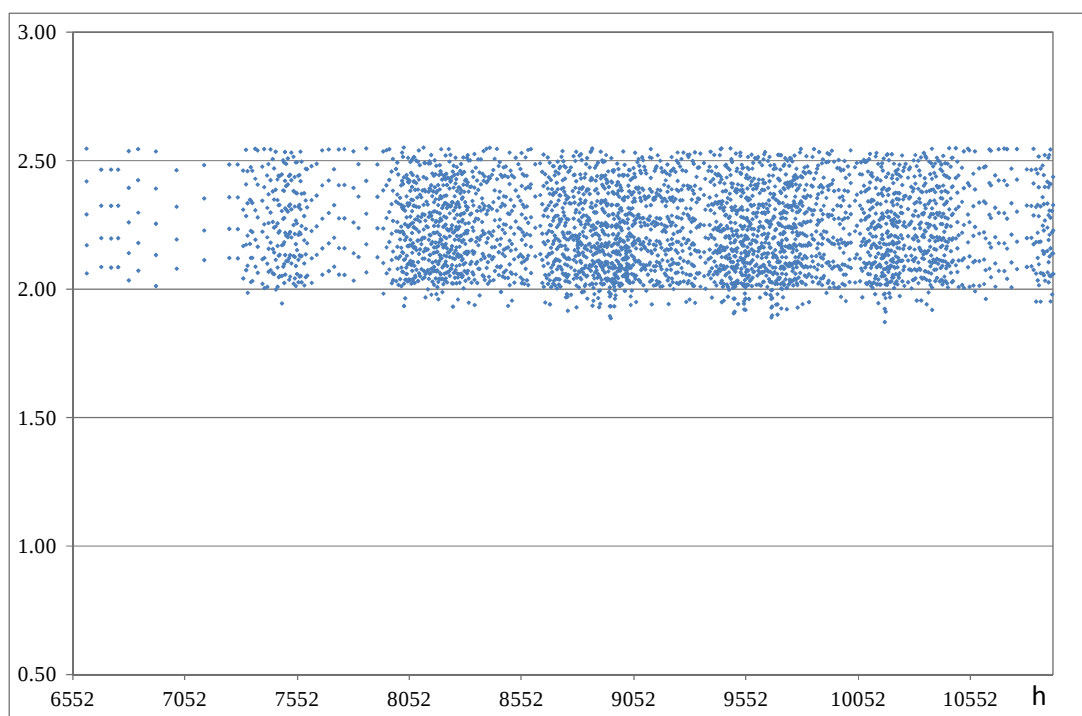


Fig. 48 – Andamento del COP della PdC R744 da 15 kW asservita a terminali di tipo radiante

Tab. 28 – Napoli: energia mensile e stagionale del sistema edificio-impianto da 15 kW con ventil-convettori

	Erogata PdC	Assorbita Pdc	Estr. Caldo	Fornitura Freddo	Elettr. AUX	Integrazione	COP	SEER	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]	[-]
Ott	134.8	78.1	115.6	26.8	19.4	0.0	1.73	2.07	0.0%
Nov	729.7	424.8	711.3	233.6	53.0	0.0	1.72	2.27	0.0%
Dic	2081.4	1215.7	2042.8	656.2	165.8	0.0	1.71	2.25	0.0%
Gen	2405.4	1409.8	2370.5	793.2	163.3	0.0	1.71	2.27	0.0%
Feb	2155.4	1263.3	2126.2	726.0	135.3	0.0	1.71	2.28	0.0%
Mar	1355.6	790.7	1328.0	453.1	86.6	0.0	1.71	2.29	0.0%
STAG	8862.3	5182.3	8694.5	2889.0	623.4	0.0	1.71	2.27	0.0%

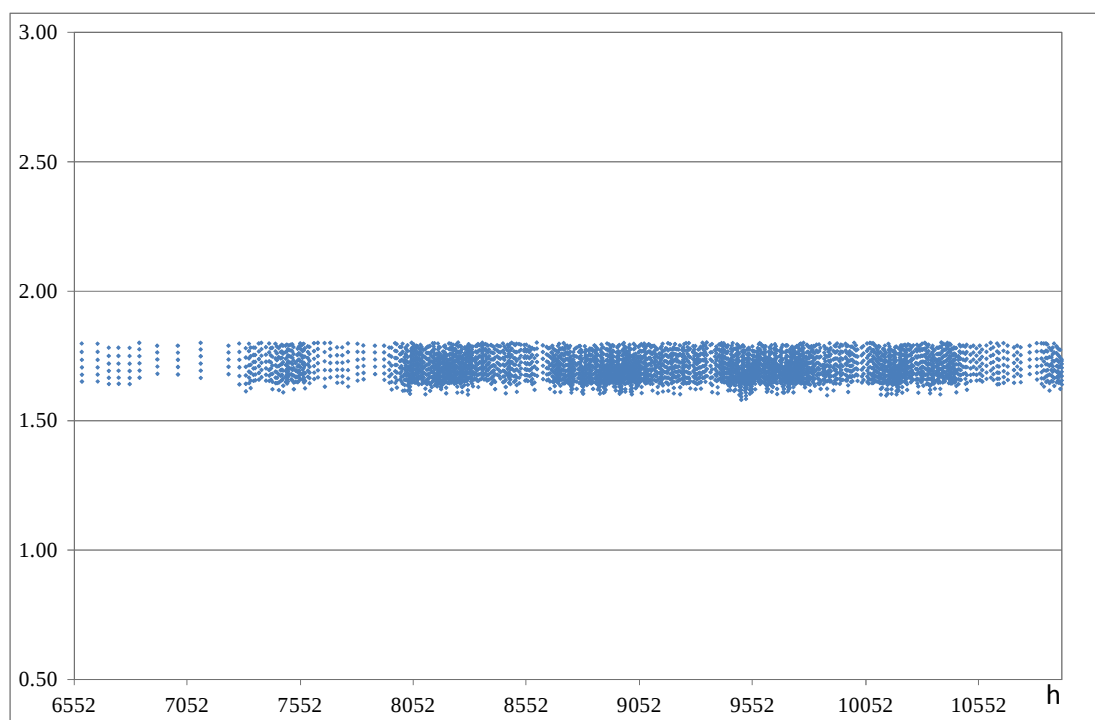


Fig. 49 – Andamento del COP della PdC R744 da 15 kW asservita a terminali a ventilconvettori

Tab. 29 – Napoli: energia mensile e stagionale del sistema edificio-impianto da 15 kW con radiatori

	Erogata PdC	Assorbita Pdc	Estr. Caldo	Fornitura Freddo	Elettr. AUX	Integrazione	COP	SEER	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]	[-]
Ott	154.5	114.9	114.9	10.8	40.0	0.0	1.34	1.44	0.0%
Nov	730.2	543.4	693.1	121.2	104.1	0.0	1.34	1.57	0.0%
Dic	2096.9	1562.0	2023.6	346.0	315.2	0.0	1.34	1.56	0.0%
Gen	2424.6	1810.4	2353.2	480.1	229.1	5.0	1.34	1.60	0.2%
Feb	2182.2	1628.7	2111.7	461.3	157.0	1.5	1.34	1.62	0.1%
Mar	1355.7	1009.3	1307.6	245.3	167.1	0.0	1.34	1.59	0.0%
STAG	8944.2	6668.7	8604.1	1664.7	1012.6	6.5	1.34	1.59	0.1%

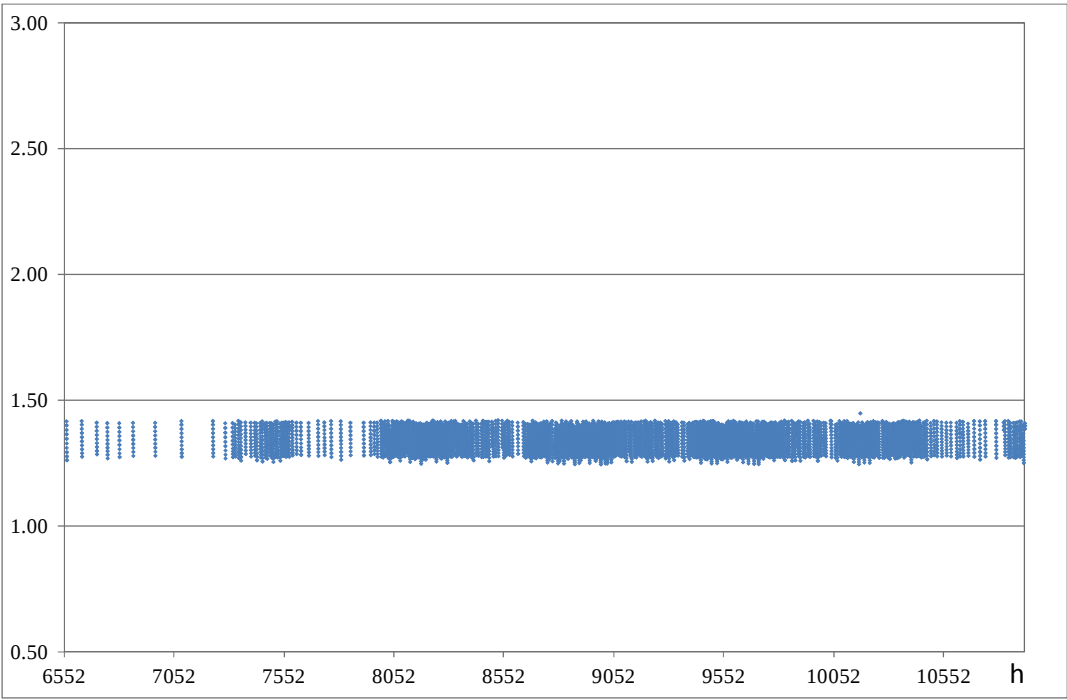


Fig. 50 – Andamento del COP della PdC R744 da 15 kW asservita a radiatori

Tab. 30 – Temperature medie mensile e stagionali dell’aria esterna e dei serbatoio caldo e freddo al variare della temperatura di emissione dei terminali di erogazione del calore

	Tae	35 °C		50 °C		70 °C	
		Thot	Tcold	Thot	Tcold	Thot	Tcold
	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]
Ott	19.6	39.4	12.0	49.4	12.0	69.2	12.0
Nov	15.5	39.5	11.3	49.7	11.4	69.5	11.7
Dic	12.1	40.1	10.4	50.4	10.8	70.1	11.3
Gen	10.5	40.3	9.9	50.6	10.3	70.3	10.9
Feb	10.5	40.3	10.3	50.5	10.6	70.3	11.0
Mar	13.2	39.8	10.8	49.9	11.3	69.8	11.6
STAG	15.2	39.8	11.0	50.2	11.3	69.9	11.6

2.16 Prestazioni della pompa di calore R744 da 30 kW acqua-acqua a Napoli

Tab. 31 – Napoli: energie mensili e stagionale del sistema edificio-impianto da 30 kW con sistema radiante

	Erogata PdC	Assorbita Pdc	Estr. Caldo	Fornitura Freddo	Elettr. AUX	Integrazione	COP	SEER	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]	[-]
Ott	257.2	108.9	250.0	122.3	5.0	0.0	2.36	3.48	0.0%
Nov	1462.2	624.5	1450.7	698.2	35.5	3.0	2.34	3.46	0.2%
Dic	3483.3	1487.0	4061.8	1810.1	50.2	602.8	2.34	3.56	14.8%
Gen	3917.0	1674.6	4722.6	2016.7	57.6	820.7	2.34	3.54	17.4%
Feb	3478.3	1485.4	4224.7	1852.2	39.4	767.8	2.34	3.59	18.2%
Mar	2505.3	1069.8	2663.0	1302.9	34.8	175.8	2.34	3.56	6.6%
STAG	15103.4	6450.1	17372.8	7802.4	222.6	2370.1	2.34	3.55	13.6%

Tab. 32 – Napoli: energie mensili e stagionale del sistema edificio-impianto da 30 kW con ventil-convettori

	Erogata PdC	Assorbita Pdc	Estr. Caldo	Fornitura Freddo	Elettr. AUX	Integrazione	COP	SEER	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]	[-]
Ott	248.2	143.3	240.9	85.4	5.7	0.0	1.73	2.33	0.0%
Nov	1476.7	853.8	1448.9	521.0	38.7	0.0	1.73	2.34	0.0%
Dic	4012.0	2325.7	4069.4	1339.6	139.5	92.9	1.73	2.30	2.3%
Gen	4354.5	2521.9	4721.3	1532.8	120.6	404.4	1.73	2.33	8.6%
Feb	3877.8	2245.4	4229.4	1406.2	94.7	392.3	1.73	2.35	9.3%
Mar	2649.6	1533.2	2662.6	972.8	57.6	43.1	1.73	2.36	1.6%
STAG	16618.8	9623.2	17372.6	5857.7	456.7	932.7	1.73	2.34	5.4%

Tab. 33 – Napoli: energie mensili e stagionale del sistema edificio-impianto da 30 kW con radiatori

	Erogata PdC	Assorbita Pdc	Estr. Caldo	Fornitura Freddo	Elettr. AUX	Integrazione	COP	SEER	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]	[-]
Ott	249.2	183.5	221.6	30.4	27.2	0.3	1.36	1.52	0.1%
Nov	1478.4	1092.4	1438.5	294.1	74.5	0.0	1.35	1.62	0.0%
Dic	4148.3	3064.8	4084.9	745.3	281.1	0.0	1.35	1.60	0.0%
Gen	4803.7	3558.0	4739.1	946.5	259.2	0.0	1.35	1.62	0.0%
Feb	4315.0	3195.5	4256.3	862.1	219.8	0.0	1.35	1.62	0.0%
Mar	2717.8	2008.0	2667.7	575.4	112.2	0.0	1.35	1.64	0.0%
STAG	17712.4	13102.1	17408.1	3453.9	974.1	0.3	1.35	1.62	0.0%

2.17 Prestazioni della pompa di calore R744 da 50 kW acqua-acqua a Napoli

Tab. 34 – Napoli: energie mensili e stagionale del sistema edificio-impianto da 50 kW con sistema radiante

	Erogata PdC	Assorbita Pdc	Estr. Caldo	Fornitura Freddo	Elettr. AUX	Integrazione	COP	SEER	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]	[-]
Ott	433.2	175.5	411.4	238.5	1.9	0.0	2.47	3.83	0.0%
Nov	2061.1	856.2	2378.2	1149.1	9.2	354.5	2.41	3.75	14.9%
Dic	5092.5	2145.2	6760.0	2917.8	5.4	1712.4	2.37	3.73	25.3%
Gen	5742.1	2416.6	7850.1	3281.6	8.8	2156.8	2.38	3.73	27.5%
Feb	5246.2	2192.3	7048.8	3023.6	5.6	1844.3	2.39	3.77	26.2%
Mar	3709.4	1554.4	4408.5	2124.7	4.0	745.1	2.39	3.75	16.9%
STAG	22284.5	9340.1	28857.0	12735.5	34.9	6813.2	2.39	3.75	23.6%

Tab. 35 – Napoli: energie mensili e stagionale del sistema edificio-impianto da 50 kW con ventil-convettori

	Erogata PdC	Assorbita Pdc	Estr. Caldo	Fornitura Freddo	Elettr. AUX	Integrazione	COP	SEER	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]	[-]
Ott	439.5	247.0	424.8	170.6	3.6	0.0	1.78	2.47	0.0%
Nov	2306.7	1315.1	2412.1	844.3	33.6	130.2	1.75	2.40	5.4%
Dic	5691.3	3261.3	6761.8	2198.8	55.1	1108.4	1.75	2.42	16.4%
Gen	6094.7	3482.0	7844.5	2482.2	31.3	1783.3	1.75	2.46	22.7%
Feb	5546.9	3165.1	7039.5	2276.6	25.9	1525.4	1.75	2.47	21.7%
Mar	3838.9	2191.5	4426.1	1590.7	13.7	618.0	1.75	2.48	14.0%
STAG	23918.0	13662.0	28908.9	9563.2	163.2	5165.3	1.75	2.45	17.9%

Tab. 36 – Napoli: energie mensili e stagionale del sistema edificio-impianto da 50 kW con radiatori

	Erogata PdC	Assorbita Pdc	Estr. Caldo	Fornitura Freddo	Elettr. AUX	Integrazione	COP	SEER	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]	[-]
Ott	443.1	320.5	414.3	74.9	19.4	0.0	1.38	1.62	0.0%
Nov	2447.1	1773.9	2410.6	503.1	77.2	0.0	1.38	1.66	0.0%
Dic	6826.5	4992.9	6759.8	1353.8	230.5	0.0	1.37	1.64	0.0%
Gen	7755.7	5685.1	7840.6	1561.2	249.8	146.4	1.36	1.64	1.9%
Feb	6660.8	4874.2	7038.6	1435.1	172.1	435.8	1.37	1.66	6.2%
Mar	4476.3	3260.7	4429.0	982.8	109.4	0.0	1.37	1.67	0.0%
STAG	28609.5	20907.3	28892.9	5910.9	858.3	582.2	1.37	1.65	2.0%

2.18 Sintesi dei risultati per la pompa di calore R744 acqua-acqua operante a Napoli

Sono riportati di seguito alcuni grafici che mettono a confronto i vari indici prestazionali e le principali energie trasferite nel sistema edificio-impianto in funzione della temperatura di erogazione della pompa di calore e delle taglie delle macchine impiegate.

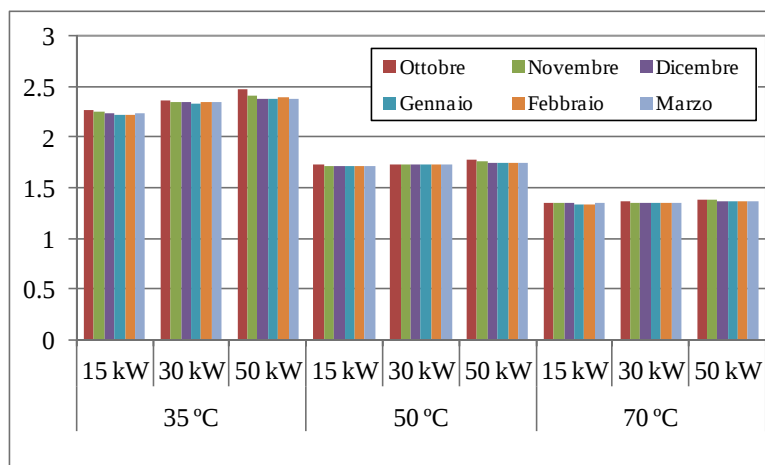


Fig. 51a – Napoli: confronto dei COP mensili in funzione della temperatura di erogazione e della taglia della pompa di calore

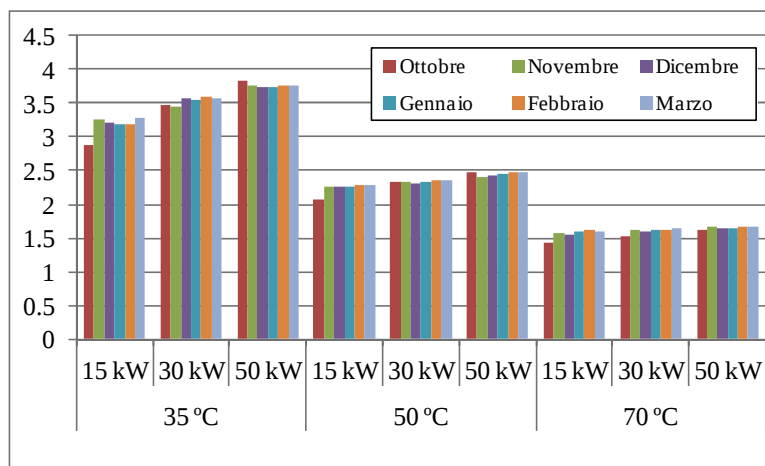


Fig. 51b – Napoli: confronto dei SEER mensili in funzione della temperatura di erogazione e della taglia della pompa di calore

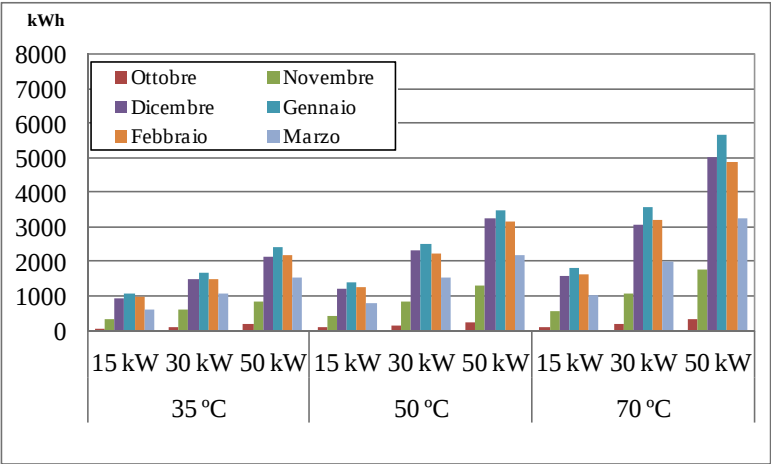


Fig. 52 – Napoli: confronto dell’energia elettrica assorbita dalla PdC in funzione della temperatura di erogazione e della taglia della pompa di calore

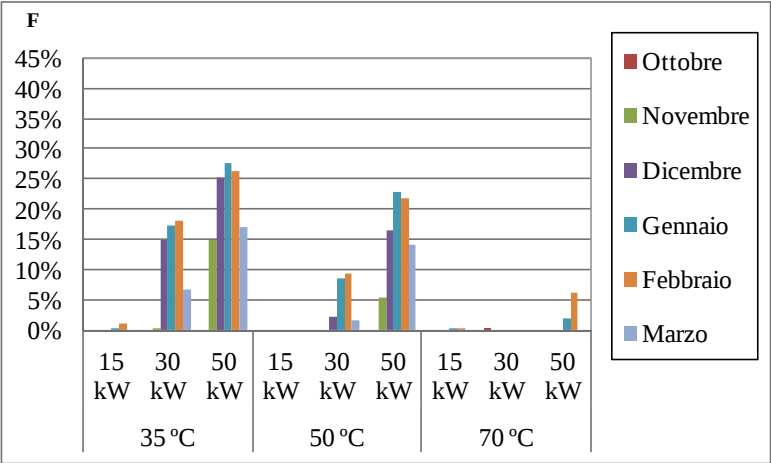


Fig. 53 – Napoli: confronto delle frazioni di energia integrativa in funzione della temperatura di erogazione e della taglia della pompa di calore

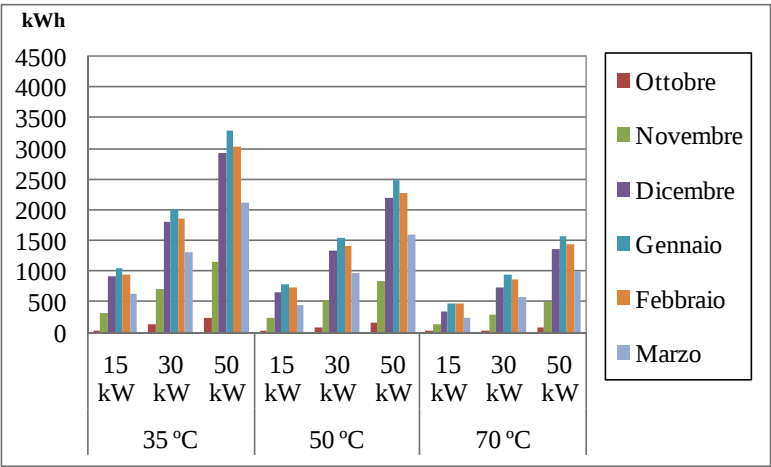


Fig. 54 – Napoli: confronto dell’energia frigorifera prodotta dalla PdC in funzione della temperatura di erogazione e della taglia della pompa di calore

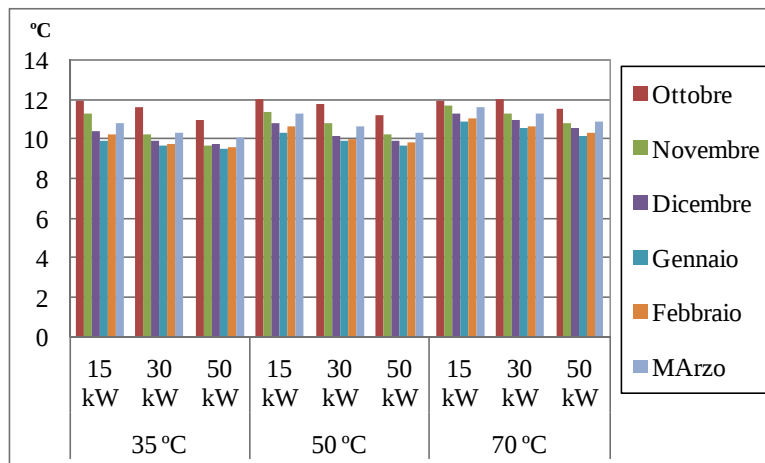


Fig. 55 – Napoli: confronto delle temperature medie mensili del serbatoio freddo in funzione della temperatura di erogazione e della taglia della pompa di calore

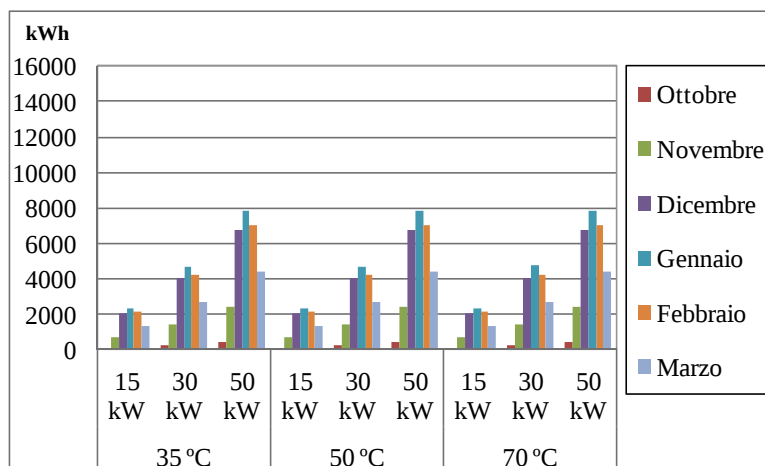


Fig. 56 – Napoli: confronto dell'energia mensile per riscaldamento inviata all'edificio in funzione della temperatura di erogazione e della taglia della pompa di calore

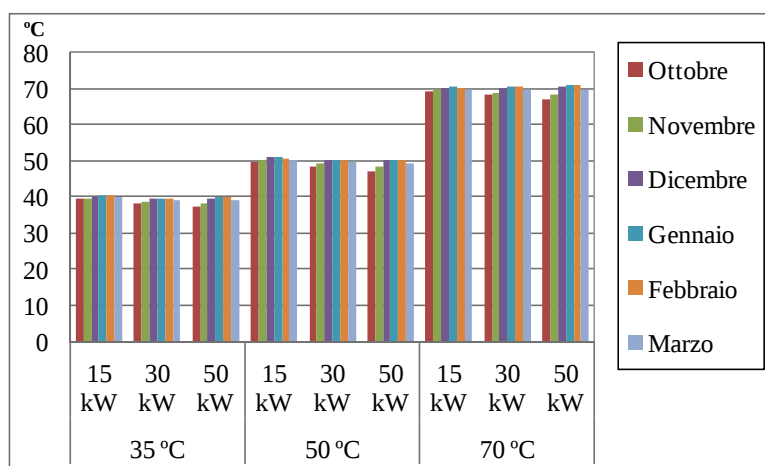


Fig. 57 – Napoli: confronto delle temperature medie mensili del serbatoio caldo in funzione della temperatura di erogazione e della taglia della pompa di calore

2.19 Prestazioni della pompa di calore R744 da 15 kW acqua-acqua a Palermo

I risultati energetici conseguiti con il sistema edificio-impianto a pompa di calore polivalente R744 da 15 kW ubicato a Palermo sono riportati di seguito nella tab. 37; la Fig. 58 riporta i valori assunti dal coefficiente di prestazione della pompa di calore durante il periodo di riscaldamento.

Tab. 37 – Palermo: energia mensile e stagionale del sistema edificio-impianto da 15 kW con sistema radiante

	Erogata PdC	Assorbita Pdc	Estr. Caldo	Fornitura Freddo	Elettr. AUX	Integrazione	COP	SEER	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]	[-]
Ott	110.4	48.6	108.4	31.8	12.7	0.0	2.27	2.93	0.0%
Nov	557.1	247.8	541.0	261.2	23.2	0.0	2.25	3.30	0.0%
Dic	1827.2	816.3	1793.2	815.7	101.3	0.0	2.24	3.24	0.0%
Gen	2158.8	971.1	2124.9	949.3	125.8	0.0	2.22	3.20	0.0%
Feb	1767.3	794.2	1734.6	797.4	92.6	0.0	2.23	3.23	0.0%
Mar	1258.0	562.0	1240.6	613.6	43.6	0.0	2.24	3.33	0.0%
STAG	7678.8	3440.0	7542.7	3469.0	399.3	0.0	2.23	3.24	0.0%

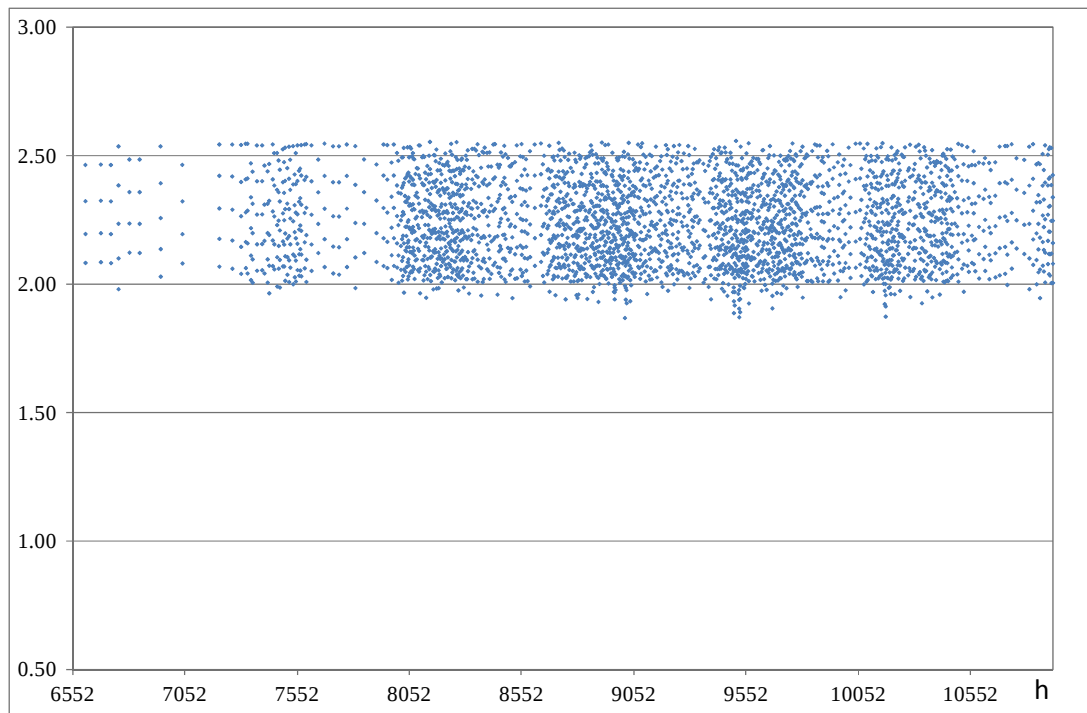


Fig. 58 – Andamento del COP della PdC R744 da 15 kW asservita a terminali di tipo radiante

Tab. 38 – Palermo: energia mensile e stagionale del sistema edificio-impianto da 15 kW con ventil-convettori

	Erogata PdC	Assorbita Pdc	Estr. Caldo	Fornitura Freddo	Elettr. AUX	Integrazione	COP	SEER	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]	[-]
Ott	122.5	70.6	108.4	5.6	31.6	0.0	1.73	1.81	0.0%
Nov	558.3	324.2	538.8	142.0	69.1	0.0	1.72	2.16	0.0%
Dic	1835.7	1071.0	1797.9	584.2	140.9	0.0	1.71	2.26	0.0%
Gen	2156.2	1262.5	2128.3	711.0	145.5	0.0	1.71	2.27	0.0%
Feb	1766.0	1032.1	1738.3	600.3	106.9	0.0	1.71	2.29	0.0%
Mar	1273.0	741.8	1240.4	430.8	77.5	0.0	1.72	2.30	0.0%
STAG	7711.7	4502.3	7552.1	2474.0	571.5	0.0	1.71	2.26	0.0%

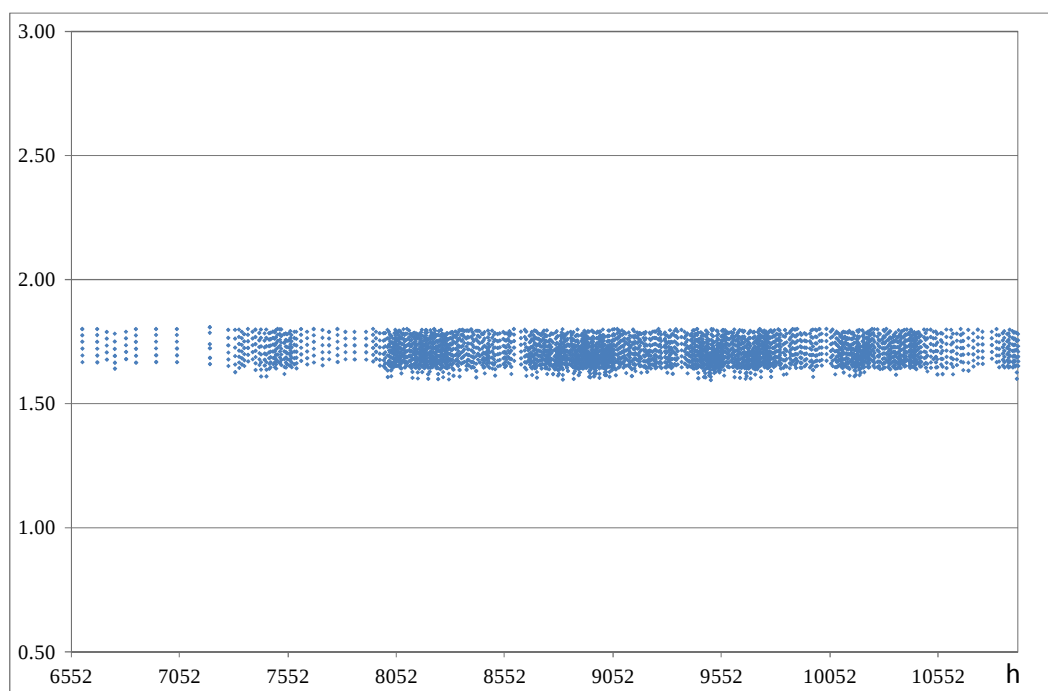


Fig. 59 – Andamento del COP della PdC R744 da 15 kW asservita a terminali a ventilconvettori

Tab. 39 – Palermo: energia mensile e stagionale del sistema edificio-impianto da 15 kW con radiatori

	Erogata PdC	Assorbita Pdc	Estr. Caldo	Fornitura Freddo	Elettr. AUX	Integrazione	COP	SEER	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]	[-]
Ott	132.2	98.0	108.0	0.9	46.0	0.0	1.35	1.36	0.0%
Nov	561.4	417.6	524.0	79.8	103.1	0.0	1.34	1.54	0.0%
Dic	1838.9	1369.8	1775.9	293.6	292.8	0.0	1.34	1.56	0.0%
Gen	2181.2	1626.4	2107.1	409.0	244.9	0.0	1.34	1.59	0.0%
Feb	1789.3	1333.9	1719.4	361.5	156.6	0.0	1.34	1.61	0.0%
Mar	1271.5	946.7	1221.2	235.4	148.2	0.0	1.34	1.59	0.0%
STAG	7774.4	5792.5	7455.7	1380.2	991.6	0.0	1.34	1.58	0.0%

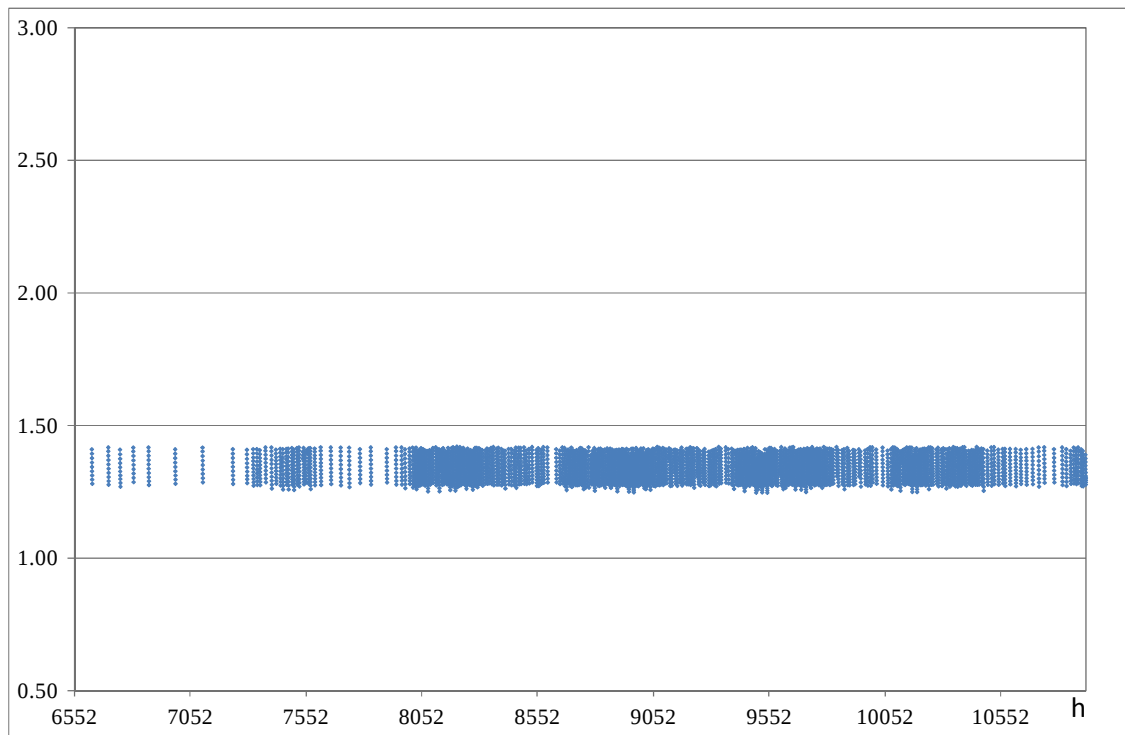


Fig. 60 – Andamento del COP della PdC R744 da 15 kW asservita a radiatori

Tab. 40 – Temperature medie mensile e stagionali dell'aria esterna e dei serbatoio caldo e freddo al variare della temperatura di emissione dei terminali di erogazione del calore. Pompa di calore da 15 kW.

	T_{ae}	35 °C		50 °C		70 °C	
		T_{hot}	T_{cold}	T_{hot}	T_{cold}	T_{hot}	T_{cold}
		[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]
Ott	19.8	39.2	12.0	49.4	12.0	69.3	12.0
Nov	16.0	39.4	11.4	49.5	11.8	69.4	11.7
Dic	12.6	40.0	10.5	50.3	10.9	70.0	11.4
Gen	11.1	40.2	10.1	50.4	10.6	70.2	11.2
Feb	11.5	40.1	10.4	50.2	10.9	70.2	11.3
Mar	13.1	39.7	10.9	50.0	11.3	69.9	11.6
STAG	15.4	39.7	11.1	49.9	11.4	69.7	11.7

2.20 Prestazioni della pompa di calore R744 da 30 kW acqua-acqua a Palermo

Tab. 41 – Palermo: energie mensili e stagionale del sistema edificio-impianto da 30 kW con sistema radiante

	Erogata PdC	Assorbita Pdc	Estr. Caldo	Fornitura Freddo	Elettr. AUX	Integrazione	COP	SEER	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]	[-]
Ott	244.8	103.7	235.2	126.8	2.2	0.0	2.36	3.58	0.0%
Nov	1129.3	480.3	1112.7	555.3	22.5	0.0	2.35	3.51	0.0%
Dic	3204.6	1366.1	3576.8	1648.1	50.6	386.7	2.35	3.55	10.8%
Gen	3597.0	1535.0	4232.5	1863.1	50.2	658.6	2.34	3.56	15.6%
Feb	2942.8	1251.0	3462.0	1592.3	27.5	536.3	2.35	3.63	15.5%
Mar	2378.2	1013.8	2489.8	1237.7	33.8	130.2	2.35	3.57	5.2%
STAG	13496.7	5749.9	15109.0	7023.4	186.8	1711.7	2.35	3.57	11.3%

Tab. 42 – Palermo: energie mensili e stagionale del sistema edificio-impianto da 30 kW con ventil-convettori

	Erogata PdC	Assorbita Pdc	Estr. Caldo	Fornitura Freddo	Elettr. AUX	Integrazione	COP	SEER	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]	[-]
Ott	240.0	138.3	225.4	59.9	13.4	0.0	1.74	2.17	0.0%
Nov	1131.6	654.6	1105.1	438.4	13.4	0.0	1.73	2.40	0.0%
Dic	3612.6	2092.9	3583.9	1218.2	120.6	0.0	1.73	2.31	0.0%
Gen	4000.5	2316.6	4232.9	1410.7	109.4	268.3	1.73	2.34	6.3%
Feb	3310.4	1916.0	3461.2	1193.1	80.7	188.4	1.73	2.35	5.4%
Mar	2481.3	1434.3	2486.1	933.6	46.4	35.2	1.73	2.38	1.4%
STAG	14776.5	8552.7	15094.6	5253.7	383.9	491.9	1.73	2.34	3.3%

Tab. 43 – Palermo: energie mensili e stagionale del sistema edificio-impianto da 30 kW con radiatori

	Erogata PdC	Assorbita Pdc	Estr. Caldo	Fornitura Freddo	Elettr. AUX	Integrazione	COP	SEER	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]	[-]
Ott	244.2	180.5	208.0	46.7	9.7	0.3	1.35	1.61	0.1%
Nov	1123.5	830.6	1090.0	242.4	39.5	0.0	1.35	1.64	0.0%
Dic	3652.7	2696.5	3598.6	654.6	248.7	0.0	1.35	1.60	0.0%
Gen	4320.9	3199.2	4256.6	865.6	218.1	0.0	1.35	1.62	0.0%
Feb	3519.2	2602.4	3474.1	736.9	153.3	0.0	1.35	1.64	0.0%
Mar	2543.2	1878.2	2493.1	555.7	90.3	0.0	1.35	1.65	0.0%
STAG	15403.7	11387.4	15120.4	3102.0	759.7	0.3	1.35	1.63	0.0%

2.21 Prestazioni della pompa di calore R744 da 50 kW acqua-acqua a Palermo

Tab. 44 – Palermo: energie mensili e stagionale del sistema edificio-impianto da 50 kW con sistema radiante

	Erogata PdC	Assorbita Pdc	Estr. Caldo	Fornitura Freddo	Elettr. AUX	Integrazione	COP	SEER	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]	[-]
Ott	406.3	164.5	386.8	226.1	1.7	0.0	2.47	3.84	0.0%
Nov	1727.1	714.4	1813.3	959.8	7.8	122.6	2.42	3.76	6.8%
Dic	4721.2	2000.3	5943.6	2652.2	9.6	1267.9	2.36	3.69	21.3%
Gen	5342.4	2259.2	7039.6	3016.1	9.5	1744.8	2.36	3.70	24.8%
Feb	4523.0	1902.9	5750.8	2588.5	5.6	1273.2	2.38	3.74	22.1%
Mar	3557.9	1492.7	4116.0	2037.7	4.4	598.6	2.38	3.75	14.5%
STAG	20277.9	8534.0	25050.1	11480.3	38.6	5007.1	2.38	3.72	20.0%

Tab. 45 – Palermo: energie mensili e stagionale del sistema edificio-impianto da 50 kW con ventil-convettori

	Erogata PdC	Assorbita Pdc	Estr. Caldo	Fornitura Freddo	Elettr. AUX	Integrazione	COP	SEER	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]	[-]
Ott	409.9	230.1	399.0	154.7	4.3	0.0	1.78	2.45	0.0%
Nov	1859.9	1057.2	1850.0	705.1	21.1	11.6	1.76	2.43	0.6%
Dic	5010.0	2866.4	5951.8	2009.5	32.4	981.2	1.75	2.45	16.5%
Gen	5575.4	3187.6	7030.7	2284.9	26.4	1494.6	1.75	2.47	21.3%
Feb	4801.3	2745.0	5754.3	1951.0	25.5	987.7	1.75	2.46	17.2%
Mar	3782.7	2160.3	4140.3	1535.3	20.8	383.6	1.75	2.46	9.3%
STAG	21439.2	12246.6	25126.2	8640.6	130.7	3858.6	1.75	2.46	15.4%

Tab. 46 – Palermo: energie mensili e stagionale del sistema edificio-impianto da 50 kW con radiatori

	Erogata PdC	Assorbita Pdc	Estr. Caldo	Fornitura Freddo	Elettr. AUX	Integrazione	COP	SEER	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]	[-]
Ott	421.4	304.4	389.6	65.3	21.1	0.0	1.38	1.60	0.0%
Nov	1879.0	1360.4	1846.2	393.4	55.8	0.0	1.38	1.67	0.0%
Dic	6017.5	4390.9	5955.0	1226.7	187.5	0.0	1.37	1.65	0.0%
Gen	6974.7	5101.6	7035.1	1443.6	207.1	120.1	1.37	1.65	1.7%
Feb	5812.0	4250.6	5765.8	1220.0	162.6	0.0	1.37	1.65	0.0%
Mar	4186.5	3046.6	4139.3	953.9	87.7	0.0	1.37	1.69	0.0%
STAG	25291.0	18454.6	25131.0	5302.9	721.7	120.1	1.37	1.66	0.5%

2.22 Sintesi dei risultati per la pompa di calore R744 operante acqua-acqua a Palermo

Di seguito sono riportati alcuni grafici che mettono a confronto gli vari indici prestazionali e le principali energie trasferite nel sistema edificio-impianto in funzione della temperatura di erogazione della pompa di calore e delle taglie delle macchine impiegate.

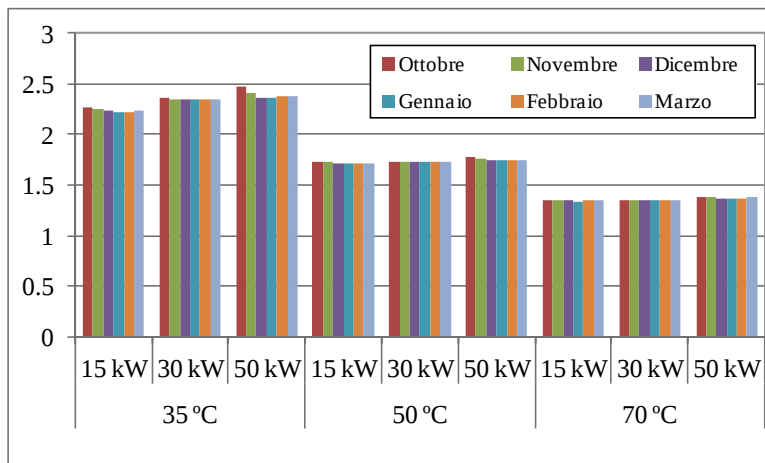


Fig. 61a – Palermo: confronto dei COP medi mensili in funzione della temperatura di erogazione e della taglia della pompa di calore

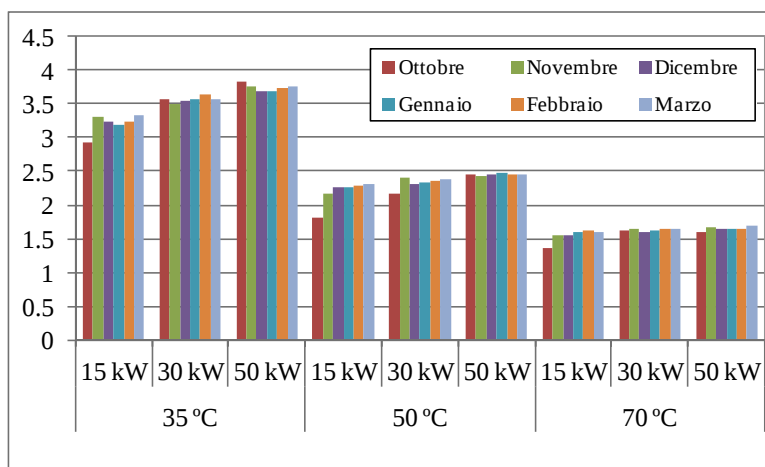


Fig. 61b – Palermo: confronto dei SEER medi mensili in funzione della temperatura di erogazione e della taglia della pompa di calore

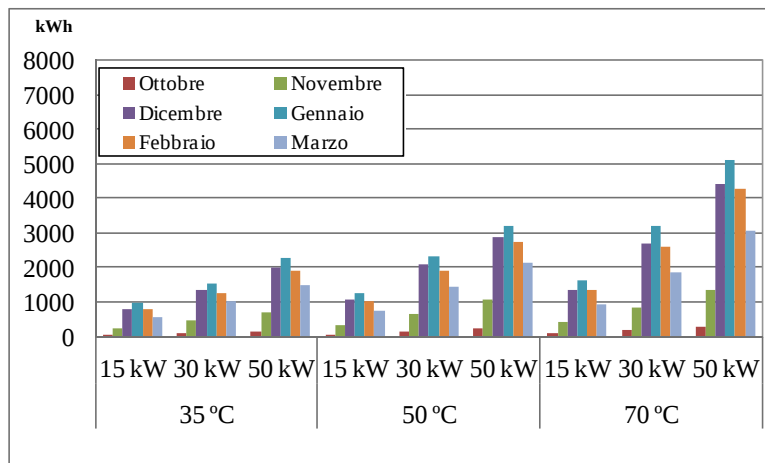


Fig. 62 – Palermo: confronto dell’energia elettrica assorbita dalla PdC in funzione della temperatura di erogazione e della taglia della pompa di calore

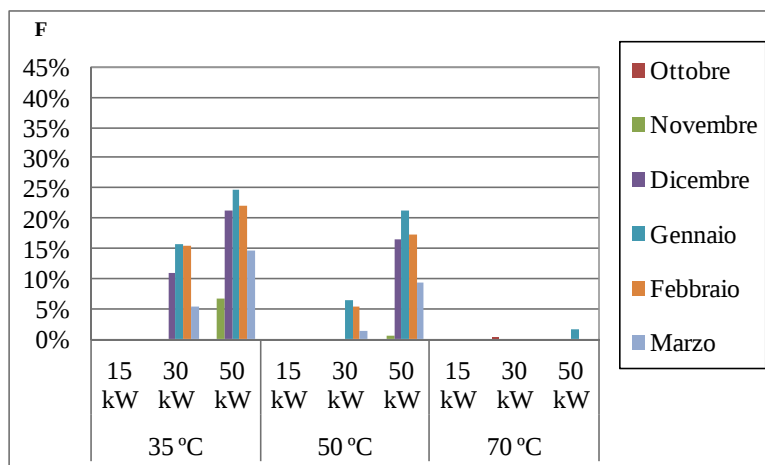


Fig. 63 – Palermo: confronto delle frazioni di energia integrativa in funzione della temperatura di erogazione e della taglia della pompa di calore

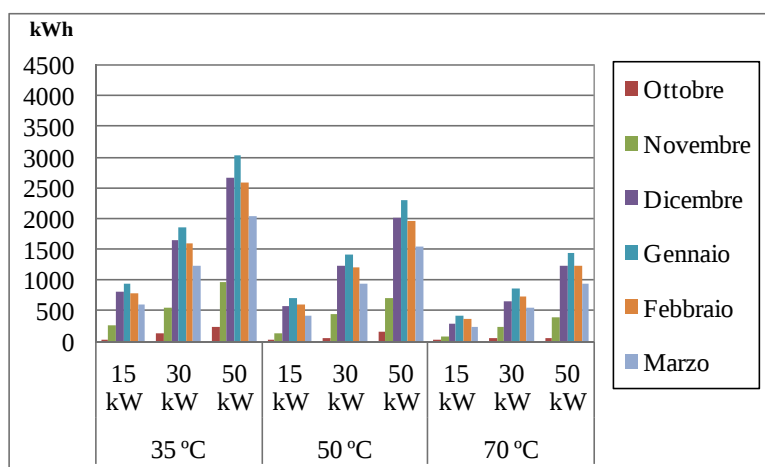


Fig. 64 – Palermo: confronto dell’energia frigorifera prodotta dalla PdC in funzione della temperatura di erogazione e della taglia della pompa di calore

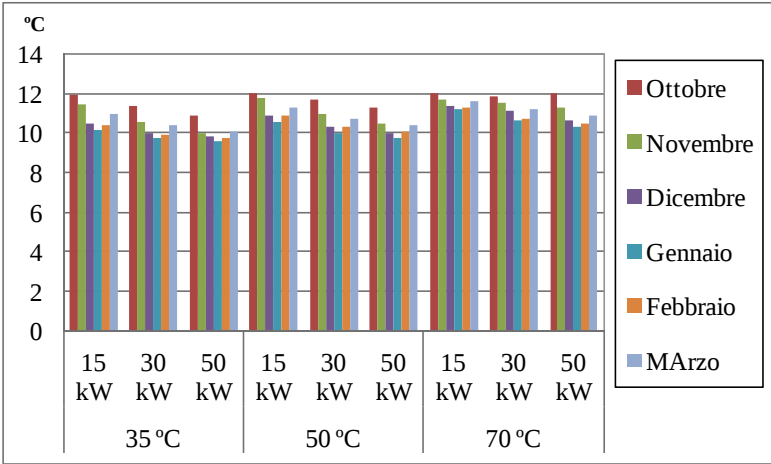


Fig. 65 – Palermo: confronto delle temperature medie mensili del serbatoio freddo in funzione della temperatura di erogazione e della taglia della pompa di calore

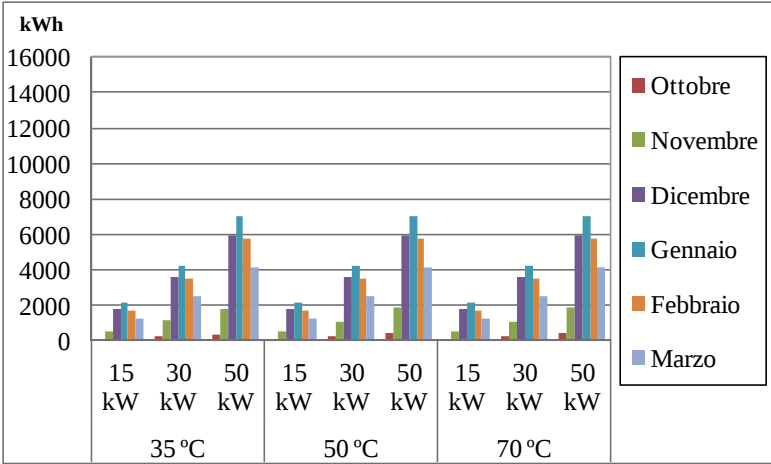


Fig. 66 – Palermo: confronto dell’energia mensile per riscaldamento inviata all’edificio in funzione della temperatura di erogazione e della taglia della pompa di calore

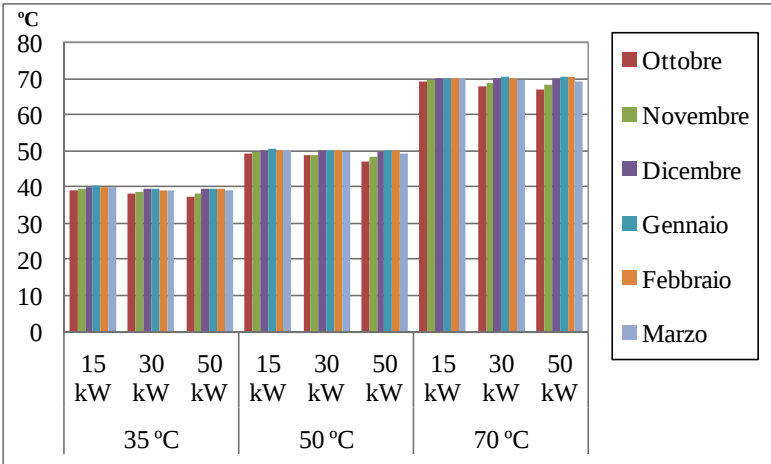


Fig. 67 – Palermo: confronto delle temperature medie mensili del serbatoio caldo in funzione della temperatura di erogazione e della taglia della pompa di calore

2.23 Valutazione del fabbisogno di energia primaria per il riscaldamento invernale per l'edificio F92 con impianto a pompa di calore tradizionale R410a acqua-acqua

Con riferimento al precedente schema impiantistico illustrato in Fig. 18, sono stati determinati i fabbisogni energetici del sistema edificio-impianto nell'ipotesi di adoperare una pompa di calore elettrica acqua-acqua impiegante un fluido basso-bollente sintetico R410a. Si è fatto riferimento ad un modello disponibile sul mercato e dotato di inverter sul gruppo di compressione, in maniera da non dover considerare penalizzazioni del COP durante le fasi di parzializzazione della potenza. Lo studio è di tipo parametrico e sono state indagate le potenze nominali della pompa di calore precedentemente simulata (15 kW, 30 kW e 50 kW). A differenza del caso precedente, sono state valutate solo due differenti temperature di alimentazione dei terminali di erogazione del calore: 35 °C (bassa temperatura) e 50 °C (media temperatura). Non si è considerato un impianto a radiatori in quanto le elevate temperature richieste dai terminali (70 °C) non sono erogabili con la tipologia di macchina considerata; in commercio è difficoltoso disporre di pompe di calore con fluidi basso-bollenti sintetici che erogano temperature dell'ordine di 70 °C, a meno che non si ricorra a pompe di calore con due cicli in cascata.

Nell'analisi energetica sono stati considerati i dati climatici delle località precedentemente considerate.

2.24 Prestazioni di una pompa di calore acqua-acqua R410a da 15 kW a Milano

La tab. 47 elenca le principali voci energetiche coinvolte nel sistema edificio-impianto: sono evidenti le differenze con la pompa di calore R744: i coefficienti di prestazioni sono decisamente migliori in virtù di una minore potenza elettrica, a parità di potenza termica erogata, richiesto dal gruppo di compressione, raggiungendo un valore medio stagionale di 3.51. Incrementi maggiori si registrano per l'indice SEER che raggiunge il valore medio stagionale di 5.76. Si riscontra, inoltre, una minore operatività della macchina rispetto all'analoga con R744 (1146 h), evidenziato anche da un minor consumo di energia elettrica richiesta dai ventilatori del Dry cooler. Come conseguenza, la frazione di energia integrativa aumenta (+26%) registrando un valore della frazione di energia ausiliaria media stagionale del 23% (cinque punti percentuali in più rispetto alla pompa da calore da 15 kW R744). Infine è più elevata l'energia frigorifera ceduta al serbatoio freddo (+2470 kWh circa durante la stagione) in virtù di temperature medie più limitate nel serbatoio.

Tab. 47 – Milano: energie mensili e stagionale del sistema edificio-impianto analizzato con sistemi radianti

	Erogata PdC	Assorbita Pdc	Estr. Caldo	Fornitura Freddo	Elettr. AUX	Integrazione	COP	SEER	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]	[-]
Sett	92.7	25.8	76.6	56.5	8.5	0.0	3.59	5.78	0.0%
Ott	1131.9	316.1	1113.0	595.6	74.3	3.6	3.58	5.47	0.3%
Nov	2838.1	818.4	3424.6	1627.8	129.0	586.0	3.47	5.46	17.1%
Dic	3515.6	1004.7	4917.3	2386.3	44.3	1425.2	3.50	5.87	29.0%
Gen	3353.2	957.8	4939.1	2342.2	33.1	1621.7	3.50	5.95	32.8%
Feb	3043.1	867.7	4078.2	2039.7	56.2	1077.8	3.51	5.86	26.4%
Mar	2434.8	687.8	2726.9	1475.4	100.3	313.2	3.54	5.69	11.5%
Apr	1050.8	293.8	1036.8	638.9	41.5	0.0	3.58	5.75	0.0%
STAG	17460.2	4972.1	22312.5	11162.5	487.2	5027.5	3.51	5.76	22.5%

La fig. 68 mostra come si distribuisce il COP durante il periodo di riscaldamento; si registrano valori compresi quasi esclusivamente nella banda 3.4÷3.8, ma sono da segnalare anche valori più bassi. Questa circostanza si presenta quando si verifica un repentino cambio di funzionamento dal circuito del Dry cooler (caratterizzato da temperature più favorevoli lato sorgente della macchina) al circuito del serbatoio freddo, caratterizzato invece da temperature prossime al valore di set-point di 7 °C.

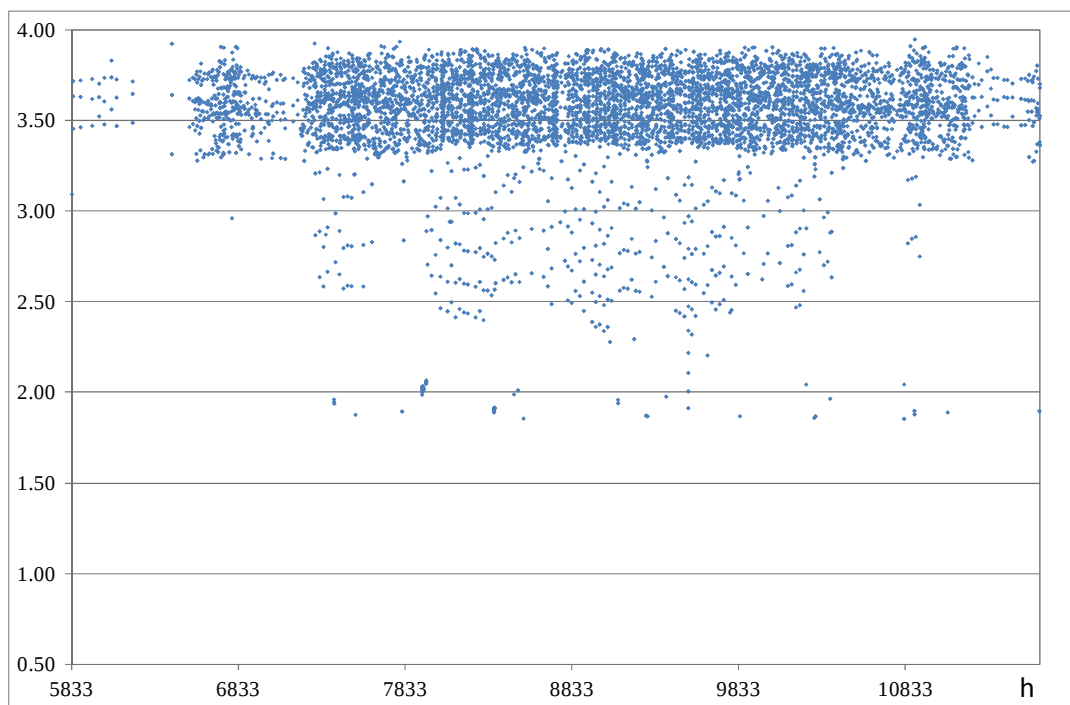


Fig. 68 – Andamento del COP della PdC R410a da 15 kW asservita a terminali di tipo radiante

Nella tab. 48 sono riportate le temperature medie mensili e stagionale dell'aria esterna e dei serbatoi caldo e freddo.

Tab. 48 – Milano: temperature medie mensili dell'aria esterna e degli accumuli caldo e freddo, sistema radiante

	T_{ae}	T_{hot}	T_{cold}
	[°C]	[°C]	[°C]
Sett	20.4	38.5	11.8
Ott	14.0	39.2	9.6
Nov	7.9	39.5	9.1
Dic	3.1	39.3	8.9
Gen	1.7	39.1	8.8
Feb	4.1	39.4	9.1
Mar	9.2	39.7	9.5
Apr	14.0	39.1	10.8
STAG	9.3	39.2	9.7

Nella tab. 49 sono elencati i risultati energetici collegando la pompa di calore ad un sistema di erogazione del calore a media temperatura: è evidente il netto calo che subisce il coefficiente di prestazione della macchina, passando a valori che sono comparabili con quelli di una pompa di calore R744 che eroga temperature di 35°C. Diminuisce il tempo di operatività della macchina (che eroga quasi 2000 kWh in meno rispetto alla macchina di pari taglia operante con R744), la frazione di energia del sistema integrativo è più elevata, raggiungendo un valore medio stagionale del 24.7% (per la pompa di calore R744 è del 12.8%)

Tab. 49 – Milano: energie mensili e stagionale del sistema edificio-impianto con ventil-convettori

	Erogata PdC	Assorbita Pdc	Estr. Caldo	Fornitura Freddo	Elettr. AUX	Integrazione	COP	SEER	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]	[-]
Sett	124.0	48.2	84.8	61.4	9.9	0.9	2.57	3.85	1.1%
Ott	1104.2	425.1	1112.6	489.7	77.5	36.4	2.60	3.75	3.3%
Nov	2612.9	1009.6	3389.9	1417.9	68.4	810.1	2.59	3.99	23.9%
Dic	3449.9	1369.6	4893.3	2035.2	18.4	1481.5	2.52	4.00	30.3%
Gen	3356.1	1331.8	4940.4	2000.1	16.3	1636.1	2.52	4.02	33.1%
Feb	2994.8	1184.5	4058.5	1764.2	22.6	1110.4	2.53	4.02	27.4%
Mar	2378.9	922.7	2738.2	1286.3	62.5	395.7	2.58	3.97	14.5%
Apr	1047.6	417.5	1038.0	554.7	32.4	17.6	2.51	3.84	1.7%
STAG	17068.4	6709.1	22255.7	9609.6	308.0	5488.7	2.54	3.98	24.7%

Come nel caso precedente, i valori del COP mostrano un'ampia distribuzione e variano tra un minimo di 1.7 ed un massimo di 3.5. Anche in questo caso si assiste ad un'evidente variazione del COP in prossimità del cambio di funzionamento tra il circuito del Dry cooler e quello del serbatoio freddo.

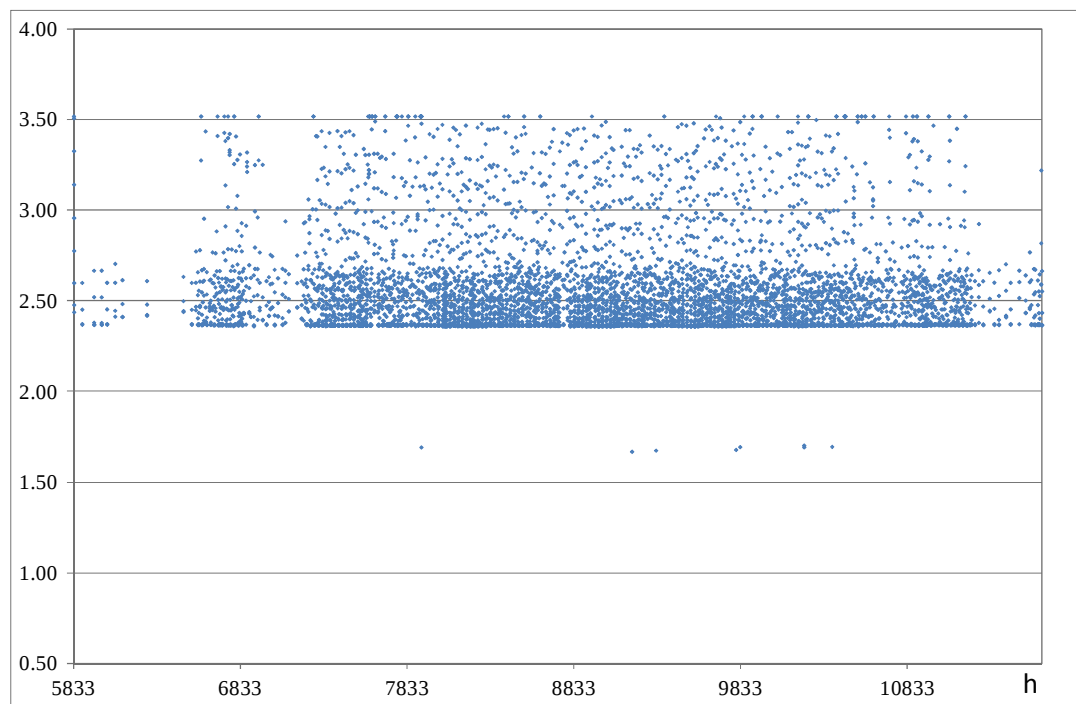


Fig. 69 – Andamento del COP della PdC R410a da 15 kW asservita a terminali a ventil-convettori

2.25 Prestazioni di una pompa di calore acqua-acqua R410a da 30 kW a Milano

Tab. 50 – Milano: energie mensili e stagionale del sistema edificio-impianto con sistema radiante

	Erogata PdC	Assorbita Pdc	Estr. Caldo	Fornitura Freddo	Elettr. AUX	Integrazione	COP	SEER	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]	[-]
Sett	194.6	53.6	181.3	139.1	1.5	0.0	3.63	6.23	0.0%
Ott	1758.6	493.0	2242.5	1064.8	41.4	498.4	3.57	5.73	22.2%
Nov	4319.8	1228.9	6754.1	2973.5	23.6	2456.6	3.52	5.93	36.4%
Dic	6189.5	1728.9	9758.7	4462.9	3.7	3589.7	3.58	6.16	36.8%
Gen	6021.3	1696.8	9859.7	4333.2	3.7	3874.3	3.55	6.10	39.3%
Feb	5270.2	1479.2	8083.5	3806.7	4.0	2860.4	3.56	6.14	35.4%
Mar	3946.9	1102.5	5446.4	2728.5	24.7	1522.7	3.58	6.05	28.0%
Apr	1857.0	509.4	2087.1	1279.6	13.8	246.8	3.65	6.16	11.8%
STAG	29557.8	8292.3	44413.3	20788.2	116.5	15048.8	3.56	6.07	33.9%

Tab. 51 – Milano: energie mensili e stagionale del sistema edificio-impianto con ventil-convettori

	Erogata PdC	Assorbita Pdc	Estr. Caldo	Fornitura Freddo	Elettr. AUX	Integrazione	COP	SEER	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]	[-]
Sett	211.0	81.7	175.6	117.1	24.9	1.8	2.58	4.02	1.0%
Ott	1538.8	591.8	2254.1	927.2	2.6	737.5	2.60	4.17	32.7%
Nov	4316.1	1729.0	6769.6	2548.6	6.1	2478.0	2.50	3.97	36.6%
Dic	6318.8	2542.0	9782.0	3761.4	2.0	3484.1	2.49	3.97	35.6%
Gen	6112.2	2453.9	9864.9	3666.0	2.3	3796.0	2.49	3.98	38.5%
Feb	5433.5	2173.5	8116.2	3235.5	5.8	2722.0	2.50	3.99	33.5%
Mar	3911.8	1545.5	5460.3	2349.0	3.7	1574.2	2.53	4.05	28.8%
Apr	1818.9	714.0	2082.1	1095.1	2.6	292.3	2.55	4.08	14.0%
STAG	29661.1	11831.4	44504.8	17699.8	50.1	15085.9	2.51	4.00	33.9%

2.26 Prestazioni di una pompa di calore acqua-acqua R410a da 50 kW a Milano

Tab. 52 – Milano: energie mensili e stagionale del sistema edificio-impianto con sistema radiante

	Erogata PdC	Assorbita Pdc	Estr. Caldo	Fornitura Freddo	Elettr. AUX	Integrazione	COP	SEER	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]	[-]
Sett	264.4	79.6	283.8	168.4	0.6	19.6	3.32	5.44	6.9%
Ott	2287.3	661.1	3379.7	1304.8	3.1	1092.3	3.46	5.43	32.3%
Nov	6581.3	1869.7	10133.0	3783.0	1.6	3551.8	3.52	5.54	35.1%
Dic	9800.8	2925.6	14650.2	5636.4	0.5	4849.8	3.35	5.28	33.1%
Gen	9585.7	2896.0	14795.1	5475.5	0.7	5209.4	3.31	5.20	35.2%
Feb	8306.2	2464.7	12145.3	4739.5	0.7	3838.5	3.37	5.29	31.6%
Mar	5898.1	1685.2	8184.5	3409.6	1.2	2287.4	3.50	5.52	27.9%
Apr	2668.5	755.9	3146.5	1596.2	1.0	478.0	3.53	5.64	15.2%
STAG	45392.4	13337.9	66718.2	26113.6	9.5	21326.8	3.40	5.36	32.0%

La pompa di calore tradizionale da 50 kW opera con difficoltà con i dati meteorologici di Milano se i terminali di erogazione del calore sono di tipo radiante; questa conclusione emerge confrontando i COP medi mensili con quelli delle macchine da 15 kW e 30 kW collegate agli stessi tipi di terminale. Inoltre il consumo irrisorio di energia elettrica per il Dry cooler evidenzia un basso indice di operatività della macchina che, a causa delle basse temperature dell'aria esterna, non smaltisce l'energia frigorifera prodotta in surplus.

Tab. 53 – Milano: energie mensili e stagionale del sistema edificio-impianto con ventil-convettori

	Erogata PdC	Assorbita Pdc	Estr. Caldo	Fornitura Freddo	Elettr. AUX	Integrazione	COP	SEER	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]	[-]
Sett	262.7	98.0	284.0	163.7	0.8	21.3	2.68	4.35	7.5%
Ott	2260.6	866.1	3378.9	1151.0	1.5	1118.4	2.61	3.94	33.1%
Nov	6598.0	2577.3	10132.6	3290.6	1.0	3535.2	2.56	3.84	34.9%
Dic	9825.5	3735.9	14650.5	5005.1	0.4	4824.6	2.63	3.97	32.9%
Gen	9606.0	3624.9	14795.1	4896.4	1.2	5189.9	2.65	4.00	35.1%
Feb	8336.5	3194.1	12144.9	4279.9	1.2	3808.2	2.61	3.95	31.4%
Mar	5938.3	2328.7	8185.3	3016.5	1.4	2246.8	2.55	3.85	27.4%
Apr	2680.0	1046.9	3146.1	1407.3	0.5	466.6	2.56	3.90	14.8%
STAG	45507.8	17472.0	66717.4	23210.5	8.1	21210.8	2.60	3.93	31.8%

2.27 Sintesi dei risultati per la pompa di calore R410a acqua-acqua operante a Milano

Le figg. 70, 71, 72 e 73 mostrano rispettivamente il confronto tra i valori mensili del COP, dell'energia elettrica assorbita, della frazione di energia integrativa e dell'energia frigorifera prodotta, in funzione della potenza della pompa di calore indagata e per temperature di erogazione di 35°C e 50°C.

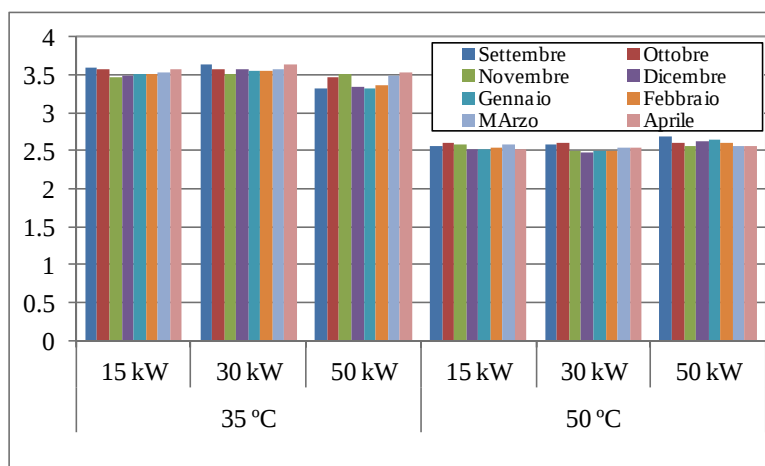


Fig. 71a – Milano: confronto dei COP medi mensili in funzione della temperatura di erogazione e della taglia della pompa di calore R410a

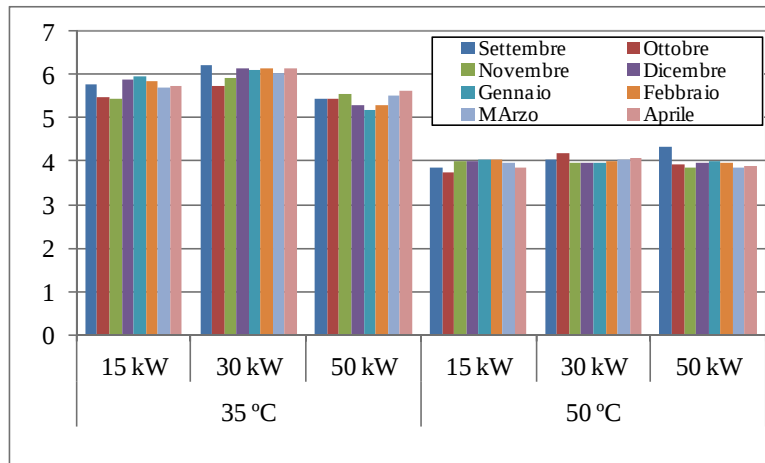


Fig. 71b – Milano: confronto dei SEER medi mensili in funzione della temperatura di erogazione e della taglia della pompa di calore R410a

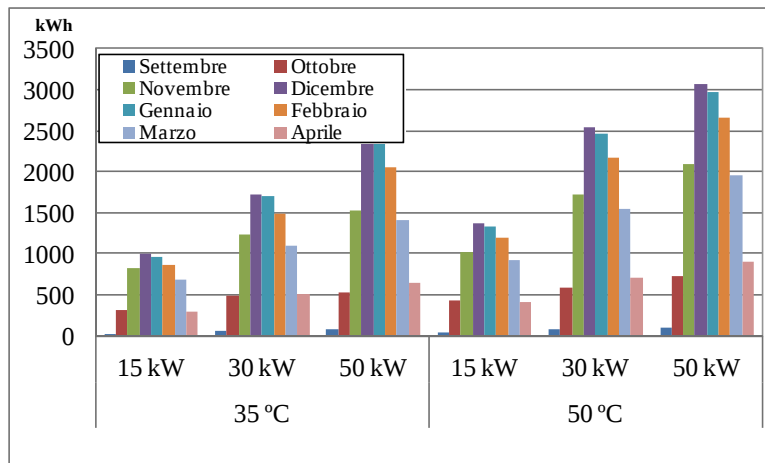


Fig. 72 – Milano: confronto dell'energia elettrica assorbita dalla PdC R410a in funzione della temperatura di erogazione e della taglia della pompa di calore

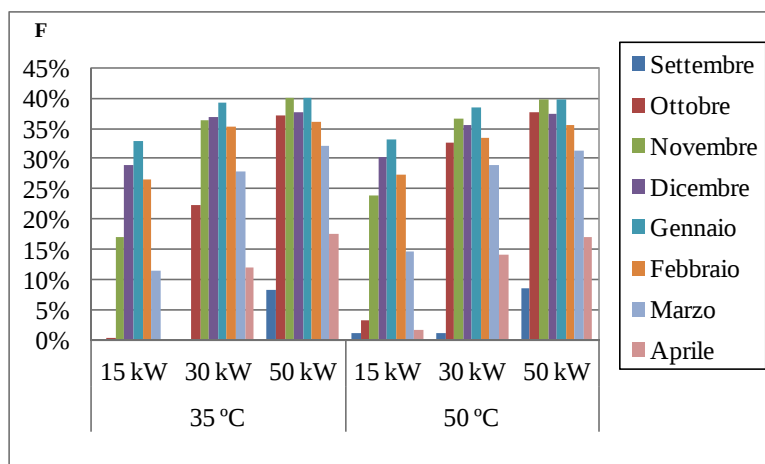


Fig. 73 – Milano: confronto delle frazioni di energia integrativa in funzione della temperatura di erogazione e della taglia della pompa di calore R410a

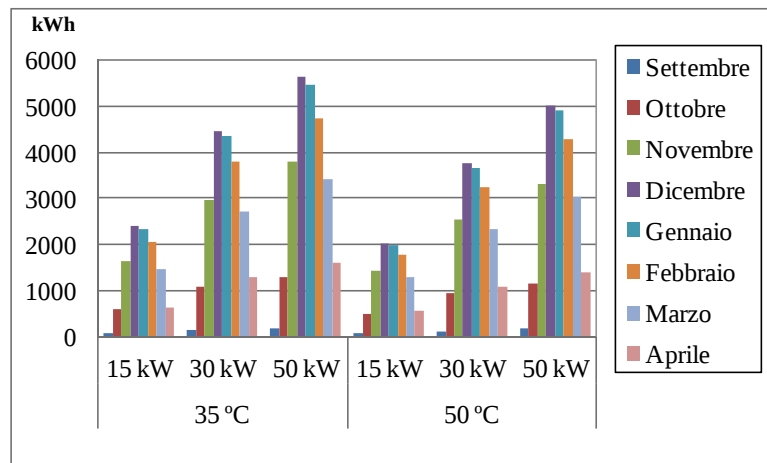


Fig. 74 – Milano: confronto dell’energia frigorifera prodotta dalla Pdc R410a in funzione della temperatura di erogazione e della taglia della pompa di calore

2.28 Prestazioni di una pompa di calore acqua-acqua R410a da 15 kW a Roma

La tab. 54 riporta le principali energie scambiate nel sistema edificio-impianto ubicato a Roma: il valore del COP medio stagionale è di 3.57 mentre il SEER medio stagionale è pari a 5.76, nettamente migliori rispetto all’analogo caso con pompa di calore R744. Si riscontra una minore operatività della macchina così come dimostra il minor consumo di energia elettrica dei ventilatori del Dry cooler e la maggior frazione di energia integrativa richiesta (10.6% valore medio stagionale contro il 3.6% registrato per la pompa di calore R744).

Tab. 54 – Roma: energie mensili e stagionale del sistema edificio-impianto analizzato con sistemi radianti

	Erogata PdC	Assorbita Pdc	Estr. Caldo	Fornitura Freddo	Elettr. AUX	Integrazione	COP	SEER	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]	[-]
Ott	265.9	73.9	253.4	144.9	14.8	0.0	3.60	5.56	0.0%
Nov	1618.1	453.9	1597.7	852.1	112.9	0.0	3.56	5.44	0.0%
Dic	2695.0	753.7	3038.8	1661.1	98.9	372.5	3.58	5.78	12.3%
Gen	2684.2	753.7	3188.8	1726.1	80.7	533.3	3.56	5.85	16.7%
Feb	2285.0	643.6	2629.3	1477.8	59.0	372.7	3.55	5.85	14.2%
Mar	1814.6	506.5	1843.6	1113.3	68.8	51.9	3.58	5.78	2.8%
STAG	11362.7	3185.2	12551.5	6975.1	435.1	1330.4	3.57	5.76	10.6%

La fig. 75 illustra la distribuzione del COP durante il periodo di riscaldamento, con valori compresi quasi totalmente in un range compreso tra 3.4 e 3.8. Rispetto al funzionamento della stessa macchina a Milano, si denota una minore variabilità delle prestazioni della pompa di calore nei cambi di funzionamento dal circuito del Dry cooler (caratterizzato da temperature più favorevoli lato sorgente della macchina) al circuito del serbatoio freddo.

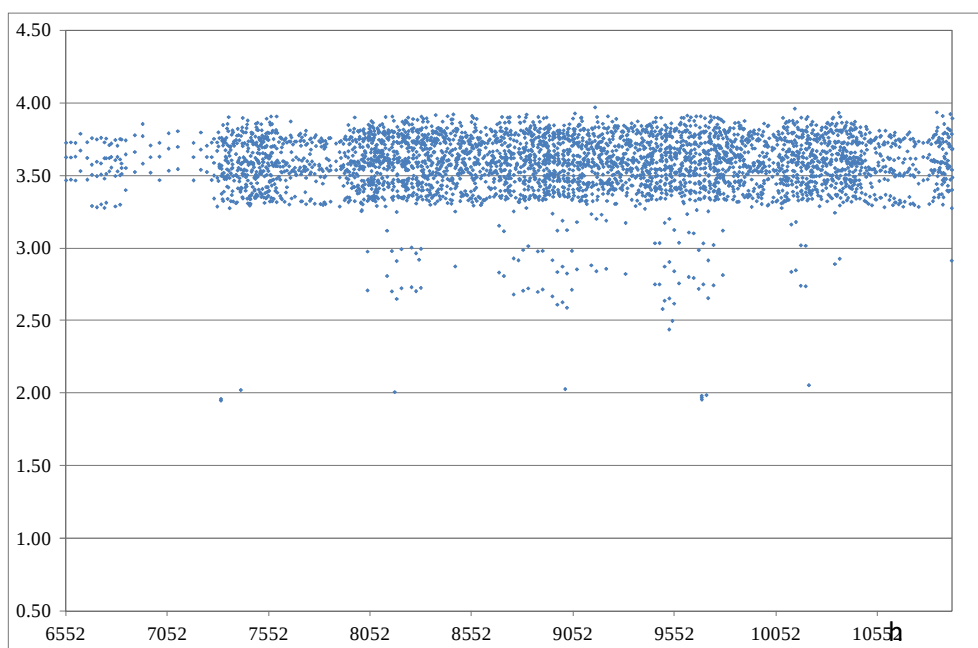


Fig. 75 – Andamento del COP della PdC R410a da 15 kW asservita a terminali di tipo radiante

Nella tab. 55 sono riportate le temperature medie mensili e stagionale dell'aria esterna e dei serbatoi caldo e freddo.

Tab. 55 – Roma: temperature medie mensili aria esterna e degli accumuli caldo e freddo, sistema radiante

	T_{ae}	T_{hot}	T_{cold}
	[°C]	[°C]	[°C]
Ott	17.4	38.6	11.1
Nov	12.6	39.6	9.6
Dic	8.9	39.8	9.5
Gen	7.6	39.5	9.3
Feb	8.6	39.6	9.5
Mar	11.4	39.5	10.2
STAG	13.0	39.4	10.3

In tab. 56 sono elencati i risultati energetici ottenuti con la pompa di calore da 15 kW collegata ad un sistema di erogazione del calore a media temperatura. La fig. 57 mostra la distribuzione dei valori del COP durante il funzionamento invernale.

Tab. 56 – Roma: energie mensili e stagionale del sistema edificio-impianto analizzato con ventil-convettori

	Erogata PdC	Assorbita Pdc	Estr. Caldo	Fornitura Freddo	Elettr. AUX	Integrazione	COP	SEER	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]	[-]
Ott	281.4	113.1	258.2	113.0	23.6	0.0	2.49	3.49	0.0%
Nov	1602.4	616.2	1605.9	727.3	103.8	28.8	2.60	3.78	1.8%
Dic	2623.0	1016.2	3050.0	1445.1	55.9	460.9	2.58	4.00	15.1%
Gen	2652.5	1033.7	3211.6	1484.5	50.3	591.0	2.57	4.00	18.4%
Feb	2280.5	888.9	2645.7	1243.2	52.7	395.5	2.57	3.96	14.9%
Mar	1808.8	708.3	1853.2	943.7	61.4	71.5	2.55	3.89	3.9%
STAG	11248.6	4376.3	12624.6	5956.9	347.6	1547.6	2.57	3.93	12.3%

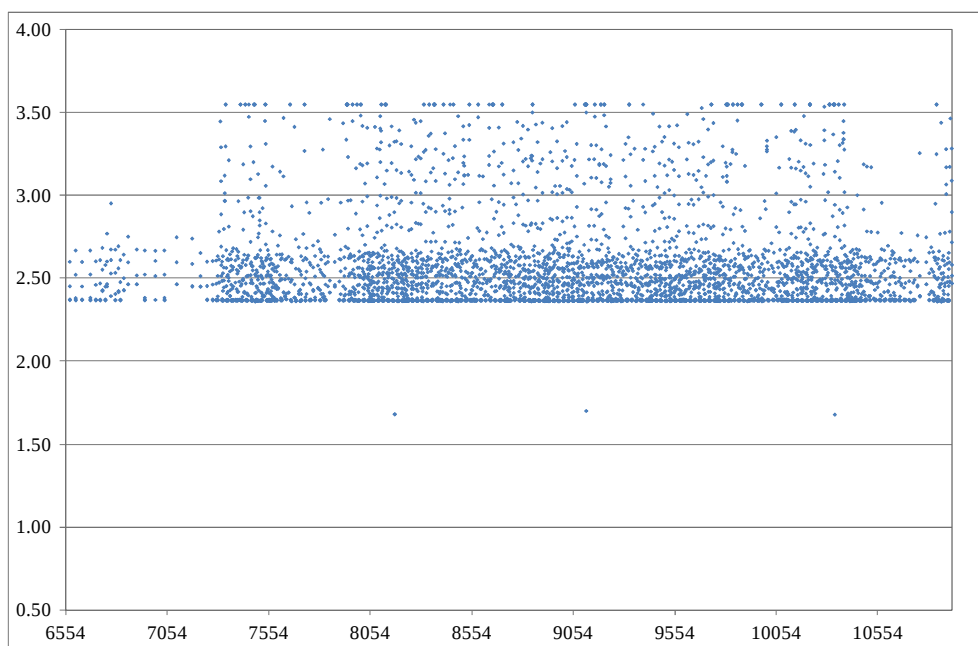


Fig. 76 – Andamento del COP della PdC R410a da 15 kW asservita a terminali a ventil-convettori

2.29 Prestazioni di una pompa di calore acqua-acqua R410a da 30 kW a Roma

Tab. 57 – Roma: energie mensili e stagionale del sistema edificio-impianto con sistema radiante

	Erogata PdC	Assorbita Pdc	Estr. Caldo	Fornitura Freddo	Elettr. AUX	Integrazione	COP	SEER	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]	[-]
Ott	561.8	154.4	556.2	363.6	6.8	10.7	3.64	5.99	1.9%
Nov	2376.6	659.7	3206.0	1574.1	27.5	844.8	3.60	5.99	26.4%
Dic	4412.4	1232.5	6061.8	3088.2	19.4	1675.9	3.58	6.09	27.6%
Gen	4417.2	1236.1	6378.9	3170.4	5.8	1987.8	3.57	6.14	31.2%
Feb	3799.8	1059.3	5252.9	2718.6	8.2	1480.7	3.59	6.15	28.2%
Mar	3062.3	844.8	3693.7	2122.3	20.1	650.4	3.62	6.14	17.6%
STAG	18630.0	5186.7	25149.6	13037.2	87.8	6650.2	3.59	6.11	26.4%

Tab. 58 – Roma: energie mensili e stagionale del sistema edificio-impianto con ventil-convettori

	Erogata PdC	Assorbita Pdc	Estr. Caldo	Fornitura Freddo	Elettr. AUX	Integrazione	COP	SEER	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]	[-]
Ott	536.9	211.8	542.1	290.2	6.4	24.0	2.54	3.91	4.4%
Nov	2326.7	902.0	3210.6	1382.5	7.5	913.8	2.58	4.11	28.5%
Dic	4365.5	1728.8	6065.6	2624.9	2.3	1742.3	2.53	4.04	28.7%
Gen	4538.3	1800.4	6396.2	2702.3	6.5	1891.1	2.52	4.02	29.6%
Feb	3859.8	1531.0	5262.8	2314.9	5.1	1433.1	2.52	4.03	27.2%
Mar	3031.5	1186.1	3693.5	1836.9	2.3	696.8	2.56	4.10	18.9%
STAG	18658.6	7360.2	25170.9	11151.6	30.1	6701.1	2.54	4.05	26.6%

2.30 Prestazioni di una pompa di calore acqua-acqua R410a da 50 kW a Roma

Tab. 59 – Roma: energie mensili e stagionale del sistema edificio-impianto con sistema radiante

	Erogata PdC	Assorbita Pdc	Estr. Caldo	Fornitura Freddo	Elett. AUX	Integrazione	COP	SEER	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]	[-]
Ott	809.6	238.5	885.2	550.9	2.6	98.1	3.40	5.70	11.1%
Nov	3618.1	1060.8	5367.0	2364.2	3.3	1756.8	3.41	5.64	32.7%
Dic	6998.4	2015.2	10096.4	4879.4	1.2	3150.8	3.47	5.89	31.2%
Gen	7121.0	2080.1	10601.5	4890.8	0.9	3553.3	3.42	5.77	33.5%
Feb	6095.0	1766.1	8744.1	4306.0	1.4	2701.6	3.45	5.89	30.9%
Mar	4718.3	1338.8	6110.3	3277.8	1.6	1435.0	3.52	5.97	23.5%
STAG	29360.4	8499.4	41804.6	20269.1	11.0	12695.6	3.45	5.84	30.4%

Tab. 60 – Roma: energie mensili e stagionale del sistema edificio-impianto con ventil-convettori

	Erogata PdC	Assorbita Pdc	Estr. Caldo	Fornitura Freddo	Elett. AUX	Integrazione	COP	SEER	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]	[-]
Ott	831.0	315.4	933.0	502.7	1.2	120.8	2.63	4.23	12.9%
Nov	3498.7	1382.8	5347.2	2110.8	1.0	1872.5	2.53	4.06	35.0%
Dic	6935.5	2697.8	10104.3	4240.0	0.9	3197.6	2.57	4.14	31.6%
Gen	7134.4	2758.2	10640.7	4369.8	1.2	3535.3	2.59	4.17	33.2%
Feb	6113.7	2369.8	8769.2	3744.8	1.9	2678.9	2.58	4.16	30.5%
Mar	4752.0	1862.1	6159.2	2890.5	0.7	1436.5	2.55	4.10	23.3%
STAG	29265.4	11386.1	41953.7	17858.7	7.0	12841.6	2.57	4.14	30.6%

2.31 Sintesi dei risultati per la pompa di calore R410a acqua-acqua operante a Roma

Le figg. 77, 78, 79 e 80 mostrano rispettivamente il confronto tra i valori mensili del COP, dell'energia elettrica assorbita, della frazione di energia integrativa e dell'energia frigorifera prodotta, in funzione delle tre taglie di pompa di calore indagata e per temperature di erogazione di 35°C e 50°C.

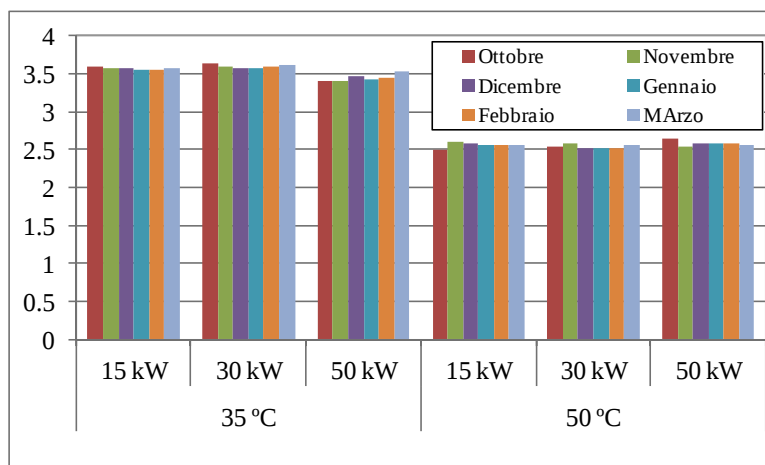


Fig. 77a – Roma: confronto dei COP medi mensili in funzione della temperatura di erogazione e della taglia della pompa di calore R410a

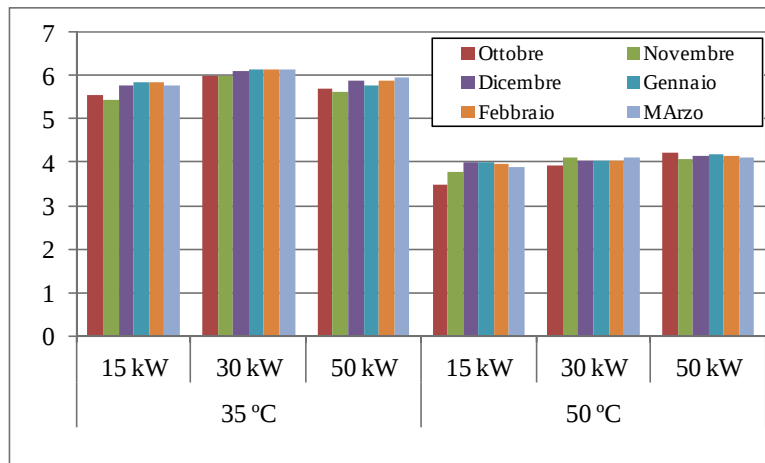


Fig. 77b – Roma: confronto dei SEER medi mensili in funzione della temperatura di erogazione e della taglia della pompa di calore R410a

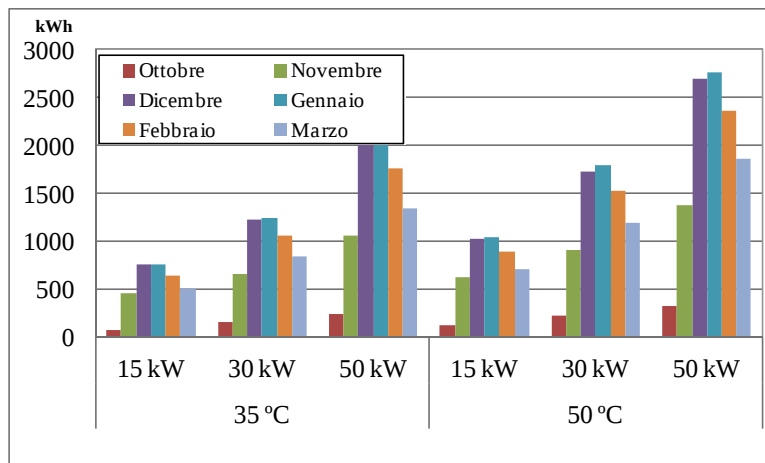


Fig. 78 – Roma: confronto dell'energia elettrica assorbita dalla PdC R410a in funzione della temperatura di erogazione e della taglia della pompa di calore

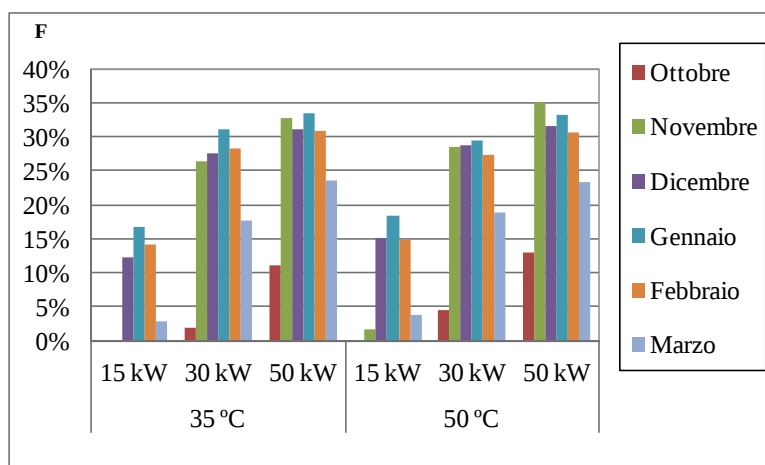


Fig. 79 – Roma: confronto delle frazioni di energia integrativa in funzione della temperatura di erogazione e della taglia della pompa di calore R410a

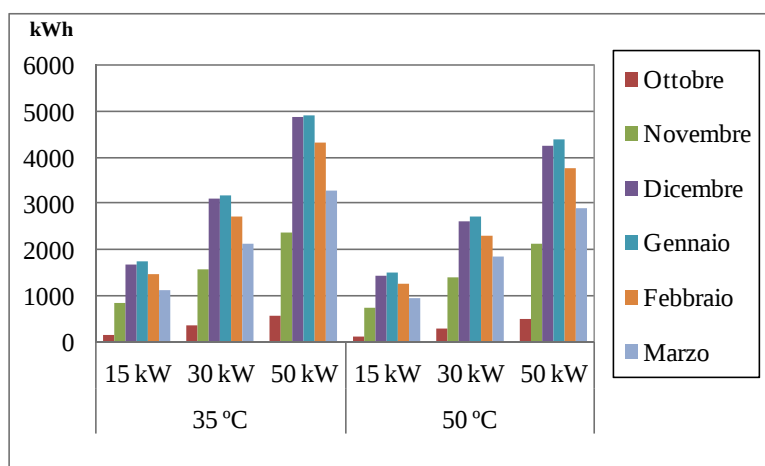


Fig. 80 – Roma: confronto dell’energia frigorifera prodotta dalla Pdc R410a in funzione della temperatura di erogazione e della taglia della pompa di calore

2.32 Prestazioni di una pompa di calore acqua-acqua R410a da 15 kW a Napoli

La tab. 61 riassume i principali risultati energetici ottenuti per Napoli: per questa località, il valore del COP medio stagionale è di 3.58 e il SEER è pari a 5.76. In fig. 81 è raffigurata la distribuzione del COP durante il periodo di riscaldamento.

Tab. 61 – Napoli: energie mensili e stagionale del sistema edificio-impianto con sistemi radianti

	Erogata PdC	Assorbita Pdc	Estr. Caldo	Fornitura Freddo	Elett. AUX	Integrazione	COP	SEER	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]	[-]
Ott	120.0	33.2	107.3	81.6	0.1	0.0	3.61	6.07	0.0%
Nov	722.2	202.0	705.2	481.8	12.0	0.0	3.58	5.96	0.0%
Dic	2040.0	567.4	2033.1	1170.7	105.2	17.5	3.60	5.66	0.9%
Gen	2257.9	633.5	2366.4	1332.2	103.1	126.3	3.56	5.67	5.3%
Feb	1975.1	551.2	2116.2	1228.0	67.4	167.8	3.58	5.81	7.9%
Mar	1306.6	364.4	1317.4	829.2	40.1	26.9	3.59	5.86	2.0%
STAG	8421.8	2351.6	8645.4	5123.5	327.9	338.6	3.58	5.76	3.9%

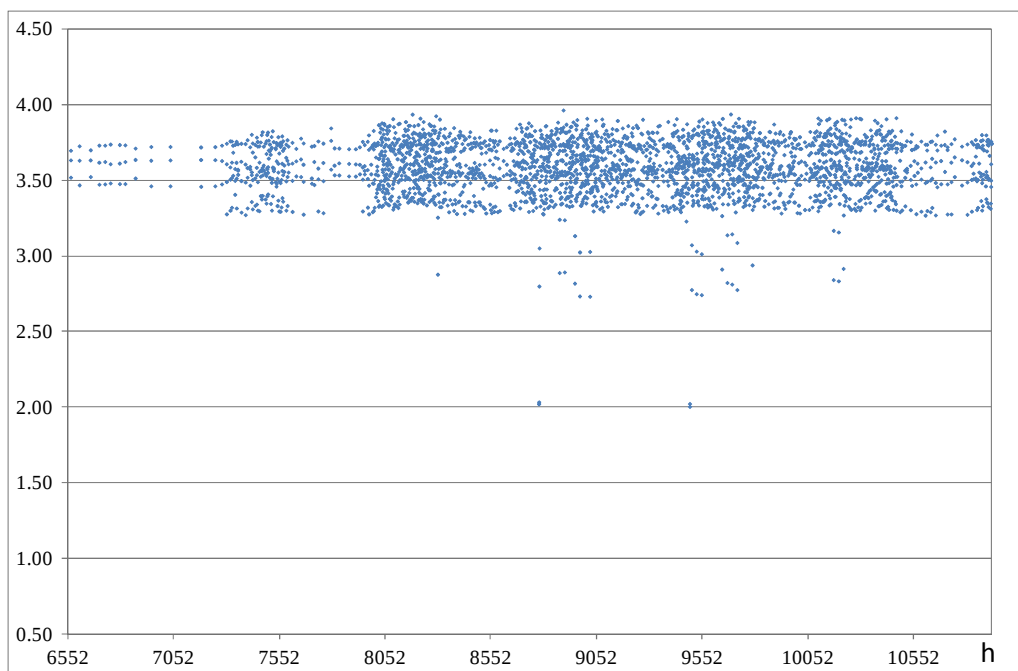


Fig. 81 – Andamento del COP della PdC R410a da 15 kW asservita a terminali di tipo radiante

Nella tab. 62 sono riportate le temperature medie mensili e stagionale dell'aria esterna e dei serbatoi caldo e freddo nell'ipotesi che i terminali di erogazione del calore siano di tipo radiante.

Tab. 62 – Napoli: temperature medie mensili dell'aria esterna e degli accumuli caldo e freddo, sistema radiante

	T _{ae}	T _{hot}	T _{cold}
	[°C]	[°C]	[°C]
Ott	19.6	38.4	11.7
Nov	15.5	39.1	10.5
Dic	12.1	39.8	10.0
Gen	10.5	39.8	9.8
Feb	10.5	39.7	9.8
Mar	13.2	39.3	10.6
STAG	15.2	39.2	10.7

In tab. 63 sono elencati i risultati energetici ottenuti con la pompa di calore da 15 kW collegata ad un sistema di erogazione del calore a media temperatura; in fig. 82 è riportata la distribuzione del COP durante il funzionamento invernale.

Tab. 63 – Napoli: energie mensili e stagionale del sistema edificio-impianto con ventil-convettori

	Erogata PdC	Assorbita Pdc	Estr. Caldo	Fornitura Freddo	Elettr. AUX	Integrazione	COP	SEER	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]	[-]
Ott	130.7	52.5	114.8	34.6	18.0	0.0	2.49	3.15	0.0%
Nov	737.8	296.1	709.3	347.7	41.8	0.0	2.49	3.67	0.0%
Dic	1990.2	780.1	2039.5	982.9	93.3	79.4	2.55	3.81	3.9%
Gen	2214.6	865.2	2367.5	1140.8	81.7	184.8	2.56	3.88	7.8%
Feb	1978.8	771.3	2123.4	1061.9	55.8	172.7	2.57	3.94	8.1%
Mar	1335.1	527.9	1324.9	666.0	60.0	20.1	2.53	3.79	1.5%
STAG	8387.2	3293.1	8679.4	4234.0	350.7	456.9	2.55	3.83	5.3%

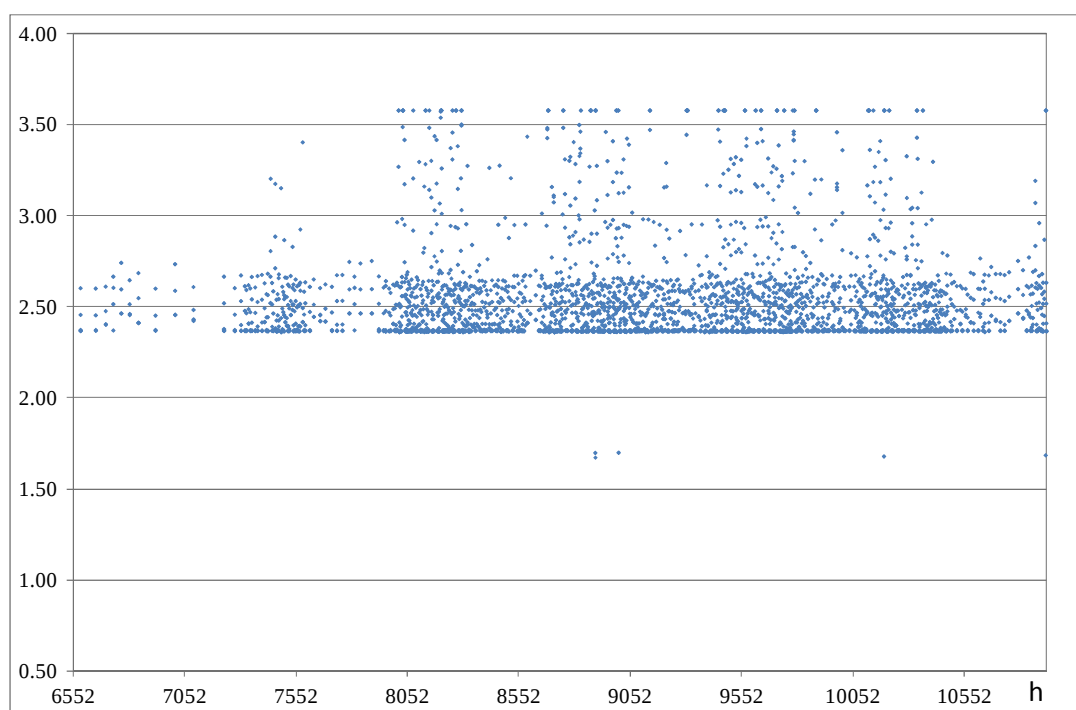


Fig. 82 – Andamento del COP della PdC R410a da 15 kW asservita a terminali a ventil-convettori

2.33 Prestazioni di una pompa di calore acqua-acqua R410a da 30 kW a Napoli

Tab. 64 – Napoli: energie mensili e stagionale del sistema edificio-impianto con sistema radiante

	Erogata PdC	Assorbita Pdc	Estr. Caldo	Fornitura Freddo	Elettr. AUX	Integrazione	COP	SEER	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]	[-]
Ott	259.0	72.3	251.4	169.5	2.6	0.0	3.58	5.93	0.0%
Nov	1367.0	376.2	1455.7	897.8	15.5	104.5	3.63	6.02	7.2%
Dic	3339.3	925.5	4070.4	2226.2	34.5	747.8	3.61	6.01	18.4%
Gen	3574.2	992.4	4715.4	2508.5	14.2	1160.0	3.60	6.13	24.6%
Feb	3247.6	898.9	4230.6	2303.9	8.6	1002.6	3.61	6.18	23.7%
Mar	2308.1	632.7	2659.4	1628.0	9.3	365.1	3.65	6.22	13.7%
STAG	14095.2	3898.0	17382.9	9733.9	84.6	3380.1	3.62	6.11	19.4%

Tab. 65 – Napoli: energie mensili e stagionale del sistema edificio-impianto con ventil-convettori

	Erogata PdC	Assorbita Pdc	Estr. Caldo	Fornitura Freddo	Elettr. AUX	Integrazione	COP	SEER	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]	[-]
Ott	251.5	99.2	242.7	126.9	4.7	6.2	2.53	3.81	2.6%
Nov	1336.1	516.4	1444.5	776.0	8.2	134.4	2.59	4.09	9.3%
Dic	3172.7	1244.6	4061.5	1927.1	1.2	916.0	2.55	4.10	22.6%
Gen	3578.2	1408.2	4704.8	2148.7	6.8	1167.0	2.54	4.07	24.8%
Feb	3249.8	1276.3	4227.2	1958.9	3.0	1010.3	2.55	4.08	23.9%
Mar	2328.4	908.8	2659.7	1388.3	4.4	356.6	2.56	4.09	13.4%
STAG	13916.8	5453.6	17340.4	8325.8	28.3	3590.5	2.55	4.08	20.7%

2.34 Prestazioni di una pompa di calore acqua-acqua R410a da 50 kW a Napoli

Tab. 66 – Napoli: energie mensili e stagionale del sistema edificio-impianto con sistema radiante

	Erogata PdC	Assorbita Pdc	Estr. Caldo	Fornitura Freddo	Elettr. AUX	Integrazione	COP	SEER	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]	[-]
Ott	413.9	124.1	409.6	277.2	0.8	13.5	3.33	5.57	3.3%
Nov	1944.5	555.7	2370.5	1360.4	4.9	447.5	3.50	5.95	18.9%
Dic	4999.4	1402.5	6732.5	3518.1	0.5	1790.3	3.56	6.07	26.6%
Gen	5590.3	1586.1	7807.3	3904.8	1.6	2269.6	3.52	5.99	29.1%
Feb	5178.1	1468.6	7040.8	3567.3	1.6	1929.0	3.53	5.95	27.4%
Mar	3590.8	1013.9	4378.9	2543.0	2.1	820.8	3.54	6.05	18.7%
STAG	21717.0	6151.0	28739.6	15170.7	11.5	7270.7	3.53	6.00	25.3%

Tab. 67 – Napoli: energie mensili e stagionale del sistema edificio-impianto con ventil-convettori

	Erogata PdC	Assorbita Pdc	Estr. Caldo	Fornitura Freddo	Elettr. AUX	Integrazione	COP	SEER	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]	[-]
Ott	417.3	159.1	425.5	251.0	0.3	19.1	2.62	4.20	4.5%
Nov	1957.9	748.9	2418.8	1206.8	0.5	486.4	2.61	4.23	20.1%
Dic	5035.2	1992.3	6777.8	3028.6	0.9	1755.4	2.53	4.05	25.9%
Gen	5646.4	2227.7	7859.5	3399.3	1.2	2233.2	2.53	4.06	28.4%
Feb	5134.5	2006.1	7048.2	3124.8	0.5	1935.9	2.56	4.12	27.5%
Mar	3675.3	1446.8	4443.6	2210.5	0.7	791.6	2.54	4.07	17.8%
STAG	21866.7	8580.8	28973.3	13221.0	4.1	7221.5	2.55	4.09	24.9%

2.35 Sintesi dei risultati per la pompa di calore R410a acqua-acqua operante a Napoli

Le figg. 83, 84, 85 e 86 mostrano rispettivamente il confronto tra i valori mensili del COP e del SEER, dell'energia elettrica assorbita, della frazione di energia integrativa e dell'energia frigorifera prodotta, in funzione della potenza della pompa di calore e per temperature di erogazione di 35°C e 50°C.

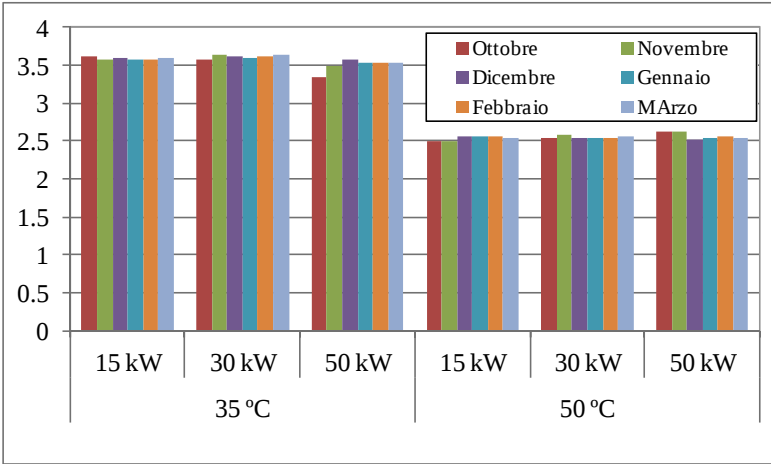


Fig. 83a – Napoli: confronto dei COP mensili in funzione della temperatura di erogazione e della taglia della pompa di calore R410a

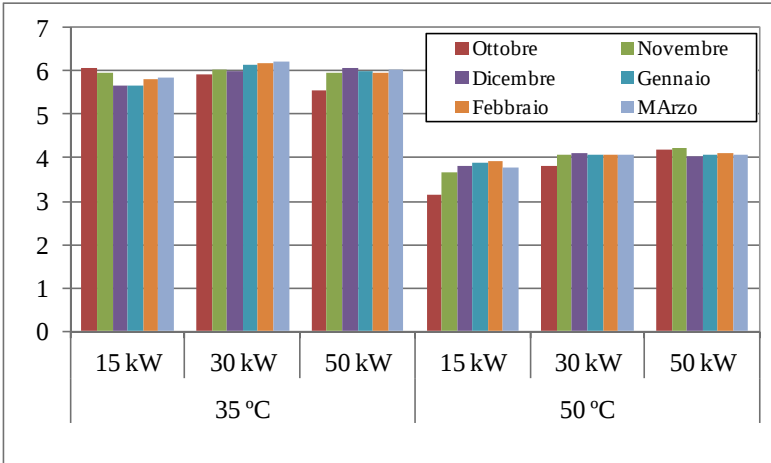


Fig. 83b – Napoli: confronto dei SEER medi mensili in funzione della temperatura di erogazione e della taglia della pompa di calore R410a

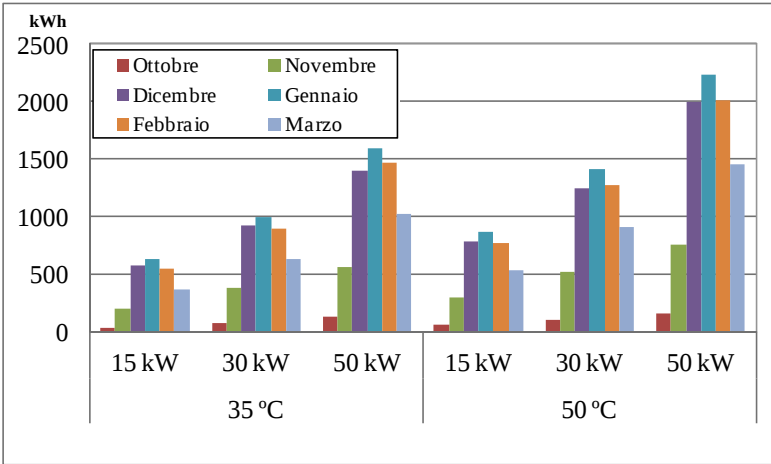


Fig. 84 – Napoli: confronto dell’energia elettrica assorbita dalla PdC R410a in funzione della temperatura di erogazione e della taglia della pompa di calore

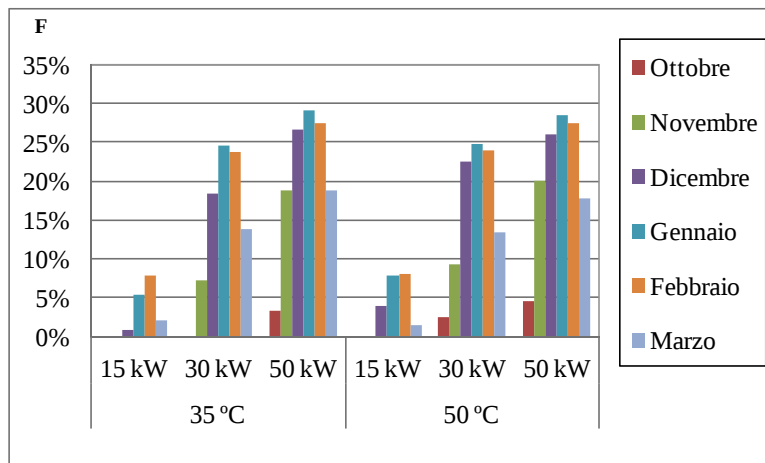


Fig. 85 – Roma: confronto delle frazioni di energia integrativa in funzione della temperatura di erogazione e della taglia della pompa di calore R410a

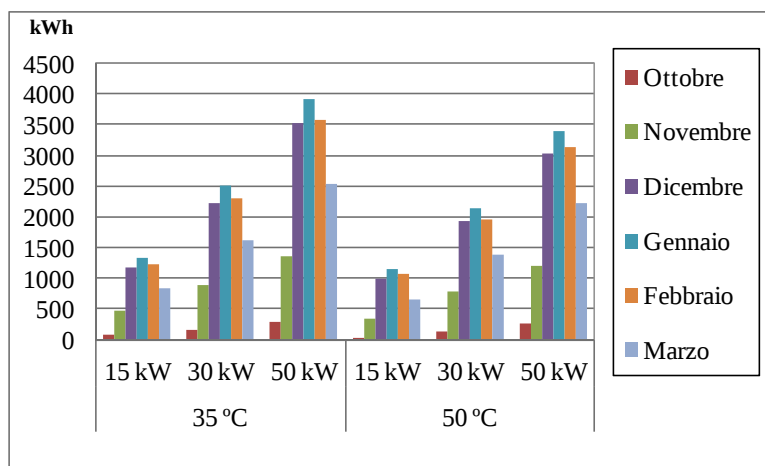


Fig. 86 – Napoli: confronto dell'energia frigorifera prodotta dalla Pdc R410a in funzione della temperatura di erogazione e della taglia della pompa di calore

2.36 Prestazioni di una pompa di calore acqua-acqua R410a da 15 kW a Palermo

La tab. 68 riassume i principali risultati energetici ottenuti per Palermo: per questa località, il valore del COP e del SEER medio stagionale sono rispettivamente di 3.58 e 5.77; in fig. 87 è raffigurata la distribuzione del COP durante il periodo di riscaldamento.

Tab. 68 – Palermo: energie mensili e stagionale del sistema edificio-impianto con sistemi radianti

	Erogata PdC	Assorbita Pdc	Estr. Caldo	Fornitura Freddo	Elettr. AUX	Integrazione	COP	SEER	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]	[-]
Ott	104.9	28.7	101.2	38.2	10.6	0.0	3.65	4.99	0.0%
Nov	552.8	154.7	532.8	386.2	2.9	0.0	3.57	6.07	0.0%
Dic	1799.4	501.5	1788.7	1067.4	79.3	7.3	3.59	5.72	0.4%
Gen	2068.2	578.0	2108.7	1219.4	97.5	61.8	3.58	5.69	2.9%
Feb	1728.0	483.8	1731.6	1056.9	63.2	27.9	3.57	5.76	1.6%
Mar	1250.7	348.7	1232.9	808.1	33.1	0.0	3.59	5.90	0.0%
STAG	7504.0	2095.4	7495.9	4576.1	286.6	97.0	3.58	5.77	1.3%

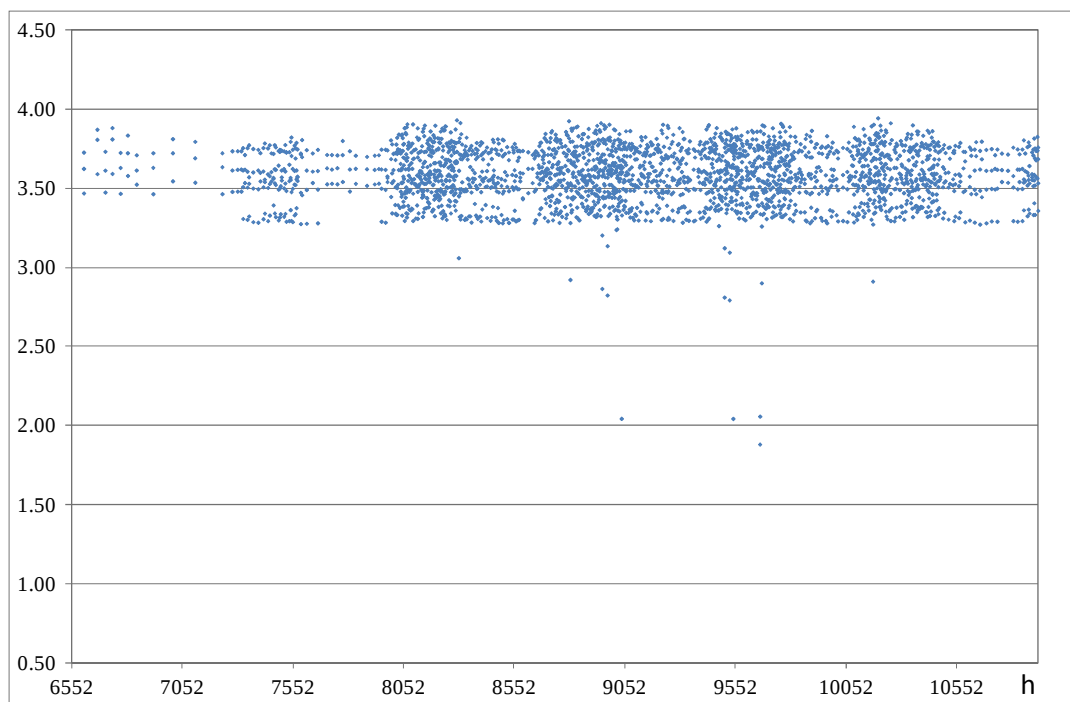


Fig. 87 – Andamento del COP della PdC R410a da 15 kW asservita a terminali di tipo radiante

Nella tab. 69 sono riportate le temperature medie mensili e stagionale dell'aria esterna e dei serbatoi caldo e freddo nell'ipotesi che i terminali di erogazione del calore siano di tipo radiante.

Tab. 69 – Palermo: temperature medie mensili dell'aria esterna e degli accumuli caldo e freddo, sistema radiante

	T_{ae}	T_{hot}	T_{cold}
	[°C]	[°C]	[°C]
Ott	19.8	38.6	11.7
Nov	16.0	38.9	11.1
Dic	12.6	39.7	10.1
Gen	11.1	39.7	9.9
Feb	11.5	39.7	10.2
Mar	13.1	39.3	10.7
STAG	15.4	39.3	10.9

In tab. 70 sono elencati i risultati energetici ottenuti con la pompa di calore collegata ad un sistema di erogazione del calore a media temperatura. La fig. 88 è riportata la distribuzione dei COP durante il funzionamento invernale.

Tab. 70 – Palermo: energie mensili e stagionale del sistema edificio-impianto analizzato con ventil-convettori

	Erogata PdC	Assorbita Pdc	Estr. Caldo	Fornitura Freddo	Elettr. AUX	Integrazione	COP	SEER	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]	[-]
Ott	130.5	52.6	108.1	34.1	18.0	0.0	2.48	3.13	0.0%
Nov	558.6	224.3	536.9	267.1	28.8	0.0	2.49	3.68	0.0%
Dic	1770.8	702.1	1793.6	922.0	63.5	50.9	2.52	3.84	2.8%
Gen	2054.1	803.7	2122.7	1079.0	67.4	103.4	2.56	3.90	4.9%
Feb	1694.1	670.2	1737.0	877.7	61.1	66.8	2.53	3.84	3.8%
Mar	1267.0	505.8	1237.8	663.7	43.2	2.6	2.50	3.82	0.2%
STAG	7475.1	2958.6	7536.1	3843.6	282.1	223.7	2.53	3.83	3.0%

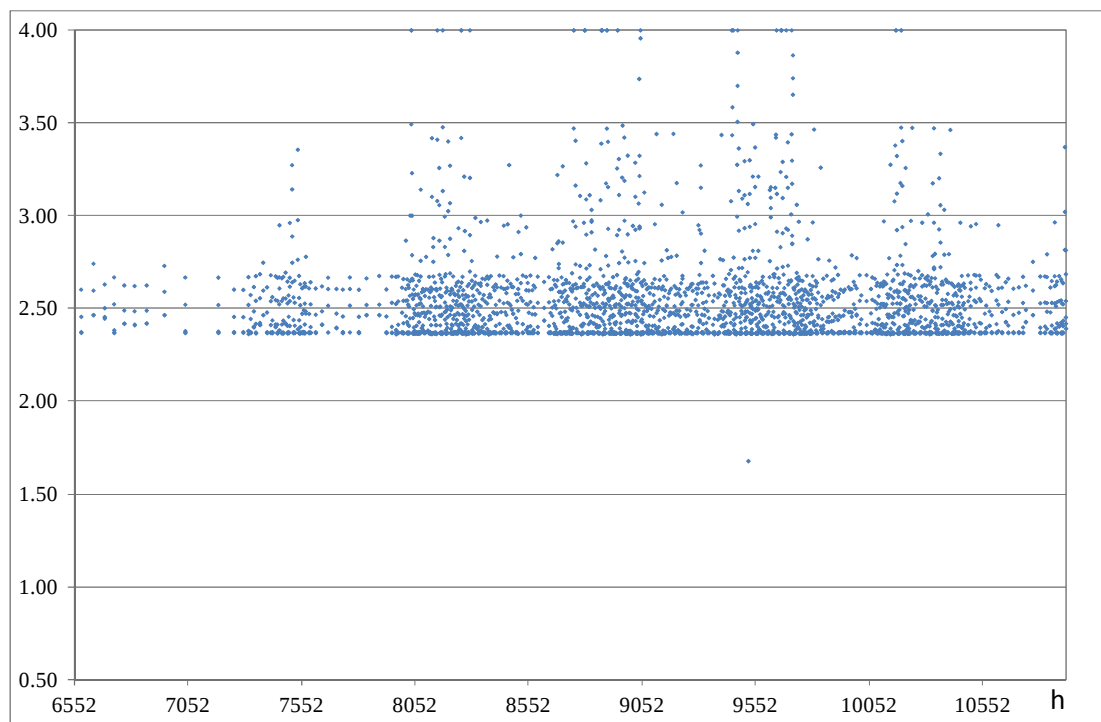


Fig. 88– Andamento del COP della PdC R410a da 15 kW asservita a terminali a ventil-convettori

2.37 Prestazioni di una pompa di calore acqua-acqua R410a da 30 kW a Palermo

Tab. 71 – Palermo: energie mensili e stagionale del sistema edificio-impianto con sistema radiante

	Erogata PdC	Assorbita Pdc	Estr. Caldo	Fornitura Freddo	Elettr. AUX	Integrazione	COP	SEER	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]	[-]
Ott	242.2	66.9	235.1	155.3	2.6	0.0	3.62	5.94	0.0%
Nov	1110.2	304.1	1109.8	738.3	12.0	11.9	3.65	6.08	1.1%
Dic	2984.5	820.3	3579.9	2037.8	23.6	612.1	3.64	6.12	17.1%
Gen	3360.3	933.6	4235.2	2306.9	20.8	891.0	3.60	6.07	21.0%
Feb	2863.4	792.8	3463.2	1984.5	15.2	615.1	3.61	6.11	17.8%
Mar	2216.5	606.2	2486.1	1565.3	10.0	283.3	3.66	6.24	11.4%
STAG	12777.1	3523.9	15109.3	8788.1	84.3	2413.3	3.63	6.12	16.0%

Tab. 72 – Palermo: energie mensili e stagionale del sistema edificio-impianto con ventil-convettori

	Erogata PdC	Assorbita Pdc	Estr. Caldo	Fornitura Freddo	Elettr. AUX	Integrazione	COP	SEER	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]	[-]
Ott	238.6	92.9	224.9	113.6	5.7	0.0	2.57	3.79	0.0%
Nov	1107.7	430.1	1103.5	627.8	7.8	21.8	2.58	4.04	2.0%
Dic	2927.5	1151.2	3585.1	1766.2	1.9	686.5	2.54	4.08	19.1%
Gen	3298.6	1295.1	4222.8	1988.1	4.4	959.5	2.55	4.08	22.7%
Feb	2814.5	1106.6	3452.6	1681.5	6.1	667.0	2.54	4.06	19.3%
Mar	2226.2	870.3	2479.5	1339.3	4.4	278.1	2.56	4.10	11.2%
STAG	12613.2	4946.1	15068.4	7516.5	30.4	2612.9	2.55	4.07	17.3%

2.38 Prestazioni di una pompa di calore acqua-acqua R410a da 50 kW a Palermo

Tab. 73 – Palermo: energie mensili e stagionale del sistema edificio-impianto con sistema radiante

	Erogata PdC	Assorbita Pdc	Estr. Caldo	Fornitura Freddo	Elettr. AUX	Integrazione	COP	SEER	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]	[-]
Ott	392.1	117.2	383.3	262.5	1.0	11.8	3.35	5.59	3.1%
Nov	1604.2	460.7	1799.5	1131.6	1.9	217.8	3.48	5.94	12.1%
Dic	4549.6	1287.7	5924.3	3104.4	1.1	1420.2	3.53	5.94	24.0%
Gen	5145.7	1445.1	7007.8	3587.8	2.3	1917.7	3.56	6.04	27.4%
Feb	4410.5	1251.1	5726.1	3063.6	0.9	1355.7	3.53	5.97	23.7%
Mar	3461.9	976.1	4101.4	2441.8	1.9	665.8	3.55	6.05	16.2%
STAG	19563.9	5537.8	24942.3	13591.6	9.0	5589.1	3.53	5.99	22.4%

Tab. 74 – Palermo: energie mensili e stagionale del sistema edificio-impianto con ventil-convettori

	Erogata PdC	Assorbita Pdc	Estr. Caldo	Fornitura Freddo	Elettr. AUX	Integrazione	COP	SEER	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]	[-]
Ott	402.9	154.1	400.1	240.4	0.5	13.4	2.61	4.17	3.3%
Nov	1644.0	625.8	1855.1	1014.6	0.8	228.2	2.63	4.25	12.3%
Dic	4603.2	1824.8	5970.4	2757.2	0.5	1386.1	2.52	4.03	23.2%
Gen	5162.3	2034.8	7039.2	3126.7	0.5	1904.1	2.54	4.07	27.0%
Feb	4433.9	1746.8	5764.6	2682.0	0.7	1351.1	2.54	4.07	23.4%
Mar	3501.3	1374.4	4143.8	2125.3	0.7	666.2	2.55	4.09	16.1%
STAG	19747.5	7760.7	25173.2	11946.1	3.8	5549.0	2.54	4.08	22.0%

2.39 Sintesi dei risultati per la pompa di calore R410a acqua-acqua operante a Napoli

Le figg. 89, 90, 91 e 92 mostrano rispettivamente il confronto tra i valori mensili del COP, del SEER, dell'energia elettrica assorbita, della frazione di energia integrativa e dell'energia frigorifera prodotta, in funzione delle tre taglie di pompa di calore indagata e per temperature di erogazione di 35°C e 50°C.

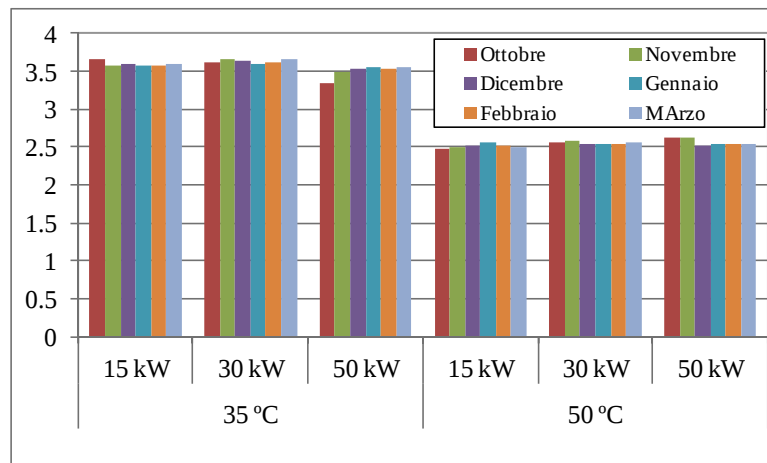


Fig. 89a – Palermo: confronto dei COP medi mensili in funzione della temperatura di erogazione e della taglia della pompa di calore R410a

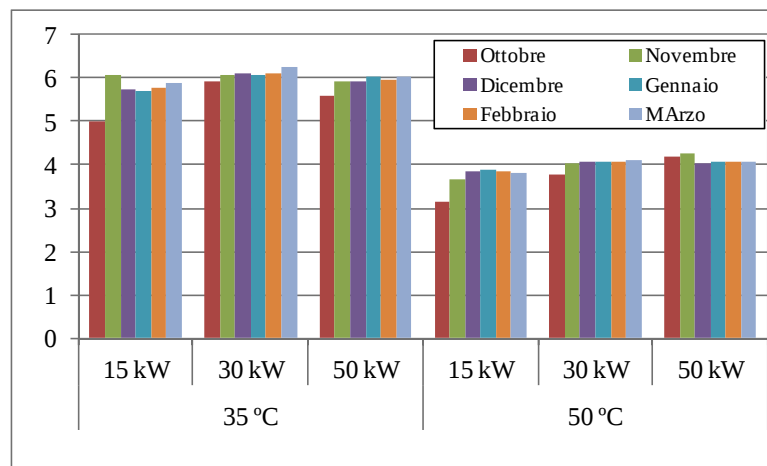


Fig. 89b – Palermo: confronto dei SEER medi mensili in funzione della temperatura di erogazione e della taglia della pompa di calore R410a

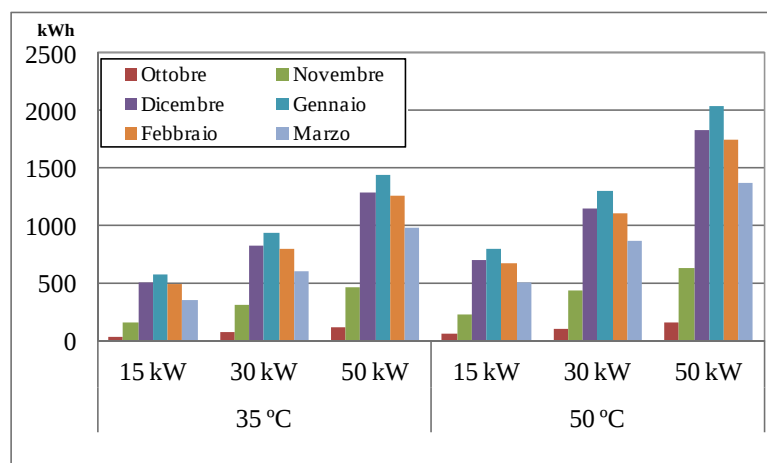


Fig. 90 – Palermo: confronto dell'energia elettrica assorbita dalla PdC R410a in funzione della temperatura di erogazione e della taglia della pompa di calore

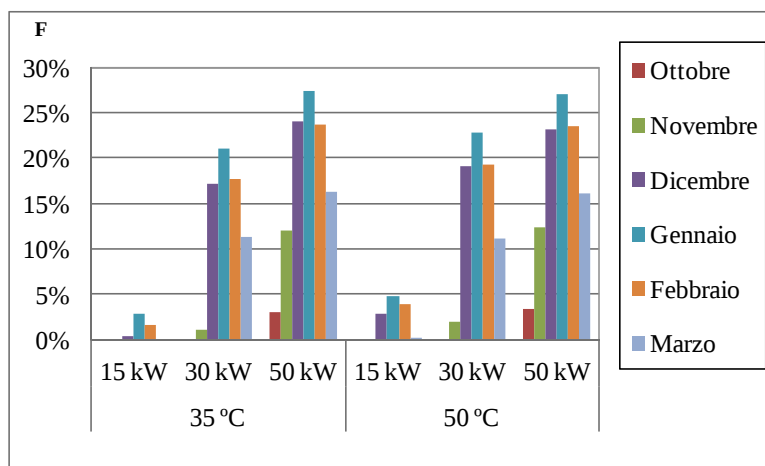


Fig. 91 – Palermo: confronto delle frazioni di energia integrativa in funzione della temperatura di erogazione e della taglia della pompa di calore R410a

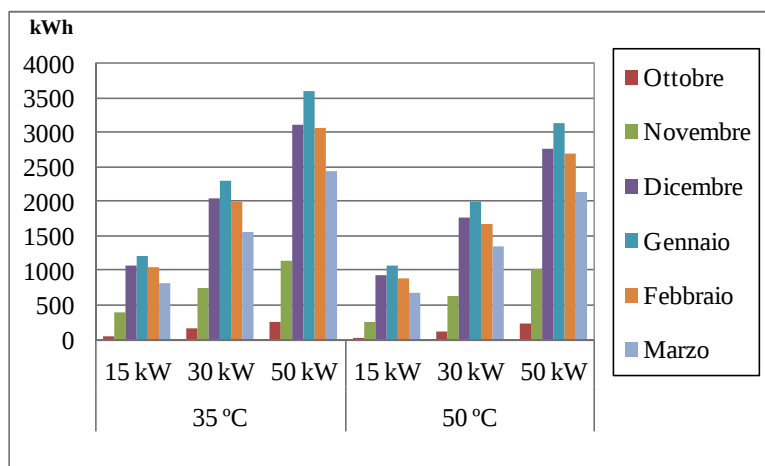


Fig. 92 – Palermo: confronto dell'energia frigorifera prodotta dalla Pdc R410a in funzione della temperatura di erogazione e della taglia della pompa di calore

2.40 Prestazioni di una pompa di calore aria-acqua R744

Nei paragrafi successivi sono descritte le prestazioni energetiche conseguibili con una pompa di calore R774 che utilizza come sorgente fredda l'aria esterna. Le simulazioni dinamiche sono state condotte facendo riferimento ad una configurazione impiantistica differente rispetto a quella schematizzata in fig. 18. Non è presente il sistema di accumulo inerziale freddo, per cui l'impiego della pompa di calore non è polivalente, ma è rivolto esclusivamente alla fornitura dei carichi termici durante il periodo invernale, lasciando incontrollati i carichi frigoriferi dell'edificio di riferimento. E' presente il serbatoio inerziale di accumulo caldo, collegato alla pompa di calore mediante uno scambiatore a piastre, da cui si estrae l'energia termica in direzione dei terminali di erogazione. Anche in tale impianto, il sistema integrativo riversa l'energia termica direttamente nel serbatoio di accumulo ed interviene ogni qual volta la pompa di calore raggiunge la temperatura bivalente (insufficiente potenza termica erogata) o la temperatura operativa limite (impossibilità di utilizzazione della pompa di calore). Nelle simulazioni del sistema edificio-impianto, il componente più importante è il TYPE 941 contenente il modello matematico della pompa di calore aria-acqua, disponibile con la libreria TESS [7]. Nel modello per ottenere le reali prestazioni in funzione delle condizioni di esercizio e climatiche esterne, è necessario associare un opportuno file contenente le informazioni riguardanti la variazione della potenza termica erogata ed elettrica assorbita in funzione delle temperature delle sorgenti. Il modello trascura gli effetti dell'umidità dell'aria esterna. Anche in questo caso, non è stata considerata la penalizzazione del COP a seguito del funzionamento modulante in quanto la macchina considerata è dotata di inverter sul gruppo di compressione. Le simulazioni

parametriche sono state condotte prevedendo differenti zone climatiche (le località considerate sono identiche a quelle precedenti), terminali di erogazione del calore a bassa, media ed alta temperatura e potenze della pompa di calore di 15, 30 e 50 kW. Nelle tabb. 75-83 sono riportati per Milano i principali risultati energetici e i valori medi mensili del COP e della frazione di energia integrativa.

2.41 Prestazioni di una pompa di calore aria-acqua R744 da 15 kW a Milano

Tab. 75 – Milano: energie mensili e stagionale del sistema edificio-impianto con sistema radiante

	Erogata PdC	Assorbita Pdc	Estr. Caldo	Elett. AUX	Integrazione	COP	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]
Sett	104.0	28.4	85.4	12.6	0.0	3.67	0.0%
Ott	1132.5	334.5	1116.7	19.3	0.0	3.39	0.0%
Nov	3412.0	1086.2	3381.6	18.7	0.0	3.14	0.0%
Dic	4379.7	1471.4	4898.5	19.3	561.4	2.98	11.5%
Gen	4291.4	1463.9	4946.1	19.3	702.8	2.93	14.2%
Feb	3652.3	1215.3	4059.8	17.5	455.1	3.01	11.2%
Mar	2758.9	873.2	2732.1	19.3	0.0	3.16	0.0%
Apr	1061.3	319.8	1037.8	18.5	0.0	3.32	0.0%
STAG	20792.2	6792.7	22258.0	144.6	1719.3	3.06	7.7%

Tab. 76 – Milano: energie mensili e stagionale del sistema edificio-impianto con ventil-convettori

	Erogata PdC	Assorbita Pdc	Estr. Caldo	Elett. AUX	Integrazione	COP	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]
Sett	98.7	27.7	84.4	12.6	0.0	3.56	0.0%
Ott	1135.8	339.6	1111.4	19.3	0.0	3.34	0.0%
Nov	3442.1	1108.3	3389.1	18.7	0.0	3.11	0.0%
Dic	4391.5	1492.2	4906.7	19.3	556.0	2.94	11.3%
Gen	4293.9	1481.2	4954.6	19.3	708.2	2.90	14.3%
Feb	3661.9	1232.1	4067.3	17.5	458.1	2.97	11.3%
Mar	2784.3	891.2	2737.3	19.3	0.0	3.12	0.0%
Apr	1063.7	323.8	1035.7	18.5	0.0	3.29	0.0%
STAG	20871.7	6896.1	22286.6	144.6	1722.4	3.03	7.7%

Tab. 77 – Milano: energie mensili e stagionale del sistema edificio-impianto con radiatori

	Erogata PdC	Assorbita Pdc	Estr. Caldo	Elett. AUX	Integrazione	COP	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]
Sett	80.1	22.3	87.4	12.6	0.0	3.59	0.0%
Ott	1113.8	337.3	1103.5	19.3	38.1	3.30	3.5%
Nov	3443.4	1119.5	3402.5	18.7	2.0	3.08	0.1%
Dic	4404.1	1511.5	4911.2	19.3	563.0	2.91	11.5%
Gen	4301.1	1498.5	4959.2	19.3	716.8	2.87	14.5%
Feb	3671.9	1248.1	4076.2	17.5	460.6	2.94	11.3%
Mar	2744.4	887.9	2746.1	19.3	47.0	3.09	1.7%
Apr	1057.3	325.6	1034.6	18.5	20.1	3.25	1.9%
STAG	20815.9	6950.8	22320.6	144.6	1847.6	2.99	8.3%

2.42 Prestazioni di una pompa di calore aria-acqua R744 da 30 kW a Milano

Tab. 78 – Milano: energie mensili e stagionale del sistema edificio-impianto con sistema radiante

	Erogata PdC	Assorbita Pdc	Estr. Caldo	Elettr. AUX	Integrazione	COP	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]
Sett	195.5	54.8	181.6	12.6	0.0	3.56	0.0%
Ott	2269.3	682.5	2251.0	19.3	0.0	3.33	0.0%
Nov	6774.5	2195.9	6743.0	18.7	0.0	3.09	0.0%
Dic	8647.9	2956.2	9758.7	19.3	1141.3	2.93	11.7%
Gen	8441.7	2929.2	9843.7	19.3	1439.7	2.88	14.6%
Feb	7191.9	2435.5	8070.2	17.5	926.1	2.95	11.5%
Mar	5480.4	1765.7	5449.8	19.3	0.0	3.10	0.0%
Apr	2108.9	646.3	2093.0	18.5	0.0	3.26	0.0%
STAG	41110.2	13666.2	44391.1	144.6	3507.1	3.01	7.9%

Tab. 79 – Milano: energie mensili e stagionale del sistema edificio-impianto con ventil-convettori

	Erogata PdC	Assorbita Pdc	Estr. Caldo	Elettr. AUX	Integrazione	COP	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]
Sett	188.6	53.4	175.7	12.6	0.0	3.53	0.0%
Ott	2272.7	691.9	2244.0	19.3	0.0	3.28	0.0%
Nov	6771.8	2219.6	6747.2	18.7	0.5	3.05	0.0%
Dic	8659.9	2993.9	9764.9	19.3	1146.3	2.89	11.7%
Gen	8452.9	2966.5	9853.9	19.3	1443.3	2.85	14.6%
Feb	7193.9	2463.1	8078.3	17.5	935.8	2.92	11.6%
Mar	5488.8	1788.5	5452.0	19.3	0.0	3.07	0.0%
Apr	2106.7	653.4	2085.8	18.5	0.0	3.22	0.0%
STAG	41135.3	13830.4	44401.7	144.6	3525.9	2.97	7.9%

Tab. 80 – Milano: energie mensili e stagionale del sistema edificio-impianto con radiatori

	Erogata PdC	Assorbita Pdc	Estr. Caldo	Elettr. AUX	Integrazione	COP	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]
Sett	206.5	59.3	199.9	12.6	8.3	3.48	4.1%
Ott	2284.6	702.3	2256.7	19.3	9.3	3.25	0.4%
Nov	6794.9	2249.1	6753.1	18.7	0.0	3.02	0.0%
Dic	8681.6	3030.8	9781.5	19.3	1150.0	2.86	11.8%
Gen	8494.5	3009.9	9878.7	19.3	1437.3	2.82	14.5%
Feb	7229.0	2498.7	8107.0	17.5	935.6	2.89	11.5%
Mar	5499.0	1809.5	5459.9	19.3	3.7	3.04	0.1%
Apr	2129.6	666.7	2104.4	18.5	9.1	3.19	0.4%
STAG	41319.8	14026.3	44541.1	144.6	3553.3	2.95	8.0%

2.43 Prestazioni di una pompa di calore aria-acqua R744 da 50 kW a Milano

Tab. 81 – Milano: energie mensili e stagionale del sistema edificio-impianto con sistema radiante

	Erogata PdC	Assorbita Pdc	Estr. Caldo	Elett. AUX	Integrazione	COP	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]
Sett	275.7	78.0	264.0	12.6	0.0	3.54	0.0%
Ott	3001.7	909.2	2979.7	19.3	0.0	3.30	0.0%
Nov	8925.0	2913.1	8906.9	18.7	0.0	3.06	0.0%
Dic	11393.8	3917.8	12891.2	19.3	1513.1	2.91	11.7%
Gen	11142.8	3888.1	13019.0	19.3	1899.8	2.87	14.6%
Feb	9497.9	3235.0	10687.9	17.5	1226.7	2.94	11.5%
Mar	7226.1	2344.1	7202.5	19.3	0.0	3.08	0.0%
Apr	2792.5	861.5	2777.9	18.5	0.0	3.24	0.0%
STAG	54255.4	18146.8	58729.1	144.6	4639.7	2.99	7.9%

Tab. 82 – Milano: energie mensili e stagionale del sistema edificio-impianto con ventil-convettori

	Erogata PdC	Assorbita Pdc	Estr. Caldo	Elett. AUX	Integrazione	COP	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]
Sett	274.12	78.37	263.95	12.62	0.00	3.50	0.0%
Ott	3007.58	921.57	2979.60	19.29	0.00	3.26	0.0%
Nov	8931.92	2948.44	8906.51	18.72	0.00	3.03	0.0%
Dic	11399.46	3962.97	12890.95	19.34	1512.41	2.88	11.7%
Gen	11145.81	3932.20	13018.79	19.34	1902.85	2.83	14.6%
Feb	9504.33	3273.21	10687.76	17.47	1226.41	2.90	11.5%
Mar	7229.71	2371.60	7202.18	19.34	0.00	3.05	0.0%
Apr	2800.06	873.78	2777.73	18.46	0.00	3.20	0.0%
STAG	54293.0	18362.1	58727.5	144.6	4641.7	2.96	7.9%

Tab. 83 – Milano: energie mensili e stagionale del sistema edificio-impianto con radiatori

	Erogata PdC	Assorbita Pdc	Estr. Caldo	Elett. AUX	Integrazione	COP	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]
Sett	265.8	76.8	263.9	12.6	0.0	3.46	0.0%
Ott	3002.2	930.5	2979.7	19.3	17.1	3.23	0.6%
Nov	8946.4	2984.5	8907.5	18.7	0.8	3.00	0.0%
Dic	11415.7	4013.5	12892.7	19.3	1512.5	2.84	11.7%
Gen	11163.3	3983.5	13020.4	19.3	1901.2	2.80	14.6%
Feb	9517.5	3313.9	10689.2	17.5	1228.2	2.87	11.5%
Mar	7237.7	2399.7	7202.8	19.3	7.9	3.02	0.1%
Apr	2799.6	883.3	2777.6	18.5	10.1	3.17	0.4%
STAG	54348.3	18585.7	58733.9	144.6	4677.8	2.92	8.0%

2.44 Sintesi dei risultati per la pompa di calore R744 aria-acqua operante a Milano

Di seguito sono rispettivamente riportati in figg. 93, 94 e 95 l'andamento mensile del COP, dell'energia elettrica assorbita dalla pompa di calore e della frazione integrativa richiesta dai dispositivi ausiliari, al variare della potenza della macchina e delle temperatura di alimentazione dei terminali di erogazione. Le figure indicano che i valori del COP risultano più penalizzati nei periodi più freddi dell'anno e variano poco passando da una taglia all'altra. Rispetto alla macchina polivalente, i consumi di energia elettrica sono più contenuti in virtù dei migliori coefficienti di prestazione della macchina. Le frazioni integrative di energie sono importanti nei mesi più freddi, quando il rischio di blocco macchina o di raggiungimento della temperatura bivalente è più concreto.

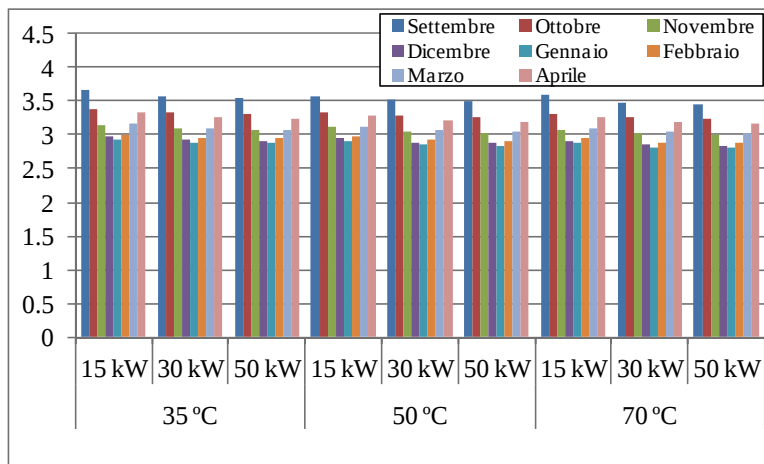


Fig. 93 – Milano: confronto dei COP medi mensili dalla Pdc R744 aria-acqua in funzione della temperatura di erogazione e della taglia della pompa di calore

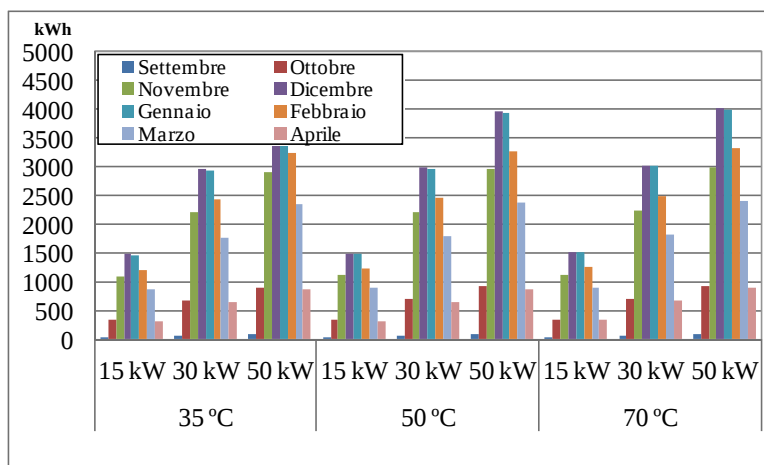


Fig. 94 – Milano: confronto dell'energia elettrica mensile richiesta dalla Pdc R744 aria-acqua in funzione della temperatura di erogazione e della taglia della pompa di calore

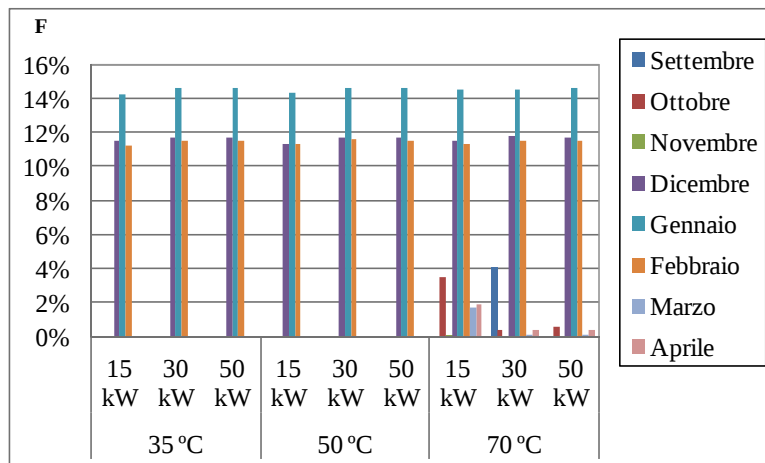


Fig. 95 – Milano: confronto della frazione mensile di energia integrativa richiesta dalla Pdc R744 aria-acqua in funzione della temperatura di erogazione e della taglia della pompa di calore

2.45 Prestazioni di una pompa di calore aria-acqua R744 da 15 kW a Roma

I risultati ottenuti nelle simulazioni sono riportati nelle tabb. 84-92

Tab. 84 – Roma: energie mensili e stagionale del sistema edificio-impianto con sistema radiante

	Erogata PdC	Assorbita Pdc	Estr. Caldo	Elettr. AUX	Integrazione	COP	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]
Ott	277.3	79.4	261.5	18.5	0.0	3.49	0.0%
Nov	1628.0	487.9	1603.0	18.7	0.0	3.34	0.0%
Dic	3045.7	952.8	3041.1	19.3	20.7	3.20	0.7%
Gen	3231.4	1030.0	3201.2	19.3	0.0	3.14	0.0%
Feb	2665.3	845.9	2638.2	17.5	0.0	3.15	0.0%
Mar	1874.1	577.1	1849.1	19.3	0.0	3.25	0.0%
STAG	12721.9	3973.0	12594.1	112.7	20.7	3.20	0.2%

Tab. 85 – Roma: energie mensili e stagionale del sistema edificio-impianto ventil-convettori

	Erogata PdC	Assorbita Pdc	Estr. Caldo	Elettr. AUX	Integrazione	COP	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]
Ott	277.5	80.8	257.4	18.5	0.0	3.43	0.0%
Nov	1633.8	495.7	1603.4	18.7	0.0	3.30	0.0%
Dic	3077.6	974.0	3048.3	19.3	15.1	3.16	0.5%
Gen	3259.3	1050.7	3208.6	19.3	0.0	3.10	0.0%
Feb	2692.3	864.4	2643.9	17.5	0.0	3.11	0.0%
Mar	1879.2	585.1	1849.2	19.3	0.0	3.21	0.0%
STAG	12819.7	4050.8	12610.9	112.7	15.1	3.16	0.1%

Tab. 86 – Roma: energie mensili e stagionale del sistema edificio-impianto con radiatori

	Erogata PdC	Assorbita Pdc	Estr. Caldo	Elettr. AUX	Integrazione	COP	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]
Ott	258.3	75.7	253.0	18.5	0.0	3.41	0.0%
Nov	1577.0	482.9	1601.2	18.7	65.0	3.27	4.1%
Dic	3074.2	983.0	3060.6	19.3	41.8	3.13	1.4%
Gen	3251.9	1059.1	3221.4	19.3	19.2	3.07	0.6%
Feb	2660.7	862.8	2652.6	17.5	36.6	3.08	1.4%
Mar	1884.5	592.7	1851.0	19.3	13.6	3.18	0.7%
STAG	12706.7	4056.3	12639.8	112.7	176.3	3.13	1.4%

2.46 Prestazioni di una pompa di calore aria-acqua R744 da 30 kW a Roma

Tab. 87 – Roma: energie mensili e stagionale del sistema edificio-impianto con sistema radiante

	Erogata PdC	Assorbita Pdc	Estr. Caldo	Elettr. AUX	Integrazione	COP	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]
Ott	576.6	168.0	555.7	18.5	0.0	3.43	0.0%
Nov	3226.9	984.9	3207.4	18.7	0.0	3.28	0.0%
Dic	6060.0	1930.5	6066.2	19.3	44.7	3.14	0.7%
Gen	6416.5	2082.2	6383.4	19.3	0.0	3.08	0.0%
Feb	5287.0	1708.1	5263.6	17.5	0.0	3.10	0.0%
Mar	3729.0	1168.3	3699.7	19.3	0.0	3.19	0.0%
STAG	25296.0	8042.0	25175.9	112.7	44.7	3.15	0.2%

Tab. 88 – Roma: energie mensili e stagionale del sistema edificio-impianto con ventil-convettori

	Erogata PdC	Assorbita Pdc	Estr. Caldo	Elettr. AUX	Integrazione	COP	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]
Ott	559.2	164.4	542.4	18.5	0.0	3.40	0.0%
Nov	3235.8	999.3	3205.4	18.7	0.0	3.24	0.0%
Dic	6063.6	1953.7	6068.1	19.3	41.2	3.10	0.7%
Gen	6421.1	2107.3	6386.3	19.3	0.0	3.05	0.0%
Feb	5296.0	1730.6	5264.6	17.5	0.0	3.06	0.0%
Mar	3729.8	1182.0	3697.5	19.3	0.0	3.16	0.0%
STAG	25305.7	8137.4	25164.5	112.7	41.2	3.11	0.2%

Tab. 89 – Roma: energie mensili e stagionale del sistema edificio-impianto con radiatori

	Erogata PdC	Assorbita Pdc	Estr. Caldo	Elettr. AUX	Integrazione	COP	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]
Ott	538.5	160.1	527.4	18.5	7.2	3.36	1.4%
Nov	3218.3	1004.8	3204.0	18.7	21.6	3.20	0.7%
Dic	6069.6	1975.6	6060.7	19.3	43.3	3.07	0.7%
Gen	6425.1	2130.0	6378.2	19.3	0.2	3.02	0.0%
Feb	5305.0	1751.4	5259.4	17.5	1.6	3.03	0.0%
Mar	3703.9	1186.4	3693.3	19.3	22.9	3.12	0.6%
STAG	25260.4	8208.3	25123.0	112.7	96.8	3.08	0.4%

2.47 Prestazioni di una pompa di calore aria-acqua R744 da 50 kW a Roma

Tab. 90 – Roma: energie mensili e stagionale del sistema edificio-impianto con sistema radiante

	Erogata PdC	Assorbita Pdc	Estr. Caldo	Elettr. AUX	Integrazione	COP	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]
Ott	974.3	285.0	957.6	18.5	0.0	3.42	0.0%
Nov	5376.5	1653.3	5350.6	18.7	0.0	3.25	0.0%
Dic	10055.6	3225.7	10107.7	19.3	71.9	3.12	0.7%
Gen	10661.5	3483.5	10637.8	19.3	0.0	3.06	0.0%
Feb	8793.7	2860.6	8771.5	17.5	0.0	3.07	0.0%
Mar	6188.4	1952.7	6169.5	19.3	0.0	3.17	0.0%
STAG	42049.9	13460.7	41994.6	112.7	71.9	3.12	0.2%

Tab. 91 – Roma: energie mensili e stagionale del sistema edificio-impianto con ventil-convettori

	Erogata PdC	Assorbita Pdc	Estr. Caldo	Elettr. AUX	Integrazione	COP	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]
Ott	973.0	287.9	957.5	18.5	0.0	3.38	0.0%
Nov	5382.4	1674.3	5350.3	18.7	0.0	3.21	0.0%
Dic	10064.1	3265.0	10107.4	19.3	70.6	3.08	0.7%
Gen	10666.7	3524.1	10637.5	19.3	0.0	3.03	0.0%
Feb	8798.7	2894.3	8771.2	17.5	0.0	3.04	0.0%
Mar	6198.0	1978.0	6169.2	19.3	0.0	3.13	0.0%
STAG	42083.0	13623.6	41993.1	112.7	70.6	3.09	0.2%

Tab. 92 – Roma: energie mensili e stagionale del sistema edificio-impianto con radiatori

	Erogata PdC	Assorbita Pdc	Estr. Caldo	Elettr. AUX	Integrazione	COP	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]
Ott	966.9	289.2	957.5	18.5	11.8	3.34	1.2%
Nov	5385.3	1693.5	5350.4	18.7	7.8	3.18	0.1%
Dic	10078.3	3304.6	10108.2	19.3	72.0	3.05	0.7%
Gen	10682.6	3567.3	10638.7	19.3	0.0	2.99	0.0%
Feb	8813.5	2930.5	8772.1	17.5	0.4	3.01	0.0%
Mar	6199.0	1999.7	6169.6	19.3	10.8	3.10	0.2%
STAG	42125.7	13784.8	41996.5	112.7	102.8	3.06	0.2%

2.48 Sintesi dei risultati per la pompa di calore R744 aria-acqua operante a Roma

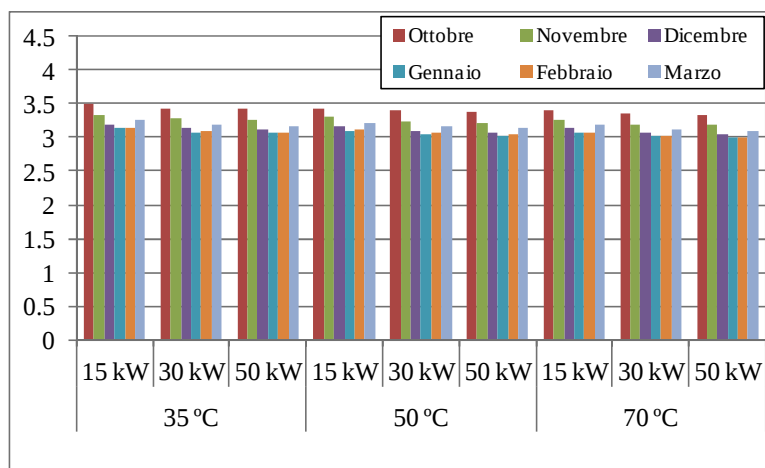


Fig. 96 – Roma: confronto dei COP medi mensili dalla Pdc R744 aria-acqua in funzione della temperatura di erogazione e della taglia della pompa di calore

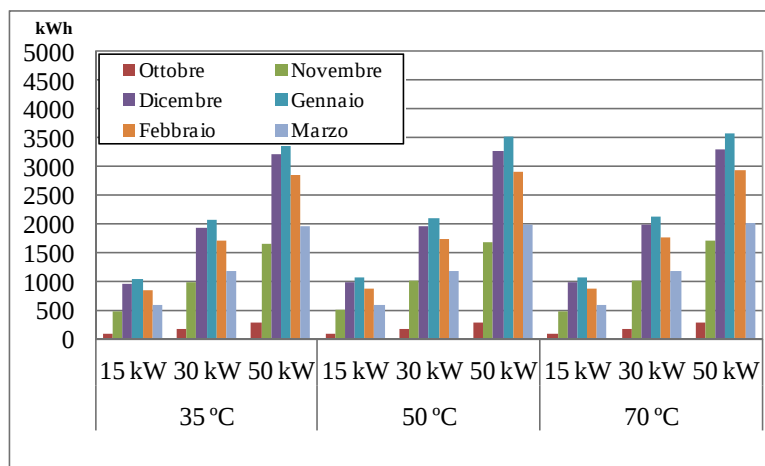


Fig. 97 – Roma: confronto dell'energia elettrica mensile richiesta dalla Pdc R744 aria-acqua in funzione della temperatura di erogazione e della taglia della pompa di calore

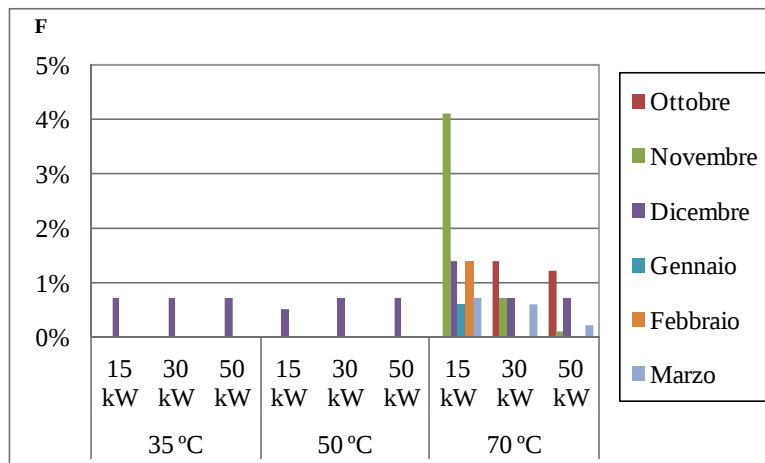


Fig. 98 – Roma: confronto della frazione mensile di energia integrativa richiesta dalla Pdc R744 aria-acqua in funzione della temperatura di erogazione e della taglia della pompa di calore

2.49 Prestazioni di una pompa di calore aria-acqua R744 da 15 kW a Napoli

Per Napoli i risultati ottenuti sono riportati nelle tabb. 93-101.

Tab. 93 – Napoli: energie mensili e stagionale del sistema edificio-impianto con sistema radiante

	Erogata PdC	Assorbita Pdc	Estr. Caldo	Elettr. AUX	Integrazione	COP	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]
Ott	134.6	37.6	115.5	15.6	0.0	3.58	0.0%
Nov	728.3	211.9	713.4	18.7	0.0	3.44	0.0%
Dic	2050.2	616.2	2032.9	19.3	0.0	3.33	0.0%
Gen	2383.4	729.6	2359.1	19.3	0.0	3.27	0.0%
Feb	2139.2	660.7	2117.7	17.5	0.0	3.24	0.0%
Mar	1340.8	404.1	1325.1	19.3	0.0	3.32	0.0%
STAG	8776.5	2660.0	8663.6	109.8	0.0	3.30	0.0%

Tab. 94 – Napoli: energie mensili e stagionale del sistema edificio-impianto con ventil-convettori

	Erogata PdC	Assorbita Pdc	Estr. Caldo	Elettr. AUX	Integrazione	COP	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]
Ott	133.9	38.1	114.5	15.6	0.0	3.51	0.0%
Nov	730.3	214.6	707.1	18.7	0.0	3.40	0.0%
Dic	2071.1	630.1	2035.9	19.3	0.0	3.29	0.0%
Gen	2407.8	745.6	2365.2	19.3	0.0	3.23	0.0%
Feb	2156.9	673.6	2122.0	17.5	0.0	3.20	0.0%
Mar	1348.1	410.6	1322.4	19.3	0.0	3.28	0.0%
STAG	8848.1	2712.6	8667.2	109.8	0.0	3.26	0.0%

Tab. 95 – Napoli: energie mensili e stagionale del sistema edificio-impianto con radiatori

	Erogata PdC	Assorbita Pdc	Estr. Caldo	Elettr. AUX	Integrazione	COP	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]
Ott	110.2	32.0	118.3	15.6	0.0	3.45	0.0%
Nov	717.7	213.9	700.7	18.7	20.5	3.35	2.9%
Dic	2082.0	639.7	2040.1	19.3	5.1	3.25	0.2%
Gen	2345.7	733.9	2372.2	19.3	75.7	3.20	3.2%
Feb	2132.1	672.9	2128.6	17.5	46.8	3.17	2.2%
Mar	1310.1	403.8	1318.2	19.3	43.6	3.24	3.3%
STAG	8697.8	2696.2	8678.2	109.8	191.7	3.23	2.2%

2.50 Prestazioni di una pompa di calore aria-acqua R744 da 30 kW a Napoli

Tab. 96 – Napoli: energie mensili e stagionale del sistema edificio-impianto con sistema radiante

	Erogata PdC	Assorbita Pdc	Estr. Caldo	Elettr. AUX	Integrazione	COP	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]
Ott	266.1	75.9	250.6	15.6	0.0	3.50	0.0%
Nov	1467.2	433.6	1450.0	18.7	0.0	3.38	0.0%
Dic	4086.9	1251.3	4062.9	19.3	0.0	3.27	0.0%
Gen	4741.2	1478.1	4709.3	19.3	0.0	3.21	0.0%
Feb	4255.8	1338.3	4227.7	17.5	0.0	3.18	0.0%
Mar	2680.1	821.9	2661.7	19.3	0.0	3.26	0.0%
STAG	17497.3	5399.1	17362.1	109.8	0.0	3.24	0.0%

Tab. 97 – Napoli: energie mensili e stagionale del sistema edificio-impianto con ventil-convettori

	Erogata PdC	Assorbita Pdc	Estr. Caldo	Elettr. AUX	Integrazione	COP	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]
Ott	253.1	72.4	241.5	15.6	0.0	3.50	0.0%
Nov	1467.6	439.0	1441.7	18.7	0.0	3.34	0.0%
Dic	4095.5	1268.5	4062.7	19.3	0.0	3.23	0.0%
Gen	4741.6	1495.1	4709.6	19.3	0.0	3.17	0.0%
Feb	4257.8	1354.1	4228.1	17.5	0.0	3.14	0.0%
Mar	2678.9	831.3	2654.4	19.3	0.0	3.22	0.0%
STAG	17494.4	5460.4	17338.1	109.8	0.0	3.20	0.0%

Tab. 98 – Napoli: energie mensili e stagionale del sistema edificio-impianto con radiatori

	Erogata PdC	Assorbita Pdc	Estr. Caldo	Elettr. AUX	Integrazione	COP	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]
Ott	239.6	69.6	233.0	15.6	8.5	3.44	3.6%
Nov	1452.1	439.2	1433.9	18.7	17.8	3.31	1.2%
Dic	4092.5	1281.2	4061.5	19.3	5.3	3.19	0.1%
Gen	4747.5	1512.7	4708.5	19.3	2.6	3.14	0.1%
Feb	4259.7	1368.9	4225.9	17.5	3.6	3.11	0.1%
Mar	2676.0	839.4	2649.8	19.3	9.0	3.19	0.3%
STAG	17467.4	5511.0	17312.5	109.8	46.8	3.17	0.3%

2.51 Prestazioni di una pompa di calore aria-acqua R744 da 50 kW a Napoli

Tab. 99 – Napoli: energie mensili e stagionale del sistema edificio-impianto con sistema radiante

	Erogata PdC	Assorbita Pdc	Estr. Caldo	Elettr. AUX	Integrazione	COP	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]
Ott	463.1	132.5	450.7	15.6	0.0	3.50	0.0%
Nov	2458.6	731.6	2436.8	18.7	0.0	3.36	0.0%
Dic	6796.5	2096.8	6773.0	19.3	0.0	3.24	0.0%
Gen	7871.5	2472.2	7850.6	19.3	0.0	3.18	0.0%
Feb	7070.2	2239.6	7048.7	17.5	0.0	3.16	0.0%
Mar	4460.3	1377.5	4445.4	19.3	0.0	3.24	0.0%
STAG	29120.3	9050.2	29005.1	109.8	0.0	3.22	0.0%

Tab. 100 – Napoli: energie mensili e stagionale del sistema edificio-impianto con ventil-convettori

	Erogata PdC	Assorbita Pdc	Estr. Caldo	Elettr. AUX	Integrazione	COP	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]
Ott	464.9	134.5	450.6	15.6	0.0	3.46	0.0%
Nov	2461.4	741.0	2436.7	18.7	0.0	3.32	0.0%
Dic	6803.7	2123.4	6772.7	19.3	0.0	3.20	0.0%
Gen	7876.9	2502.0	7850.3	19.3	0.0	3.15	0.0%
Feb	7075.1	2266.6	7048.5	17.5	0.0	3.12	0.0%
Mar	4465.6	1395.1	4445.2	19.3	0.0	3.20	0.0%
STAG	29147.6	9162.6	29004.0	109.8	0.0	3.18	0.0%

Tab. 101 – Napoli: energie mensili e stagionale del sistema edificio-impianto con radiatori

	Erogata PdC	Assorbita Pdc	Estr. Caldo	Elettr. AUX	Integrazione	COP	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]
Ott	458.9	134.3	450.4	15.6	7.5	3.42	1.7%
Nov	2435.2	741.7	2436.7	18.7	35.4	3.28	1.5%
Dic	6811.3	2149.2	6773.1	19.3	10.5	3.17	0.2%
Gen	7892.8	2533.6	7850.8	19.3	0.5	3.12	0.0%
Feb	7085.2	2293.8	7049.0	17.5	2.3	3.09	0.0%
Mar	4465.2	1410.4	4445.3	19.3	14.1	3.17	0.3%
STAG	29148.6	9262.9	29005.4	109.8	70.2	3.15	0.2%

2.52 Sintesi dei risultati per la pompa di calore R744 aria-acqua operante a Napoli

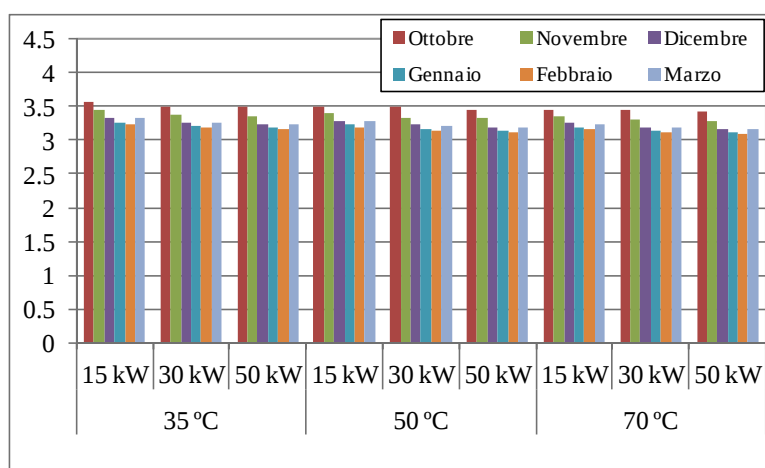


Fig. 99 – Napoli: confronto dei COP medi mensili dalla Pdc R744 aria-acqua in funzione della temperatura di erogazione e della taglia della pompa di calore

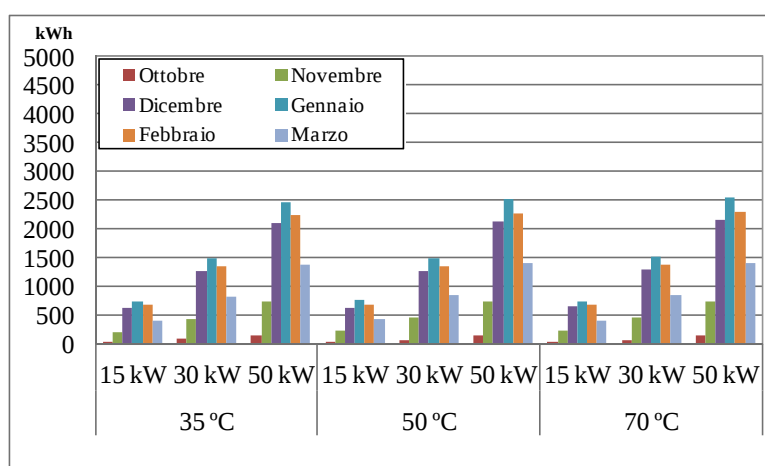


Fig. 100 – Napoli: confronto dell'energia elettrica mensile richiesta dalla Pdc R744 aria-acqua in funzione della temperatura di erogazione e della taglia della pompa di calore

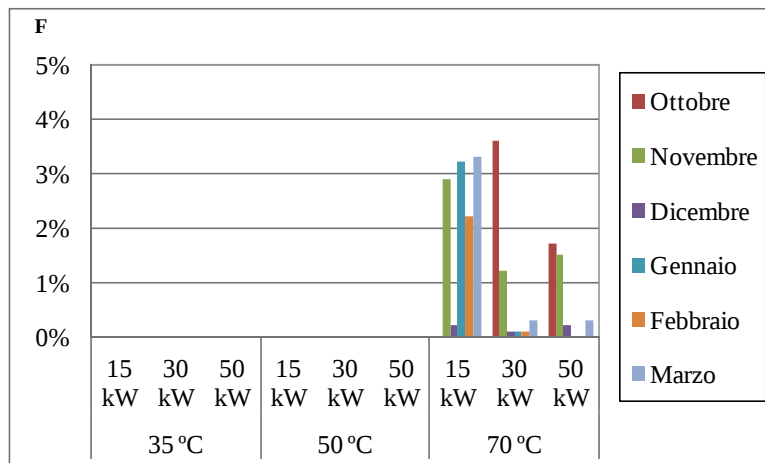


Fig. 102 – Napoli: confronto della frazione mensile di energia integrativa richiesta dalla Pdc R744 aria-acqua in funzione della temperatura di erogazione e della taglia della pompa di calore

2.53 Prestazioni di una pompa di calore aria-acqua R744 da 15 kW a Palermo

Le tabb. 102-110 riportano i risultati ottenuti con la pompa di calore aria-acqua ubicata a Palermo.

Tab. 102 – Palermo: energie mensili e stagionale del sistema edificio-impianto con sistema radiante

	Erogata PdC	Assorbita Pdc	Estr. Caldo	Elett. AUX	Integrazione	COP	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]
Ott	122.4	33.8	108.8	15.3	0.0	3.62	0.0%
Nov	561.2	162.6	541.3	18.7	0.0	3.45	0.0%
Dic	1810.3	541.5	1789.0	19.3	0.0	3.34	0.0%
Gen	2137.8	649.9	2116.8	19.3	0.0	3.29	0.0%
Feb	1742.5	532.8	1730.2	17.5	0.0	3.27	0.0%
Mar	1258.9	381.0	1238.1	19.3	0.0	3.30	0.0%
STAG	7633.2	2301.7	7524.4	109.5	0.0	3.32	0.0%

Tab. 103 – Palermo: energie mensili e stagionale del sistema edificio-impianto con ventil-convettori

	Erogata PdC	Assorbita Pdc	Estr. Caldo	Elett. AUX	Integrazione	COP	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]
Ott	120.3	33.8	107.8	15.3	0.0	3.56	0.0%
Nov	560.3	164.8	535.2	18.7	0.0	3.40	0.0%
Dic	1824.5	552.4	1790.4	19.3	0.0	3.30	0.0%
Gen	2154.3	662.3	2120.9	19.3	0.0	3.25	0.0%
Feb	1764.4	546.2	1732.0	17.5	0.0	3.23	0.0%
Mar	1263.8	385.9	1235.0	19.3	0.0	3.27	0.0%
STAG	7687.6	2345.4	7521.3	109.5	0.0	3.28	0.0%

Tab. 104 – Palermo: energie mensili e stagionale del sistema edificio-impianto con radiatori

	Erogata PdC	Assorbita Pdc	Estr. Caldo	Elettr. AUX	Integrazione	COP	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]
Ott	112.0	32.0	112.5	15.3	0	3.50	0%
Nov	544.4	161.5	528.9	18.7	15.1	3.37	2.9%
Dic	1807.2	553.7	1790.5	19.3	31.1	3.26	1.7%
Gen	2149.5	667.3	2125.7	19.3	25.5	3.22	1.2%
Feb	1768.8	553.1	1734.4	17.5	4.0	3.20	0.2%
Mar	1262.4	390.3	1230.3	19.3	16.8	3.23	1.4%
STAG	7644.2	2358.0	7522.3	109.5	92.6	3.24	1.6%

2.54 Prestazioni di una pompa di calore aria-acqua R744 da 30 kW a Palermo

Tab. 105 – Palermo: energie mensili e stagionale del sistema edificio-impianto con sistema radiante

	Erogata PdC	Assorbita Pdc	Estr. Caldo	Elettr. AUX	Integrazione	COP	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]
Ott	253.8	72.2	235.4	15.3	0.0	3.52	0.0%
Nov	1122.9	331.5	1111.2	18.7	0.0	3.39	0.0%
Dic	3603.8	1098.3	3577.7	19.3	0.0	3.28	0.0%
Gen	4253.2	1316.5	4225.6	19.3	0.0	3.23	0.0%
Feb	3483.2	1084.9	3458.1	17.5	0.0	3.21	0.0%
Mar	2507.6	771.4	2489.0	19.3	0.0	3.25	0.0%
STAG	15224.5	4674.8	15096.9	109.5	0.0	3.26	0.0%

Tab. 106 – Palermo: energie mensili e stagionale del sistema edificio-impianto con ventil-convettori

	Erogata PdC	Assorbita Pdc	Estr. Caldo	Elettr. AUX	Integrazione	COP	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]
Ott	240.7	68.9	225.5	15.3	0.0	3.49	0.0%
Nov	1121.5	335.2	1100.6	18.7	0.0	3.35	0.0%
Dic	3605.1	1111.5	3576.6	19.3	0.0	3.24	0.0%
Gen	4258.5	1333.3	4225.2	19.3	0.0	3.19	0.0%
Feb	3482.2	1096.9	3456.8	17.5	0.0	3.17	0.0%
Mar	2509.9	781.3	2482.4	19.3	0.0	3.21	0.0%
STAG	15217.9	4727.2	15067.0	109.5	0.0	3.22	0.0%

Tab. 107 – Palermo: energie mensili e stagionale del sistema edificio-impianto con radiatori

	Erogata PdC	Assorbita Pdc	Estr. Caldo	Elettr. AUX	Integrazione	COP	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]
Ott	227.5	65.8	217.7	15.3	8.6	3.46	4.0%
Nov	1107.7	334.6	1088.8	18.7	11.8	3.31	1.1%
Dic	3582.7	1117.3	3574.5	19.3	30.3	3.21	0.8%
Gen	4242.1	1342.7	4225.8	19.3	21.1	3.16	0.5%
Feb	3481.6	1108.4	3455.8	17.5	5.7	3.14	0.2%
Mar	2492.5	784.5	2477.7	19.3	21.2	3.18	0.9%
STAG	15134.1	4753.3	15040.2	109.5	98.8	3.18	0.7%

2.55 Prestazioni di una pompa di calore aria-acqua R744 da 50 kW a Palermo

Tab. 108 – Palermo: energie mensili e stagionale del sistema edificio-impianto con sistema radiante

	Erogata PdC	Assorbita Pdc	Estr. Caldo	Elettr. AUX	Integrazione	COP	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]
Ott	438.0	125.0	424.4	15.3	0.0	3.50	0.0%
Nov	1894.7	562.6	1875.8	18.7	0.0	3.37	0.0%
Dic	5988.9	1839.0	5964.6	19.3	0.0	3.26	0.0%
Gen	7068.5	2204.5	7045.9	19.3	0.0	3.21	0.0%
Feb	5785.6	1815.1	5768.0	17.5	0.0	3.19	0.0%
Mar	4177.3	1294.0	4158.4	19.3	0.0	3.23	0.0%
STAG	25352.9	7840.3	25237.1	109.5	0.0	3.23	0.0%

Tab. 109 – Palermo: energie mensili e stagionale del sistema edificio-impianto con ventil-convettori

	Erogata PdC	Assorbita Pdc	Estr. Caldo	Elettr. AUX	Integrazione	COP	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]
Ott	436.3	125.8	424.4	15.3	0.0	3.47	0.0%
Nov	1902.6	571.7	1875.7	18.7	0.0	3.33	0.0%
Dic	5993.0	1861.7	5964.4	19.3	0.0	3.22	0.0%
Gen	7074.5	2231.6	7045.5	19.3	0.0	3.17	0.0%
Feb	5791.4	1837.6	5767.7	17.5	0.0	3.15	0.0%
Mar	4180.6	1309.9	4158.3	19.3	0.0	3.19	0.0%
STAG	25378.5	7938.5	25236.0	109.5	0.0	3.20	0.0%

Tab. 110 – Palermo: energie mensili e stagionale del sistema edificio-impianto con radiatori

	Erogata PdC	Assorbita Pdc	Estr. Caldo	Elettr. AUX	Integrazione	COP	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]
Ott	432.0	126.0	424.3	15.3	7.2	3.43	1.7%
Nov	1894.3	575.7	1875.7	18.7	14.1	3.29	0.7%
Dic	6000.9	1884.7	5964.5	19.3	4.2	3.18	0.1%
Gen	7095.8	2262.1	7045.9	19.3	1.3	3.14	0.0%
Feb	5796.5	1859.0	5768.1	17.5	7.9	3.12	0.1%
Mar	4177.8	1323.7	4158.2	19.3	18.3	3.16	0.4%
STAG	25397.3	8031.2	25236.8	109.5	52.9	3.16	0.2%

2.56 Sintesi dei risultati per la pompa di calore R744 aria-acqua operante a Palermo

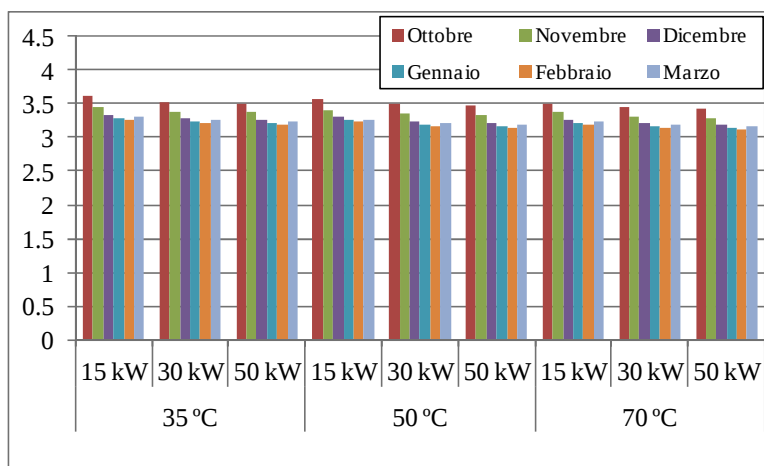


Fig. 103 – Palermo: confronto dei COP medi mensili dalla Pdc R744 aria-acqua in funzione della temperatura di erogazione e della taglia della pompa di calore

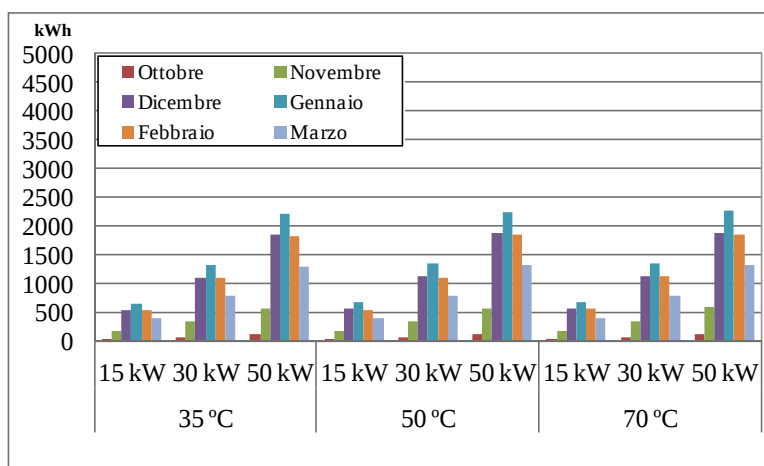


Fig. 104 – Palermo: confronto dell'energia elettrica mensile richiesta dalla Pdc R744 aria-acqua in funzione della temperatura di erogazione e della taglia della pompa di calore

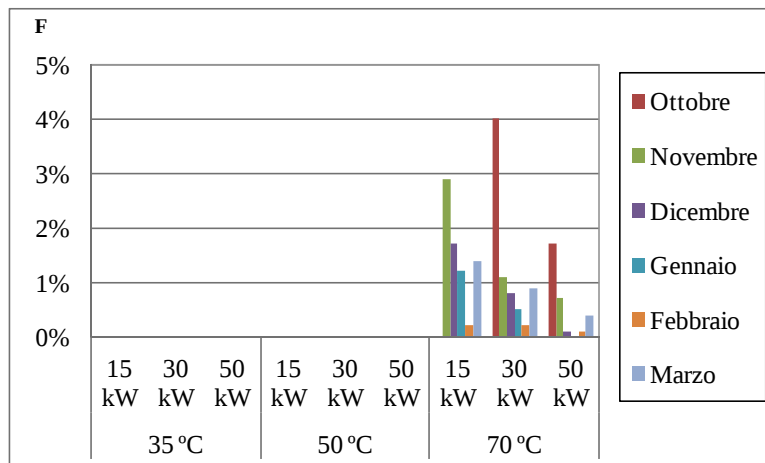


Fig. 105 – Palermo: confronto della frazione mensile di energia integrativa richiesta dalla Pdc R744 aria-acqua in funzione della temperatura di erogazione e della taglia della pompa di calore

2.57 Prestazioni di una pompa di calore aria-acqua R410a

Nei paragrafi successivi sono riportate le prestazioni energetiche conseguibili con una pompa di calore R410a che utilizza come sorgente fredda l'aria esterna per applicazioni di riscaldamento del medesimo edificio di riferimento. Le simulazioni dinamiche sono state condotte facendo riferimento alla stessa configurazione impiantistica utilizzata per determinare le prestazioni energetiche delle pompe di calore gemelle impieganti R744. In tale impianto il sistema integrativo riversa differenti quantità di energia termica nel serbatoio di accumulo caldo in quanto le temperature bivalenti e le temperature operative limite per le macchine R410a presentano valori differenti rispetto alle pompe di calore gemelle R744. Nel modello della pompa di calore simulata si trascurano gli effetti dell'umidità dell'aria esterna. Nessuna penalizzazione del COP a seguito del funzionamento modulante è stata considerata in quanto le macchine simulate sono provviste di inverter. Le simulazioni sono state condotte con riferimento a terminali a bassa e media temperatura poiché il modello di pompa di calore R410a aria-acqua simulato presenta una temperatura di erogazione massima pari a 55°C.

2.58 Prestazioni di una pompa di calore aria-acqua R410a da 15 kW a Milano

Tab. 111 – Milano: energie mensili e stagionale del sistema edificio-impianto analizzato con sistema radiante

	Erogata PdC	Assorbita Pdc	Estr. Caldo	Elettr. AUX	Integrazione	COP	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]
Sett	105.2	25.1	85.4	12.6	0.0	4.19	0.0%
Ott	1131.0	293.9	1118.1	19.3	0.0	3.85	0.0%
Nov	3408.1	970.2	3379.4	18.7	0.0	3.51	0.0%
Dic	4582.7	1405.3	4893.5	19.3	346.7	3.26	7.1%
Gen	4574.9	1431.2	4943.2	19.3	414.8	3.20	8.4%
Feb	3841.5	1166.0	4057.3	17.5	262.6	3.29	6.5%
Mar	2753.9	778.1	2731.7	19.3	0.0	3.54	0.0%
Apr	1057.3	281.3	1038.5	18.5	0.0	3.76	0.0%
STAG	21454.6	6351.1	22247.0	144.6	1024.1	3.38	4.6%

Tab. 112 – Milano: energie mensili e stagionale del sistema edificio-impianto analizzato con ventil-convettori

	Erogata PdC	Assorbita Pdc	Estr. Caldo	Elettr. AUX	Integrazione	COP	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]
Sett	118.7	29.1	99.9	12.6	0.0	4.08	0.0%
Ott	1140.3	302.9	1124.5	19.3	0.0	3.76	0.0%
Nov	3411.5	992.1	3375.6	18.7	0.0	3.44	0.0%
Dic	4594.5	1440.0	4896.2	19.3	334.8	3.19	6.8%
Gen	4567.4	1460.1	4944.7	19.3	421.8	3.13	8.5%
Feb	3842.7	1191.6	4057.9	17.5	266.0	3.22	6.6%
Mar	2753.8	794.3	2728.3	19.3	0.0	3.47	0.0%
Apr	1073.9	291.6	1049.9	18.5	0.0	3.68	0.0%
STAG	21502.9	6501.8	22277.0	144.6	1022.6	3.31	4.6%

2.59 Prestazioni di una pompa di calore aria-acqua R410a da 30 kW a Milano

Tab. 113 – Milano: energie mensili e stagionale del sistema edificio-impianto analizzato con sistema radiante

	Erogata PdC	Assorbita Pdc	Estr. Caldo	Elettr. AUX	Integrazione	COP	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]
Sett	201.9	49.5	186.1	12.6	0.0	4.08	0.0%
Ott	2258.9	597.8	2242.4	19.3	0.0	3.78	0.0%
Nov	6779.6	1965.3	6748.8	18.7	0.0	3.45	0.0%
Dic	9089.4	2835.1	9779.1	19.3	705.7	3.21	7.2%
Gen	9062.4	2882.5	9876.7	19.3	845.3	3.14	8.6%
Feb	7613.9	2350.7	8106.2	17.5	531.8	3.24	6.6%
Mar	5475.6	1574.8	5452.9	19.3	0.0	3.48	0.0%
Apr	2101.5	568.8	2087.6	18.5	0.0	3.69	0.0%
STAG	42583.2	12824.6	44479.7	144.6	2082.8	3.32	4.7%

Tab. 114 – Milano: energie mensili e stagionale del sistema edificio-impianto analizzato con ventil-convettori

	Erogata PdC	Assorbita Pdc	Estr. Caldo	Elettr. AUX	Integrazione	COP	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]
Sett	197.4	49.2	185.7	12.6	0.0	4.01	0.0%
Ott	2262.2	612.3	2237.7	19.3	0.0	3.69	0.0%
Nov	6788.1	2009.7	6750.6	18.7	0.0	3.38	0.0%
Dic	9094.2	2897.8	9779.0	19.3	709.8	3.14	7.3%
Gen	9069.5	2948.5	9877.1	19.3	846.0	3.08	8.6%
Feb	7622.5	2404.5	8106.3	17.5	529.7	3.17	6.5%
Mar	5481.7	1610.3	5452.4	19.3	0.0	3.40	0.0%
Apr	2106.6	582.8	2084.9	18.5	0.0	3.61	0.0%
STAG	42622.2	13115.2	44473.7	144.6	2085.5	3.25	4.7%

2.60 Prestazioni di una pompa di calore aria-acqua R410a da 50 kW a Milano

Tab. 115 – Milano: energie mensili e stagionale del sistema edificio-impianto analizzato con sistema radiante

	Erogata PdC	Assorbita Pdc	Estr. Caldo	Elettr. AUX	Integrazione	COP	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]
Sett	277.1	68.2	264.0	12.6	0.0	4.06	0.0%
Ott	2998.3	799.1	2979.7	19.3	0.0	3.75	0.0%
Nov	8934.4	2607.6	8906.5	18.7	0.0	3.43	0.0%
Dic	11959.0	3747.4	12890.8	19.3	939.4	3.19	7.3%
Gen	11917.8	3807.1	13018.7	19.3	1124.8	3.13	8.6%
Feb	10018.3	3108.5	10687.6	17.5	705.5	3.22	6.6%
Mar	7227.4	2092.8	7201.9	19.3	0.0	3.45	0.0%
Apr	2789.9	760.2	2777.7	18.5	0.0	3.67	0.0%
STAG	56122.2	16990.8	58726.9	144.6	2769.7	3.30	4.7%

Tab. 116 – Milano: energie mensili e stagionale del sistema edificio-impianto analizzato con ventil-convettori

	Erogata PdC	Assorbita Pdc	Estr. Caldo	Elettr. AUX	Integrazione	COP	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]
Sett	275.9	69.5	263.9	12.6	0.0	3.97	0.0%
Ott	3006.8	819.6	2979.4	19.3	0.0	3.67	0.0%
Nov	8936.0	2663.3	8906.1	18.7	0.0	3.36	0.0%
Dic	11964.6	3828.3	12890.6	19.3	940.5	3.13	7.3%
Gen	11922.8	3890.4	13018.5	19.3	1125.6	3.06	8.6%
Feb	10023.9	3176.5	10687.5	17.5	705.5	3.16	6.6%
Mar	7232.3	2138.9	7201.7	19.3	0.0	3.38	0.0%
Apr	2798.2	779.4	2777.6	18.5	0.0	3.59	0.0%
STAG	56160.5	17365.9	58725.3	144.6	2771.6	3.23	4.7%

2.61 Sintesi dei risultati per la pompa di calore R744 aria-acqua operante a Milano

Di seguito sono rispettivamente riportati in figg. 93-b, 94-b e 95-b l'andamento mensile del COP, dell'energia elettrica assorbita dalla pompa di calore e della frazione integrativa richiesta dai dispositivi ausiliari, al variare della taglia della macchina e delle temperatura di erogazione dei terminali di erogazione.

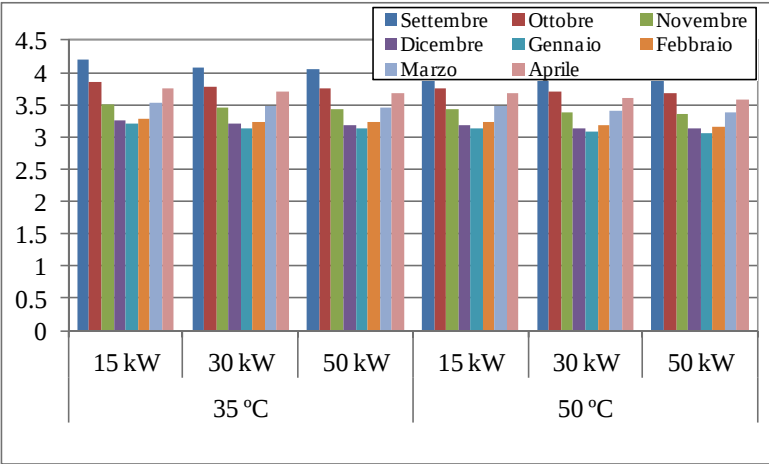


Fig. 93-b – Milano: confronto dei COP medi mensili dalla Pdc R410a aria-acqua in funzione della temperatura di erogazione e della taglia della pompa di calore

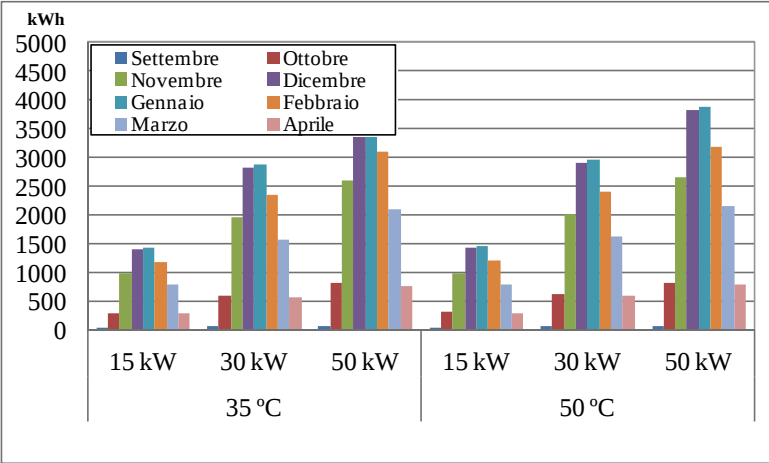


Fig. 94-b – Milano: confronto dell'energia elettrica mensile richiesta dalla Pdc R410a aria-acqua in funzione della temperatura di erogazione e della taglia della pompa di calore

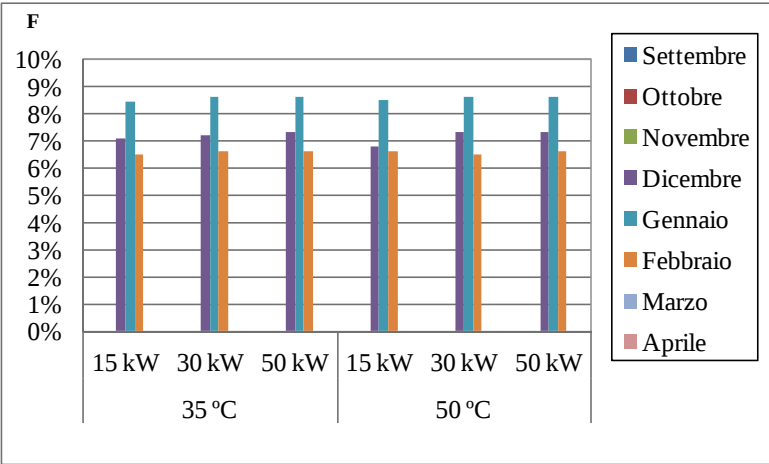


Fig. 95-b – Milano: confronto della frazione mensile di energia integrativa richiesta dalla Pdc R410a aria-acqua in funzione della temperatura di erogazione e della taglia della pompa di calore

2.62 Prestazioni di una pompa di calore aria-acqua R410a da 15 kW a Roma

Tab. 117 – Roma: energie mensili e stagionale del sistema edificio-impianto analizzato con sistema radiante

	Erogata PdC	Assorbita Pdc	Estr. Caldo	Elettr. AUX	Integrazione	COP	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]
Ott	284.3	71.4	261.5	18.5	0.0	3.98	0.0%
Nov	1622.1	429.4	1604.6	18.7	0.0	3.78	0.0%
Dic	3063.7	855.4	3040.3	19.3	0.0	3.58	0.0%
Gen	3223.4	918.5	3199.7	19.3	0.0	3.51	0.0%
Feb	2664.7	755.8	2637.8	17.5	0.0	3.53	0.0%
Mar	1868.2	510.3	1850.3	19.3	0.0	3.66	0.0%
STAG	12726.4	3540.7	12594.3	112.7	0.0	3.59	0.0%

Tab. 118 – Roma: energie mensili e stagionale del sistema edificio-impianto analizzato con ventil-convettori

	Erogata PdC	Assorbita Pdc	Estr. Caldo	Elettr. AUX	Integrazione	COP	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]
Ott	273.7	69.7	257.3	18.5	0.0	3.93	0.0%
Nov	1632.4	442.2	1601.2	18.7	0.0	3.69	0.0%
Dic	3082.4	879.3	3044.4	19.3	0.0	3.51	0.0%
Gen	3248.4	945.7	3204.7	19.3	0.0	3.43	0.0%
Feb	2679.1	776.2	2640.8	17.5	0.0	3.45	0.0%
Mar	1877.5	524.3	1847.2	19.3	0.0	3.58	0.0%
STAG	12793.5	3637.5	12595.6	112.7	0.0	3.52	0.0%

2.63 Prestazioni di una pompa di calore aria-acqua R410a da 30 kW a Roma

Tab 119 – Roma: energie mensili e stagionale del sistema edificio-impianto analizzato con sistema radiante

	Erogata PdC	Assorbita Pdc	Estr. Caldo	Elettr. AUX	Integrazione	COP	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]
Ott	573.4	146.0	557.3	18.5	0.0	3.93	0.0%
Nov	3231.5	871.0	3207.9	18.7	0.0	3.71	0.0%
Dic	6095.9	1733.2	6068.1	19.3	0.0	3.52	0.0%
Gen	6408.7	1859.4	6380.6	19.3	0.0	3.45	0.0%
Feb	5284.4	1525.6	5255.8	17.5	0.0	3.46	0.0%
Mar	3720.7	1034.5	3700.1	19.3	0.0	3.60	0.0%
STAG	25314.6	7169.8	25169.9	112.7	0.0	3.53	0.0%

Tab. 120 – Roma: energie mensili e stagionale del sistema edificio-impianto analizzato con ventil-convettori

	Erogata PdC	Assorbita Pdc	Estr. Caldo	Elettr. AUX	Integrazione	COP	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]
Ott	561.5	146.4	545.8	18.5	0.0	3.84	0.0%
Nov	3233.3	890.8	3206.5	18.7	0.0	3.63	0.0%
Dic	6104.8	1773.0	6066.3	19.3	0.0	3.44	0.0%
Gen	6417.7	1901.7	6381.3	19.3	0.0	3.37	0.0%
Feb	5301.3	1563.3	5268.1	17.5	0.0	3.39	0.0%
Mar	3724.2	1057.8	3698.1	19.3	0.0	3.52	0.0%
STAG	25342.7	7332.9	25166.1	112.7	0.0	3.46	0.0%

2.64 Prestazioni di una pompa di calore aria-acqua R410a da 50 kW a Roma

Tab. 121 – Roma: energie mensili e stagionale del sistema edificio-impianto analizzato con sistema radiante

	Erogata PdC	Assorbita Pdc	Estr. Caldo	Elettr. AUX	Integrazione	COP	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]
Ott	976.3	249.8	957.5	18.5	0.0	3.91	0.0%
Nov	5374.0	1458.9	5350.3	18.7	0.0	3.68	0.0%
Dic	10128.6	2898.8	10107.3	19.3	0.0	3.49	0.0%
Gen	10659.1	3112.3	10637.3	19.3	0.0	3.42	0.0%
Feb	8792.4	2554.1	8771.1	17.5	0.0	3.44	0.0%
Mar	6191.4	1733.8	6169.1	19.3	0.0	3.57	0.0%
STAG	42121.9	12007.7	41992.6	112.7	0.0	3.51	0.0%

Tab. 122 – Roma: energie mensili e stagionale del sistema edificio-impianto analizzato con ventil-convettori

	Erogata PdC	Assorbita Pdc	Estr. Caldo	Elettr. AUX	Integrazione	COP	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]
Ott	972.7	254.6	957.4	18.5	0.0	3.82	0.0%
Nov	5381.5	1493.4	5350.0	18.7	0.0	3.60	0.0%
Dic	10133.5	2961.7	10107.1	19.3	0.0	3.42	0.0%
Gen	10664.9	3179.4	10637.2	19.3	0.0	3.35	0.0%
Feb	8798.2	2609.8	8770.8	17.5	0.0	3.37	0.0%
Mar	6198.1	1773.0	6168.9	19.3	0.0	3.50	0.0%
STAG	42148.9	12272.0	41991.4	112.7	0.0	3.43	0.0%

2.65 Sintesi dei risultati per la pompa di calore R410a aria-acqua operante a Roma

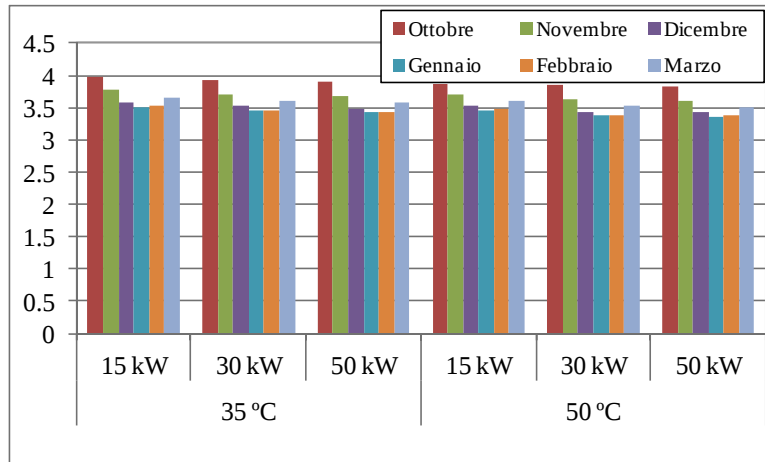


Fig. 96-b – Roma: confronto dei COP medi mensili dalla Pdc R410a aria-acqua in funzione della temperatura di erogazione e della taglia della pompa di calore

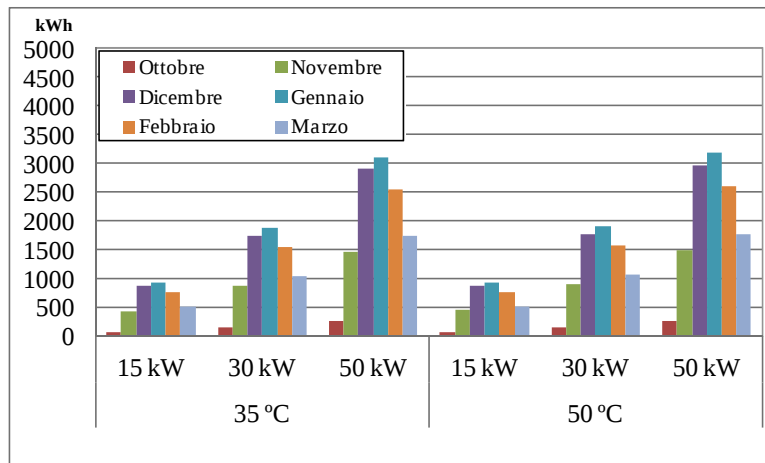


Fig. 97-b – Roma: confronto dell'energia elettrica mensile richiesta dalla Pdc R410a aria-acqua in funzione della temperatura di erogazione e della taglia della pompa di calore

2.66 Prestazioni di una pompa di calore aria-acqua R410a da 15 kW a Napoli

Tab. 123 – Napoli: energie mensili e stagionale del sistema edificio-impianto analizzato con sistema radiante

	Erogata PdC	Assorbita Pdc	Estr. Caldo	Elettr. AUX	Integrazione	COP	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]
Ott	132.6	32.1	115.4	15.6	0.0	4.13	0.0%
Nov	726.2	184.9	714.4	18.7	0.0	3.93	0.0%
Dic	2059.7	547.4	2034.8	19.3	0.0	3.76	0.0%
Gen	2378.0	645.1	2361.1	19.3	0.0	3.69	0.0%
Feb	2141.0	587.3	2118.9	17.5	0.0	3.65	0.0%
Mar	1346.7	359.0	1326.3	19.3	0.0	3.75	0.0%
STAG	8784.2	2355.9	8670.9	109.8	0.0	3.73	0.0%

Tab. 124 – Napoli: energie mensili e stagionale del sistema edificio-impianto analizzato con ventil-convettori

	Erogata PdC	Assorbita Pdc	Estr. Caldo	Elettr. AUX	Integrazione	COP	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]
Ott	130.3	33.0	114.5	15.6	0.0	3.95	0.0%
Nov	725.0	189.8	707.3	18.7	0.0	3.82	0.0%
Dic	2068.5	562.3	2033.0	19.3	0.0	3.68	0.0%
Gen	2391.7	663.0	2361.5	19.3	0.0	3.61	0.0%
Feb	2148.0	602.2	2119.1	17.5	0.0	3.57	0.0%
Mar	1346.4	366.6	1321.4	19.3	0.0	3.67	0.0%
STAG	8809.8	2416.9	8656.8	109.8	0.0	3.65	0.0%

2.67 Prestazioni di una pompa di calore aria-acqua R410a da 30 kW a Napoli

Tab. 125 – Napoli: energie mensili e stagionale del sistema edificio-impianto analizzato con sistema radiante

	Erogata PdC	Assorbita Pdc	Estr. Caldo	Elettr. AUX	Integrazione	COP	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]
Ott	265.4	65.8	252.3	15.6	0.0	4.03	0.0%
Nov	1468.4	380.8	1451.4	18.7	0.0	3.86	0.0%
Dic	4087.2	1106.3	4064.0	19.3	0.0	3.69	0.0%
Gen	4733.8	1307.9	4710.6	19.3	0.0	3.62	0.0%
Feb	4256.3	1188.9	4228.9	17.5	0.0	3.58	0.0%
Mar	2680.7	726.3	2663.4	19.3	0.0	3.69	0.0%
STAG	17491.8	4776.0	17370.4	109.8	0.0	3.66	0.0%

Tab. 126 – Napoli: energie mensili e stagionale del sistema edificio-impianto analizzato con ventil-convettori

	Erogata PdC	Assorbita Pdc	Estr. Caldo	Elettr. AUX	Integrazione	COP	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]
Ott	254.7	64.6	243.8	15.6	0.0	3.94	0.0%
Nov	1466.8	389.5	1444.1	18.7	0.0	3.77	0.0%
Dic	4092.3	1132.5	4063.3	19.3	0.0	3.61	0.0%
Gen	4739.2	1337.5	4709.9	19.3	0.0	3.54	0.0%
Feb	4261.5	1215.9	4228.0	17.5	0.0	3.50	0.0%
Mar	2680.4	742.7	2655.8	19.3	0.0	3.61	0.0%
STAG	17494.9	4882.7	17344.8	109.8	0.0	3.58	0.0%

2.68 Prestazioni di una pompa di calore aria-acqua R410a da 50 kW a Napoli

Tab. 127 – Napoli: energie mensili e stagionale del sistema edificio-impianto analizzato con sistema radiante

	Erogata PdC	Assorbita Pdc	Estr. Caldo	Elettr. AUX	Integrazione	COP	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]
Ott	463.1	115.4	450.6	15.6	0.0	4.01	0.0%
Nov	2456.9	641.4	2436.6	18.7	0.0	3.83	0.0%
Dic	6796.3	1853.4	6772.7	19.3	0.0	3.67	0.0%
Gen	7872.8	2191.6	7850.2	19.3	0.0	3.59	0.0%
Feb	7068.1	1988.2	7048.3	17.5	0.0	3.55	0.0%
Mar	4459.0	1216.9	4445.1	19.3	0.0	3.66	0.0%
STAG	29116.2	8006.9	29003.5	109.8	0.0	3.64	0.0%

Tab. 128 – Napoli: energie mensili e stagionale del sistema edificio-impianto analizzato con ventil-convettori

	Erogata PdC	Assorbita Pdc	Estr. Caldo	Elettr. AUX	Integrazione	COP	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]
Ott	463.7	118.2	450.5	15.6	0.0	3.92	0.0%
Nov	2459.8	657.1	2436.4	18.7	0.0	3.74	0.0%
Dic	6803.0	1896.7	6772.3	19.3	0.0	3.59	0.0%
Gen	7879.1	2240.2	7849.9	19.3	0.0	3.52	0.0%
Feb	7073.3	2032.4	7048.1	17.5	0.0	3.48	0.0%
Mar	4467.9	1246.4	4444.9	19.3	0.0	3.58	0.0%
STAG	29146.7	8191.1	29002.3	109.8	0.0	3.56	0.0%

2.69 Sintesi dei risultati per la pompa di calore R410 aria-acqua operante a Napoli

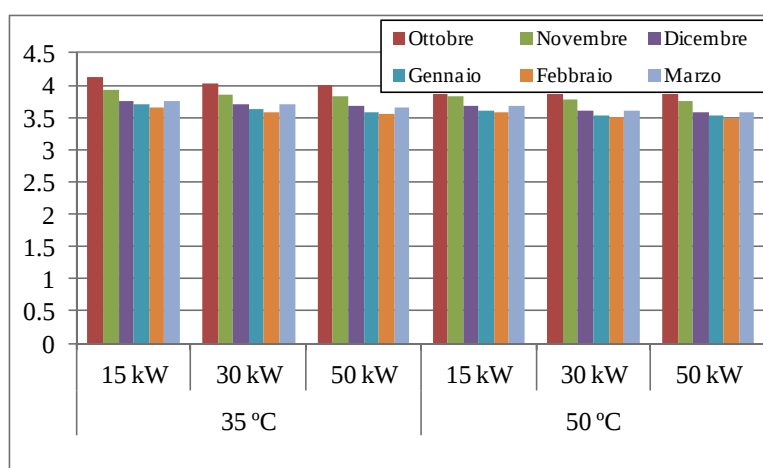


Fig. 99-b – Napoli: confronto dei COP medi mensili dalla Pdc R410a aria-acqua in funzione della temperatura di erogazione e della taglia della pompa di calore

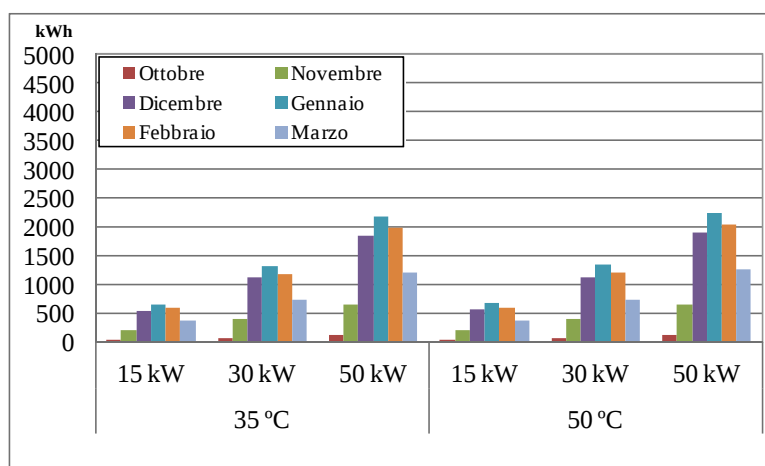


Fig. 100-b – Napoli: confronto dell’energia elettrica mensile richiesta dalla Pdc R410a aria-acqua in funzione della temperatura di erogazione e della taglia della pompa di calore

2.70 Prestazioni di una pompa di calore aria-acqua R410a da 15 kW a Palermo

Tab. 129 – Palermo: energie mensili e stagionale del sistema edificio-impianto analizzato con sistema radiante

	Erogata PdC	Assorbita PdC	Estr. Caldo	Elettr. AUX	Integrazione	COP	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]
Ott	122.1	29.7	108.8	15.3	0.0	4.11	0.0%
Nov	562.0	143.6	542.2	18.7	0.0	3.91	0.0%
Dic	1810.7	478.8	1790.6	19.3	0.0	3.78	0.0%
Gen	2140.5	576.0	2119.1	19.3	0.0	3.72	0.0%
Feb	1741.8	472.5	1731.2	17.5	0.0	3.69	0.0%
Mar	1257.2	336.7	1239.3	19.3	0.0	3.73	0.0%
STAG	7634.4	2037.3	7531.1	109.5	0.0	3.75	0.0%

Tab. 130 – Palermo: energie mensili e stagionale del sistema edificio-impianto analizzato con ventil-convettori

	Erogata PdC	Assorbita PdC	Estr. Caldo	Elettr. AUX	Integrazione	COP	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]
Ott	123.5	31.1	107.9	15.3	0.0	3.97	0.0%
Nov	553.3	144.8	535.5	18.7	0.0	3.82	0.0%
Dic	1818.1	491.8	1787.9	19.3	0.0	3.70	0.0%
Gen	2146.7	590.2	2117.6	19.3	0.0	3.64	0.0%
Feb	1756.6	487.1	1729.6	17.5	0.0	3.61	0.0%
Mar	1263.2	345.5	1233.8	19.3	0.0	3.66	0.0%
STAG	7661.4	2090.6	7512.2	109.5	0.0	3.66	0.0%

2.71 Prestazioni di una pompa di calore aria-acqua R410a da 30 kW a Palermo

Tab. 131 – Palermo: energie mensili e stagionale del sistema edificio-impianto analizzato con sistema radiante

	Erogata PdC	Assorbita Pdc	Estr. Caldo	Elett. AUX	Integrazione	COP	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]
Ott	248.3	61.3	236.3	15.3	0.0	4.05	0.0%
Nov	1130.0	292.4	1112.6	18.7	0.0	3.86	0.0%
Dic	3602.1	969.7	3578.8	19.3	0.0	3.71	0.0%
Gen	4248.9	1164.1	4226.9	19.3	0.0	3.65	0.0%
Feb	3477.8	960.0	3459.2	17.5	0.0	3.62	0.0%
Mar	2511.9	683.4	2490.2	19.3	0.0	3.68	0.0%
STAG	15219.0	4130.9	15104.0	109.5	0.0	3.68	0.0%

Tab. 132 – Palermo: energie mensili e stagionale del sistema edificio-impianto analizzato con ventil-convettori

	Erogata PdC	Assorbita Pdc	Estr. Caldo	Elett. AUX	Integrazione	COP	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]
Ott	241.3	60.9	228.0	15.3	0.0	3.96	0.0%
Nov	1123.2	297.7	1103.6	18.7	0.0	3.77	0.0%
Dic	3605.0	992.3	3577.2	19.3	0.0	3.63	0.0%
Gen	4252.3	1189.9	4225.9	19.3	0.0	3.57	0.0%
Feb	3488.3	984.1	3457.5	17.5	0.0	3.54	0.0%
Mar	2507.4	697.4	2484.3	19.3	0.0	3.60	0.0%
STAG	15217.6	4222.3	15076.4	109.5	0.0	3.60	0.0%

2.72 Prestazioni di una pompa di calore aria-acqua R410a da 50 kW a Palermo

Tab. 133 – Palermo: energie mensili e stagionale del sistema edificio-impianto analizzato con sistema radiante

	Erogata PdC	Assorbita Pdc	Estr. Caldo	Elett. AUX	Integrazione	COP	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]
Ott	439.0	109.1	424.4	15.3	0.0	4.02	0.0%
Nov	1890.9	492.3	1875.8	18.7	0.0	3.84	0.0%
Dic	5990.5	1624.6	5964.2	19.3	0.0	3.69	0.0%
Gen	7066.7	1950.5	7045.5	19.3	0.0	3.62	0.0%
Feb	5787.7	1609.3	5767.6	17.5	0.0	3.60	0.0%
Mar	4176.7	1144.1	4158.2	19.3	0.0	3.65	0.0%
STAG	25351.5	6929.9	25235.7	109.5	0.0	3.66	0.0%

Tab. 134 – Palermo: energie mensili e stagionale del sistema edificio-impianto analizzato con ventil-convettori

	Erogata PdC	Assorbita Pdc	Estr. Caldo	Elettr. AUX	Integrazione	COP	F
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[-]
Ott	436.0	110.9	424.3	15.3	0.0	3.93	0.0%
Nov	1896.6	505.3	1875.8	18.7	0.0	3.75	0.0%
Dic	5997.2	1663.2	5964.0	19.3	0.0	3.61	0.0%
Gen	7074.8	1994.8	7045.2	19.3	0.0	3.55	0.0%
Feb	5792.4	1645.5	5767.4	17.5	0.0	3.52	0.0%
Mar	4181.3	1170.6	4158.0	19.3	0.0	3.57	0.0%
STAG	25378.2	7090.5	25234.6	109.5	0.0	3.58	0.0%

2.73 Sintesi dei risultati per la pompa di calore R410a aria-acqua operante a Palermo

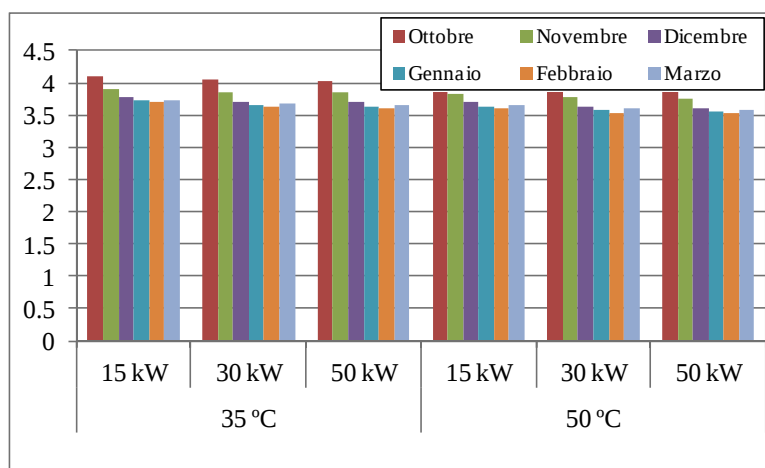


Fig. 103b – Palermo: confronto dei COP medi mensili dalla Pdc R744 aria-acqua in funzione della temperatura di erogazione e della taglia della pompa di calore

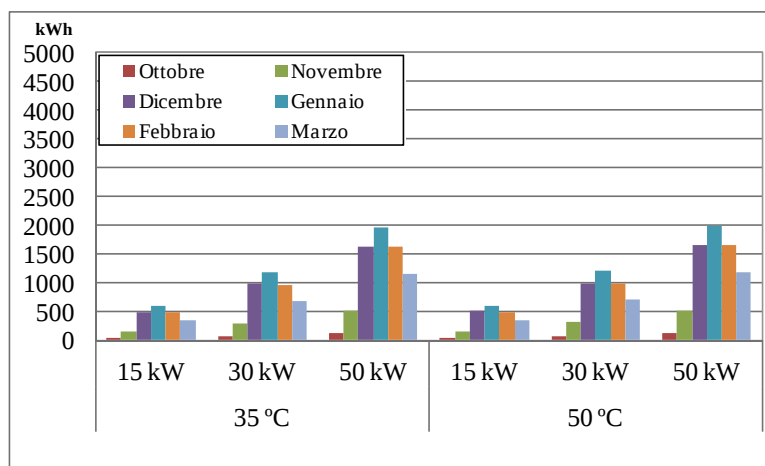


Fig. 104b – Palermo: confronto dell'energia elettrica mensile richiesta dalla Pdc R744 aria-acqua in funzione della temperatura di erogazione e della taglia della pompa di calore

3 Analisi economiche

La realizzazione delle pompe di calore operanti ad anidride carbonica necessita l'adozione di soluzioni impiantistiche particolari, causate principalmente dalle elevate pressioni di esercizio richieste per la successiva fase di raffreddamento della CO₂. Per l'anidride carbonica, infatti, i componenti standard utilizzati per i comuni fluidi basso-bollenti come HFC e HCFC non possono essere impiegati, in quanto le pressioni operative sono molto più elevate e la tenuta dei condotti e degli scambiatori non è garantita. Si aggiungono, inoltre, le problematiche relative alle alte temperature di scarico del compressore, la compatibilità con gli oli lubrificanti e il conseguente degrado delle guarnizioni. Ulteriore complicazione è rappresentata dalla mancanza di un mercato per tali componenti impiantistiche, per cui si presentano evidenti difficoltà nell'implementazione di una "supply chain" efficiente per ciò che concerne la componentistica. Tutto ciò rende il costo iniziale della macchina più elevato rispetto a quello di pompe di calore elettriche che impiegano fluidi tradizionali.

I componenti basilari della macchina che devono essere analizzati per l'assemblaggio e la consecutiva analisi economica delle pompe di calore sono:

- compressori;
- scambiatori di calore per Gas cooler ed evaporatori;
- valvole di laminazione;
- oli lubrificanti;
- elastomeri (guarnizioni).

3.1 Componenti e costi di una pompa di calore a CO₂ prototipale

Di seguito sono riportate, per tre taglie di potenza differenti, la componentistica principale e i relativi costi di una pompa di calore aria-acqua che impiega CO₂ come fluido refrigerante.

PDC R744 da 15kW

a) Per il gruppo di compressore (composto da più compressori) più gli accessori a servizio, che sono:

- Riscaldatore olio;
- Rubinetti su aspirazione e mandata;
- Modulo di protezione;
- Valvola di ritegno sulla mandata;
- Controllo elettronico di livello olio;
- Pressostato alta pressione;
- Valvola di sicurezza su aspirazione e mandata

è additato un costo complessivo di € 1.100,00.

b) Ricevitore di liquido (PS=80 bar), il cui costo di mercato € 450,00;

c) Gas cooler, consistente in scambiatori aria-CO₂ e CO₂ acqua, uno scambiatore rigenerativo e un gruppo di ventilazione, evaporatore per un costo di € 1.850,00;

d) Sistema di controllo della pressione transcritica: € 160,00;

e) Quadro elettrico di comando e controllo, € 1.650,00;

f) Telaio (carter) in lamiera verniciata: € 800,00;

g) Accessori quali:

- tubazioni gas INOX;
- tubazioni acqua INOX;
- pompa acqua;
- rubinetti;
- valvole;
- manometri;
- valvole di sicurezza;

- isolamento;
- manodopera assemblaggio;
- prove di collaudo;
- certificazioni

è additato un costo complessivo di € 4.600,00.

Globalmente, l'intera macchina ha un costo totale di: € 10.610,0

PDC R744 da 30kW

- a) Gruppo di compressione e accessori ausiliari: € 1.970,00
 - b) Ricevitore di liquido (PS=80 bar): € 655,00
 - c) Gas cooler, consistente in scambiatori aria-CO2 e CO2 acqua, uno scambiatore rigenerativo e un gruppo di ventilazione, evaporatore: € 2.160,00
 - d) Controllo alta pressione : € 160,00
 - e) Quadro elettrico di comando e controllo: € 1.950,00
 - f) Telaio in lamiera verniciata: € 950,00
 - g) Accessori: € 5.200,00
- Globalmente, l'intera macchina ha un costo totale di: € 13.045,0

PDC R744 da 50kW

- a) Gruppo di compressione e accessori ausiliari: € 2.170,00
 - b) Ricevitore di liquido (PS=80 bar): € 860,00
 - c) Gas cooler, consistente in scambiatori aria-CO2 e CO2 acqua, uno scambiatore rigenerativo e un gruppo di ventilazione, evaporatore: € 2.850,00
 - d) Controllo alta pressione: € 790,00
 - e) Quadro elettrico di comando e controllo: € 2500,00
 - f) Telaio in lamiera verniciata: € 1100,00
 - g) Accessori: € 7.100,00
- Globalmente, l'intera macchina ha un costo totale di: € 17.370,0

Nella fig. 106 è riportato un confronto tra i costi dei diversi componenti, al variare della potenza della pompa di calore.

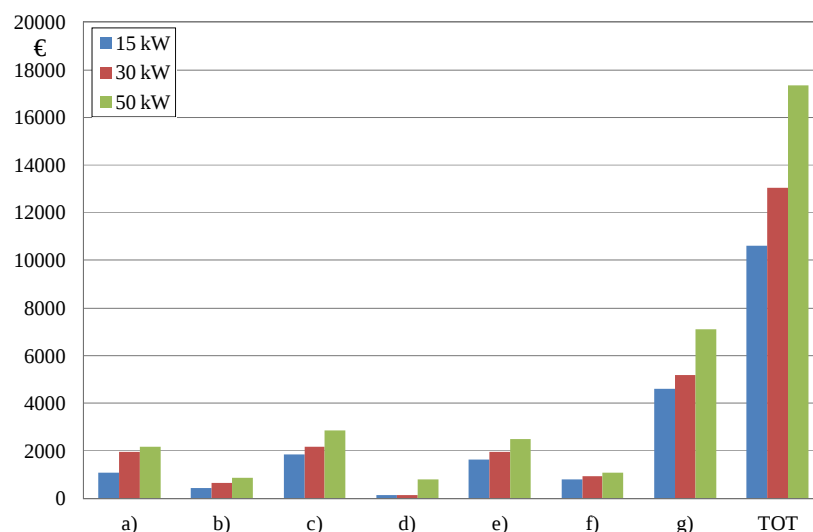


Fig. 106-Confronto tra i costi delle componenti di una PdC aria-acqua a CO2

Prendendo come riferimento i costi di un'unità da 15 kW, l'analisi dei dati evidenzia:

- un aumento dei costi del 79% e del 96% rispettivamente per la macchina da 30 kW e da 50 kW in relazione al gruppo di compressione e agli accessori ausiliari;
- un aumento dei costi del 46% e del 91% rispettivamente per la macchina da 30 kW e da 50 kW per il ricevitore di liquido;
- un aumento dei costi del 17% e del 32% rispettivamente per la macchina da 30 kW e da 50 kW per il gas cooler e l'evaporatore;
- un aumento dei costi del 394% per la macchina da 50 kW per il controllore della pressione transcritica;
- un aumento dei costi del 18% e del 52% rispettivamente per la macchina da 30 kW e da 50 kW per il quadro elettrico di comando;
- un aumento dei costi del 19% e del 38% rispettivamente per la macchina da 30 kW e da 50 kW per il carter;
- un aumento dei costi del 13% e del 54% rispettivamente per la macchina da 30 kW e da 50 kW per gli organi accessori;

Complessivamente, il costo globale della macchina da 30 kW è superiore del 23% rispetto alla macchina da 15 kW e del 33% per la macchina da 50 kW rispetto alla macchina da 30 kW. Questo trend tenderebbe ad indicare che all'aumentare della taglia della macchina, i costi aumentino in misura maggiore: infatti nel primo caso la potenza raddoppia mentre nel secondo caso aumenta del 66%.

Per ciò che concerne la componentistica, le divergenze principali si riscontrano sul gruppo di compressione, anche se per taglie superiori ai 30 kW le divergenze con taglie più elevate si riducono in maniera sostanziale.

Per l'analisi economica sviluppata, nel caso di pompa di calore polivalente acqua-acqua i costi considerati per la macchina R744 e la macchina tradizionale R410a sono rispettivamente:

- € 16.386, € 21.115 e € 33.822 per le potenze termiche nominali erogate di 15 kW, 30 kW e 50 kW;
- € 12.912, € 17.437 e € 30.025 per le potenze termiche nominali erogate di 15 kW, 30 kW e 50 kW;

Per la pompa di calore aria-acqua R744 ed R410a sono stati considerati i seguenti costi iniziali:

- € 10.610, € 13.045 e € 17.370 per le potenze termiche nominali erogate di 15 kW, 30 kW e 50 kW;
- € 8.360, € 10.773 e € 17.256 per le potenze termiche nominali erogate di 15 kW, 30 kW e 50 kW;

3.2 Quadro economico di riferimento

L'analisi economica è stata condotta per tutte e tre le taglie di macchina analizzate con l'ipotesi di impiegare i terminali di erogazione del calore considerati nella precedente analisi energetica. Questa analisi ha consentito di ottenere i consumi energetici relativi alla climatizzazione degli edifici di riferimento, necessari per la valutazione dei costi di esercizio che occorre sostenere per le quattro località oggetto dello studio.

Più in particolare sono state valutate:

- l'energia elettrica assorbita dalla pompa di calore;
- l'energia elettrica assorbita da tutti gli ausiliari (pompe di circolazione e ventilatori del Dry cooler nel caso della pompa di calore acqua-acqua polivalente);
- l'energia termica fornita dal sistema di integrazione;
- il fabbisogno di energia primaria degli edifici;
- nel caso della macchina polivalente, l'energia frigorifera prodotta è utilizzata dall'UTA;

Per ciò che concerne la tipologia del sistema alternativo/integrativo si è fatto riferimento a una caldaia alimentata con i seguenti combustibili:

- metano;

- GPL;
- gasolio.

Le valutazioni economiche derivanti dall'impiego della pompa di calore sono state confrontate con quelle ottenute nell'ipotesi di avere un sistema di generazione del calore a caldaia di due differenti tipologie :

- caldaia tradizionale ad alto rendimento;
- caldaia a condensazione con valvole termostatiche sui terminali di erogazione del calore;

Nello studio economico si è fatta l'ipotesi che il tasso di inflazione delle fonti primarie (anche per l'energia elettrica) sia costante e pari al 3% annuo mentre per l'attualizzazione delle varie voci di spesa/guadagno si è utilizzato un tasso di sconto del committente pari al 3%.

I costi iniziali da sostenere per le fonti di energia primaria considerate per unità di kWh prodotto sono aggiornati ad aprile 2013 [17] e valgono rispettivamente:

- 0.093 €/kWh per il metano;
- 0.193 €/kWh per il GPL;
- 0.134 €/kWh per il gasolio.

Per ciò che concerne il costo dell'energia elettrica, il discorso è molto più articolato poiché ad oggi si fa riferimento ad un regime tariffario di tipo progressivo in cui il costo del kWh aumenta col consumo di energia elettrica [18]. Nell'analisi economica, per tutte e tre le taglie di pompa di calore indagate, si è fatto riferimento ad un regime tariffario del tipo D3 progressivo (potenze elettriche disponibili maggiori di 3 kW) che, ad oggi, prevedono:

- 0.18390 €/kWh per consumi elettrici fino a 1880 kWh/annui;
- 0.20082 €/kWh per consumi elettrici compresi tra 1880 e 2640 kWh/annui;
- 0.24014 €/kWh per consumi elettrici compresi tra 2640 e 4440 kWh/annui;
- 0.28227 €/kWh per consumi elettrici oltre i 4440 kWh/annui.

In più è stata considerata una quota fissa di € 43.5 all'anno e una quota di potenza impegnata pari a 15.3 €/kW all'anno.

Inoltre si è valutata l'incidenza di un'altra tipologia di tariffazione dell'energia elettrica che prevede l'impiego di un contatore dedicato per la pompa di calore. In tal caso il costo è di 0.16247 €/kWh più oneri fissi (comprensivi dei consumi fissi) del secondo contatore di 489.8 € per le taglie da 15 kW (D2+BTA), € 741.2 per la taglia da 30 kW (D3+BTA) e infine di € 863.9 per la taglia da 50 kW (si sono ipotizzate potenze elettriche impegnate rispettivamente di 6 kW, 12 kW e 20 kW rispettivamente per le pompe di calore da 15 kW, 30 kW e 50 kW).

Per quanto riguarda invece il sistema di generazione del calore alternativo cui si è fatto riferimento per l'impianto con pompa di calore, si è utilizzato per il consumo di energia primaria un rendimento globale medio stagionale pari a :

- 80% per caldaie ad alto rendimento alimentate a metano o GPL;
- 70% per caldaie a gasolio ad alto rendimento;
- 100% per caldaie a condensazione alimentate a metano o GPL;
- 90% per caldaie a condensazione alimentate a gasolio.

Infine, nell'analisi economica è stata considerata anche la possibilità di poter usufruire dell'attuale sistema incentivante previsto per le pompe di calore elettriche e disciplinato dal Decreto emanato dal Ministero dello Sviluppo economico del 28 Dicembre 2012 (il cosiddetto "Conto Termico", attuativo del DLGS N°28 del 3 Marzo 2011 per la promozione delle fonti di energia rinnovabile in campo edilizio) [19].

Il Conto Termico prevede per le pompe di calore elettriche l'erogazione di un incentivo annuo se il COP della macchina è almeno pari ai valori riportati nella apposita tabella allegata al Decreto (5.1 per le PdC Acqua-Acqua e valori compresi tra 2.7 e 4.1 per le PdC aria-acqua in funzione della potenza della macchina e della temperatura a bulbo secco dell'aria esterna). La misura del COP deve essere effettuata in un laboratorio accreditato secondo la norma UNI EN ISO/IEC 17025 in conformità alla norma UNI EN 14511:2011, nelle condizioni di funzionamento a pieno regime per le tipologie di pompa e condizioni di scambio termico (fluidi termovettori e temperature) fissati nell'allegato II al Decreto. Se le pompe di calore elettriche sono dotate di inverter, i valori del COP prima citati possono essere ridotti del 5%. L'incentivo annuo è poi determinato con la seguente relazione:

$$I_{a,TOT} = E_i \cdot C_i \text{ [€/anno]} \quad (3)$$

con C_i coefficiente di valorizzazione dell'energia termica prodotta, che vale 0.055 €/kWh per pompe di calore aventi potenza termica utile inferiore a 35 kW e 0.018 €/kWh per potenze fino a 500 kW, mentre E_i è energia termica incentivata (in kWh) prodotta in un anno calcolata con la relazione:

$$E_i = Q_u \cdot [1 - 1/COP] \quad (4)$$

dove il COP è il coefficiente di prestazione della pompa di calore installata, nel rispetto dei requisiti minimi espressi dal Decreto, mentre Q_u rappresenta il calore totale prodotto dall'impianto (in kWh) e calcolato come:

$$Q_u = P_n \cdot Q_{uf} \quad (5)$$

in cui P_n è la potenza termica nominale della pompa di calore mentre Q_{uf} è chiamato coefficiente di utilizzo della pompa di calore che dipende dalla zona climatica del sito di installazione. Per le località indagate nel presente studio il Decreto prevede:

- $Q_{uf} = 1700$ h per Milano (zona E);
- $Q_{uf} = 1400$ h per Roma (zona D);
- $Q_{uf} = 1100$ h per Napoli (zona C);
- $Q_{uf} = 850$ h per Palermo (zona B).

Infine lo stesso Decreto prevede un incentivo di 2 anni per pompe di calore con potenza termica utile inferiore a 35 kW e di 5 anni per pompe di calore oltre i 35 kW.

Nelle valutazioni successive, come indicatori economici sono stati considerati i valori annuali del VAN (valore attuale netto) e del TRA (tempo di recupero attualizzato).

3.3 Confronto degli indicatori economici tra l'impianto a pompa di calore polivalente acqua-acqua R744 e l'impianto con caldaia tradizionale e tariffa elettrica progressiva

Nella tab. 135 e nelle figg. 107-118 sono riportati i valori e gli andamenti del VAN e del TRA nell'ipotesi di sostituire un sistema di generazione dotato di caldaia tradizionale per la produzione di energia termica e di una pompa di calore elettrica tradizionale R410a per la produzione di energia frigorifera, con un sistema a pompa di calore polivalente R744. Per la pompa di calore tradizionale R410a si è ipotizzato lo stesso regime tariffario dell'energia elettrica e un COP medio stagionale di 3.3. Tale risultato deriva dalle analisi energetiche precedenti.

La tabella elenca gli indicatori economici ottenuti in funzione della località, della tipologia di fonte primaria impiegata nella caldaia, della taglia della pompa di calore e della temperatura di alimentazione dei terminali di emissione del calore. Si è supposto di utilizzare gli incentivi previsti dal Conto Termico.

Tab. 135 - VAN al 20° anno e TRA per la pompa di calore R744 con tariffa elettrica progressiva ottenuti mediante confronto con sistemi di generazione impieganti caldaie tradizionali, in funzione della temperatura di alimentazione dei terminali di erogazione del calore, della località e per tre differenti tipi di fonti primarie che alimentano la caldaia

		MILANO			ROMA			NAPOLI			PALERMO				
		T _{alim}	35°C	50°C	70°C	35°C	50°C	70°C	35°C	50°C	70°C	35°C	50°C	70°C	
Metano	VAN(€)	-5513	-29085	-54898	-8766	-23000	-39119	-8593	-18219	-31822	-8969	-17414	-29807	15 kW	
	TRA(anni)	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-		
GPL	VAN(€)	45596	25046	1617	25212	11960	-4090	15575	6048	-7824	12086	3665	-8995		
	TRA(anni)	6	8	19	8	12	-	11	15	-	12	17	-		
Gasolio	VAN(€)	25226	3471	-20908	11669	-1974	-18052	5942	-3624	-17389	3694	-4737	-17290		
	TRA(anni)	8	17	-	12	-	-	15	-	-	17	-	-		
Metano	VAN(€)	9383	-31679	-88673	-147	-27783	-78891	-4300	-24651	-50317	-5546	-23620	-45189	30 kW	
	TRA(anni)	14	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-		
GPL	VAN(€)	93622	66955	17579	54939	34150	-9048	37577	21236	-1727	31849	17141	-2986		
	TRA(anni)	4	5	11	6	8	-	7	10	-	8	11	-		
Gasolio	VAN(€)	58901	29671	-24766	32983	9465	-36885	20886	2947	-21094	16944	895	-19807		
	TRA(anni)	5	8	-	8	14	-	10	18	-	12	20	-		
Metano	VAN(€)	-2765	-46057	-111192	-2505	-37286	-97030	-6907	-35726	-79080	-9987	-35414	-72983	50 kW	
	TRA(anni)	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-		
GPL	VAN(€)	113807	76478	32400	80207	47516	12591	54624	30550	-56.4	45959	23949	-3170		
	TRA(anni)	5	6	10	6	9	15	8	11	-	9	12	-		
Gasolio	VAN(€)	67344	27639	-24832	47240	13716	-31101	30100	4134	-31552	23660	289	-30955		
	TRA(anni)	7	11	-	9	14	-	11	18	-	12	20	-		

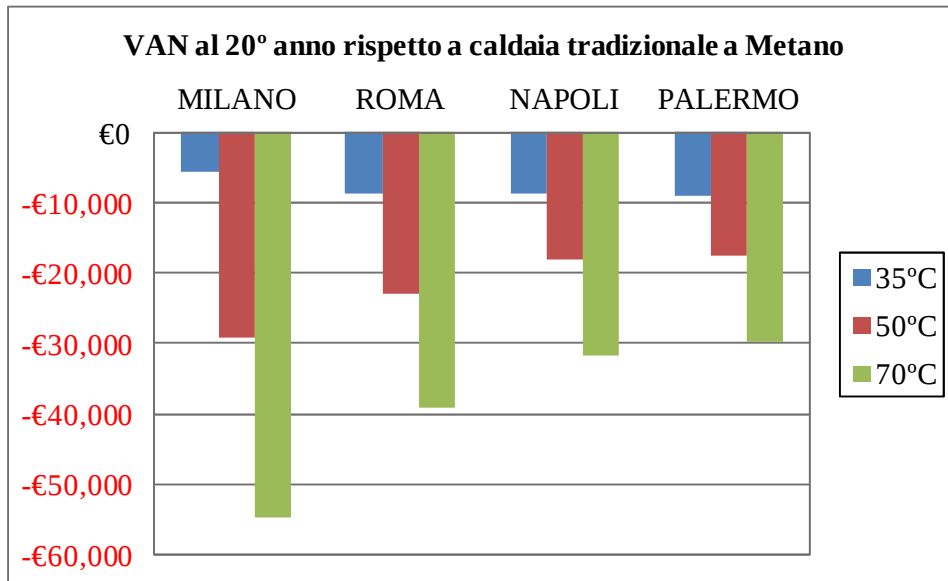


Fig. 107 – VAN al 20° anno per la pompa di calore polivalente R744 acqua-acqua da 15 kW ottenuti mediante confronto con una caldaia tradizionale alimentata a metano in funzione della località e della temperatura di alimentazione dei terminali di emissione

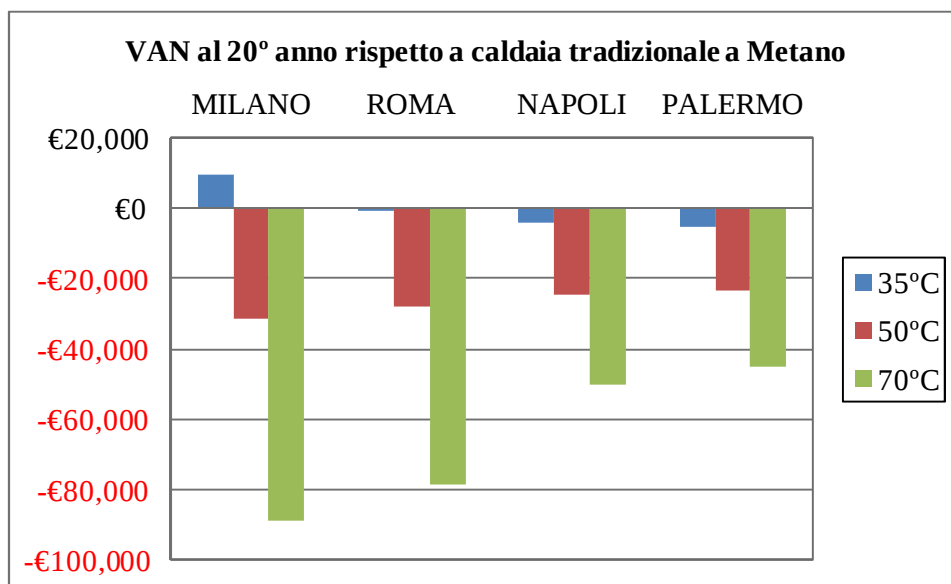


Fig. 108 – VAN al 20° anno per la pompa di calore polivalente R744 acqua-acqua da 30 kW ottenuti mediante confronto con una caldaia tradizionale alimentata a metano in funzione della località e della temperatura di alimentazione dei terminali di emissione

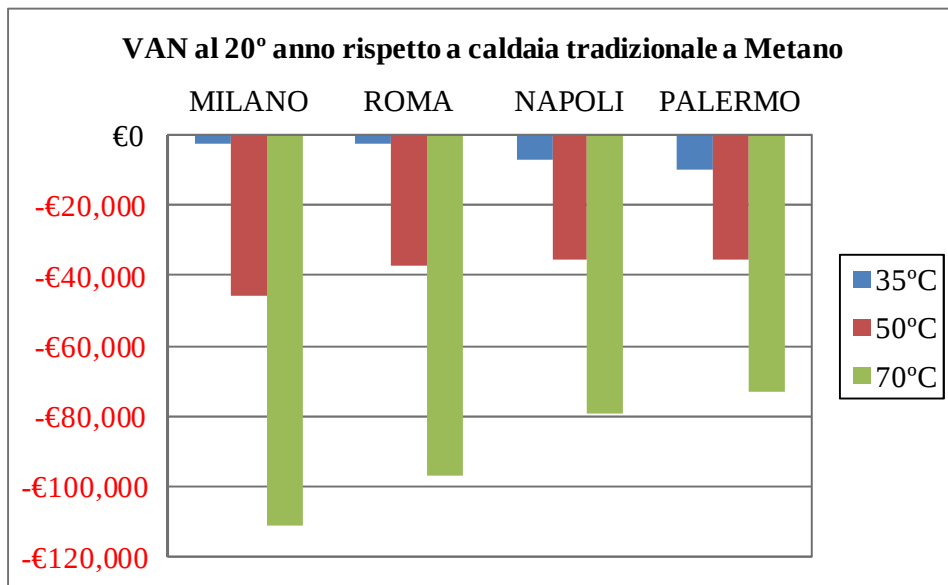


Fig. 109 – VAN al 20° anno per la pompa di calore polivalente R744 acqua-acqua da 50 kW ottenuti mediante confronto con una caldaia tradizionale alimentata a metano in funzione della località e della temperatura di alimentazione dei terminali di emissione

Le figg. 107, 108 e 109 evidenziano come il sistema con pompa di calore polivalente, che usufruisce degli incentivi previsti dal “Conto Termico”, non è conveniente nell’ipotesi di sostituzione di caldaie tradizionali a metano. Si osserva che l’unica soluzione che restituisce un valore positivo del VAN al 20° anno la si ottiene per Milano per la macchina da 30 kW e per terminali di erogazione a bassa temperatura. La differente forma di incentivazione prevista per la pompa di calore da 50 kW rende questa configurazione impiantistica non più conveniente. In generale, come ci si poteva aspettare, il VAN aumenta spostandosi verso località dal clima invernale più favorevole, per macchine con taglia inferiore e per terminali di erogazione a bassa temperatura.

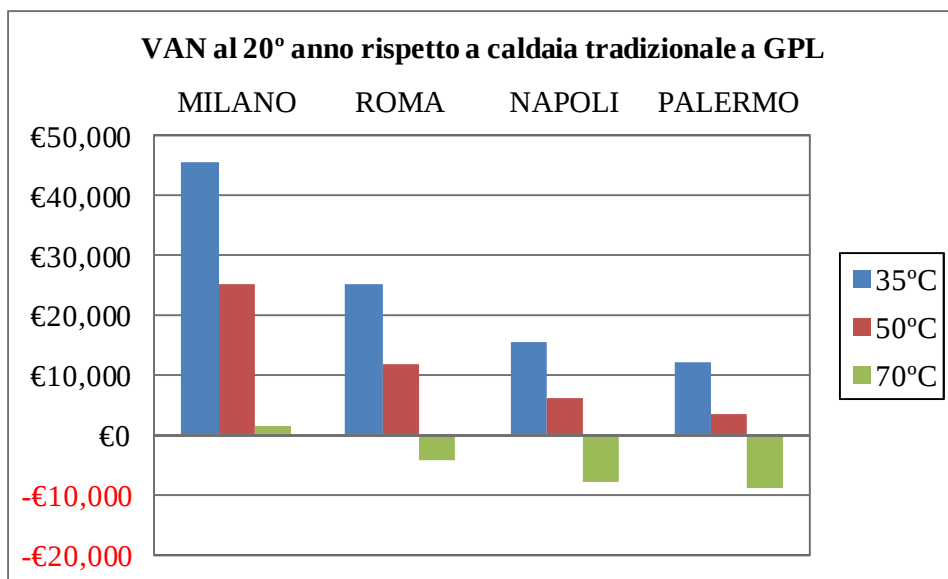


Fig. 110 – VAN al 20° anno per la pompa di calore polivalente R744 acqua-acqua da 15 kW ottenuti mediante confronto con una caldaia tradizionale alimentata a GPL in funzione della località e della temperatura di alimentazione dei terminali di emissione

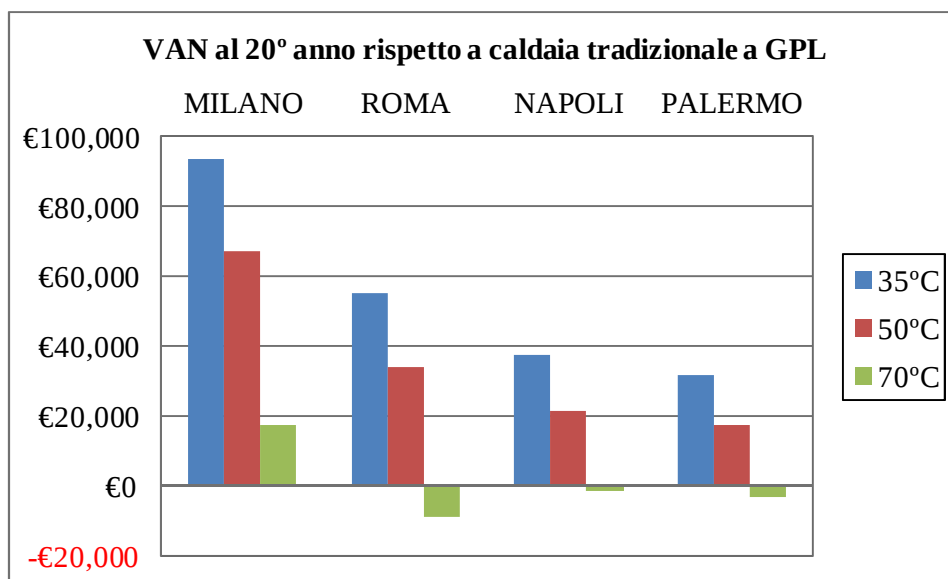


Fig. 111 – VAN al 20° anno per la pompa di calore polivalente R744 acqua-acqua da 30 kW ottenuti mediante confronto con caldaia tradizionale alimentata a GPL in funzione della località e della temperatura di alimentazione dei terminali di emissione

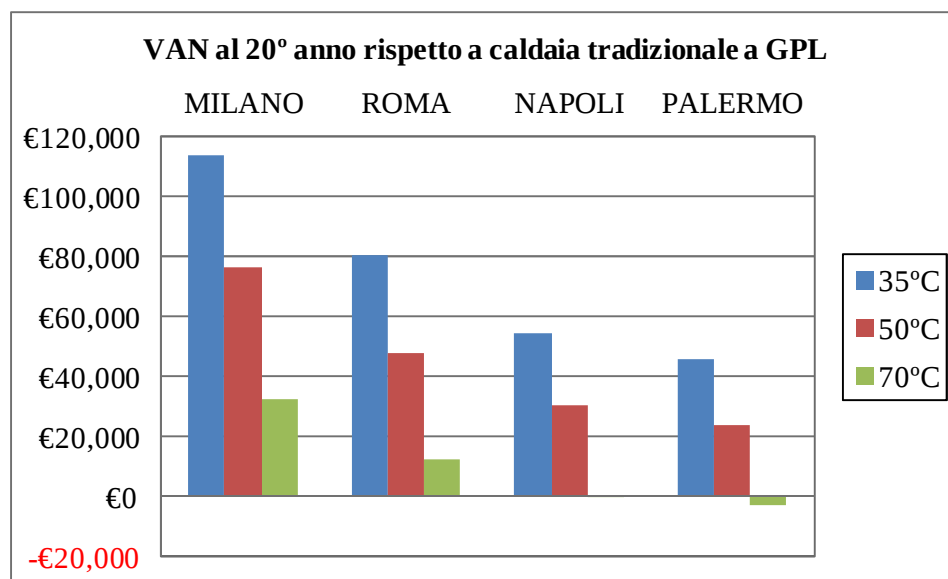


Fig. 112 – VAN al 20° anno per la pompa di calore polivalente R744 acqua-acqua da 50 kW ottenuti mediante confronto con una caldaia tradizionale alimentata a GPL in funzione della località e della temperatura di alimentazione dei terminali di emissione

Considerando come fonte primaria fossile alternativa alla caldaia il GPL la situazione cambia in maniera sostanziale: in tal caso in VAN risulta positivo nella maggior parte dei casi e cresce con l'aumentare della potenza della macchina e col diminuire delle temperature richieste dai terminali di erogazione. La situazione economico è tanto più conveniente quanto più ci si sposta verso zone climatiche più severe.

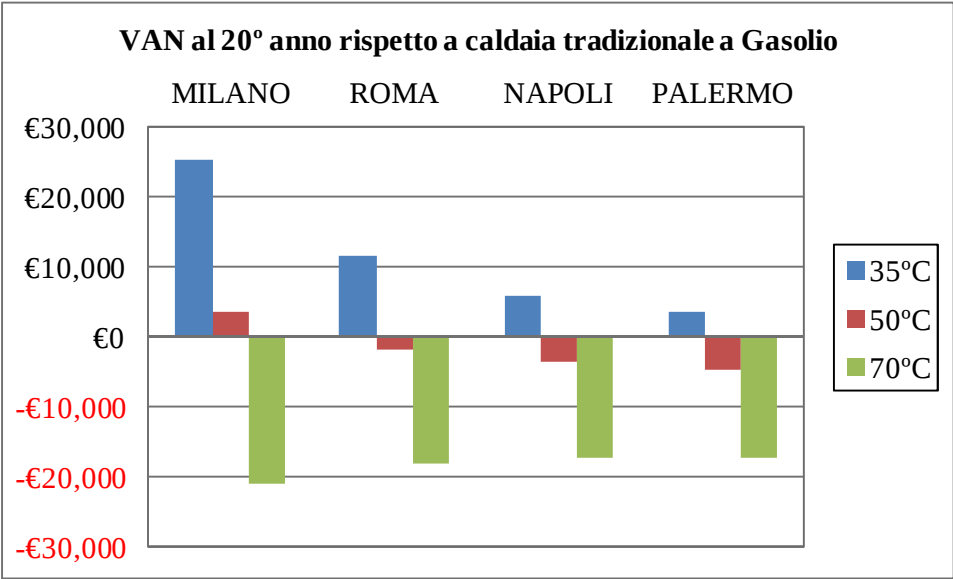


Fig. 113 – VAN al 20° anno per la pompa di calore polivalente R744 acqua-acqua da 15 kW ottenuti mediante confronto con una caldaia tradizionale alimentata a Gasolio in funzione della località e della temperatura di alimentazione dei terminali di emissione

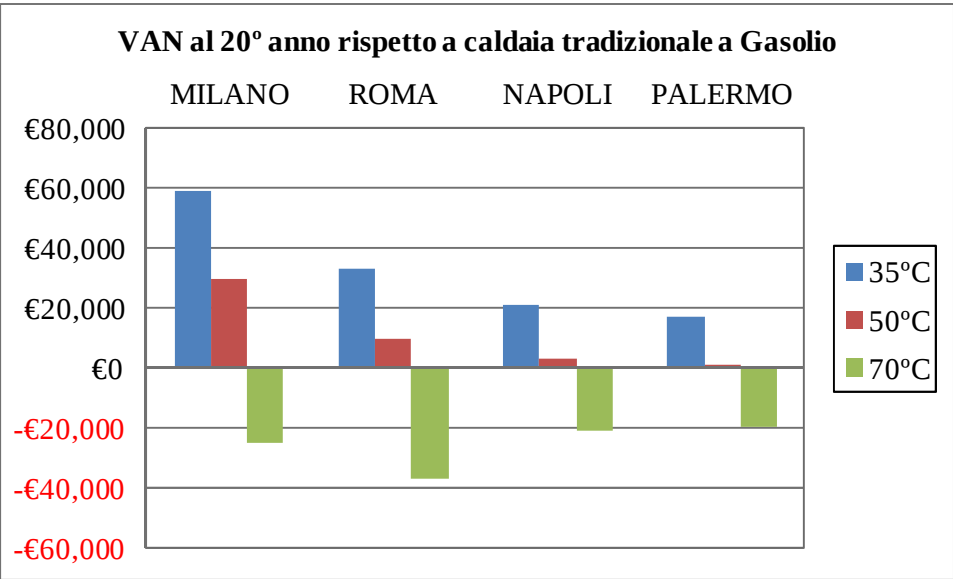


Fig. 114 – VAN al 20° anno per la pompa di calore polivalente R744 acqua-acqua da 30 kW ottenuti mediante confronto con una caldaia tradizionale alimentata a Gasolio in funzione della località e della temperatura di alimentazione dei terminali di emissione

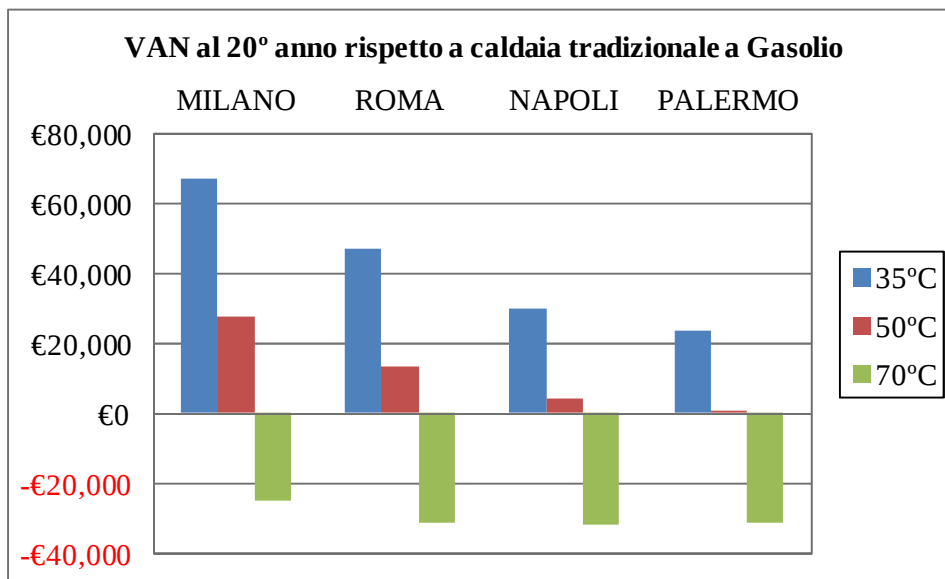


Fig. 115 – VAN al 20° anno per la pompa di calore polivalente R744 acqua-acqua da 50 kW ottenuti mediante confronto con una caldaia tradizionale alimentata a Gasolio in funzione della località e della temperatura di alimentazione dei terminali di emissione

L'analisi economica condotta rispetto al gasolio evidenzia un trend simile a quello registrato per il GPL, ma con margini di guadagno più limitati per effetto del prezzo più competitivo rispetto ai gas di petrolio liquefatti. E' bene sottolineare che la reale convenienza si verifica solo per macchine di elevata potenza che sono asservite a terminali a bassa temperatura. Questa circostanza rende l'impiego della pompa di calore polivalente interessante soprattutto per la sostituzione di grosse caldaie centralizzate ampiamente diffuse nei condomini del nord Italia. Nelle figg. 116, 117 e 118, essendo il GPL la fonte fossile della caldaia che presenta i risultati più interessanti, sono riportati i TRA in funzione della temperatura di alimentazione dei terminali di erogazione del calore e della località rispettivamente per le taglie da 15, 30 e 50 kW.

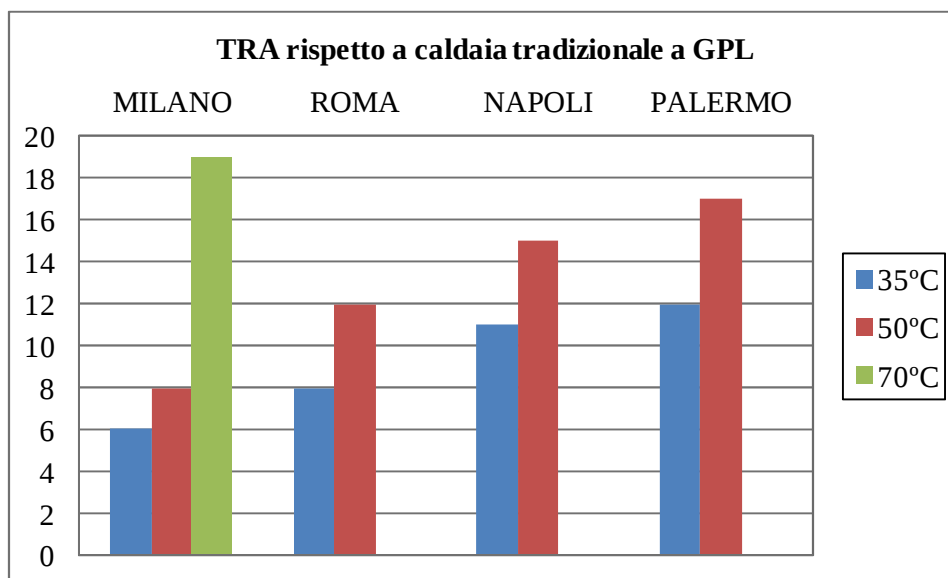


Fig. 116 – TRA per la pompa di calore polivalente R744 acqua-acqua da 15 kW ottenuti mediante confronto con caldaia tradizionale alimentata a GPL in funzione della località e della temperatura di alimentazione dei terminali di emissione

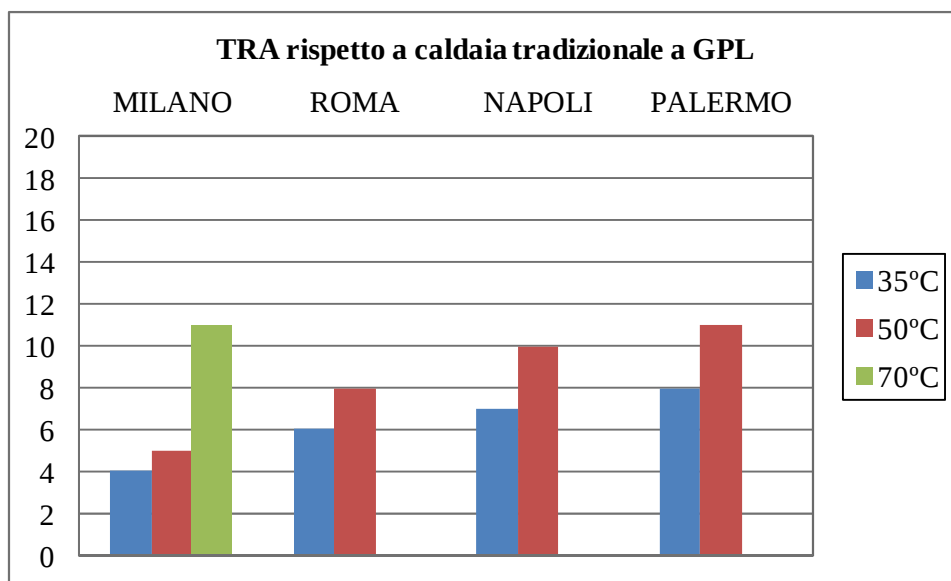


Fig. 117 – TRA per la pompa di calore polivalente R744 acqua-acqua da 30 kW ottenuti mediante confronto con una caldaia tradizionale alimentata a GPL in funzione della località e della temperatura di alimentazione dei terminali di emissione

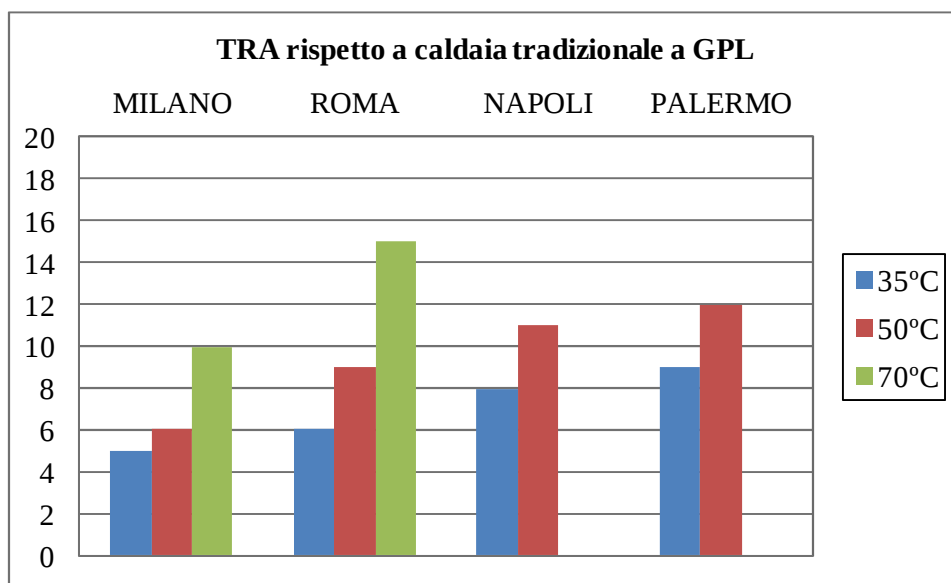


Fig. 118 – TRA per la pompa di calore polivalente R744 acqua-acqua da 50 kW ottenuti mediante confronto con una caldaia tradizionale alimentata a GPL in funzione della località e della temperatura di alimentazione dei terminali di emissione

3.4 Confronto degli indicatori economici tra pompa di calore polivalente acqua-acqua R744 con caldaia a condensazione e tariffa elettrica progressiva

La tab. 136 riporta gli indicatori economici ottenuti nell'ipotesi di sostituire, usufruendo degli incentivi statali, un sistema di generazione dotato di caldaia a condensazione per la produzione di energia termica e di una pompa di calore elettrica tradizionale per la produzione frigorifera con la pompa di calore polivalente acqua-acqua R744. Essendo la caldaia a condensazione più efficiente, gli indicatori economici ottenuti presentano valori più sfavorevoli rispetto al caso analizzato con caldaia tradizionale.

Tab. 136 - VAN al 20° anno e TRA per la pompa di calore polivalente R744 con tariffa elettrica progressiva ottenuti mediante confronto con sistemi di generazione impieganti caldaie a condensazione, in funzione della temperatura di alimentazione dei terminali di erogazione del calore, della località e per tre differenti tipi di fonti primarie che alimentano la caldaia

		MILANO			ROMA			NAPOLI			PALERMO			
	T _{alim}	35°C	50°C	70°C	35°C	50°C	70°C	35°C	50°C	70°C	35°C	50°C	70°C	
Metano	VAN(€)	-15019	-39153	-65410	-15086	-29502	-45634	-13088	-22733	-36285	-12885	-21335	-33678	15 kW
	TRA(anni)	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
GPL	VAN(€)	25868	4152	-20198	12096	-1534	-17610	6246	-3319	-17087	3959	-4472	-17028	
	TRA(anni)	8	16	-	12	-	-	15	-	-	17	-	-	
Gasolio	VAN(€)	7832	-14951	-40141	106	-13871	-29973	-2282	-11883	-25555	-3471	-11910	-24372	
	TRA(anni)	14	-	-	20	-	-	-	-	-	-	-	-	
Metano	VAN(€)	-11411	-47901	-108423	-10393	-39303	-79175	-12090	-33186	-59354	-12501	-31201	-53039	30 kW
	TRA(anni)	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
GPL	VAN(€)	58279	33053	-23430	37676	10244	-23300	21412	3523	-20483	17415	1408	-19277	
	TRA(anni)	5	8	-	8	14	-	10	18	-	11	19	-	
Gasolio	VAN(€)	27538	43	-60922	14237	-11612	-47947	6634	-12670	-37629	4218	12976	-34170	
	TRA(anni)	9	20	-	12	-	-	16	-	-	17	-	-	
Metano	VAN(€)	-24448	-68848	-137900	-17899	-53059	-117420	-18351	-48053	-93778	-20393	-46455	-85968	50 kW
	TRA(anni)	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
GPL	VAN(€)	68810	29179	-23027	48280	14782	-29723	30873	4967	-30559	24364	1035	-30117	
	TRA(anni)	7	11	-	8	14	-	11	18	-	12	20	-	
Gasolio	VAN(€)	27673	-14062	-73699	19092	-15143	-68407	9160	-18421	-58446	4621	-19913	-54754	
	TRA(anni)	11	-	-	13	-	-	16	-	-	18	-	-	

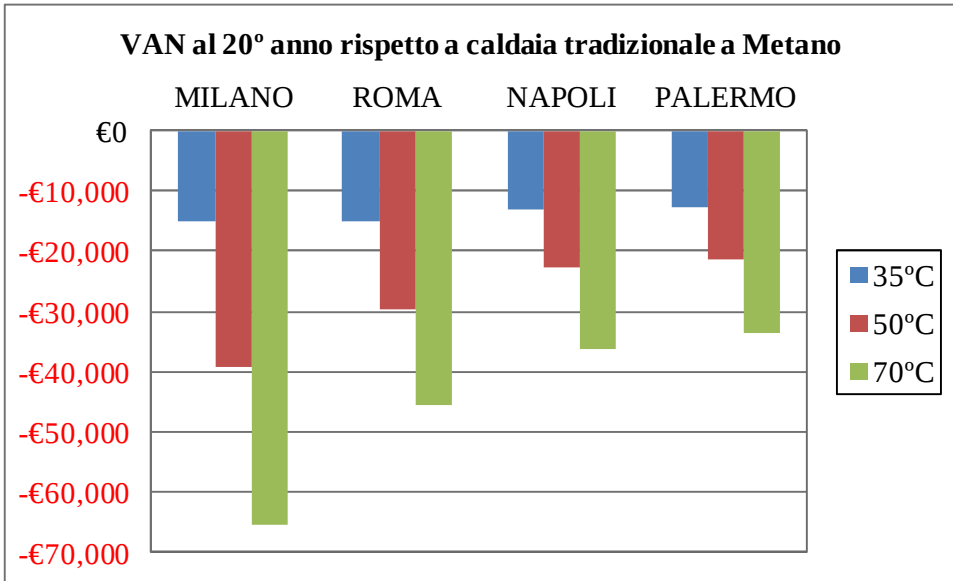


Fig. 119 – VAN al 20° anno per la pompa di calore polivalente R744 acqua-acqua da 15 kW ottenuti mediante confronto con una caldaia a condensazione alimentata a metano in funzione della località e della temperatura di alimentazione dei terminali di emissione

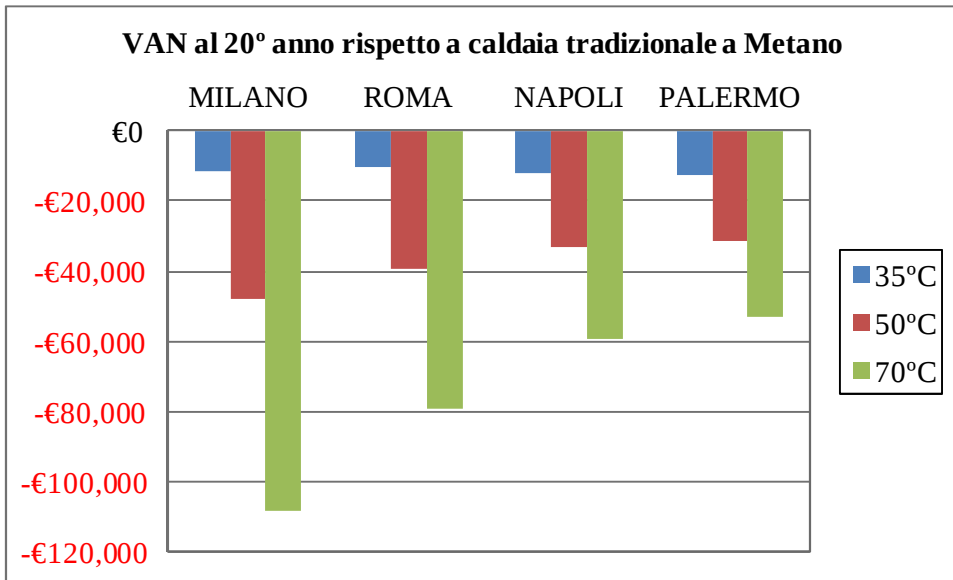


Fig. 120– VAN al 20° anno per la pompa di calore polivalente R744 acqua-acqua da 30 kW ottenuti mediante confronto con una caldaia a condensazione alimentata a metano in funzione della località e della temperatura di alimentazione dei terminali di emissione

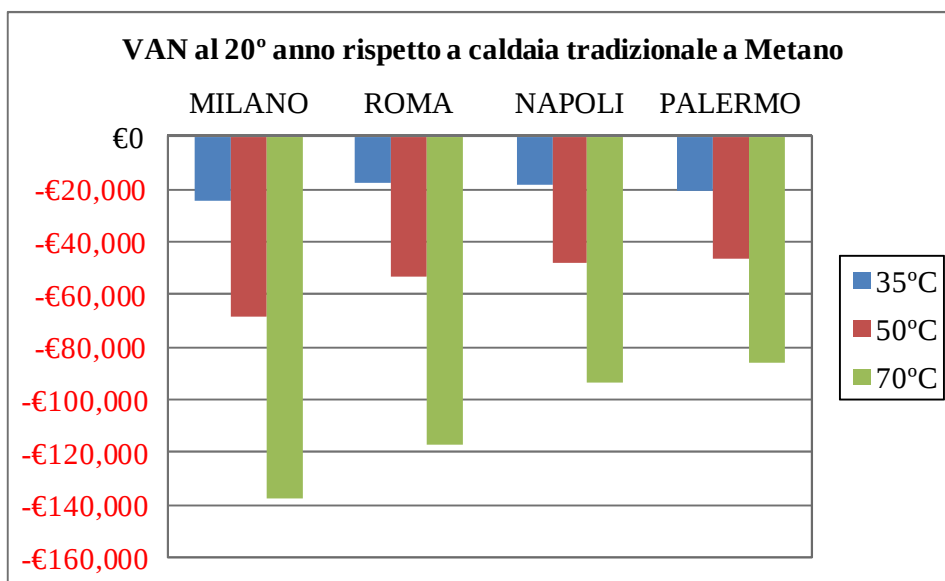


Fig. 121 – VAN al 20° anno per la pompa di calore polivalente R744 acqua-acqua da 50 kW ottenuti mediante confronto con una caldaia a condensazione alimentata a metano in funzione della località e della temperatura di alimentazione dei terminali di emissione

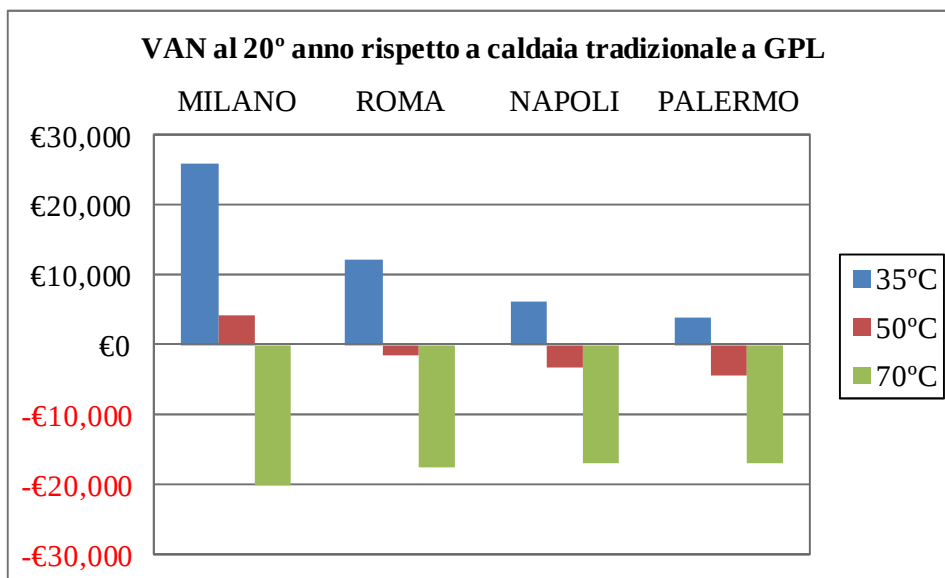


Fig. 122 – VAN al 20° anno per la pompa di calore polivalente R744 acqua-acqua da 15 kW ottenuti mediante confronto con una caldaia a condensazione alimentata a GPL in funzione della località e della temperatura di alimentazione dei terminali di emissione

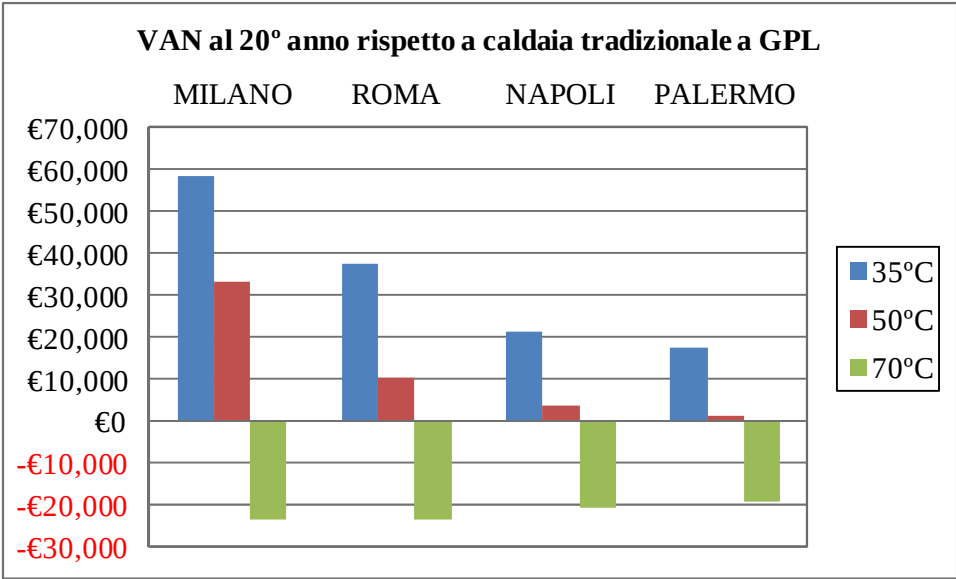


Fig. 123 – VAN al 20° anno per la pompa di calore polivalente R744 acqua-acqua da 30 kW ottenuti mediante confronto con una caldaia a condensazione alimentata a GPL in funzione della località e della temperatura di alimentazione dei terminali di emissione

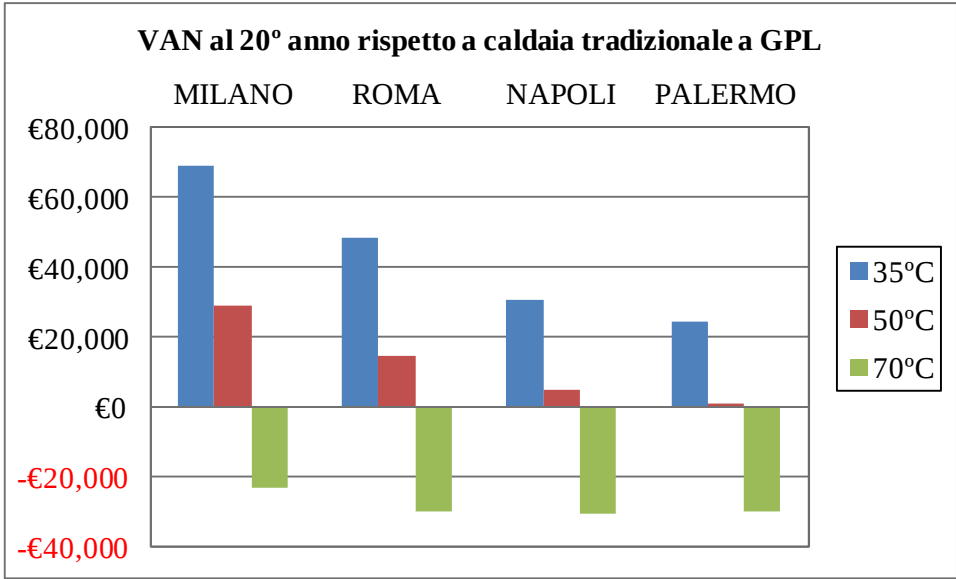


Fig. 124 – VAN al 20° anno per la pompa di calore polivalente R744 acqua-acqua da 50 kW ottenuti mediante confronto con una caldaia a condensazione alimentata a GPL in funzione della località e della temperatura di alimentazione dei terminali di emissione

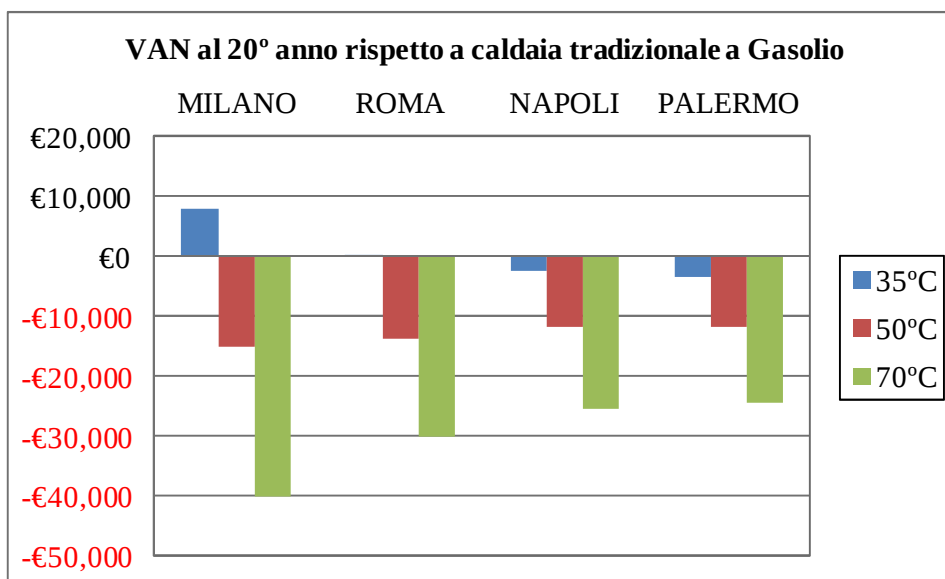


Fig. 125 – VAN al 20° anno per la pompa di calore polivalente R744 acqua-acqua da **15 kW** ottenuti mediante confronto con una caldaia a condensazione alimentata a Gasolio in funzione della località e della temperatura di alimentazione dei terminali di emissione

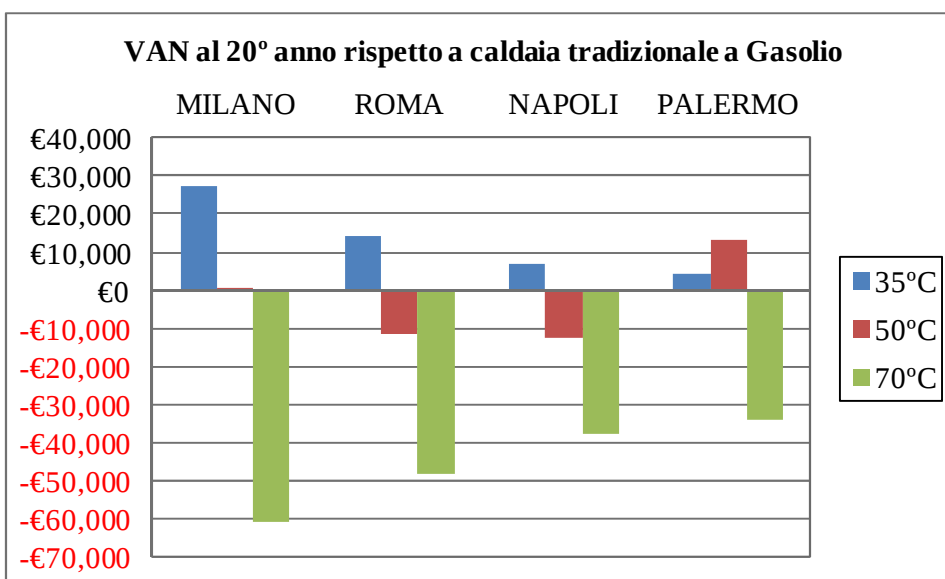


Fig. 126– VAN al 20° anno per la pompa di calore polivalente R744 acqua-acqua da **30 kW** ottenuti mediante confronto con una caldaia a condensazione alimentata a Gasolio in funzione della località e della temperatura di alimentazione dei terminali di emissione

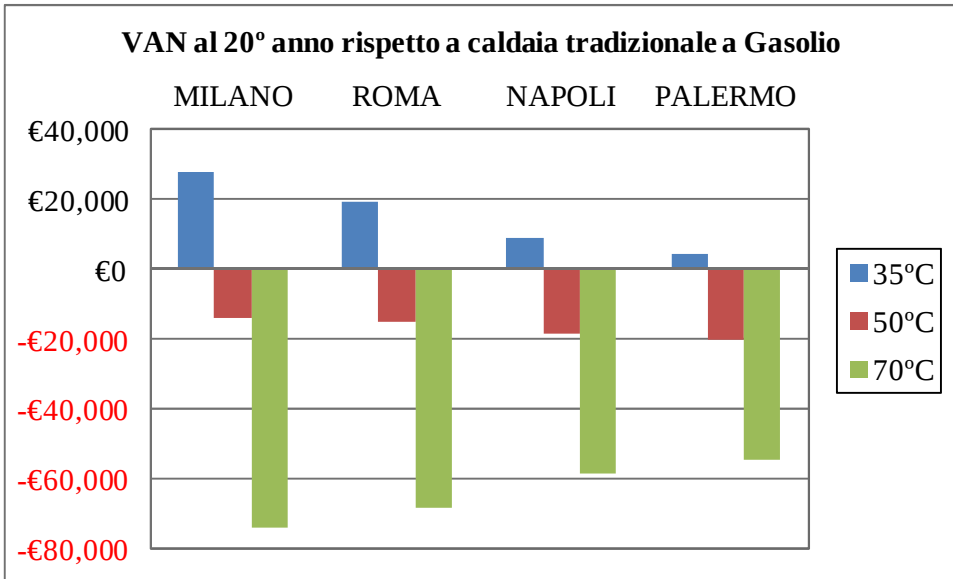


Fig. 127 – VAN al 20° anno per la pompa di calore polivalente R744 acqua-acqua da 50 kW ottenuti mediante confronto con una caldaia a condensazione alimentata a Gasolio in funzione della località e della temperatura di alimentazione dei terminali di emissione

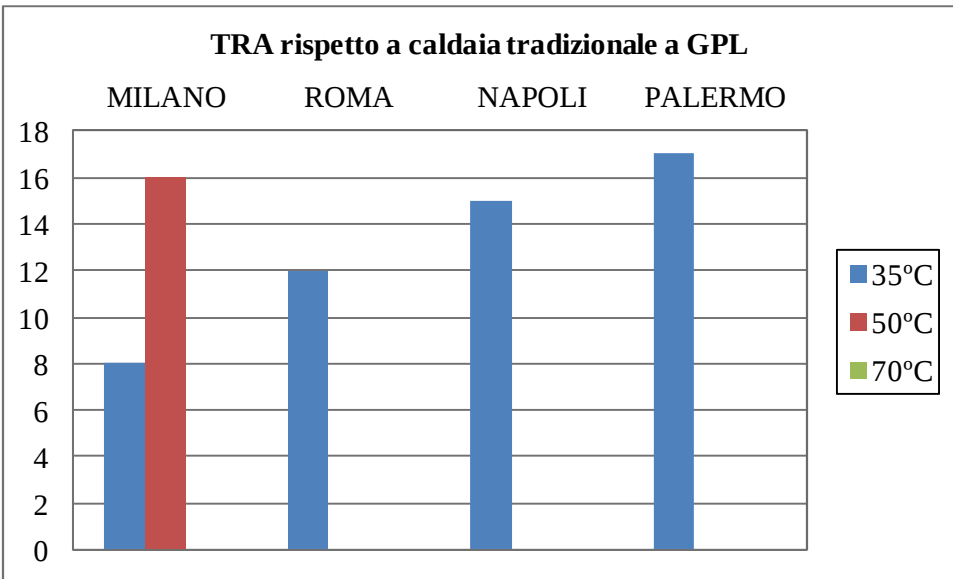


Fig. 128 – TRA per la pompa di calore polivalente R744 acqua-acqua da 15 kW ottenuti mediante confronto con una caldaia a condensazione alimentata a GPL in funzione della località e della temperatura di alimentazione dei terminali di emissione

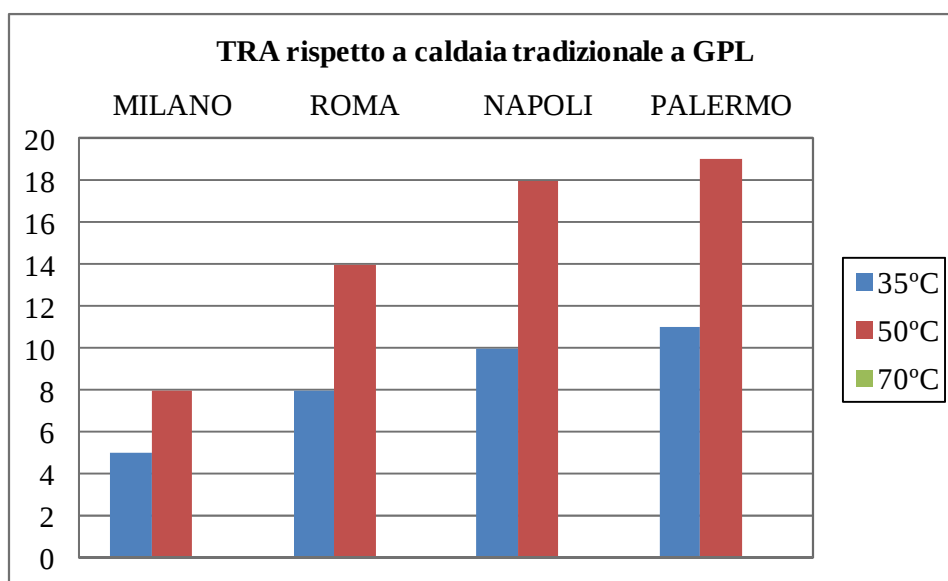


Fig. 129 – TRA per la pompa di calore polivalente R744 acqua-acqua da 30 kW ottenuti mediante confronto con una caldaia a condensazione alimentata a GPL in funzione della località e della temperatura di alimentazione dei terminali di emissione

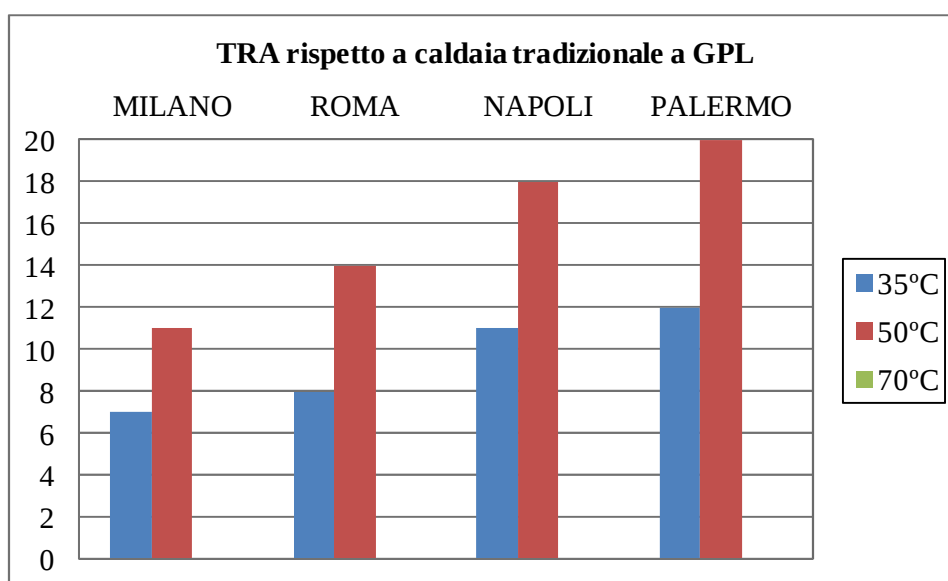


Fig. 130 – TRA per la pompa di calore polivalente R744 acqua-acqua da 50 kW ottenuti mediante confronto con una caldaia a condensazione alimentata a GPL in funzione della località e della temperatura di alimentazione dei terminali di emissione

3.5 Confronto degli indicatori economici tra pompa di calore polivalente acqua-acqua R410a con caldaia tradizionale e tariffa elettrica progressiva

La tabella 137 riporta gli indicatori economici ottenuti nell'ipotesi di utilizzare come sistema di generazione polivalente una pompa di calore acqua-acqua tradizionale R410a ottenuti mediante confronto con una caldaia tradizionale, e la tab. 138 i risultati con riferimento ad una caldaia a condensazione. In virtù dei coefficienti di prestazione più favorevoli, i valori di VAN ottenuti sono più elevati con tempi di ritorno attualizzati ridotti rispetto ai casi visti in precedenza.

Tab. 137 - VAN al 20° anno e TRA per la pompa di calore polivalente R410a con tariffa elettrica progressiva ottenuti mediante confronto con sistemi di generazione impieganti caldaie tradizionali, in funzione della temperatura di alimentazione dei terminali di erogazione del calore, della località e per tre differenti tipi di combustibili fossili

		MILANO		ROMA		NAPOLI		PALERMO		
		T _{alim}	35°C	50°C	35°C	50°C	35°C	50°C	35°C	50°C
Metano	VAN(€)	22058	8357	10407	2465	5144	-1400	3135	-2402	15 kW
	TRA(anni)	7	12	11	17	15	-	17	-	
GPL	VAN(€)	70304	55156	41728	33381	28354	21550	23788	18007	
	TRA(anni)	3	4	5	6	7	8	8	9	
Gasolio	VAN(€)	51074	36503	29244	21059	19103	12403	15557	9873	
	TRA(anni)	4	5	6	8	8	11	10	12	
Metano	VAN(€)	32227	21524	26352	9863	16226	4340	12630	2502	30 kW
	TRA(anni)	6	9	8	13	10	16	12	18	
GPL	VAN(€)	120190	103640	77911	61418	55312	42720	48068	33267	
	TRA(anni)	3	3	4	4	5	6	6	7	
Gasolio	VAN(€)	87522	70911	57409	40870	39734	27423	33944	23411	
	TRA(anni)	3	4	5	6	6	8	7	9	
Metano	VAN(€)	37731	11981	24885	6720	18777	1903	14540	-1425	50 kW
	TRA(anni)	9	14	11	17	13	19	14	-	
GPL	VAN(€)	164430	139001	106136	87980	78703	62618	68559	53351	
	TRA(anni)	4	4	5	5	6	7	7	8	
Gasolio	VAN(€)	113931	88374	73752	55592	54819	38419	47029	31519	
	TRA(anni)	4	5	6	7	7	9	8	10	

Tab. 138 - VAN al 20° anno e TRA per la pompa di calore polivalente R410a con tariffa elettrica progressiva ottenuti mediante confronto con sistemi di generazione impieganti caldaie a condensazione, in funzione della temperatura di alimentazione dei terminali di erogazione del calore, della località e per tre differenti tipi di combustibili fossili

		MILANO		ROMA		NAPOLI		PALERMO		
		T _{alim}	35°C	50°C	35°C	50°C	35°C	50°C	35°C	50°C
Metano	VAN(€)	13084	-348	4581	-3286	827	-5668	-706	-6199	15 kW
	TRA(anni)	10	-	15	-	19	-	-	-	
GPL	VAN(€)	51681	37092	29637	21447	19395	12691	15816	10129	
	TRA(anni)	4	5	6	8	8	11	10	12	
Gasolio	VAN(€)	34655	20557	18585	10537	11205	4593	8528	2927	
	TRA(anni)	6	8	8	11	11	15	13	17	
Metano	VAN(€)	22982	6250	16747	274	8956	-2799	6039	-3965	30 kW
	TRA(anni)	8	14	10	20	13	-	15	-	
GPL	VAN(€)	88552	71943	58058	41518	40225	27905	34389	23848	
	TRA(anni)	3	4	5	6	6	8	7	9	
Gasolio	VAN(€)	59628	42965	39836	23325	26432	14361	21883	11579	
	TRA(anni)	4	6	6	8	8	11	9	12	
Metano	VAN(€)	14165	-11645	9772	-8394	7631	-9390	4492	-11613	50 kW
	TRA(anni)	14	-	15	-	16	-	18	-	
GPL	VAN(€)	115524	89971	74773	56614	55572	38182	47708	32208	
	TRA(anni)	4	5	6	7	7	9	8	10	
Gasolio	VAN(€)	708313	45147	46100	27938	34425	17756	28645	12878	
	TRA(anni)	6	8	8	10	10	13	11	14	

Gli indicatori economici riportati nelle tabelle precedenti evidenziano che anche nel caso di impiego di pompa di calore tradizionali, la sostituzione di una caldaia tradizionale alimentata a metano è realizzabile solo in climi rigidi e per edifici dotati di terminali di erogazione del calore a bassa temperatura. I tempi di ritorno sono estremamente interessanti nel caso in cui il combustibile fossile impiegato nel sistema di generazione è rappresentato dal GPL. Per impianti in cui il carico frigorifero è già erogato da una classica pompa di calore, la differenza tra la sostituzione di caldaie tradizionali e caldaie a condensazione con una pompa di calore polivalente R410a è sostanziale: con riferimento ad una taglia da 30 kW e a terminali di erogazione del calore a bassa temperatura, sostituendo caldaie a GPL a Milano il tempo di recupero attualizzato rimane pressoché invariato ma il VAN al 20° anno diminuisce di quasi € 40.000.

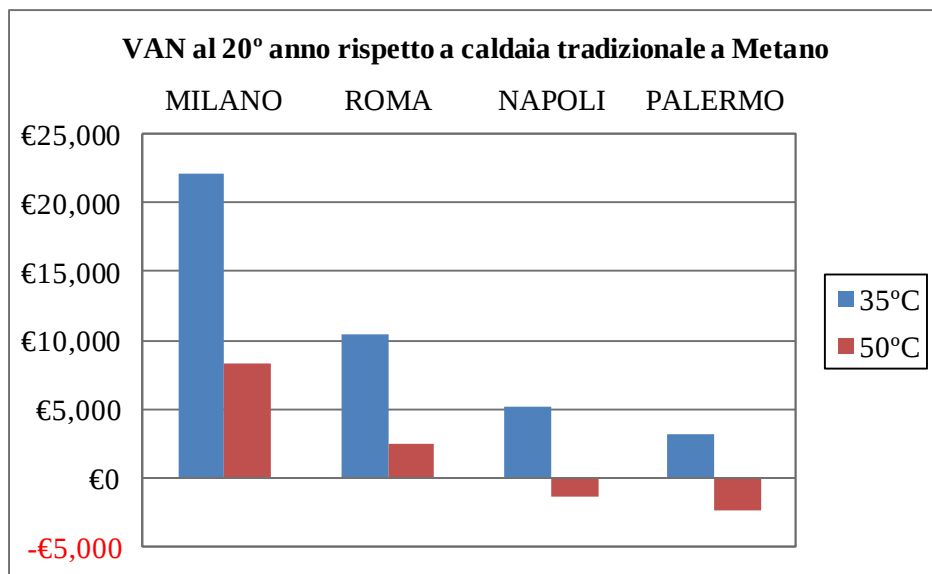


Fig. 131 – VAN al 20° anno per la pompa di calore polivalente R410a acqua-acqua da 15 kW ottenuti mediante confronto con una caldaia tradizionale alimentata a metano in funzione della località e della temperatura di alimentazione dei terminali di emissione

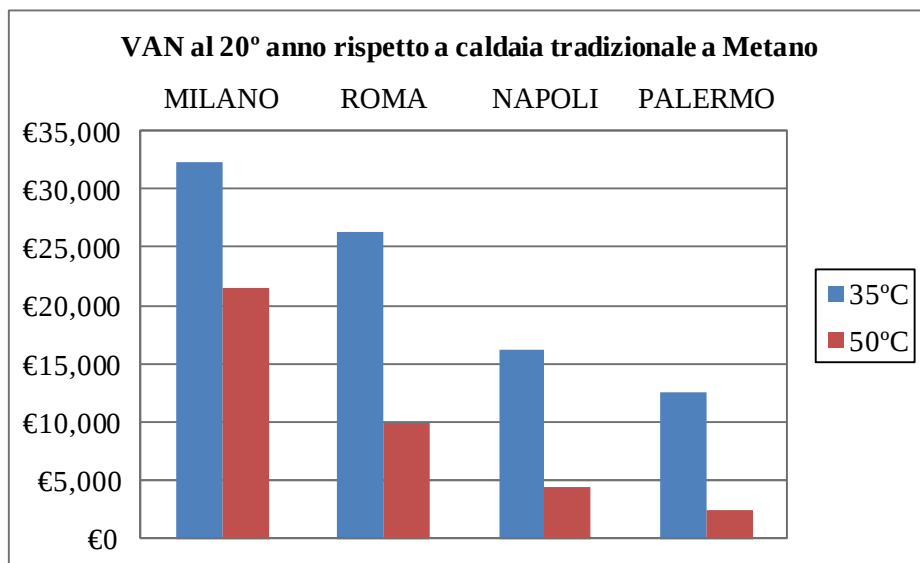


Fig. 132 – VAN al 20° anno per la pompa di calore polivalente R410a acqua-acqua da 30 kW ottenuti mediante confronto con una caldaia tradizionale alimentata a metano in funzione della località e della temperatura di alimentazione dei terminali di emissione

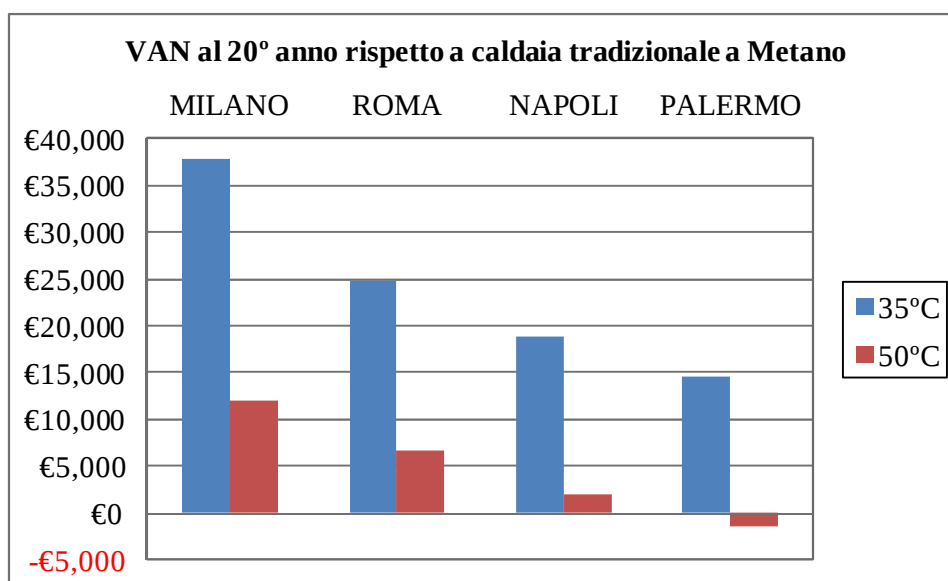


Fig. 133 – VAN al 20° anno per la pompa di calore polivalente R410a acqua-acqua da 50 kW ottenuti mediante confronto con una caldaia tradizionale alimentata a metano in funzione della località e della temperatura di alimentazione dei terminali di emissione

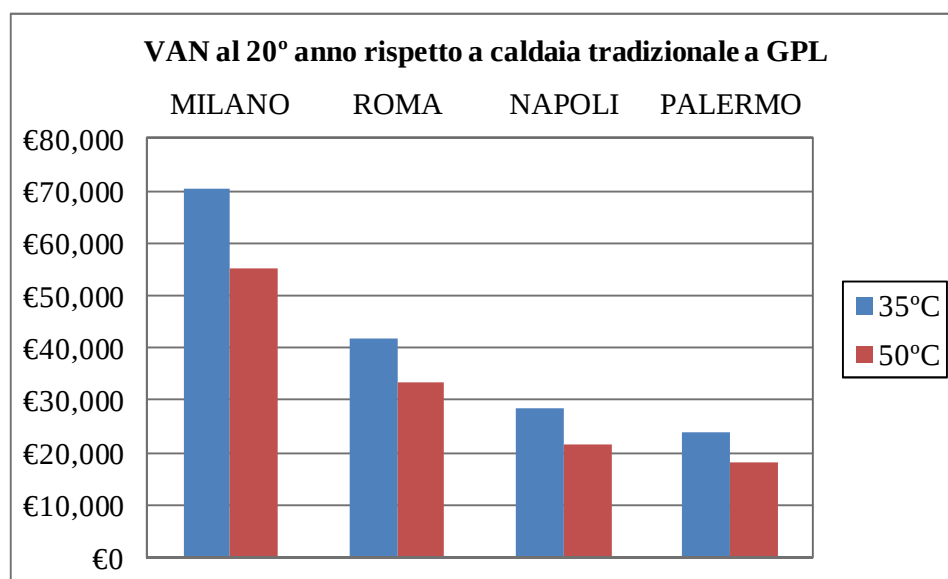


Fig. 134 – VAN al 20° anno per la pompa di calore polivalente R410a acqua-acqua da 15 kW ottenuti mediante confronto con una caldaia tradizionale alimentata a GPL in funzione della località e della temperatura di alimentazione dei terminali di emissione

Dalla figura 131 sono rappresentati in maniera grafica i VAN e i TRA riportati con riferimento alla sola caldaia tradizionale; i TRA sono riportati per la sola temperatura di alimentazione dei terminali di erogazione di 35°C al variare della tipologia di combustibile fossile.

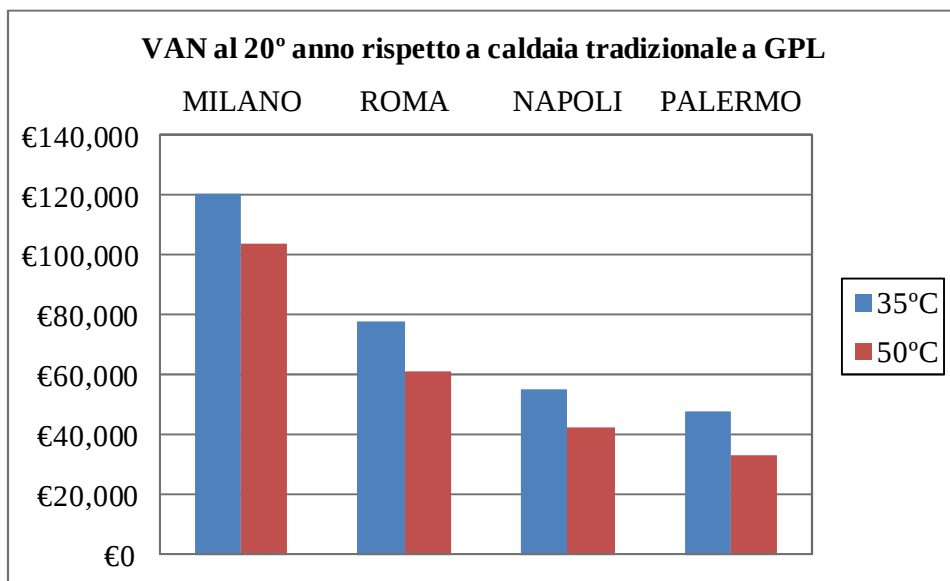


Fig. 135 – VAN al 20° anno per la pompa di calore polivalente R410a acqua-acqua da 30 kW ottenuti mediante confronto con una caldaia tradizionale alimentata a GPL in funzione della località e della temperatura di alimentazione dei terminali di emissione

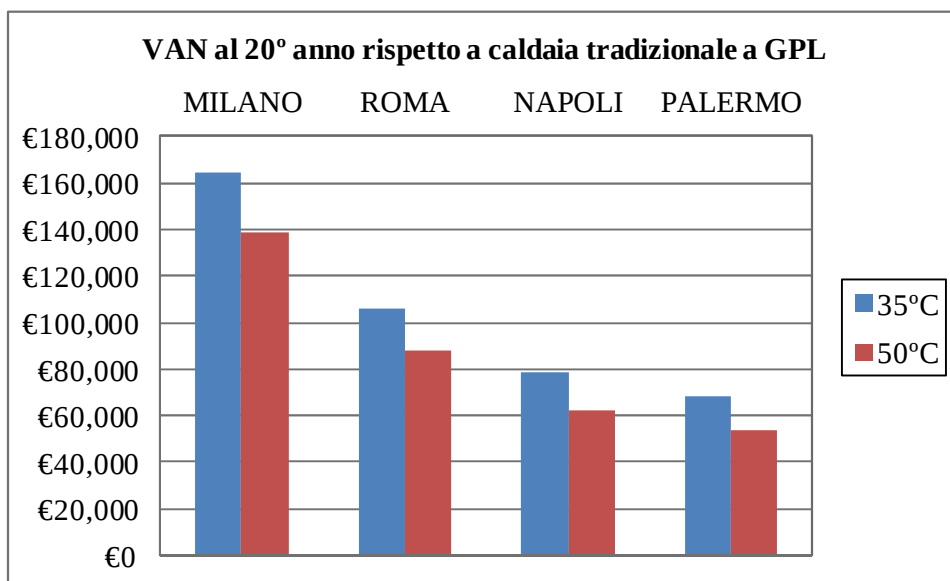


Fig. 136 – VAN al 20° anno per la pompa di calore polivalente R410a acqua-acqua da 50 kW ottenuti mediante confronto con una caldaia tradizionale alimentata a GPL in funzione della località e della temperatura di alimentazione dei terminali di emissione

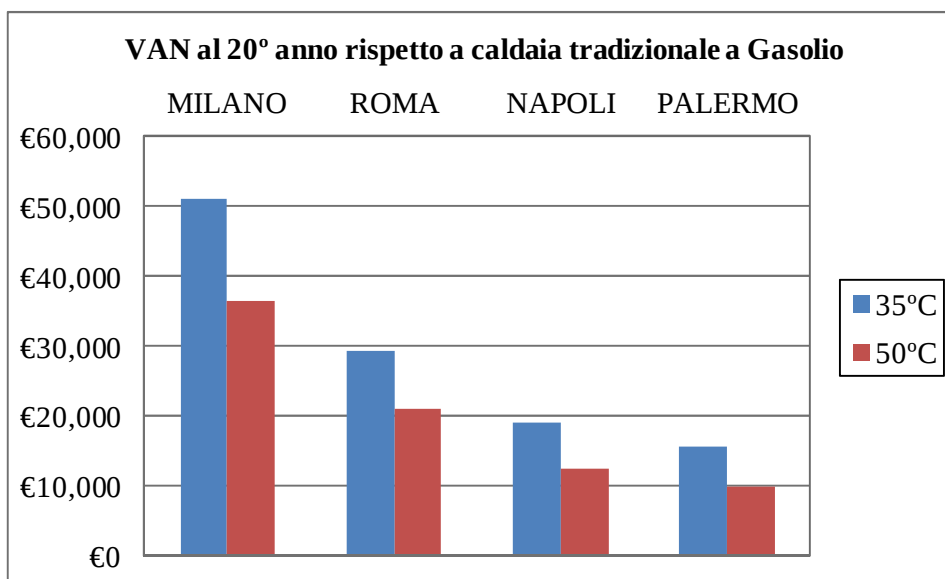


Fig. 137 – VAN al 20° anno per la pompa di calore polivalente R410a acqua-acqua da 15 kW ottenuti mediante confronto con una caldaia tradizionale alimentata a gasolio in funzione della località e della temperatura di alimentazione dei terminali di emissione

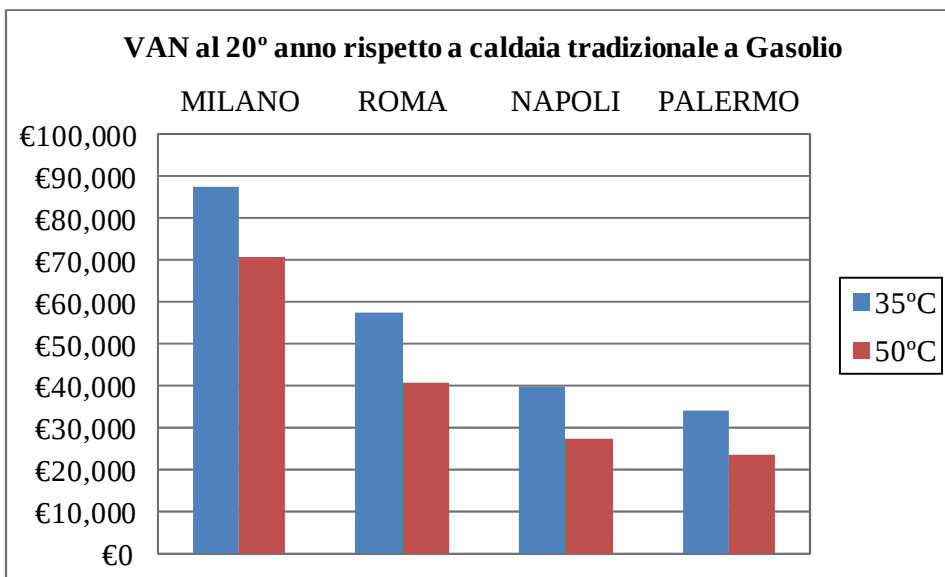


Fig. 138 – VAN al 20° anno per la pompa di calore polivalente R410a acqua-acqua da 30 kW ottenuti mediante confronto con una caldaia tradizionale alimentata a gasolio in funzione della località e della temperatura di alimentazione dei terminali di emissione

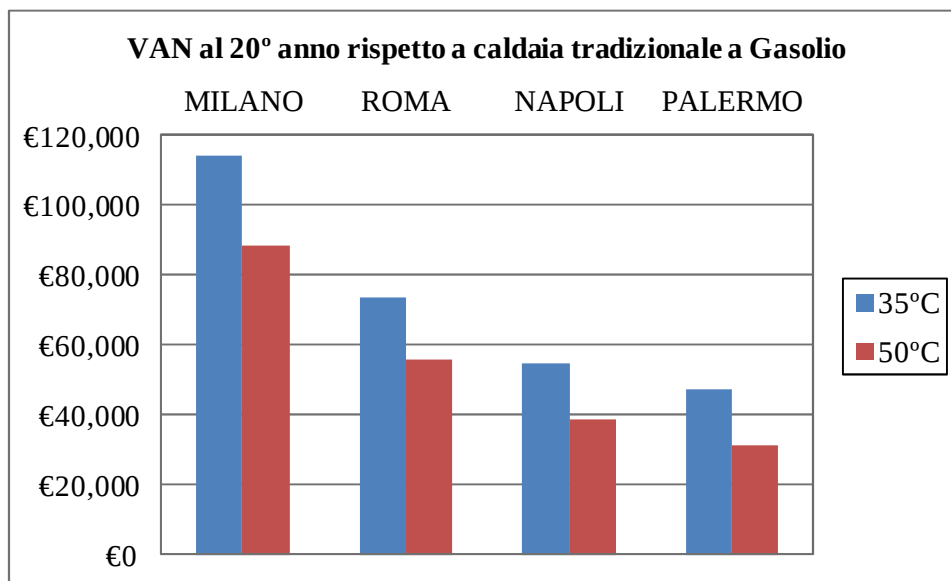


Fig. 139 – VAN al 20° anno per la pompa di calore polivalente R410a acqua-acqua da 50 kW ottenuti mediante confronto con una caldaia tradizionale alimentata a gasolio in funzione della località e della temperatura di alimentazione dei terminali di emissione

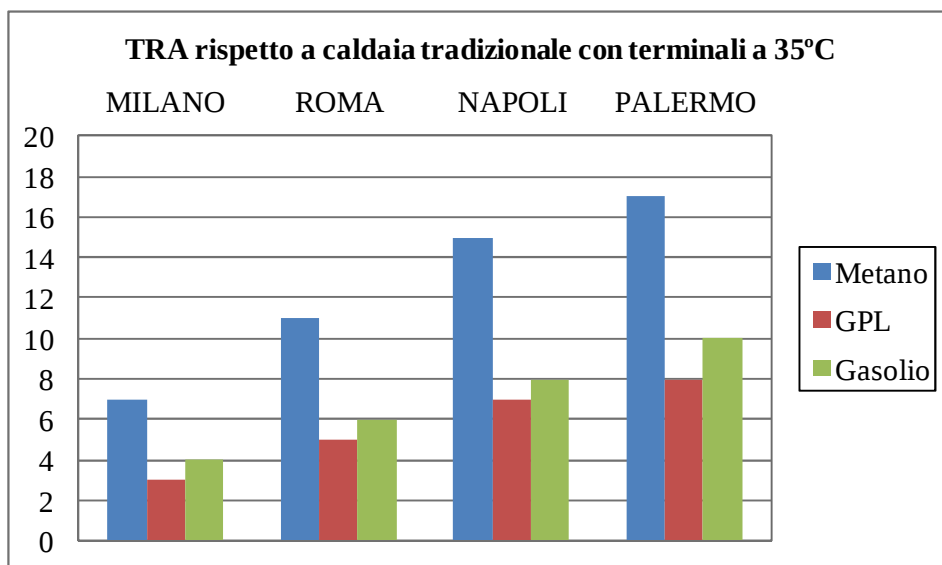


Fig. 140– TRA per la pompa di calore polivalente R410a acqua-acqua da 15 kW ottenuti mediante confronto con una caldaia tradizionale alimentata con differenti combustibili fossili in funzione della località e della temperatura di alimentazione dei terminali di emissione

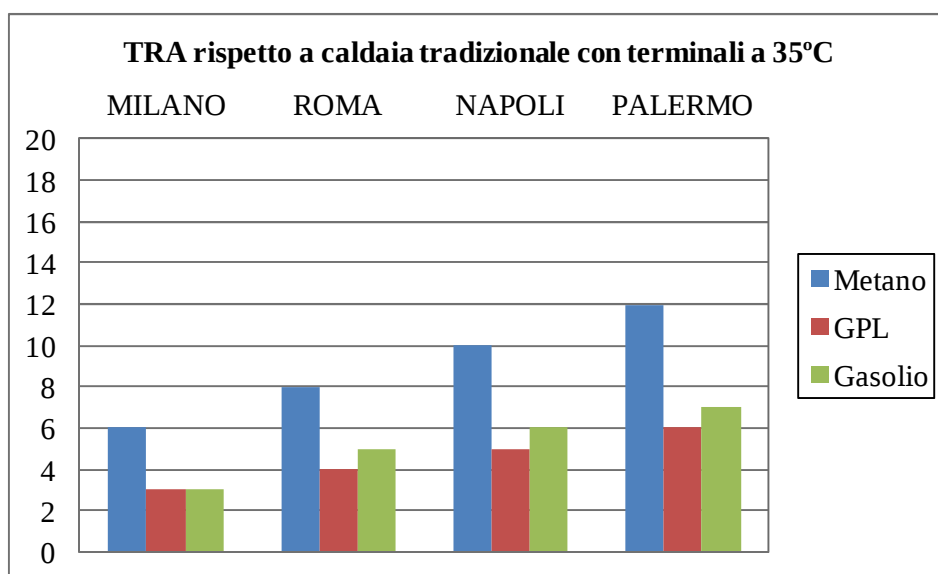


Fig. 141– TRA per la pompa di calore polivalente R410a acqua-acqua da 30 kW ottenuti mediante confronto con una caldaia tradizionale alimentata con differenti combustibili fossili in funzione della località e della temperatura di alimentazione dei terminali di emissione

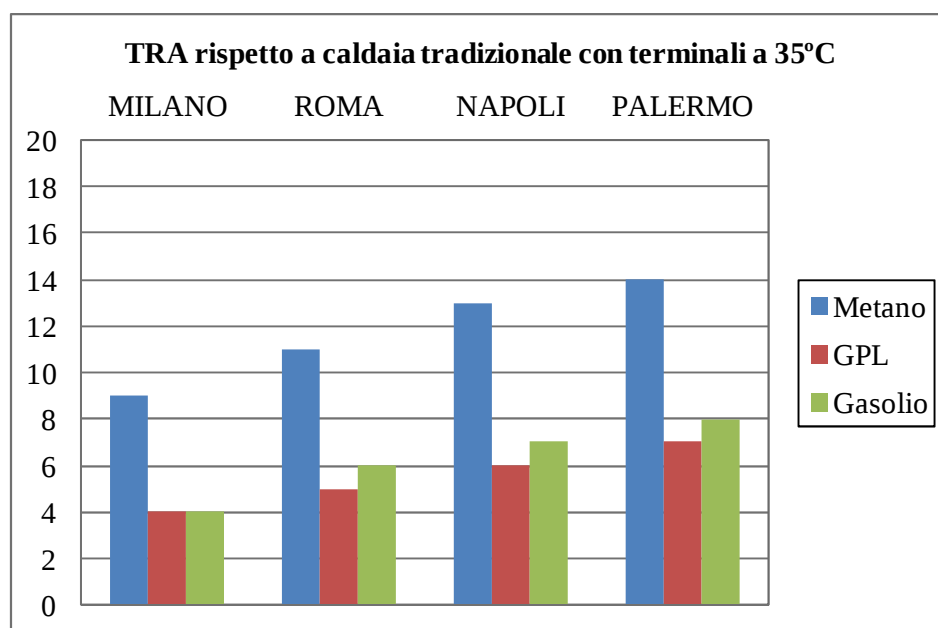


Fig. 142– TRA per la pompa di calore polivalente R410a acqua-acqua da 50 kW ottenuti mediante confronto con una caldaia tradizionale alimentata con differenti combustibili fossili in funzione della località e della temperatura di alimentazione dei terminali di emissione

3.6 Confronto degli indicatori economici tra pompa di calore polivalente acqua-acqua R744 e R410a con caldaia tradizionale e a condensazione, e tariffa elettrica con contatore dedicato

In questo paragrafo sono confrontati gli indicatori economici ottenuti per le pompe di calore polivalenti R744 e R410a nell'ipotesi di sostituire impianti dotati sia di caldaie tradizionali che caldaie a condensazione asservite a terminali a bassa temperatura, nell'ipotesi di impiegare il quadro tariffario elettrico previsto con un contatore dedicato alla pompa di calore. La scelta di valutare solo terminali di erogazione a bassa

temperatura è legata ai risultati più incoraggianti ottenuti per entrambi i modelli di macchina rispetto ai terminali a media temperatura (vedi tabb. 139 e 140).

Si può osservare come l'applicazione di una tariffa elettrica con contatore dedicato comporti, rispetto alla tariffa elettrica progressiva, risultati non univoci ma dipendenti dalla zona climatica e dalla taglia della macchina interessata. Nelle figg. 143, 144 e 145 è riportato il confronto del VAN al 20° anno per la sola pompa di calore R744 da 15 kW e per le tre fonti primarie fossili indagate, ottenuto applicando una tariffa elettrica progressiva e quella prevista con un contatore dedicato. E' evidente che l'applicazione della tariffa con contatore dedicato comporti un vantaggio rispetto alla tariffa progressiva per le zone climatiche più severe, e tale vantaggio tende a diminuire e poi ad annullarsi man mano che ci si sposta verso zone climatiche più favorevoli. Il vantaggio offerto dalla tariffa con contatore dedicato nelle località fredde è maggiore nell'ipotesi di sostituire sistemi di generazione a condensazione rispetto a caldaie tradizionali. Lo stesso trend è ottenuto variando la taglia della macchina a parità di combustibile fossile indagato, così come riportato nelle figg. 146 e 147: è interessante in tal caso osservare che una macchina polivalente da 30 kW ubicata a Roma offre invece maggiori vantaggi con tariffa elettrica progressiva nell'ipotesi di sostituire sistemi di generazione a condensazione.

Nelle fig. 148, 149 e 150 sono riportati in forma grafica il confronto tra il VAN ottenuto al 20° anno tra una macchina polivalente R410a applicando le due tariffe elettriche considerate per una macchina da 15 kW, al variare della località e delle fonti fossili considerate, sia rispetto a caldaie tradizionali che a condensazione. Con questa tipologia di macchina è la tariffa progressiva ad offrire sempre risultati migliori, e il vantaggio conseguito è più cospicuo sostituendo sistemi di generazione del calore a condensazione rispetto a caldaie tradizionali. Nelle fig. 151 e 152, con riferimento al solo GPL, è riportato lo stesso confronto per una macchina da 30 kW e da 50 kW con riferimento sia a caldaie tradizionali che a condensazione. E' da osservare che per le località dal clima più rigido il divario tra le due tariffe tende ad annullarsi mentre cresce a vantaggio della tariffa elettrica progressiva man mano che si viaggia verso le località dal clima più favorevole. Per la macchina da 50 kW, infine, anche con la pompa di calore polivalente R410a la tariffa con contatore dedicato è più favorevole rispetto a quella progressiva, ma solo per la località di Milano: anche in questo caso il divario tra le tariffe è maggiore quanto il sistema di generazione sostituito è a condensazione.

Tab. 139 - VAN al 20° anno e TRA per la pompa di calore polivalente R744 acqua-acqua , con contatore dedicato ottenuti mediante confronto con sistemi di generazione impieganti sia caldaie tradizionali che caldaie a condensazione, in funzione della località e per tre differenti tipi di combustibili fossili

	T _{alim}	MILANO		ROMA		NAPOLI		PALERMO		
		Caldaia tradizionale	Caldaia condensazione	Caldaia tradizionale	Caldaia condensazione	Caldaia tradizionale	Caldaia condensazione	Caldaia tradizionale	Caldaia condensazione	
Metano	VAN(€)	1594	-7912	-7904	-14224	-12434	-16930	-13861	-17778	15 kW
	TRA(anni)	19	-	-	-	-	-	-	-	
GPL	VAN(€)	52702	32975	26074	12958	11734	2405	7194	-934	
	TRA(anni)	5	7	8	12	13	18	15	-	
Gasolio	VAN(€)	32332	14939	12531	968	2101	-6124	-1199	-8364	
	TRA(anni)	7	11	12	19	18	-	-	-	
Metano	VAN(€)	20184	1679	1408	-8838	-7107	-14896	-10118	-17074	30 kW
	TRA(anni)	11	19	19	-	-	-	-	-	
GPL	VAN(€)	107297	71370	56494	35231	34770	18606	27277	12842	
	TRA(anni)	4	5	6	8	8	11	10	13	
Gasolio	VAN(€)	72577	40628	34538	15792	18079	3827	12372	-354	
	TRA(anni)	5	7	8	12	12	18	14	-	
Metano	VAN(€)	18436	-3246	4766	-10618	-6887	-18332	-11443	-21849	50 kW
	TRA(anni)	13	-	18	-	-	-	-	-	
GPL	VAN(€)	135009	90012	87478	55551	54644	30893	44503	22908	
	TRA(anni)	4	6	6	8	8	11	9	13	
Gasolio	VAN(€)	88546	48875	54511	26363	30120	9180	22204	3165	
	TRA(anni)	6	8	8	12	11	16	13	19	

Tab. 140 - VAN al 20° anno e TRA per la pompa di calore polivalente R410a acqua-acqua , con contatore dedicato ottenuti mediante confronto con sistemi di generazione impieganti sia caldaie tradizionali che caldaie a condensazione, in funzione della località e per tre differenti tipi di combustibili fossili

	T _{alim}	MILANO		ROMA		NAPOLI		PALERMO		
		Caldaia tradizionale	Caldaia condensazione	Caldaia tradizionale	Caldaia condensazione	Caldaia tradizionale	Caldaia condensazione	Caldaia tradizionale	Caldaia condensazione	
Metano	VAN(€)	18594	9620	4530	-1295	-2032	-6349	-4253	-8095	15 kW
	TRA(anni)	9	12	16	-	-	-	-	-	
GPL	VAN(€)	66840	48217	35851	23762	21178	12219	16399	8427	
	TRA(anni)	4	5	6	8	8	11	10	13	
Gasolio	VAN(€)	47611	31192	23368	12709	11927	4028	8168	1139	
	TRA(anni)	5	6	8	11	11	16	13	19	
Metano	VAN(€)	36655	21410	17260	7656	5859	-1411	2129	-4462	30 kW
	TRA(anni)	6	9	10	14	16	-	19	-	
GPL	VAN(€)	118618	86980	68899	48967	44945	29858	37567	23888	
	TRA(anni)	3	3	4	5	6	8	7	9	
Gasolio	VAN(€)	85950	58057	48317	30744	29366	16064	23422	11382	
	TRA(anni)	3	5	6	8	8	11	9	13	
Metano	VAN(€)	47354	23788	21567	6454	9180	-1967	3862	-6186	50 kW
	TRA(anni)	8	11	12	17	16	-	18	-	
GPL	VAN(€)	174053	125147	102818	71455	69106	45974	57881	37030	
	TRA(anni)	3	4	5	6	7	9	8	10	
Gasolio	VAN(€)	123555	80437	70434	42782	45221	24827	36351	17967	
	TRA(anni)	4	6	6	9	9	12	10	13	

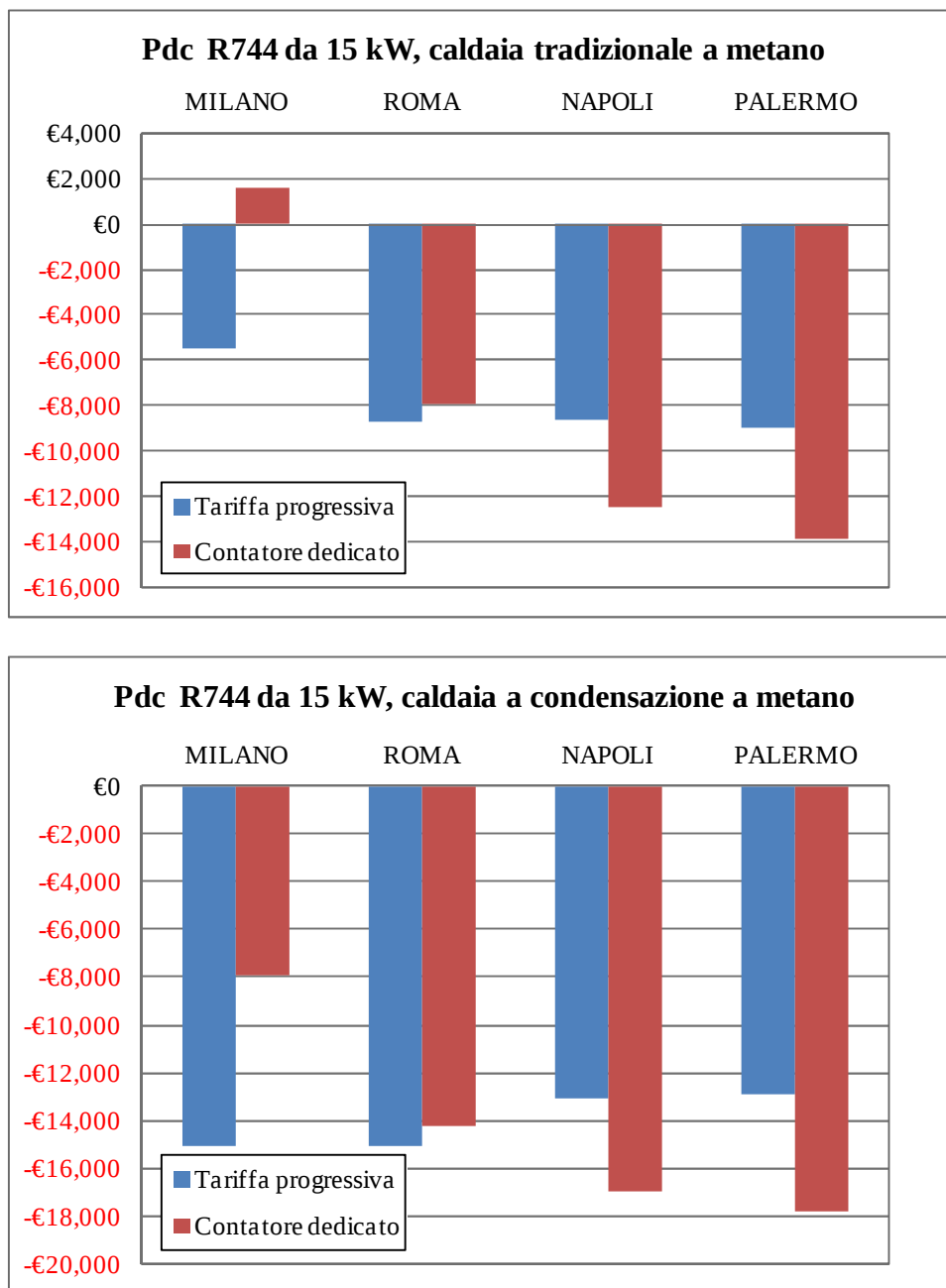


Fig. 143 – Confronto del VAN al 20° anno ottenuto con tariffa elettrica progressiva e con contatore dedicato per una pompa di calore polivalente R744 da 15 kW in funzione della località nell'ipotesi di sostituire sistemi di generazione del calore tradizionali e a condensazione a metano

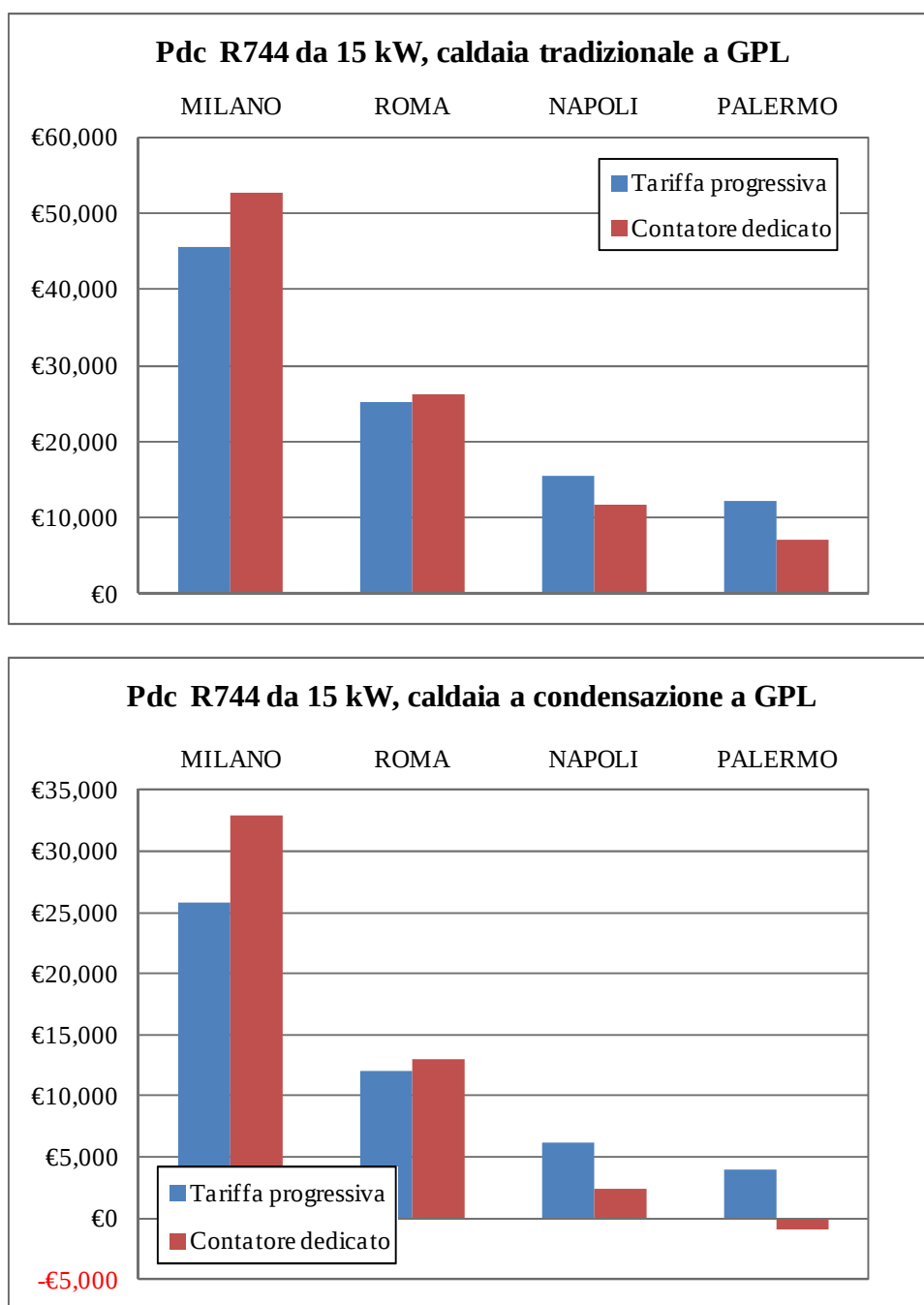


Fig. 144 – Confronto del VAN al 20° anno ottenuto con tariffa elettrica progressiva e con contatore dedicato per una pompa di calore polivalente R744 da 15 kW in funzione della località nell'ipotesi di sostituire sistemi di generazione del calore tradizionali e a condensazione a GPL

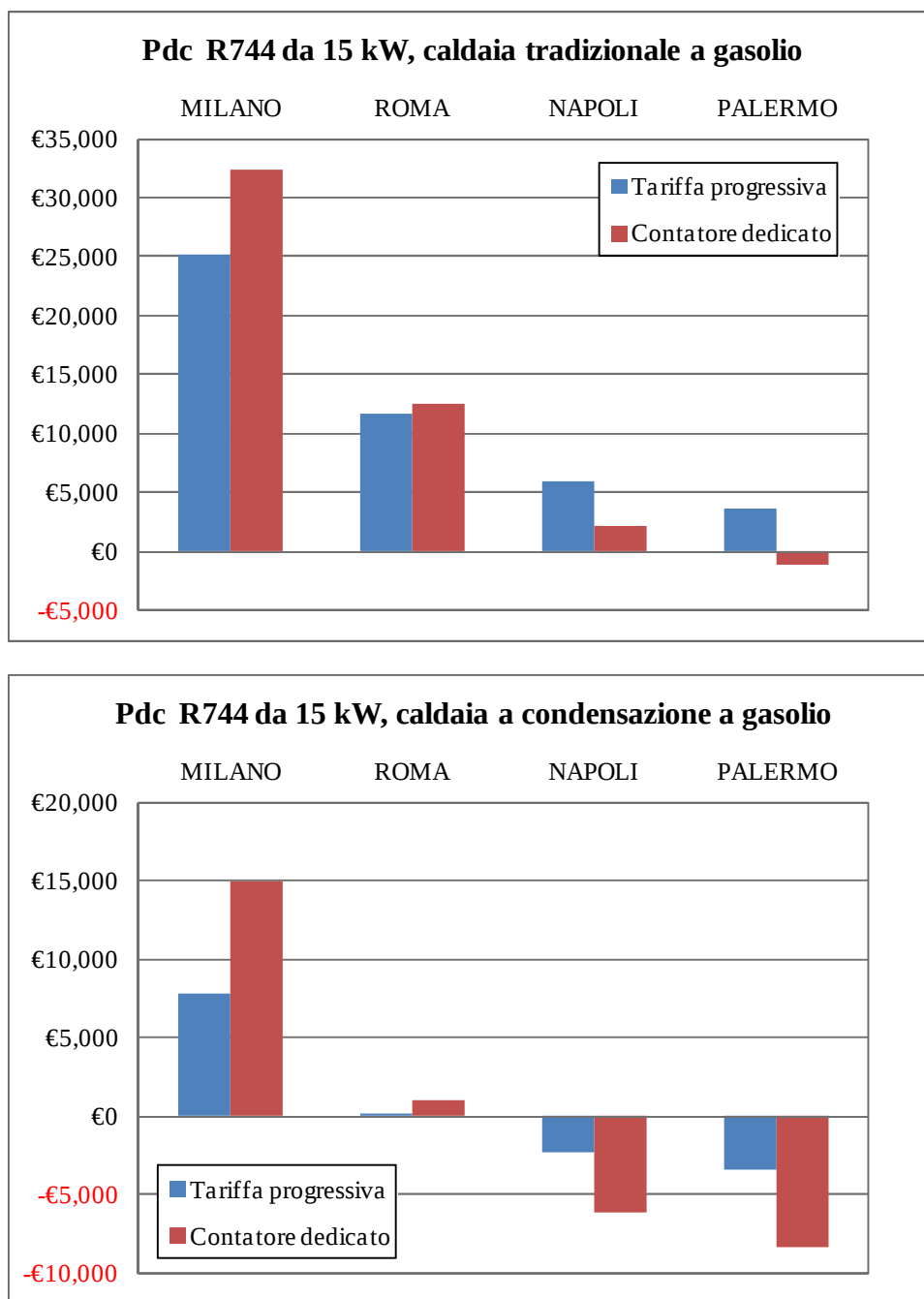


Fig. 145 – Confronto del VAN al 20° anno ottenuto con tariffa elettrica progressiva e con contatore dedicato per una pompa di calore polivalente R744 da 15 kW in funzione della località nell'ipotesi di sostituire sistemi di generazione del calore tradizionali e a condensazione a gasolio

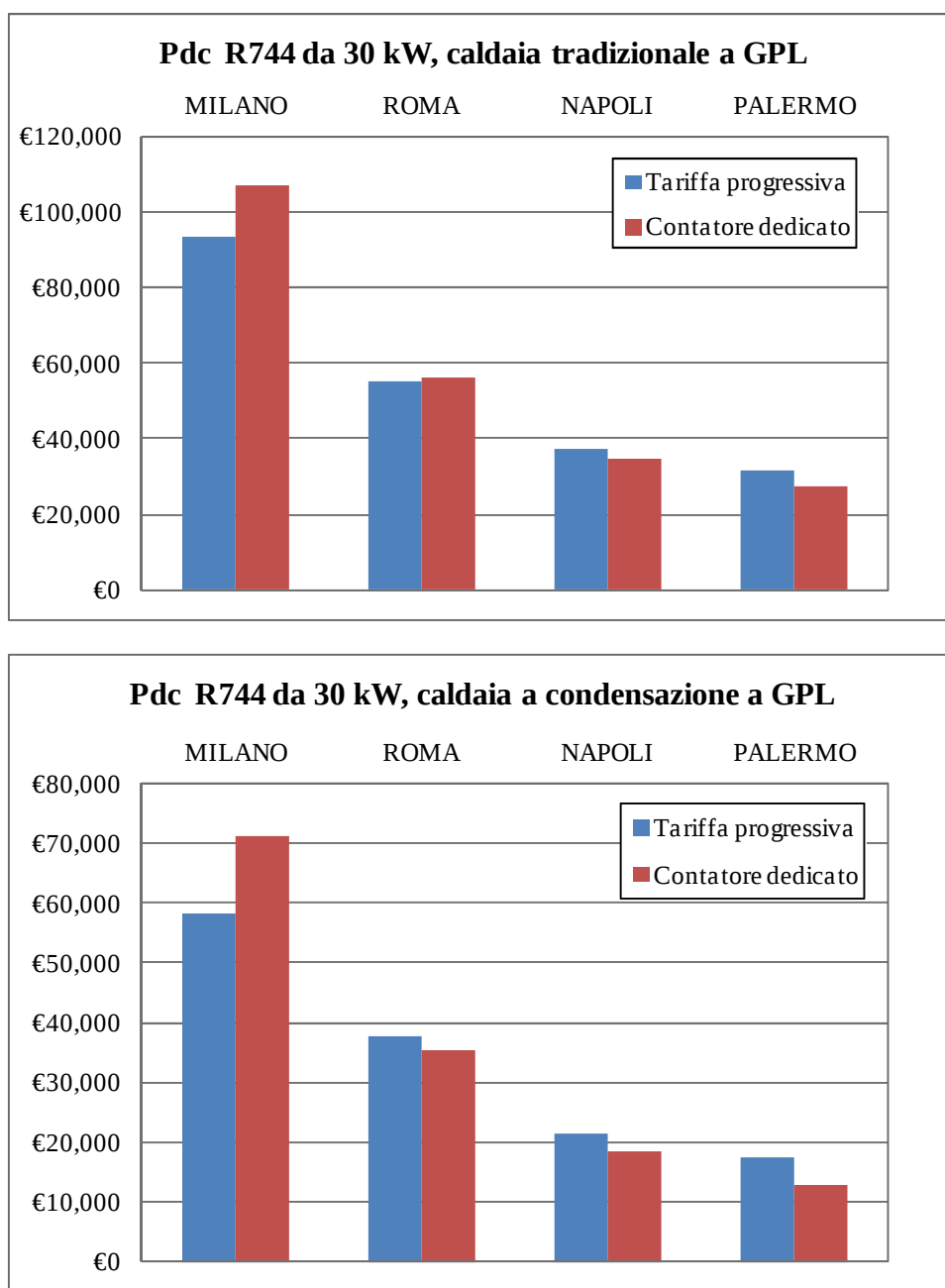


Fig. 146 – Confronto del VAN al 20° anno ottenuto con tariffa elettrica progressiva e con contatore dedicato per una pompa di calore polivalente R744 da 30 kW in funzione della località nell'ipotesi di sostituire sistemi di generazione del calore tradizionali e a condensazione a GPL

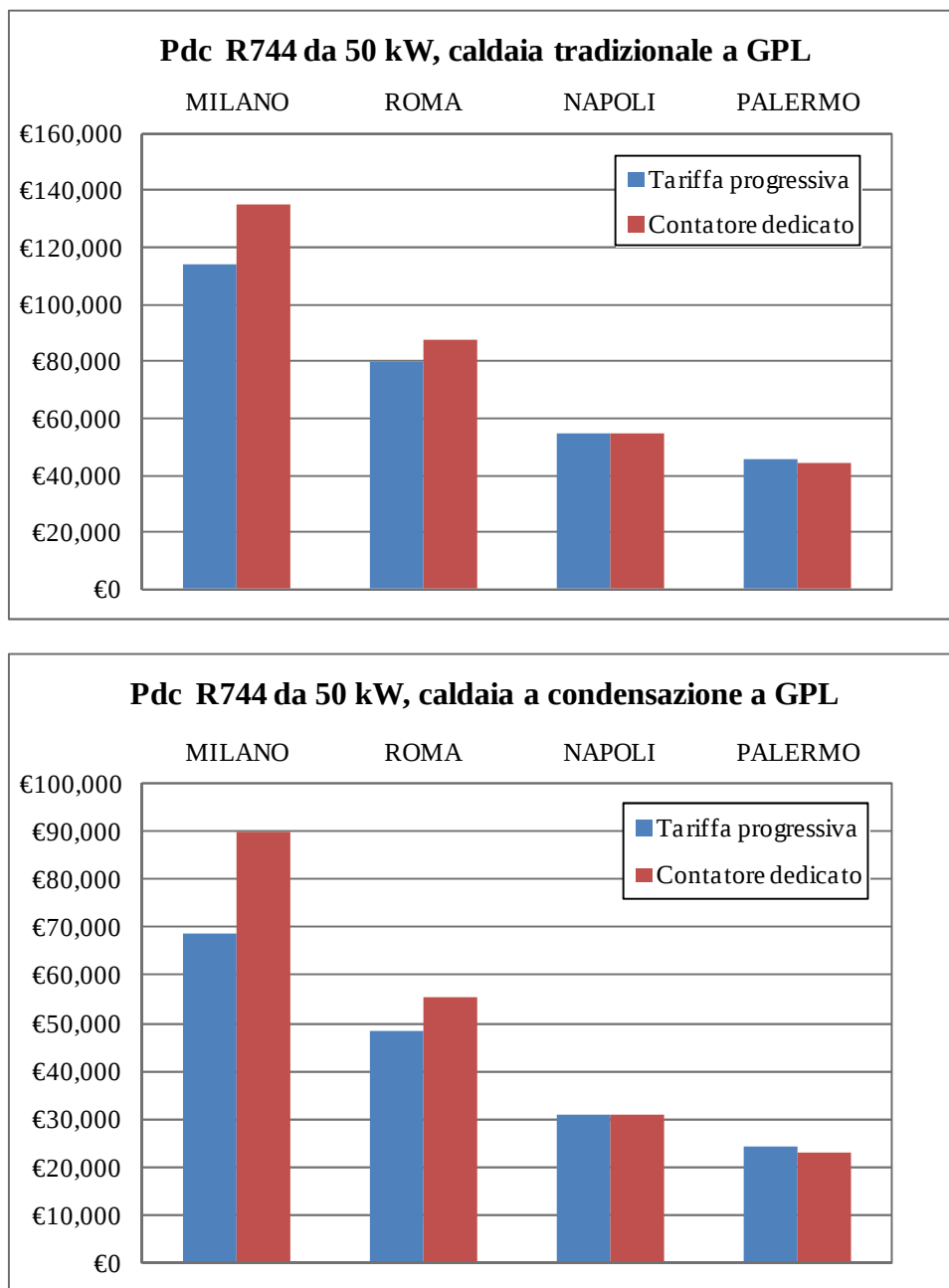


Fig. 147 – Confronto del VAN al 20° anno ottenuto con tariffa elettrica progressiva e con contatore dedicato per una pompa di calore polivalente R744 da 50 kW in funzione della località nell'ipotesi di sostituire sistemi di generazione del calore tradizionali e a condensazione a GPL

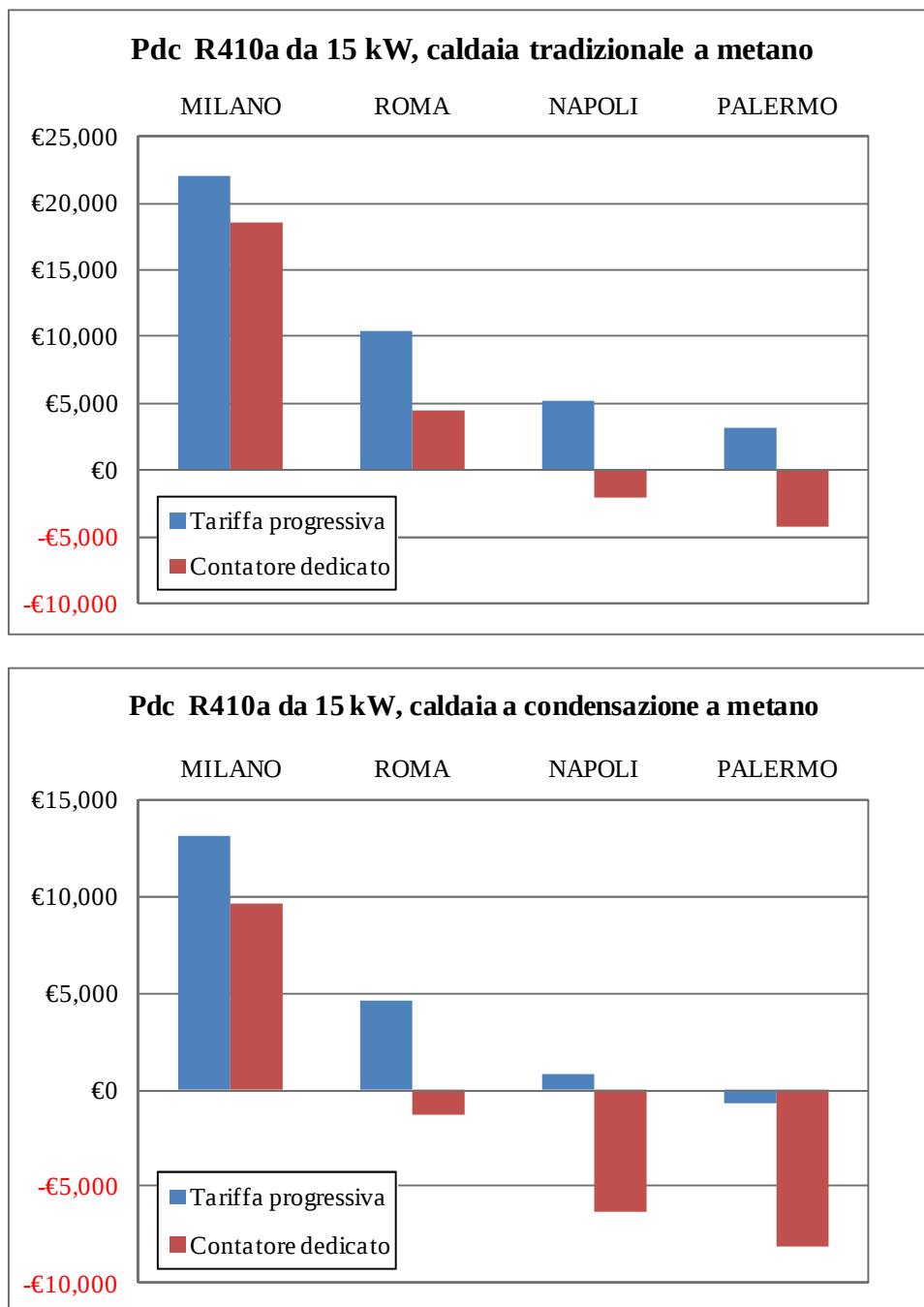


Fig. 148 – Confronto del VAN al 20° anno ottenuto con tariffa elettrica progressiva e con contatore dedicato per una pompa di calore polivalente R410a da 15 kW in funzione della località nell'ipotesi di sostituire sistemi di generazione del calore tradizionali e a condensazione a metano

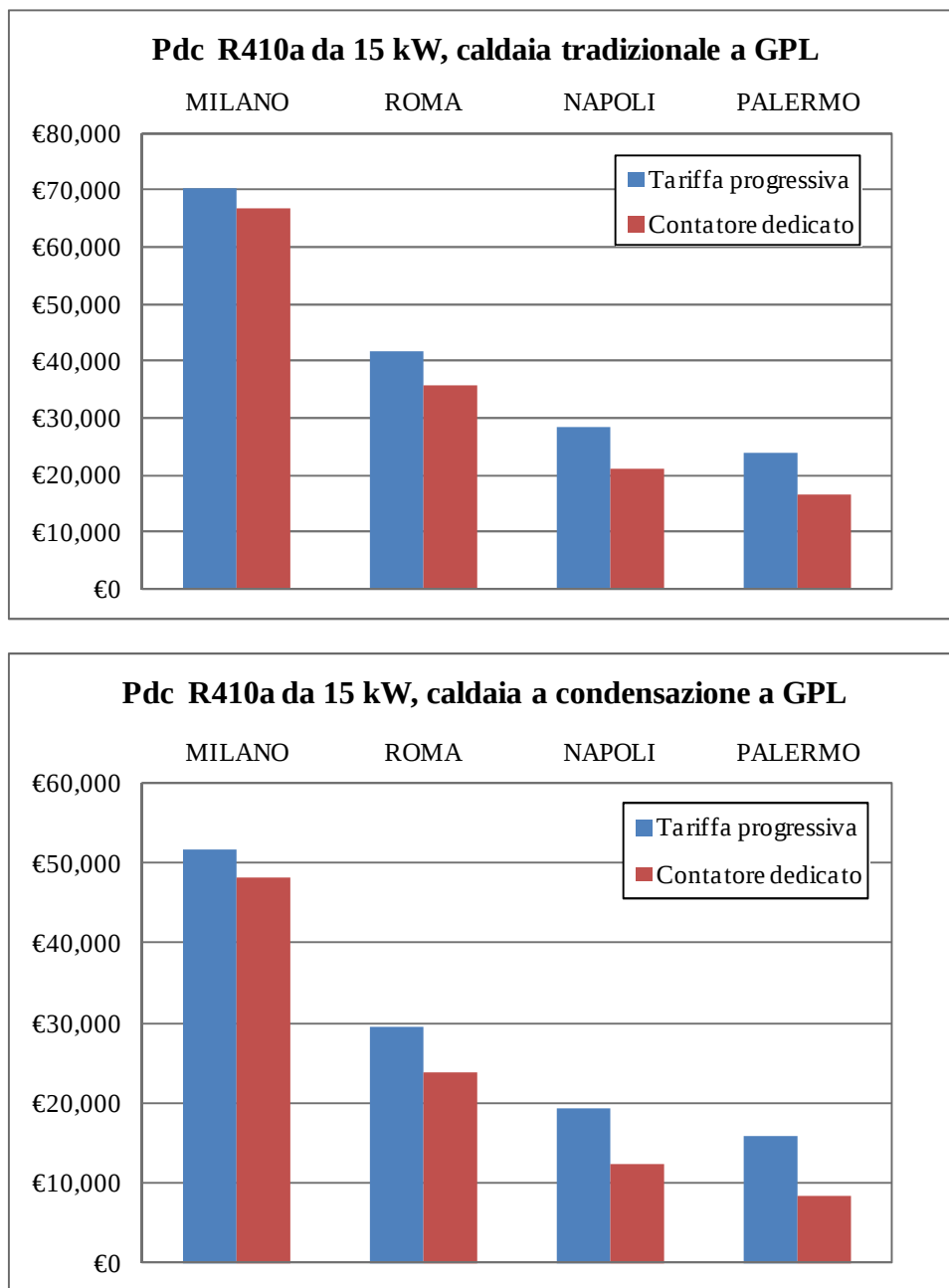


Fig. 149 – Confronto del VAN al 20° anno ottenuto con tariffa elettrica progressiva e con contatore dedicato per una pompa di calore polivalente R410a da 15 kW in funzione della località nell'ipotesi di sostituire sistemi di generazione del calore tradizionali e a condensazione a GPL

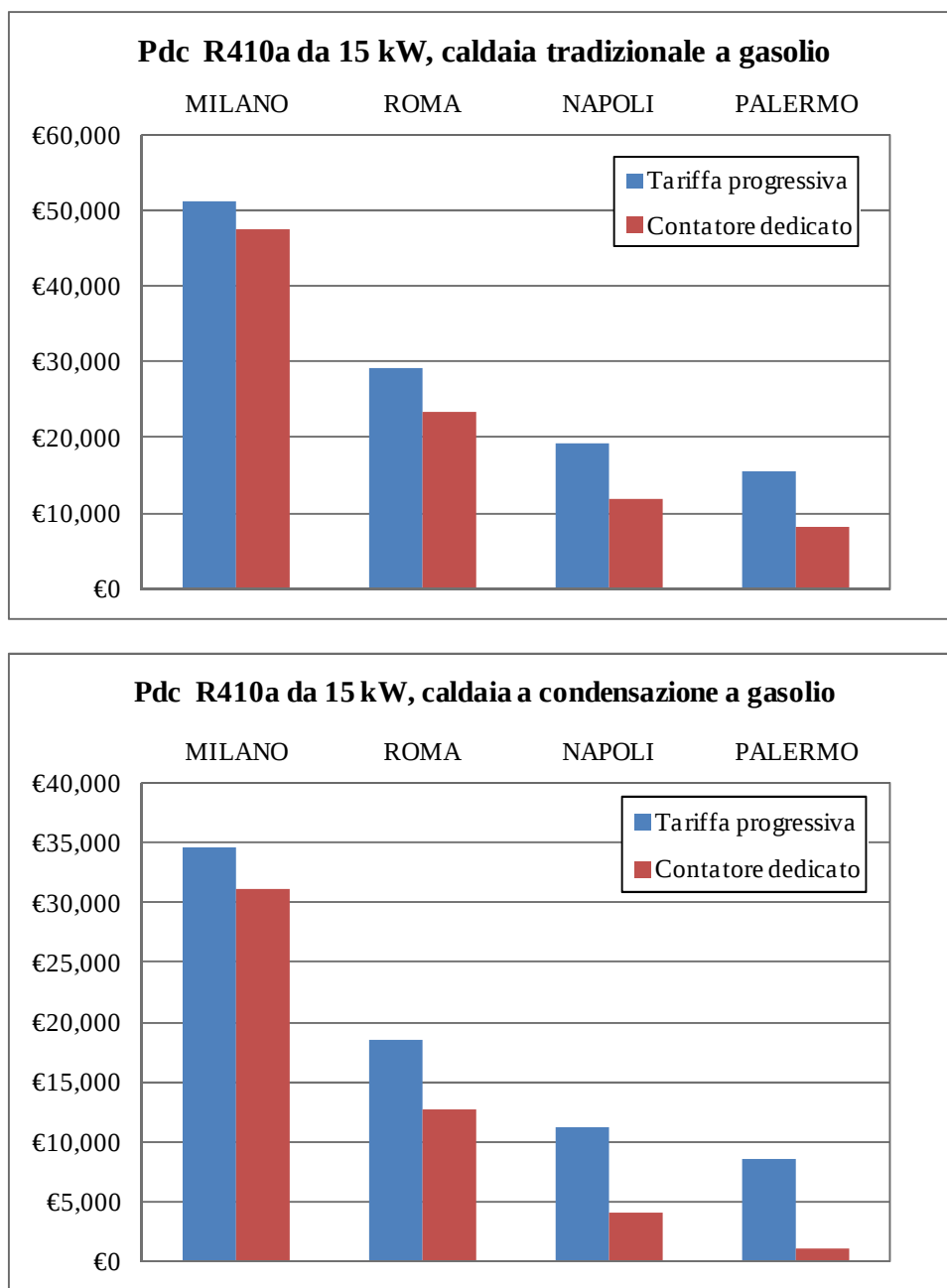


Fig. 150 – Confronto del VAN al 20° anno ottenuto con tariffa elettrica progressiva e con contatore dedicato per una pompa di calore polivalente R410a da 15 kW in funzione della località nell'ipotesi di sostituire sistemi di generazione del calore tradizionali e a condensazione a gasolio

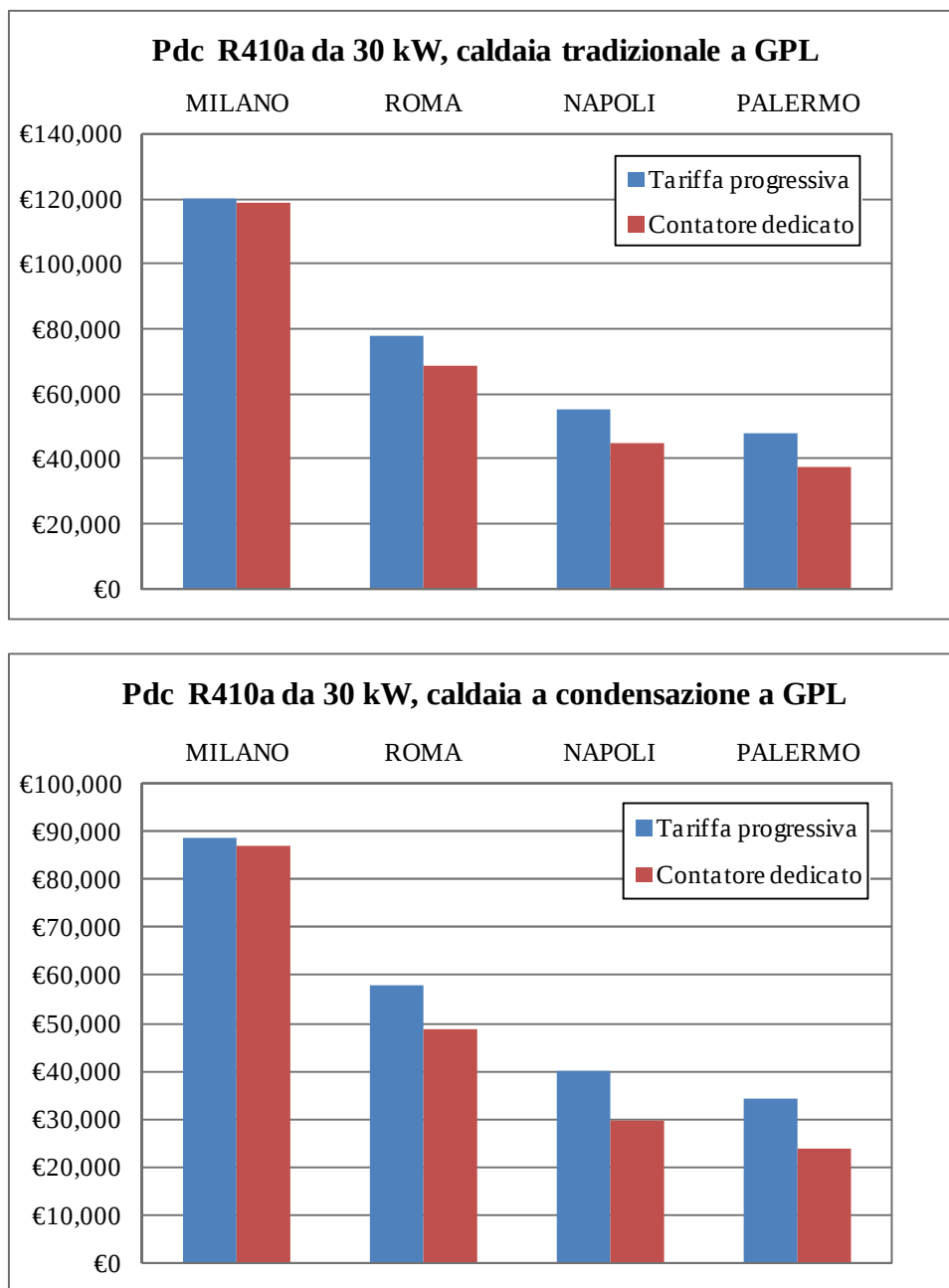


Fig. 151 – Confronto del VAN al 20° anno ottenuto con tariffa elettrica progressiva e con contatore dedicato per una pompa di calore polivalente R410a da 30 kW in funzione della località nell'ipotesi di sostituire sistemi di generazione del calore tradizionali e a condensazione a GPL

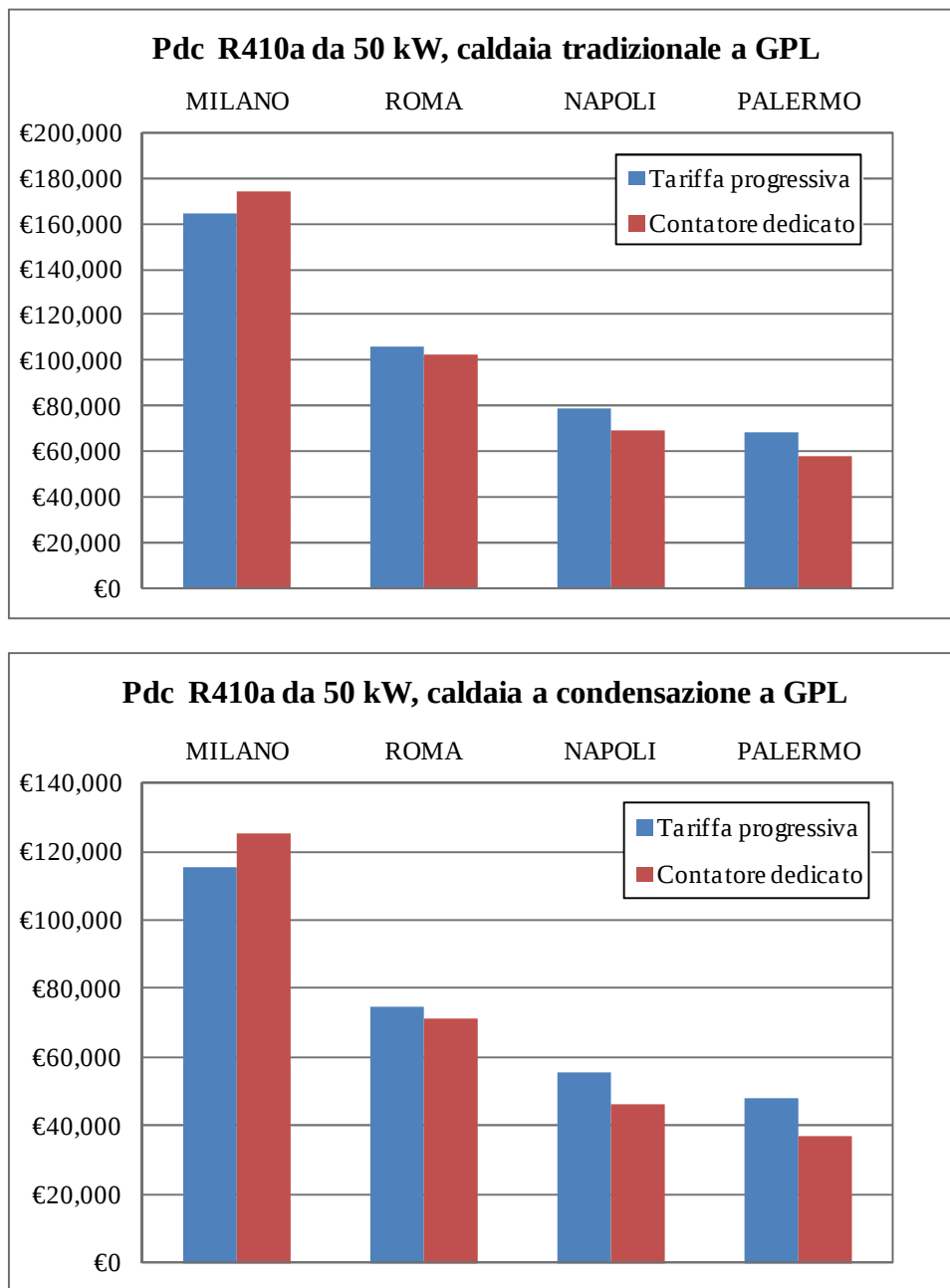


Fig. 152 – Confronto del VAN al 20° anno ottenuto con tariffa elettrica progressiva e con contatore dedicato per una pompa di calore polivalente R410a da 50 kW in funzione della località nell'ipotesi di sostituire sistemi di generazione del calore tradizionali e a condensazione a GPL

3.7 Incidenza della tariffa incentivante sull'analisi economica

Con riferimento alle macchine polivalenti da 30 kW e da 50 kW sia R744 che R410a asservite a terminali di erogazione del calore a bassa temperatura, è effettuata l'analisi economica nell'ipotesi di non usufruire del supporto finanziario offerto dal Conto Termico nel caso di sostituzione di sistemi di generazione tradizionali a GPL, al fine di valutare l'incidenza dell'incentivo sugli indicatori economici analizzati per le località considerate. La taglia di questa macchina e i terminali di erogazione a bassa temperatura sono stati scelti poiché forniscono TRA accettabili e valori del VAN al 20° anno più favorevoli. La Tab. 141 riporta per le quattro località e per le due macchine indagate l'ammontare dell'incentivo mancante (ovvero la quantità di € di riduzione del VAN); i risultati ottenuti evidenziano inoltre che il tempo di recupero attualizzato varia in misura variabile attorno ad un anno. Ne deriva che l'entità dell'incentivo previsto dal Conto Termico influenza in maniera marginale gli indicatori economici indagati. La scelta di analizzare le taglie da 30 kW e da 50 kW deriva dalle differenti tariffe (€/kWh) e dalla differente durata di utilizzo previste dal decreto per le potenze minori e superiori a 35 kW.

Tab. 141 – Variazione del VAN al 20° per le pompe di calore polivalenti da 30 kW e 50 kW in assenza di meccanismi di incentivazione finanziaria (Conto Termico)

	Δ VAN al 20° anno (€)	
	30 kW	50 kW
Milano	4452	6071
Roma	3666	5000
Napoli	2880	3928
Palermo	2226	3036

3.8 Valutazione delle soglie di costo tra la pompa di calore polivalente acqua-acqua R744 e R410a

In questa sezione sono valutate le soglie di costo da applicare alla pompa di calore polivalente R744 per ottenere lo stesso TRA con il medesimo valore di VAN ottenuto con la pompa di calore R410a. Quest'analisi è condotta supponendo di alimentare terminali a bassa temperatura in funzione delle località, della taglia della macchina e dei combustibili fossili che alimentano sistemi di generazione di tipo tradizionale, con entrambe le tariffe elettriche analizzate (progressiva e con contatore dedicato). Per i terminali a media temperatura la differenza tra le prestazioni tende ad aumentare, per cui anche le riduzioni di costo da applicare alla macchina a CO₂.

a) MILANO

Taglia da 15 kW con tariffa elettrica progressiva: costo iniziale di € 16386

- metano: una riduzione fino a € 4920 (-70%, difficilmente realizzabile);
- GPL: una riduzione fino a € 10000 (-39%);
- gasolio: una riduzione fino a € 8800 (-47%)

Taglia da 15 kW con tariffa elettrica per contatore dedicato: costo iniziale di € 16386

- metano: una riduzione fino a € 7600 (-54%);
- GPL: una riduzione fino a € 11100 (-33%);
- gasolio: una riduzione fino a € 8800 (-47%)

Taglia da 30 kW con tariffa elettrica progressiva: costo iniziale di € 21115

- metano: una riduzione fino a € 10450 (-51%);
- GPL: una riduzione fino a € 14500 (-32%);
- gasolio: una riduzione fino a € 14000 (-34%)

Taglia da 30 kW con tariffa elettrica per contatore dedicato: costo iniziale di € 21115

- metano: una riduzione fino a € 13900 (-45%);
- GPL: una riduzione fino a € 16300 (-23%);
- gasolio: una riduzione fino a € 16100 (-24%)

Taglia da 50 kW con tariffa elettrica progressiva: costo iniziale di € 33822

- metano: una riduzione fino a € 21750 (-36%);
- GPL: una riduzione fino a € 30400 (-11%);
- gasolio: una riduzione fino a € 30100 (-12%)

Taglia da 50 kW con tariffa elettrica per contatore dedicato: costo iniziale di € 33822

- metano: una riduzione fino a € 20500 (-40%);
- GPL: una riduzione fino a € 25200 (-26%);
- gasolio: una riduzione fino a € 16100 (-29%)

b) ROMA

Taglia da 15 kW con tariffa elettrica progressiva: costo iniziale di € 16386

- metano: una riduzione fino a € 4580 (-72%, difficilmente realizzabile);
- GPL: una riduzione fino a € 9900 (-40%);
- gasolio: una riduzione fino a € 8980 (-45%)

Taglia da 15 kW con tariffa elettrica per contatore dedicato: costo iniziale di € 16386

- metano: una riduzione fino a € 6250 (-62%);
- GPL: una riduzione fino a € 11200 (-32%);
- gasolio: una riduzione fino a € 10150 (-39%)

Taglia da 30 kW con tariffa elettrica progressiva: costo iniziale di € 21115

- metano: una riduzione fino a € 9350 (-56%);
- GPL: una riduzione fino a € 13900 (-35%);
- gasolio: una riduzione fino a € 12950 (-39%)

Taglia da 30 kW con tariffa elettrica per contatore dedicato: costo iniziale di € 21115

- metano: una riduzione fino a € 11650 (-45%);
- GPL: una riduzione fino a € 15800 (-25%);
- gasolio: una riduzione fino a € 15050 (-29%)

Taglia da 50 kW con tariffa elettrica progressiva: costo iniziale di € 33822

- metano: una riduzione fino a € 17650 (-48%);
- GPL: una riduzione fino a € 24900 (-27%);
- gasolio: una riduzione fino a € 23700 (-30%)

Taglia da 50 kW con tariffa elettrica per contatore dedicato: costo iniziale di € 33822

- metano: una riduzione fino a € 22600 (-34%);
- GPL: una riduzione fino a € 27300 (-19%);
- gasolio: una riduzione fino a € 26700 (-21%)

c) NAPOLI

Taglia da 15 kW con tariffa elettrica progressiva: costo iniziale di € 16386

- metano: una riduzione fino a € 5750 (-65%);
- GPL: una riduzione fino a € 9950 (-40%);
- gasolio: una riduzione fino a € 9275 (-43%)

Taglia da 15 kW con tariffa elettrica per contatore dedicato: costo iniziale di € 16386

- metano: non ritornano entrambi i modelli nei 20 anni;
- GPL: una riduzione fino a € 10650 (-35%);
- gasolio: una riduzione fino a € 9575 (-42%)

Taglia da 30 kW con tariffa elettrica progressiva: costo iniziale di € 21115

- metano: una riduzione fino a € 9450 (-55%);
- GPL: una riduzione fino a € 14150 (-33%);
- gasolio: una riduzione fino a € 13200 (-38%)

Taglia da 30 kW con tariffa elettrica per contatore dedicato: costo iniziale di € 21115

- metano: una riduzione fino a € 10350 (-51%);
- GPL: una riduzione fino a € 15600 (-26%);
- gasolio: una riduzione fino a € 14600 (-31%)

Taglia da 50 kW con tariffa elettrica progressiva: costo iniziale di € 33822

- metano: una riduzione fino a € 17200 (-49%);
- GPL: una riduzione fino a € 24350 (-28%);
- gasolio: una riduzione fino a € 23200 (-31%)

Taglia da 50 kW con tariffa elettrica per contatore dedicato: costo iniziale di € 33822

- metano: una riduzione fino a € 20400 (-39%);
- GPL: una riduzione fino a € 26600 (-21%);
- gasolio: una riduzione fino a € 25450 (-25%)

d) PALERMO

Taglia da 15 kW con tariffa elettrica progressiva: costo iniziale di € 16386

- metano: una riduzione fino a € 6050 (-63%);
- GPL: una riduzione fino a € 10100 (-38%);
- gasolio: una riduzione fino a € 9200 (-44%)

Taglia da 15 kW con tariffa elettrica per contatore dedicato: costo iniziale di € 16386

- metano: non ritornano entrambi i modelli nei 20 anni;
- GPL: una riduzione fino a € 10150 (-38%);
- gasolio: una riduzione fino a € 9250 (-44%)

Taglia da 30 kW con tariffa elettrica progressiva: costo iniziale di € 21115

- metano: una riduzione fino a € 9250 (-56%);
- GPL: una riduzione fino a € 13950 (-34%);
- gasolio: una riduzione fino a € 13050 (-38%)

Taglia da 30 kW con tariffa elettrica per contatore dedicato: costo iniziale di € 21115

- metano: una riduzione fino a € 9750 (-54%);
- GPL: una riduzione fino a € 15250 (-28%);
- gasolio: una riduzione fino a € 14300 (-32%)

Taglia da 50 kW con tariffa elettrica progressiva: costo iniziale di € 33822

- metano: una riduzione fino a € 16100 (-52%);
- GPL: una riduzione fino a € 24450 (-27%);
- gasolio: una riduzione fino a € 22650 (-33%)

Taglia da 50 kW con tariffa elettrica per contatore dedicato: costo iniziale di € 33822

- metano: una riduzione fino a € 19800 (-42%);
- GPL: una riduzione fino a € 26700 (-21%);
- gasolio: una riduzione fino a € 25100 (-26%)

La fig. 153 mostra le percentuali di abbattimento del costo della pompa di calore polivalente R744 con potenza di 15 kW affinché si raggiunga lo stesso tempo di recupero attualizzato dell'analogica macchina con R410a, in funzione della località e del combustibile fossile considerato, sia con tariffa elettrica progressiva (fig. 153a) che con contatore dedicato (fig. 153b). Per questa potenza, il taglio dei costi è maggiormente ridotto con tariffe elettriche previste per il contatore dedicato; inoltre le percentuali da applicare per il metano sono difficilmente attuabili per ogni località, mentre il confronto con il GPL presenta margini più fattibili. Nelle figg. 154 e 155 sono riportati gli analoghi grafici per le taglie di pompa di calore da 30 kW e 50 kW.

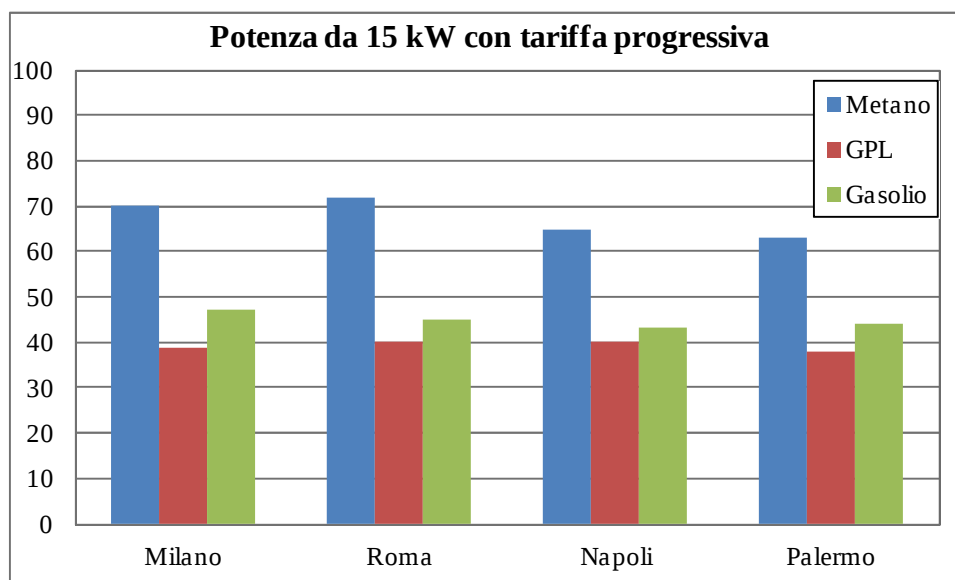


Fig. 153a – Percentuali di riduzione del costo iniziale da applicare alla pompa di calore polivalente R744 acqua-acqua da 15 kW ottenuti mediante confronto con una equivalente macchina operante con R410a in funzione della località e del combustibile fossile sostituito con applicazione di tariffe elettriche di tipo progressivo

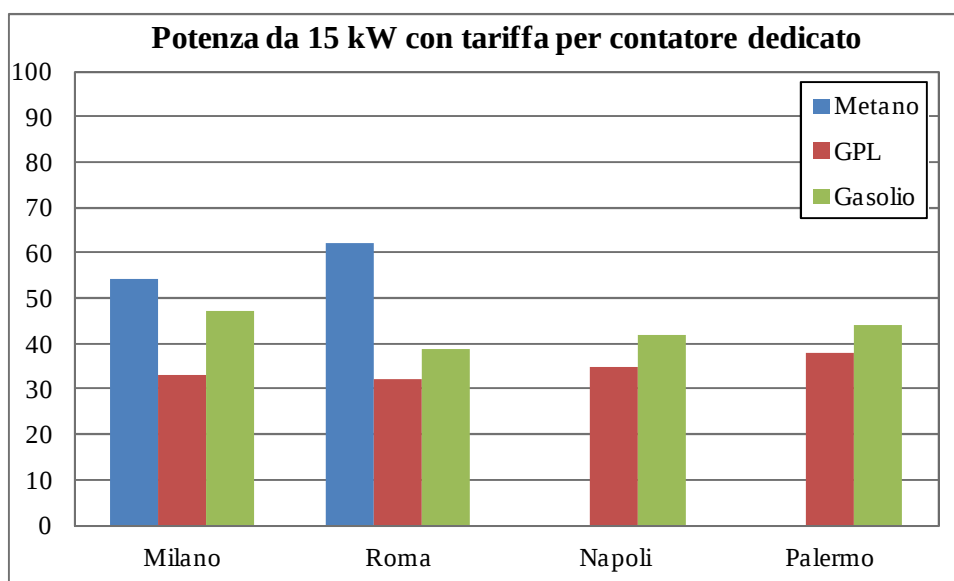


Fig. 153b – Percentuali di riduzione del costo iniziale da applicare alla pompa di calore polivalente R744 acqua-acqua da 15 kW ottenuti mediante confronto con una equivalente macchina operante con R410a in funzione della località e del combustibile fossile sostituito con applicazione di tariffe elettriche previste con contatore dedicato

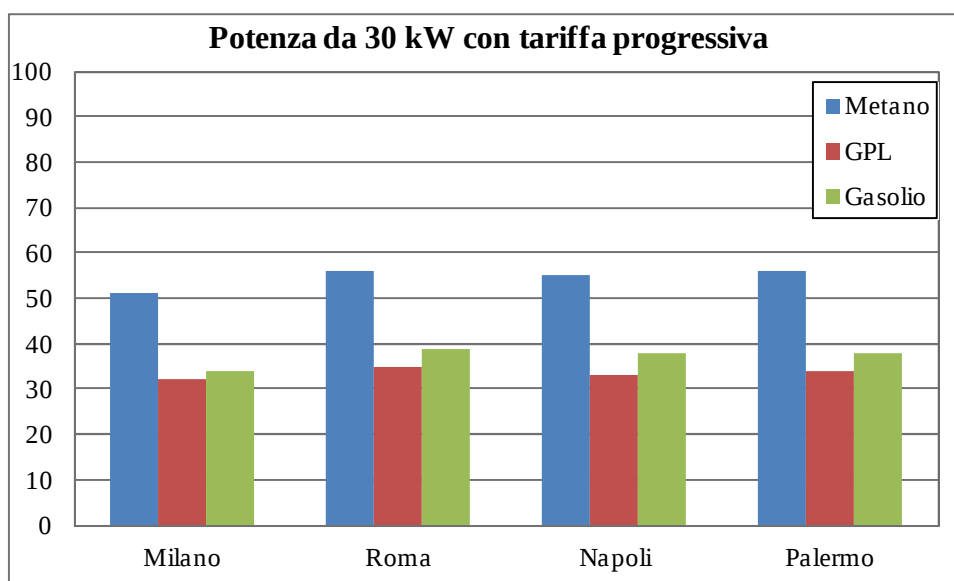


Fig. 154a – Percentuali di riduzione del costo iniziale da applicare alla pompa di calore polivalente R744 acqua-acqua da 30 kW ottenuti mediante confronto con una equivalente macchina operante con R410a in funzione della località e del combustibile fossile sostituito con applicazione di tariffe elettriche previste con tariffe elettriche di tipo progressivo

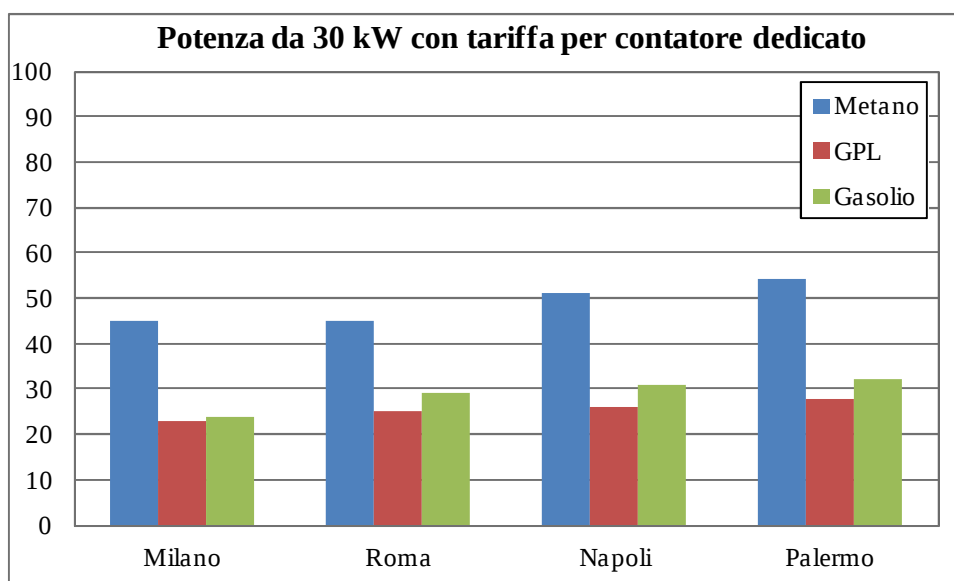


Fig. 154b – Percentuali di riduzione del costo iniziale da applicare alla pompa di calore polivalente R744 acqua-acqua da 30 kW ottenuti mediante confronto con una equivalente macchina operante con R410a in funzione della località e del combustibile fossile sostituito con applicazione di tariffe elettriche previste con contatore dedicato

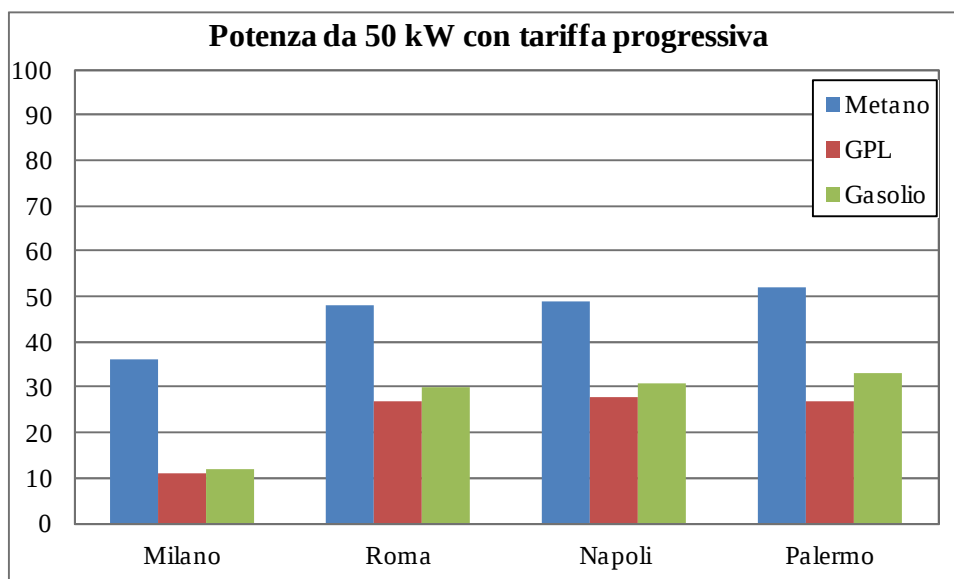


Fig. 155a – Percentuali di riduzione del costo iniziale da applicare alla pompa di calore polivalente R744 acqua-acqua da 50 kW ottenuti mediante confronto con una equivalente macchina operante con R410a in funzione della località e del combustibile fossile sostituito con applicazione di tariffe elettriche previste con tariffe elettriche di tipo progressivo

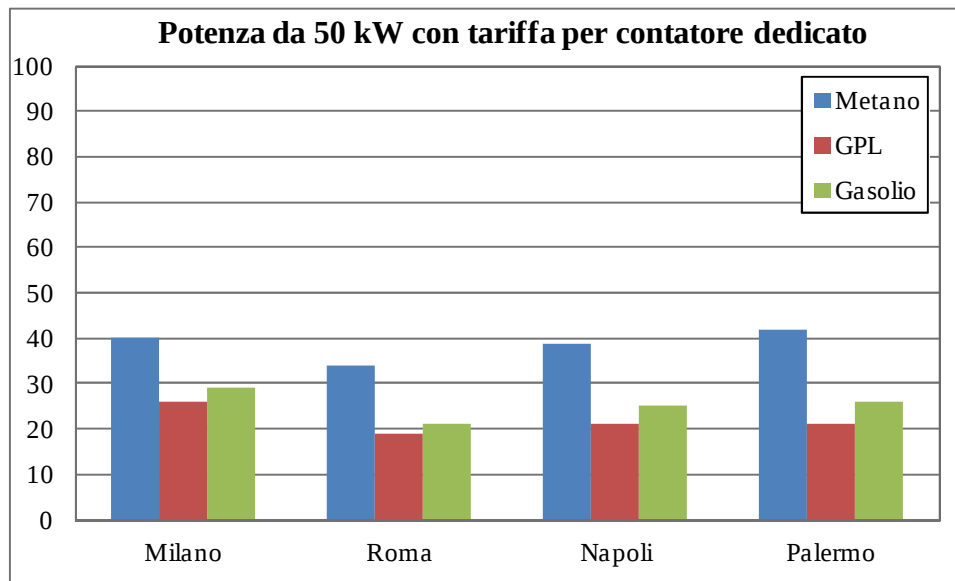


Fig. 155b – Percentuali di riduzione del costo iniziale da applicare alla pompa di calore polivalente R744 acqua-acqua da 50 kW ottenuti mediante confronto con una equivalente macchina operante con R410a in funzione della località e del combustibile fossile sostituito con applicazione di tariffe elettriche previste con contatore dedicato

Quest'analisi, oltre a confermare il vantaggio di impiegare tariffe elettriche previste per un contatore dedicato, evidenzia soprattutto che il gap tra le due pompe di calore tende a diminuire per ogni località e per ogni fonte fossile considerata all'aumentare della taglia della macchina. In tale contesto si può quindi desumere che l'impiego di macchine polivalenti acqua-acqua R744 diviene tanto più vantaggioso quanto maggiore è l'utenza da servire, ovvero quanto più è elevata la quantità di energia termica e frigorifera richiesta per la climatizzazione dell'utenza.

3.9 Confronto degli indicatori economici tra pompa di calore per solo riscaldamento aria-acqua R744 con caldaia tradizionale e tariffa elettrica progressiva

Nella tab. 142 sono riportati i valori del VAN e del TRA rilevati nell'ipotesi di sostituire un sistema di generazione dotato di caldaia tradizionale per la produzione di energia termica con un sistema a pompa di calore aria-acqua R744 per sole applicazioni di riscaldamento. La tabella riporta i risultati in funzione della località, della tipologia di fonte primaria impiegata dalla caldaia, della taglia della macchina e della temperatura di alimentazione dei terminali di emissione del calore e supponendo di utilizzare l'incentivo previsto dal Conto Termico. Per quest'ultimo occorre considerare che i COP di riferimento da utilizzare per il calcolo dell'energia incentivabile, per pompe di calore aria-acqua assume il valore di 2.7 per le zone climatiche di tipo E (Milano) indipendentemente dalla taglia della macchina, mentre per le altre zone climatiche il valore è fissato a 4.1 per potenze installate inferiori a 35 kW e il valore di 3.8 per potenze installate superiori a 35 kW. Questo meccanismo rende il calcolo della tariffa incentivante fortemente variabile da caso in caso.

Tab. 142 - VAN al 20° anno e TRA per la pompa di calore aria-acqua R744 per solo riscaldamento con tariffa elettrica progressiva ottenuti mediante confronto con sistemi di generazione impieganti caldaie tradizionali, in funzione della temperatura di alimentazione dei terminali di erogazione del calore, della località e per tre differenti tipi di fonti primarie che alimentano la caldaia

		MILANO			ROMA			NAPOLI			PALERMO				
		T _{alim}	35°C	50°C	70°C	35°C	50°C	70°C	35°C	50°C	70°C	35°C	50°C	70°C	
Metano	VAN(€)	7842	7257	6675	4822	4461	4091	1401	1123	744	-142	-343	-640	15 kW	
	TRA(anni)	12	12	12	14	14	15	18	19	19	-	-	-		
GPL	VAN(€)	65172	64657	63820	39917	39620	38881	25584	25315	24431	20860	20651	20097		
	TRA(anni)	3	3	3	4	4	5	6	6	6	7	7	7		
Gasolio	VAN(€)	42836	41779	41044	25929	25607	25014	15945	15672	14990	12489	12283	11832		
	TRA(anni)	4	4	4	6	6	6	8	8	9	10	10	10		
Metano	VAN(€)	15072	14018	13067	11379	10759	10060	7153	6707	6196	5244	4812	4327	30 kW	
	TRA(anni)	9	9	9	10	10	11	13	13	13	14	15	15		
GPL	VAN(€)	129191	128114	127476	81526	80884	79914	55616	55102	54387	47364	46868	46032		
	TRA(anni)	2	2	2	3	3	3	4	4	4	5	5	5		
Gasolio	VAN(€)	83707	88639	81876	53567	52934	52072	36300	35813	35179	30568	30106	29410		
	TRA(anni)	3	3	3	4	4	4	5	5	5	6	6	6		
Metano	VAN(€)	19564	18204	16698	17608	16578	15490	10920	10206	9396	7952	7326	6611	50 kW	
	TRA(anni)	9	9	10	9	10	10	12	12	13	14	14	15		
GPL	VAN(€)	170542	169176	167570	134627	133594	132428	91882	91164	90161	78396	77767	76907		
	TRA(anni)	2	2	2	3	3	3	4	4	4	4	4	4		
Gasolio	VAN(€)	100366	109003	107437	87987	86955	85820	59613	58896	57970	50319	49691	48889		
	TRA(anni)	3	3	3	4	4	4	5	5	5	5	5	5		

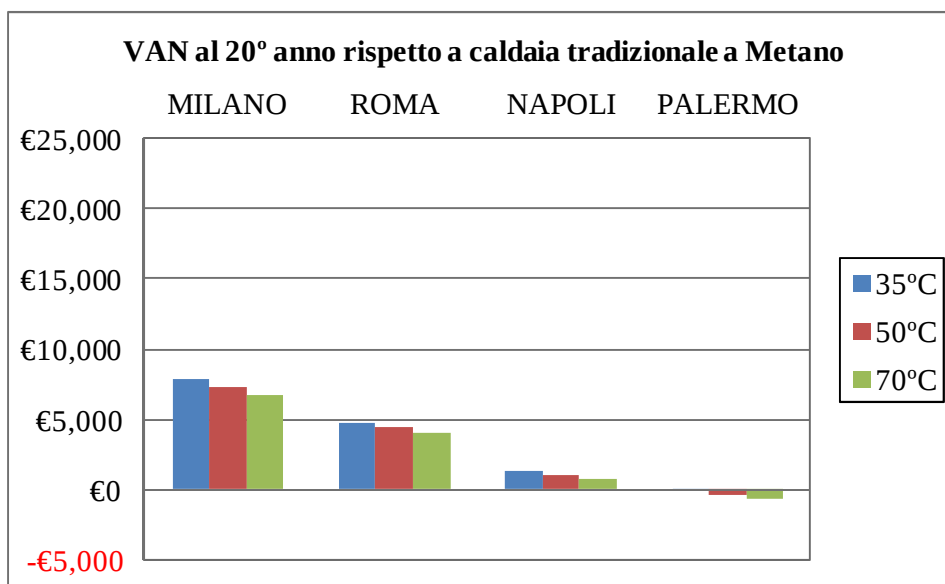


Fig. 156 – VAN al 20° anno per la pompa di calore R744 aria-acqua da 15 kW ottenuti mediante confronto con una caldaia tradizionale alimentata a metano in funzione della località e della temperatura di alimentazione dei terminali di emissione

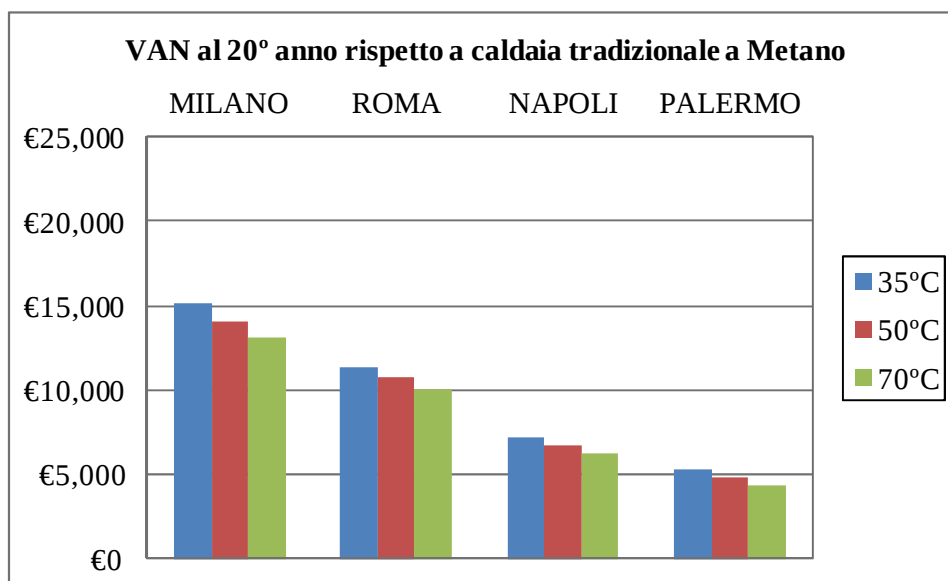


Fig. 157– VAN al 20° anno per la pompa di calore R744 aria-acqua da 30 kW ottenuti mediante confronto con una caldaia tradizionale alimentata a metano in funzione della località e della temperatura di alimentazione dei terminali di emissione

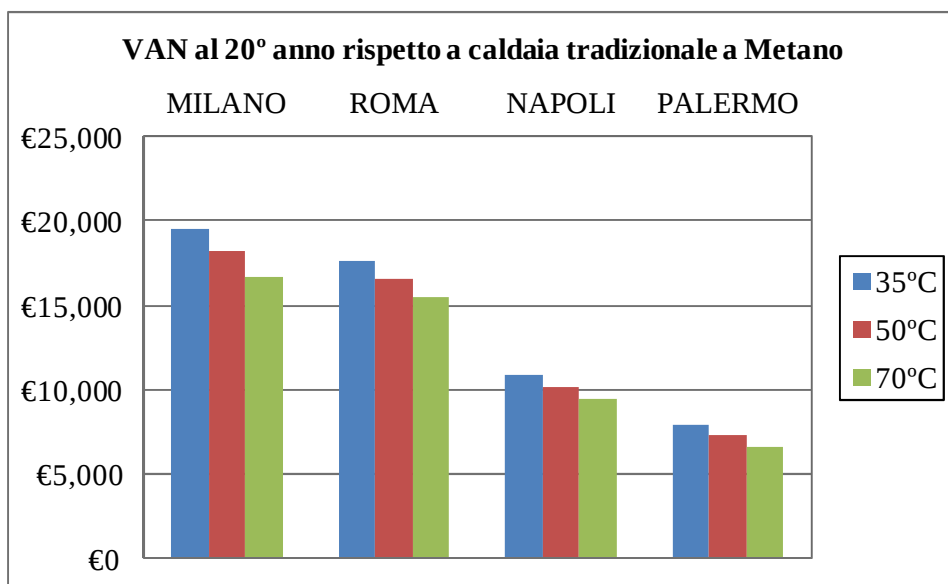


Fig. 158 – VAN al 20° anno per la pompa di calore R744 aria-acqua da 50 kW ottenuti mediante confronto con una caldaia tradizionale alimentata a metano in funzione della località e della temperatura di alimentazione dei terminali di emissione

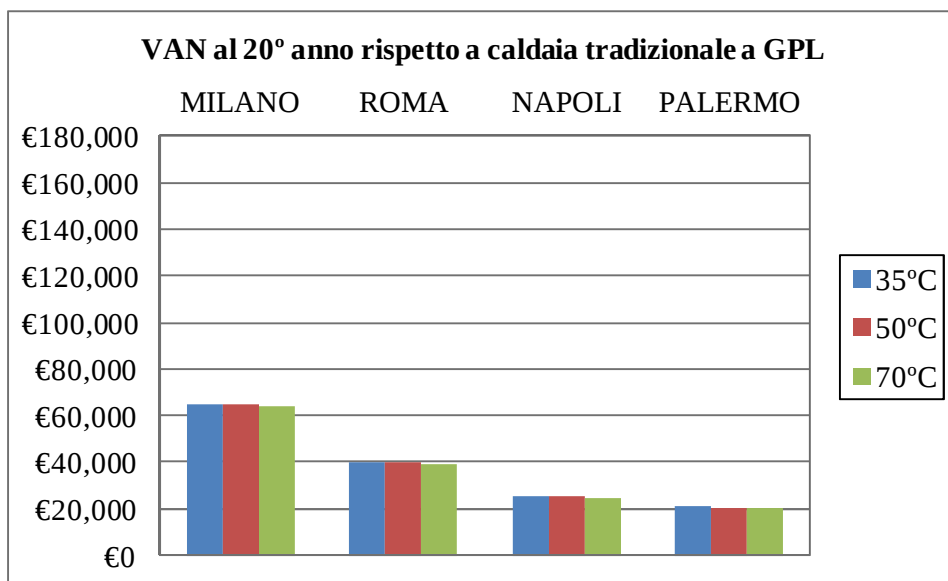


Fig. 159 – VAN al 20° anno per la pompa di calore R744 aria-acqua da 15 kW ottenuti mediante confronto con una caldaia tradizionale alimentata a GPL in funzione della località e della temperatura di alimentazione dei terminali di emissione

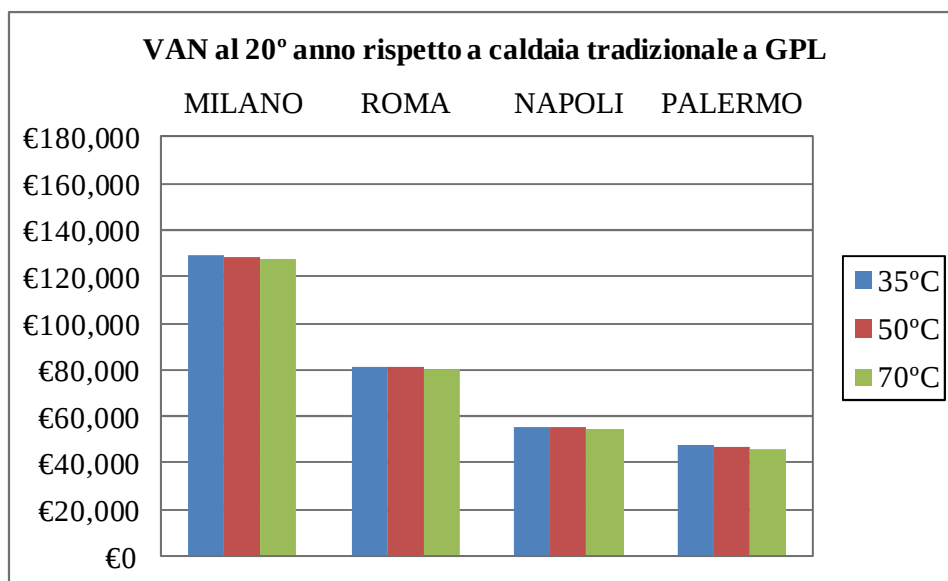


Fig. 160 – VAN al 20° anno per la pompa di calore R744 aria-acqua da 30 kW ottenuti mediante confronto con una caldaia tradizionale alimentata a GPL in funzione della località e della temperatura di alimentazione dei terminali di emissione

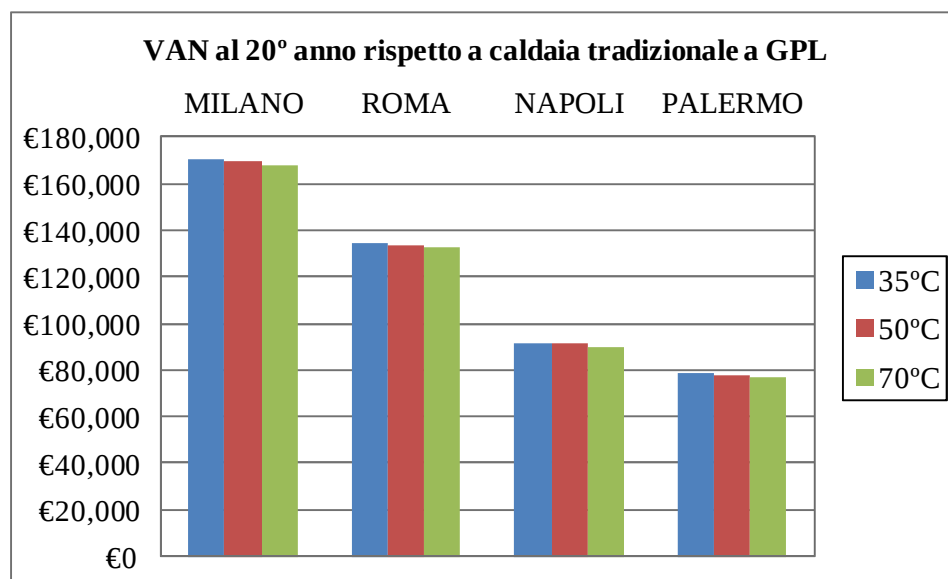


Fig. 161 – VAN al 20° anno per la pompa di calore R744 aria-acqua da 50 kW ottenuti mediante confronto con una caldaia tradizionale alimentata a GPL in funzione della località e della temperatura di alimentazione dei terminali di emissione

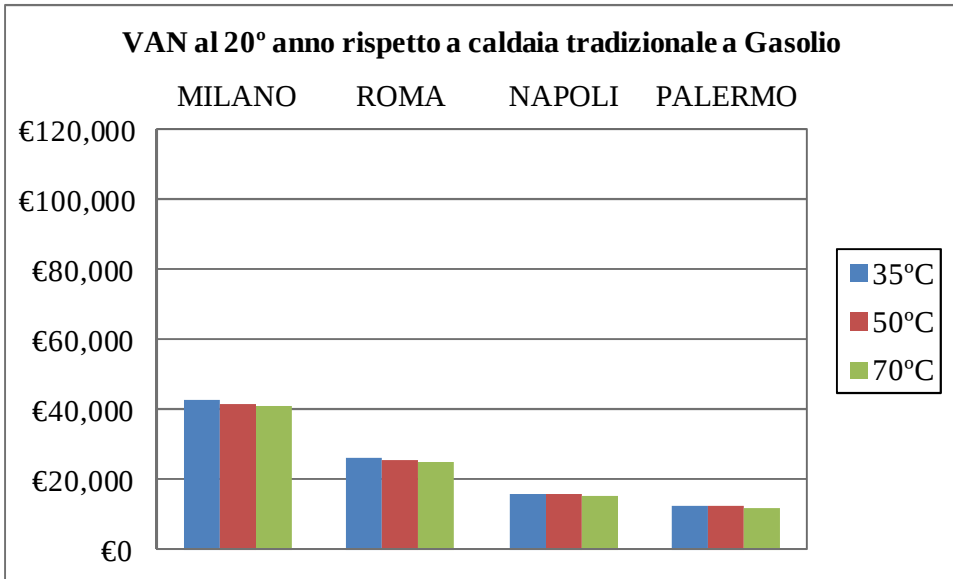


Fig. 162 – VAN al 20° anno per la pompa di calore R744 aria-acqua da 15 kW ottenuti mediante confronto con una caldaia tradizionale alimentata a Gasolio in funzione della località e della temperatura di alimentazione dei terminali di emissione

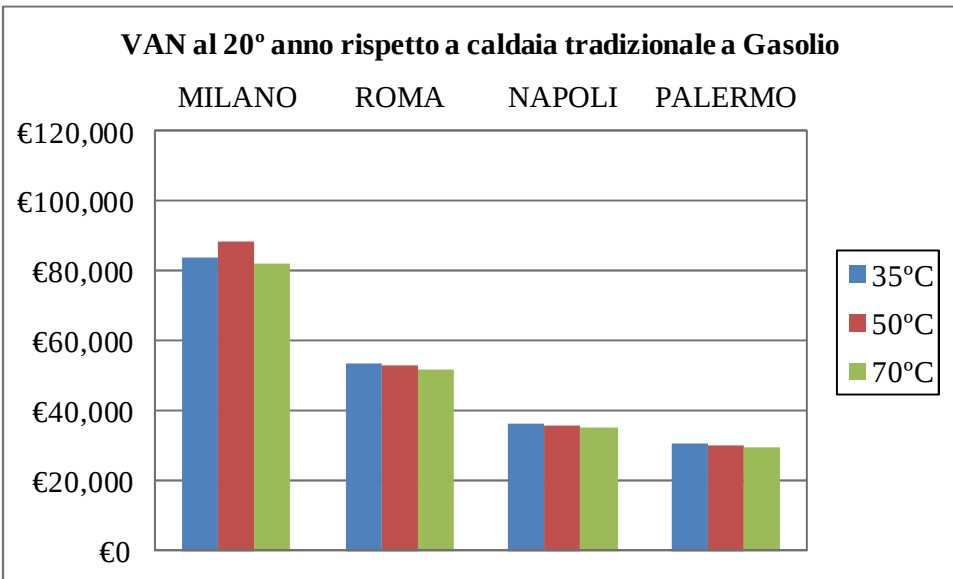


Fig. 163 – VAN al 20° anno per la pompa di calore R744 aria-acqua da 30 kW ottenuti mediante confronto con una caldaia tradizionale alimentata a Gasolio in funzione della località e della temperatura di alimentazione dei terminali di emissione

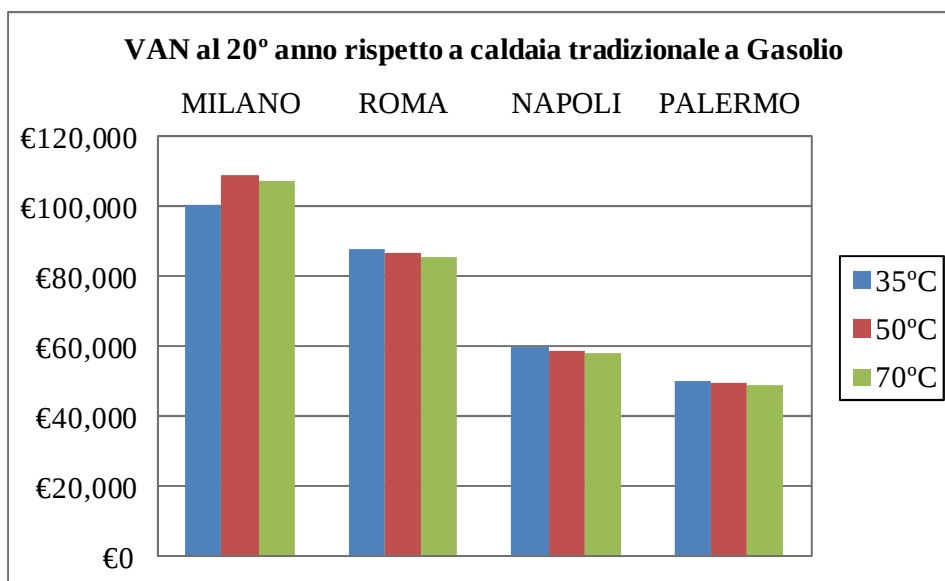


Fig. 164 – VAN al 20° anno per la pompa di calore R744 aria-acqua da 50 kW ottenuti mediante confronto con una caldaia tradizionale alimentata a Gasolio in funzione della località e della temperatura di alimentazione dei terminali di emissione

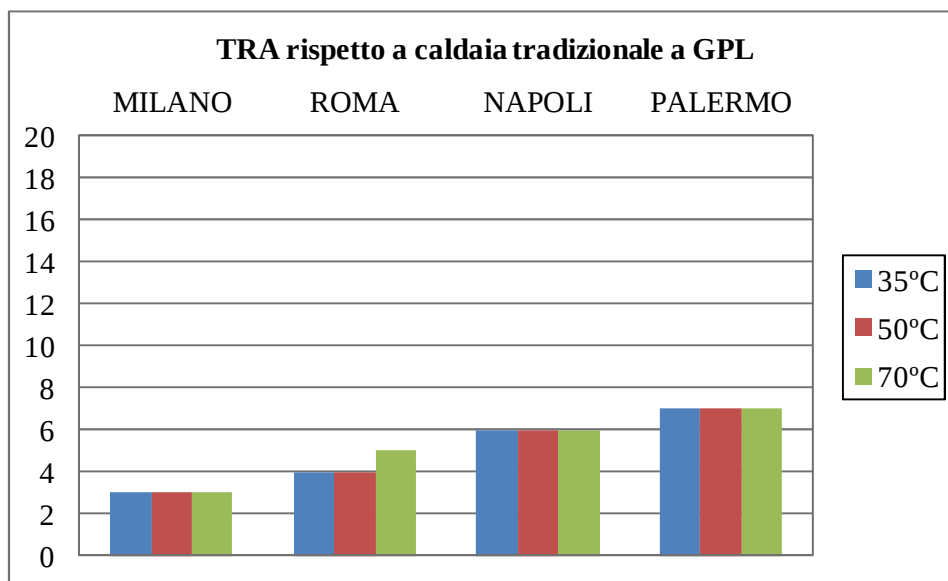


Fig. 165 – TRA per la pompa di calore R744 aria-acqua da 15 kW ottenuti mediante confronto con una caldaia tradizionale alimentata a GPL in funzione della località e della temperatura di alimentazione dei terminali di emissione

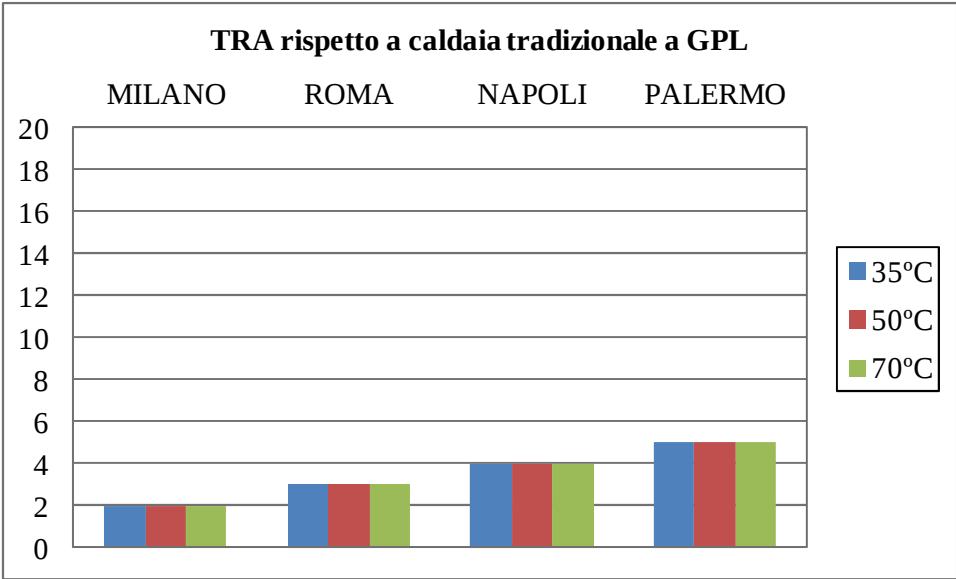


Fig. 166 – TRA per la pompa di calore R744 aria-acqua da 30 kW ottenuti mediante confronto con una caldaia tradizionale alimentata a GPL in funzione della località e della temperatura di alimentazione dei terminali di emissione

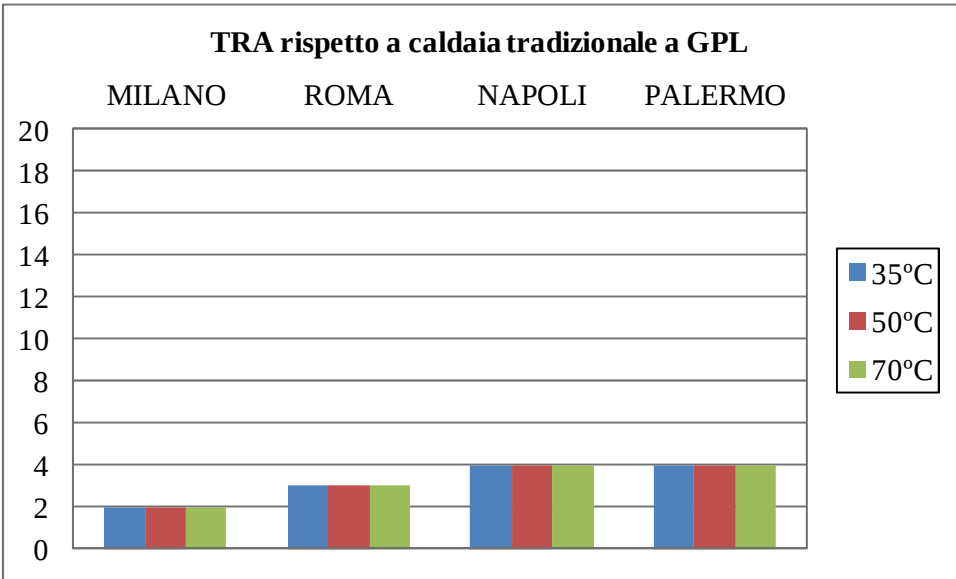


Fig. 167 – TRA per la pompa di calore R744 aria-acqua da 50 kW ottenuti mediante confronto con una caldaia tradizionale alimentata a GPL in funzione della località e della temperatura di alimentazione dei terminali di emissione

3.10 Confronto degli indicatori economici tra pompa di calore per solo riscaldamento aria-acqua R744 con caldaia a condensazione e tariffa elettrica progressiva

Tab. 143 - VAN al 20° anno e TRA per la pompa di calore aria-acqua R744 per solo riscaldamento con tariffa elettrica progressiva ottenuti mediante confronto con sistemi di generazione impieganti caldaie a condensazione, in funzione della temperatura di alimentazione dei terminali di erogazione del calore, della località e per tre differenti tipi di fonti primarie che alimentano la caldaia

	T _{alim}	MILANO			ROMA			NAPOLI			PALERMO			
		35°C	50°C	70°C	35°C	50°C	70°C	35°C	50°C	70°C	35°C	50°C	70°C	
Metano	VAN(€)	-2822	-3419	-3955	-1706	-2078	-2380	-3097	-3377	-3661	-4048	-4247	-4497	15 kW
	TRA(anni)	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
GPL	VAN(€)	43043	42501	41762	26370	26049	25452	16249	15977	15288	12753	12547	12092	
	TRA(anni)	4	4	4	6	6	6	8	8	9	10	10	10	
Gasolio	VAN(€)	22811	22245	21596	13896	13642	13175	7715	7440	6929	5342	5139	4775	30 kW
	TRA(anni)	7	7	7	9	9	9	12	12	12	14	14	14	
Metano	VAN(€)	-6154	-7204	-8213	-1169	-2284	-2933	-1860	-2295	-2768	-2614	-3010	-3429	
	TRA(anni)	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
GPL	VAN(€)	85141	84073	83314	54449	53816	52950	36909	36421	35785	31098	30635	29934	50 kW
	TRA(anni)	3	3	3	4	4	4	5	5	5	6	6	6	
Gasolio	VAN(€)	44870	43810	42940	29695	29070	28300	19807	19343	18779	16227	15793	15217	
	TRA(anni)	4	4	4	6	6	6	8	8	8	9	9	9	
Metano	VAN(€)	-8518	-9877	-11364	-4158	-5187	-6260	-4138	-4853	-5627	-5150	-5776	-6464	50 kW
	TRA(anni)	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
GPL	VAN(€)	112264	110901	109333	89458	88426	87290	60631	59914	58985	51205	50577	49773	
	TRA(anni)	3	3	3	4	4	4	5	5	5	5	5	5	
Gasolio	VAN(€)	58986	57624	56093	48163	47132	46024	32060	31345	30484	26346	25719	24966	50 kW
	TRA(anni)	5	5	5	5	5	5	7	7	7	8	8	8	

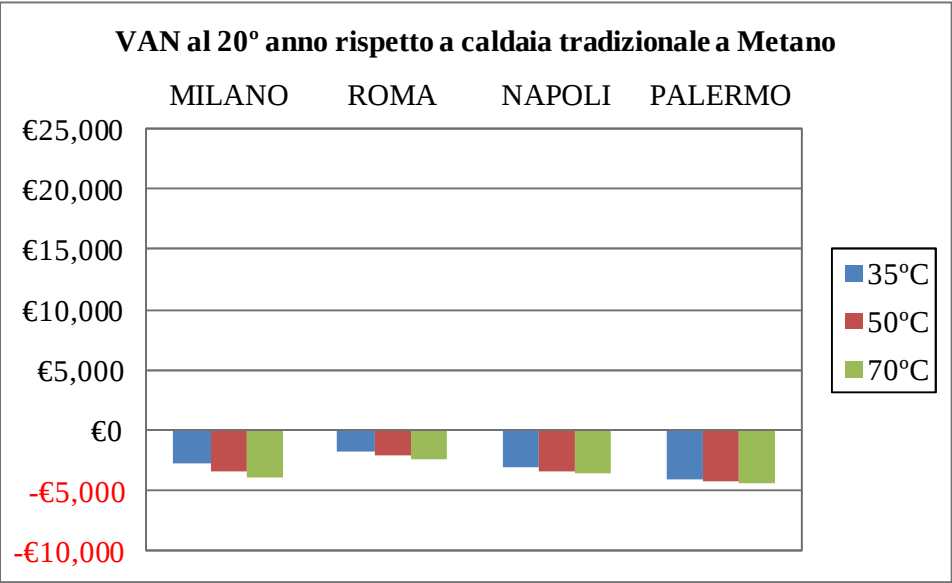


Fig. 168 – VAN al 20° anno per la pompa di calore R744 aria-acqua da 15 kW ottenuti mediante confronto con una caldaia a condensazione alimentata a metano in funzione della località e della temperatura di alimentazione dei terminali di emissione

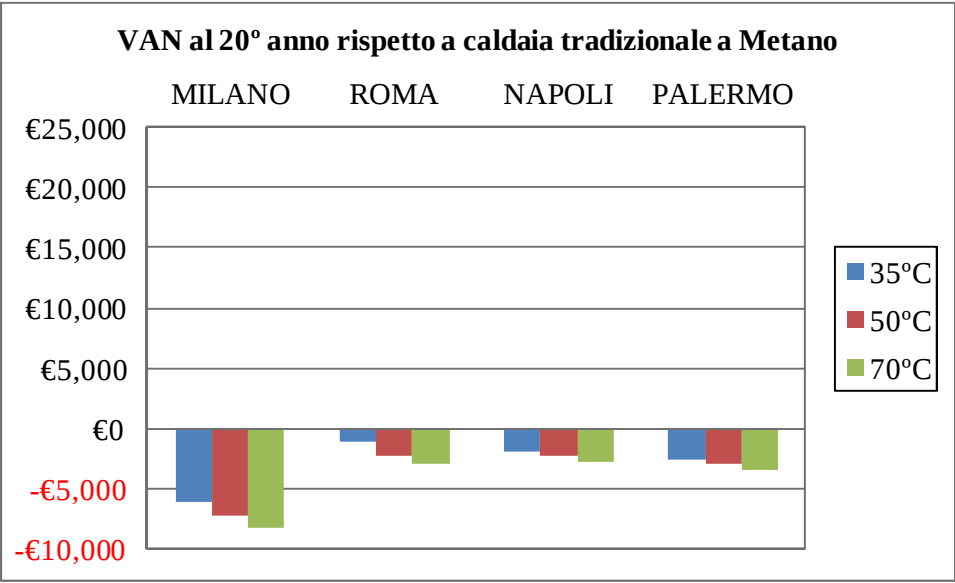


Fig. 169 – VAN al 20° anno per la pompa di calore R744 aria-acqua da 30 kW ottenuti mediante confronto con una caldaia a condensazione alimentata a metano in funzione della località e della temperatura di alimentazione dei terminali di emissione

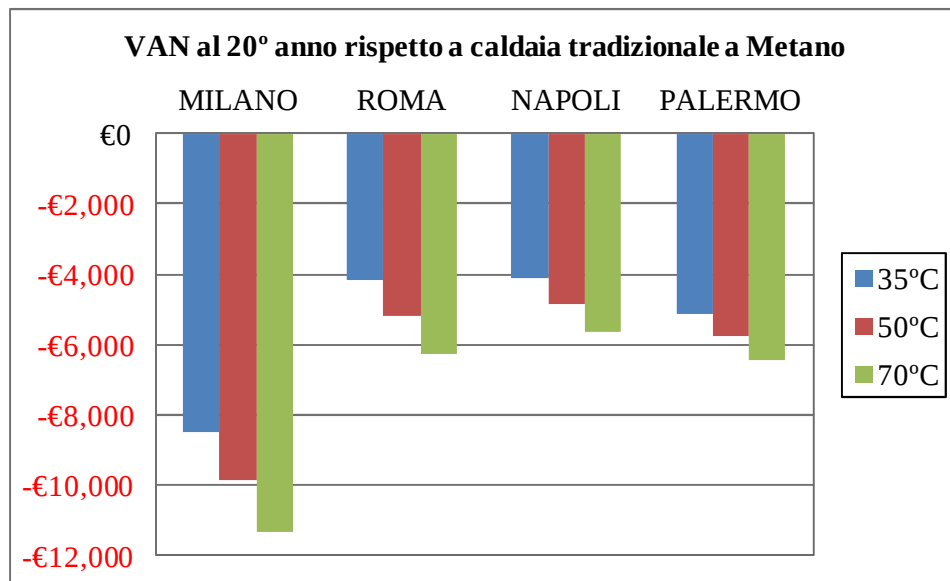


Fig. 170 – VAN al 20° anno per la pompa di calore R744 aria-acqua da 50 kW ottenuti mediante confronto con una caldaia a condensazione alimentata a metano in funzione della località e della temperatura di alimentazione dei terminali di emissione

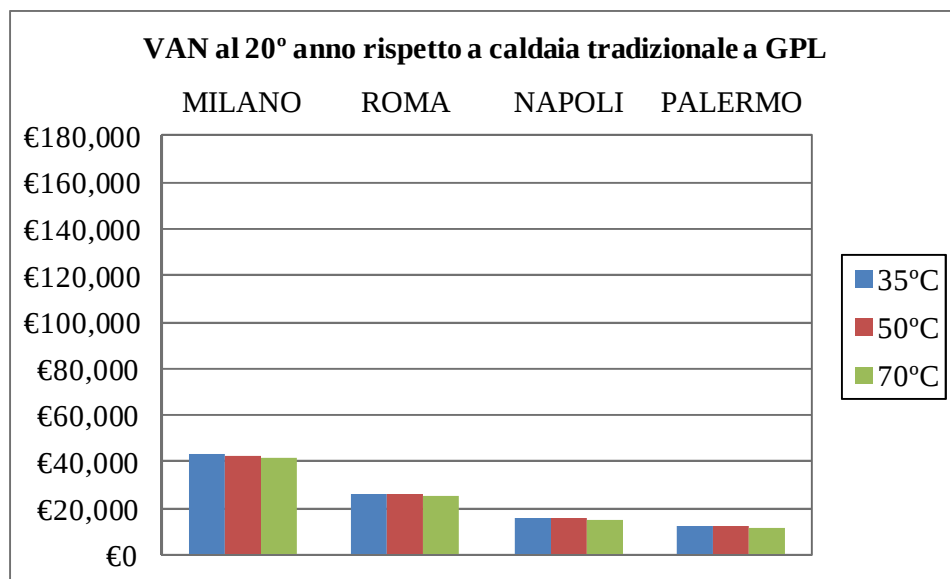


Fig. 171 – VAN al 20° anno per la pompa di calore R744 aria-acqua da 15 kW ottenuti mediante confronto con una caldaia a condensazione alimentata a GPL in funzione della località e della temperatura di alimentazione dei terminali di emissione

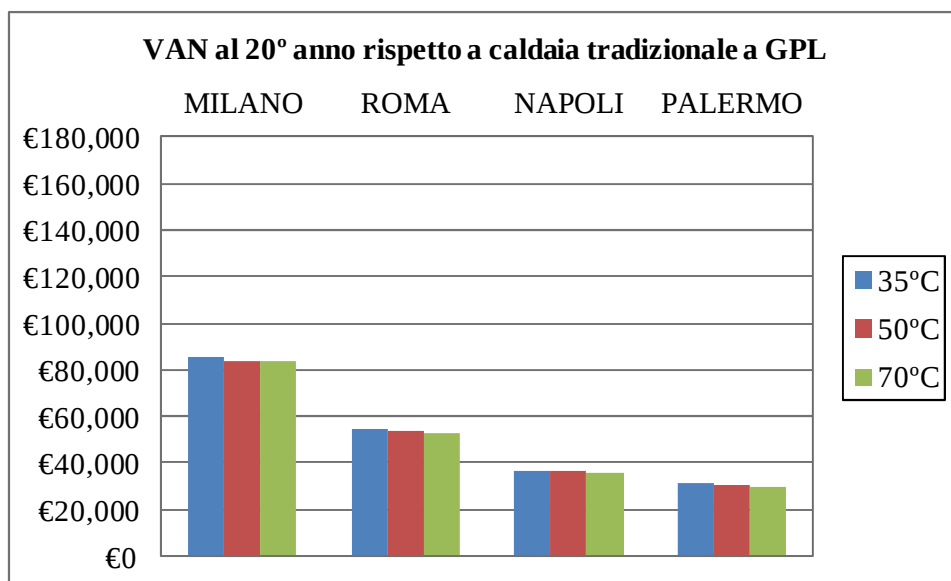


Fig. 172 – VAN al 20° anno per la pompa di calore R744 aria-acqua da 30 kW ottenuti mediante confronto con una caldaia a condensazione alimentata a GPL in funzione della località e della temperatura di alimentazione dei terminali di emissione

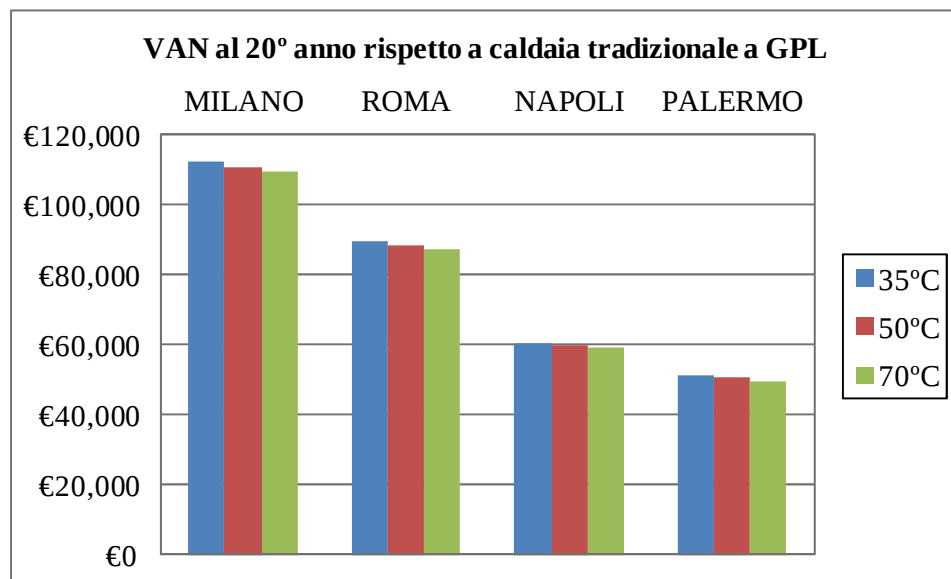


Fig. 173 – VAN al 20° anno per la pompa di calore R744 aria-acqua da 50 kW ottenuti mediante confronto con una caldaia a condensazione alimentata a GPL in funzione della località e della temperatura di alimentazione dei terminali di emissione

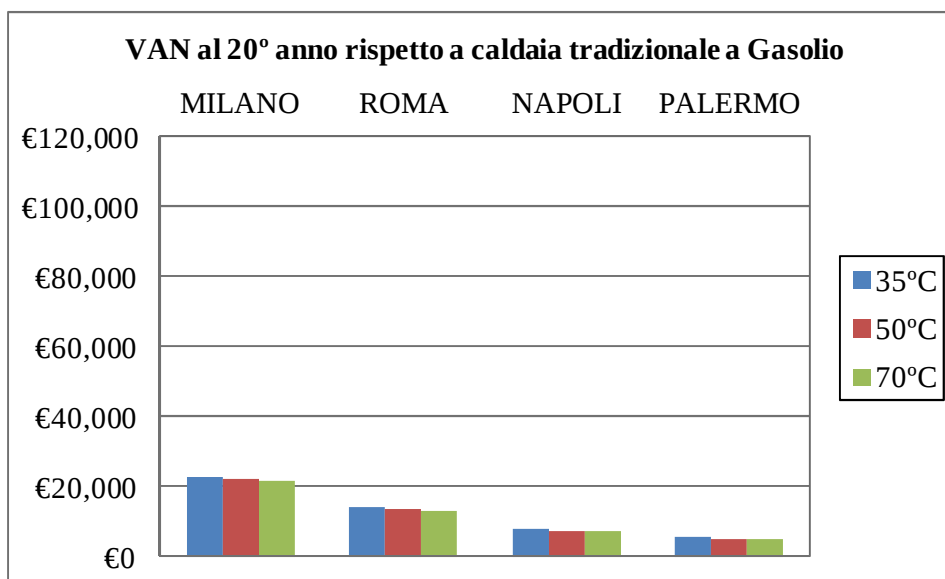


Fig. 174 – VAN al 20° anno per la pompa di calore R744 aria-acqua da 15 kW ottenuti mediante confronto con una caldaia a condensazione alimentata a gasolio in funzione della località e della temperatura di alimentazione dei terminali di emissione

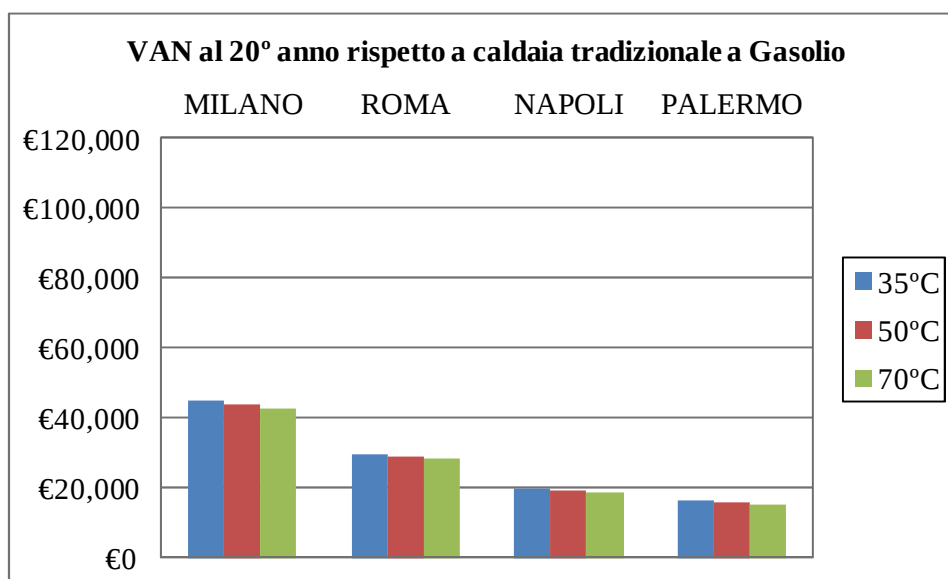


Fig. 175 – VAN al 20° anno per la pompa di calore R744 aria-acqua da 30 kW ottenuti mediante confronto con una caldaia a condensazione alimentata a gasolio in funzione della località e della temperatura di alimentazione dei terminali di emissione

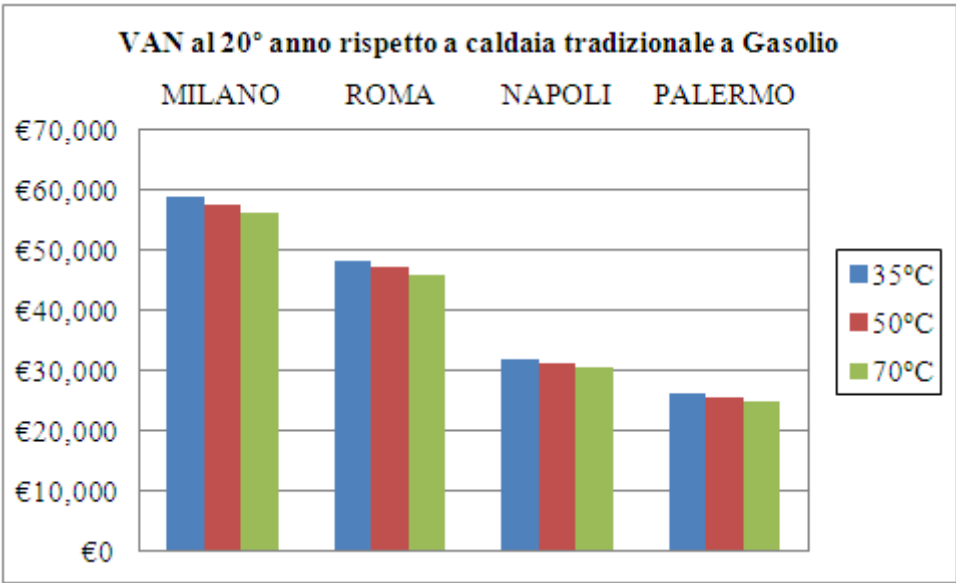


Fig. 176 – VAN al 20° anno per la pompa di calore R744 aria-acqua da 50kW ottenuti mediante confronto con una caldaia a condensazione alimentata a gasolio in funzione della località e della temperatura di alimentazione dei terminali di emissione

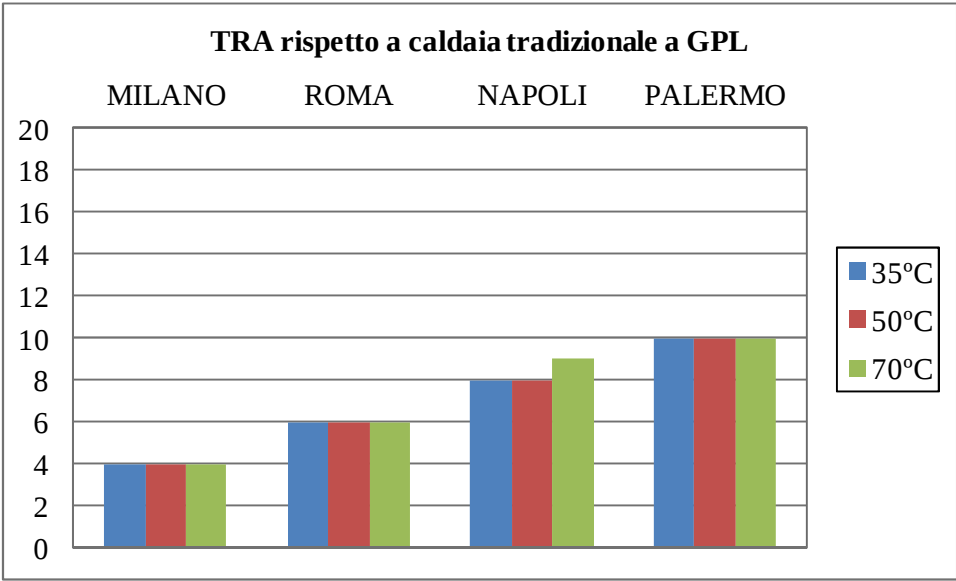


Fig. 177 – TRA per la pompa di calore R744 aria-acqua da 15 kW ottenuti mediante confronto con una caldaia a condensazione alimentata a GPL in funzione della località e della temperatura di alimentazione dei terminali di emissione

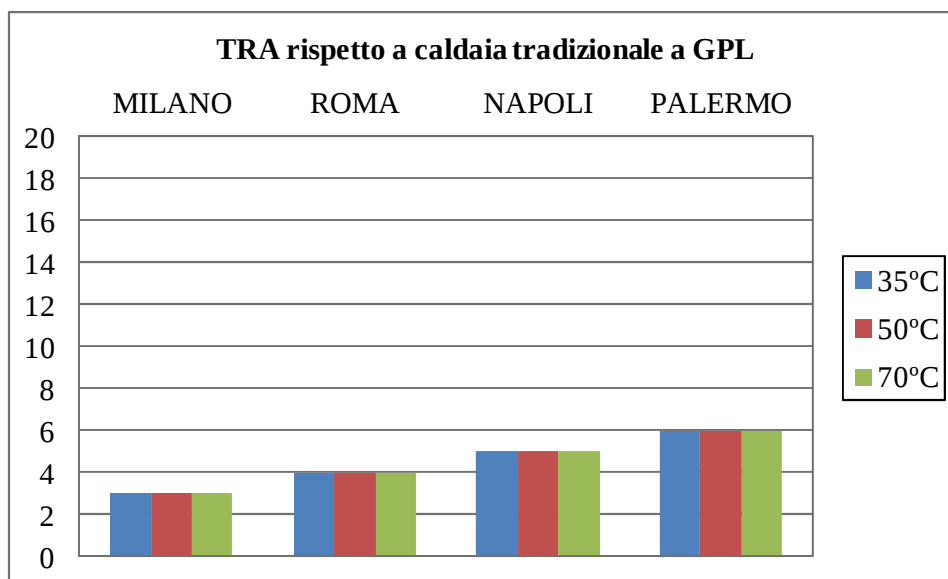


Fig. 178 – TRA per la pompa di calore R744 aria-acqua da 30 kW ottenuti mediante confronto con una caldaia a condensazione alimentata a GPL in funzione della località e della temperatura di alimentazione dei terminali di emissione

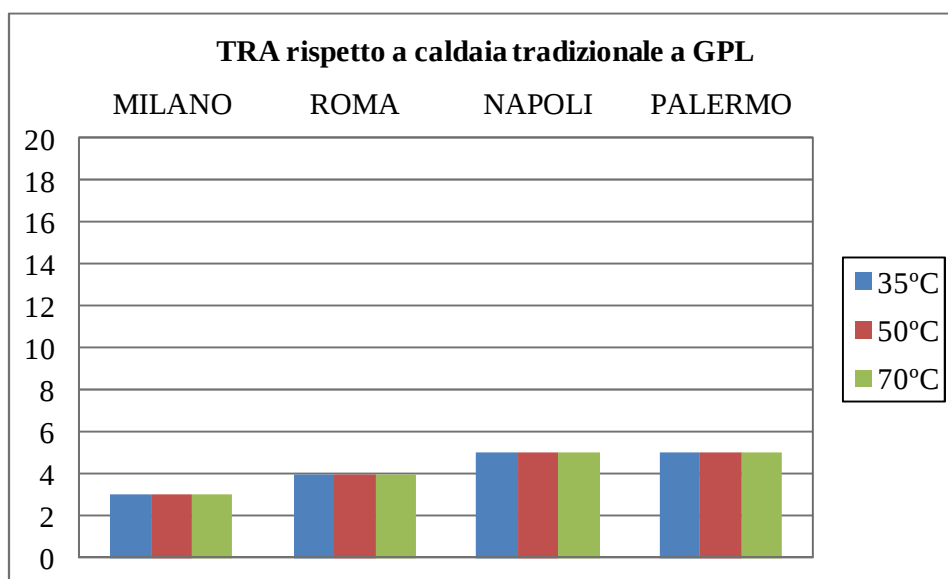


Fig. 179 – TRA per la pompa di calore R744 aria-acqua da 50 kW ottenuti mediante confronto con una caldaia a condensazione alimentata a GPL in funzione della località e della temperatura di alimentazione dei terminali di emissione

3.11 Confronto degli indicatori economici tra pompa di calore aria-acqua R410a e sistema con caldaia tradizionale e a condensazione. Tariffa elettrica progressiva

La tabella 144 riporta gli indicatori economici ottenuti nell'ipotesi di utilizzare come sistema di generazione per il solo riscaldamento una pompa di calore aria-acqua R410a ottenuti mediante confronto con una caldaia tradizionale, e la tab. 145 i risultati con riferimento ad una caldaia a condensazione. In virtù dei coefficienti di prestazione più favorevoli, i valori di VAN ottenuti sono più elevati con tempi di ritorno attualizzati ridotti rispetto ai casi visti in precedenza.

Tab. 144 - VAN al 20° anno e TRA per la pompa di calore R410a con tariffa elettrica progressiva ottenuti mediante confronto con sistemi di generazione impieganti caldaie tradizionali, in funzione della temperatura di alimentazione dei terminali di erogazione del calore, della località e per tre differenti tipi di combustibili fossili

		MILANO		ROMA		NAPOLI		PALERMO		
		T _{alim}	35°C	50°C	35°C	50°C	35°C	50°C	35°C	50°C
Metano	VAN(€)	14653	13652	9455	8943	5150	4876	3314	3023	15 kW
	TRA(anni)	7	8	9	10	13	13	15	15	
GPL	VAN(€)	74407	73893	44609	44102	29353	29080	24336	23991	
	TRA(anni)	2	2	3	3	5	5	6	6	
Gasolio	VAN(€)	50796	50282	30597	30088	19706	19433	15957	15634	
	TRA(anni)	3	3	4	4	6	6	7	7	
Metano	VAN(€)	28111	26262	19248	9863	13780	13203	10762	10271	30 kW
	TRA(anni)	5	5	6	13	8	9	10	10	
GPL	VAN(€)	146453	144582	89505	61418	62265	61688	52921	52431	
	TRA(anni)	2	2	2	4	3	3	4	4	
Gasolio	VAN(€)	99285	97423	61503	40870	42940	42363	36117	35627	
	TRA(anni)	2	2	3	6	4	4	5	5	
Metano	VAN(€)	31814	29440	27062	25393	17603	16444	13800	12791	50 kW
	TRA(anni)	7	7	7	8	10	10	11	12	
GPL	VAN(€)	188005	185620	144277	142602	98559	97399	84241	83232	
	TRA(anni)	2	2	3	3	3	3	4	4	
Gasolio	VAN(€)	125752	123371	97558	95886	66292	65133	56165	55156	
	TRA(anni)	3	3	3	3	4	4	5	5	

Tab. 145 - VAN al 20° anno e TRA per la pompa di calore R410a con tariffa elettrica progressiva ottenuti mediante confronto con sistemi di generazione impieganti caldaie a condensazione, in funzione della temperatura di alimentazione dei terminali di erogazione del calore, della località e per tre differenti tipi di combustibili fossili

		MILANO		ROMA		NAPOLI		PALERMO			
		T _{alim}	35°C	50°C	35°C	50°C	35°C	50°C	35°C	50°C	
Metano	VAN(€)	3635	2644	2917	2416	648	374	-595	-877	15 kW	
	TRA(anni)	14	15	15	16	19	20	-	-		
GPL	VAN(€)	51541	51026	31039	30530	20011	19737	16221	15897		
	TRA(anni)	3	3	4	4	6	6	7	7		
Gasolio	VAN(€)	30636	30121	18634	18123	11470	11196	8803	8498		
	TRA(anni)	4	4	6	6	9	9	10	10		
Metano	VAN(€)	6099	4254	6180	5041	4762	4185	2920	2429	30 kW	
	TRA(anni)	12	14	12	13	14	14	16	16		
GPL	VAN(€)	100773	98910	62386	61126	43550	42973	36647	36157		
	TRA(anni)	2	2	3	3	4	4	5	5		
Gasolio	VAN(€)	59011	57156	37593	36386	26440	25863	21770	21279		
	TRA(anni)	3	3	4	4	6	6	7	7		
Metano	VAN(€)	2762	390	5260	3592	2546	1386	698	-311	50 kW	
	TRA(anni)	17	20	15	16	18	19	20	-		
GPL	VAN(€)	127715	125334	99032	97359	67310	66150	57050	56042		
	TRA(anni)	3	3	3	3	4	4	5	5		
Gasolio	VAN(€)	72597	70220	57668	55997	38742	37582	32193	31184		
	TRA(anni)	4	4	5	5	6	6	7	7		

I risultati riportati nelle tabelle precedenti mostrano, anche in questo caso, la convenienza ad utilizzare la pompa di calore tradizionale aria-acqua soprattutto per località dal clima più rigido, e nel caso che il sistema alternativo considerato sia una caldaia tradizionale alimentata a metano. I TRA sono interessanti se il combustibile fossile impiegato nel sistema di generazione è il GPL. Il valore del VAN al 20° anno tende ad aumentare con la potenza della macchina, ma i tempi di recupero più limitati si ottengono per la pompa di calore aria-acqua R410a da 30 kW. Gli indicatori economici presentano un peggioramento se il confronto è fatto con riferimento ad un sistema di generazione impiegante una caldaia a condensazione. Nelle figg. 180-188 sono rappresentati, con riferimento alla sola caldaia tradizionale, i VAN ottenuti al variare della località, della potenza della macchina e della temperatura di alimentazione dei terminali di emissione del calore. Nelle figg. 189-191 sono rappresentati gli andamenti del TRA per la sola temperatura di alimentazione dei terminali di erogazione di 35°C al variare della tipologia di combustibile fossile considerato.

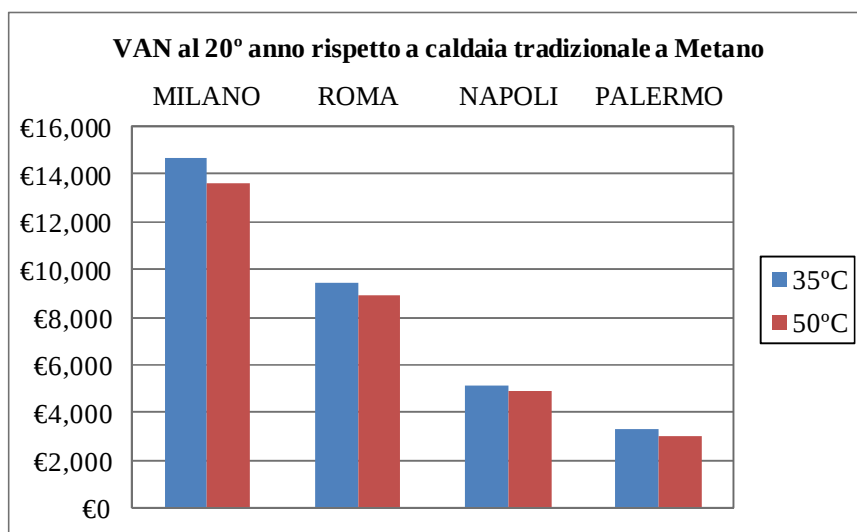


Fig. 180 – VAN al 20° anno per la pompa di calore R410a aria-acqua da 15 kW per il solo riscaldamento ottenuti mediante confronto con una caldaia tradizionale alimentata a metano in funzione della località e della temperatura di alimentazione dei terminali di emissione

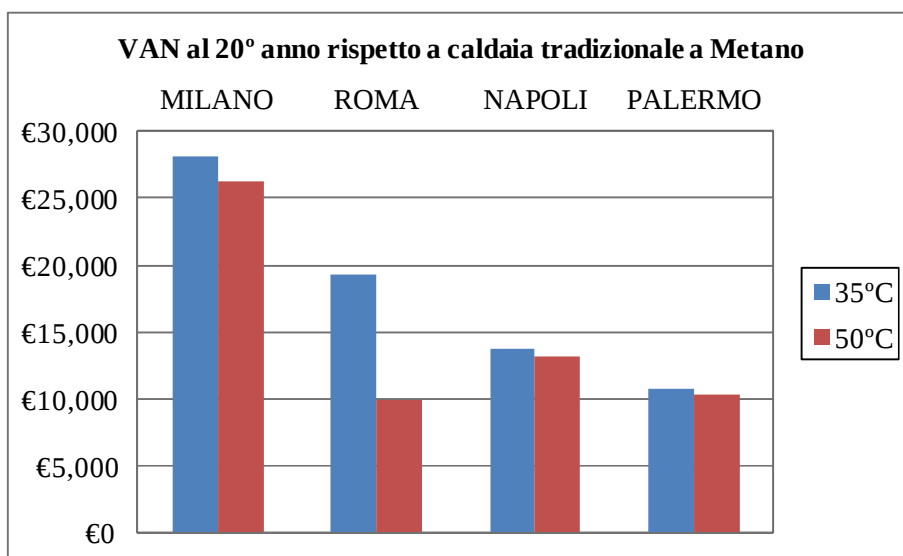


Fig. 181 – VAN al 20° anno per la pompa di calore R410a aria-acqua da 30 kW per il solo riscaldamento ottenuti mediante confronto con una caldaia tradizionale alimentata a metano in funzione della località e della temperatura di alimentazione dei terminali di emissione

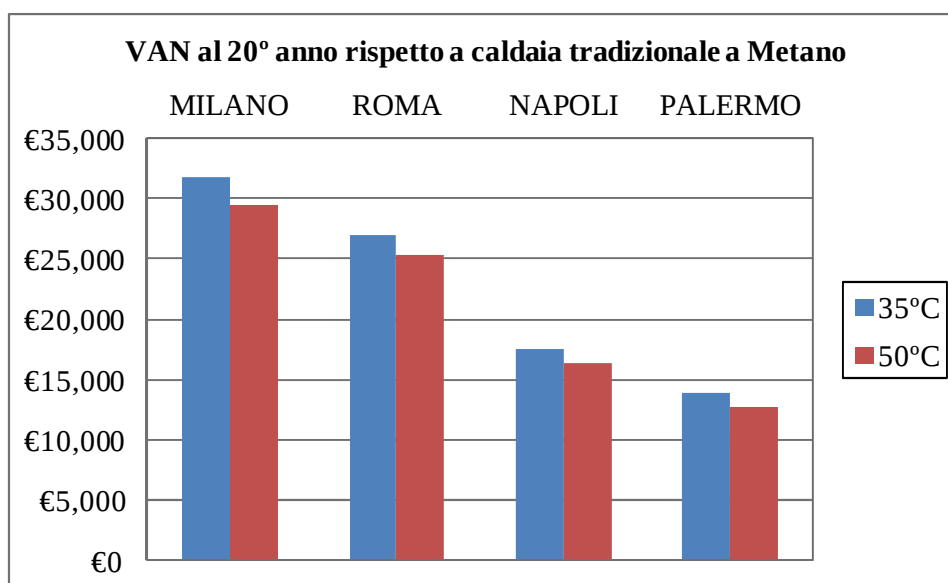


Fig. 182 – VAN al 20° anno per la pompa di calore R410a aria-acqua da 50 kW per il solo riscaldamento ottenuti mediante confronto con una caldaia tradizionale alimentata a metano in funzione della località e della temperatura di alimentazione dei terminali di emissione

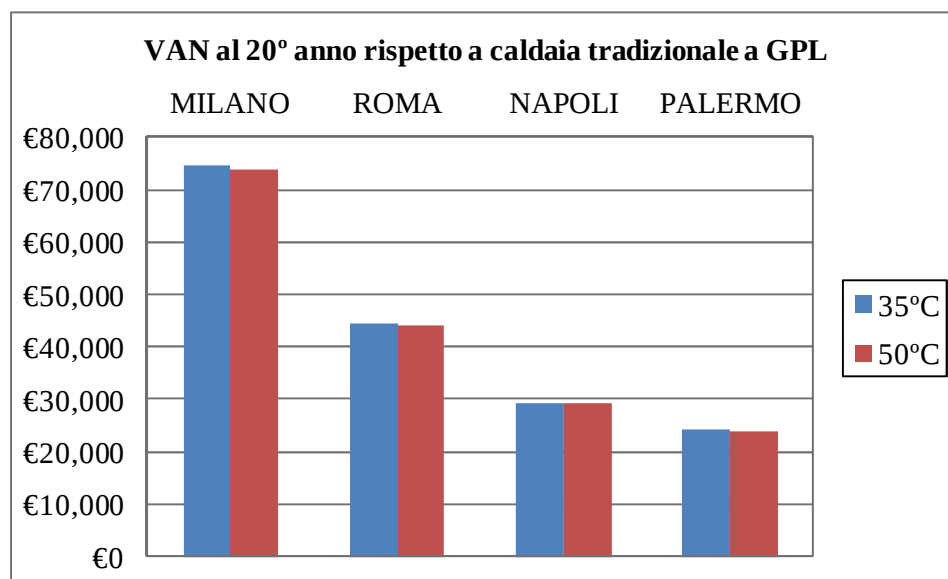


Fig. 183 – VAN al 20° anno per la pompa di calore R410a aria-acqua da 15 kW per il solo riscaldamento ottenuti mediante confronto con una caldaia tradizionale alimentata a GPL in funzione della località e della temperatura di alimentazione dei terminali di emissione

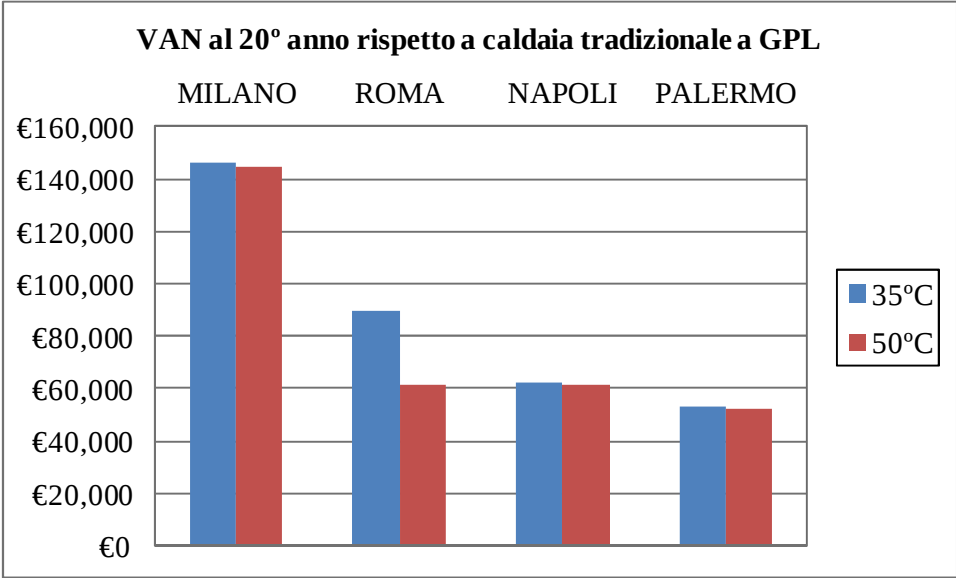


Fig. 184 – VAN al 20° anno per la pompa di calore R410a aria-acqua da 30 kW per il solo riscaldamento ottenuti mediante confronto con una caldaia tradizionale alimentata a GPL in funzione della località e della temperatura di alimentazione dei terminali di emissione

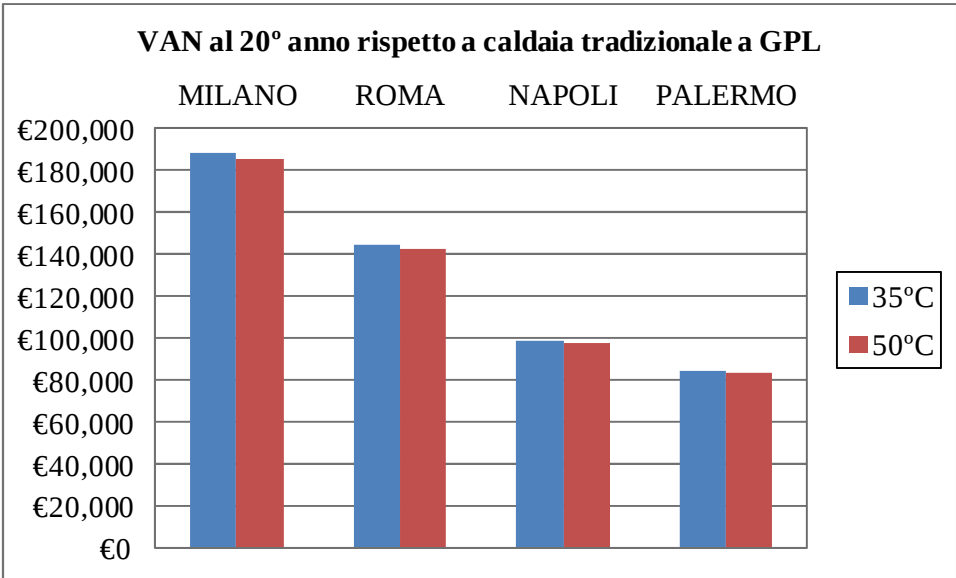


Fig. 185 – VAN al 20° anno per la pompa di calore R410a aria-acqua da 50 kW per il solo riscaldamento ottenuti mediante confronto con una caldaia tradizionale alimentata a GPL in funzione della località e della temperatura di alimentazione dei terminali di emissione

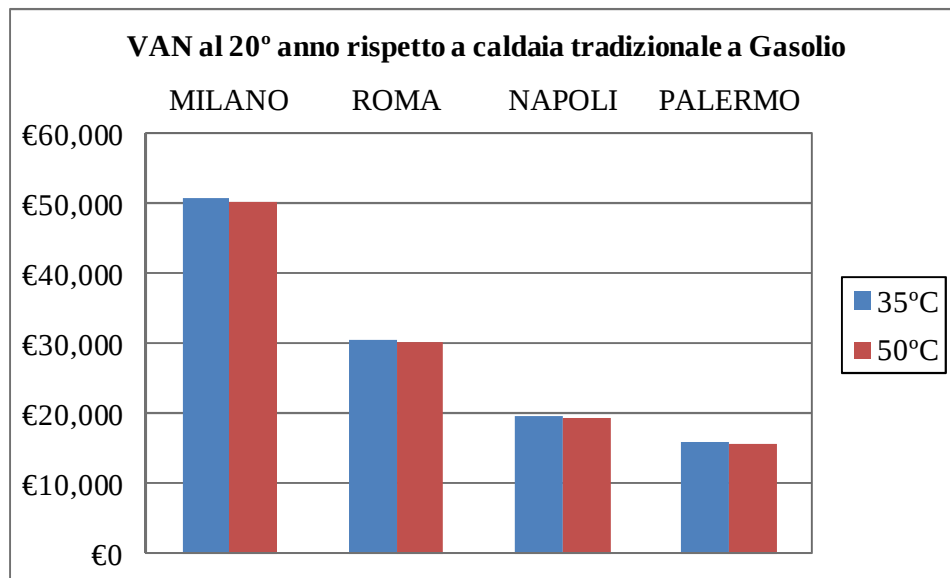


Fig. 186 – VAN al 20° anno per la pompa di calore R410a aria-acqua da 15 kW per il solo riscaldamento ottenuti mediante confronto con una caldaia tradizionale alimentata a gasolio in funzione della località e della temperatura di alimentazione dei terminali di emissione

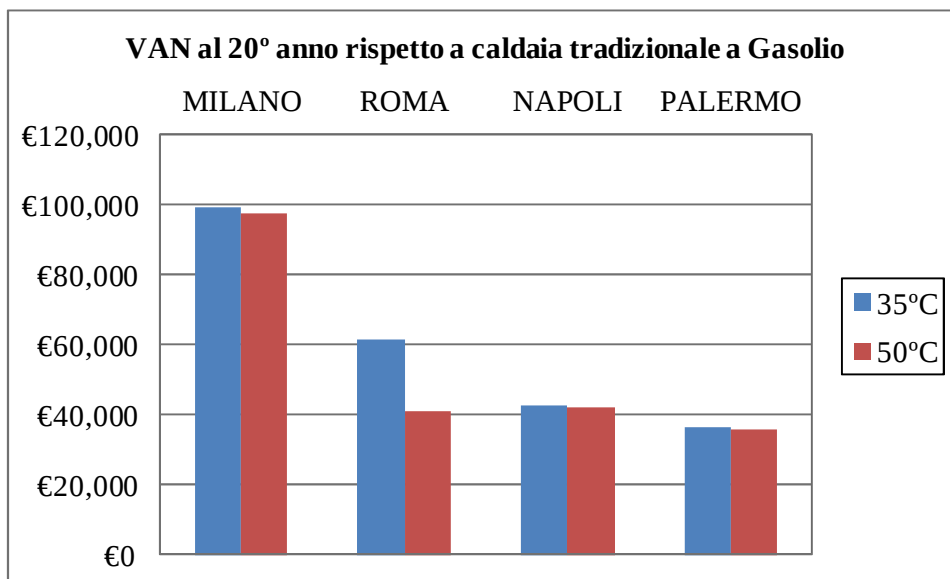


Fig. 187– VAN al 20° anno per la pompa di calore R410a aria-acqua da 30 kW per il solo riscaldamento ottenuti mediante confronto con una caldaia tradizionale alimentata a gasolio in funzione della località e della temperatura di alimentazione dei terminali di emissione

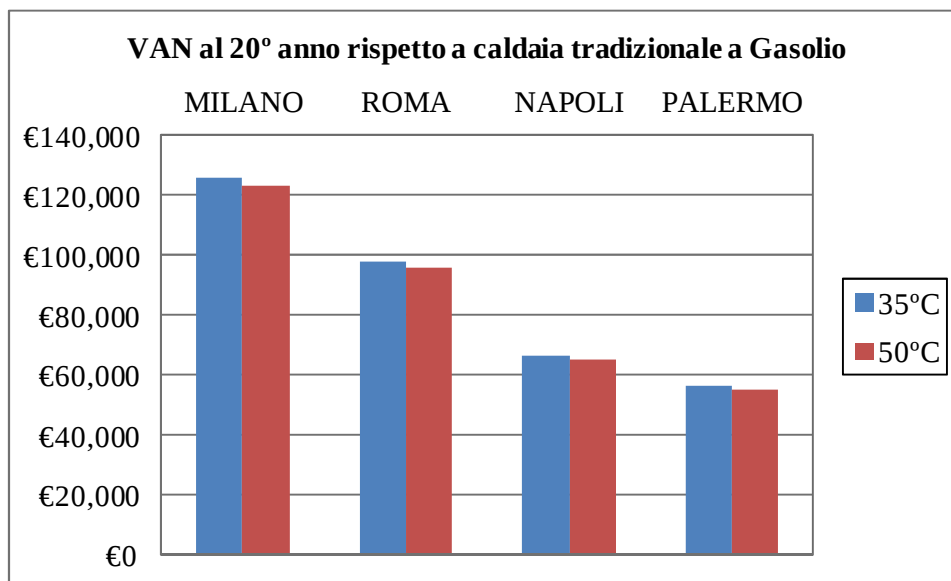


Fig. 188– VAN al 20° anno per la pompa di calore R410a aria-acqua da 50 kW per il solo riscaldamento ottenuti mediante confronto con una caldaia tradizionale alimentata a gasolio in funzione della località e della temperatura di alimentazione dei terminali di emissione

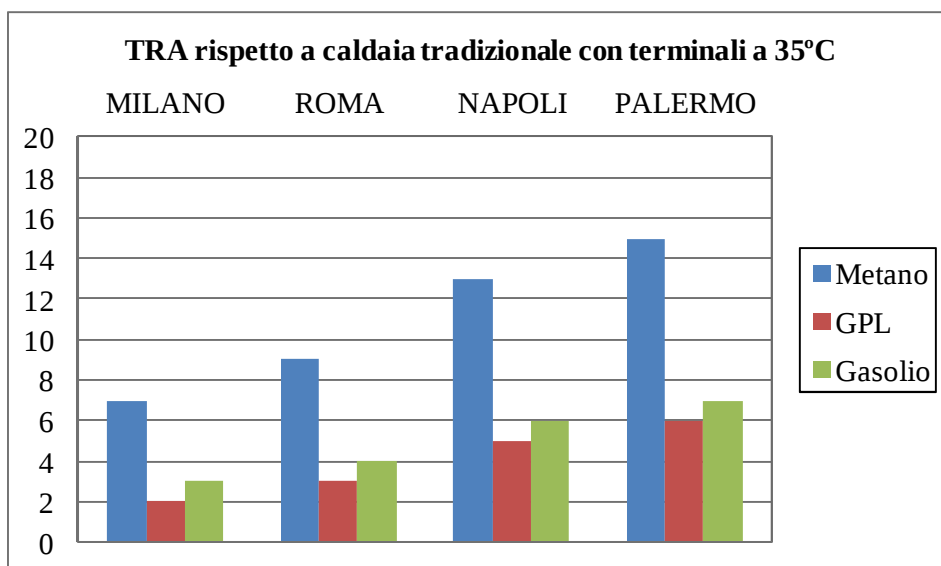


Fig. 189– TRA per la pompa di calore R410a aria-acqua da 15 kW per il solo riscaldamento ottenuti mediante confronto con una caldaia tradizionale alimentata con differenti combustibili fossili in funzione della località e della temperatura di alimentazione dei terminali di emissione

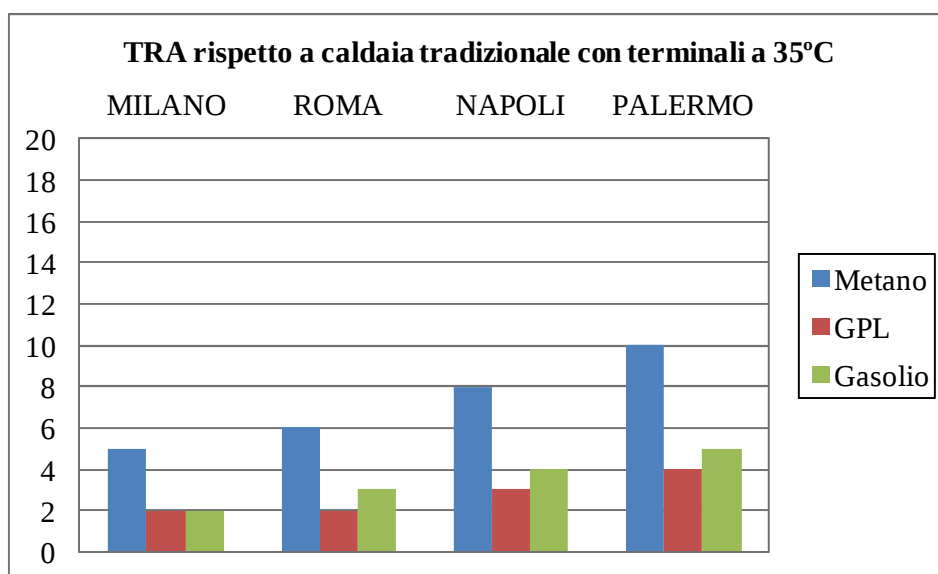


Fig. 190– TRA per la pompa di calore R410a aria-acqua da 30 kW per il solo riscaldamento ottenuti mediante confronto con una caldaia tradizionale alimentata con differenti combustibili fossili in funzione della località e della temperatura di alimentazione dei terminali di emissione

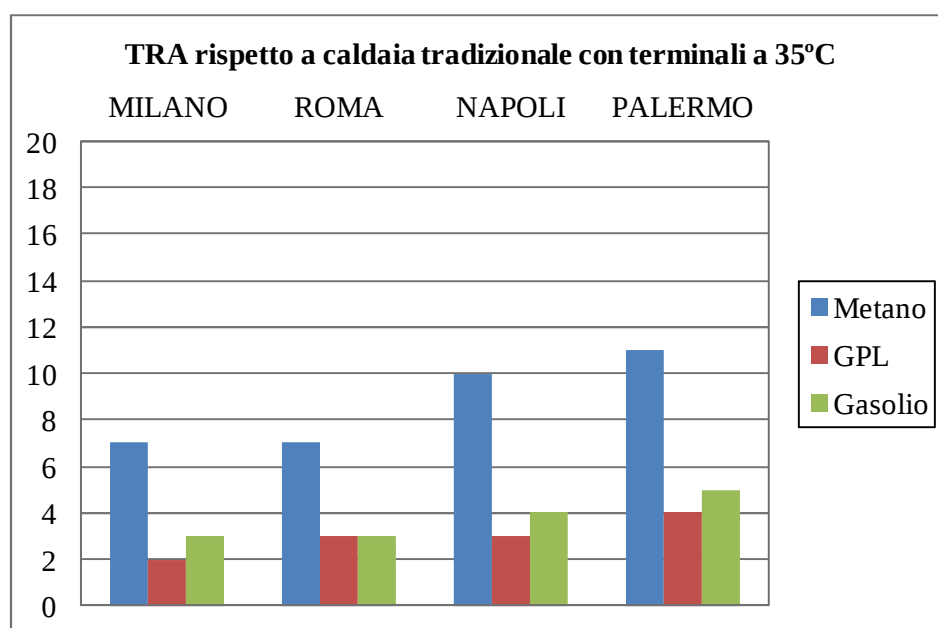


Fig. 191– TRA per la pompa di calore R410a aria-acqua da 50 kW per il solo riscaldamento ottenuti mediante confronto con una caldaia tradizionale alimentata con differenti combustibili fossili in funzione della località e della temperatura di alimentazione dei terminali di emissione

3.12 Confronto degli indicatori economici tra pompa di calore aria-acqua R744 e R410a per applicazioni di solo riscaldamento con caldaia tradizionale e a condensazione e tariffa elettrica con contatore dedicato

In questo paragrafo sono confrontati gli indicatori economici ottenuti per le pompe di calore aria-acqua R744 e R410a per applicazioni di solo riscaldamento nell'ipotesi di sostituire impianti dotati di caldaie tradizionali e a condensazione asservite a terminali a bassa temperatura, nell'ipotesi di impiegare il quadro tariffario elettrico previsto con un contatore dedicato alla pompa di calore.

L'applicazione di una tariffa elettrica con contatore dedicato comporta, rispetto alla tariffa elettrica progressiva, risultati dipendenti dalla zona climatica e dalla taglia della macchina interessata. Nelle figg. 192, 193 e 194 è riportato il confronto del VAN al 20° anno per la sola pompa di calore R744 da 15 kW e per le tre fonti primarie fossili indagate, applicando una tariffa elettrica progressiva e quella prevista con un contatore dedicato. L'utilizzo della tariffa con contatore dedicato determina un vantaggio rispetto alla tariffa progressiva per le zone climatiche più severe, e tale vantaggio tende a diminuire fino ad annullarsi man mano che ci si sposta verso zone climatiche più favorevoli. Il vantaggio offerto dalla tariffa con contatore dedicato nelle località fredde è maggiore nell'ipotesi di sostituire sistemi di generazione condensanti rispetto a caldaie tradizionali, soprattutto per potenze di 15 kW se il combustibile considerato è il gasolio. Lo stesso trend è ottenuto variando la taglia della macchina a parità di combustibile fossile indagato, così come riportato nelle figg. 195 e 196: nell'ipotesi di sostituire sistemi di generazione a GPL, il vantaggio offerto dalla tariffa con contatore dedicato è maggiore a Milano se il confronto è fatto rispetto a caldaie condensanti piuttosto che caldaie tradizionali, e la differenza è più marcata per la potenza da 30 kW rispetto a quella di 50 kW.

Nelle fig. 197, 198 e 199 è riportato il confronto tra il VAN ottenuto al 20° anno tra una macchina R410a aria-acqua da 15 kW, applicando le due tariffe elettriche considerate, al variare della località e delle fonti fossili considerate, sia rispetto a caldaie tradizionali che a condensazione. La tariffa progressiva offre risultati migliori per le località dal clima più mite, e il vantaggio è tanto più cospicuo quando i sistemi di generazione del calore sostituiti sono di tipo condensante. Per Milano si evidenzia una tariffa con contatore dedicato più conveniente, con una differenza che risulta maggiore nell'ipotesi di sostituire sistemi di generazione alimentati a metano. Nelle fig. 200 e 201, con riferimento al solo GPL, è riportato il confronto tra tariffe elettriche per una macchina da 30 kW e da 50 kW, sia con riferimento a caldaie tradizionali che a condensazione. Per Milano il divario tra le due tariffe tende ad incrementarsi all'aumentare della potenza della macchina; per Roma si ottiene una tariffa progressiva che diventa meno conveniente rispetto al contatore dedicato se la potenza della macchina è di 50 kW.

Tab. 146 - VAN al 20° anno e TRA per la pompa di calore R744 aria-acqua , con contatore dedicato ottenuti mediante confronto con sistemi di generazione impiantanti sia caldaie tradizionali che caldaie a condensazione, con terminali di erogazione del calore a bassa temperatura, in funzione della località e per tre differenti tipi di combustibili fossili

	T_{alim}	MILANO		ROMA		NAPOLI		PALERMO		
		Caldaia tradizionale	Caldaia condensazione	Caldaia tradizionale	Caldaia condensazione	Caldaia tradizionale	Caldaia condensazione	Caldaia tradizionale	Caldaia condensazione	
Metano	VAN(€)	11193	530	867	-5661	-4876	-9374	-6841	-10747	15 kW
	TRA(anni)	10	20	19	-	-	-	-	-	
GPL	VAN(€)	68523	46394	35962	22415	19304	9971	14161	6054	
	TRA(anni)	3	4	5	7	8	11	10	14	
Gasolio	VAN(€)	45673	26163	21974	10031	9667	1437	5790	-1357	30 kW
	TRA(anni)	4	6	7	11	11	18	14	-	
Metano	VAN(€)	34214	12988	13852	804	3395	-5618	-2048	-9004	
	TRA(anni)	6	10	10	19	16	-	-	-	
GPL	VAN(€)	148333	104283	84000	56923	51010	32304	35345	20912	50 kW
	TRA(anni)	2	2	3	4	4	6	6	8	
Gasolio	VAN(€)	102848	64012	56041	32168	31695	15202	20442	7716	
	TRA(anni)	2	3	4	6	6	10	8	14	
Metano	VAN(€)	47259	19177	21218	5834	14064	-994	7860	-5243	
	TRA(anni)	5	10	9	15	12	-	15	-	
GPL	VAN(€)	198237	139959	103930	72003	95026	63775	78303	51112	
	TRA(anni)	2	3	3	4	4	5	4	6	
Gasolio	VAN(€)	138061	86681	70964	42815	62757	35204	50226	26253	
	TRA(anni)	3	4	4	6	5	7	6	9	

Tab. 147 - VAN al 20° anno e TRA per la pompa di calore R410a aria-acqua , con contatore dedicato ottenuti mediante confronto con sistemi di generazione impieganti sia caldaie tradizionali che caldaie a condensazione, con terminali di erogazione del calore a bassa temperatura, in funzione della località e per tre differenti tipi di combustibili fossili

		MILANO		ROMA		NAPOLI		PALERMO		
	T _{alim}	Caldaia tradizionale	Caldaia condensazione	Caldaia tradizionale	Caldaia condensazione	Caldaia tradizionale	Caldaia condensazione	Caldaia tradizionale	Caldaia condensazione	
Metano	VAN(€)	16822	5804	4739	-1800	-1760	-6255	-3611	-7521	15 kW
	TRA(anni)	7	13	14	-	-	-	-	-	
GPL	VAN(€)	76062	53195	39892	26323	22404	13076	17410	9296	
	TRA(anni)	2	3	4	5	6	9	7	11	
Gasolio	VAN(€)	52451	32290	25881	13918	12773	4549	9031	1877	
	TRA(anni)	3	4	5	8	9	14	11	17	
Metano	VAN(€)	43465	21453	19389	6321	7948	-1070	2946	-4896	30 kW
	TRA(anni)	4	7	7	13	12	-	17	-	
GPL	VAN(€)	161807	116127	89645	62526	55586	36871	45105	28832	
	TRA(anni)	2	2	2	3	3	5	4	6	
Gasolio	VAN(€)	114639	74365	61643	37733	36261	19761	28302	13954	
	TRA(anni)	2	3	3	4	5	7	6	9	
Metano	VAN(€)	56295	27243	38131	16329	17957	2900	12273	-1829	50 kW
	TRA(anni)	5	8	6	10	10	18	13	-	
GPL	VAN(€)	212487	152197	155345	110101	98913	67664	81713	54523	
	TRA(anni)	2	3	3	3	4	5	4	5	
Gasolio	VAN(€)	150233	97078	108327	68737	66646	39096	53638	29665	
	TRA(anni)	3	3	3	4	5	6	5	8	

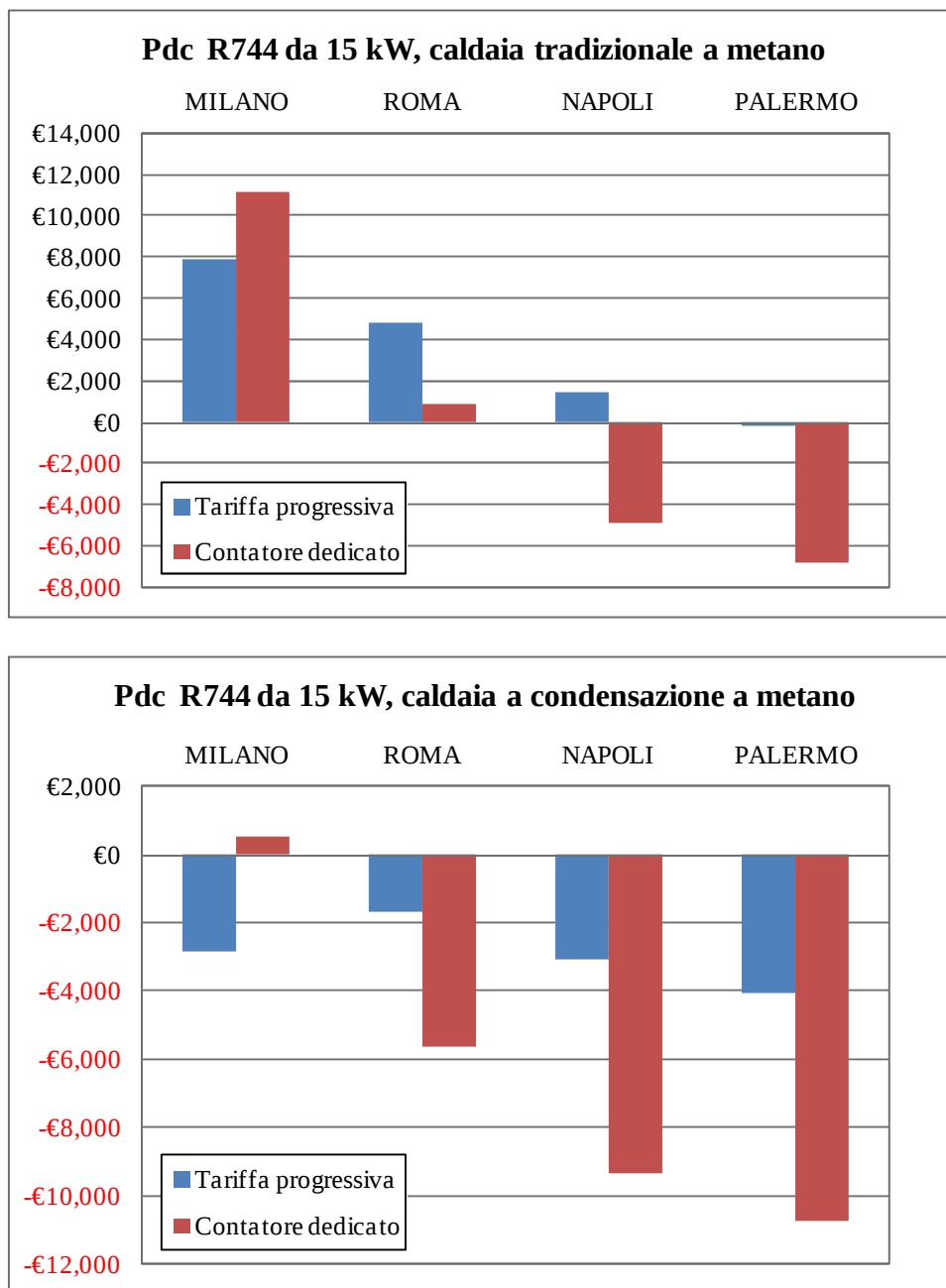


Fig. 192 – Confronto del VAN al 20° anno ottenuto con tariffa elettrica progressiva e con contatore dedicato per una pompa di calore 744 aria-acqua da 15 kW in funzione della località nell'ipotesi di sostituire sistemi di generazione del calore tradizionali e a condensazione a metano

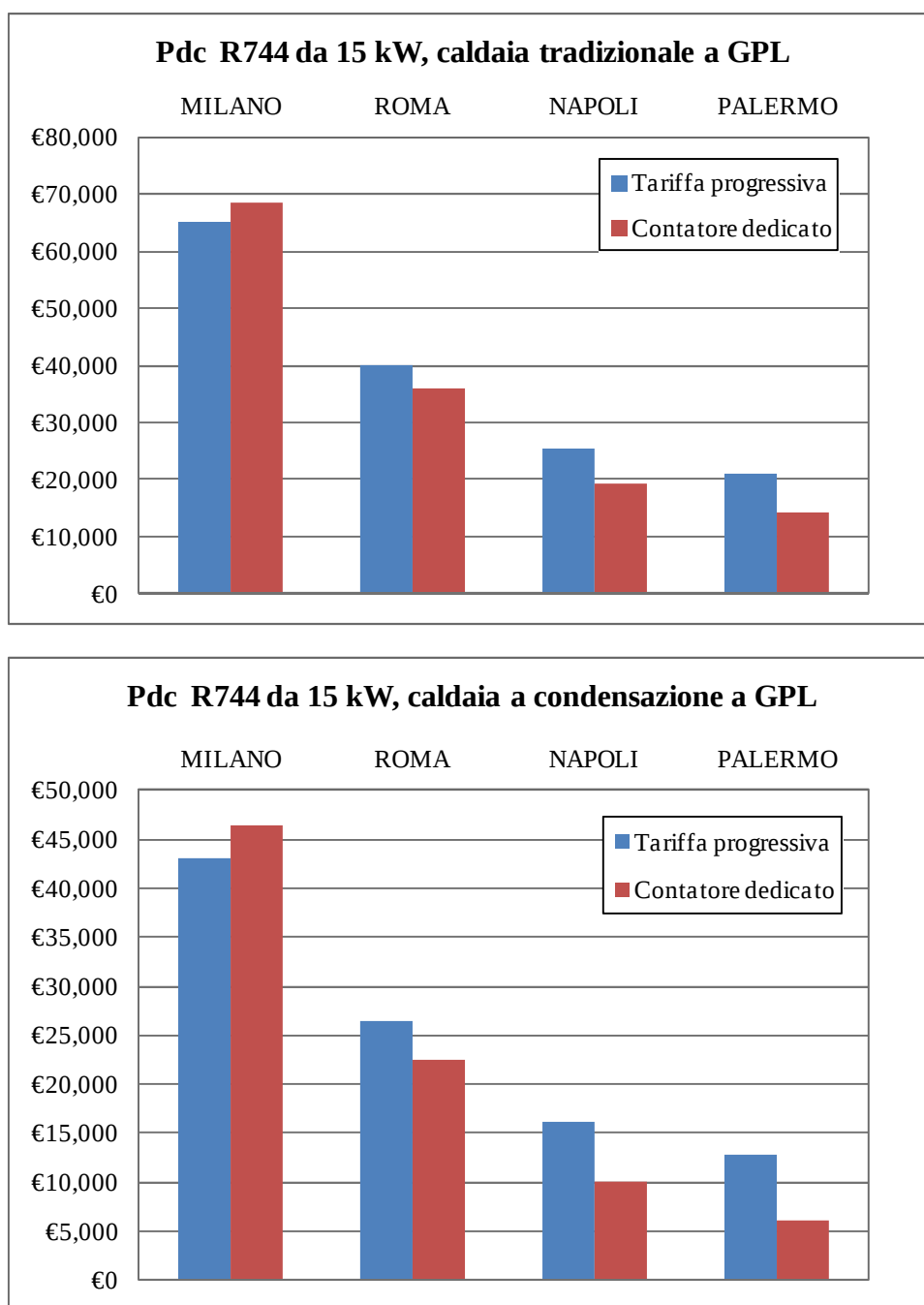


Fig. 193– Confronto del VAN al 20° anno ottenuto con tariffa elettrica progressiva e con contatore dedicato per una pompa di calore R744 aria-acqua da 15 kW in funzione della località nell’ipotesi di sostituire sistemi di generazione del calore tradizionali e a condensazione a GPL

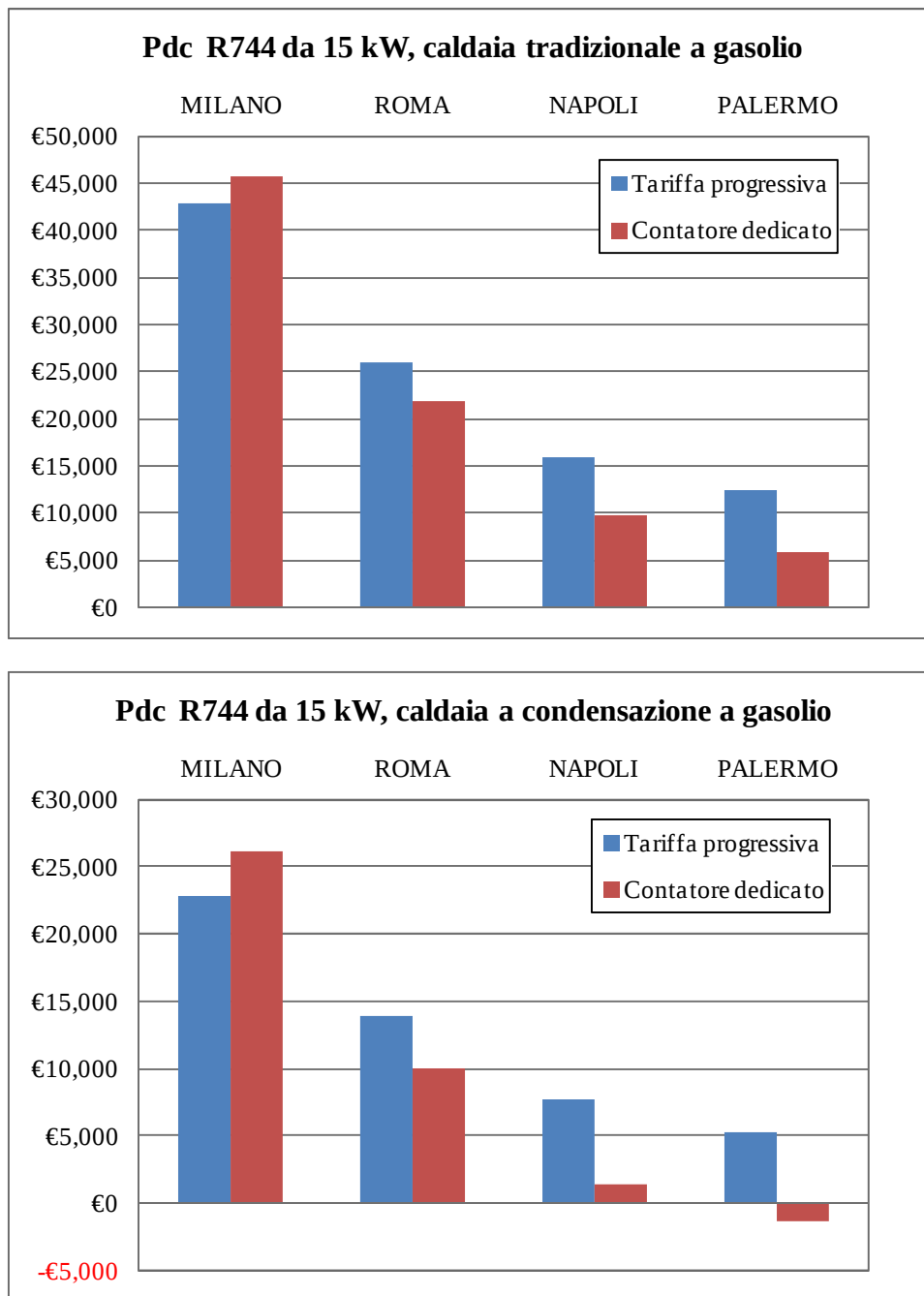


Fig. 194 – Confronto del VAN al 20° anno ottenuto con tariffa elettrica progressiva e con contatore dedicato per una pompa di calore R744 aria-acqua da 15 kW in funzione della località nell'ipotesi di sostituire sistemi di generazione del calore tradizionali e a condensazione a gasolio

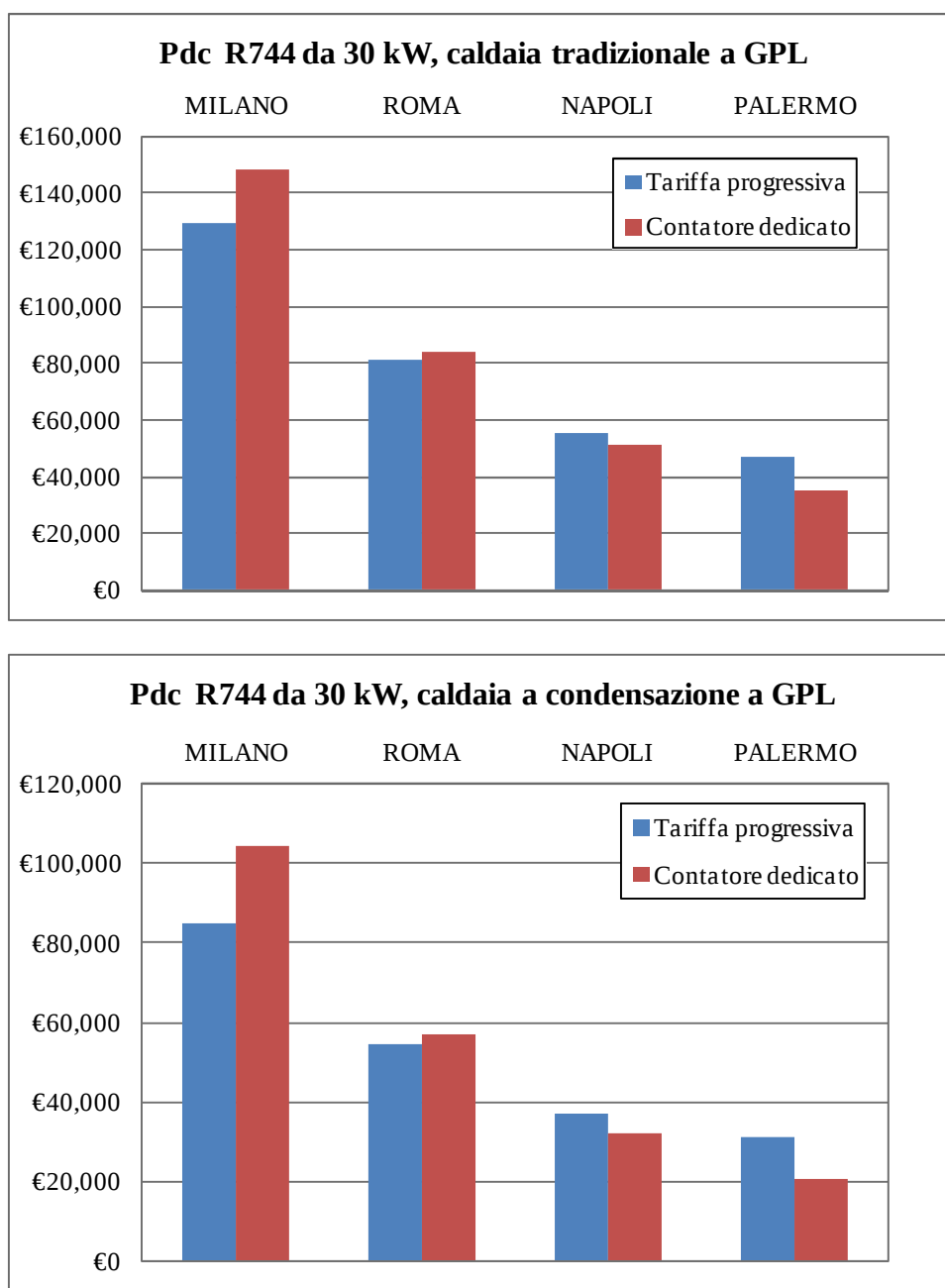


Fig. 195 – Confronto del VAN al 20° anno ottenuto con tariffa elettrica progressiva e con contatore dedicato per una pompa di calore R744 aria acqua da 30 kW in funzione della località nell'ipotesi di sostituire sistemi di generazione del calore tradizionali e a condensazione a GPL

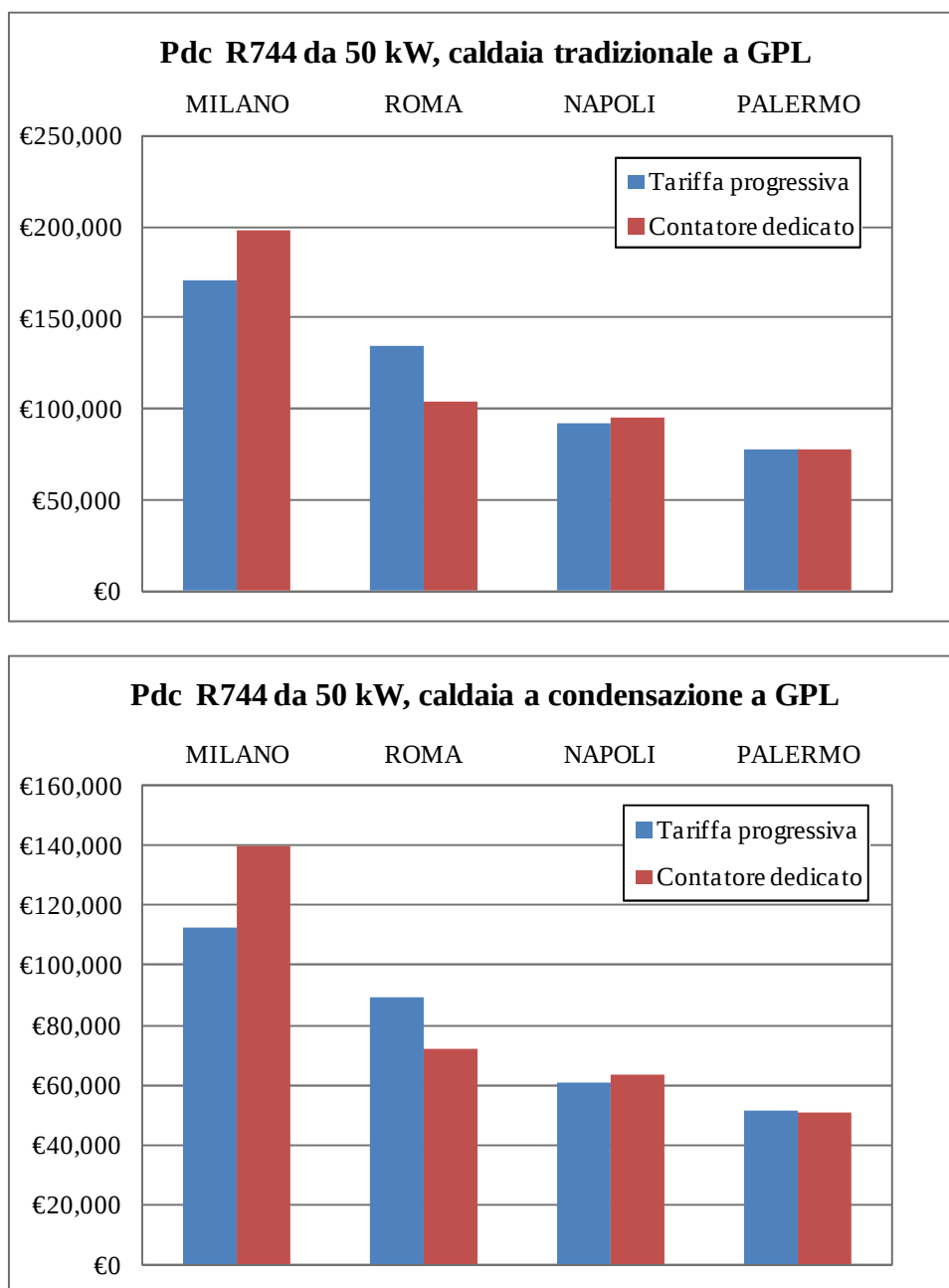


Fig. 196 – Confronto del VAN al 20° anno ottenuto con tariffa elettrica progressiva e con contatore dedicato per una pompa di calore R744 aria-acqua da 50 kW in funzione della località nell'ipotesi di sostituire sistemi di generazione del calore tradizionali e a condensazione a GPL

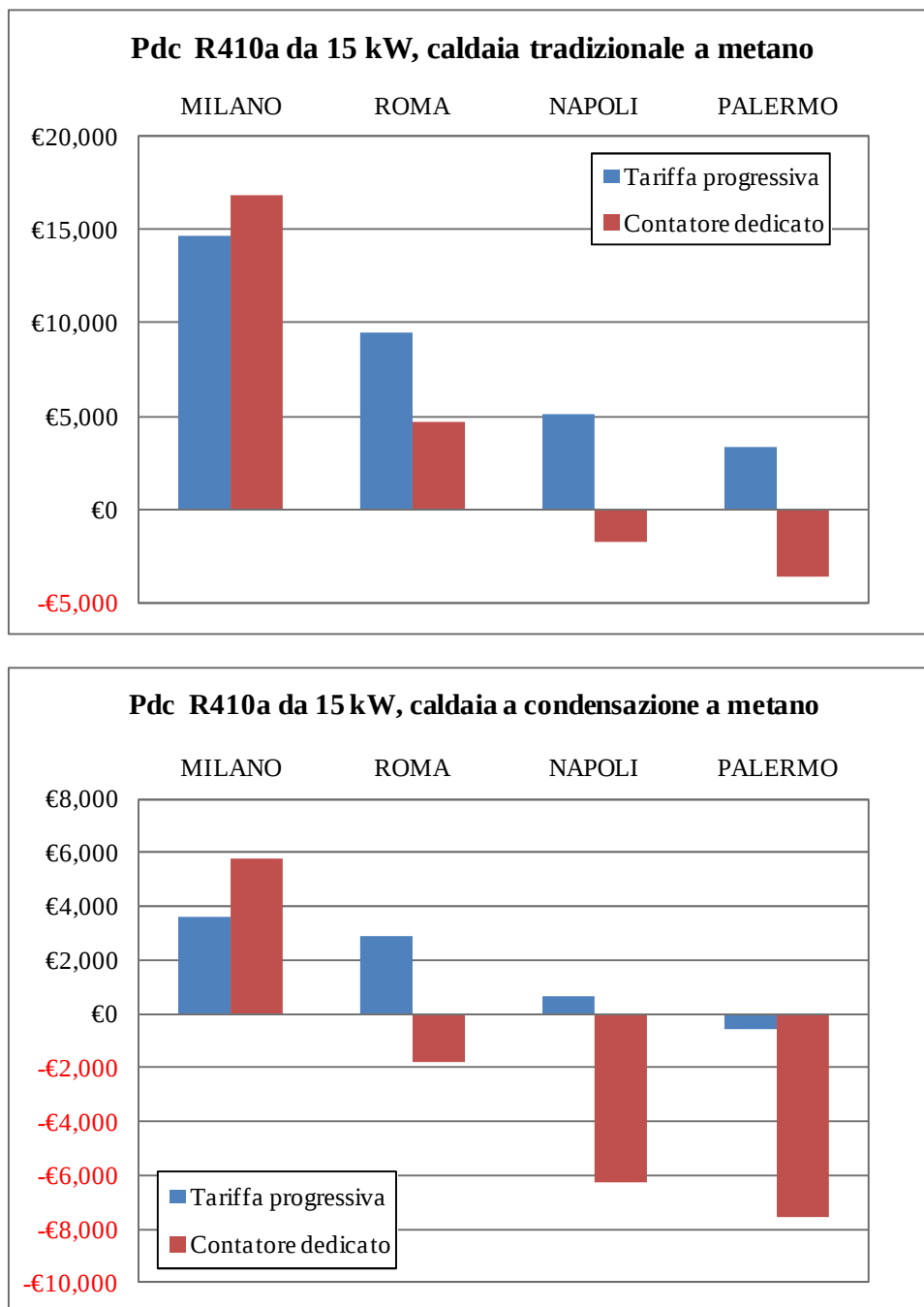


Fig. 197 – Confronto del VAN al 20° anno ottenuto con tariffa elettrica progressiva e con contatore dedicato per una pompa di calore R410a aria-acqua da 15 kW in funzione della località nell'ipotesi di sostituire sistemi di generazione del calore tradizionali e a condensazione a metano

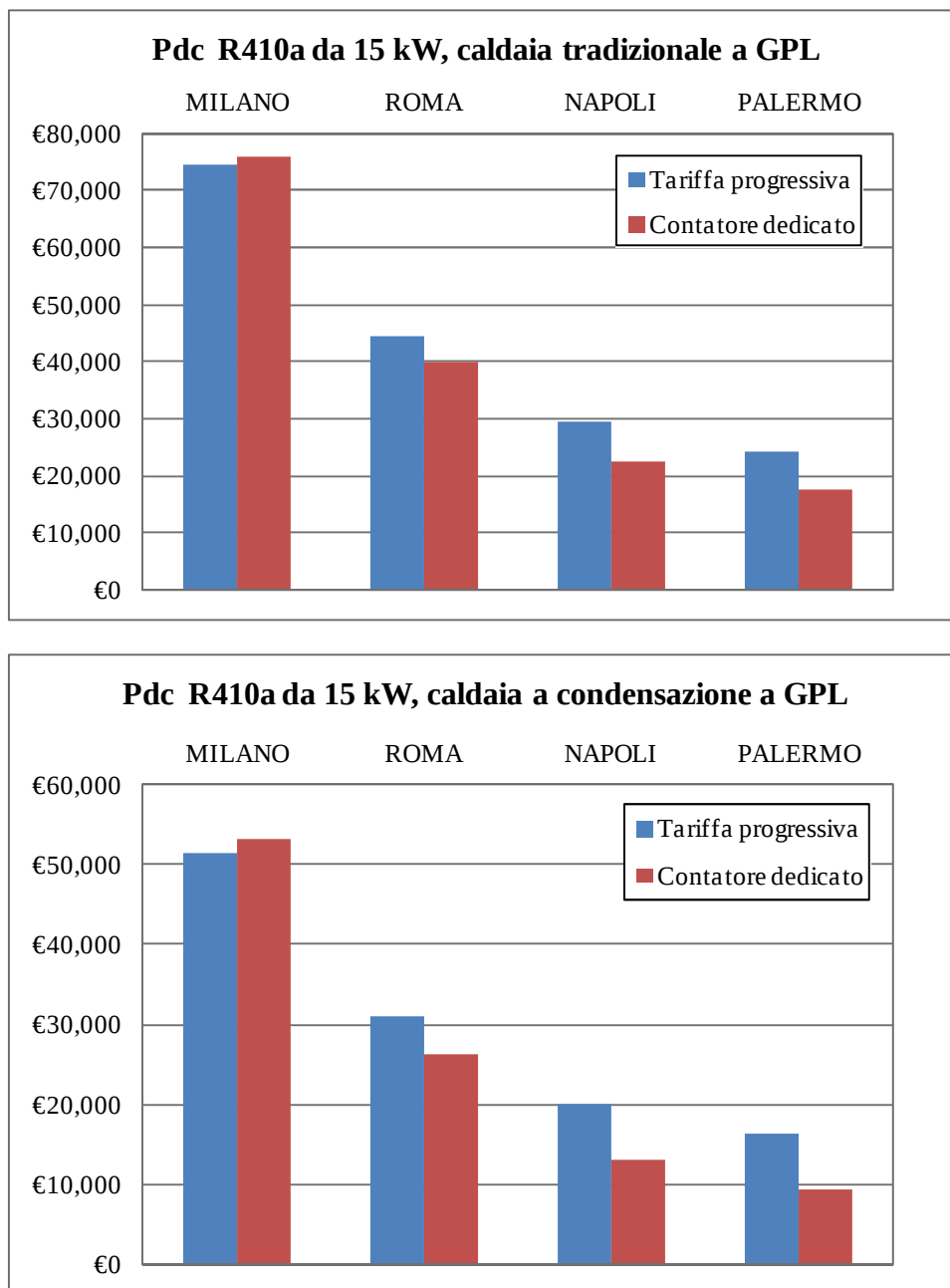


Fig. 198 – Confronto del VAN al 20° anno ottenuto con tariffa elettrica progressiva e con contatore dedicato per una pompa di calore R410a aria-acqua da 15 kW in funzione della località nell'ipotesi di sostituire sistemi di generazione del calore tradizionali e a condensazione a GPL

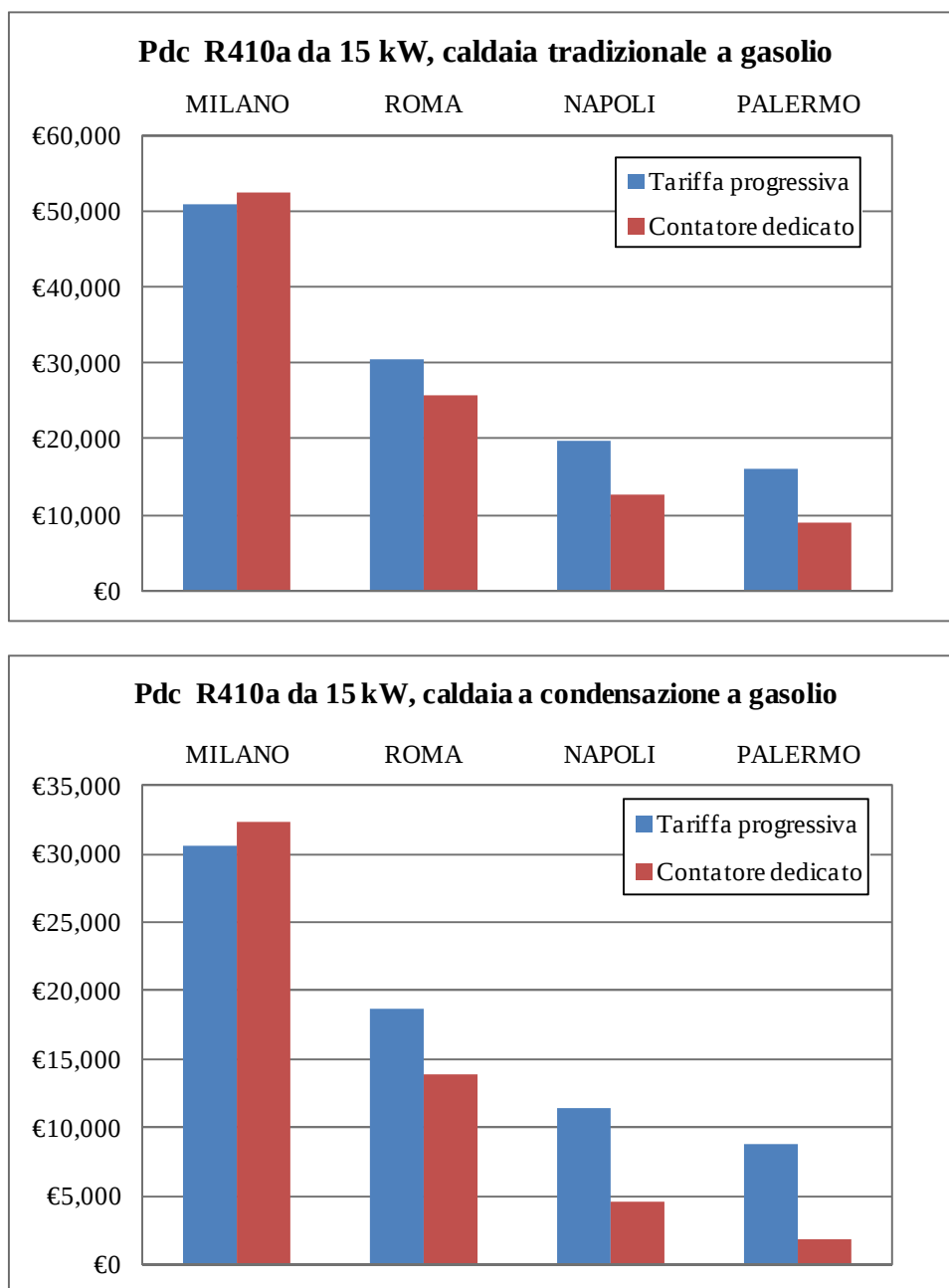


Fig. 199 – Confronto del VAN al 20° anno ottenuto con tariffa elettrica progressiva e con contatore dedicato per una pompa di calore R410a aria-acqua da 15 kW in funzione della località nell'ipotesi di sostituire sistemi di generazione del calore tradizionali e a condensazione a gasolio

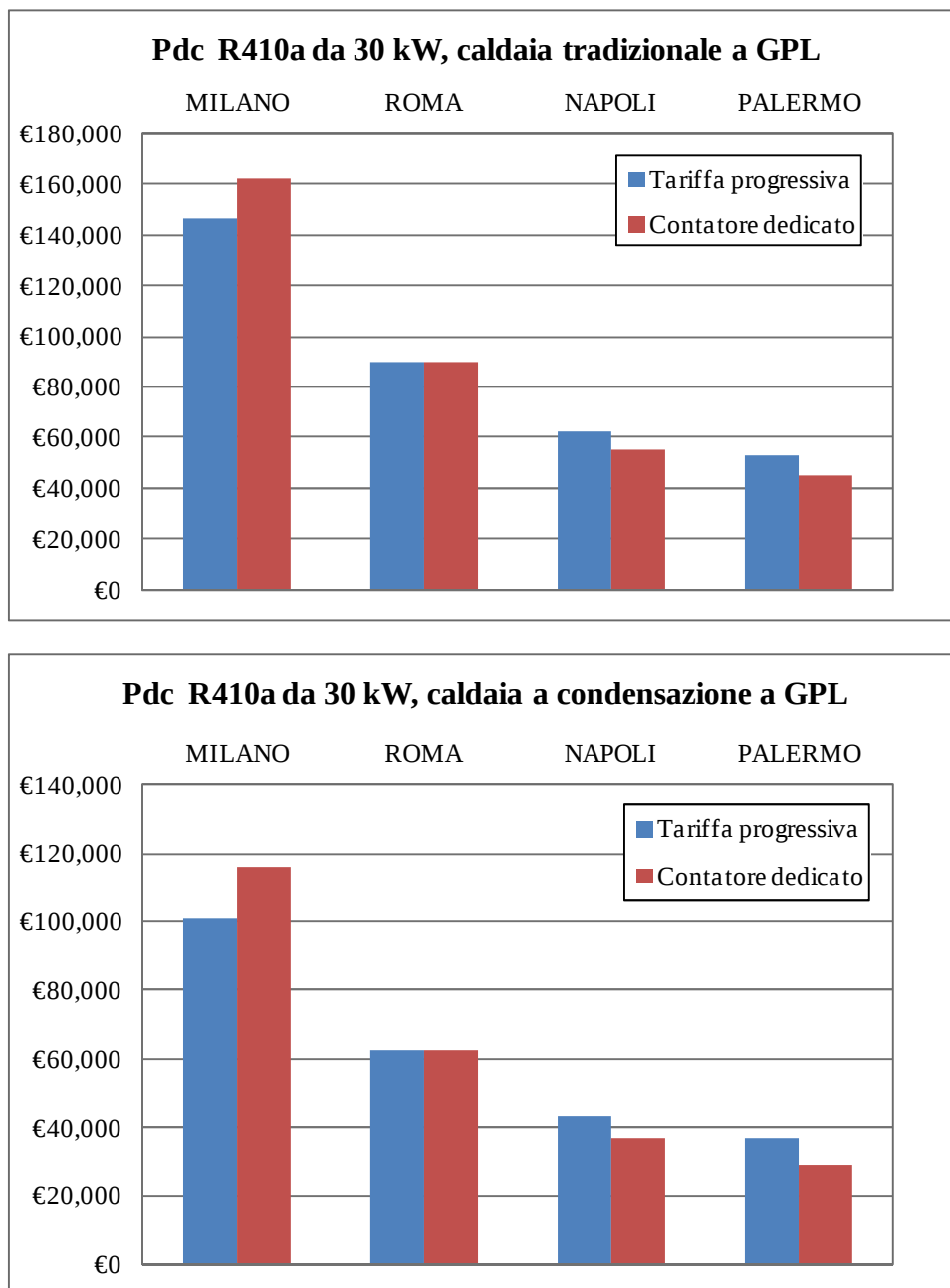


Fig. 200 – Confronto del VAN al 20° anno ottenuto con tariffa elettrica progressiva e con contatore dedicato per una pompa di calore R410a aria-acqua da 30 kW in funzione della località nell'ipotesi di sostituire sistemi di generazione del calore tradizionali e a condensazione a GPL

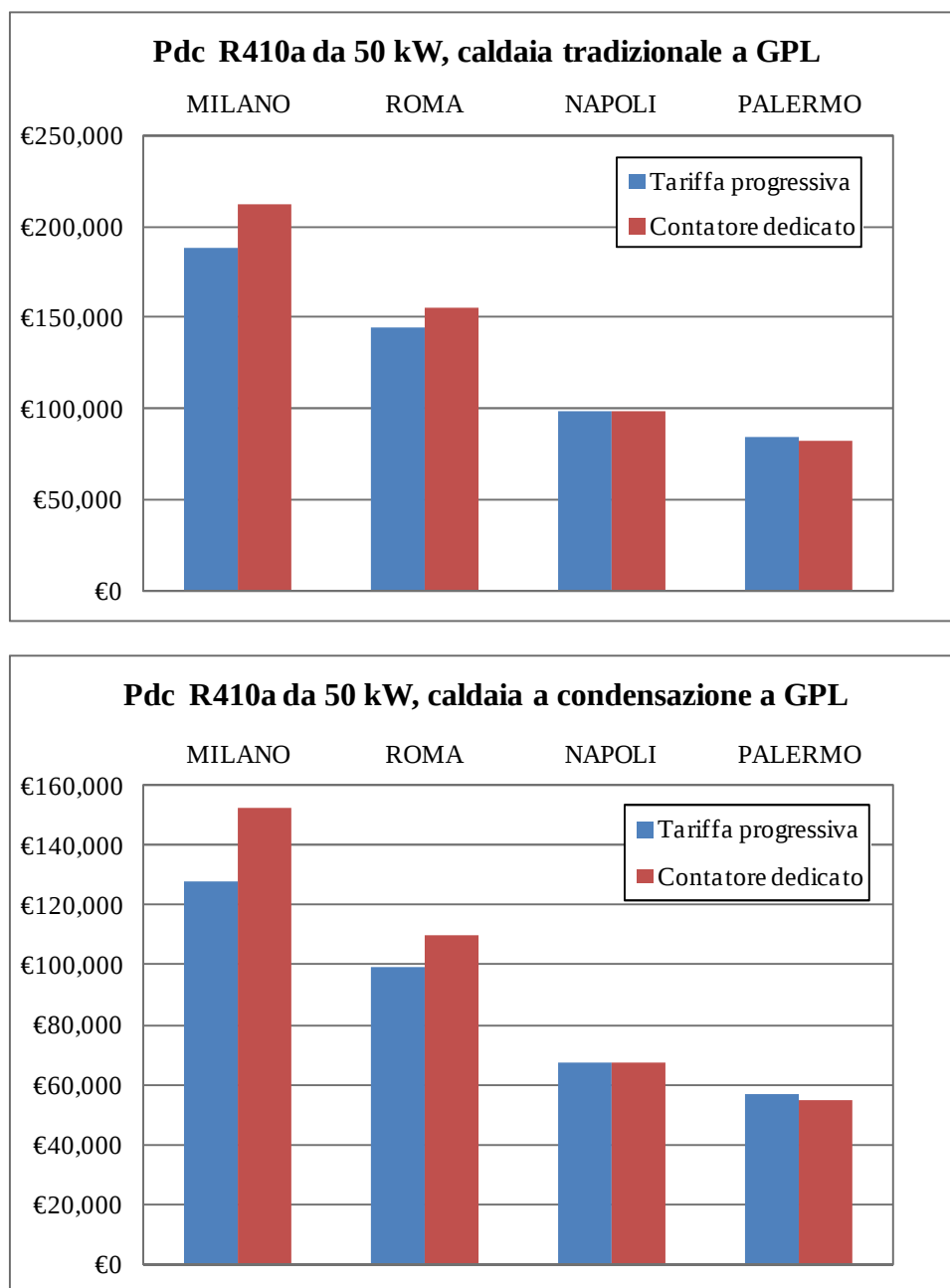


Fig. 201 – Confronto del VAN al 20° anno ottenuto con tariffa elettrica progressiva e con contatore dedicato per una pompa di calore polivalente R410a da 50 kW in funzione della località nell'ipotesi di sostituire sistemi di generazione del calore tradizionali e a condensazione a GPL

3.13 Incidenza della tariffa incentivante sull'analisi economica

Con riferimento alle macchine aria-acqua da 30 kW e da 50 kW, sia R744 che R410a collegate a terminali di erogazione del calore a bassa temperatura, è stata effettuata l'analisi economica ipotizzando l'assenza del supporto finanziario del Conto Termico. Il confronto con sistemi di generazione tradizionali alimentati a GPL, che offrono i risultati più interessanti in termini di tempo di recupero attualizzato, evidenzia che anche per le macchine aria-acqua il tempo di recupero aumenta in maniera marginale (nella maggior parte dei casi il TRA aumenta meno di un anno) mentre il VAN diminuisce di una quota pari all'entità dell'incentivo riconosciuto per la macchina indagata (tab. 148). Anche in questo caso si osserva che l'incentivo previsto dal Conto Termico influenza in maniera marginale gli indicatori economici considerati. La scelta di

analizzare le taglie da 30 kW e da 50 kW deriva dalle differenti tariffe (€/kWh) e dalla differente durata di utilizzo previste dal decreto per le potenze minori e superiori a 35 kW.

Tab. 148 – Variazione del VAN al 20° per le pompe di calore aria-acqua da 30 kW e 50 kW impiegate per il solo riscaldamento in assenza di meccanismi di incentivazione finanziaria (Conto Termico)

	ΔVAN al 20° anno (€)	
	30 kW	50 kW
Milano	3423	4668
Roma	3434	4555
Napoli	2698	3579
Palermo	2085	2765

3.14 Valutazione delle soglie di costo tra la pompa di calore aria-acqua R744 e R410a per applicazioni di solo riscaldamento

Sono determinate le soglie di costo applicabili alla pompa di calore aria-acqua R744 necessarie per ottenere lo stesso TRA con il medesimo valore di VAN registrato con l'analogia pompa di calore R410a. L'analisi è stata condotta con riferimento ai soli terminali a bassa temperatura in funzione delle località, della potenza della macchina e dei combustibili considerati che alimentano sistemi di generazione tradizionali, con le tariffe elettriche indagate (progressiva e con contatore dedicato). Per i terminali a media temperatura la differenza di prestazioni tende ad aumentare, per cui anche le percentuali di riduzioni di costo da applicare alla macchina a CO₂.

a) MILANO

Taglia da 15 kW con tariffa elettrica progressiva: costo iniziale di € 10610

- metano: una riduzione fino a € 6875 (-36%);
- GPL: una riduzione fino a € 7750 (-27%);
- gasolio: una riduzione fino a € 7600 (-29%)

Taglia da 15 kW con tariffa elettrica per contatore dedicato: costo iniziale di € 10610

- metano: una riduzione fino a € 7250 (-32%);
- GPL: una riduzione fino a € 7900 (-23%);
- gasolio: una riduzione fino a € 7750 (-27%)

Taglia da 30 kW con tariffa elettrica progressiva: costo iniziale di € 13045

- metano: una riduzione fino a € 8300 (-37%);
- GPL: una riduzione fino a € 9400 (-28%);
- gasolio: una riduzione fino a € 9500 (-27%)

Taglia da 30 kW con tariffa elettrica per contatore dedicato: costo iniziale di € 13045

- metano: una riduzione fino a € 9500 (-27%);
- GPL: una riduzione fino a € 9750 (-25%);
- gasolio: una riduzione fino a € 9900 (-24%)

Taglia da 50 kW con tariffa elettrica progressiva: costo iniziale di € 17370

- metano: una riduzione fino a € 13300 (-23%);
- GPL: una riduzione fino a € 15800 (-9%);
- gasolio: una riduzione fino a € 15100 (-14%)

Taglia da 50 kW con tariffa elettrica per contatore dedicato: costo iniziale di € 17370

- metano: una riduzione fino a € 15100(-13%);
- GPL: una riduzione fino a € 15950 (-8%);
- gasolio: una riduzione fino a € 15600 (-10%)

b) ROMA

Taglia da 15 kW con tariffa elettrica progressiva: costo iniziale di € 10610

- metano: una riduzione fino a € 7350 (-31%);
- GPL: una riduzione fino a € 8000 (-25%);
- gasolio: una riduzione fino a € 7900 (-26%)

Taglia da 15 kW con tariffa elettrica per contatore dedicato: costo iniziale di € 10610

- metano: una riduzione fino a € 7350 (-31%);
- GPL: una riduzione fino a € 8100 (-24%);
- gasolio: una riduzione fino a € 8000 (-25%)

Taglia da 30 kW con tariffa elettrica progressiva: costo iniziale di € 13045

- metano: una riduzione fino a € 9200 (-30%);
- GPL: una riduzione fino a € 10300 (-21%);
- gasolio: una riduzione fino a € 10000 (-24%)

Taglia da 30 kW con tariffa elettrica per contatore dedicato: costo iniziale di € 13045

- metano: una riduzione fino a € 9700 (-26%);
- GPL: una riduzione fino a € 10500 (-20%);
- gasolio: una riduzione fino a € 10350 (-21%)

Taglia da 50 kW con tariffa elettrica progressiva: costo iniziale di € 17370

- metano: una riduzione fino a € 14200 (-18%);
- GPL: una riduzione fino a € 16000 (-8%);
- gasolio: una riduzione fino a € 15950 (-8%)

Taglia da 50 kW con tariffa elettrica per contatore dedicato: costo iniziale di € 17370

- metano: una riduzione fino a € 15750 (-9%);
- GPL: una riduzione fino a € 16500 (-5%);
- gasolio: una riduzione fino a € 16400 (-6%)

c) NAPOLI

Taglia da 15 kW con tariffa elettrica progressiva: costo iniziale di € 10610

- metano: una riduzione fino a € 7400 (-30%);
- GPL: una riduzione fino a € 8000 (-25%);
- gasolio: una riduzione fino a € 7950 (-25%)

Taglia da 15 kW con tariffa elettrica per contatore dedicato: costo iniziale di € 10610

- metano: non ritornano entrambi i modelli nei 20 anni;
- GPL: una riduzione fino a € 8050 (-25%);
- gasolio: una riduzione fino a € 7900 (-26%)

Taglia da 30 kW con tariffa elettrica progressiva: costo iniziale di € 13045

- metano: una riduzione fino a € 9100 (-30%);
- GPL: una riduzione fino a € 10200 (-22%);
- gasolio: una riduzione fino a € 10000 (-24%)

Taglia da 30 kW con tariffa elettrica per contatore dedicato: costo iniziale di € 13045

- metano: una riduzione fino a € 9500 (-27%);
- GPL: una riduzione fino a € 10450 (-20%);
- gasolio: una riduzione fino a € 10250 (-21%)

Taglia da 50 kW con tariffa elettrica progressiva: costo iniziale di € 17370

- metano: una riduzione fino a € 14200 (-18%);
- GPL: una riduzione fino a € 16400 (-6%);
- gasolio: una riduzione fino a € 16050 (-8%)

Taglia da 50 kW con tariffa elettrica per contatore dedicato: costo iniziale di € 17370

- metano: una riduzione fino a € 15450 (-11%);
- GPL: una riduzione fino a € 16600 (-4%);
- gasolio: una riduzione fino a € 16400 (-6%)

d) PALERMO

Taglia da 15 kW con tariffa elettrica progressiva: costo iniziale di € 10610

- metano: una riduzione fino a € 7450 (-29%);
- GPL: una riduzione fino a € 8000 (-25%);
- gasolio: una riduzione fino a € 7950 (-25%)

Taglia da 15 kW con tariffa elettrica per contatore dedicato: costo iniziale di € 10610

- metano: non ritornano entrambi i modelli nei 20 anni;
- GPL: una riduzione fino a € 8000 (-25%);
- gasolio: una riduzione fino a € 7800 (-27%)

Taglia da 30 kW con tariffa elettrica progressiva: costo iniziale di € 13045

- metano: una riduzione fino a € 9200 (-30%);
- GPL: una riduzione fino a € 10200 (-22%);
- gasolio: una riduzione fino a € 10050 (-23%)

Taglia da 30 kW con tariffa elettrica per contatore dedicato: costo iniziale di € 13045

- metano: una riduzione fino a € 8600 (-34%);
- GPL: una riduzione fino a € 9500 (-27%);
- gasolio: una riduzione fino a € 9300 (-29%)

Taglia da 50 kW con tariffa elettrica progressiva: costo iniziale di € 17370

- metano: una riduzione fino a € 14250 (-18%);
- GPL: una riduzione fino a € 16350 (-6%);
- gasolio: una riduzione fino a € 15950 (-8%)

Taglia da 50 kW con tariffa elettrica per contatore dedicato: costo iniziale di € 17370

- metano: una riduzione fino a € 15200 (-13%);
- GPL: una riduzione fino a € 16600 (-4%);
- gasolio: una riduzione fino a € 16450 (-5%)

La fig. 202 riporta le percentuali di riduzione dei costi iniziali delle macchine R744 aria-acqua da 15 kW per ottenere lo stesso tempo di recupero attualizzato dell'analogia macchina operante con R410a, in funzione della località e del combustibile fossile considerato, sia con tariffa elettrica progressiva (fig. 202a) che con contatore dedicato (fig. 202b). Per la macchina con potenza di 15 kW il taglio dei costi è lievemente più ridotto con tariffe elettriche previste per il contatore dedicato ed è più elevato per la località di Milano; le percentuali da applicare per il metano variano in una forbice compresa tra il 28% e il 34%. Il confronto con il GPL presenta margini più fattibili, poco variabili intorno al 25%. Nelle figg. 203 e 204 gli analoghi grafici per le potenze di pompa di calore da 30 kW e 50 kW.

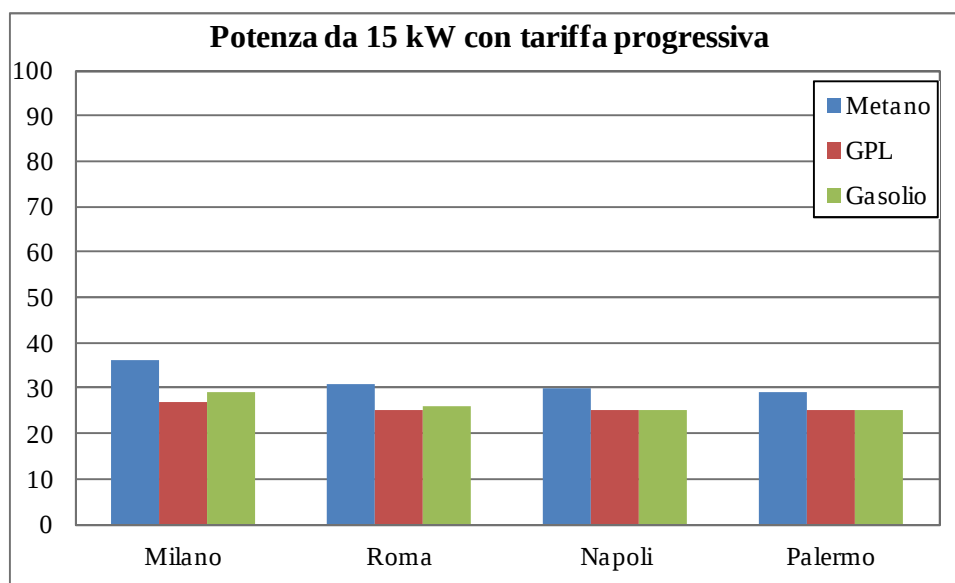


Fig. 202a – Percentuali di riduzione del costo iniziale da applicare alla pompa di calore aria-acqua R744 da 15 kW ottenuti mediante confronto con una equivalente macchina operante con R410a in funzione della località e del combustibile fossile sostituito con applicazione di tariffe elettriche di tipo progressivo

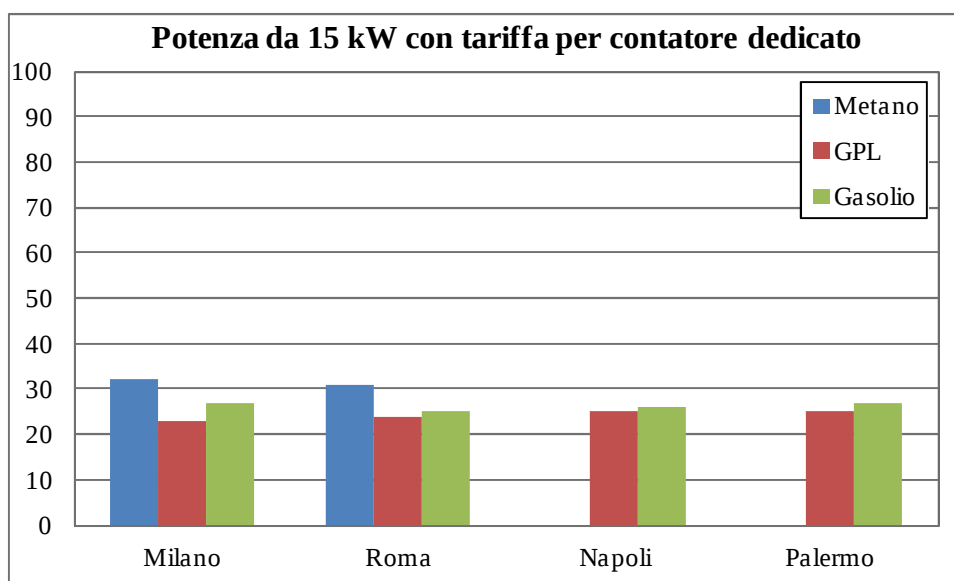


Fig. 202b – Percentuali di riduzione del costo iniziale da applicare alla pompa di calore R744 aria-acqua da 15 kW ottenuti mediante confronto con una equivalente macchina operante con R410a in funzione della località e del combustibile fossile sostituito con applicazione di tariffe elettriche previste con contatore dedicato

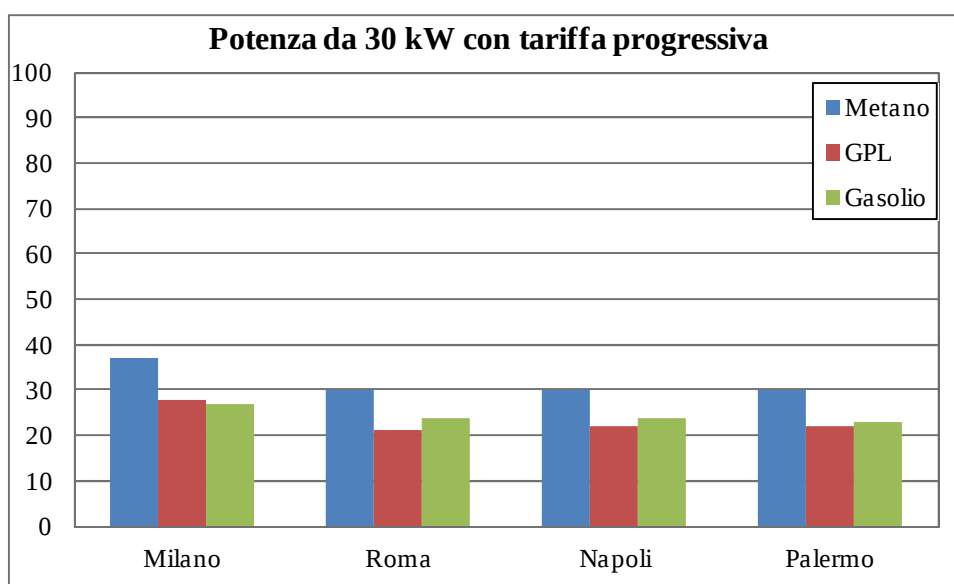


Fig. 203a – Percentuali di riduzione del costo iniziale da applicare alla pompa di calore R744 aria-acqua da 30 kW ottenuti mediante confronto con una equivalente macchina operante con R410a in funzione della località e del combustibile fossile sostituito con applicazione di tariffe elettriche previste con tariffe elettriche di tipo progressivo

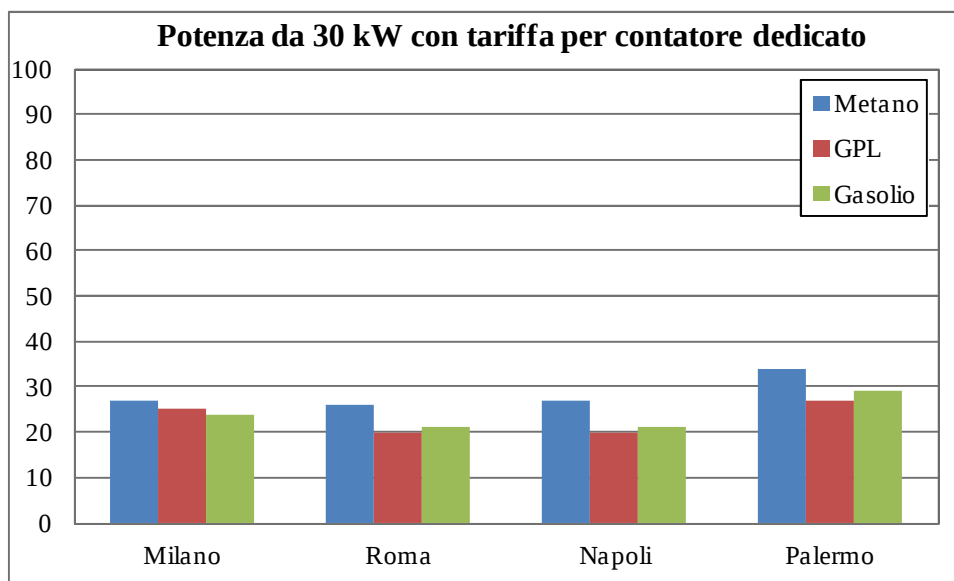


Fig. 203b – Percentuali di riduzione del costo iniziale da applicare alla pompa di calore R744 aria-acqua da 30 kW ottenuti mediante confronto con una equivalente macchina operante con R410a in funzione della località e del combustibile fossile sostituito con applicazione di tariffe elettriche previste con contatore dedicato

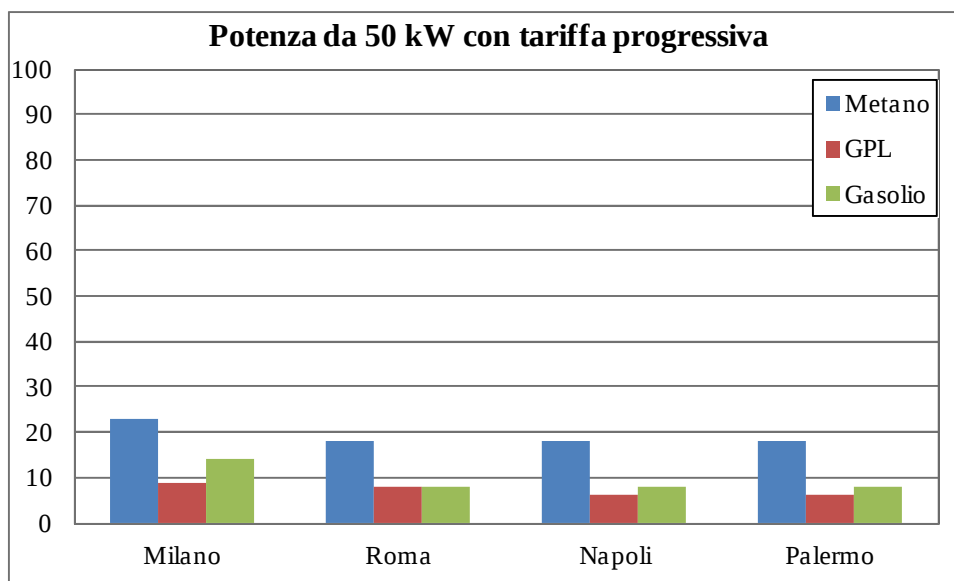


Fig. 204a – Percentuali di riduzione del costo iniziale da applicare alla pompa di calore R744 aria-acqua da 50 kW ottenuti mediante confronto con una equivalente macchina operante con R410a in funzione della località e del combustibile fossile sostituito con applicazione di tariffe elettriche previste con tariffe elettriche di tipo progressivo

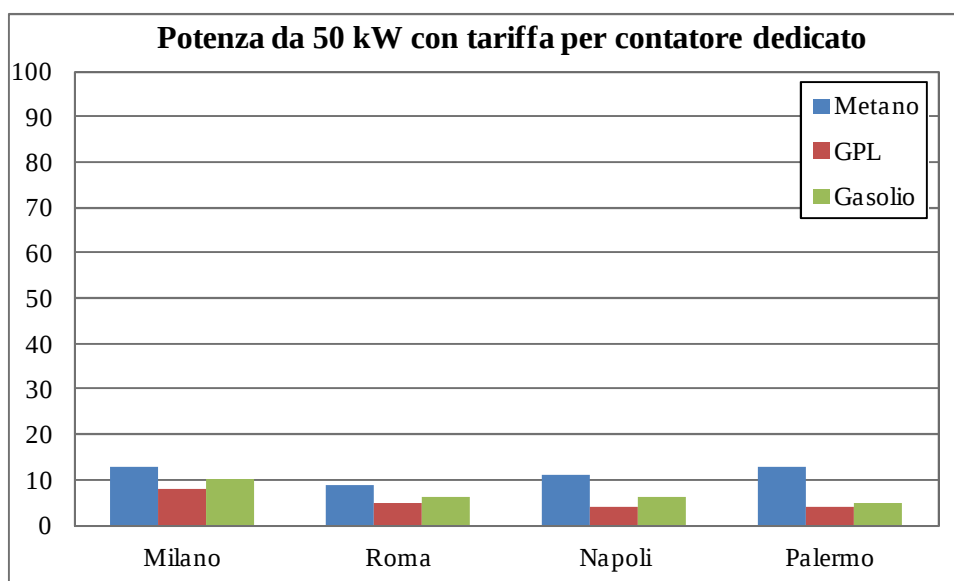


Fig. 204b – Percentuali di riduzione del costo iniziale da applicare alla pompa di calore R744 aria-acqua da 50 kW ottenuti mediante confronto con una equivalente macchina operante con R410a in funzione della località e del combustibile fossile sostituito con applicazione di tariffe elettriche previste con contatore dedicato

Quest'analisi conferma un confronto maggiormente vantaggioso in presenza di tariffe elettriche previste per il contatore dedicato; è da evidenziare, inoltre, che il gap tra le due macchine tende a diminuire per ogni località e per ogni fonte fossile considerata all'aumentare della potenza della macchina installata. E' interessante osservare che le macchine da 50 kW sono quelle che prevedono le minori differenze di costo, e assumono i valori più limitati per le zone climatiche più favorevoli. Nell'ipotesi di sostituire sistemi di generazione alimentati a GPL, le potenze di 50 kW con contatore dedicato consente di ottenere una differenza dei costi iniziali inferiore al 10%. L'impiego di macchine aria-acqua R744 diviene tanto più vantaggioso quanto maggiore è l'utenza da servire, ovvero quanto più è elevata la quantità di energia termica richiesta per il riscaldamento dell'utenza.

4 Conclusioni

Il presente report riporta le prestazioni energetiche e gli indicatori economici VAN e TRA valutati nel caso di sostituzione di sistemi di generazione del calore alimentati da combustibili fossili con pompe di calore impieganti R744 come fluido refrigerante. Più in particolare, sono state analizzate due differenti tipologie di pompa di calore: una macchina polivalente del tipo acqua-acqua per la fornitura dei carichi termici e frigoriferi richiesti per la climatizzazione invernale di un edificio di riferimento, e una pompa di calore aria-acqua per applicazioni di solo riscaldamento dello stesso edificio. La pompa di calore polivalente R744 considerata è quella sperimentale assemblata presso il centro ENEA-Casaccia.

L'analisi è di tipo parametrico in quanto è stata condotta considerando tre valori di potenza nominale (15, 30 e 50 kW), tre differenti temperature di alimentazione per i sistemi di erogazione dei carichi termici (35, 50 e 70 °C) e considerando il sistema edificio-impianto ubicato in quattro zone climatiche differenti del territorio italiano (Milano, Roma, Napoli e Palermo). L'analisi economica è stata condotta confrontando le prestazioni delle pompe di calore R744 con quelle ottenibili con due differenti sistemi di generazione del calore: caldaia tradizionale e caldaia condensante, in funzione di tre tipologie differenti di fonte energetica primaria (metano, GPL e gasolio). Nell'analisi economica è stata indagata l'influenza dell'attuale regime tariffario previsto con l'incentivazione economica disciplinata mediante il Decreto del 28/12/2012 (Conto Termico). Operando con pressioni di esercizio molto più elevate rispetto a pompe di calore che lavorano con fluidi frigogeni tradizionali, le pompe di calore a CO₂ sono caratterizzate da costi iniziali più elevati. A tal fine, sono state determinate le percentuali di riduzione di costo iniziale da applicare alla pompa di calore R744 affinché si ottengano gli stessi indicatori economici forniti da pompe di calore tradizionali operanti

con R410a e asservite allo stesso edificio. Pertanto, per rendere attuabile il confronto, sono state indagate le prestazioni energetiche di una pompa di calore polivalente acqua-acqua e di una pompa di calore aria-acqua di tipo tradizionale operanti con R410a. Infine, l'analisi economica contempla l'incidenza sugli indicatori economici considerati di due differenti tariffe elettriche: una di tipo progressiva (costo del kWh elettrico che aumenta in funzione del consumo) e quella prevista in caso di impiego di un contatore dedicato alla pompa di calore.

Dal punto di vista energetico, i risultati ottenuti possono essere così riassunti:

- la pompa di calore polivalente R744 acqua-acqua indagata è fortemente penalizzata dai suoi coefficienti di prestazione; si è ottenuto, a livello medio stagionale, un COP poco variabile intorno al valore di 2.40 nell'ipotesi di alimentare terminali di erogazione a bassa temperatura e un COP medio stagionale che si aggira attorno a 1.70 per terminali alimentati a 50°C. Una pompa di calore tradizionale impiegante R410 di pari potenza consente di ottenere COP medi stagionali poco variabili attorno ai valori di 3.50 e 2.50 rispettivamente per l'alimentazione di terminali a 35°C e a 50°C.
- la pompa di calore polivalente R744, al contrario delle tradizionali pompe di calore acqua-acqua presenti sul mercato, è in grado di erogare temperature di 70 °C per cui il suo impiego può essere previsto anche per utenze esistenti che impiegano terminali ad alta temperatura per applicazioni di riscaldamento. E' da evidenziare, però, che l'alimentazione di terminali ad alta temperatura conduce a coefficienti di prestazione ridotti, che a livello medio stagionale per tutte le zone climatiche considerate assume un valore di circa 1.35. Al variare della zona climatica, varia in maniera considerevole il consumo di energia elettrica.
- per le pompe di calore polivalenti, il coefficiente SEER che considera la contemporanea produzione di energia termica e frigorifera presenta valori accettabili ma pur sempre inferiori rispetto alle macchine presenti sul mercato operanti con R410a.
- le pompe di calore aria-acqua R744 presentano coefficienti di prestazione prossimi a quelli ottenuti per macchine tradizionali di pari potenza operanti con R410a. A livello medio stagionale, l'impiego di pompe di calore R744 conduce a COP di 3.24 contro il 3.38 ottenuto con macchina commerciale aria-acqua operante con R410a, mentre l'alimentazione di terminali a 50°C conduce a valori di COP pari a 3.20 e 3.31 rispettivamente per macchine operanti con anidride carbonica e fluido sintetico;
- come per la macchina polivalente, la pompa di calore R744 aria-acqua è in grado di erogare alte temperature ma con coefficienti di prestazione interessanti: a livello medio stagionale, il COP è risultato poco variabile attorno al valore di 3.20.

L'analisi economica ha evidenziato i seguenti risultati:

- la pompa di calore polivalente R744 acqua-acqua risulta fortemente svantaggiata se comparata con sistemi di generazione alimentati a metano; indicatori economici migliori si ottengono con riferimento al GPL, mentre il gasolio fornisce risultati fortemente variabili in funzione del contesto climatico. Gli indicatori economici sono vantaggiosi quando le temperature di alimentazione richieste ai terminali di emissione del calore sono basse; inoltre i risultati sono più vantaggiosi confrontando la macchina polivalente con le prestazioni ottenibili da caldaie tradizionali piuttosto che a condensazione.
- gli indicatori economici di macchine polivalenti R410a acqua-acqua sono più vantaggiosi, ma anche per questa categoria di pompa di calore il confronto fornisce risultati penalizzanti se il combustibile fossile rimpiazzato è il metano.
- con riferimento alla macchina R744, la tariffa prevista con un contatore dedicato fornisce indicatori economici migliori ottenuti mediante confronto con una tariffa elettrica progressiva per Milano e Roma; per le località più meridionali il divario tende a diminuire, e per Napoli e Palermo risulta più conveniente la tariffa elettrica progressiva. Per macchine polivalenti R410a, la tariffa elettrica progressiva è sempre da preferire. Il divario tra le tariffe elettriche tende a diminuire con la potenza della macchina, e a Milano una pompa di calore polivalente R410a da 50 kW fornisce risultati migliori con una tariffa per contatore dedicato.
- l'incentivo erogato mediante il Conto Termico influenza in maniera marginale i risultati dell'analisi economica, sia con tariffa elettrica progressiva che per contatore dedicato; nella maggior parte dei casi analizzati il non utilizzo dell'incentivo conduce ad un tempo di recupero attualizzato che aumenta in misura

inferiore all'anno. Per Milano infatti una macchina da 50 kW ha diritto ad una tariffa incentivante di poco superiore a € 6000 da ripartire in 5 anni.

- la determinazione delle percentuali di riduzione dei costi delle macchine polivalenti R744 richieste per ottenere indicatori economici comparabili con quelle delle analoghe macchine R410a è poco attuabile se il combustibile di riferimento è il metano; in tal caso, le percentuali possono essere del 70%, anche considerando come temperatura di alimentazione dei terminali quella più vantaggiosa (35°C). Risultati migliori sono ottenuti considerando caldaie tradizionali alimentate a GPL, con percentuali di riduzione che si aggirano attorno al 20% per potenze installate di 50 kW e applicazione di tariffe elettriche di tipo progressivo. Il confronto tra le macchine polivalenti conduce a differenze più limitate per utenze caratterizzate da elevate richieste di carico termico e frigorifero, nell'ipotesi di sostituire caldaie tradizionali alimentate a GPL e usufruendo di una tariffazione elettrica di tipo progressivo.
- per la pompa di calore R744 aria-acqua per solo riscaldamento, gli indicatori economici ottenuti rispetto a sistemi di generazione tradizionali alimentati a metano conduce a TRA elevati, soprattutto in località dal clima più mite. L'impiego di tale macchina è più indicato per elevate potenze nominali e in climi particolarmente rigidi: in tale circostanza, con riferimento a sistemi di generazione tradizionali alimentati a GPL, il tempo di recupero attualizzato è di 2 anni, che diventano 3 se la caldaia è condensante.
- il confronto tra pompa di calore tradizionale R410a con caldaia tradizionale a metano conduce anche in questo caso a tempi di ritorno attualizzati elevati che, nel caso della potenza da 50 kW installata a Milano, assumo valori variabili attorno i 7 anni. Negli altri casi i tempi di recupero sono più elevati.
- per la macchina R774 la tariffa elettrica con contatore dedicato fornisce indicatori economici migliori, rispetto alla tariffa elettrica progressiva, solo a Milano e sostituzione di sistemi di generazione a metano; il divario tende a diminuire considerando gli altri combustibili fossili e per il gasolio la tariffa dedicata è migliore di quella progressiva anche per Roma se la potenza installata è 15 kW; il divario tra le due tariffe elettriche cresce se il confronto è fatto con riferimento a caldaie condensanti e assume il valore più elevato per potenze della pompa di calore da 30 kW che sostituiscono caldaie alimentate a GPL.
- per la pompa di calore R410a aria-acqua per solo riscaldamento, il divario tra tariffe elettriche segue lo stesso andamento descritto per la macchina R744, ma con valori decisamente inferiori.
- anche in questo caso la presenza dell'incentivo non altera l'analisi economica in maniera sostanziale; è da rimarcare la minore entità dell'incentivo (a Milano per la potenza da 50 kW sono previsti € 4600 in 5 anni) ed un aumento inferiore all'anno per i tempi di recupero attualizzati, sia con tariffa elettrica progressiva che con contatore dedicato;
- le percentuali di riduzione dei costi da applicare alla pompa di calore R744 per ottenere indicatori economici comparabili con le analoghe macchine R410a sono più attuabili rispetto alle pompe di calore polivalenti; le percentuali di abbattimento dei costi assumo un valore più ridotto nell'ipotesi di sostituire sistemi di generazione tradizionali alimentati a GPL, e la percentuale è pari al 5% per Roma, Napoli e Palermo considerando una pompa di calore da 50 kW che usufruisce di tariffe elettriche previste con contatore dedicato.

5 Riferimenti bibliografici

1. D.P.R. 26 agosto 1993, n. 412 "Regolamento recante norme per la progettazione, l'esercizio e la manutenzione degli impianti termici degli edifici ai fini del contenimento dei consumi di energia, in attuazione dell'art. 4, comma 4, della L. 9 gennaio 1991, n. 10" - Pubblicato nella Gazzetta Ufficiale 14 ottobre 1993, n. 242, S.O.
2. www.ibpsa.org – International Building Performances Simulation Association
3. AA.VV. TRNSYS, v. 17 – A transient simulation program – University of Wisconsin – Madison (USA)
4. ASHRAE, Handbook of Fundamentals, (1999)
5. J.E. Seem, "Modeling of heat in buildings", Ph.D. thesis, SEL – Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin – Madison (USA)
6. www.tess-inc.com, Thermal Energy Systems Specialist

7. UNI 10351: 1997, “Materiali da costruzione: conduttività termica e permeabilità al vapore”, Dicembre 1997
8. DECRETO DEL PRESIDENTE DELLA REPUBBLICA 2 aprile 2009 , n. 59 – “Regolamento di attuazione dell'articolo 4, comma 1, lettere a) e b), del decreto legislativo 19 agosto 2005, n. 192, concernente l’attuazione della direttiva 2002/91/CE sul rendimento energetico in edilizia” – Pubblicato nella Gazzetta Ufficiale n. 132 del 10 Giugno 2009
9. UNI 14683:2008, “Ponti termici in edilizia: Coefficienti di trasmissione termica lineica, metodi semplificati e valori di riferimento”, Maggio 2008
10. UNI EN 410:2011, “Vetro per edilizia: determinazione delle caratteristiche luminose e solari delle vetrate”, Marzo 2011
11. Window 4.1, “Program for analyzing window thermal performances in accordance with NFRC standard procedures”, Lawrence Berkeley Laboratory (USA)
12. K.M. Knight, S.A. Klein, J.A. Duffie, “A methodology for the synthesis of hourly weather data”, Solar energy, pp. 214-221, 1991
13. UNI 10349:1994, “Riscaldamento e raffrescamento degli edifici: dati climatici”, Dicembre 1997
14. G. Oliveti , N. Arcuri, R. Bruno, M. De Simone, L. Marletta, G. Evola, “Tecnologie solari negli edifici”, EPC editore
15. L. Adelard, F. Pignolet, T. Mara, P. Lauret, F. Garde, H. Boyer, “Sky temperature modelisation and applications in building simulation”, Renewable Energy N°15, pp. 418-430, 1998
16. UNI11300-4:2012, “Prestazioni energetiche degli edifici: utilizzo di energie rinnovabili e di altri metodi di generazione per la climatizzazione invernale e la produzione di acqua calda sanitaria”, Maggio 2012
17. www.centroconsumatori.it, confronto prezzi combustibili per riscaldamento
18. www.enel.it, tariffe elettriche progressive e BTA5
19. Decreto 28 Dicembre 2012, “Incentivazione della produzione di energia termica da fonti rinnovabili ed interventi di efficienza energetica di piccole dimensioni” - Pubblicato nella Gazzetta Ufficiale 02 Gennaio 2013, n. 1

Giuseppe Oliveti é nato a Rogliano (CS) il 13-6-1948. Si é laureato in Ingegneria Meccanica presso il Politecnico di Torino. E' professore ordinario di Fisica Tecnica (gruppo ING-IND 11) ed è titolare dei corsi di Fisica Tecnica e di Impianti di Climatizzazione (laurea magistrale in Ingegneria Energetica). E' stato direttore del Dipartimento di ingegneria Meccanica e membro del Senato Accademico dell'Università della Calabria.

Principali argomenti di ricerca: Studio teorico-sperimentale dell'accumulo interstagionale dell'energia solare per il riscaldamento degli edifici; Analisi termica ed economica di componenti solari piani e parabolici; Misure e modelli della radiazione solare; Misure e modelli della radiazione infrarossa atmosferica; Utilizzazione attiva e passiva dell'energia solare negli edifici; Il terreno come accumulatore termico; Determinazione teorico sperimentale dei coefficienti di scambio termico convettivo e radiativo delle superfici esterne degli edifici; Il comportamento ottico e termico delle serre solari; Tecnologie innovative per la climatizzazione degli edifici (solar cooling).

E' autore di oltre 120 lavori scientifici pubblicati su riviste nazionali ed internazionali.

E' autore di tre testi scientifici a diffusione universitaria E' Presidente della sezione Calabrese dell'Associazione Termotecnica Italiana. E' socio dell'ISES, dell'AICARR e dell'IBPSA.

Roberto Bruno è nato a Cosenza (CS) il 14-10-1976. E' laureato in Ingegneria Meccanica, indirizzo energia, presso l'Università della Calabria nella quale ha conseguito il dottorato di ricerca in Ingegneria Meccanica nel 2006. E' attualmente assegnista di ricerca presso il Dipartimento di Ingegneria Meccanica, Energetica e Gestionale (DIMEG) dell'Università della Calabria. E' stato professore a contratto presso la facoltà di Ingegneria dell'Università della Calabria nel periodo 2005-2008 per il corso di Fisica Tecnica (ING/IND 11) per gli allievi in Ingegneria Informatica e Gestionale. E' autore di più di 50 pubblicazioni scientifiche su riviste nazionali ed internazionali di testi didattici a diffusione universitaria. Principali interessi di ricerca dell'ultimo quinquennio: sistemi di distribuzione dell'energia termica negli edifici tramite sistemi radianti, per applicazioni di riscaldamento e raffrescamento; energia solare per il riscaldamento invernale ed il condizionamento estivo; fotovoltaico a inseguimento; termofisica dell'edificio e risparmio energetico; sistemi di condizionamento a portata variabile; certificazione energetica degli edifici; prestazioni energetiche di sistemi solar-cooling. E' socio delle associazioni ATI, dell'AICARR e dell'IBPSA.