

**ENEA**

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



MINISTERO DELLA TRANSIZIONE ECOLOGICA



Ricerca di Sistema elettrico

# Recupero di cascami termici a bassa temperatura tramite smart energy systems: implementazione e validazione dei modelli in contesti industriali

D. Chinese, G. Cortella, A. Meneghetti, B. Motyl



**UNIVERSITÀ  
DEGLI STUDI  
DI UDINE**  
hic sunt futura

Report RdS/PTR2021/178

## RECUPERO DI CASCAMI TERMICI A BASSA TEMPERATURA TRAMITE SMART ENERGY SYSTEMS: IMPLEMENTAZIONE E VALIDAZIONE DEI MODELLI IN CONTESTI INDUSTRIALI

D. Chinese, G. Cortella, A. Meneghetti, B. Motyl  
(Dipartimento Politecnico di Ingegneria e Architettura, Università degli Studi di Udine)

Dicembre 2021

### Report Ricerca di Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico (oggi Ministero della Transizione Ecologica) - ENEA  
Piano Triennale di Realizzazione 2019-2021 - III annualità

Obiettivo: N. 1 - Tecnologie

Progetto: 1.6 - Efficienza energetica dei prodotti e dei processi industriali

Work package: 3 - Sviluppo di tecniche e soluzioni impiantistiche per l'efficientamento di processi industriali ad alta e bassa temperatura

Linea di attività: LA 3.28 – Recupero di cascami termici a bassa temperatura tramite smart energy systems: implementazione e validazione dei modelli in contesti industriali

Responsabile del Progetto: Miriam Benedetti, ENEA

Responsabile del Work package (LA3.1-3.7, LA3.18-3.28): Miriam Benedetti, ENEA

Il presente documento descrive le attività di ricerca svolte all'interno dell'Accordo di collaborazione «Sviluppo e applicazione di modelli per l'analisi di fattibilità dell'utilizzo esterno di cascami termici industriali a bassa temperatura in ottica water-energy nexus»

Responsabile scientifico ENEA: Miriam Benedetti

Responsabile scientifico: prof. ing. Damiana Chinese

## Indice

SOMMARIO.....	4
1 INTRODUZIONE.....	5
2 DESCRIZIONE DELLE ATTIVITÀ SVOLTE E RISULTATI.....	6
2.1 PREDISPOSIZIONE DEL MODELLO DI CALCOLO DI INDICATORI DI PRESTAZIONE ECONOMICA.....	7
2.1.1 <i>Selezione e modello di calcolo indicatori</i> .....	7
2.1.2 <i>Stima dei costi di investimento sulla base di dati commerciali e di letteratura</i> .....	10
2.1.3 <i>Stima dei costi di esercizio</i> .....	17
2.2 ATTIVITÀ DI COMUNICAZIONE E COINVOLGIMENTO DI ENTI E AZIENDE.....	18
2.3 MODELLAZIONE DEI PROFILI DI DOMANDA TERMICA DI UTENZE TIPO.....	19
2.3.1 <i>Analisi dei profili di domanda sulla base di dati reali da audit per il settore lattiero-caseario</i> .....	19
2.3.2 <i>Andamenti giornalieri della domanda termica di caseifici dedotti da audit walk through e modellazione tecnica dei carichi dei caseifici</i> .....	23
2.3.3 <i>Andamenti giornalieri e stagionali della domanda termica di serre di orticoltura ottenuti dall'implementazione di modelli tecnici disponibili in letteratura</i> .....	30
2.4 IMPLEMENTAZIONE, AGGIORNAMENTO E VERIFICA DEL MODELLO MEDIANTE ANALISI DI SENSITIVITÀ.....	36
2.4.1 <i>Implementazione e struttura del programma</i> .....	36
2.4.2 <i>Modifiche e aggiornamento in base all'analisi di profili di domanda reali</i> .....	37
2.4.3 <i>Verifica del modello mediante analisi di sensitività</i> .....	40
2.5 SVILUPPO DI CASI DI STUDIO, ANALISI E RISULTATI.....	45
2.5.1 <i>Caratterizzazione dell'azienda fornitrice di calore: prodotto e processo produttivo</i> .....	45
2.5.2 <i>Bilanci energetici e di massa di massima e stagionalità dell'azienda fornitrice di calore</i> .....	49
2.5.3 <i>Caratterizzazione energetica degli impianti di servizio dell'azienda fornitrice di calore</i> .....	52
2.5.4 <i>Individuazione e caratterizzazione possibili fonti di recupero energetico</i> .....	58
2.5.5 <i>Individuazione e caratterizzazione dei casi di studio</i> .....	65
2.5.6 <i>Risultati simulazioni caso 1: recupero energetico esterno a favore di serre di orticoltura piante in foglia</i> .....	67
2.5.7 <i>Risultati simulazioni caso 2: recupero energetico esterno a favore di caseifici</i> .....	105
3 CONCLUSIONI.....	118
4 RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI.....	120
APPENDICE: BREVE CURRICULUM SCIENTIFICO DEL GRUPPO DI LAVORO IMPEGNATO NELLE ATTIVITÀ.....	123
APPENDICE: ATTIVITÀ DI DISSEMINAZIONE SVOLTA.....	123
ALLEGATI.....	123

## Sommario

L'utilizzo esterno del calore a bassa temperatura tramite reti di teleriscaldamento è un'opportunità interessante di recupero termico industriale, complementare o alternativa alle possibilità di utilizzo interno nelle aziende, la cui fattibilità non è semplice da valutare per gli energy manager e i decision maker aziendali.

Il lavoro presentato in questo report contiene i risultati della seconda annualità di una collaborazione di ricerca di durata biennale, volta a sviluppare degli strumenti utili a dare delle risposte ai decision makers aziendali sulla fattibilità tecnica, la performance economica e l'impatto ambientale di iniziative di recupero esterno del calore a favore di realtà industriali contermini trasferendolo attraverso sistemi di teleriscaldamento.

In questa seconda annualità si è completato il modello di calcolo per la valutazione economica di progetti di utilizzo esterno del calore a bassa temperatura entro *smart energy systems* e reti di teleriscaldamento di quarta generazione, con particolare riferimento ad impianti di taglia medio piccola (fino a 10 MW circa) e al settore industriale agroalimentare italiano.

Si sono caratterizzati, in particolare, profili tipo di consumo per il settore lattiero-caseario, sulla base di dati e informazioni reali ottenuti attraverso il confronto con aziende, sia online che con sopralluoghi, e attraverso la collaborazione con ENEA, che ha condiviso alcune elaborazioni delle diagnosi energetiche svolte in ottemperanza al D.Lgs 102/2014. La stagionalità osservata nel settore e in alcuni settori giudicati di interesse nella prima annualità (serre orticole) ha portato a un aggiornamento del modello. Esso è stato successivamente testato sia con analisi di sensitività su casi virtuali, sia mediante estese analisi di scenari all'interno di due casi di studio sviluppati in un'azienda del settore dei prodotti da forno e della surgelazione, la quale renderebbe disponibile il proprio calore di scarto ad altre imprese facenti parte della medesima filiera (rispettivamente un caseificio e una serra per la coltivazione di piante in foglia), che, in presenza di costi energetici attrattivi, potrebbero insediarsi nelle immediate vicinanze.

Si è evidenziato che, rispetto a una situazione base in cui le possibili utenze siano alimentate a gas naturale, i progetti di recupero esterno hanno il principale vantaggio di evitare emissioni di gas serra. Le prestazioni economiche possono essere interessanti sugli impianti di grande scala, particolarmente nel contesto reale dell'azienda, mentre per le serre un progetto simile realizzato nel sud Italia è meno attrattivo economicamente, in ragione dei fabbisogni termici molto inferiori. La water footprint di sistema, la cui valutazione è elemento caratteristico di questa ricerca, aumenta invece nella maggior parte dei casi, anche quando la dissipazione attuale avviene ad acqua, in ragione dell'elevata footprint dell'energia elettrica, i cui consumi aumentano considerevolmente quando è richiesto un uso intensivo di pompe di calore.

## 1 Introduzione

La ricerca sviluppata nell'ambito del presente accordo di collaborazione prosegue l'attività di studio e modellazione dell'utilizzo esterno di cascami termici industriali a bassa temperatura tramite smart energy systems, con riferimento alla relativa analisi e modellazione tecnico-economica in ottica water-energy nexus. Nella precedente attività di progetto (LA 3.27 Utilizzo esterno di cascami termici industriali a bassa temperatura tramite smart energy systems: analisi e modellazione in ottica «Water-Energy Nexus») si è sviluppato e implementato in Excel VBA un modello matematico per il dimensionamento di massima e la valutazione dell'impatto ambientale di sistemi di simbiosi energetica industriale basati sul teleriscaldamento [1].

La valutazione dell'impatto ambientale è stata effettuata in ottica di water-energy-carbon emission nexus, con il calcolo della carbon footprint, in linea con le norme ISO 14067:2018, e della blue water footprint, focalizzandosi in particolare sulla modellizzazione dei sistemi di dissipazione del calore non recuperato, sia in soluzioni esistenti ("AS IS") che future ("TO BE"). Sono stati anche mutuati gli approcci definiti dalla committenza per la valutazione dei risparmi di energia primaria.

Il principale criterio di sviluppo del modello, elaborato a partire da un'indagine della letteratura scientifica, tecnica e commerciale relativa a progetti e casi studio di simbiosi industriale energetica e recupero energetico industriale in contesti di teleriscaldamento, è stato quello di dare supporto alle decisioni più critiche e relative a situazioni più comuni e potenzialmente più replicabili nel contesto industriale italiano, in cui, al contrario di molti paesi dell'Unione Europea, l'applicazione del teleriscaldamento per soddisfare i fabbisogni di calore di processo a bassa temperatura è scarsamente diffusa.

Il modello sviluppato è stato perciò orientato ai piccoli e medi impianti e, potenzialmente, anche al recupero da fluidi a temperature basse (30 - 75 °C), segmento in cui ricade, tra le altre, l'industria alimentare e delle bevande, che secondo la revisione della letteratura svolta nella prima fase della ricerca dimostra delle significative potenzialità di coinvolgimento in progetti di teleriscaldamento.

Il presente report di progetto descrive le principali attività svolte nell'ambito della seconda linea di progetto LA 3.28, denominata "Recupero di cascami termici a bassa temperatura tramite smart energy systems: implementazione e validazione dei modelli in contesti industriali", sviluppata nel corso del 2021 quale naturale completamento delle attività svolte nella prima fase.

Il primo obiettivo di questa seconda linea di attività è stato l'integrazione di elementi per la valutazione economica degli interventi di recupero termico esterno nel modello di dimensionamento tecnico e valutazione ambientale precedentemente sviluppato. In particolare si sono individuati, di concerto con la committenza, degli indici di prestazione economica, e si sono implementati nel modello le procedure di calcolo per valutarli. La modellizzazione economica è stata sviluppata tenendo conto della specificità degli interventi di simbiosi industriale, che impone una valutazione quantitativa a livello di risparmio, anche economico, conseguibile dal sistema combinato di due aziende interconnesse rispetto al loro funzionamento usuale come coppia di sottosistemi funzionanti in maniera indipendente, e dunque richiede una definizione degli indicatori complessiva per il sistema delle due aziende, come illustrato nella sezione 2.1 di questo report.

Il secondo principale obiettivo della linea di attività descritta in questo report era la validazione del modello sviluppato tramite l'applicazione a profili di domanda termica reali di aziende del contesto italiano, da ricavare tramite attività di comunicazione e coinvolgimento di aziende o associazione, nonché dalla elaborazione di risultati delle diagnosi energetiche condivisi da ENEA.

Pur con qualche difficoltà dovuta alle restrizioni emergenziali, l'interazione con la committenza, con altri atenei anche non coinvolti nel progetto, con fornitori di tecnologie e con imprese utilizzatrici localizzate nel territorio hanno consentito di ottenere e valutare alcuni profili di consumo reali, sia mediante sopralluoghi, particolarmente ad aziende del settore dei prodotti da forno e lattiero caseario, sia grazie allo scambio di dati e all'organizzazione di momenti di incontro per via telematica (si veda la sezione 2.2).

La quantificazione dei profili di domanda termica sulla base di dati reali, unita a una possibile parametrizzazione in funzione della capacità produttiva o di altri indicatori dimensionali caratteristici, illustrata nella sezione 2.3 di questo report, è stata funzionale alla verifica dell'adeguatezza del modello,

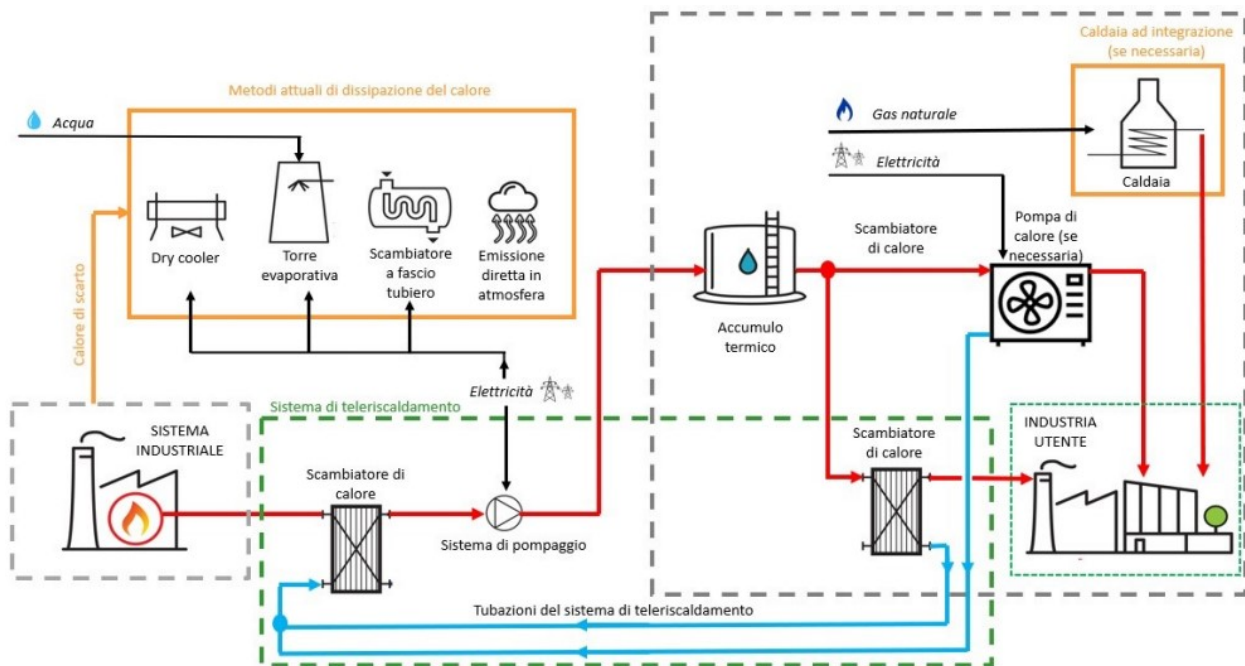
anche tramite analisi di sensitività, e all'eventuale rielaborazione dello stesso allo scopo di ottenere dei risultati più aderenti alla realtà, come descritto nella sezione 2.4.

Infine, le attività previste comprendevano una validazione definitiva del modello mediante applicazione ad almeno un caso studio del settore alimentare identificato nell'ambito territoriale di riferimento dell'Università di Udine. Questo obiettivo è stato raggiunto analizzando il possibile utilizzo esterno dei flussi calore a bassa temperatura recuperabili dai condensatori evaporativi di un'azienda di prodotti da forno, valutati mediante raccolta dati e audit energetico walk-through in azienda. Come descritto nel presente report, si sono sviluppati due casi di studio della fattibilità del recupero esterno a favore di due possibili tipologie di utenze "virtuali" nella loro collocazione, in quanto attualmente non insediate nel bacino dell'azienda potenziale fornitrice, ma reali nei loro profili di carico e nella loro appartenenza alla supply chain della azienda identificata. Come illustrato nella sezione 2.5 del report, nel primo caso le possibili utenze esaminate sono dei caseifici, nel secondo caso si sono implementati dei modelli di consumo per il settore delle serre di orticoltura, già menzionato come possibile utenza di calore a bassa temperatura nella filiera agroalimentare nel report della precedente linea di attività, e si è applicato il modello a serre per la produzione di vegetali in foglia, generalizzando l'analisi a collocazioni geografiche diverse di iniziative simili, rispettivamente al Nord, al Centro e al Sud Italia.

## 2 Descrizione delle attività svolte e risultati

Le attività svolte nella LA 3.28 sono state tese al completamento, implementazione e validazione di un modello che, come descritto in [1], consente di valutare la convenienza economica ed ambientale di recuperare da un sistema industriale A un flusso di calore, in cui esso viene attualmente dissipato mediante uno dei sistemi rappresentati in figura 1, trasferirlo, mediante uno scambiatore di calore, a una portata d'acqua che risulta così disponibile a una certa temperatura di mandata  $T_{m_f}$  cui si associa un'assegnata temperatura di ritorno  $T_{r_f}$ . Il fluido può essere direttamente trasferito, mediante un sistema di teleriscaldamento costituito da due tubazioni in acciaio (mandata e ritorno) preisolate interrate opportunamente dimensionate, a uno scambiatore sito presso l'industria B (utente), che attualmente si assume soddisfatti i propri fabbisogni termici mediante caldaia a gas naturale o – in tutto o in parte – mediante pompa di calore aria/acqua che si integra eventualmente con una caldaia a gas. Qualora la temperatura di mandata dell'acqua calda recuperata sia inferiore a quella richiesta dall'utenza, essa viene elevata, mediante una pompa di calore acqua/acqua di cui il modello valuta la fattibilità tecnica, l'efficienza e la collocazione più idonea (presso A o presso B), fino a raggiungere la temperatura di mandata  $T_{m_c}$  richiesta dall'utenza, la quale restituirà il fluido alla rete alla temperatura di ritorno  $T_{m_r}$ . Qualora l'energia termica totale recuperabile sia insufficiente a coprire i fabbisogni dell'utenza nel complesso o in alcuni momenti della giornata tipo di riferimento, è prevista l'integrazione con una caldaia a gas naturale e con un serbatoio di accumulo di acqua calda, che ha il compito di armonizzare la domanda e l'offerta massimizzando il recupero di calore.

Nella prima parte del progetto (LA 3.27), descritta in [1], sono stati realizzati e implementati in Excel VBA i moduli di dimensionamento dei componenti di impianto, il relativo bilancio energetico con il calcolo dei consumi di energia primaria, la valutazione di impatto ambientale con il calcolo delle emissioni di carbonio equivalente associate sia al funzionamento che alla costruzione dei macchinari e dell'impianto, queste ultime limitatamente all'impatto dei materiali necessari per realizzarlo. Oltre alla carbon footprint di sistema e dei sottosistemi separati è anche stata valutata la blue water footprint, ovvero il consumo di acqua diretto e indiretto associato alla realizzazione e al funzionamento del sistema di recupero esterno, anche in confronto con quello dei due sottosistemi separati.



**Figura 1** Schema funzionale e confini del sistema modellizzato e dei suoi sottosistemi

In questa seconda linea di attività (3.28) il gruppo di ricerca si è dedicato a:

1. Predisporre un modello di calcolo degli indicatori di prestazione economica;
2. Realizzare e partecipare ad attività di coinvolgimento delle aziende, a supporto delle attività 1 e 3 nonché ai fini di disseminazione dei risultati del progetto;
3. Modellare i profili di domanda termica di utenze tipo, in particolare per aziende dell'industria alimentare.
4. Implementare e verificare i modelli con prime applicazioni di test, pervenendo a una configurazione definitiva del software.
5. Validare il software sviluppato applicandolo a casi di studio.

come di seguito illustrato.

## 2.1 Predisposizione del modello di calcolo di indicatori di prestazione economica

La predisposizione del modello di calcolo di indici di performance economica ha compreso sia la definizione degli indicatori e delle relative equazioni di calcolo, sia la valutazione dei costi di impianto e di esercizio, i primi in particolare espressi come opportune funzioni elaborando commerciali e di letteratura.

### 2.1.1 Selezione e modello di calcolo indicatori

In accordo con i partner di progetto, gli indicatori di prestazione economica di cui si è supportato il calcolo all'interno del modello includono il Life Cycle Cost (LCC), il PayBack Time semplice (PB), il Valore attuale netto (VAN) e il Tasso di Rendimento Interno (TIR). Tali indicatori sono stati selezionati non solo perché tra i più utilizzati per lo svolgimento di studi di fattibilità in ambito energetico nella comunità scientifica, la quale si avvale spesso anche del LCOE- LCOH (Levelized Cost of Electricity – Levelized Cost of Heat), ma soprattutto perché sono i più noti e diffusi in ambito aziendale e tra gli energy manager, e dunque, ragionevolmente, i più facilmente applicabili dagli utenti finali ai loro contesti.

In generale, il metodo del LCC considera tutti i costi che saranno sostenuti durante l'intero ciclo di vita del sistema:

- I costi d'investimento: comprendono i costi d'acquisto, di consegna e di installazione dei componenti;
- I costi di esercizio: comprendono i costi dell'energia elettrica, dell'energia termica (gas naturale), dell'acqua e della manutenzione;
- I costi di fine vita (sostenuti per lo smaltimento del componente) o il valore residuo (cioè le entrate dalla vendita del prodotto).

Nel modello sviluppato non sono stati presi in considerazione valori residui dei componenti, che si assume vengano utilizzati fino al termine della loro vita economica. Il tema dello smaltimento, pur interessante in un'ottica di economia circolare e meritevole di successivi approfondimenti, era, per la sua ampiezza, al di là dell'ambito del presente studio: i costi di fine vita non sono quindi presi in considerazione, come non erano state considerati, nella valutazione dei parametri ambientali, la carbon footprint e la water footprint associate a diverse opzioni di smaltimento di componenti.

Nei costi di investimento si ricomprendono tutti i costi di acquisto e installazione dei diversi componenti d'impianto rappresentati in Figura 1: i sistemi di dissipazione, le tubazioni, le caldaie, i sistemi di accumulo, gli scambiatori di calore, i sistemi di pompaggio e le pompe di calore.

Gli esborsi si manifestano in tempi diversi durante la gestione dell'impianto, in particolare si assume che ogni  $N_{attr}$  anni tutti i componenti dell'impianto diversi dalle tubazioni del teleriscaldamento vadano sostituiti. Sulla base dell'esame della letteratura e del confronto con i fornitori si è assunta per tutti i componenti di impianto diversi dalle tubazioni una vita utile  $N_{attr}=15$  anni, mentre per le tubazioni del teleriscaldamento si è assunta una durata di 30 anni ( $N_t=30$ ) pari all'orizzonte temporale dell'investimento. I valori sono comunque modificabili, sempre assumendo che la vita utile delle tubazioni superi quella dell'equipment: le macro implementate in VBA ricalcolano corrispondentemente il numero di sostituzioni attese e i corrispondenti fattori di attualizzazione. Per una valutazione omogenea si prende in ogni caso un punto di vista esterno, ovvero è previsto che per ogni macchinario venga considerato il costo completo di impianto come se venisse acquistato ex novo all'anno 0 dell'investimento.

Esprimendo con il termine  $C_{inv}$  i costi d'investimento e con  $C_{es}$  i costi di esercizio, è stato calcolato il life cycle cost (LCC) per ogni componente dell'impianto applicando l'equazione 1.

$$LCC = C_{inv} * \left(1 + \frac{1}{q^{N_{attr}}}\right) + C_{es} * \left(\frac{q^{N_t-1}}{q^{N_t*i}}\right) \quad (1)$$

Nelle formule che seguono indicheremo il fattore di accumulo dei costi di esercizio con il termine  $f_{accumulo,es} = \left(\frac{q^{N_t-1}}{q^{N_t*i}}\right)$  mentre il fattore di accumulo dei costi di investimento lo indicheremo con il termine  $f_{accumulo,inv} = \left(1 + \frac{1}{q^{N_{attr}}}\right)$ .

I costi di esercizio sono invece funzione dei consumi di energia elettrica dei vari componenti dell'impianto, dei consumi di gas naturale e dei consumi di acqua.

Per quanto riguarda i costi di manutenzione essi non sono stati inseriti nel modello, sia per la difficoltà di ottenerne, per diversi componenti, una stima ragionevolmente accurata sia perché molti di essi sono costi di ispezione e manutenzione periodica a data costante. Si può quindi ritenere che tali costi siano invariati rispetto all'intensità di utilizzo dei vari componenti di impianto: ad esempio, anche a fronte di un minor utilizzo dei dissipatori esistenti quando subentri un sistema di recupero termico esterno, le ispezioni verranno comunque effettuate. Inoltre, si considera accettabile tale approssimazione per uno studio di fattibilità di massima come quello realizzato con il presente modello di calcolo soprattutto in ragione del contesto industriale o comunque produttivo cui si rivolge il modello. Se, diversamente dagli impianti domestici, gli impianti di servizio presso le aziende vengono prevalentemente mantenuti da personale interno è ragionevole assumere che, anche modificandosi le tipologie degli impianti in un'ottica di recupero termico e



condivisione, le squadre di manutenzione vengano riallocate alla gestione dei nuovi impianti senza che per questo cessino o sorgano dei nuovi costi di manutenzione.

La sola voce di costo importante potrebbe riguardare la gestione dell'impianto di teleriscaldamento in presenza di distanze e potenze elevate; tuttavia, anche in questo caso i costi si possono assumere proporzionali all'investimento, configurandosi come costi fissi annui prevalentemente legati a ispezioni, ed eventualmente inglobati nel costo di investimento.

Per questo motivo LCC relativo alle tubazioni, comprensivo di accessori, posa in opera e scavi, è stato identificato con il costo di investimento (equazione 2).

$$LCC_{tubazioni} = C_{inv,tubazioni} \quad (2)$$

Al costo delle tubazioni si aggiunge il costo del sistema di pompaggio, calcolato sulla vita utile utilizzando l'equazione 3, nella quale  $C_{es,pompa}$  sono i costi dell'energia elettrica, ottenuti moltiplicando l'energia annua richiesta dalla pompa  $E_{el,pompa}$  [kWh/anno] per il costo dell'energia elettrica  $C_{el}$  [€/kWh].

$$LCC_{pompa} = C_{inv,pompa} * f_{accumulo,inv} + C_{es,pompa} * f_{accumulo,es} \quad (3)$$

Il LCC della caldaia a gas naturale è stato calcolato mediante l'equazione 4 nella quale con  $C_{es,caldaia}$  si intendono i costi del combustibile, ottenuti moltiplicando l'energia annua  $E_{fuel}$  richiesta dalla caldaia (espressa in kWh/anno di energia chimica) per il costo  $C_{fuel}$  del gas naturale [€/kWh]

$$LCC_{caldaia} = C_{inv,caldaia} * f_{accumulo,inv} + C_{es,caldaia} * f_{accumulo,es} \quad (4)$$

Simile forma ha il LCC dei dissipatori, ove i costi di esercizio comprendono i consumi annui di elettricità per il costo dell'energia elettrica  $C_{el}$  [€/kWh] sia nel caso dei dry cooler che degli scambiatori a fascio tubiero e delle cooling tower. Per queste ultime si aggiungono anche i costi dell'acqua consumata.

Una forma analoga hanno anche i costi sulla vita utile degli scambiatori, sia intesi come scambiatori a piastre costituenti le sottostazioni di scambio termico per il collegamento al teleriscaldamento, sia come scambiatori a fascio tubiero utilizzati come dissipatori in presenza di fonti idriche.

$$LCC_{scambiatore} = C_{inv,scambiatore} * f_{accumulo,inv} + C_{es,scambiatore} * f_{accumulo,es} \quad (5)$$

Per i sistemi di accumulo non si sono presi in considerazione costi di esercizio ma solo l'investimento.

Il LCC delle pompe di calore è stato calcolato con facendo riferimento all'eq. 6, nella quale  $C_{es,pdC}$  sono i costi dell'energia elettrica, ottenuti moltiplicando l'energia annua richiesta dalla pompa  $E_{el,pdC}$  [kWh/anno] per il costo dell'energia elettrica  $C_{el}$  [€/kWh].

$$LCC_{pdC} = C_{inv,pdC} * f_{accumulo,inv} + C_{es,pdC} * f_{accumulo,es} \quad (6)$$

Il  $LCC_{totale}$  dell'intero impianto, espresso dall'eq. 7, è la somma dei LCC di tutti i componenti  $attr$  presenti nell'impianto, dove la sommatoria è da intendersi limitata ai componenti compresi nella configurazione selezionata.

$$LCC_{impianto} = \sum_{i=1}^k LCC_{attr,i} \quad (7)$$

Il PayBack (PB) è pari al numero di anni necessario per compensare l'investimento attraverso una serie di flussi di cassa positivi, definito secondo l'equazione 8:

$$PB = k : \sum_{k=0}^n F_k = 0 \tag{8}$$

Più semplicemente, assumendo che tutti gli esborsi si verifichino al momento zero, il PB viene calcolato mediante l'equazione 9.

$$PB_{TLR} = \frac{C_{inv,TLR} - C_{inv,BASE}}{C_{es,BASE} - C_{es,TLR}} \tag{9}$$

Considerate le specifiche caratteristiche degli investimenti in simbiosi industriale, il payback non potrà essere riferito agli investimenti di una singola azienda ma al beneficio ottenuto a livello di sistema con la realizzazione di un collegamento di teleriscaldamento per condividere il calore in eccesso con l'utenza esterna, valutando le pure variazioni di costi complessivi senza introdurre alcuna ipotesi di tariffazione. Per questo nell'equazione 9  $C_{inv,TLR}$  è il costo d'investimento sostenuto per l'acquisto dei componenti presenti nella configurazione con TLR selezionata (pompa acqua/acqua, accumulo, tubi del TLR, pompa del TLR, ecc.),  $C_{inv,BASE}$  è il costo d'investimento relativo alle configurazioni base,  $C_{es,TLR}$  sono i costi di esercizio annui nella configurazione con TLR e  $C_{es,BASE}$  sono i costi di esercizio sostenuti nella configurazione attuale, sempre comprendenti l'esercizio dei dissipatori nelle modalità attuali presso l'azienda fornitrice e del sistema di riscaldamento (caldaia a gas naturale o pompa di calore aria/acqua con eventuale integrazione a gas naturale) presso l'azienda cliente.

Il tasso di rendimento interno TIR (equazione 10) è il valore del tasso di interesse che annulla la sommatoria dei flussi di cassa attualizzati che si verificano nell'arco della vita utile dell'impianto. Mancando le ipotesi tariffarie non vi sono ricavi reali ma solo figurativi e i flussi di cassa sono rappresentati dai costi cessanti meno i costi sorgenti con il passaggio da configurazioni BASE a corrispondenti configurazioni con teleriscaldamento. Il TIR è calcolato iterativamente nel modello con una procedura implementata in Visual basic.

$$TIR = i : \sum_{k=0}^n F_k * \frac{1}{(1+i)^k} = 0 \tag{10}$$

Con la stessa logica è definito e calcolato il VAN (valore attuale netto), somma dei flussi di cassa attualizzati nell'arco della vita utile dell'impianto (eq. 11)

$$VAN = \sum_{k=0}^n F_k * \frac{1}{(1+i)^k} \tag{11}$$

Un esempio di output del modulo di valutazione degli indicatori economici è riportato in figura 2

ECONOMIC	LCC EURO/life	DC	Costruzione				Esercizio				Caldaia	Accumulo	Pompa acqua/acqua	
			Dissip.	PdCaria/acqua	TLR	Caldaia	Dissip.	PdCaria/acqua	TLR	Caldaia				
BASE con CALDAIA	DC		27.913	0	0	37.791	0	0	230.365	0	0	1.871.807	0	0
DHT	DC		27.913	0	159.973	0	125.555	60.824	153.045	0	220.066	0	0	394.822
DHB	DC		27.913	0	159.969	17.199	0	60.824	170.891	0	220.066	384.929	0	394.822
ECONOMIC			Config. VS BASE											
PB - years			years											
DHT	DC		2,642											
DHB	DC		2,655											
ECONOMIC			Config. VS BASE											
VAN - EURO			EURO											
DHT	DC		1.025.678											
DHB	DC		731.262											
ECONOMIC			Config. VS BASE											
TIR - %			%											
DHT	DC		37,69%											
DHB	DC		37,58%											

Figura 2: Esempio di output degli indicatori economici per configurazione BASE con caldaia, per configurazione con TLR (solo caldaia e accumulo+caldaia)

### 2.1.2 Stima dei costi di investimento sulla base di dati commerciali e di letteratura

Per la valutazione dell'investimento necessario all'avvio del recupero energetico si sono raccolti ed integrati in una base di dati i costi di impianto dei vari componenti provenienti sia dalla letteratura scientifica, anche tramite l'interscambio di materiale con altri partner di progetto, che da report pubblici su progetti esistenti, nonché dal confronto con fornitori di tecnologie. Un estratto della base di dati, con un esempio relativo alle pompe di calore, è riportato in Tabella 1.

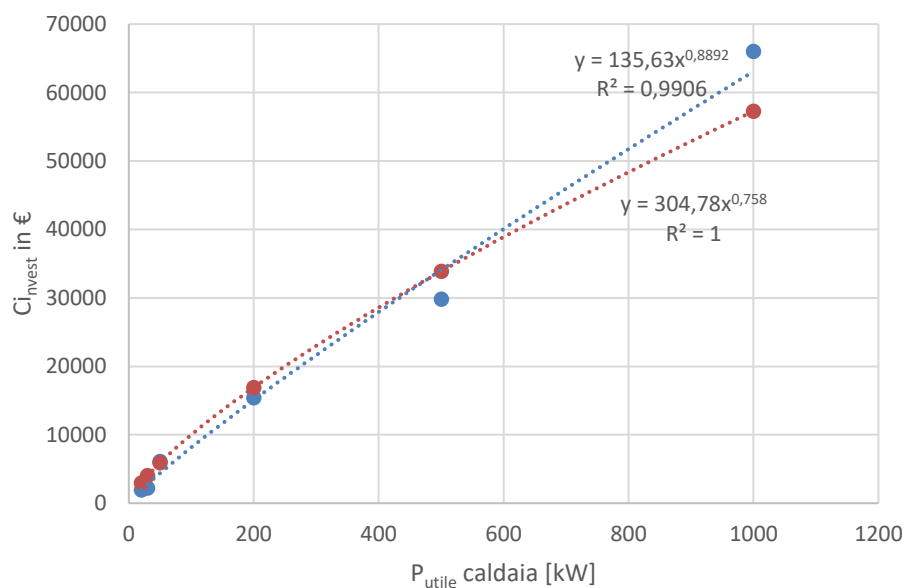
Per le tecnologie già incluse nei sistemi di teleriscaldamento tradizionali, di terza generazione, si è proceduto a validare ed aggiornare funzioni di costo già elaborate da alcuni degli autori in studi precedenti [2].

In particolare, per le caldaie a gas naturale (figura 3), le sottostazioni di scambio termico (figura 4) e le torri di raffreddamento (figura 5) il confronto delle funzioni di costo già disponibili con i dati reperiti dalle fonti di letteratura [3]-[8] hanno sostanzialmente confermato le stime già realizzate in [2]. La funzione di costo usata per le sottostazioni, che comprendono scambiatori a piastre più quadro elettrico generale di comando, accessori di regolazione, sicurezza e controllo, appare applicabile, in quanto sufficientemente conservativa, anche nel caso in cui lo scambio avvenga con scambiatori a fascio tubiero, ad esempio anche nel caso di dissipazione del calore in eccesso in acque aperte. Per i dry cooler (figura 6) è stata ricavata una nuova funzione di costo, a seguito sia della valutazione dei dati di letteratura che del confronto con costruttori (Thermokey), in base al quale è emerso che il precedente modello tendeva a sottostimare i costi dei gruppi di grande capacità.

Il costo delle tubazioni (figura 7) è in linea con i modelli più attuali di costo per impianti della stessa tecnologia, ed è stato quindi mantenuto. Si assume che i collegamenti tra un'azienda e l'altra siano realizzabili in campo aperto e non serva intervenire sul manto stradale.

Il costo delle pompe, che in molti studi viene trascurato, è in effetti estremamente variabile nelle stime riportate in letteratura (si veda ad esempio [10] per una revisione ampia). Si continua a far riferimento a [2] in quanto si tratta di dati precedentemente validati anche con il confronto con fornitori.

Per i sistemi di accumulo (figura 8) si sono considerati unicamente serbatoi di acqua calda: come si nota dalla figura 8 per serbatoi di piccole dimensioni i valori dell'interpolante tendono a sovrastimare i costi, tuttavia si riceve accettabile la funzione unica ricavata, in quanto rappresenta una stima conservativa dei costi riportati in letteratura, che tipicamente sono compresi tra 150 e 450 €/m<sup>3</sup>.



**Figura 3: Funzioni di costo caldaie a gas naturale: in magenta la funzione utilizzata tratta da [2] in blu i dati di letteratura di confronto tratti da [3][4][5].**

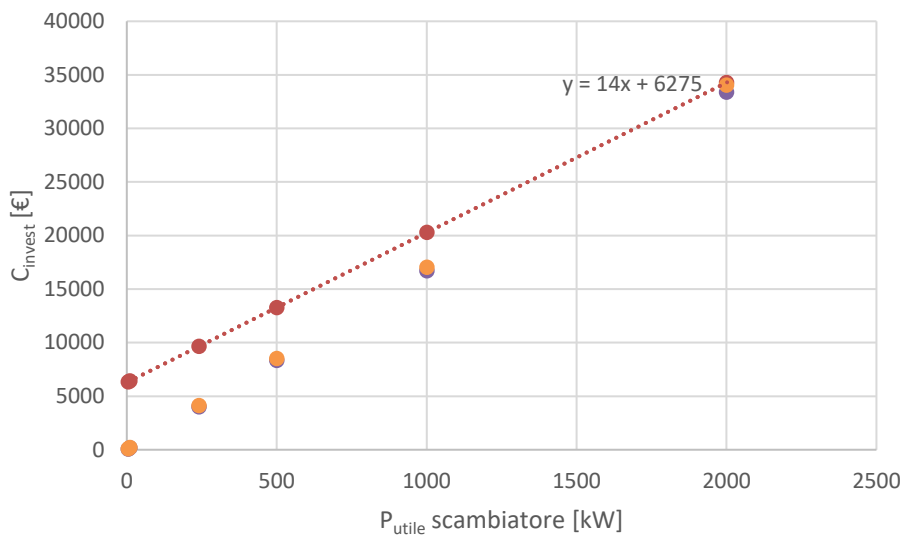


Figura 4: Funzioni di costo sottostazioni scambio termico (scambiatori a piastre o a fascio tubiero): in magenta la funzione utilizzata, tratta da [1], in blu i dati di letteratura di confronto, tratti da [3][5][6]

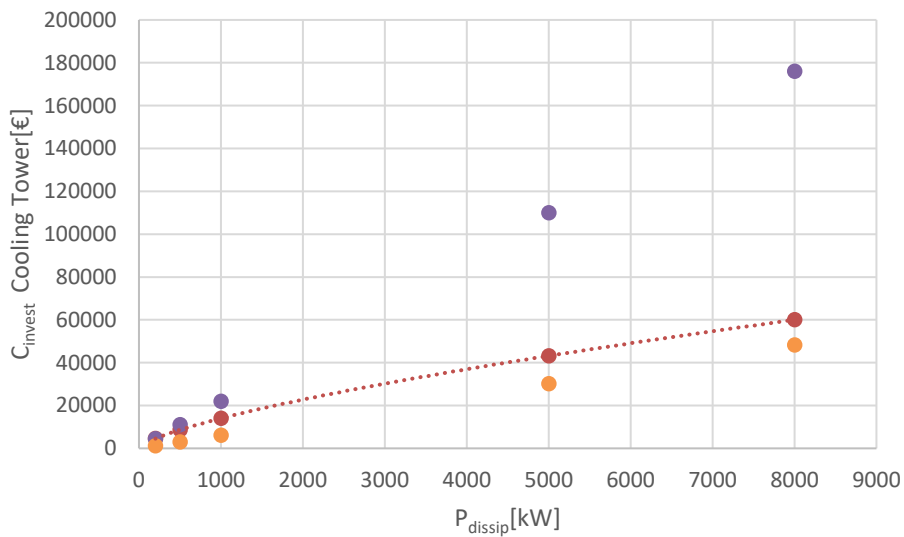
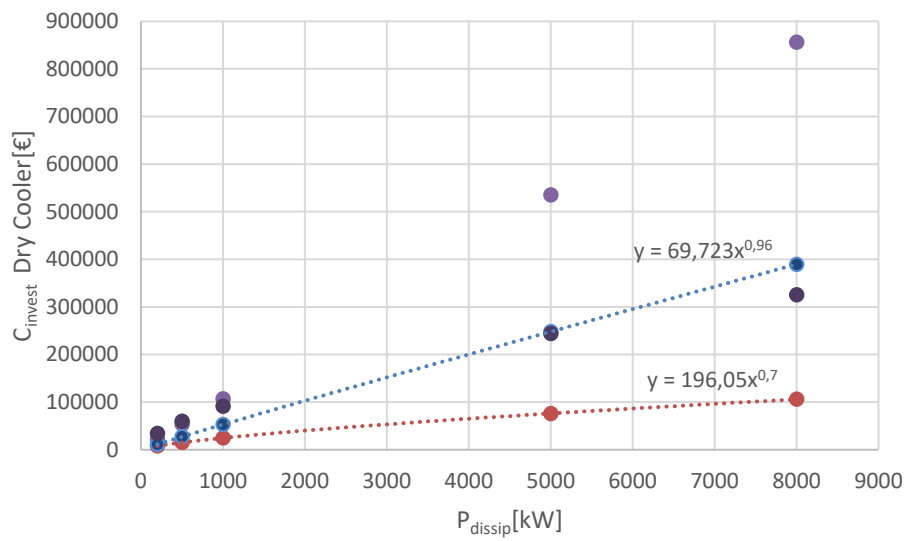
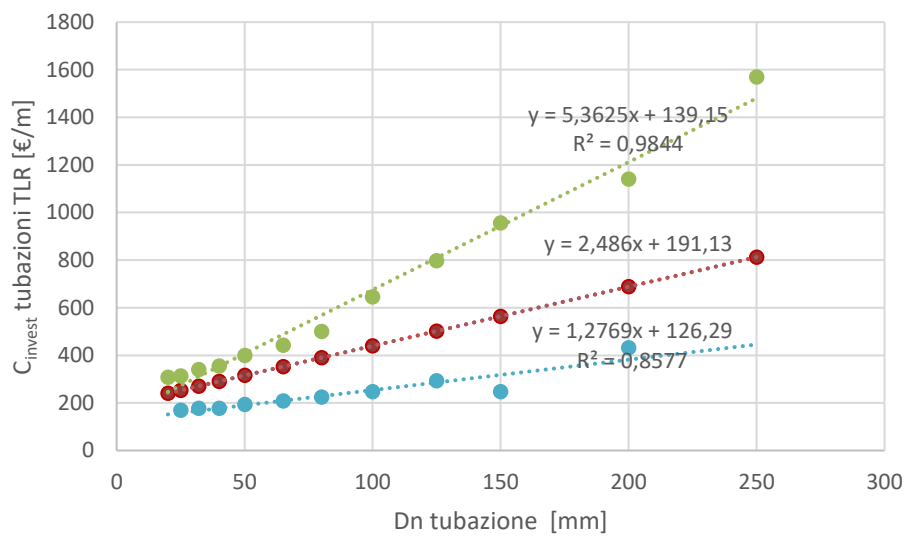


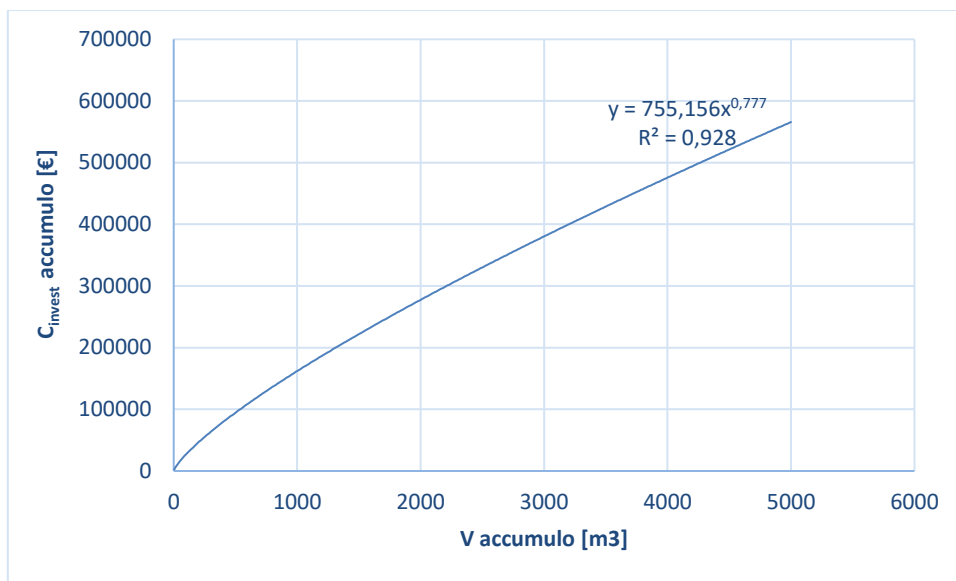
Figura 5: Funzioni di costo torri di raffreddamento: in magenta la funzione utilizzata, tratta da [1], in blu i dati di letteratura di confronto, tratti da [7][8]



**Figura 6: Funzioni di costo dry cooler: in magenta la funzione tratta da [1], in blu la funzione corretta utilizzata calibrandola sui dati di letteratura di confronto, tratti da [8][9]**



**Figura 7: Funzione di costo utilizzata per il teleriscaldamento [2] e funzioni di costo di confronto tratte da [5][11]**



**Figura 8. Funzione di costo serbatoi di accumulo coibentati elaborata da [5][12] [13]**

Data l'elevata varietà di tecnologie e applicazioni delle pompe di calore, le informazioni sui costi di singole macchine o funzioni di costo offerte da letteratura e fornitori sulle pompe di calore sono state organizzate nella relativa sezione della base di dati (Tabella 1) assieme a informazioni su efficienza, salto termico, fonti di calore utilizzate.

In effetti, per questa tecnologia gli elementi che inducono una elevata variabilità sono numerosi: dalla tipologia di fluidi refrigeranti utilizzati alla qualità e al dimensionamento dei componenti in funzione dei salti termici desiderati e dei fluidi termovettori con cui avviene lo scambio termico. Tuttavia, anche altri lavori scientifici recenti [15] presentano per le pompe di calore un'unica funzione di costo ottenuta dall'interpolazione di dati relativi a più tecnologie. Anche in questo studio, pur consapevoli che la stima ottenuta è approssimativa, si è ritenuto di non introdurre ulteriori elementi arbitrari di errore differenziando i costi per tecnologia: anche se, dall'interlocuzione con i fornitori, ci si attende che le pompe aria/acqua siano più complesse da realizzare e tendenzialmente più costose si è mantenuta un'unica funzione di stima di costo per turbine acqua/acqua e aria acqua e non si è cercata una relazione tra costi di investimento e salto termico. Le funzioni di costo ottenute sono dunque dipendenti solo dalla potenza termica utile per riscaldamento. Gli ordini di grandezza dei costi sono stati verificati nell'interlocuzione con alcuni fornitori e con i partner di progetto, in particolare tenendo direttamente conto dei preventivi forniti nella formulazione delle interpolazioni.

Anche in base alle indicazioni dei fornitori e in linea con le direttive europee sull'ecodesign (EU 2016/2281), si sono adottate due funzioni di costo separate per pompe di calore di piccole e grandi dimensioni. Per pompe di calore di potenzialità di riscaldamento compresa tra i 0,3 MW e i 10 MW interpolando i valori di letteratura ([14]-[19]), che presentano comunque una grande variabilità, si ottengono gli andamenti rappresentati in figura 9, mentre per le pompe di calore di potenzialità inferiore ai 300 kW si ottengono gli andamenti di figura 10.

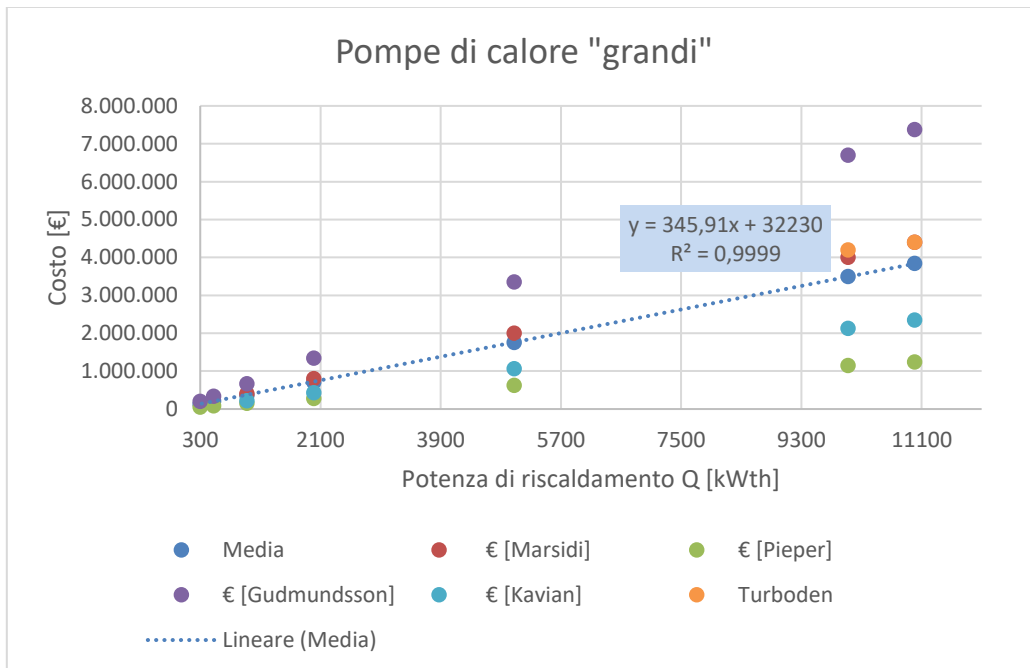


Figura 9. Funzioni di costo per le pompe di calore di grandi dimensioni [14], [15], [16], [17], [18] [19]

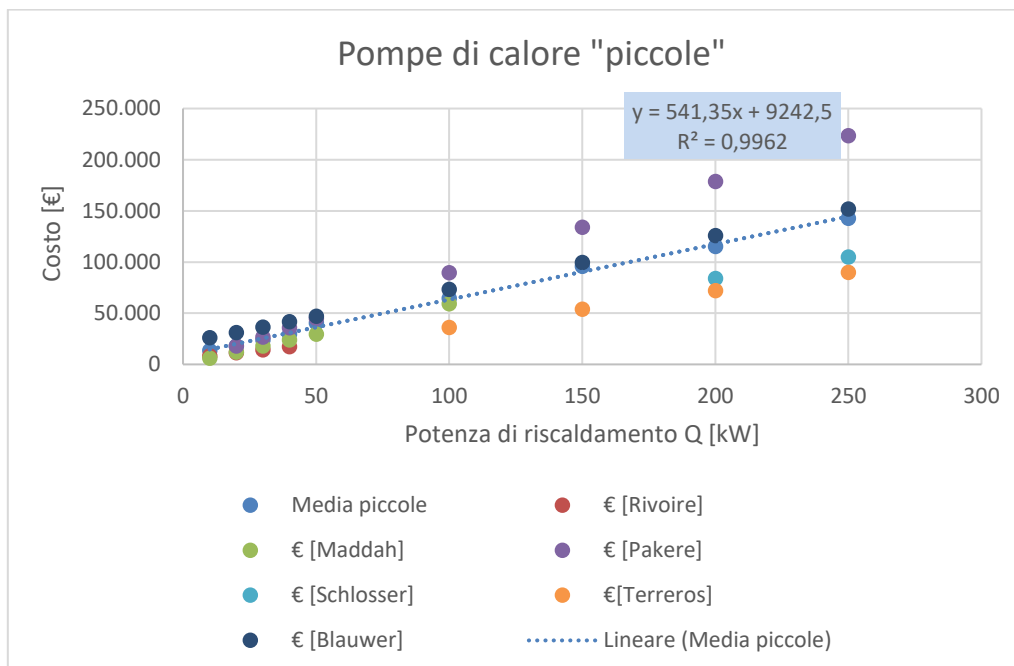


Figura 10. Funzioni di costo per le pompe di calore di piccole dimensioni [19] [20][21][22][23][24]

La tabella 2 sintetizza le funzioni di costo inserite nel modello per le componenti di impianto dimensionate e valutate.

Tabella 1. Database relativo alle pompe di calore

Tipologia macchinario	Taglia di riferimento	Costo €/kW	Fonte dati	Altre informazioni
<b>Pompa di calore geotermica, solo macchine</b>	10.5 kWth - 28 kWth	297.8 Q+ 5313.4, dunque da 488 a 780 €/kWth	Rivoire et al. [2018]	COP 3.6 per Tterm 55°C, Tfluido 10-5 °C, vita utile 25 anni
<b>Pompe di calore fumi/acqua e acqua/acqua (wastewater)</b>	102 kWth -204 kWth	360 €/kW	Terreros et al. [2020]	COP 5.1 fumi/acqua Tout 68°C, acqua/acqua, COP 3.6 per Tout 61°C, ingresso 20-17°C.
<b>Pompe di calore acqua/acqua ad alto salto termico per recuperi industriali (salti da 55°C a 95°C)</b>	110-250 kWth	1900 €/kWe input	Marsidi [2018] rif. 2015	COP 2.5-3.5, Opex 15.4 €/kWe anno
<b>Pompe di calore acqua/acqua vapore (t out da 85°C a 160°C)</b>	1 MW	100-250 €/kWth per tmax 85°C, 300-900 €/kWth per tmax 160°C	Marsidi [2018] rif. 2010	Il costo del macchinario installato può essere superiore di "diverse volte" rispetto al costo d'acquisto indicato
<b>Pompe di calore acqua/acqua</b>	10 MW	400 €/kWth di cui 200 per macchinario, 200 installazione	Marsidi [2018] rif. 2017	OPEX annue 3% costo d'acquisto
<b>Pompe di calore aria/acqua</b>	26-247 kWe	816 €/kWth	Pakere, Blumberga [2020]	COP 4.18
<b>Pompe di calore acqua/acqua (wastewater)</b>	50 kWth	1666 \$/kWth	Maddah et al.[2020]	COP 5.1
<b>Varie tipologie di fluidi</b>	300 kWth	400-420 €/kWth	Schlosser et al. [2020]	COP stimati a seconda di salti termici e refrigeranti
<b>Aria/Acqua</b>	16 MWth	860 \$/kWth	Tan et al. [2022]	COP 3, OPEX 2%
<b>Acqua/Acqua da sorgenti termali</b>	2-3 MW	239Q+ 2745 \$	Kavian et al. [2020]	Integrate con teleriscaldamento
<b>Varie fonti e tipologie di pompe di calore</b>	300 kW - 10 MW	366 €/kWth	Pieper et al. [2018]	4.4, per la maggior parte refrigerante ammoniaca
<b>Acqua da sorgenti o industria/teleriscaldamento</b>	11 MW	670 €/kWth	Gudmundsson et al. [2022]	COP 4.6-5.1
<b>Acqua/acqua (da sorgenti industriali)</b>	10 MW	360-400 €/kWth	Turboden [2022]	COP 3.6-4.5
<b>Aria/Acqua</b>	21 kW - 250 kW	20692 +525Q	Blauwer [2022]	COP 2.7 pompe di calore a elevato salto termico



**Tabella 2. Funzioni di costo**

COMPONENTI D'IMPIANTO	FUNZIONE DI COSTO	VALORE	UNITA' DI MISURA DELLA CAPACITÀ
Pompa di circolazione [€/unità]	$C_0 \left(\frac{P}{P_0}\right)^m$	$C_0= 8136$ $P_0=28,8674$ $m=0,35$	$kW_{el}$
Tubazioni [€/m]	$a * D + b$	$a=2,4864$ $b=191,13$	mm
Caldaia a gas naturale [€/unità]	$C_0 \left(\frac{P}{P_0}\right)^m$	$C_0= 31795$ $P_0=460$ $m=0,758$	$kW_{th}$
Dry Cooler [€/unità]	$C_0 \left(\frac{P}{P_0}\right)^m$	$C_0= 11280$ $P_0=200$ $m=0,96$	$kW_{th}$
Torre evaporativa [€/unità]	$C_0 \left(\frac{P}{P_0}\right)^m$	$C_0= 60000$ $P_0=8000$ $m=0,7$	$kW_{th}$
Scambiatore a fascio tubiero [€/unità]	$a * P + b$	$a=14$ $b=6275$	$kW_{th}$
Accumulo termico [€/unità]	$C_0 \left(\frac{V}{V_0}\right)^m$	$C_0= 20500$ $V_0=70$ $m=0,77$	$m^3$
Pompa di calore 50-300 kW [€/unità]	$a * P + b$	$a= 541,35$ $b=9242,5$	$kW_{th}$
Pompa di calore 0,3-10 MW [€/unità]	$a * P + b$	$a= 345,91$ $b=9242,5$	$MW_{th}$

### 2.1.3 Stima dei costi di esercizio

I costi operativi considerati nella valutazione comprendono i consumi di energia elettrica, gas naturale e acqua. In generale i dati verranno inseriti nel modello da parte delle aziende. Per le valutazioni svolte nelle attività di sviluppo, verifica e validazione del software sono stati usati i valori di riferimento riportati in tabella 3, ottenuti all'epoca delle analisi dal portale ARERA, anche se ormai superati dalla turbolenta evoluzione dei prezzi dell'energia.

**Tabella 3. Prezzi dei vettori energetici e coefficienti utilizzati nella valutazione dei casi studio**

f.Energ.	Valore	Unità
CO <sub>2</sub>	0,330	tCO <sub>2</sub> /MWh <sub>e</sub>
H <sub>2</sub> O	6.488	l/MWh <sub>e</sub>
TEP en. Elettrica	0,187	TEP/MWh <sub>e</sub>
TEP gas naturale	0,00089	TEP/Nm <sup>3</sup>
TEP gas naturale	9,27083E-05	TEP/kWh
<i>Costi</i>		
Paese	Italia	
Elettricità	0,140	€/kW·h <sub>e</sub>
Acqua	0,771	€/m <sup>3</sup>
Gas	0,077	€/kW·h

## 2.2 Attività di comunicazione e coinvolgimento di enti e aziende

Rispetto alle attività originariamente pianificate per ottenere informazioni (incontri, visite tecniche aziendali, eventi di coinvolgimento di aziende, consorzi industriali e associazioni di categoria) le difficoltà poste dalla situazione emergenziale hanno costretto a cambiare le modalità di contatto e comunicazione. Si è cercato il contatto con oltre una trentina di aziende. I contatti sono avvenuti principalmente online e rare sono state le occasioni di ingresso fisico in azienda. Ciò nondimeno si sono realizzati tre sopralluoghi in altrettante aziende del territorio (due del settore dei prodotti da forno, una del settore lattiero caseario). Molteplici sono stati gli incontri e i contatti telematici sia con aziende fornitrici di tecnologie sia con due aziende del lattiero caseario e del settore dei prodotti da forno per successivo scambio di dati. Ciò ha consentito di ottenere i profili di carico dell'azienda indicata con G nella seguente sezione 2.3, dedicata all'analisi dei profili di carico reali. Inoltre sono scambiate informazioni tramite colleghi di altri atenei, non coinvolti nel progetto ma attivi nella valutazione energetica di aziende del settore lattiero caseario. In questo modo sono stati condivisi modelli di analisi e validate le informazioni ottenute localmente per l'azienda G, anche tramite il confronto e l'elaborazione congiunta dei dati dell'azienda indicata come F e del caseificio identificato come "caseificio grande" nella sezione 2.3. In tale fase si sono valutate anche ulteriori modalità di soddisfacimento dei fabbisogni energetici delle aziende casearie, quali l'uso di energia solare e trigenerazione, nonché l'integrazione con opportunità di recupero esterno del calore. Tale attività congiunta ha portato alla realizzazione di un paper presentato a conferenza e di una pubblicazione sottoposta a rivista, come indicato in Appendice al presente report.

Relativamente al settore dei prodotti da forno, è stato particolarmente fruttuoso il contatto con Roncadin SpA, azienda produttrice di pizze surgelate, che ha reso possibile la realizzazione dei casi di studio su opportunità esterne di recupero termico descritti nella sezione 2.5.

Si sono anche condivisi dati con i partner di progetto, sia in occasione degli incontri di coordinamento organizzati dalla committenza che di incontri online con fornitori definiti congiuntamente (in particolare: aziende Thermokey, per la validazione dei dati relativi ai sistemi di dissipazione del calore, aziende Turboden

e Blauwer per la validazione e integrazione dei database sulle pompe di calore di cui alla sezione 2.1). Si sono inoltre recepite e integrate informazioni sulle aziende lattiero casearie fornite da ENEA sulla base delle elaborazioni di dati di diagnosi energetiche.

Il 19 novembre si è organizzato il webinar “Il recupero termico come strumento di efficienza energetica nell’industria alimentare”. Nel webinar, cui ha partecipato personale di Roncadin ed altre aziende della filiera lattiero casearia, sono stati presentati il progetto nel suo complesso, i risultati del caso studio e tecnologie per l’upgrading del calore e l’efficientamento energetico da parte di fornitori di tecnologie, come da locandina allegata (figura 11). In appendice al presente documento è allegata la presentazione tenuta dal gruppo di ricerca di Udine in occasione di quell’evento. Sono allegati in appendice le presentazioni realizzate in occasione dell’evento: si tenga presente che alcuni dati e risultati sono stati oggetto di verifica proprio a valle del webinar, dunque alcuni risultati riportati nelle presentazioni possono differire dai definitivi presentati nel seguito di questo report. Gli stessi risultati sono stati condivisi e presentati all’evento finale di progetto del 2 dicembre (come da programma riportato in figura 12). Purtroppo per la situazione emergenziale non è stato possibile partecipare in presenza: è stata predisposta una presentazione, allegata in appendice al presente documento (Allegato 2), che è stata tenuta dalla responsabile di progetto ENEA ing. Benedetti.

### *2.3 Modellazione dei profili di domanda termica di utenze tipo*

Ai fini della verifica dei modelli, le aziende tipo prese in considerazione appartengono anzitutto al settore lattiero caseario, identificato nelle precedenti fasi di progetto come di potenziale interesse sia come fornitore che come utente per soluzioni di recupero termico esterno e oggetto di studio per vari partner della linea di progetto LA 3.28. La sezione 2.3.1 ne caratterizza l’andamento annuale della domanda, mentre nella sezione 2.3.2 vengono illustrati i profili giornalieri, ottenuti in base ad audit combinati con modelli termodinamici e informazioni generali sulle operations negli impianti.

Sia nella fase di verifica che nella fase di validazione del software, le aziende del settore lattiero caseario sono state valutate come possibili utilizzatori di calore di recupero esterno. Nelle attività di verifica, descritte nella sezione 2.4, il software è stato testato e modificato per la valutazione di fattibilità di possibili utenze del settore caseario a fronte di un profilo di offerta termica virtuale, mentre nella fase di validazione con casi di studio, descritta in sezione 2.5, la fattibilità di allacciamento per utenze del settore lattiero caseario è stata valutata con la versione finale del software a partire dai dati reali di offerta termica dell’azienda produttrice di prodotti da forno che ha dato la propria disponibilità a partecipare al progetto. Per la fase di validazione, il secondo caso di studio sviluppato riguarda l’utilizzo dei recuperi termici dal produttore per il teleriscaldamento di serre di orticoltura. In questo caso, non è stato possibile raccogliere dati diretti da serricoltori nel corso del progetto, ma ci si è basati su studi pregressi di letteratura realizzati in Italia [26] [29][30] per realizzare un modello di calcolo della domanda di energia termica di serre tipo. Il procedimento utilizzato e i risultati ottenuti per le serre di orticoltura sono descritti nella seguente sezione 2.3.3.

#### *2.3.1 Analisi dei profili di domanda sulla base di dati reali da audit per il settore lattiero-caseario*

Come già evidenziato in [1] i dati disponibili in letteratura su profili energetici dell’industria agroalimentare sono più spesso riferiti a profili annuali, mentre è più raro reperire profili di carico orario. Questa situazione si è rivelata frequente anche nel reperimento diretto di dati sulla domanda termica di utenze tipo, focalizzata in particolare sul settore lattiero caseario.



Il calore dei forni del produttore di cialde Wafels Mayer, viene raccolto in tubazioni e alimenta il sistema di teleriscaldamento del vicino villaggio di Verme (CO BVC-SA.21)

# Il recupero termico come strumento di efficienza energetica nell'industria alimentare

## Tecnologie e opportunità per l'utilizzo esterno del calore

**webinar**

**venerdì  
19 novembre 2021**

**ore 10.30**

*La Ricerca di Sistema sul recupero termico nel settore alimentare: dalla letteratura alle evidenze degli audit svolti in ottemperanza al D.Lgs. 102/2014*  
**ing. Miriam Benedetti**  
ENEA

**ore 10.45**

*Recupero del calore per usi esterni: casi studio, opportunità e limiti applicativi*  
**prof. Damiana Chinese**  
Università di Udine

**ore 11**

*Upgrading del calore a bassa temperatura: opportunità e vincoli per le pompe di calore acqua acqua nelle applicazioni industriali di piccola scala*  
**ing. Valter Vio**  
Blauwer

**ore 11.15**

*Upgrading del calore a bassa temperatura nelle applicazioni industriali di grande scala: teleriscaldamento o energia elettrica?*  
**ing. Andrea Barbon**  
TURBODEN

**ore 11.30**

*Profili di domanda energetica nell'industria lattiero-casearia: la trigenerazione come risposta efficace*  
**dott. Marco Cuttica**  
AB Energy

**ore 11.45**

**Open discussion con le aziende partecipanti e conclusioni**



**UNIVERSITÀ  
DEGLI STUDI  
DI UDINE**  
hic sunt futura



PTR 2019-2021, Progetto 1.6  
"Efficienza energetica dei prodotti e dei processi industriali", WP3 "Sviluppo di tecniche e soluzioni impiantistiche per l'efficientamento di processi industriali ad alta e bassa temperatura"



**Figura 11. Locandina Webinar 19.11.21**



Agencia nazionale per le nuove tecnologie,  
Energia e lo sviluppo economico sostenibile



MINISTERO DELLA  
TRANSIZIONE ECOLOGICA



Agencia nazionale per le nuove tecnologie,  
Energia e lo sviluppo economico sostenibile



MINISTERO DELLA  
TRANSIZIONE ECOLOGICA

## Efficienza energetica dei prodotti e dei processi industriali

Risultanze dei WP3 e WP4 del Progetto 1.6 del Piano Triennale di Realizzazione 2019-2021 della Ricerca di Sistema elettrico nazionale (RdS)

**Roma, 2 dicembre 2021 | ore 09.30-16.30**  
**Centro Congressi Frentani, via dei Frentani n. 4**

L'ENEA organizza un seminario per presentare i risultati conseguiti, in collaborazione con vari partner universitari, nell'ambito dei WP3 e WP4 del progetto 1.6 del "Piano Triennale di Realizzazione 2019-2021 della Ricerca di Sistema Elettrico Nazionale (RdS)". Verranno presentati modelli e strumenti utili al "Supporto alle decisioni e ottimizzazione del recupero di calore a bassa temperatura in industria" sviluppati da ENEA nel WP3 "Sviluppo di tecniche e soluzioni impiantistiche per l'efficiamento di processi industriali ad alta e bassa temperatura". Nel WP4 "Definizione di best practices e di indicatori di performance per interventi di efficienza energetica" si è voluto valorizzare le informazioni in possesso di ENEA provenienti dalle Diagnosi Energetiche sviluppate ai sensi dell'Art. 8 del D.lgs. 102/2014: verranno presentati, per i principali settori manifatturieri, gli indici di prestazione energetica (IPE), i principali interventi di efficienza energetica effettuati e pianificati, con annessa valutazione dei relativi costi/efficacia. Il seminario si chiuderà con una tavola rotonda sul tema dell'efficienza energetica nei settori produttivi, a cui prenderanno parte le associazioni di categoria coinvolte nel progetto.

### PROGRAMMA

- |   |  |
|---|--|
| <p><b>09.30 SALUTI ISTITUZIONALI</b><br/>Ilaria Bertini, ENEA<br/>Mauro Mallone, Ministero della Transizione Ecologica</p> <p><b>09.50 IL PIANO TRIENNALE DI REALIZZAZIONE 2019-2021 DELLA RICERCA DI SISTEMA ELETTRICO NAZIONALE (RdS)</b><br/>Giovanni Puglisi, ENEA</p> <p><b>10.00 IL PROGETTO 1.6 "EFFICIENZA ENERGETICA DEI PRODOTTI E DEI PROCESSI INDUSTRIALI"</b><br/>Miriam Benedetti, ENEA</p> <p><b>10.05 SUPPORTO ALLE DECISIONI E OTTIMIZZAZIONE DEL RECUPERO DI CALORE A BASSA TEMPERATURA IN INDUSTRIA: RISULTATI DI PROGETTO E STRUMENTI SVILUPPATI</b><br/>Miriam Benedetti, ENEA</p> <p><b>10.30 SUPPORTO ALLE DECISIONI E OTTIMIZZAZIONE DEL RECUPERO DI CALORE A BASSA TEMPERATURA IN INDUSTRIA: CARATTERIZZAZIONE DI ALCUNI SETTORI INDUSTRIALI</b><br/>Lorena Giordano, ENEA</p> <p><b>10.40 SVILUPPO DI UN DATABASE DI TECNOLOGIE DI RECUPERO E DI UNA METODOLOGIA PER L'IDENTIFICAZIONE E L'ANALISI DEI FLUSSI ENERGETICI</b><br/>Vito Introna, Università degli Studi di Roma Tor Vergata</p> <p><b>10.55 SVILUPPO DI UNA METODOLOGIA PER L'APPLICAZIONE DELLA PINCH ANALYSIS AL RECUPERO DI CALORE A BASSA TEMPERATURA NEL SETTORE INDUSTRIALE</b><br/>Roberto Carapellucci, Università degli Studi dell'Aquila</p> <p><b>11.10 SVILUPPO E APPLICAZIONE DI MODELLI PER L'ANALISI DI FATTIBILITÀ DELL'UTILIZZO ESTERNO DI CASCAMI TERMICI INDUSTRIALI A BASSA TEMPERATURA IN OTTICA WATER-ENERGY NEXUS</b><br/>Damiana Chinese, Università degli Studi di Udine</p> | <p><b>11.25</b> Pausa caffè</p> <p><b>11.45 DEFINIZIONE DI BEST PRACTICES E DI INDICATORI DI PERFORMANCE PER INTERVENTI DI EFFICIENZA ENERGETICA</b><br/>Fabrizio Martini, ENEA</p> <p><b>12.10 DEFINIZIONE DI BEST PRACTICES E DI INDICATORI DI PERFORMANCE PER INTERVENTI DI EFFICIENZA ENERGETICA: FOCUS SUGLI INTERVENTI REALIZZATI E PROPOSTI</b><br/>Chiara Martini, ENEA</p> <p><b>12.25 ANALISI, CARATTERIZZAZIONE E MONITORAGGIO DEI CONSUMI ENERGETICI DEI SETTORI PRODUTTIVI</b><br/>Salvatore Miranda, Università degli Studi di Salerno</p> <p><b>12.40 SVILUPPO E APPLICAZIONE DI METODOLOGIE DI BENCHMARK IDEALI DEI CONSUMI ENERGETICI DEI SETTORI PRODUTTIVI</b><br/>A.L. Facci, Università degli Studi della Tuscia</p> <p><b>12.55</b> Pausa pranzo</p> <p><b>14.20 ANALISI DEI TREND DI SVILUPPO DELLA MATURITÀ ENERGETICA</b><br/>Vito Introna, Università degli Studi di Roma Tor Vergata</p> <p><b>14.35 SVILUPPO DI UN MODELLO DI ASSESSMENT TECNOLOGICO PER LA CARATTERIZZAZIONE ENERGETICA DEI MACCHINARI E DELLA MATURITÀ TECNOLOGICA DEI SETTORI PRODUTTIVI</b><br/>Filippo De Carlo, Università degli Studi di Firenze</p> <p><b>14.50 INDICATORI DI PRESTAZIONE ENERGETICA E VALUTAZIONE DI STRATEGIE D'INTERVENTO PER IL SETTORE PRODUTTIVO DELLE PIASTRELLE DI CERAMICA</b><br/>Maria Bignozzi e Lisa Branchini, Università di Bologna</p> <p><b>15.05 TAVOLA ROTONDA CON LE ASSOCIAZIONI DI CATEGORIA COINVOLTE NEL PROGETTO: ASSOVBETRO, FEDERBETON, FARMINDUSTRIA, ASSOFOND, CONFINDUSTRIA CERAMICA, UTILITALIA</b><br/>modera: Marcello Salvio, ENEA</p> <p><b>16.05 QUESTIONS&amp;ANSWERS</b></p> <p><b>16.30 CHIUSURA DEI LAVORI</b></p> |
|---|--|



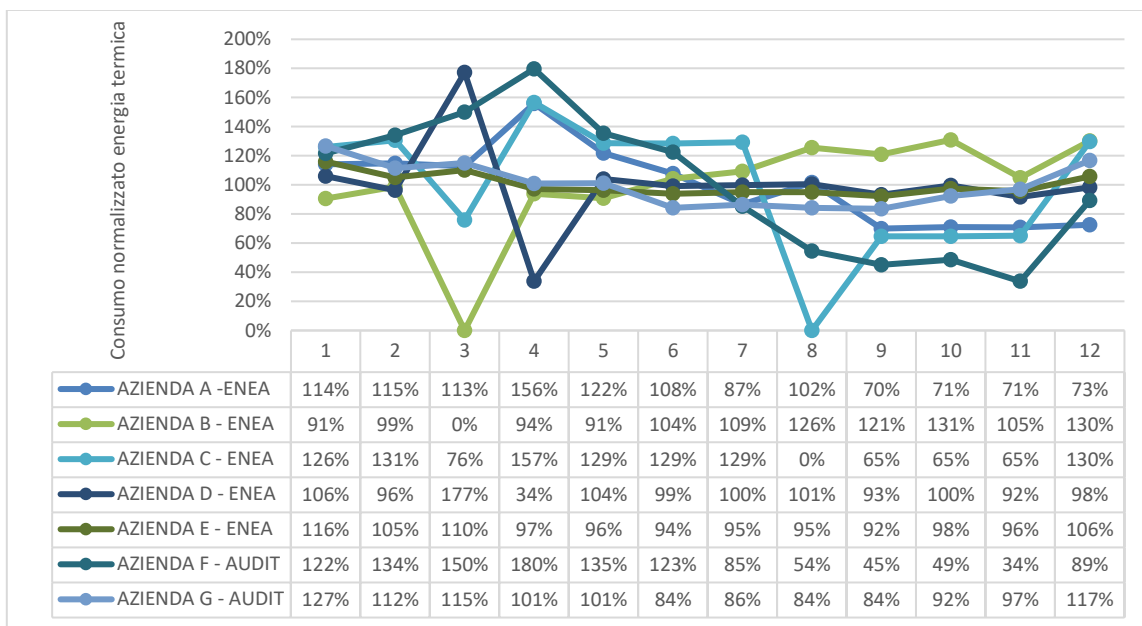
RICERCA DI SISTEMA



RICERCA DI SISTEMA

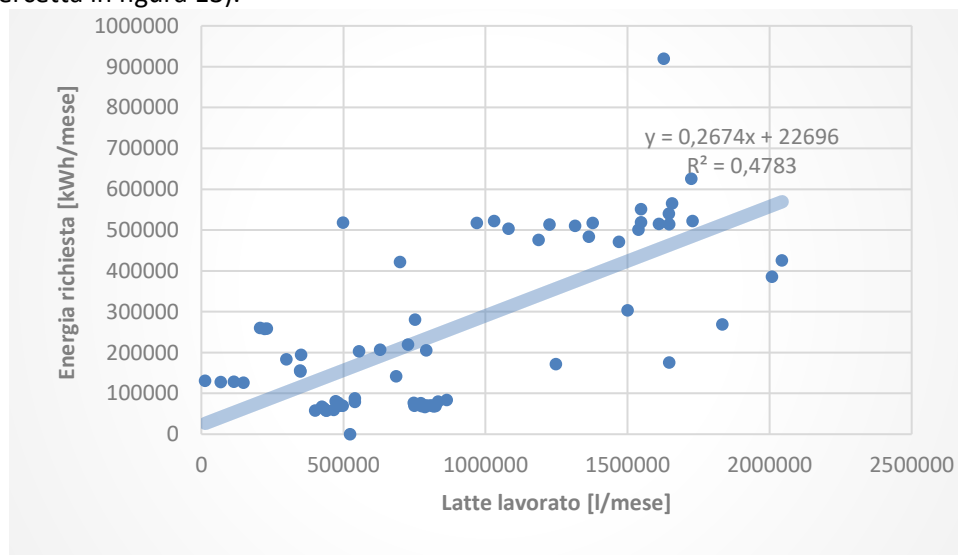
Figura 12. Programma evento 2.12.21

La figura 13 sintetizza l'andamento dei consumi medi mensili di energia termica (in termini di energia chimica) per sette aziende (fonti: dati ENEA per le aziende da A ad E, [25] per azienda G, audit walk through per azienda [F]). Per alcune di esse (esempio azienda E) i fabbisogni termici sono pressoché costanti, per altre ci sono mesi di fermo (aziende B,C), per altre ancora si rileva una stagionalità più o meno marcata, con qualche tratto comune (riduzione dei consumi in autunno per le aziende A,C,F, solo per l'azienda G la riduzione è più spostata verso l'estate). In generale, gli audit walk through e i contatti con le aziende hanno confermato che la dipendenza dei fabbisogni termici dal clima è minima, ma la stagionalità è spesso presente, specie nei caseifici più piccoli o che elaborano latte ovino o caprino, ed è legata a variazioni nell'attività e nelle quantità di latte elaborato.

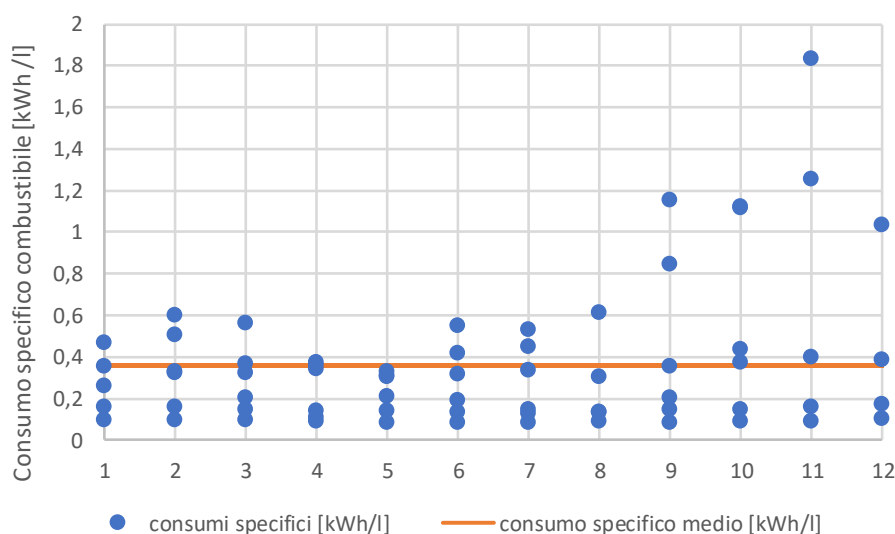


**Figura 13. Andamento profili di domanda mensile energia termica di aziende del settore lattiero caseario normalizzati rispetto alla media**

Come mostra la figura 14, elaborata sulle aziende per cui erano disponibili anche informazioni sui quantitativi di latte trattato, vi è, infatti, una correlazione lineare significativa tra domanda di energia termica e quantità di latte elaborato. La figura 15 mostra che i consumi specifici non variano significativamente nei mesi e, dove essi aumentano, non è per l'abbassamento delle temperature esterne (si veda il caso di gennaio), quanto per la riduzione dei quantitativi di latte elaborato, a fronte dei quali permane comunque una base di consumo costante (intercetta in figura 13).



**Figura 14. Dipendenza della domanda di energia termica dalle quantità di latte lavorato**



**Figura 15. Consumo specifico di energia termica al variare dei mesi**

### 2.3.2 Andamenti giornalieri della domanda termica di caseifici dedotti da audit walk through e modellazione tecnica dei carichi dei caseifici

Per ottenere profili giornalieri dei carichi bisogna far riferimento ad audit veri e propri, possibilmente walkthrough, osservando in particolare i periodi di operatività.

L'audit energetico svolto presso il caseificio G conferma la similitudine di gran parte dei processi, descritti anche nella letteratura scientifica dedicata al relativo impatto energetico-ambientale (si veda ad esempio [33]), rispetto agli altri caseifici di cui si sono reperite informazioni da studi precedenti ovvero telematicamente, cioè il caseificio indicato con F nelle Figure 12-14 e il caseificio che verrà di seguito denominato "caseificio grande"<sup>1</sup>. L'input principale del processo di produzione dei formaggi è costituito dal latte che, una volta arrivato al caseificio tramite autocisterne frigorifere, viene sottoposto ai controlli microbiologici, chimici e fisici al fine di valutarne l'idoneità alla lavorazione. Successivamente viene realizzata una depurazione fisica del latte, tramite filtrazione o centrifugazione. Il latte viene quindi stoccato in serbatoi refrigerati in acciaio inox, all'interno dei quali subisce una prima lieve acidificazione. La preparazione del latte alla caseificazione continua con la pastorizzazione. Alla pastorizzazione segue la fase di innesto, nella quale al latte vengono aggiunte colture microbiche, selezionate in funzione del prodotto da realizzare, o di siero-innesti naturali, ottenuti per acidificazione spontanea del siero nella lavorazione del giorno precedente, in quantità dipendente dall'incremento di acidità che si desidera ottenere. In seguito, il latte viene trasferito nelle caldaie di lavorazione (solitamente sono vasche polivalenti in acciaio inox), viene aggiunto il caglio liquido o in pasta e viene portato alla temperatura di coagulazione, compresa tra i 20 °C e i 40 °C e scelta in funzione del formaggio che si vuole produrre. L'aggiunta del caglio determina, per effetto della precipitazione della frazione caseinica del latte, la formazione di un coagulo (la cagliata) e la separazione del siero, un sottoprodotto ad elevata concentrazione proteica che viene utilizzato per la produzione della ricotta. Termina la fase di coagulazione, la cui durata è influenzata dalle caratteristiche del latte e dalle sue modalità di riscaldamento nelle vasche, la cagliata viene frammentata in grumi per facilitarne lo spurgo dal siero. La rottura della cagliata può essere effettuata manualmente, tramite gli spini (bastoni dotati alle estremità di fili e lamine capacitanti in acciaio inox), o meccanicamente, utilizzando i dispositivi interni a velocità programmabile di cui sono dotate le vasche polivalenti. Il grado di frammentazione dipende dal formaggio che si deve realizzare: in particolare, i grumi saranno più grossolani per la produzione di formaggi freschi, molli e paste filate, mentre saranno molto piccoli per i formaggi stagionati. Successivamente alla rottura, la

<sup>1</sup> Per il caseificio "grande" non sono stati ottenuti tutti i dati di consumo e produzione di latte e dunque non è stato possibile valutare tutti gli indicatori rappresentati nelle figure 12-14, in cui esso per questo non compare.

cagliata viene estratta dalla vasca di lavorazione e disposta negli stampi di formatura. Il fenomeno di spurgo del siero, che prosegue anche in questa fase, se necessario può essere agevolato dalla pressatura delle forme. La fase successiva è quella di salatura, tramite la quale si conferisce la sapidità al prodotto e si contribuisce alla sua conservazione, grazie alle proprietà antisettiche del sale. La salatura può essere eseguita sia a secco, spargendo il sale direttamente sulle forme, sia in umido, immergendo le forme in una soluzione salina a concentrazione e temperatura dipendenti dalle caratteristiche che si vogliono ottenere per il prodotto. L'ultima fase del processo di caseificazione è la stagionatura, tramite la quale si realizzano la riduzione del contenuto d'acqua ancora presente nelle forme (asciugatura) e la degradazione dei macronutrienti da parte degli enzimi del latte e dei batteri presenti. La stagionatura si svolge in celle a temperatura e umidità controllate, per tempi che possono variare da pochi giorni per i formaggi molli a parecchi mesi per i formaggi stagionati. Infine, i formaggi freschi vengono confezionati in idonei involucri per alimenti, mentre i prodotti stagionati vengono sottoposti ad un'ulteriore lavorazione che ne prevede la spazzolatura, il lavaggio con acqua, la ceratura e la successiva asciugatura. A questo punto i prodotti finiti sono pronti per la distribuzione e la vendita. Il siero, che si separa dalla cagliata durante la caseificazione, viene aspirato tramite delle pompe dalle vasche polivalenti e inviato verso una caldaia, all'interno della quale deve essere riscaldato sino alla temperatura di coagulazione delle siero-proteine, che si attesta intorno agli 80-90 °C. In questo modo, dopo un certo tempo si ottiene l'affioramento in superficie di un coagulo, la ricotta, che viene successivamente messo in apposite forme a sgocciolare per almeno 12 ore. Infine, la ricotta viene incartata e trasferita in cella frigorifera. La parte liquida che rimane da questa lavorazione, chiamata scotta, deve essere smaltita come rifiuto.

Le aziende esaminate realizzano una grande varietà di prodotti caseari, tra cui formaggi molli e formaggi stagionati. Le attività produttive sopradescritte, che si possono ritenere rappresentative di un generico caseificio, possono essere svolte grazie alla presenza di varie attività di supporto, tra le quali hanno particolare importanza:

- L'approvvigionamento di energia elettrica;
- La produzione di energia termica;
- L'approvvigionamento idrico;
- La depurazione dei reflui e lo smaltimento dei rifiuti;
- La movimentazione dei materiali;
- Il lavaggio dei serbatoi e dei macchinari e la pulizia dei locali.

L'energia termica di cui l'azienda necessita è fornita da caldaie a gas naturale.

I fabbisogni di energia sono riconducibili ai diversi processi presenti nel caseificio, di seguito riportati:

- Asciugatura dei formaggi;
- Stagionatura dei formaggi;
- Lavaggio e ceratura delle forme;
- Cottura del siero per la produzione della ricotta;
- Riscaldamento dell'acqua utilizzata per i lavaggi.

Per le ultime attività è richiesta acqua ad alta temperatura (90°C, ritorno a 70°C), per le prime sono sufficienti temperature più basse (70°C-50°C).

Gli andamenti temporali delle attività illustrate determinano l'andamento giornaliero della domanda termica, dato che tutte le lavorazioni avvengono durante la giornata a carichi variabili. Le figure 16 e 17 mostrano l'andamento giornaliero delle attività per due aziende, che nel seguito verranno prese come riferimento per i casi di studio e cui si farà riferimento come "caseificio piccolo" (Azienda F) e "caseificio grande". Il caseificio G, il cui coinvolgimento è stato prezioso per lo studio dei processi nel settore, non verrà tuttavia preso in considerazione direttamente per lo sviluppo dei casi di studio in quanto, in base alla preliminare analisi dei consumi complessivi, le dimensioni e i consumi sono piuttosto ridotti (elabora annualmente circa 5000 t di latte, ovvero circa la metà rispetto al caseificio piccolo) e poco compatibili con i requisiti produttivi e le disponibilità di calore di scarto dell'azienda di filiera considerata nelle analisi.



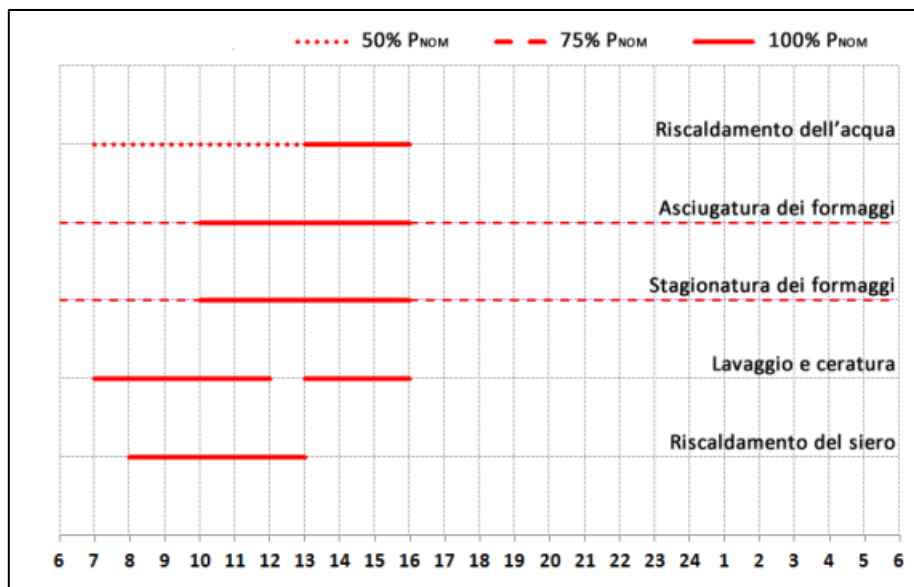


Figura 16. Distribuzione oraria delle lavorazioni caseificio "piccolo"

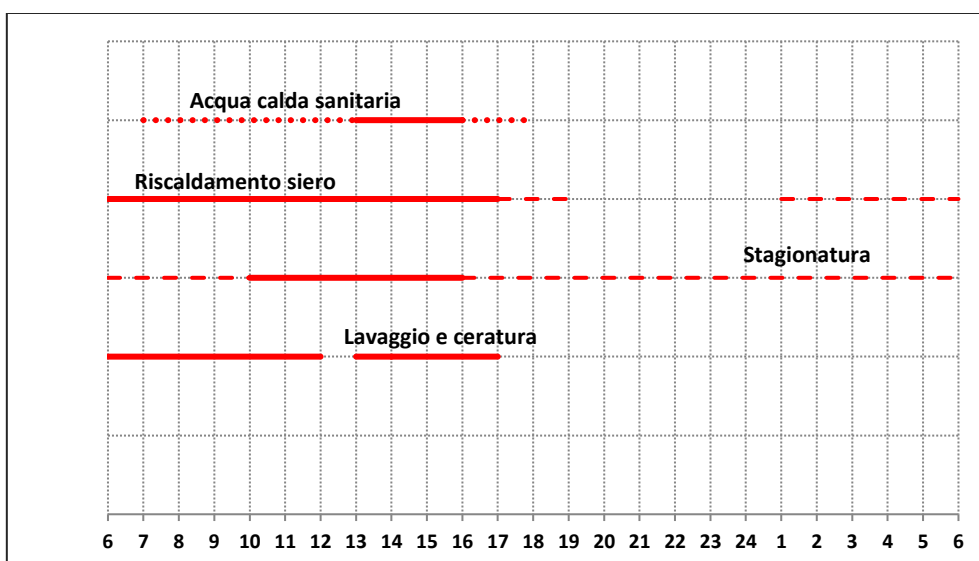


Figura 17. Distribuzione oraria delle lavorazioni caseificio "grande"

L'asciugatura dei formaggi avviene in celle all'interno delle quali devono sussistere determinati valori di temperatura e umidità, generalmente dell'ordine di 12°C e dell'80%, rispettivamente. Tali condizioni sono normalmente garantite da unità di trattamento dell'aria aventi due sezioni, la prima di raffreddamento dell'aria e la seconda di riscaldamento dell'aria. Le celle sono definite di asciugatura in quanto all'interno di esse i formaggi perdono progressivamente una buona parte del proprio contenuto acquoso. Sulla base della quantità di acqua che ogni mese viene asportata dalle forme è possibile calcolare la potenza termica (e quella frigorifera) necessaria all'asciugatura. L'asportazione dell'acqua avviene grazie all'immissione nelle celle di aria trattata attraverso la trasformazione mostrata in figura 18.

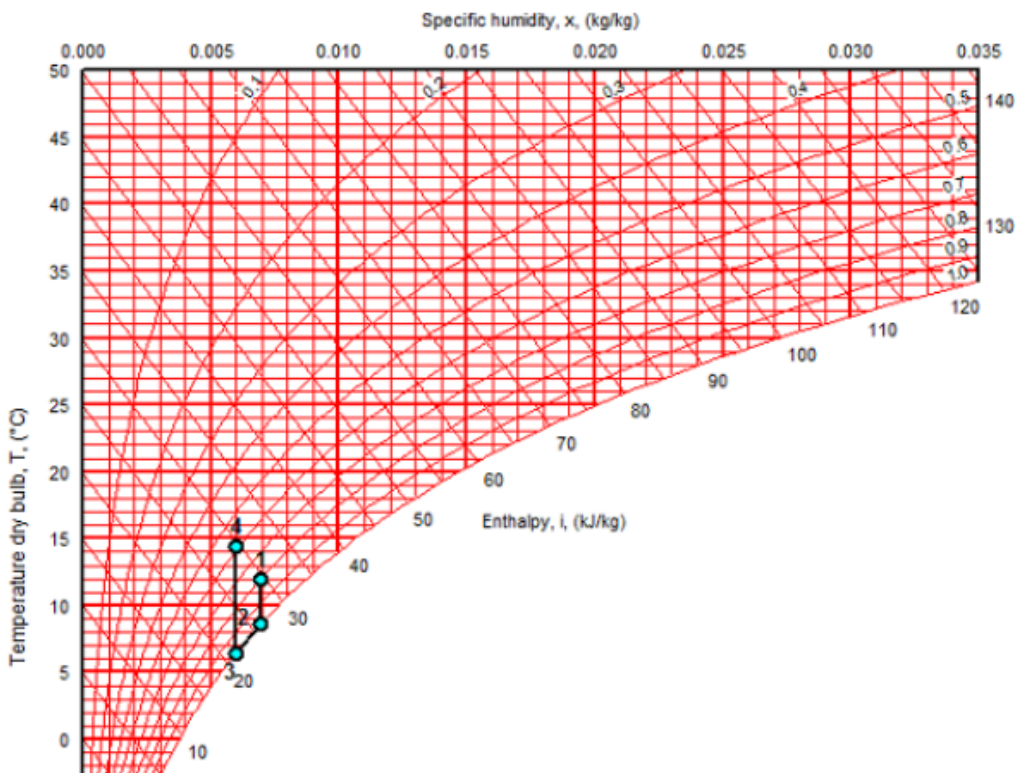


Figura 18. Trasformazione di deumidificazione

La potenza termica [kW] impiegate per la sezione di riscaldamento viene calcolata utilizzando l’eq. 11.

$$P_{termica,deumidificazione} = \dot{m}_{aria} * (H_4 - H_3) \tag{11}$$

dove  $\dot{m}_{aria}$  è la portata d’aria [kg/s] e H è l’entalpia specifica [kJ/kg].

La tabella 4 riporta i valori relativi alle energie per la deumidificazione per il caseificio “piccolo”.

Mese	Giorni	Energia termica kWh
NOV	30	0
DIC	31	72912
GEN	31	99696
FEB	28	102144
MAR	31	120528
APR	30	118080
MAG	31	113088
GIU	30	90720
LUG	31	72912
AGO	31	61008
SET	30	0
OTT	31	0

Tabella 4 Energia termica mensile per la deumidificazione dell’aria nel caseificio “piccolo”

Un altro carico da considerare è dovuto all’energia dell’aria di rinnovo introdotta nelle celle in seguito all’apertura delle porte. Data la portata volumetrica d’aria di rinnovo e il numero di cambi d’aria giornalieri, è possibile calcolare l’energia termica utilizzando l’equazione 12. La trasformazione subita dall’aria di rinnovo è rappresentata in figura 19, nella quale viene mostrato il raffreddamento sensibile cui va incontro l’aria di

rinnovo che entra nelle celle (da 2 a 3). Dalle condizioni in 3 a quelle in 4 ha luogo il raffreddamento con deumidificazione, infine l'aria si porta alle condizioni interne delle celle, rappresentate dal punto 1, tramite un riscaldamento sensibile. In questa analisi, siamo interessati solamente alla domanda di energia termica, di conseguenza facciamo riferimento solo alla trasformazione 4-1.

$$P_{termica,rinnovo} = \dot{V}_{celle} * n_{ricambi} * \rho_{aria} * \Delta H * GM \quad (12)$$

dove,  $GM$  sono i giorni al mese,  $\Delta H$  è il salto entalpico a seguito della trasformazione 4-1 ( $H_1 - H_4$ ) espresso in specifica [kJ/kg],  $\rho_{aria}$  è la densità dell'aria [kg/m<sup>3</sup>].

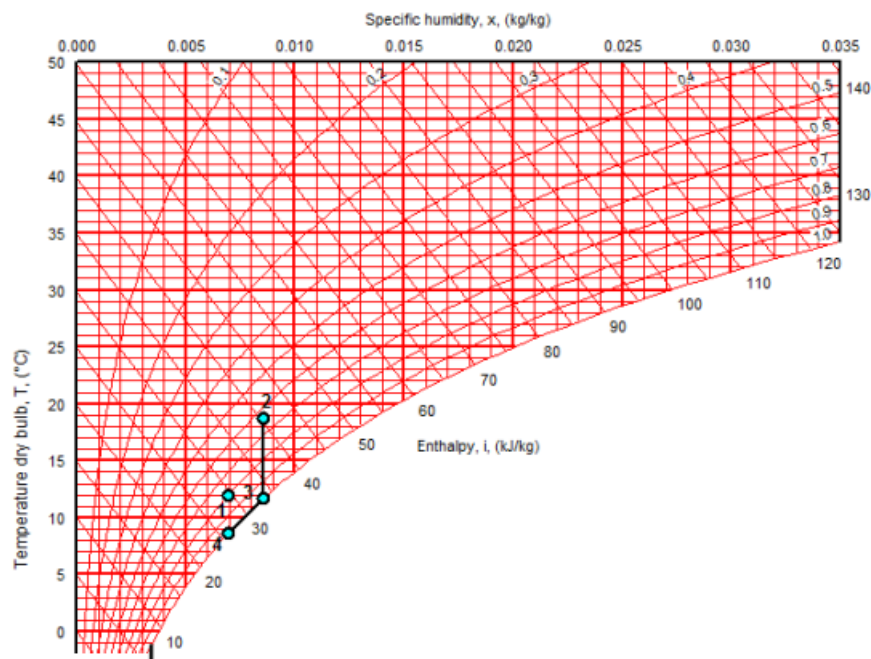


Figura 19. Trasformazione dell'aria di rinnovo

La tabella 5 riporta i valori relativi al fabbisogno termico per l'aria di rinnovo per il caseificio piccolo.

Mese	Giorni	Energia termica
		kWh
NOV	30	342
DIC	31	354
GEN	31	354
FEB	28	319
MAR	31	354
APR	30	342
MAG	31	354
GIU	30	342
LUG	31	354
AGO	31	354
SET	30	342
OTT	31	354

Tabella 5 Energia termica mensile per l'aria di rinnovo per il caseificio piccolo

La stagionatura dei formaggi ha luogo all'interno di celle frigorifere e dura tipicamente un mese per i formaggi molli e due mesi per i formaggi stagionati. All'interno delle celle devono sussistere determinati valori di umidità e temperatura, nello specifico:

- Temperatura: 5°C;
- Umidità relativa: 85%.

In questo caso si hanno prevalentemente carichi frigoriferi.

Durante il periodo di conservazione all'interno delle celle frigorifere, le forme di formaggio vengono prelevate per essere sottoposte ai processi di lavaggio e ceratura. Le forme vengono lavate per rimuovere dalla superficie le muffe, successivamente vengono asciugate, cerate e riposte nelle celle il più tempestivamente possibile. L'asciugatura avviene esponendo le forme ad un flusso d'aria trattata che determinano delle condizioni alla mandata pari a:

- Temperatura: 30°C;
- Umidità relativa: 40%.

Le condizioni di aspirazione, cioè quelle all'interno delle celle di lavaggio e ceratura dopo la deumidificazione, sono:

- Temperatura: 22°C;
- Umidità relativa: 80%.

La portata d'aria è una miscelazione con l'aria esterna, 1/3 della portata è aria di rinnovo mentre 2/3 della portata è aria di ricircolo. In figura 20 è riportata la trasformazione di deumidificazione eseguita durante il processo di lavaggio e ceratura. L'aria esce dalla unità di trattamento dell'aria nelle condizioni rappresentate dal punto 1, si umidifica isoentalpicamente fino al punto 2 asciugando le forme. Il punto 3 rappresenta le condizioni dell'aria di rinnovo. Tramite l'equazione per le miscele si ottengono le condizioni rappresentate nel punto 4. Per riportare l'aria nelle condizioni del punto 1 sarà necessario raffreddare, deumidificare e riscaldare.

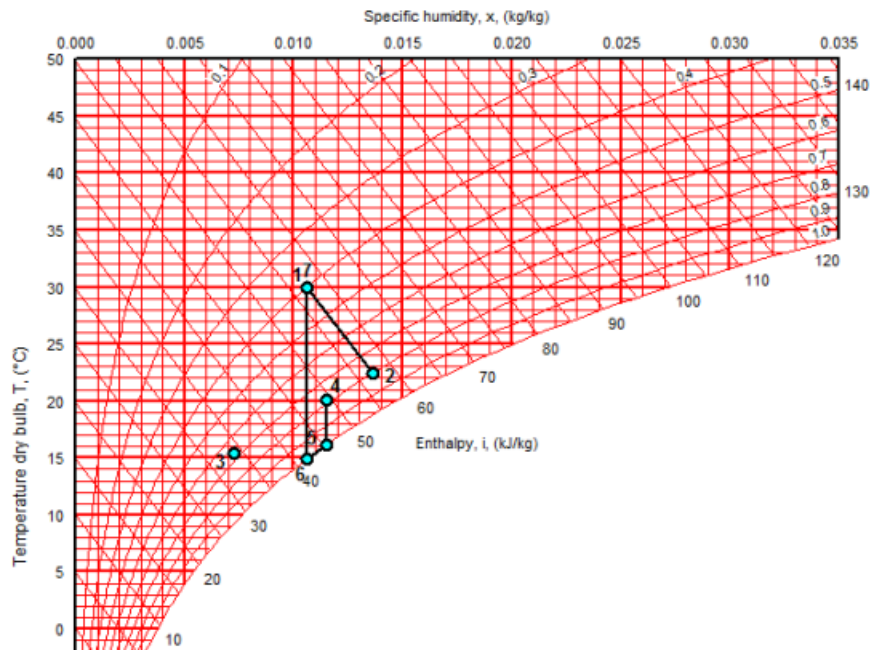


Figura 20 Trasformazione di deumidificazione per il processo di lavaggio e ceratura

Una volta ricavati i salti entalpici è possibile valutare i carichi frigoriferi e termici tramite l'equazione 13

$$P_{lavaggio,ceratura} = \dot{m}_{aria} * \Delta H * GM \quad (13)$$

dove,  $\dot{m}_{aria}$  è la portata d'aria giornaliera [kg/giorno], GM sono i giorni lavorativi mensili e  $\Delta H$  è il salto entalpico [kJ/kg].

Un ulteriore richiesta di energia termica deriva dal riscaldamento dell'acqua impiegata per i lavaggi. La domanda di energia termica è stata calcolata a partire dai seguenti dati di ingresso [25]:

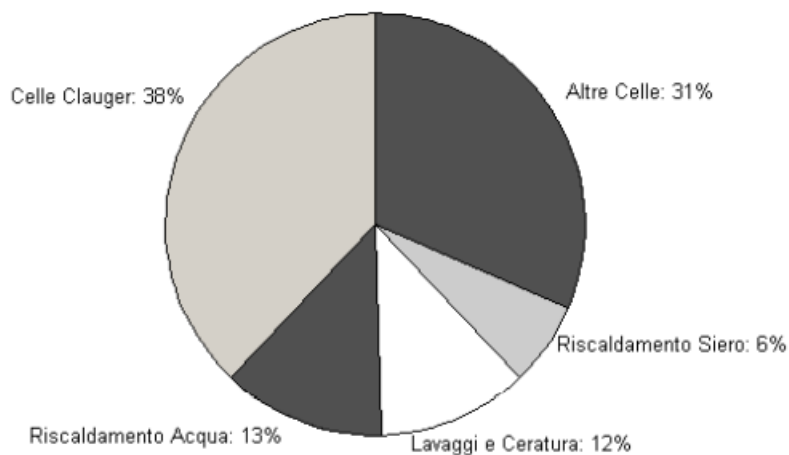
- Temperatura dell'acqua di rete ( $T_{acqua,rete}$ ): 15°C;
- Temperatura dell'acqua di lavaggio ( $T_{acqua,lavaggio}$ ): 50°C.

La formula utilizzata per il calcolo della potenza termica [kW] è stata riportata nell'equazione 14

$$P_{lavaggi} = \dot{m}_{acqua} * C_{P,acqua} * \rho_{acqua} * (T_{acqua,lavaggio} - T_{acqua,rete}) \quad (14)$$

dove,  $\dot{m}_{acqua}$  è la portata volumetrica d'acqua giornaliera [m<sup>3</sup>/giorno],  $C_{P,acqua}$  è il calore specifico dell'acqua [kJ/kg\*K] pari a 4,186 e  $\rho_{acqua}$  è la densità dell'acqua [kg/m<sup>3</sup>] pari a 1000.

La figura 21 riporta la distribuzione dei carichi termici richiesti dai vari processi produttivi nel caseificio piccolo.



**Figura 21. Distribuzione dei carichi termici caseificio piccolo**

Partendo dai dati degli audit di stabilimento, dalle equazioni di calcolo dei carichi termici e dall'andamento temporale osservato delle diverse attività si sono ottenute le curve di carico termico medio autunnale (ottobre gennaio) e del resto dell'anno, rappresentate in Figura 22. Le curve sono rappresentative dei consumi orari di un giorno tipico di ogni mese e si osserva che la potenza termica oraria richiesta dal caseificio è compresa tra i 120 kW e i 350 kW.

Per il caseificio grande si è proceduto in maniera analoga. Mentre i profili di figura 22 si riferiscono solo alla domanda a bassa temperatura, nel caseificio grande (figura 23) viene presa in considerazione anche la richiesta di calore complessiva ad elevata temperatura, 70-90°C. Il calore disponibile a questa temperatura può essere impiegato anche per la pastorizzazione del latte oppure per la cottura del siero per la produzione della ricotta.

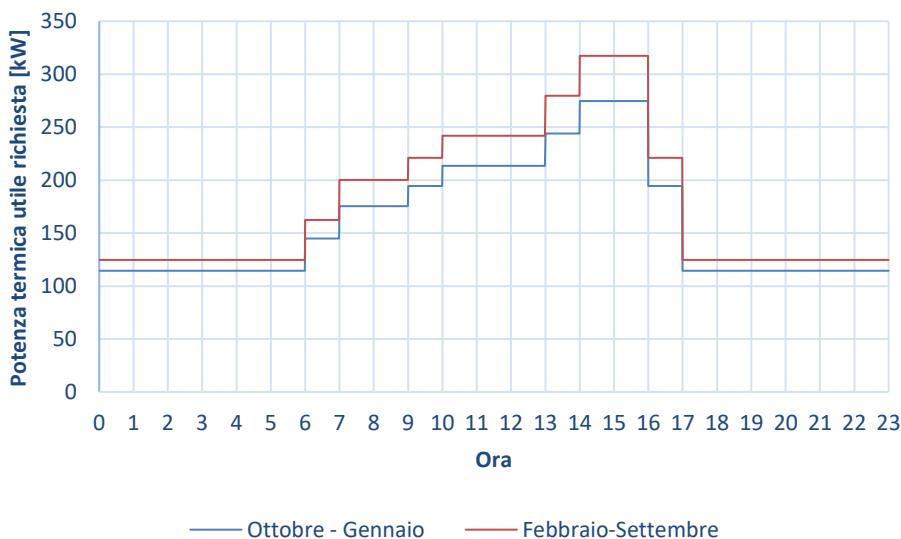


Figura 22. Profilo di carico orario caseificio “piccolo” in autunno e nel resto dell’anno

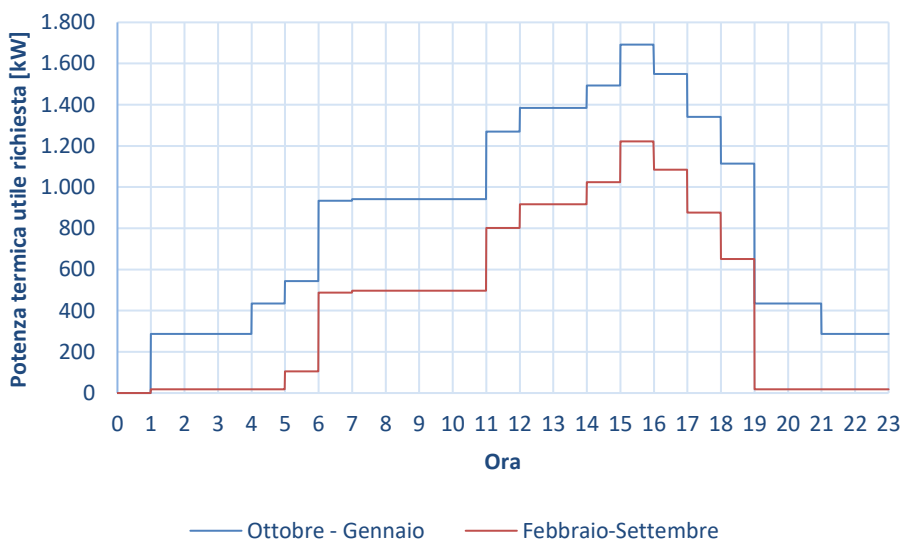


Figura 23. Profilo di carico orario caseificio “grande” in autunno e nel resto dell’anno

2.3.3 Andamenti giornalieri e stagionali della domanda termica di serre di orticoltura ottenuti dall’implementazione di modelli tecnici disponibili in letteratura.

A completamento dell’indagine sui profili reali di consumo di aziende agroindustriali si è anche sviluppato un modello per la stima dei profili di carico di serre orticole, che sono state individuate in letteratura come potenziali utenze a bassa temperatura nella prima indagine [1] e che sono di interesse per lo sviluppo di un caso studio.

Per il modello di calcolo della serra abbiamo fatto riferimento alla ricerca condotta da [26]. I dati necessari alla derivazione del modello di calcolo per la serra provengono da diverse fonti:

- Questionari diretti ai coltivatori locali;
- Informazioni fornite da autorità locali e dalle associazioni dei coltivatori;

- Reti agro-meteorologiche regionali;
- Studi scientifici sull'agricoltura in serra e sui bilanci energetici delle serre.

Il modello di calcolo di [26] si basa su dati raccolti in due comuni appartenenti alla provincia di Lecce: Leverano e Taviano. Il territorio di Lecce è caratterizzato dalla più alta concentrazione di serre, con 5,5 km<sup>2</sup> di territorio coperto da serre su un totale di 18,17 km<sup>2</sup> dell'intera regione Puglia (vedi figura 24).

Province	Land occupied by greenhouses (m <sup>2</sup> )	Greenhouse farms (n)	Average greenhouse size (m <sup>2</sup> )
Foggia	4,479,600	170	26,300
Bari	4,225,200	459	9200
Taranto	847,500	70	12,100
Brindisi	1,433,700	125	11,400
Lecce	5,502,200	798	6800
BAT	1,682,700	69	24,300
Apulia total	18,171,200	1691	10,700

**Figura 24. Territorio occupato da serre [m<sup>2</sup>], numero di serre e dimensione media delle serre nelle provincie della regione Puglia [26]**

Il questionario rivolto agli agricoltori era costituito da diverse sezioni: una sezione generale e tre sezioni specifiche. Nella sezione generale, le informazioni raccolte hanno delineato la locazione, il tipo di raccolto, i metodi ed i periodi di coltivazione delle aziende agricole. Le sezioni specifiche hanno permesso di raccogliere informazioni per definire i fabbisogni di energia termica delle serre e per investigare i costi e i consumi del riscaldamento. Le domande sono state formulate sulla base della letteratura scientifica riguardante i consumi di energia e i fabbisogni termici delle serre. In particolare, la prima sezione specifica si concentra sulle caratteristiche strutturali delle serre: forma, dimensioni, materiali e tipologia di copertura. La seconda sezione si interessa ai parametri del clima interno alle serre e la terza sezione si focalizza sui sistemi di riscaldamento impiegati, sulle modalità di distribuzione del calore e sui consumi annuali di combustibile. Il clima esterno è uno dei fattori chiave della produzione in serra. La temperatura esterna e la radiazione solare globale, insieme alle precipitazioni e alla velocità del vento sono i fattori che influenzano la progettazione e le richieste di riscaldamento delle serre. Per ricavare i fabbisogni di riscaldamento delle serre sono stati usati come dati in ingresso la temperatura esterna, l'intensità della radiazione solare e la velocità del vento. I dati ottenuti dai questionari sono stati utilizzati per generare un modello della serra per il calcolo dei fabbisogni di riscaldamento. Il modello derivato fa riferimento ad una tipologia di serra molto frequente nel territorio preso in esame dall'articolo di [26], ma anche lavori svolti da alcuni degli autori per il Nord Italia [30] confermano che questa tipologia è diffusa sull'intero territorio nazionale ed è applicata proprio per le colture in foglia. I modelli di calcolo sviluppati hanno quindi validità generale. La serra di riferimento ha copertura semicircolare costituita da tubi di acciaio zincato rivestita da un unico strato di film di polietilene. I rivestimenti in polietilene vengono impiegati molto comunemente per proteggere le coltivazioni in quanto permettono un'elevata trasmissione della luce, sono trasparenti alla radiazione termica, flessibili e più economici rispetto ad altri materiali usati per il rivestimento. L'unità base della serra (vedi figura 25) è lunga 40 m, larga 8,5 m, la parete laterale è alta 2,50 m mentre il punto più alto del tetto raggiunge i 4 m. La superficie totale coperta da una singola unità base è pari a 340 m<sup>2</sup>, affiancando tra loro più unità base si genera una serra a più campate.

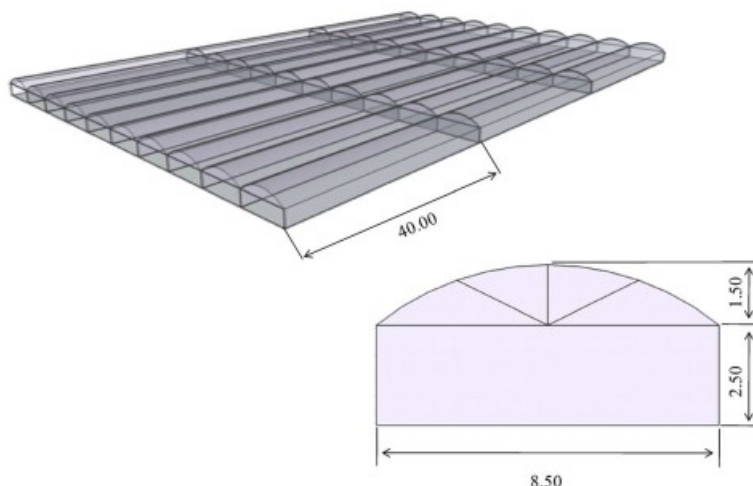


Figura 25. Unità base del modello di calcolo della serra [26]

Un fabbricato costituito da 30 moduli copre una superficie in pianta di 10.200 m<sup>2</sup>. Nel modello di calcolo si assume che modulo della serra abbia l’asse longitudinale orientato in direzione N-S.

Per il bilancio energetico della serra si devono considerare le perdite di calore per conduzione, per convezione e per irraggiamento ed inoltre i contributi solari ed artificiali interni e/o esterni alla serra. Il calcolo della domanda di riscaldamento richiede di quantificare e caratterizzare tutti gli input e tutti i flussi di calore da e verso la serra. In particolare, la quantità di calore necessaria per mantenere la temperatura ottimale durante i periodi di coltivazione all’interno della serra può essere ottenuta sommando la quantità di calore che si perde e che deve essere sostituita. Per il calcolo dei fabbisogni di energia termica l’articolo [26] propone un modello di calcolo semplificato. La quantità di calore necessaria per assicurare un’adeguata temperatura interna della serra si calcola considerando l’equazione 15

$$Q_{utenza} = Q_k - Q_s \tag{15}$$

dove,  $Q_{utenza}$  è il calore totale richiesto dalla serra [W],  $Q_k$  è la quantità di perdite di calore dalla serra [W] e  $Q_s$  è la radiazione solare in entrata [W]. I flussi in uscita dalla serra sono assunti negativi mentre i flussi in entrata hanno segno positivo. In accordo con l’equazione 15, se  $Q_{utenza}$  ha valore positivo significa che la serra deve essere riscaldata mentre se  $Q_{utenza}$  è negativo la serra deve essere raffreddata.

Le perdite di calore per la serra hanno due componenti:

1. Le perdite di calore attraverso le pareti e il tetto;
2. Le perdite per ventilazione ed infiltrazione dovute al riscaldamento dell’aria esterna.

Nel modello di calcolo di [26] sono state assunte condizioni invernali non ventilate e nell’equazione 5.1 le perdite di calore dalla serra ( $Q_k$ ) sono state calcolate come la somma delle perdite di calore attraverso il rivestimento  $Q_{cci}$  e delle perdite di calore per infiltrazione  $Q_i$ , collegate alle perdite di aria. Queste perdite non sono trascurabili e possono diventare significative soprattutto per le serre in polietilene. Nella progettazione delle serre, l’infiltrazione viene generalmente analizzata tramite il metodo del ricambio d’aria. Questo metodo si basa sul numero di ricambi d’aria all’ora, ovvero quante volte all’ora l’aria interna viene sostituita con l’aria fredda proveniente dall’esterno. Il numero di ricambi d’aria dipende dalla velocità del vento, dai parametri costruttivi della serra e dalla temperatura interna ed esterna. Le perdite di calore attraverso il rivestimento della serra  $Q_{cci}$  si possono quantificare mediante l’equazione 16.

$$Q_{cci} = A_c * K_r * (T_e - T_i) \tag{16}$$

Il coefficiente globale di trasmissione del calore ( $K_r$ ) dipende da vari fattori: dal tipo di rivestimento; dagli impianti di riscaldamento utilizzati; dalla velocità del vento; dalla temperatura interna ed esterna; dalla temperatura del rivestimento. Nel modello di [26] il valore del coefficiente globale di trasmissione del calore



è pari a  $K_r = 9,3 \text{ W/m}^2\text{°C}$  per un rivestimento costituito da un singolo strato di film in polietilene ( $200 \mu\text{m}$ ) esposto ad un vento di bassa intensità. Il valore assunto per questo modello è più alto rispetto al solito in quanto prende in considerazione sia le perdite per conduzione attraverso le pareti ed il tetto sia le perdite per irraggiamento dovute al passaggio attraverso il rivestimento di una parte della radiazione infrarossa proveniente dal suolo e dalla pianta. Le perdite per infiltrazione  $Q_i$  sono determinate usando l'equazione 17.

$$Q_i = N_{ac} * V * \rho_a * C_a * (T_e - T_i) \quad (17)$$

dove,  $N_{ac}$  è il numero di cambi d'aria all'ora assunto pari a 0,8 ricambi/ora. Il numero di ricambi d'aria all'ora dipende dalla tenuta all'aria della serra e dalla velocità del vento.  $V$  è il volume della serra [ $\text{m}^3$ ],  $\rho_a$  è la densità dell'aria [ $\text{kg/m}^3$ ],  $C_a$  è il calore specifico dell'aria [ $\text{kJ/kg}^\circ\text{C}$ ],  $T_e$  e  $T_i$  sono le temperature esterne ed interne [ $^\circ\text{C}$ ], rispettivamente.

Di conseguenza, le perdite di calore della serra  $Q_s$  si trovano sommando i due contributi:  $Q_{cci}$  e  $Q_i$ . Infine, la radiazione solare che entra nella serra ( $Q_s$ ) è calcolata mediante l'equazione 18.

$$Q_s = \tau * I * A_b \quad (18)$$

dove,  $\tau$  è la trasmittività della copertura della serra pari a 0,92.  $I$  è la radiazione solare sulla superficie orizzontale [ $\text{W/m}^2$ ] e  $A_b$  è la superficie in pianta della serra [ $\text{m}^2$ ].

Il valore della trasmittività della copertura ( $\tau$ ) influenza fortemente i fabbisogni di riscaldamento. La sua sovrastima comporta una sottostima del carico di riscaldamento richiesto dalla serra. Il valore di  $\tau$  può essere diverso da quello teorico in quanto nella pratica dipende da: sporcizia, deposito di polvere, invecchiamento, locazione e dalla presenza di condensa sulla superficie interna del rivestimento. Nell'equazione 18, gli effetti del deposito di sporco e della condensa sul rivestimento della serra sono stati trascurati e il valore della trasmittività assunto pari a 0,92 è uguale a quello di un film in polietilene secco e pulito. Questa scelta nasce dalla considerazione che trascurare la condensazione non ha alcun effetto sulla temperatura dell'aria interna simulata di una serra attiva. Con serra attiva si intende una serra nella quale il controllo del microclima interno avviene attivamente mediante il riscaldamento e la ventilazione.

La tabella 6 riassume tutti i valori dei parametri adottati per il calcolo del fabbisogno termico della serra.

PARAMETRI	VALORI
Rivestimento	Film in polietilene
Spessore del rivestimento	$200 \mu\text{m}$
Coefficiente globale di trasmissione del calore $K_r$	$9,3 \text{ W/m}^2\text{°C}$
Numero di ricambi d'aria all'ora	0,8 ricambi/ora
Densità dell'aria $\rho_a$	$1,29 \text{ kg/m}^3$
Calore specifico dell'aria $C_a$	$1,005 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$
Trasmittività del rivestimento $\tau$	0,92
Temperatura esterna $T_e$	$^\circ\text{C}$
Temperatura interna $T_i$	$^\circ\text{C}$
Radiazione solare $I$	$\text{W/m}^2$

Tabella 6. Parametri adottati per l'analisi dei fabbisogni termici della serra

Il modello di calcolo sopradescritto è stato implementato in un file excel ("MODELLO DI CALCOLO DELLA SERRA") per ricavare i profili di domanda giornalieri richiesti dalla serra (figura 26).

MODULO BASE DELLA SERRA		DATI INVERNALI		DATI ESTIVI		PROFILI DOMANDA CALORE INVERNO						PROFILI DOMANDA DI CALORE ESTATE							
		h	Temperatura esterna T <sub>e</sub> [°C]	Radiazione solare I [kWh/m <sup>2</sup> ]	h	Temperatura esterna T <sub>e</sub> [°C]	Radiazione solare I [kWh/m <sup>2</sup> ]	h	Q <sub>1</sub> [kWh]	Q <sub>2</sub> [kWh]	Q <sub>3</sub> [kWh]	Q <sub>4</sub> [kWh]	Q <sub>5</sub> [kWh]	h	Q <sub>1</sub> [kWh]	Q <sub>2</sub> [kWh]	Q <sub>3</sub> [kWh]	Q <sub>4</sub> [kWh]	Q <sub>5</sub> [kWh]
Lunghezza	40 m	0	2,7	0,000	0	13,7	0,000	0	319	27	346	0	346	0	138	12	149	0	149
Larghezza	8,5 m	1	2,6	0,000	1	13,0	0,000	1	321	28	349	0	349	1	148	13	161	0	161
Altezza parete	2,8 m	2	2,1	0,000	2	13,1	0,000	2	330	28	358	0	358	2	147	13	169	0	169
Altezza centro campata	4 m	3	2,4	0,000	3	13,1	0,000	3	324	28	351	0	351	3	148	13	160	0	160
Area in pianta	340 m <sup>2</sup>	4	1,9	0,000	4	12,7	0,000	4	332	29	361	0	361	4	154	13	167	0	167
Area totale coperta	444,27 m <sup>2</sup>	5	0,7	0,000	5	12,9	0,000	5	353	30	383	0	383	5	150	13	163	0	163
Volume	1.235,33 m <sup>3</sup>	6	1,4	0,000	6	12,6	0,001	6	341	29	370	0	370	6	155	13	168	1	168
PARAMETRI PER IL DIMENSIONAMENTO		7	0,8	0,000	7	12,5	0,011	7	351	30	381	0	381	7	157	13	170	14	166
Coefficiente globale di trasmissione del calore K	9,3 kWh/m <sup>2</sup> °C	8	1,6	0,000	8	13,5	0,061	8	337	29	366	0	366	8	140	12	162	76	75
Numero di ricambi d'aria all'ora	0,8 h <sup>-1</sup>	9	2,1	0,017	9	16,0	0,207	9	330	28	359	0	359	9	99	9	107	252	0
Densità dell'aria	1,29 kg/m <sup>3</sup>	10	4,8	0,099	10	17,3	0,382	10	295	25	319	0	319	10	79	7	85	478	0
Calore specifico dell'aria c <sub>p</sub>	1,006 kJ/kg°C	11	8,2	0,207	11	18,2	0,470	11	228	20	248	0	248	11	64	5	69	588	0
Trasmissività del investimento τ	0,32 °C	12	9,5	0,283	12	18,9	0,526	12	206	18	224	0	224	12	52	4	57	658	0
Temperatura interna T <sub>i</sub>	20 °C	13	10,0	0,302	13	19,3	0,570	13	188	17	205	0	205	13	44	4	48	719	0
		14	10,6	0,288	14	19,5	0,541	14	188	16	204	0	204	14	41	4	44	677	0
		15	10,7	0,305	15	20,2	0,593	15	187	16	203	0	203	15	30	3	33	742	0
		16	10,4	0,219	16	20,0	0,417	16	182	17	209	0	209	16	34	3	37	621	0
		17	9,7	0,113	17	20,3	0,332	17	204	18	221	0	221	17	28	2	31	416	0
		18	7,5	0,029	18	19,4	0,209	18	240	21	261	0	261	18	42	4	46	262	0
		19	5,8	0,002	19	18,0	0,080	19	289	23	291	0	288	19	67	6	73	101	0
		20	5,0	0,000	20	16,2	0,029	20	281	24	305	0	305	20	96	8	104	36	88
		21	4,3	0,000	21	14,7	0,003	21	282	25	317	0	317	21	100	10	111	4	107
		22	2,8	0,000	22	14,3	0,000	22	316	27	346	0	346	22	107	11	118	0	108
		23	3,1	0,000	23	13,9	0,000	23	-213	27	-286	0		23	134	12	145	0	145

Figura 26 Schermata del modello Excel di calcolo dei carichi termici della serra

I dati di input del modello sono:

- Temperatura interna (T<sub>i</sub>): varia a seconda del tipo di coltura.
- Numero di moduli base;
- Profili giornalieri della temperatura esterna (T<sub>e</sub>) per il periodo invernale e per quello estivo;
- Profilo giornaliero della radiazione solare [kW/m<sup>2</sup>] nel periodo invernale e nel periodo estivo.

In questa analisi sono stati testati tre diversi posizionamenti della serra: Nord Italia (provincia di Pordenone), Centro Italia (provincia di Teramo) e Sud Italia (provincia di Lecce).

Per ogni mese dell'anno è stato scelto un giorno rappresentativo della temperatura in quel mese (il ventunesimo giorno). I profili giornalieri di temperatura e della radiazione solare riferiti al periodo invernale e al periodo estivo sono stati calcolati facendo la media sui mesi del periodo.

I valori climatici relativi al Nord Italia (profili giornalieri della temperatura esterna e della radiazione solare) sono stati ricavati dall'archivio dati del sito "Osmer FVG" scegliendo la stazione di Vivaro (PN). Gli andamenti della temperatura e della radiazione solare ottenuti con i dati della stazione di Vivaro sono stati riportati in figura 27.

MEDIA PERIODO INVERNALE NOV-FEB			MEDIA PERIODO ESTIVO MAR-OTT		
hh	Temp. [°C]	Radiaz. [kW/m <sup>2</sup> ]	hh	Temp. [°C]	Radiaz. [kW/m <sup>2</sup> ]
0	2,7	0,000	0	13,7	0,000
1	2,6	0,000	1	13,0	0,000
2	2,1	0,000	2	13,1	0,000
3	2,4	0,000	3	13,1	0,000
4	1,9	0,000	4	12,7	0,000
5	0,7	0,000	5	12,9	0,000
6	1,4	0,000	6	12,6	0,001
7	0,8	0,000	7	12,5	0,011
8	1,6	0,000	8	13,5	0,061
9	2,1	0,017	9	16,0	0,207
10	4,8	0,099	10	17,3	0,382
11	8,2	0,207	11	18,2	0,470
12	9,5	0,283	12	18,9	0,526
13	10,0	0,302	13	19,3	0,570
14	10,6	0,288	14	19,5	0,541
15	10,7	0,305	15	20,2	0,593
16	10,4	0,219	16	20,0	0,417
17	9,7	0,113	17	20,3	0,332
18	7,5	0,029	18	19,4	0,209
19	5,8	0,002	19	18,0	0,080
20	5,0	0,000	20	16,2	0,029
21	4,3	0,000	21	14,7	0,003
22	2,8	0,000	22	14,3	0,000
23	3,1	0,000	23	13,9	0,000

Figura 27 Profili medi giornalieri, invernali ed estivi, della temperatura esterna e della radiazione solare (Nord Italia)

I valori climatici relativi al Centro e Sud Italia (profili giornalieri di temperatura esterna e radiazione solare) sono stati ricavati dal software PVGIS usando l'anno meteorologico tipico (ogni mese fa riferimento all'anno più vicino alla mediana sul decennio).

Per quanto riguarda il Centro Italia i dati climatici, ricavati dal software, si riferiscono alla provincia di Teramo. Gli andamenti della temperatura e della radiazione solare rappresentativi del microclima dell'Italia centrale sono stati riportati in figura 28.

MEDIA PERIODO INVERNALE NOV-FEB			MEDIA PERIODO ESTIVO MAR-OTT		
hh	Temp. [°C]	Radiaz. [kW/m <sup>2</sup> ]	hh	Temp. [°C]	Radiaz. [kW/m <sup>2</sup> ]
0	4,7	0,000	0	14,0	0,000
1	4,8	0,000	1	14,1	0,000
2	4,9	0,000	2	14,2	0,000
3	5,0	0,000	3	14,8	0,000
4	5,0	0,000	4	15,5	0,010
5	5,1	0,000	5	16,2	0,069
6	6,3	0,000	6	17,2	0,175
7	7,6	0,055	7	18,3	0,301
8	8,9	0,177	8	19,3	0,455
9	9,4	0,224	9	19,8	0,529
10	9,9	0,232	10	20,3	0,681
11	10,4	0,246	11	20,9	0,645
12	10,1	0,270	12	20,6	0,575
13	9,7	0,132	13	20,4	0,459
14	9,4	0,104	14	20,2	0,489
15	8,2	0,038	15	19,5	0,332
16	6,9	0,003	16	18,8	0,175
17	5,6	0,000	17	18,1	0,076
18	5,1	0,000	18	17,2	0,006
19	4,5	0,000	19	16,4	0,000
20	4,0	0,000	20	15,5	0,000
21	3,8	0,000	21	15,2	0,000
22	3,6	0,000	22	14,8	0,000
23	3,4	0,000	23	14,5	0,000

Figura 28: Profili medi giornalieri, invernali ed estivi, della temperatura esterna e della radiazione solare (Centro Italia)

Infine, per il dimensionamento della serra nel Sud Italia sono stati filtrati dal software PVGIS i dati climatici riferiti alla provincia di Lecce. Gli andamenti della temperatura e della radiazione solare rappresentativi del microclima meridionale ottenuti elaborando i dati del software sono stati riportati in figura 29.

MEDIA PERIODO INVERNALE NOV-FEB			MEDIA PERIODO ESTIVO MAR-OTT		
hh	Temp. [°C]	Radiaz. [kW/m <sup>2</sup> ]	hh	Temp. [°C]	Radiaz. [kW/m <sup>2</sup> ]
0	10,7	0,000	0	16,9	0,000
1	10,4	0,000	1	16,6	0,000
2	10,2	0,000	2	16,3	0,000
3	10,1	0,000	3	17,1	0,000
4	10,1	0,000	4	18,0	0,023
5	10,0	0,000	5	18,8	0,100
6	11,5	0,023	6	20,3	0,253
7	12,9	0,155	7	21,8	0,366
8	14,4	0,245	8	23,3	0,460
9	14,8	0,358	9	23,6	0,499
10	15,2	0,360	10	24,0	0,458
11	15,5	0,372	11	24,3	0,454
12	15,1	0,362	12	24,1	0,437
13	14,7	0,286	13	23,8	0,384
14	14,3	0,155	14	23,6	0,417
15	13,3	0,060	15	22,2	0,253
16	12,3	0,000	16	20,8	0,141
17	11,3	0,000	17	19,4	0,045
18	10,9	0,000	18	18,6	0,000
19	10,6	0,000	19	17,9	0,000
20	10,3	0,000	20	17,2	0,000
21	10,3	0,000	21	17,1	0,000
22	10,3	0,000	22	17,0	0,000
23	10,4	0,000	23	16,9	0,000

Figura 29: Profili medi giornalieri, invernali ed estivi, della temperatura esterna e della radiazione solare (Sud Italia)

I profili di carico termico riportati nelle figure 27-29 mostrano che la domanda delle serre ha picchi elevati ma è piuttosto discontinua, si riduce ovviamente nella stagione primaverile estiva e in generale nelle ore centrali del giorno. In base agli andamenti climatici, tale fenomeno sarà più evidente nelle regioni meridionali. Sarà quindi interessante valutare la fattibilità di recuperi esterni a favore di serre valutando i diversi contesti geografici all'interno del corrispondente caso studio.

## 2.4 Implementazione, aggiornamento e verifica del modello mediante analisi di sensitività

Il modello di valutazione economica è stato integrato nel programma esistente come descritto nella sezione 2.4.1. Il modello è stato quindi testato applicandolo ai profili giornalieri di domanda termica reali elaborati come descritto nella sezione 2.3, in modo da valutarne il comportamento nelle condizioni attese. Sono emerse delle limitazioni della impostazione iniziale, che sono state corrette apportando delle modifiche come di seguito descritto. Sono state effettuate ampie analisi di sensitività per valutare il comportamento del modello rispetto a condizioni diverse da quelle attese, anche alla luce delle ampie variazioni nei prezzi dell'energia e delle materie prime che i mercati hanno evidenziato nella fase finale del progetto.

### 2.4.1 Implementazione e struttura del programma

Si è sostanzialmente mantenuta la struttura del programma in Visual Basic realizzato nella precedente linea di attività, come rappresentata in sintesi nella schermata di Figura 30.

Il programma comprende sei fogli di calcolo e quattro moduli VBA in cui sono suddivise le funzioni di calcolo e rappresentazione. Sono liberamente accessibili a tutti gli utenti il foglio di INPUT e il foglio di OUTPUT. Nel foglio di input vengono riportati i parametri tecnici di riferimento (calori specifici, densità, temperatura del suolo) e, nelle celle evidenziate in rosso (vedi Figura 31) i parametri specifici dei processi termici delle aziende da valutare, che andranno inseriti da parte dell'utilizzatore. Essi comprendono le potenze termiche disponibili per il recupero presso l'azienda fornitrice e le relative temperature, nonché i profili di potenza richiesti dall'azienda utente, come descritto in sezione 2.4.2. Vanno anche indicate le temperature medie stagionali dell'aria esterna, utilizzate qualora si consideri l'uso di pompe di calore aria acqua come alternativa o complemento di caldaie a gas naturale presso la potenziale azienda utente nel caso AS IS, ovvero quando non è coinvolta in un processo di condivisione del calore in eccesso. Il modello di calcolo che consente la valutazione dei fabbisogni energetici dell'azienda utente con impianto a pompe di calore è contenuto nel foglio 6 (POMPA DI CALORE ARIA-ACQUA), accessibile agli utenti esperti.

Gli utenti esperti possono accedere anche al foglio SCENARIOS, che riporta analiticamente i risultati economici e ambientali per tutte le configurazioni selezionate, mentre il foglio OUTPUT, da integrare nell'interfaccia complessiva del progetto, è concepito per guidare l'utente comune a selezionare gli indicatori economici (LCC, VAN, TIR, PB, come descritto in sezione 2.1.1) ed energetico ambientali (Carbon footprint, Blue Water footprint e consumi di energia primaria, come descritto in [1]) di suo interesse e a visualizzarli rapidamente, unitamente ai principali parametri tecnici (diametro delle tubazioni del teleriscaldamento, potenza degli scambiatori etc.), per le configurazioni di interesse.

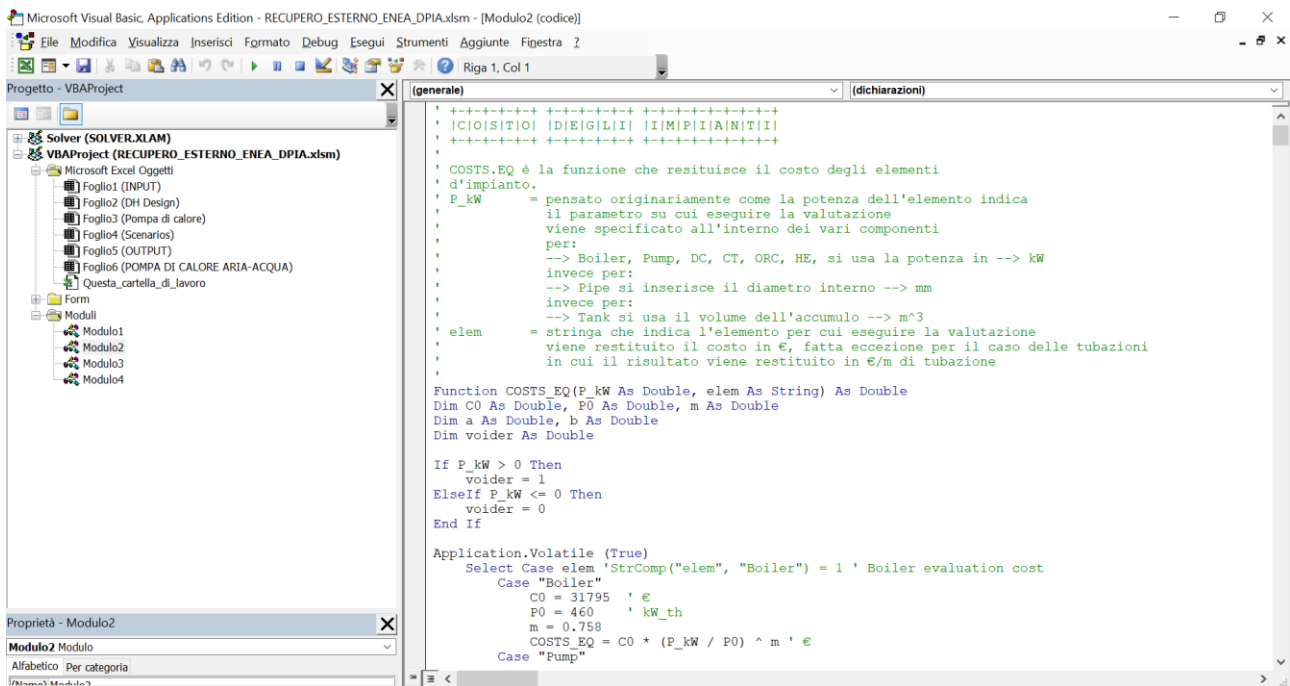


Figura 30: Struttura del programma

I moduli di calcolo VBA, non accessibili agli utenti, comprendono funzioni per il dimensionamento delle tubazioni di teleriscaldamento e il calcolo delle perdite termiche (Modulo 1), per il calcolo dei principali indicatori ambientali ed economici (Modulo 2) e per la gestione dell’output (Modulo 3 e 4).

#### 2.4.2 Modifiche e aggiornamento in base all’analisi di profili di domanda reali

L’analisi dei profili realistici di domanda ha portato a valutare l’effetto della stagionalità nella domanda di energia termica, e parimenti anche nell’offerta, che precedentemente [1] non era stato preso in considerazione. Il modello originale era stato infatti predisposto immaginando aziende di processo in cui fabbisogni e entità del calore dissipato fossero pressoché costanti nel tempo. In tabella 7 si mostra un esempio di dimensionamento dei componenti di impianto effettuato con la prima versione del software, ipotizzando che esista un recupero termico disponibile a 35°C (t ritorno 30 °C) per una potenza costante di 1000 kW e che con esso si vogliano coprire i fabbisogni termici del caseificio “grande”.

I dati da inserire nel foglio di INPUT comprendevano, nella versione iniziale del modello sviluppata nella LA 3.27, un’unica giornata tipo (vedi Figura 29): il profilo di carico che andava inserito era dunque un valore medio su tutto l’anno. Nell’esempio di Tabella 7, i fabbisogni risultano soddisfatti senza aggiunta di caldaie di integrazione, con un modesto accumulo termico (5 m<sup>3</sup>) e una pompa di calore acqua acqua dalla potenza utile di riscaldamento di 358 kW, necessaria ad elevare la temperatura di mandata ai 90°C richiesti dall’utenza.

Alla luce dei profili realistici esaminati in questa fase, si è introdotta nel software la modifica mostrata in figura 33: nella nuova versione vanno inseriti i profili di carico termico offerti e richiesti rispettivamente dal fornitore e dall’utenza per due diverse giornate tipo. È l’utente del software a decidere la stagione di cui le giornate tipo sono rappresentative, ed egli indica anche la durata in mesi di ciascuna stagione, per la quale il profilo di carico inserito va interpretato come valore medio.

		Dissipatore [kW]	Caldaia [kW]					
--	--	------------------	--------------	--	--	--	--	--

BASE con CALDAIA	Capacità	1000	1457					
		Dissipatore [kW]	Diametro tubi TLR [mm]	Pompa TLR [kW]	Scambiatore TLR [kW]	Caldaia [kW]	Accumulo [m <sup>3</sup> ]	PdC acqua acqua [kW]
DHT	Capacità - diametro - Volume	1000	87	15	991	0	5	358

**Tabella 7. Esempio dimensionamento caseificio grande basato su richiesta media annua, potenza recuperabile costante 1000 kW disponibili a 35°C**

Teleriscaldamento - Dati Tecnici				Profilo giornaliero domanda di calore dell'utenza				
				Ora	Domanda Utenza INVERNO	Domanda con PdC INVERNO	Domanda Utenza ESTATE	Domanda con PdC ESTATE
Nome	Simbolo	Valore	Unità	0	37	32	149	129
Calore specifico	C <sub>p</sub>	4,187	kJ/kgK	1	37	32	149	129
Temperatura acqua calda disponibile per recupero	Tmf	40	°C	2	37	32	149	129
Tritorno acqua post recupero	Trf	35	°C	3	37	32	149	129
Temperatura del suolo	Tt	15	°C o K	4	37	32	149	129
Salto termico teleriscaldamento	Δt	5	°C o K	5	37	32	149	129
Tritorno fluido freddo cliente	Trc	45	°C	6	71	62	232	200
Tmandata fluido cliente	Tmc	50	°C o K	7	71	62	232	200
Salto termico fluido cliente	Δt	5	°C o K	8	71	62	232	200
Densità acqua	ρ	1000	kg/m <sup>3</sup>	9	84	72	282	244
Velocità acqua	v <sub>acqua</sub>	2	m/s	10	84	72	282	244
Distanza tra Azienda 1 e Azienda 2	L <sub>rete</sub>	300	m	11	84	72	282	244
				12	84	72	282	244
Mesi di funzionamento invernale/periodo 1		3	mesi/anno	13	118	102	365	315
Mesi di funzionamento estivo/periodo 2		9	mesi/anno	14	118	102	365	315
Temperatura media esterna dell'aria invernale/periodo 1		5	°C	15	118	102	365	315
Temperatura media esterna dell'aria estiva/periodo 2		24	°C	16	37	32	149	129
				17	37	32	149	129
				18	37	32	149	129
				19	37	32	149	129
				20	37	32	149	129
				21	37	32	149	129
				22	37	32	149	129
				23	37	32	149	129
				Domanda di calore	1.416		5.012	
				MAX	118		365	

**Figura 32 Aggiornamento del modello di calcolo in base alle risultanze della modellazione delle utenze tipo: input domanda utenze**

Anche nella versione aggiornata, così come illustrato già in figura 32, l'utente del software deve inoltre indicare le temperature di mandata e ritorno del fluido disponibile per il recupero e le temperature di ingresso e uscita del fluido caldo richiesto dalla potenziale utenza.

In tabella 8 vengono riportati i risultati del dimensionamento dello stesso sistema di recupero sopra descritto secondo la versione aggiornata del software. Il profilo di carico è rappresentato da due giornate tipo, una autunno-invernale (durata 8 mesi) e una primaverile estiva (durata 4 mesi).

Sulla base dei dati ottenuti, il foglio di calcolo non accessibile DH DESIGN e il modulo 1 dimensionano i componenti per ogni giornata tipo, indipendentemente. Dopodiché, a ciascun componente viene associata la dimensione caratteristica massima tra quelle ottenute con il dimensionamento effettuato separatamente per ognuna delle due stagioni di riferimento.

Si osserva che rispetto a questo nuovo dimensionamento i risultati precedenti (tabella 7) portavano a un sottodimensionamento della caldaia nel sistema base, del serbatoio di accumulo e della pompa di calore nel sistema con teleriscaldamento, per il quale risultano invece invariati il diametro e la potenza resa dalla pompa.

Dal confronto delle tabelle 9 e 10, che riportano il life cycle cost e il payback per il sistema di recupero esterno valutato con il modello nella versione precedente e con il modello aggiornato, si evince che l'introduzione delle due giornate di riferimento per tener conto, almeno approssimativamente, degli effetti di stagionalità,

determina una valutazione più conservativa dei costi, che precedentemente sovrastimavano il life cycle cost sia nel caso base che nel caso con teleriscaldamento, penalizzando maggiormente la soluzione tradizionale. Il tempo di payback stimato, infatti, aumenta nella nuova versione in cui si tiene conto, pur approssimativamente, dell'effetto della stagionalità.

L'introduzione delle due giornate di riferimento realizzata risulta quindi opportuna, in quanto consente di ottenere stime più conservative e realistiche al prezzo di un moderato incremento dei dati necessari alle valutazioni.

Profilo giornaliero calore disponibile per recupero			
Disponibilità oraria		Calore INVERNO	Calore ESTATE
Ora	h	kW	kW
0	1	288	330
1	1	0	0
2	1	0	0
3	1	0	0
4	1	580	0
5	1	656	724
6	1	649	461
7	1	674	542
8	1	609	524
9	1	679	503
10	1	678	544
11	1	588	445
12	1	530	484
13	1	531	548
14	1	479	582
15	1	471	556
16	1	447	585
17	1	441	560
18	1	422	320
19	1	482	69
20	1	472	0
21	1	471	0
22	1	492	0
23	1	495	0
Totale disponibile kWh		11.136	7.777

Figura 33. Aggiornamento del modello di calcolo in base alle risultanze della modellazione delle utenze tipo: esempio nuovo input surplus di calore

		Dissipatore [kW]	Caldaia [kW]					
BASE con CALDAIA	Taglia	1000	1692					
		Dissipatore [kW]	Diametro tubi TLR [mm]	Pompa TLR [kW]	Scambiatore TLR [kW]	Caldaia [kW]	Accumulatore [m <sup>3</sup> ]	PdC acqua/acqua [kW]
DHT	Taglia/Lunghezza/Volumi	1000	87	15	991	0	31	416

Tabella 8. Post aggiornamento dimensionamento caseificio grande basato su richiesta differenziata per due giornate medie tipo, autunnale e primavera-estate, potenza recuperabile costante 1000 kW disponibili a 35°C

CON MEDIA		Costruzione						Esercizio						LCC totale
LCC EURO/life		Dissip.	PdC aria/acqua	TLR	Caldaia	Accumulo	Pompa acqua/acqua	Dissip.	PdC aria/acqua	TLR	Caldaia	Accumulo	Pompa acqua/acqua	LCC totale
BASE con CAL/DC		34980	0	0	107980	0	0	942935	0	0	14059146	0	0	15145041
DHT	DC	34980	0	398682	0	17555	205522	537306	0	414599	0	0	4224339	5832985
		Config. VS BASE												
PB - years		years												
DHT	DC	0,65585112												

Tabella 9. Stima performance economiche esempio dimensionato sulla media annua

		Costruzione						Esercizio						LCC totale
LCC EURO/life		Dissip.	PdC aria/acqua	TLR	Caldaia	Accumulo	Pompa acqua/acqua	Dissip.	PdC aria/acqua	TLR	Caldaia	Accumulo	Pompa acqua/acqua	LCC totale
BASE con CAL/DC		34980	0	0	120939	0	0	942935	0	0	12598947	0	0	13697801
DHT	DC	34980	0	398682	0	47997	226098	577669	0	414599	0	0	3785595	5485621
		Config. VS BASE												
PB - years		years												
DHT	DC	0,7774885												

Tabella 10. Stima performance economiche esempio con modello aggiornato

2.4.3 Verifica del modello mediante analisi di sensitività

Numerosi sono stati gli esempi testati modificando diversi parametri per gli scenari virtuali di verifica definiti. Si riportano di seguito alcuni esempi delle analisi di sensitività con cui si è verificata la ragionevolezza degli andamenti ottenuti con le simulazioni, anche allo scopo di illustrare le possibilità di utilizzo parametrico del modello da parte di utenti esperti.

In figura 34 vengono mostrati i dati di partenza di un’ipotetica configurazione di recupero in cui un flusso termico disponibile tra 35°C e 30 °C, attualmente dissipato in torre evaporativa, venga reso disponibile per alimentare un’utenza (tipologia: caseificio piccolo) che richiede acqua calda a 70°C, restituendola a 50°C e attualmente soddisfa i suoi fabbisogni con una caldaia a gas naturale.

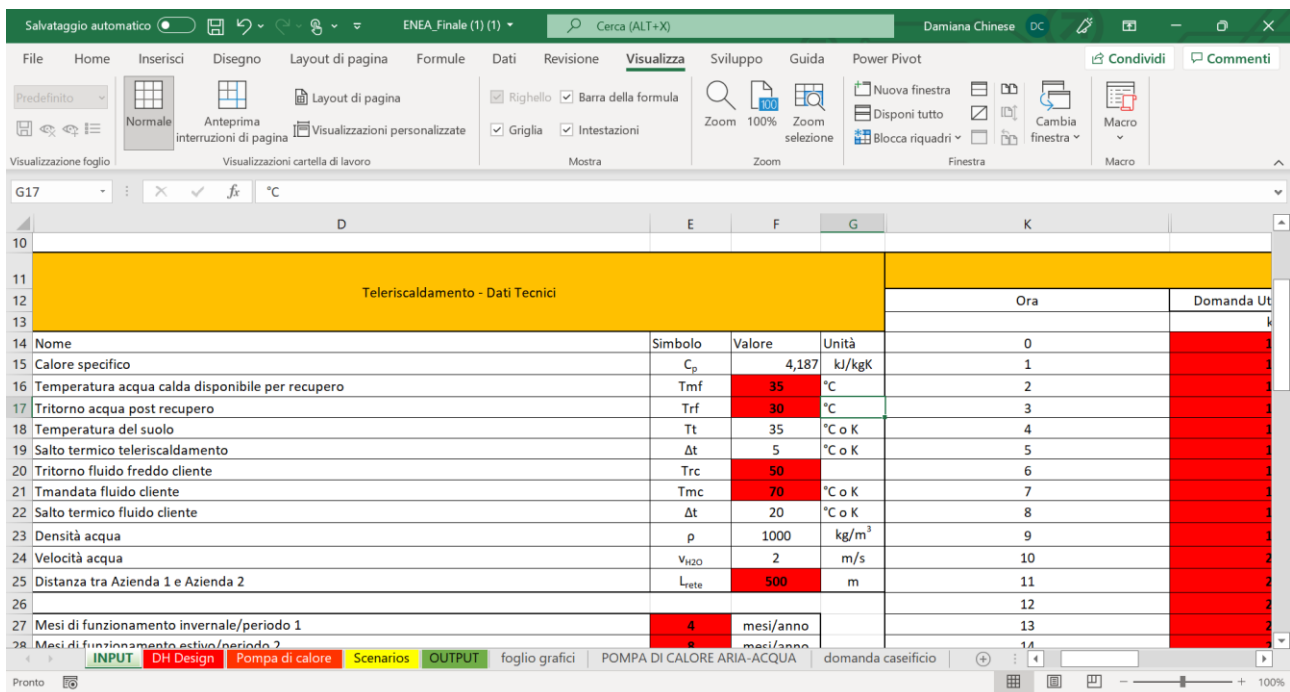


Figura 34. Dati di input di partenza modello caseificio



Si vuole determinare la distanza massima per cui un recupero esterno condiviso tra le due aziende è fattibile, posto che si ritiene accettabile l'investimento se il suo tempo di ritorno è al massimo di tre anni.

L'analisi parametrica richiede di accedere al foglio di lavoro SCENARIOS, riservato ad utenti esperti, e impostare la funzione Excel ricerca obiettivo, fissando come obiettivo il raggiungimento di un tempo di payback di 3 anni (cella BH11 in Figura 35) modificando la distanza tra i due enti (cella F25 del foglio di INPUT rappresentato in Figura 34). In Figura 36 si evidenzia come la distanza massima che consente di soddisfare il vincolo sia ridotta a 115,4 metri circa.

Ripetendo l'operazione si possono realizzare analisi di sensitività complete.

A titolo di esempio si veda la figura 37, in cui viene diagrammata la distanza massima ottenuta con la procedura appena descritta al variare del costo dell'energia elettrica e del costo del gas. La procedura è stata anche ripetuta nell'ipotesi che la modalità attuale di dissipazione non siano torri di raffreddamento ma dry coolers (il risultato è rappresentato in tal caso dalle linee tratteggiate di figura 36).

Ricerca obiettivo ? X

Imposta la cella:  ↑

Al valore:

Cambiando la cella:  ↑

OK Annulla

Output scenari BASE con caldaia		CO2 kg/life	m <sup>3</sup> /vita	€	€/anno	€/Vita	vs BASE stesso DISSIPATORE		
				Investimento	Esercizio	LCC	PB	VAN	TIR
BASE	DC	15.408.876	17.173	45.480	147.357	2.092.799	5,037	412.826	19,14%
DHT	DC	8.164.025	84.030	312.030	94.838	1.679.573	6,624	205.303	14,21%
DHB	DC	10.139.021	89.003	262.109	114.654	1.887.455			
BASE	CT	14.583.504	154.063	36.180	140.230	1.981.524			
DHT	CT	7.849.172	130.676	302.730	92.227	1.636.355	5,553	345.169	17,15%
DHB	CT	9.570.819	175.193	252.810	110.005	1.810.311	7,167	171.213	12,94%
BASE	AdM	14.685.663	2.803	41.755	137.371	1.950.064			
DHT	AdM	7.968.175	79.111	308.305	91.251	1.630.827	5,780	319.237	16,38%
DHB	AdM	9.645.289	79.537	258.385	108.197	1.793.324	7,425	156.740	12,39%
BASE	Satm	14.551.724	766	24.000	135.985	1.905.820			
DHT	Satm	7.832.294	78.345	290.550	90.779	1.599.167	5,896	306.653	16,00%
DHB	Satm	9.547.350	78.208	240.630	107.319	1.756.088	7,557	171.213	12,13%

Figura 35. Dati di input di partenza modello caseificio

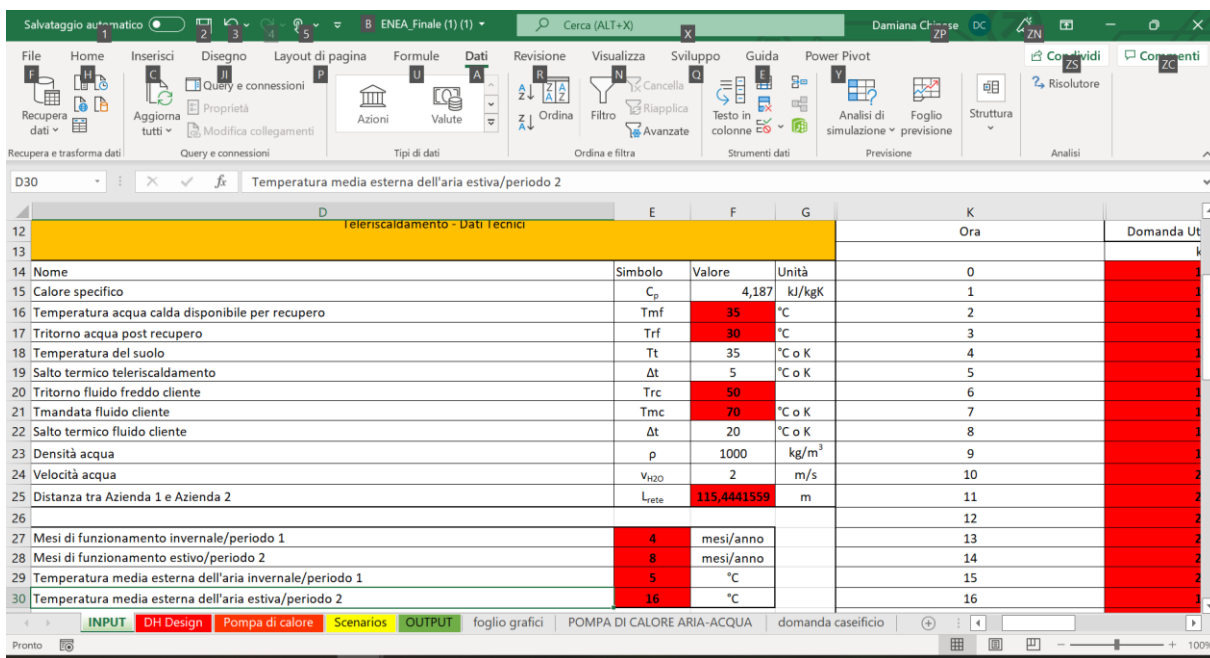


Figura 36. Risultato analisi parametrica

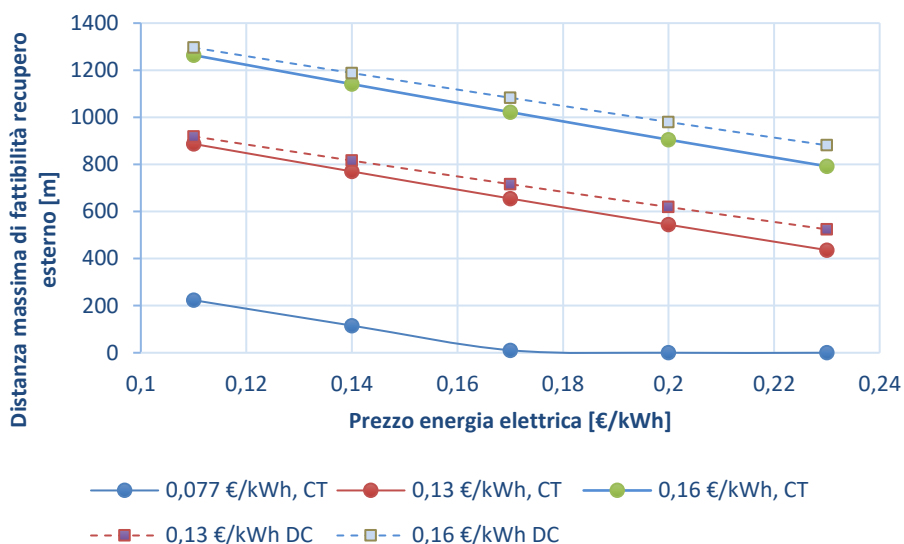


Figura 37. Analisi di sensitività della distanza massima di fattibilità economica del recupero esterno realizzata con analisi parametrica ripetuta per diversi livelli di prezzo del gas

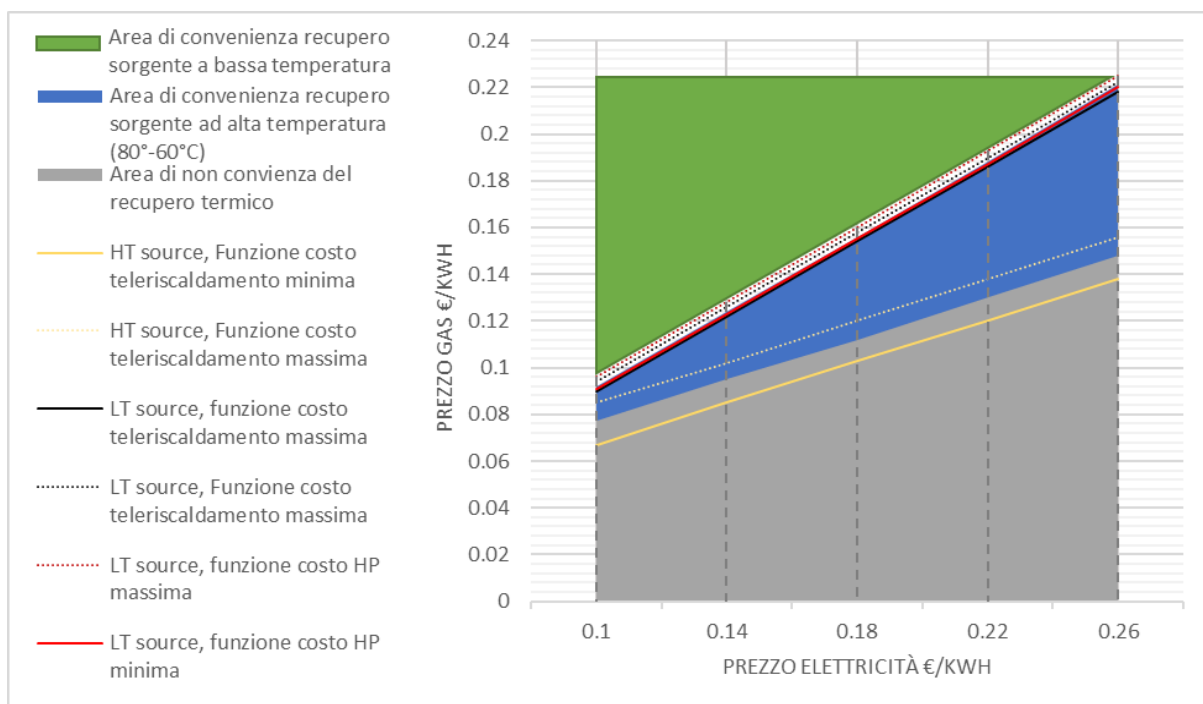
Si vede come la distanza massima che garantisce payback inferiori a 3 anni per questo intervento di recupero esterno decresca al crescere del prezzo dell’energia elettrica, diventando sempre più onerosi sia il pompaggio sia l’upgrading del calore.

Come è ragionevole attendersi, le distanze massime crescono al crescere del prezzo del gas (nella figura 37 sono proposti tre livelli di prezzo riferiti al kWh di energia chimica). Si nota inoltre che le distanze soglia sono leggermente maggiori nel caso dei dry cooler, per i quali pesa maggiormente il costo dell’energia elettrica: coerentemente, infatti, il divario tra distanza massima in caso di dissipazione attuale con dry cooler e in caso di dissipazione attuale con cooling tower è tanto maggiore quanto maggiore è il prezzo dell’energia elettrica. Un’analisi più estesa di fattibilità è mostrata nella figura 38 per un’utenza tipo “caseificio grande”, che richieda acqua calda con temperatura di mandata di 70°C e di ritorno di 50°C. In questo caso si è assunto che sia disponibile da un’azienda fornitrice remota, sita a 1000 m dall’azienda utente, un flusso di calore costante, esattamente pari alla richiesta media dell’utenza rispettivamente nella stagione estiva e invernale.

Si è svolta un'analisi parametrica con modalità analoghe a quelle illustrate in Figura 34 e 35. Nel caso rappresentato, l'analisi è stata svolta fissando il prezzo dell'energia elettrica (ascissa in figura 38) e imponendo nella fase di "Ricerca obiettivo" di individuare il prezzo del gas per cui si annulla il VAN (calcolato su 30 anni con tasso del 6%) nel caso di sistema di partenza raffreddato con cooling towers (CT) e sistema di recupero esterno comprensivo di serbatoi di accumulo (etichettati come DHT in figura 33). L'analisi è stata ripetuta per i livelli di prezzo dell'energia elettrica riportati in figura 38 e in due ipotesi:

- Temperature di attuale disponibilità della sorgente calda: 80°C-60°C (prossimo a limite superiore per raffreddamento con torri);
- Temperature di attuale disponibilità della sorgente calda: 40°C -35°C (temperature più comuni in sistemi di dissipazione del calore con wet cooling).

Inoltre, sono state testate, accanto alle funzioni di costo di riferimento, anche le funzioni di costo limite individuate nella sezione 2.1.2 per le tubazioni e le pompe di calore. In particolare, per le tubazioni ciò comporta una variazione da -30% a +40% circa rispetto alla funzione di costo di riferimento. Per le pompe di calore vengono testati un costo specifico minimo di 360 €/kW e uno massimo di 900 €/kW, in linea con i valori di [15] [19][21][22], con una variazione che va da -35% a +55% circa rispetto al costo di riferimento. Questo tipo di analisi è stata effettuata modificando le funzioni di costo contenute all'interno del Modulo 2, non accessibile agli utenti.



**Figura 38. Analisi di sensitività del prezzo minimo del gas per cui si ottiene convenienza della soluzione TO BE rispetto alla soluzione AS IS per utenza "grande" del settore lattiero caseario con sorgente iniziale raffreddata ad acqua, al variare del prezzo dell'energia elettrica, con cambiamenti nelle funzioni di costo delle pompe di calore e dell'impianto di teleriscaldamento**

Nella figura 38 sono rappresentati:

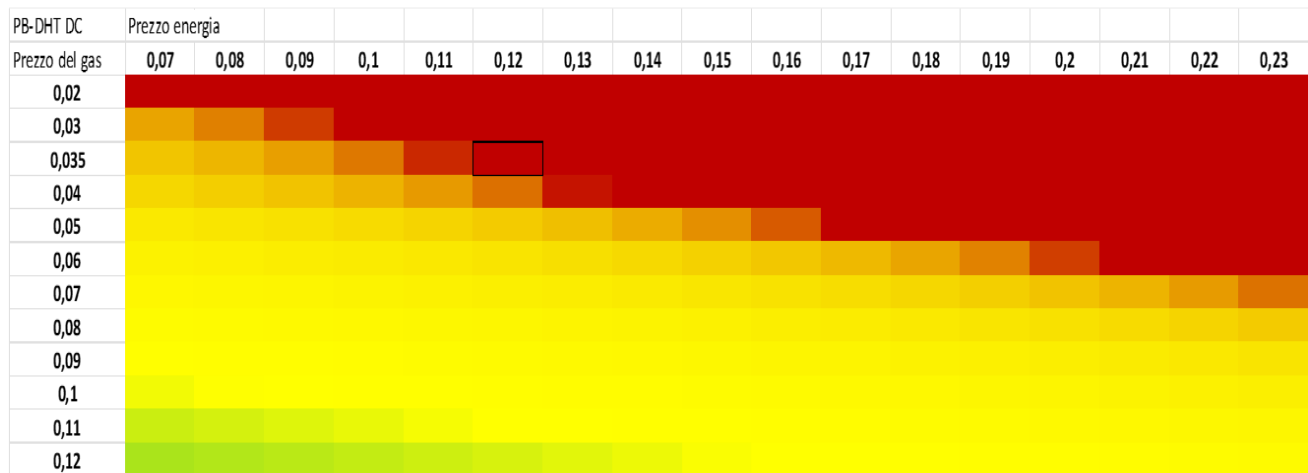
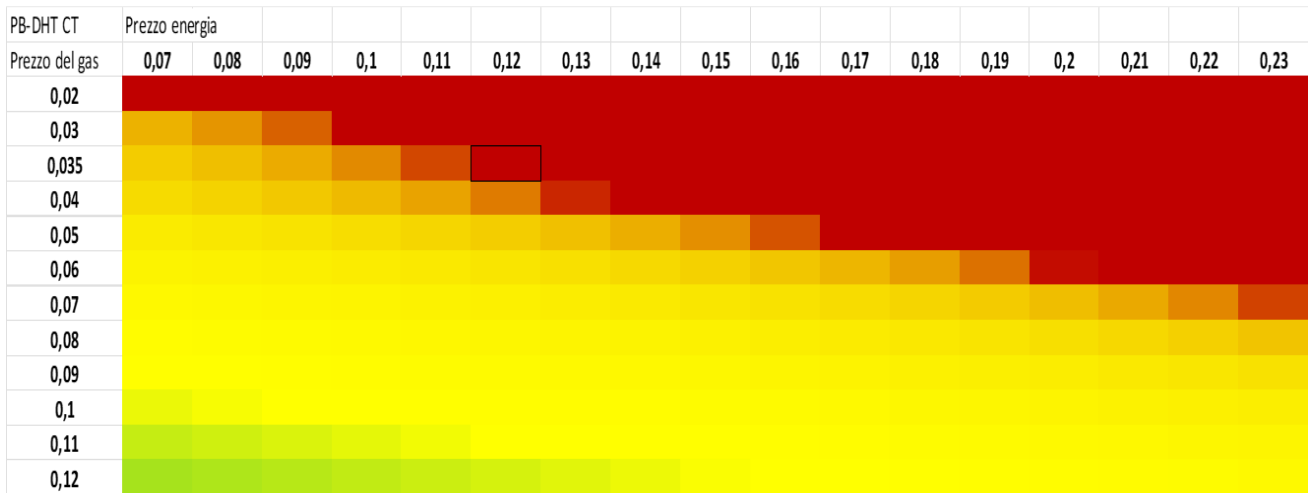
- Nella zona grigia, i livelli di prezzo del gas per cui in corrispondenza ai prezzi di energia elettrica assegnati non è conveniente il recupero termico da una sorgente sita a 1000 m di distanza neppure nelle condizioni di temperatura e continuità di fornitura più favorevoli.
- Nell'area azzurra, i livelli di prezzo del gas per cui è conveniente il recupero da una sorgente più calda dell'utenza (nessuna necessità di pompa di calore) ma non il recupero con pompa di calore;

- Nella zona verde, i livelli di prezzo del gas per cui è conveniente il recupero termico anche con pompa di calore.
- Le linee gialle rappresentano le variazioni della soglia di convenienza del recupero termico da sorgente ad alta temperatura al variare del costo di impianto del teleriscaldamento (dal limite inferiore, linea continua, raggiunto per la funzione di costo massima, al limite superiore, linea tratteggiata, raggiunto quando il costo è minimo).
- Le linee nere (continua per funzione di costo massima, tratteggiata per funzione di costo minima) rappresentano le medesime variazioni ma per la soglia di convenienza del recupero termico da sorgente a bassa temperatura, con pompa di calore.
- Le linee rosse rappresentano la variazione della soglia di convenienza del recupero termico da sorgente a bassa temperatura al variare del costo delle pompe di calore, sempre da minimo (linea tratteggiata) a massimo.

L'andamento dei risultati è ragionevole e in linea con quanto già visto per il caseificio "piccolo" in figura 37: a parità di prezzo del gas, i recuperi da fonti a bassa temperatura sono convenienti solo per prezzi dell'energia elettrica significativamente inferiori rispetto ai prezzi per cui è conveniente un recupero ad alta temperatura, che non necessita di pompe di calore e consuma energia elettrica solo per il pompaggio attraverso la rete di teleriscaldamento.

L'effetto di variazioni dei costi di impianto è molto contenuto: sebbene il range di variazione sia il medesimo, riduzioni o incrementi del costo delle tubazioni hanno qualche rilevanza solo in assenza di pompe di calore, mentre nel caso del recupero a bassa temperatura prevale l'impatto dei costi di esercizio. Ciò significa che eventuali incentivi in conto capitale sull'impianto di teleriscaldamento potrebbero avere effetto solo per recuperi da alte temperature, mentre solo tariffe incentivate dell'energia elettrica favorirebbero la fattibilità di progetti in cui sia richiesto un incremento di temperatura mediante pompe di calore.

Che le pompe di calore siano economicamente vantaggiose solo in presenza di un favorevole rapporto tra costi del combustibile sostituito e costi dell'energia elettrica è un fatto noto e studiato anche per i recuperi termici interni all'industria (si veda [24]): lo strumento di calcolo predisposto in questa ricerca consente di determinare le condizioni per cui questo vantaggio economico è raggiunto per dei recuperi esterni che comportino anche il trasferimento del calore tramite reti di teleriscaldamento dedicati. Un'analisi completa di questo tipo è mostrata in figura 39 per l'utenza caseificio grande sempre nell'ipotesi di recupero da sorgente a 40°C sita a 1000 m di distanza. L'analisi è svolta sul tempo di payback e, pur essendo meno conservativa rispetto al confronto dei VAN in quanto non tiene conto del tasso di interesse, mostra comunque una sostanziale fattibilità solo per prezzi del gas almeno pari a 0.11 €/kWh di energia chimica e pari o superiori al valore numerico del prezzo dell'energia elettrica. In linea con i risultati di figura 37, il range di convenienza è leggermente più ampio se il recupero termico avviene da sistemi di raffreddamento ad aria rispetto a sistemi basati su torri evaporative.



**Figura 39. Analisi di sensitività realizzata per distanza assegnata valutando la dipendenza del tempo di payback della soluzione “TO BE”, con recupero esterno, rispetto a un “AS IS” con utenza “grande” del lattiero caseario. Nella celle verdi i tempi di payback sono inferiori a 2 anni, nelle celle gialle sono inferiori a 7 anni, nelle celle rosse sono superiori alla vita utile delle macchine**

Le analisi di sensitività svolte hanno dunque confermato la ragionevolezza degli andamenti ottenuti con il modello aggiornato. Si è quindi proceduto a validare l’effettiva applicabilità dello stesso sul campo, sviluppando dei casi di studio con il coinvolgimento di aziende.

## 2.5 Sviluppo di casi di studio, analisi e risultati

Il caso studio è stato sviluppato realizzando un audit walkthrough e un’estesa raccolta dati nell’azienda di seguito descritta, individuando sorgenti potenzialmente interessanti per un recupero esterno.

### 2.5.1 Caratterizzazione dell’azienda fornitrice di calore: prodotto e processo produttivo

La “RONCADIN s.p.a.” è un’azienda italiana con sede a Meduno in provincia di Pordenone specializzata nella produzione di pizza surgelata. Le origini dell’azienda risalgono al 1991 quando Edoardo Roncadin, dopo un’esperienza maturata all’estero nel settore della ristorazione, assieme ai fratelli fonda “Pizza e Pasta” uno stabilimento innovativo in grado di produrre su larga scala pizza surgelata di alta qualità. Nel 1995 vengono

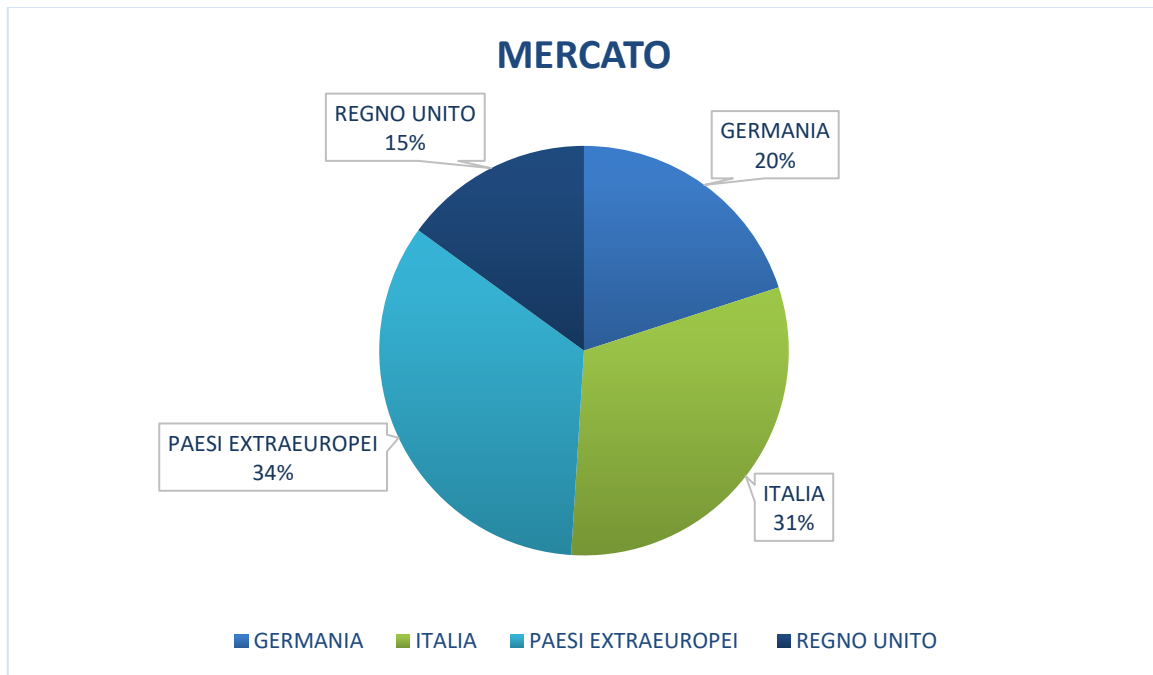
prodotte 30.000.000 di pizze e nel 1999 l'azienda viene quotata in borsa. Nel 2004 il gruppo Roncadin viene acquistato da Arena che successivamente, nel 2005, ha venduto al Gruppo Malavolta Foodinvest Pizza Srl. Nel 2008 la famiglia Roncadin è tornata alla guida dello stabilimento di Meduno e nel gennaio del 2009 Roncadin srl è diventato il nuovo proprietario.

1. Nel 2013 è iniziata l'avventura americana con l'apertura della RONCADIN USA Inc.
2. Nel 2015 è stato ampliato lo stabilimento produttivo e la superficie complessiva dello stabilimento ha raggiunto i 22.000 m<sup>2</sup>.
3. Nel 2016 la Roncadin ha ampliato la gamma di pizze iniziando a produrre anche con la certificazione GLUTEN FREE. Il 22 settembre 2017 un vasto incendio in Roncadin ha devastato una buona parte dello stabilimento. Il 22 febbraio 2018 è stato definito il progetto del nuovo stabilimento, esso sin dall'origine è stato concepito come polmone di sviluppo per aumentare ulteriormente la produzione. L'intero polo è stato riprogrammato sulla base del futuro assetto previsto. Il 25 luglio 2018 è stata portata a termine la costruzione dello stabilimento.

La politica aziendale di Roncadin è incentrata da sempre sulla soddisfazione del consumatore finale, obiettivo raggiunto tramite la realizzazione di molteplici tipologie di pizze con l'impiego delle ultime innovazioni in fatto di tecnologie, sicurezza, sostenibilità ambientale ed elevati standard igienici. Lo stabilimento attualmente si sviluppa su una superficie totale di 60.000 m<sup>2</sup> (vedi figura 40) dei quali la metà sono destinati alla produzione. L'azienda produce mediamente 500.000 pizze al giorno (con una potenzialità massima di 600.000 pizze/gg). Ad oggi, il 65% del fatturato viene realizzato all'estero principalmente Germania, Regno Unito e Paesi Extraeuropei (figura 41). Al fine di andare incontro ai gusti locali l'azienda crea combinazioni esclusive e conta una gamma di circa 450 tipi di pizze.

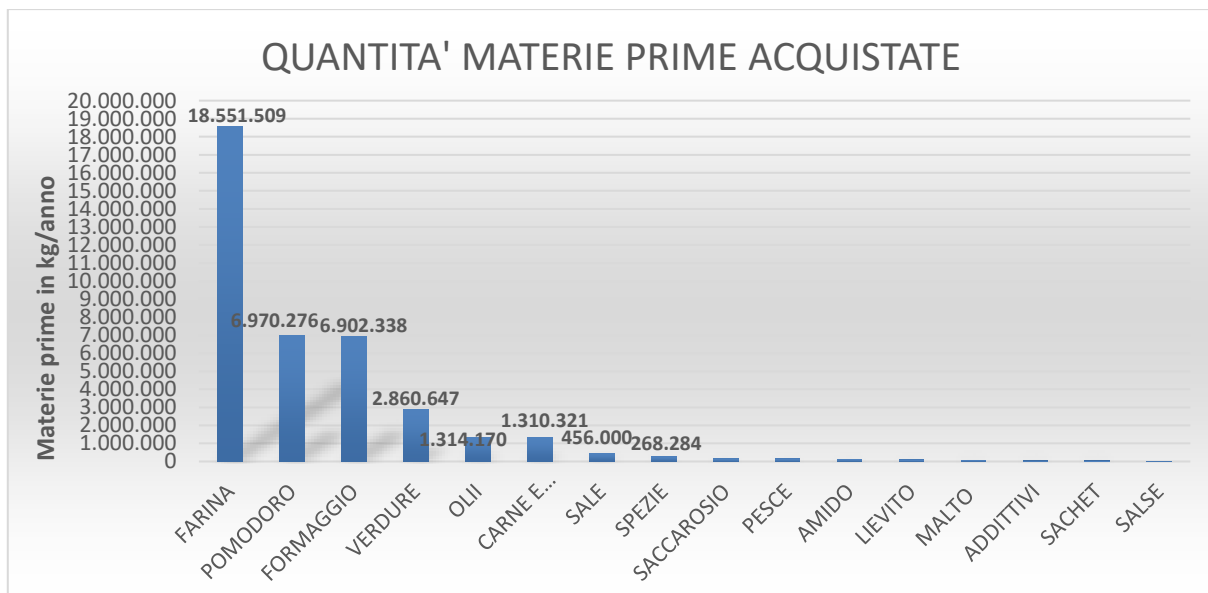


Figura 40. Lo stabilimento Roncadin S.p.a.



**Figura 41. Ripartizione del mercato**

L'input principale del processo produttivo della pizza è naturalmente la farina (l'azienda ne processa annualmente oltre 18 mila tonnellate), a questa si aggiungono acqua, lieviti e materie prime per la farcitura (pomodoro, mozzarella, ...). Le materie prime si distinguono in: prodotti biologici e non biologici, alimenti certificati Kosher, prodotti freschissimi (es. alimenti vegetali), prodotti freschi (es. salumi, latticini), prodotti surgelati, prodotti secchi e alimenti allergenici. La figura 42 mostra le quantità delle diverse classi di materie prime elaborate dallo stabilimento nel 2020.



**Figura 42. Quantità materie prime alimentari elaborate anno 2020**

Le materie prime una volta arrivate presso l'azienda vengono stoccate in quattro diversi magazzini:

- Celle a +4°C (utilizzano glicole o freon);
- Celle a -20°C (CO<sub>2</sub> o freon);
- Magazzini a temperatura ambiente per lo stoccaggio delle farine e delle spezie.

Il pomodoro viene stoccato esternamente all'interno di grandi sacche e successivamente pompato verso la sala di preparazione della salsa al pomodoro.

Le materie prime con il solo imballaggio primario vengono portate nella sala di preparazione. In questo locale vengono preparate le materie prime per la farcitura (es. sminuzzamento mozzarella, preparazione verdure, affettamento salumi, ...). Nella sala di preparazione vengono generati scarti di diversa natura: rifiuti organici e plastica. La preparazione della salsa di pomodoro avviene in un locale separato, nel quale oltre ai miscelatori per la salsa vi sono anche i serbatoi per l'olio usato nelle linee di produzione.

Il processo produttivo è illustrato in figura 43.

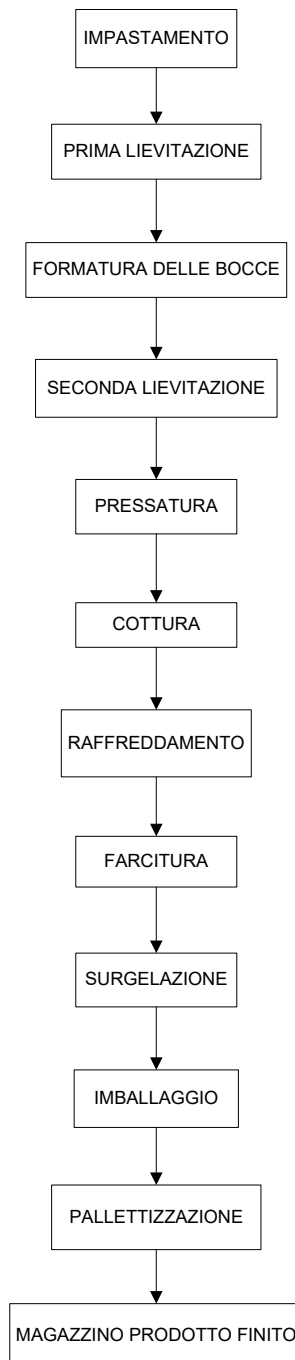


Figura 43. Processo produttivo della pizza



Le farine insieme ad acqua, olio, lievito e sale vengono lavorate a formare l'impasto. L'impasto deve avere una temperatura compresa tra i 15-18°C, influenzata da diversi fattori quali: temperatura ambiente, temperatura delle farine e temperatura dell'acqua. D'inverno (settembre-aprile) si utilizza una miscela di acqua di rete ed acqua calda (56°C) mentre d'estate (maggio-agosto) si utilizza acqua refrigerata (3°C), per garantire una corretta temperatura dell'impasto.

Terminato il tempo di lievitazione, l'impasto viene scaricato all'interno di una spezzettatrice che crea bocce di peso variabile a seconda del formato desiderato. Dalla cella di lievitazione, le bocce passano alla formatura tramite pressa. Successivamente viene depositata sull'impasto la salsa al pomodoro (o altre salse a seconda della ricetta) e viene nebulizzato dell'olio d'oliva. La pizza parzialmente farcita entra all'interno del forno per la cottura, quindi passa al nastro di raffreddamento e successivamente al reparto di farcitura. Per ragioni di controllo della temperatura ambiente, queste due fasi del processo avvengono nello stesso locale, che deve essere mantenuto ad una temperatura non superiore ai 15-16°C.

Prima di procedere con la farcitura le pizze vengono controllate (manualmente e/o automaticamente) e scartate qualora vengano ritenute non conformi rispetto standard concordati con il cliente (bruciate, poco cotte o con dimensioni non idonee).

Terminata la farcitura, le pizze passano al tunnel di surgelazione nel quale rimangono per circa 30 minuti ad una temperatura di circa -38°C. Alcuni tunnel di surgelazione usano come fluido termovettore la CO<sub>2</sub> mentre altri utilizzano NH<sub>3</sub>.

Le pizze surgelate passano al reparto di imballaggio, vengono avvolte da un film protettivo ed inscatolate. Le pizze inscatolate vengono controllate ed in caso di non conformità vengono scartate. Gli scatoloni contenenti le pizze vengono pallettizzati e immessi automaticamente nel magazzino dei prodotti finiti. I magazzini dei prodotti finiti sono celle frigorifere mantenute a -20°C, che utilizzano come fluido termovettore NH<sub>3</sub>.

## 2.5.2 Bilanci energetici e di massa di massima e stagionalità dell'azienda fornitrice di calore

Il processo produttivo sopradescritto può essere svolto solo grazie alla presenza di varie utilities e servizi di impianto, tra le quali hanno particolare importanza:

- Energia elettrica;
- Energia termica;
- Fornitura di acqua;
- Smaltimento dei rifiuti;
- Lavaggio dell'attrezzatura e la pulizia dei locali.

L'energia elettrica è utilizzata nella gran parte delle attività aziendali, per il funzionamento dei macchinari, per la movimentazione delle materie prime e dei prodotti finiti, per la produzione di aria compressa e per la fase d'imballaggio.

Per quanto riguarda lo stabilimento in esame, l'approvvigionamento di energia elettrica avviene in due modi:

- Impianto fotovoltaico;
- Rete elettrica nazionale.

L'impianto fotovoltaico installato ha una potenza massima teorica producibile pari a 1029 kWp i quali moltiplicati per la costante di producibilità dell'impianto (1200kWh/kWp, valore tipico del Nord Italia) forniscono circa 1.234.800 kWh/anno prodotti. L'impianto si divide in:

- Un impianto grande da 689 kWp che serve la produzione, le celle frigorifere e gli uffici;
- Un impianto piccolo da 340 kWp che serve una parte della produzione e l'impianto per la produzione di aria compressa.

Tenendo conto sia dell'energia prodotta dall'impianto fotovoltaico sia di quella acquistata dalla rete si ottengono i consumi riportati nella tabella 11.

	kWh
GENNAIO	1.711.790
FEBBRAIO	1.706.182
MARZO	1.822.840
APRILE	2.026.431
MAGGIO	2.167.131
GIUGNO	2.332.019
LUGLIO	1.773.782
AGOSTO	2.251.286
SETTEMBRE	2.007.863
OTTOBRE	2.138.364
NOVEMBRE	1.974.730
DICEMBRE	1.737.985

**Tabella 11. Ripartizione mensile dei consumi energetici**

Nell'anno 2020 il consumo di energia elettrica risulta pari a 23.650.403 kWh. Nella tabella 12 vengono riportati i consumi mensili di energia elettrica (sia acquistata sia prodotta). Il processo produttivo richiede un forte apporto di energia termica nello specifico sotto forma di vapore e di calore derivante dalla combustione della legna (viene utilizzato il pellet). L'energia termica è invece utilizzata per la cottura delle pizze (forni), per la produzione di acqua calda sanitaria e per l'umidificazione ed il controllo della temperatura delle celle di lievitazione. Per la produzione di energia termica si hanno a disposizione due fonti:

- Pellet → che serve esclusivamente al riscaldamento dei forni per la cottura delle pizze;
- Gas metano → viene impiegato per:
  - Riscaldamento dei forni;
  - Alimentazione dei generatori di vapore per la produzione di vapore.

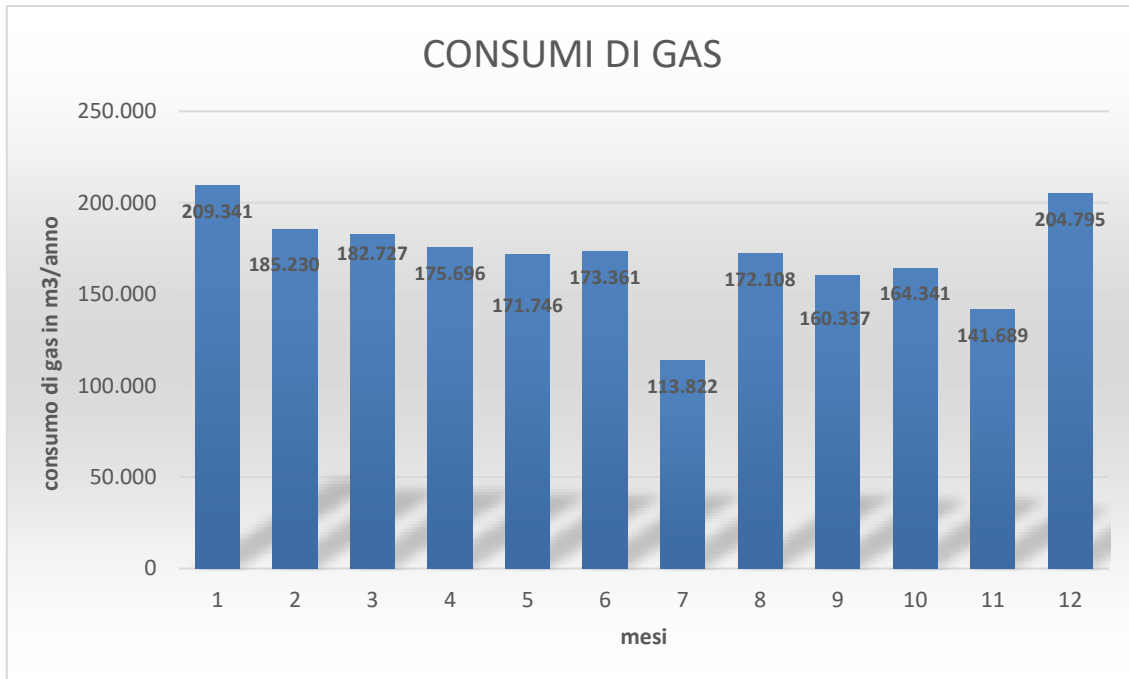
L'energia termica sotto forma di vapore viene prodotta da una centrale dotata di due caldaie a gas naturale. Il vapore generato viene utilizzato per produrre acqua calda sanitaria e per tenere controllate temperatura e umidità delle celle di lievitazione. Inoltre, l'acqua calda sanitaria viene impiegata nella preparazione degli impasti e nei processi di lavaggio. Il potere calorifico inferiore per il metano è  $H_i = 9,94 \text{ kWh/m}^3$  mentre per il pellet è  $H_i = 4,6 \text{ kWh/kg}$ .

	En. elettrica autoprodotta [kWh]	En. elettrica acquistata dalla rete [kWh]
GENNAIO	22.252	1.661.384
FEBBRAIO	28.974	1.700.456
MARZO	45.873	1.813.464
APRILE	68.823	2.015.872
MAGGIO	69.064	2.202.080
GIUGNO	56.397	2.279.128
LUGLIO	65.310	1.792.576
AGOSTO	547.188	2.264.096
SETTEMBRE	54.959	2.016.088
OTTOBRE	28.299	1.627.080
NOVEMBRE	21.450	1.532.144
DICEMBRE	11.894	1.388.104

**Tabella 12. Contributo dell'impianto fotovoltaico al soddisfacimento dei fabbisogni di energia elettrica**

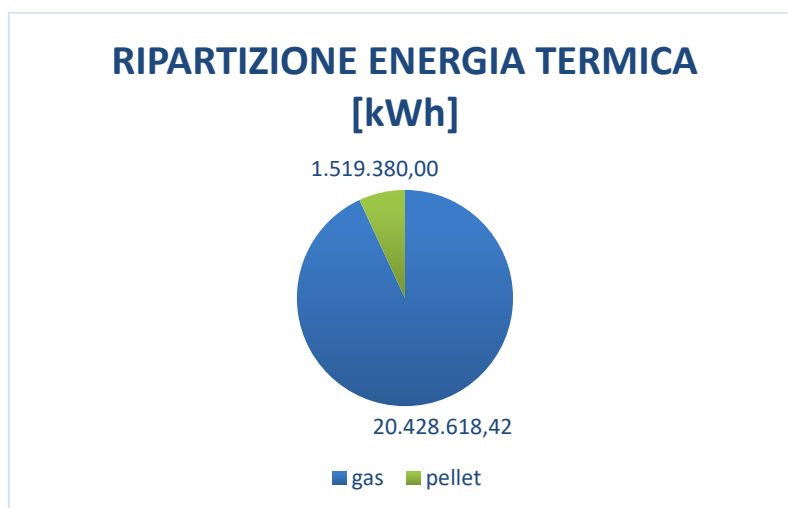
L'azienda nel 2020 ha acquistato oltre 300 t di pellet che equivalgono ad un fabbisogno di energia termica di oltre 1500 MWh.

Nel 2020 il consumo complessivo di metano è stato di circa due milioni di Sm<sup>3</sup>, in figura 44 si riporta l'andamento mensile del consumo di gas.



**Figura 44. Distribuzione mensile dei consumi di gas (anno 2020)**

Riportando tutti i dati in kilowattora termici, complessivamente l'azienda nel 2020 ha consumato 21.947.998 kWh termici forniti in parte dal metano ed in parte dal pellet (si veda figura 45).



**Figura 45. Ripartizione dei consumi di energia termica (anno 2020)**

Notevole importanza riveste anche l'approvvigionamento idrico, la cui fonte è costituita dalla rete idrica pubblica, necessario per la preparazione degli impasti, per i lavaggi, per le torri evaporative (condensatori) e per uso civile. In azienda si usa acqua in diverse condizioni:

- Acqua di rete: utilizzata per la preparazione degli impasti, per i lavaggi e per le torri evaporative;
- Acqua refrigerata: utilizzata principalmente per la produzione degli impasti nel periodo estivo;

- Acqua calda: utilizzata per la produzione degli impasti nel periodo invernale, per i lavaggi delle attrezzature e per uso civile.

Nell'anno 2020 i consumi medi mensili di acqua potabile ed industriale sono stati dell'ordine di 9500 m<sup>3</sup>.

Un'ulteriore attività di supporto è costituita dalla movimentazione dei materiali, sia in termini di approvvigionamento delle materie prime e di quelle ausiliarie, sia per quanto riguarda lo stoccaggio dei prodotti finiti. Le materie prime vengono allocate in quattro magazzini: una cella a +4°C; una cella a -20°C; due magazzini a temperatura ambiente (uno esclusivamente dedicato alle farine). I prodotti finiti vengono stoccati in celle mantenute a -20°C.

Gli scarti prodotti dall'azienda seguono diversi percorsi una volta fuori dallo stabilimento. I sottoprodotti di origini non animale vengono destinati alla produzione di energia e all'alimentazione animale. I sottoprodotti di origine animale vengono destinati solo alla produzione di energia. Generano energia anche i fanghi prodotti dal trattamento degli effluenti e gli scarti inutilizzabili per il consumo o la trasformazione (pizze già confezionate che vengono scartate nella fase finale della produzione, si tratta di un rifiuto costituito da materiale organico, cartone e plastica). In figura 46 vengono illustrati i flussi in entrata ed uscita dallo stabilimento produttivo, i valori si riferiscono ai volumi produttivi dell'anno 2020.



Figura 46. Flussi in entrata ed uscita dallo stabilimento produttivo

### 2.5.3 Caratterizzazione energetica degli impianti di servizio dell'azienda fornitrice di calore

#### Magazzino riposo impasto

Nello stabilimento vi sono quattro magazzini destinati alla prima lievitazione degli impasti. In media, il riempimento del magazzino di aggira intorno al 70-75% della capacità massima. All'interno di questi locali gli impasti subiscono una prima lievitazione ad una temperatura costante pari a 18 °C. La temperatura interna al magazzino viene regolata mediante degli impianti di condizionamento. Dopo la lievitazione l'impasto esce ad una temperatura di 22-23°C.

#### Celle di lievitazione

Nell'azienda sono presenti cinque celle, destinate alla lievitazione delle bocce d'impasto. All'interno delle celle gli impasti sostano per un'ora. All'interno di esse per garantire un'adeguata lievitazione devono sussistere determinati valori di umidità e temperatura, pari a:

- Temperatura: 36°C;
- Umidità relativa: 50%

L'impasto entra dentro la cella ad una temperatura di 22-23 °C ed esce ad una temperatura di 29°C. L'aumento di temperatura è dovuto alla fermentazione dei lieviti.

Le celle sono dotate di tre differenti metodi di regolazione necessari a garantire le condizioni di temperatura e umidità adeguate, che sono:

- immissione di calore;
- immissione di vapore acqueo per aumentare l'umidità relativa;

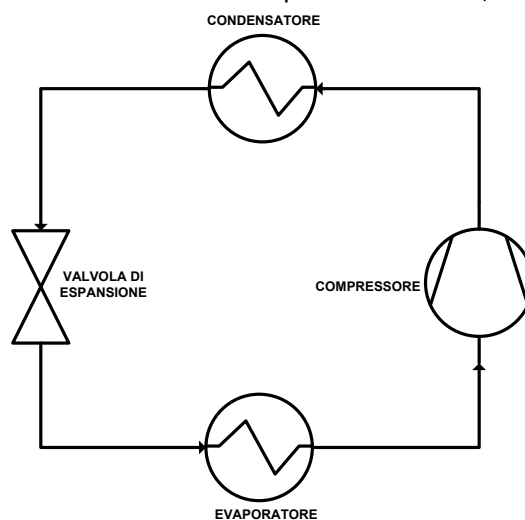
- ricircolo aria (tipicamente d'estate per abbassare la temperatura).

### Forno

I forni hanno una temperatura interna che varia nell'intervallo 350°C-550°C. Sono costituiti da cinque moduli con due bocche laterali (una a destra  $t_{dx}$  e una a sinistra  $t_{sx}$ ). I moduli hanno ognuno quattro bruciatori (a gas o a pellet) e per ciascun modulo si imposta la temperatura di set point ( $t_{setpoint}$ ). La platea in materiale refrattario sulla quale appoggiano le basi si trova ad una temperatura di circa 195°C. Il forno non si spegne mai, a fine produzione la temperatura della platea viene alzata per favorire la pulizia del forno. Terminata la pulizia la temperatura si abbassa a 150°C e poi ad inizio lavorazione si torna ad aumentare.

### Impianti di refrigerazione

Lo scopo degli impianti frigoriferi è quello di mantenere un ambiente ad una temperatura più fredda di quella esterna. La temperatura interna della cella dipende dall'applicazione (in questo caso le temperature sono di +4°C e -20°C) mentre quella esterna è la temperatura ambiente. Esistono diverse tecnologie per la refrigerazione, la più diffusa è quella che opera un ciclo a compressione di vapore (schematizzato in figura 47). Questo sistema è costituito da un compressore che comprime un fluido allo stato di vapore ad una pressione che può essere inferiore o superiore alla pressione critica. Il gas compresso passa poi in uno scambiatore di calore esterno all'ambiente da raffreddare dove cede calore all'esterno. Se la pressione è inferiore a quella critica si verifica la condensazione, e in questo caso lo scambiatore prende il nome di condensatore. Altrimenti il fluido si raffredda isobaricamente sotto forma di gas denso, e lo scambiatore assume il nome di gas cooler. Successivamente il fluido viene fatto espandere attraverso una valvola di laminazione, la sua pressione di abbassa fino ad un valore di poco superiore alla pressione atmosferica, dettato dalla temperatura di saturazione adeguata alle esigenze di raffreddamento. Il fluido in queste condizioni attraversa un secondo scambiatore di calore, questa volta interno alla cella, dove evapora pressoché isobaricamente alla temperatura di saturazione assorbendo calore dall'ambiente da raffreddare. A questo punto il vapore a bassa pressione ritorna al compressore per iniziare un nuovo ciclo. Il principio su cui si basa un ciclo di refrigerazione non sta nel riscaldamento durante la compressione e nel raffreddamento durante la laminazione bensì nel cambiamento di stato a pressioni diverse, e quindi a temperature diverse.



**Figura 47. Schema semplificato di un ciclo inverso a compressione di gas**

Nello stabilimento i fluidi frigoriferi utilizzati per produrre l'energia frigorifera e distribuirla alle utenze sono:

- CO<sub>2</sub>;
- NH<sub>3</sub>;
- Glicole;

- Fluido frigorifero sintetico (R448A)

Il glicole viene utilizzato per il condizionamento di tutto lo stabilimento e per la produzione dell'acqua refrigerata. Alcune celle a +4°C e -20° utilizzano R-448A. Gli impianti di refrigerazione sono suddivisi in tre sale macchine.

#### Sala macchine 1

La centrale 1 serve le tre celle a -20°C per la conservazione del prodotto finito, entra in funzione per undici ore al giorno dalle 18:00 alle 05:00. Il fluido frigorifero usato è l'ammoniaca (NH<sub>3</sub>).

L'impianto frigorifero è articolato su una sala macchine centralizzata dove sono installati i seguenti macchinari:

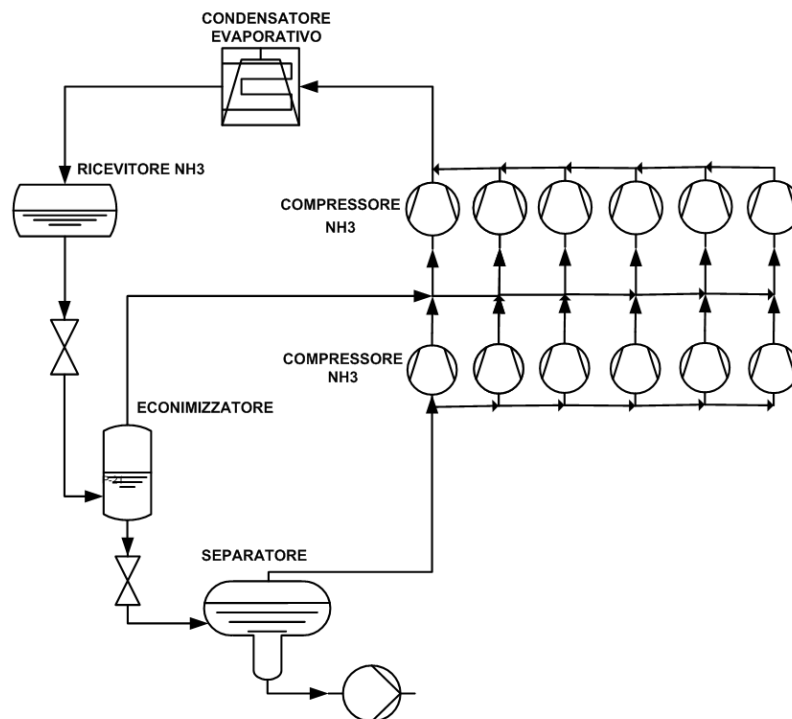
- Sei compressori a vite (vedi Tabella 13);
- Due ricevitori di liquido ad alta pressione della capacità di 2.100 l (installato internamente) e di 6.000 l (installato esternamente);
- Uno scambiatore/recuperatore di calore NH<sub>3</sub>/aria con P<sub>frigo</sub>= 907 kW installato sul solaio della sala macchine;
- Uno scambiatore/recuperatore di calore NH<sub>3</sub>/acqua con P<sub>frigo</sub>= 872 kW installato sul solaio della sala macchine;
- Un separatore di liquido/gas (con la funzione di economizzatore) della capacità di 750l installato sul solaio della sala macchine;
- Un separatore di aspirazione della capacità di 3.500l con temperatura di funzionamento di -35°C al servizio della cella;
- Tre elettropompe al servizio del separatore a -35°C.

L'impianto frigorifero è schematizzato in figura 51. I compressori a vite aspirano l'NH<sub>3</sub> gassosa dal separatore a -35°C e, attraverso una porta specifica ad una pressione superiore, dall'economizzatore, il quale ha la funzione di sottoraffreddare il liquido caldo e di alimentare il separatore a bassa temperatura con un fluido a titolo più basso. I compressori comprimono l'NH<sub>3</sub> gassosa nei condensatori ad aria dove avviene la condensazione del gas che per caduta si raccoglie nei due ricevitori di liquido. Dai ricevitori il liquido va ad alimentare i due economizzatori, a monte dei quali delle valvole di espansione provvedono all'abbassamento della pressione del liquido da quella di condensazione ad un valore intermedio. Dopo la separazione del vapore, dagli economizzatori ulteriori valvole di laminazione riducono la pressione del liquido fino a quella di evaporazione. Il liquido in bassa pressione è immagazzinato nei due separatori dai quali, tramite le pompe, vengono alimentate le varie utenze. Ogni separatore è dotato di tre elettrolivelli (uno di minimo che ferma le pompe, uno di funzionamento che regola l'entrata di liquido e uno di massimo per il livello di sicurezza). L'ammoniaca liquida pompata negli evaporatori delle varie utenze evapora parzialmente e ritorna nei separatori nei quali sono presenti e separate la fase liquida e la fase gassosa.

Tutti i compressori sono dotati di pressostato di sicurezza di alta pressione, di bassa pressione e differenziale olio. Tutti i recipienti a pressione ed i compressori sono dotati di valvola di sicurezza dimensionata secondo le norme vigenti, aventi la funzione di scaricare eventuali sovrappressioni in apposite vasche contenenti H<sub>2</sub>O in quantità prevista dalle norme vigenti. L'impianto è inoltre dotato di una centralina di rilevazione fughe NH<sub>3</sub> con tre sonde di esplosività. Le sonde sono in esecuzione antideflagrante. La centralina ha due soglie di allarme: la prima soglia attiva dispositivi ottici ed acustici per segnalare la presenza di NH<sub>3</sub>; la seconda agisce sugli interruttori generali dei quadri elettrici togliendo tensione all'intero impianto frigorifero.

DEFINIZIONE	MARCA	MODELLO	DATI
Compressore a vite (1, 2)	HOWDEN	163-1.8	P <sub>frigo</sub> =1.454 kW -35/+40°C
Compressore a vite (4, 5)	HOWDEN	204-1.65	P <sub>frigo</sub> =2.035 kW -40/+40°C
Compressore a vite (6,7)	HOWDEN	255-1.45	P <sub>frigo</sub> =3.756 kW -40/+40°C

**Tabella 13. Caratteristiche compressori sala macchine 1**



**Figura 48. Schema semplificato del principio di funzionamento della sala macchine 1**

### Sala macchina 2

La seconda sala macchine opera esclusivamente per i tunnel di surgelazione. L'impianto è ad ammoniaca, ha due compressori in cascata (uno di bassa pressione e uno di alta pressione, cfr. Tabella 14), un separatore, un ricevitore di liquido, un economizzatore e un condensatore evaporativo (figura 49). Lo schema è quindi lo stesso della centrale 1, ma per i due salti di pressione vengono usati due compressori distinti collegati in serie.

DEFINIZIONE	MARCA	MODELLO	DATI
Compressore a vite (K101, K102)	FTI	-	$P_{frigo}=585 \text{ kW } -42/+35^{\circ}\text{C}$ K101: $P_n=200 \text{ kW}$ , $P_{ass}=143 \text{ kW}$ K102: $P_n=280 \text{ kW}$ , $P_{ass}= 243 \text{ kW}$
Condensatore evaporativo (CE01)	EVAPCO	ATCM-407E	Ventilatori: un motore elettrico da $P_n=15 \text{ kW}$ Pompe di spruzzo: un motore elettrico da $P_n=2,2 \text{ kW}$
Ricevitore (RL01)	-	-	$-10/+100^{\circ}\text{C}$ $-1/+20 \text{ bar}$

**Tabella 14. Caratteristiche compressori sala macchine 2**

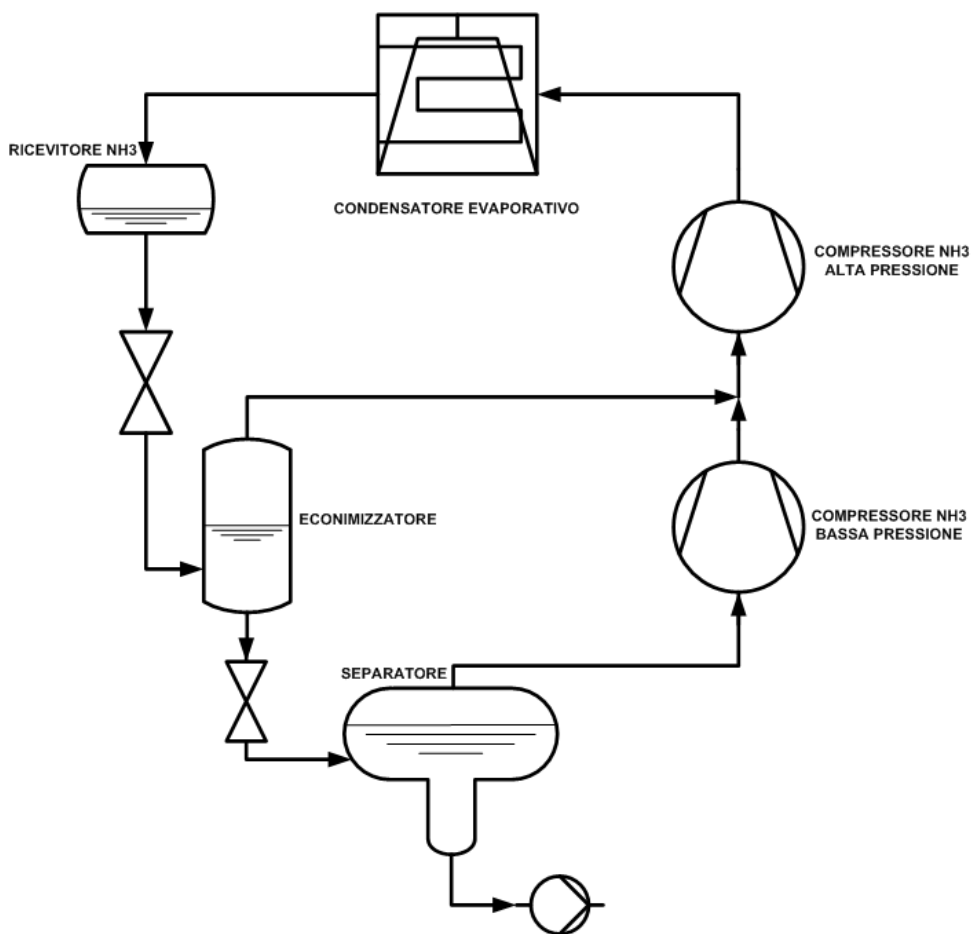


Figura 49. Schema semplificato del principio di funzionamento della sala macchine 2

Sala macchine 3

Nella centrale ci sono quattro compressori a vite dell’ammoniaca (K101, K102, K103 E K107 aventi motori elettrici di capacità pari a 315, 315, 315 e 355 kW, rispettivamente) che mantengono la pressione nel separatore della NH<sub>3</sub> (p= 1,6 bar e t=-12°C). Dal separatore dell’ammoniaca per gravità e differenza di pressione circola NH<sub>3</sub> nei due scambiatori a piastre della CO<sub>2</sub> e nei tre scambiatori a piastre del glicole. I tre compressori a pistoni della CO<sub>2</sub> (aventi motori elettrici con potenze di 200, 200 e 132 kW, rispettivamente) mantengono il separatore dell’anidride carbonica ad una pressione di 8,3 bar e ad una temperatura di -42°C. La CO<sub>2</sub> viene pompata attraverso delle pompe ai tunnel di surgelazione ed alla cella 4 a temperatura pari a -18°C. Lo schema della centrale è rappresentato in figura 50. L’ammoniaca in uscita dal compressore deve condensarsi e per questo entra nel condensatore evaporativo. All’interno di quest’ultimo componente l’ammoniaca cede calore all’acqua che evapora, per questo è necessario un reintegro di acqua. In tabella 15 sono riportati i dati dei principali componenti dell’impianto.



DEFINIZIONE	MARCA	MODELLO	DATI
Compressore a vite K107	FTI	FTK370H ES	$P_{\text{frigo}}=1150$ kW $P_{\text{ass}}=308$ kW 3600 rpm $P_{\text{nom}}=355$ kW
Compressore a vite K101, K102, K103	FTI	FTK280H ES	$P_{\text{frigo}}=960$ kW $P_{\text{ass}}=265$ kW 3600 rpm $P_{\text{nom}}=315$ kW
Compressore alternativo a pistoni K104	SABROE	HPC106S	6 pistoni $P_{\text{frigo}}=460$ kW $P_{\text{ass}}=125$ kW $P_{\text{nom}}=132$ kW
Compressore alternativo a pistoni K105, K106	SABROE	HPC108S	8 pistoni $P_{\text{frigo}}=610$ kW $P_{\text{ass}}=165$ kW $P_{\text{nom}}=200$ kW
Condensatore evaporativo	BAC	CXVE-543-12188-45L	Ventilatori: 3 motori elettrici da 11 kW Pompe di spruzzo: un motore elettrico da 7,5 kW
Scambiatore a piastre R-717/glicole	ALFALAVAL	MK15-BWFDR	110 piastre
Scambiatore a piastre R-717/R-744	ALFALAVAL	MK15-BWFT	400 piastre

Tabella 15. Componenti sala macchine 3

### Depuratori

Il trattamento di depurazione delle acque reflue dell'azienda prevede l'installazione di sistemi di trattamento degli effluenti di tipo biologico. Gli effluenti che producono durante il processo produttivo sono originati dai seguenti tipi di refluo:

- Acque di lavaggio delle bacinelle e dei vagonetti;
- Scarichi delle sale di preparazione delle materie prime e delle salse di pomodoro;
- Acque impiegate a fine giornata lavorativa per la pulizia degli ambienti dello stabilimento.

La depurazione consiste in una successione di processi (equalizzazione, depurazione, digestione aerobica biologica e decantazione) durante i quali delle acque reflue vengono rimosse le sostanze inquinanti. In questo modo, risulta possibile reimmettere l'acqua nell'ambiente senza crearne danni. L'attuale impianto di depurazione permette di ottenere circa 220 m<sup>3</sup>/giorno di acqua pulita che viene restituita al terreno. I fanghi separati vengono venduti ad aziende esterne per la produzione di energia.

### Generatori di vapore

Un generatore di vapore è un'apparecchiatura che realizza un riscaldamento isobaro di un liquido provocandone l'ebollizione in modo continuo e controllato per impiegarlo come vettore energetico. La caldaia è la parte del generatore di vapore in cui si ha la combustione e in cui liquido utilizzato, normalmente acqua, passa attraverso e viene riscaldato.

Nell'impianto presente in azienda ci sono due generatori di vapore aventi una producibilità pari a 1500 kg/h. L'acqua in mandata ai generatori passa prima per un sistema osmotico che riduce il pH da 7 lo porta a 5 e successivamente passa attraverso un addolcitore per avere un pH finale pari a 11-13.

I fumi prodotti dalla caldaia escono ad una temperatura di circa 150 °C.

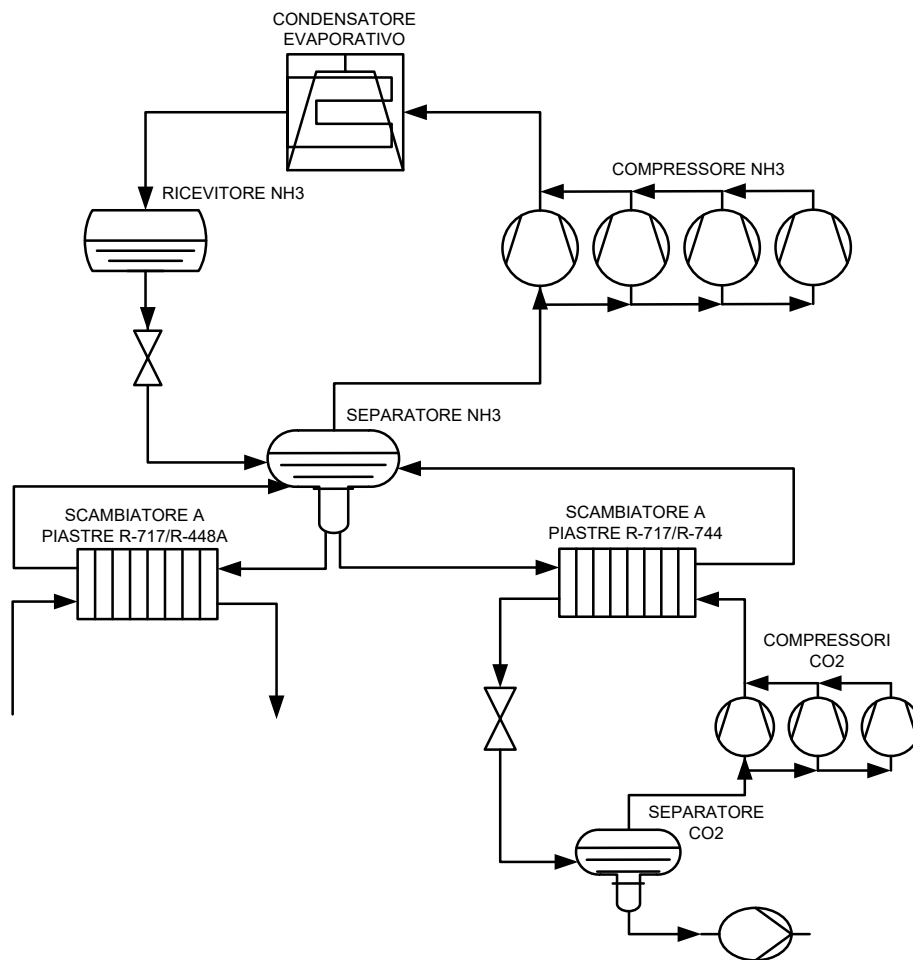


Figura 50 Schema semplificato del principio di funzionamento della sala macchine 3

#### 2.5.4 Individuazione e caratterizzazione possibili fonti di recupero energetico

Nello stabilimento produttivo, specializzato nella produzione di pizze surgelate, sono possibili recuperi di calore interni ed esterni. Le fonti di recupero di calore a bassa temperatura individuate analizzando lo schema impiantistico dell'azienda possono essere: i condensatori evaporativi e i fumi di scarico dei forni di cottura.

##### Condensatori evaporativi

I condensatori evaporativi BAC modello CXVE sono dei componenti degli impianti di refrigerazione (figura 51).

Il condensatore CXVE combina l'uso di una batteria di condensazione evaporativa e di un pacco di scambio integrato, per raffreddare l'acqua di nebulizzazione. Facendo riferimento alla figura 3.4.2 possiamo comprendere il suo principio di funzionamento, il vapore (1) circola attraverso una batteria di condensazione (2), che viene umidificata da un sistema di nebulizzazione (3). Contemporaneamente alla nebulizzazione dell'acqua, un ventilatore assiale (4) convoglia aria (5) sopra la batteria. Il processo di evaporazione condensa il vapore nel liquido (6). L'acqua di nebulizzazione cade su un pacco di scambio (7), dove viene raffreddata prima di ricadere nella vasca inclinata dell'acqua (8). La pompa di nebulizzazione (9) riporta in circolo l'acqua raffreddata fino alla sommità dell'unità. L'aria calda satura (10) esce dalla torre attraverso gli eliminatori di gocce (11) che rimuovono le goccioline d'acqua dall'aria (figura 52).

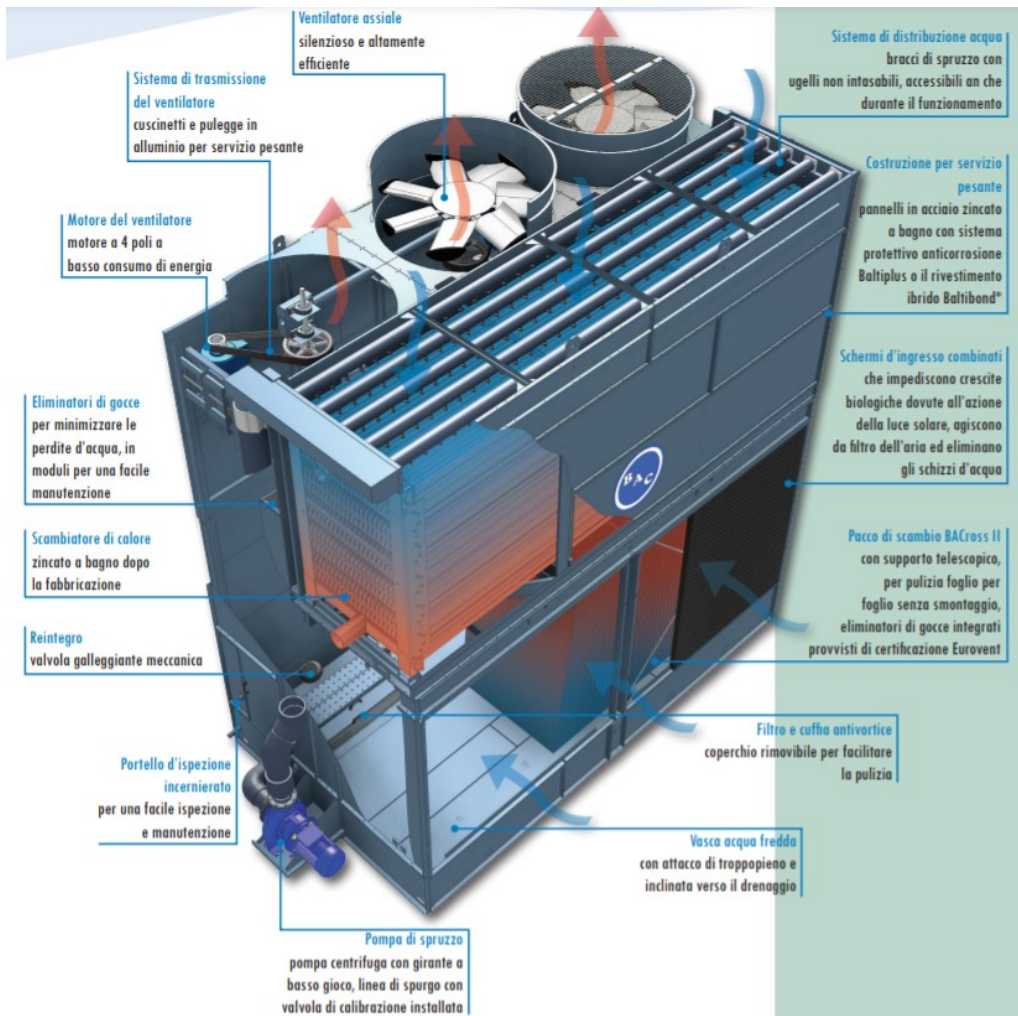


Figura 51. Componenti del condensatore evaporativo BAC modello CXVE (tratto da catalogo BAC)

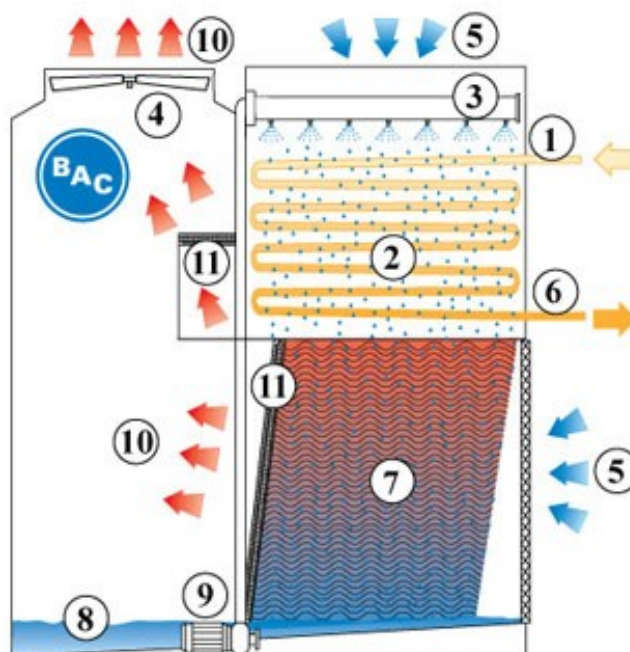


Figura 52. Principio di funzionamento del condensatore BAC (tratto da catalogo)

I profili giornalieri di calore disponibile per il recupero sono stati ricavati elaborando i dati forniti dal software Facility Expert della Schneider Electric per due giornate tipo, una estiva ed una invernale (21 gennaio e 21 agosto). La scelta è ricaduta in queste date in quanto vi era più uniformità di funzionamento dei compressori.

I compressori esaminati sono stati:

- I compressori ad ammoniaca (K101, K102, K103 e K107) della sala macchine 3;
- Il compressore di alta pressione della sala macchine 2;
- I sei compressori della sala macchine 1.

I dati a disposizione relativi ai compressori della sala 2, 3 e di un compressore della sala 1 sono (figura 53):

- pressione assoluta di aspirazione [bar];
- temperatura di saturazione di aspirazione [°C];
- pressione assoluta di mandata [bar];
- temperatura di saturazione di mandata [°C];
- portata massica [kg/s];
- potenza assorbita dal motore [kW];
- velocità del motore [rpm];
- potenza frigorifera [kW];
- EER;
- Posizione slitta del compressore.

	A	I	J	K	L	M	N	O	P	Q
1	timestamp	EER_VALO	FULL_LOA	PRES_ASPIRAZIONI	KW_VALO	PRES_MANDATA	PORTATA	PS_VALO	RPM	KW_FRIG
2	2020-01-01 00:01:00.0046376	0	1	2,92	1	6,7	0	0	0	0
3	2020-01-01 00:02:00.0178380	0	1	2,92	1	6,68	0	0	0	0
4	2020-01-01 00:03:00.0154384	0	1	2,92	1	6,67	0	0	0	0
5	2020-01-01 00:04:00.0130388	0	1	2,92	1	6,66	0	0	0	0
6	2020-01-01 00:05:00.0106392	0	1	3,21	1	6,64	0	0	73	0
7	2020-01-01 00:06:00.0082396	5,35	1	3,03	28	6,88	0,126	33	1500	149,93
8	2020-01-01 00:07:00.0214400	19,73	1	2,76	46	7,39	0,771	88	1500	907,49
9	2020-01-01 00:08:00.0034403	20,77	1	2,79	48	7,76	0,852	88	1500	997,11
10	2020-01-01 00:09:00.0166407	4,3	1	2,86	113	8,49	0,42	100	2050	486,3
11	2020-01-01 00:10:00.0142411	3,99	1	2,77	130	9,58	0,455	100	2200	518,08
12	2020-01-01 00:11:00.0118415	3,62	1	2,73	137	10,63	0,442	100	2200	495,9
13	2020-01-01 00:12:00.0094419	4,05	1	2,74	114	9,79	0,407	100	1900	461,93
14	2020-01-01 00:13:00.0226423	3,84	1	2,73	116	10,16	0,394	100	1900	444,86
15	2020-01-01 00:14:00.0046426	3,81	1	2,71	112	10,34	0,379	100	1750	426,79
16	2020-01-01 00:15:00.0178430	3,55	1	2,78	98	10,35	0,309	100	1500	348,15

Figura 53. Dati dei compressori disponibili dal software Facility Expert della Schneider Electric

Avendo a disposizione tutti i dati sopraelencati, per i compressori della seconda e terza sala macchine, la potenza dispersa dai condensatori evaporativi  $Q_{disp}$  è stata calcolata sommando due termini: la potenza assorbita dal compressore  $P_{ass}$  e la potenza frigorifera  $P_{frigo}$  (eq. 19).  $Q_{disp}$  è una potenza media oraria.

$$Q_{disp} = P_{ass} + P_{frigo} \quad [kW] \quad (19)$$

Elaborando i dati forniti per ogni compressore, tramite un foglio di calcolo Excel, sono stati ricavati i profili giornalieri (dalle 00:00 alle 23:00) di calore disponibile per il recupero.

Per la sala macchine 3 sono stati ricavate le potenze medie recuperabili ora per ora nelle giornate di riferimento di agosto e gennaio come sintetizzato in figura 54.

	K101 NH3				K102 NH3				K103 NH3				K107 NH3						
	GENNAIO	Qtorri	AGOSTO	Qtorri	GENNAIO	Qtorri	AGOSTO	Qtorri	GENNAIO	Qtorri	AGOSTO	Qtorri	GENNAIO	Qtorri	AGOSTO	Qtorri			
0	0	kW	94	kW	0	198	kW	1.120	kW	0	781	kW	959	kW	0	0	kW	704	kW
1	0	kW	-2	kW	1	19	kW	1.030	kW	1	408	kW	467	kW	1	0	kW	472	kW
2	0	kW	-2	kW	2	63	kW	937	kW	2	141	kW	474	kW	2	0	kW	2	kW
3	0	kW	-2	kW	3	20	kW	893	kW	3	249	kW	462	kW	3	0	kW	2	kW
4	668	kW	414	kW	4	137	kW	1.096	kW	4	973	kW	1.042	kW	4	0	kW	933	kW
5	508	kW	570	kW	5	45	kW	1.119	kW	5	739	kW	1.117	kW	5	0	kW	1.042	kW
6	484	kW	482	kW	6	44	kW	1.120	kW	6	964	kW	1.119	kW	6	0	kW	1.192	kW
7	550	kW	546	kW	7	69	kW	1.110	kW	7	1.094	kW	1.108	kW	7	0	kW	1.300	kW
8	657	kW	583	kW	8	9	kW	1.118	kW	8	1.116	kW	1.116	kW	8	0	kW	1.310	kW
9	559	kW	832	kW	9	0	kW	1.108	kW	9	1.074	kW	1.107	kW	9	0	kW	1.300	kW
10	655	kW	660	kW	10	0	kW	1.109	kW	10	1.137	kW	1.109	kW	10	0	kW	1.303	kW
11	612	kW	715	kW	11	1	kW	1.087	kW	11	1.010	kW	743	kW	11	0	kW	1.228	kW
12	559	kW	1.107	kW	12	19	kW	1.112	kW	12	1.000	kW	981	kW	12	0	kW	1.312	kW
13	707	kW	1.115	kW	13	0	kW	1.117	kW	13	1.138	kW	1.095	kW	13	0	kW	1.319	kW
14	786	kW	1.120	kW	14	159	kW	1.124	kW	14	1.136	kW	1.118	kW	14	0	kW	1.327	kW
15	700	kW	1.119	kW	15	90	kW	1.122	kW	15	1.131	kW	1.126	kW	15	0	kW	1.324	kW
16	669	kW	1.119	kW	16	41	kW	1.123	kW	16	1.124	kW	1.121	kW	16	0	kW	1.326	kW
17	681	kW	1.124	kW	17	12	kW	1.127	kW	17	1.127	kW	1.121	kW	17	0	kW	1.331	kW
18	536	kW	1.098	kW	18	4	kW	1.121	kW	18	1.039	kW	943	kW	18	0	kW	1.323	kW
19	712	kW	1.127	kW	19	0	kW	1.130	kW	19	1.137	kW	1.134	kW	19	0	kW	1.336	kW
20	604	kW	1.114	kW	20	0	kW	1.117	kW	20	1.084	kW	1.117	kW	20	0	kW	1.319	kW
21	647	kW	1.101	kW	21	57	kW	1.104	kW	21	1.075	kW	1.022	kW	21	0	kW	1.304	kW
22	552	kW	1.103	kW	22	21	kW	1.105	kW	22	988	kW	1.075	kW	22	0	kW	1.305	kW
23	729	kW	1.098	kW	23	98	kW	1.106	kW	23	1.093	kW	907	kW	23	0	kW	1.305	kW

Figura 54. Profili giornalieri di calore di recupero per la sala macchine 3

Il profilo giornaliero complessivo per la sala 3 è mostrato nella figura 55.

	GENNAIO	Qtorri	AGOSTO	Qtorri
0	978	kW	2.876	kW
1	426	kW	1.967	kW
2	203	kW	1.410	kW
3	268	kW	1.355	kW
4	1.778	kW	3.485	kW
5	1.293	kW	3.849	kW
6	1.492	kW	3.913	kW
7	1.714	kW	4.064	kW
8	1.782	kW	4.127	kW
9	1.634	kW	4.347	kW
10	1.792	kW	4.181	kW
11	1.622	kW	3.773	kW
12	1.577	kW	4.512	kW
13	1.845	kW	4.645	kW
14	2.082	kW	4.689	kW
15	1.921	kW	4.690	kW
16	1.834	kW	4.689	kW
17	1.820	kW	4.704	kW
18	1.579	kW	4.484	kW
19	1.850	kW	4.727	kW
20	1.688	kW	4.666	kW
21	1.779	kW	4.532	kW
22	1.560	kW	4.589	kW
23	1.921	kW	4.416	kW

Figura 55. Profilo di calore di scarto della sala macchine 3

Per la sala 2 abbiamo elaborato i dati del compressore di alta pressione in un foglio di calcolo Excel ed abbiamo ricavato il profilo di potenze recuperabili mostrato in figura 56.

	GENNAIO	Qtorri	AGOSTO	Qtorri
0	288	kW	330	kW
1	0	kW	0	kW
2	0	kW	0	kW
3	0	kW	0	kW
4	580	kW	0	kW
5	656	kW	724	kW
6	649	kW	461	kW
7	674	kW	542	kW
8	609	kW	524	kW
9	679	kW	503	kW
10	678	kW	544	kW
11	588	kW	445	kW
12	530	kW	484	kW
13	531	kW	548	kW
14	479	kW	582	kW
15	471	kW	556	kW
16	447	kW	585	kW
17	441	kW	560	kW
18	422	kW	320	kW
19	482	kW	69	kW
20	472	kW	0	kW
21	471	kW	0	kW
22	492	kW	0	kW
23	495	kW	0	kW

Figura 56. Profilo di calore recuperabile dalla seconda sala macchine

Per la sala macchine 1 avevamo a disposizione tutti i dati solo per il compressore numero 7 (dotato di sensore massico). Di questo abbiamo ricavato il profilo di calore disperso mostrato in figura 57 utilizzando l’eq. 19.

COMPRESSORE 7				
	GENNAIO	Qtorri	AGOSTO	Qtorri
0	450	kW	1	kW
1	430	kW	1	kW
2	529	kW	1	kW
3	586	kW	1	kW
4	328	kW	1	kW
5	0	kW	1	kW
6	0	kW	1	kW
7	0	kW	1	kW
8	1	kW	1	kW
9	1	kW	1	kW
10	1	kW	1	kW
11	1	kW	1	kW
12	1	kW	1	kW
13	1	kW	1	kW
14	1	kW	1	kW
15	1	kW	1	kW
16	1	kW	1	kW
17	107	kW	1	kW
18	641	kW	1	kW
19	626	kW	1	kW
20	726	kW	1	kW
21	739	kW	1	kW
22	595	kW	1	kW
23	458	kW	1	kW

Figura 57. Profilo di calore di recupero per il compressore con sensore massico della sala macchine 1

Per gli altri cinque compressori (1, 2, 4, 5 e 6) ci sono state fornite solo le potenze assorbite [kW]. Di conseguenza, per ricavare il calore disperso è stato preso come riferimento il funzionamento del compressore 7. In ciascuna giornata (21 gennaio e 21 agosto) abbiamo calcolato il coefficiente di prestazione medio giornaliero con i dati del settimo compressore ( $COP_{m,gen}$ ,  $COP_{m,ago}$ ). Assumendo i compressori simili nel funzionamento abbiamo utilizzato i valori medi del COP per ricavare le potenze frigorifere ( $Q_u$ ) dei compressori 1, 2, 4, 5 e 6 (eq.20).

$$Q_u = COP_{m,mese} * P_{ass} \quad [kW] \quad (20)$$

Da cui, la potenza dispersa dai condensatori viene calcolata con l'eq. 21:

$$Q_{disp} = Q_u + P_{ass} \quad [kW] \quad (21)$$

Il profilo giornaliero complessivo (gennaio ed agosto) per i cinque compressori è mostrato nella figura 58, nella quale compaiono anche i valori dei coefficienti di prestazione medi giornalieri utilizzati nei calcoli. Nel complesso, la sala 1 ha il profilo di calore recuperabile mostrato in figura 59.

COMPRESSORI 1,2,4,5,6									
GENNAIO	Pass	Qu	Qtorri		AGOSTO	Pass	Qu	Qtorri	
1,06	17	18	35	kW	1,05	87	91	178	kW
COP	17	18	35	kW	COP	91	95	186	kW
	17	18	35	kW		90	94	184	kW
	18	19	38	kW		106	111	217	kW
	17	18	35	kW		130	136	266	kW
	37	39	76	kW		13	14	27	kW
	0	0	0	kW		0	0	0	kW
	34	36	70	kW		0	0	0	kW
	20	21	42	kW		0	0	0	kW
	0	0	0	kW		0	0	0	kW
	0	0	0	kW		0	0	0	kW
	36	38	74	kW		0	0	0	kW
	31	33	64	kW		0	0	0	kW
	0	0	0	kW		0	0	0	kW
	0	0	0	kW		58	61	119	kW
	0	0	0	kW		84	88	173	kW
	0	0	0	kW		85	89	174	kW
	34	36	70	kW		85	89	174	kW
	38	40	78	kW		85	90	175	kW
	38	40	78	kW		83	87	170	kW
	40	43	83	kW		85	89	173	kW
	40	42	82	kW		86	90	176	kW
	38	41	79	kW		84	88	172	kW
	36	38	74	kW		84	88	171	kW

Figura 58. Profilo di calore di scarto per i compressori della sala macchine 1 non dotati di sensore massiccio

	GENNAIO	Qtorri	AGOSTO	Qtorri
0	484	kW	179	kW
1	465	kW	187	kW
2	564	kW	185	kW
3	624	kW	218	kW
4	363	kW	267	kW
5	76	kW	28	kW
6	0	kW	1	kW
7	70	kW	1	kW
8	43	kW	1	kW
9	1	kW	1	kW
10	1	kW	1	kW
11	75	kW	1	kW
12	65	kW	1	kW
13	1	kW	1	kW
14	1	kW	120	kW
15	1	kW	174	kW
16	1	kW	175	kW
17	178	kW	175	kW
18	719	kW	176	kW
19	704	kW	171	kW
20	809	kW	174	kW
21	820	kW	177	kW
22	674	kW	173	kW
23	531	kW	172	kW

Figura 59. Profilo di calore recuperabile dalla sala macchine 1

Sommando i calori disponibili al recupero della sala 1, della sala 2 e della sala 3 otteniamo i profili di calore (invernale ed estivo) mostrati in figura 60.

	GENNAIO	Qtorri	AGOSTO	Qtorri
0	1.751	kW	3.384	kW
1	892	kW	2.155	kW
2	769	kW	1.595	kW
3	892	kW	1.572	kW
4	2.720	kW	3.752	kW
5	2.025	kW	4.601	kW
6	2.142	kW	4.375	kW
7	2.458	kW	4.608	kW
8	2.434	kW	4.652	kW
9	2.314	kW	4.851	kW
10	2.471	kW	4.726	kW
11	2.285	kW	4.219	kW
12	2.173	kW	4.997	kW
13	2.378	kW	5.195	kW
14	2.561	kW	5.391	kW
15	2.393	kW	5.420	kW
16	2.282	kW	5.449	kW
17	2.439	kW	5.439	kW
18	2.720	kW	4.980	kW
19	3.036	kW	4.967	kW
20	2.969	kW	4.841	kW
21	3.071	kW	4.709	kW
22	2.727	kW	4.761	kW
23	2.947	kW	4.588	kW

**Figura 60. Profili di calore di scarto (invernale ed estivo) derivanti dagli impianti di refrigerazione dello stabilimento**

Nel caso dell'azienda presa in esame in questa analisi è possibile recuperare calore ad elevate temperatura dai fumi di scarico dei forni di cottura. Nello stabilimento vi sono in totale cinque forni, uno per linea di produzione, alimentati a gas naturale e a pellet. La temperatura alla quale vengono aspirati i fumi varia nell'intervallo 140-190°C. La temperatura dei fumi dipende dalla temperatura dell'aria all'interno lo stabilimento, dalla dispersione termica attraverso le pareti del forno e dal tipo di impasto che deve essere cucinato (maggiore è la quantità di pasta e maggiore deve essere la temperatura all'interno del forno). Durante la produzione l'andamento della temperatura si può assumere costante attorno ai 190°C, anche se si registrano punte superiori ai 250°C. A fine produzione le camere di combustione laterali vengono spente e vengono mantenute in funzione le camere di combustione per riscaldare la platea (fase di pulizia del forno), durante la pulizia del forno la temperatura alla quale vengono aspirati i fumi cala portandosi nell'intervallo tra i 100-150°C.

La portata volumetrica massima recuperabile da ciascun forno (ventilatori al 100% della loro potenza) è pari a 3000 m<sup>3</sup>/h, assumendo che la densità dei fumi sia 1,29 kg/m<sup>3</sup>, si trova la portata massica massima pari a 3880 kg/h. Durante la produzione i ventilatori vengono regolati e non lavorano mai al massimo della loro potenza, in condizioni di normale funzionamento essi lavorano tra il 65-75% della loro potenza nominale. Il calore specifico dei fumi di scarico (C<sub>p,fumi</sub>) è pari a 1 kJ/kg\*K e la differenza di temperatura tra ingresso e uscita fumi è 100 K. Avendo a disposizione i profili giornalieri della temperatura dei fumi e i dati sopra elencati è possibile ricavare la potenza termica recuperabile [kW] con l'equazione 22.

$$P_{termica,recuperata} = \dot{m}_{fumi} * C_{p,fumi} * \Delta T \quad (22)$$

La potenza termica massima recuperabile, corrispondente alla massima portata, è pari a 107,78 kW.



Regolando la potenza dei ventilatori e assumendo che essi funzionino al 70% (valore dedotto dal reale funzionamento dei forni dello stabilimento), si ottiene una potenza termica recuperata pari a 75,44 kW. La tabella 16 mostra i valori delle potenze recuperabili giornalmente dai fumi dell'insieme dei forni.

Ora	Temp. fumi [°C]	Potenza tot [kW]
0	140	188
1	140	188
2	140	188
3	140	188
4	140	188
5	190	377
6	190	377
7	190	377
8	190	377
9	190	377
10	190	377
11	190	377
12	190	377
13	190	377
14	190	377
15	190	377
16	190	377
17	190	377
18	190	377
19	190	377
20	190	377
21	190	377
22	190	377
23	190	377

**Tabella 16 Potenza termica recuperabile dei fumi in relazione al profilo giornaliero della temperatura dei fumi**

### 2.5.5 Individuazione e caratterizzazione dei casi di studio

In generale, il modello è applicabile a qualsiasi industria possa cedere energia termica in eccesso e qualsiasi sia l'azienda a valle che assume il ruolo di utenza. I casi di studio sviluppati vedono l'azienda "Roncadin s.p.a." assumere il ruolo di azienda fornitrice di calore, disponibile a due livelli di temperatura: temperature fino a 85-90°C per il fluido termovettore che recupera il calore dai fumi, fino a 35-40°C per il fluido termovettore che recupera il calore dai condensatori evaporativi.

Nei casi di studio sviluppati, si illustrano i dati di input da predisporre e i risultati ottenibili dall'applicazione del modello.

In particolare, sulla base della caratterizzazione delle fonti di calore di recupero descritta al punto 2.5.4 e dei profili di domanda a bassa temperatura ottenuti come illustrato nelle sezioni 2.3.2 e 2.3.3 per utenze non realmente insediate in zona ma in filiera al sistema produttivo aziendale, si sono individuate le combinazioni di tecnologie e scenari sintetizzate in Tabella 17, che si riconducono ai due casi di studio principali:

### 1. Caso serra di orticoltura.

Come illustrato nella sezione 2.5.1, la "Roncadin S.P.A" utilizza notevoli quantità di ortaggi freschi per la farcitura delle pizze. Si è mirato a dimensionare delle serre che contribuiscano a produrre localmente basilico in foglia e di spinacino in foglia, ortaggi la cui shelf life è molto bassa e per cui sarebbe quindi determinante una produzione a km 0. Con riferimento all'anno 2020, si osservano i seguenti volumi di acquisto per le due materie prime:

- 15.076 kg di spinacino fresco + 5.075 kg di spinacino fresco bio per un totale di 20.151 kg di spinacino in foglia;
- 3.851 kg di basilico fresco in foglia.

Ci si è basati su un dato di letteratura ([28]) per la resa e le temperature interne della serra di basilico e si è applicato il medesimo, per estensione, all'eventuale serra di spinacino. Sulla base dei quantitativi acquistati annualmente dall'azienda e considerando una resa annuale della serra di circa 862 kg/ha abbiamo ricavato le dimensioni che dovrebbero avere le serre per soddisfare la domanda di basilico e di spinacino:

- Basilico: per ottenere 3.851 kg all'anno la serra dovrebbe essere composta da 132 moduli base e quindi occuperebbe un'area in pianta di 44.700 m<sup>2</sup>;
- Spinacino: per ottenere 20.151 kg all'anno la serra dovrebbe essere composta da 688 moduli base e quindi occuperebbe un'area in pianta di circa 234.000 m<sup>2</sup>.
- In prossimità dello stabilimento di Meduno vi sono diversi terreni agricoli che potrebbero essere utilizzati per la coltivazione di basilico e di spinacino in foglia. Le aree libere individuate attorno all'azienda, che distano meno di un chilometro da essa, sono tre e hanno le seguenti dimensioni:
  - 135 X 52 m ovvero un'area in pianta di 7.020 m<sup>2</sup>;
  - 150 X 75 m ovvero un'area in pianta di 11.250 m<sup>2</sup>;
  - 118 X 62 m ovvero un'area in pianta di 7.316 m<sup>2</sup>.
- Realisticamente quindi, sulla base delle rese ottenute e delle superfici disponibili si sono definite le seguenti configurazioni di riferimento:
  - 4 moduli (serra piccola) con resa annuale di 117 kg;
  - 30 moduli (serra media) con resa annuale di 879 kg;
  - 120 moduli (serra grande) con resa annuale di 3.515 kg.

Si osservi che con la serra grande (120 moduli e 40.800 m<sup>2</sup>) sarebbe possibile coprire gran parte della domanda annuale del solo basilico in foglia.

### 2. Caso azienda lattiero-casearia.

Il largo utilizzo di prodotti caseari è evidente. In questo caso, in base ai dati degli audit walkthrough e remoti si è scelto di valutare come possibili utenze due configurazioni, corrispondenti ai profili di domanda riportati in figura 22 e 23, ovvero:

- Caseificio piccolo: si considera solo la domanda a bassa temperatura, le temperature di mandata e ritorno del fluido sono, rispettivamente, 50-70 °C.
- Caseificio grande: per questo secondo caseificio è stato considerato il profilo di calore complessivo, richiesto per produrre acqua calda a 90°C, con temperatura di ritorno di 70°C.

Come sintetizzato in Tabella 17, accanto al sistema di dissipazione reale evaporativo si sono valutate per confronto anche altrettante configurazioni virtuali in cui la dissipazione del calore in eccesso avvenga tramite dry cooler.

Gli scenari (sorgente-utente) analizzati sono stati riportati nella tabella 17. Per quasi tutte le combinazioni vengono confrontate tre diverse configurazioni: due AS IS, ovvero senza recupero esterno (BASE con caldaia;

BASE con pompa di calore aria/acqua - solo per la serra e il caseificio piccolo); una configurazione TO BE di teleriscaldamento alimentato dalla fonte di calore in eccesso, con accumulo termico e caldaia di integrazione (DHT).

Si ottengono così diciotto scenari tecnologici: il numero di scenari effettivamente valutati è tuttavia superiore se si considera che per ogni utente sono state valutate due distanze di insediamento (adiacenza, 500 m, e breve distanza, 1500 m) e che, al fine di valutare l'applicabilità del software e delle tecnologie proposte sull'intero territorio nazionale, sono state modellate tre collocazioni geografiche virtuali del sistema recupero termico industriale a favore di una serra, valutando quindi 54 combinazioni, tra AS IS e TO BE, solo per le serre. Ad esse vanno aggiunte le sei combinazioni AS IS e quattro TO BE valutate per i caseifici. Inoltre, esclusivamente per le serre di piccole dimensioni localizzate nel Nord Italia e per il caseificio di piccole dimensioni è stata anche valutata la possibilità di recupero termico da fumi, con ulteriori quattro configurazioni AS IS e due configurazioni TO BE.

Per ognuna delle combinazioni sorgente-utente evidenziate in tabella 17 vengono riportate nel seguito la carbon footprint, la water footprint, il life cycle cost e il consumo di energia primaria.

TIPOLOGIA DI UTENZA	CASO 1: SERRA			CASO 2: CASEIFICIO	
<b>FONTI DI CALORE IN ECCESSO</b> ↓	Serra piccola LT (50-70°C)	Serra media LT (50-70°C)	Serra grande LT (50-70°C)	Caseificio piccolo LT (50-70°C)	Caseificio grande HT (70-90°C)
<b>LT</b> (condensatori evaporativi, CT)	BASE NG BASE PDC aria DHT	BASE NG BASE PDC aria DHT	BASE NG BASE PDC aria DHT	BASE NG BASE PDC aria DHT	BASE NG DHT
<b>LT (scenario virtuale con condensazione ad aria, DC)</b>	BASE NG BASE PDC aria DHT	BASE NG BASE PDC aria DHT	BASE NG BASE PDC aria DHT	BASE NG BASE PDC aria DHT	BASE NG DHT
<b>HT, recupero da fumi</b>	BASE NG BASE PDC aria DHT	-	-	BASE NG BASE PDC aria DHT	-

Tabella 17. Scenari di applicazione modello di calcolo

## 2.5.6 Risultati simulazioni caso 1: recupero energetico esterno a favore di serre di orticoltura piante in foglia

### Serra piccola

In questo scenario abbiamo considerato una serra costituita da quattro moduli base. Le dimensioni della serra sono le seguenti:

- Area in pianta 1.360 m<sup>2</sup>;
- Area totale coperta 1.777 m<sup>2</sup>;
- Volume 4.941 m<sup>3</sup>.

Una serra di queste dimensioni, che produce basilico in foglia, ha una resa annuale di circa 117 kg (valore ricavato elaborando i dati di [28]).

La serra potrà essere posizionata nel Nord Italia, nel Centro Italia oppure nel Sud Italia. Variando la locazione della serra abbiamo ottenuto profili giornalieri di domanda del calore differenti.

Con il modello di calcolo della serra, fornendo le dimensioni della serra, i profili della temperatura giornaliera e fissando la temperatura interna a 22°C, abbiamo ricavato la domanda di calore per la serra.

I profili giornalieri della richiesta di calore [kW] per una serra da quattro moduli posizionata nel Nord Italia sono riportati in tabella 18, nel Centro Italia in tabella 19, nel Sud Italia in tabella 20.

PROFILO DOMANDA CALORE INVERNO						PROFILO DOMANDA DI CALORE ESTATE					
h	Q <sub>cci</sub> [kW]	Q <sub>i</sub> [kW]	Q <sub>k</sub> [kW]	Q <sub>s</sub> [kW]	Q <sub>utenza</sub> [kW]	h	Q <sub>cci</sub> [kW]	Q <sub>i</sub> [kW]	Q <sub>k</sub> [kW]	Q <sub>s</sub> [kW]	Q <sub>utenza</sub> [kW]
0	319	27	346	0	346	0	138	12	149	0	149
1	321	28	348	0	348	1	148	13	161	0	161
2	330	28	358	0	358	2	147	13	159	0	159
3	324	28	351	0	351	3	148	13	160	0	160
4	332	29	361	0	361	4	154	13	167	0	167
5	353	30	383	0	383	5	150	13	163	0	163
6	341	29	370	0	370	6	155	13	168	1	168
7	351	30	381	0	381	7	157	13	170	14	156
8	337	29	366	0	366	8	140	12	152	76	75
9	330	28	358	22	336	9	99	9	107	259	0
10	285	25	309	124	185	10	78	7	85	478	0
11	228	20	248	258	0	11	64	5	69	588	0
12	206	18	224	354	0	12	52	4	57	658	0
13	198	17	215	378	0	13	44	4	48	713	0
14	188	16	204	361	0	14	41	4	44	677	0
15	187	16	203	382	0	15	30	3	33	742	0
16	192	17	209	274	0	16	34	3	37	521	0
17	204	18	221	142	80	17	28	2	31	416	0
18	240	21	261	37	224	18	42	4	46	262	0
19	268	23	291	3	288	19	67	6	73	101	0
20	281	24	305	0	305	20	96	8	104	36	68
21	292	25	317	0	317	21	120	10	131	4	127
22	318	27	346	0	346	22	127	11	138	0	138
23	-313	27	-286	0	0	23	134	12	145	0	145
				MAX [kW]	383					MAX [kW]	168

Tabella 18. Domanda di calore per una serra piccola nel Nord Italia

PROFILO DOMANDA CALORE INVERNO						PROFILO DOMANDA DI CALORE ESTATE					
h	Q <sub>cci</sub> [kW]	Q <sub>i</sub> [kW]	Q <sub>k</sub> [kW]	Q <sub>s</sub> [kW]	Q <sub>utenza</sub> [kW]	h	Q <sub>cci</sub> [kW]	Q <sub>i</sub> [kW]	Q <sub>k</sub> [kW]	Q <sub>s</sub> [kW]	Q <sub>utenza</sub> [kW]
0	285	25	310	0	310	0	132	11	144	0	144
1	284	24	308	0	308	1	131	11	142	0	142
2	282	24	306	0	306	2	129	11	140	0	140
3	281	24	306	0	306	3	118	10	129	0	129
4	281	24	305	0	305	4	108	9	117	13	104
5	280	24	304	0	304	5	97	8	105	87	18
6	259	22	281	0	281	6	79	7	86	219	0
7	237	20	258	69	189	7	62	5	67	376	0
8	216	19	235	222	13	8	44	4	48	569	0
9	208	18	226	281	0	9	36	3	39	662	0
10	200	17	217	290	0	10	27	2	30	852	0

11	192	17	209	308	0	11	19	2	20	807	0
12	197	17	214	338	0	12	22	2	24	719	0
13	203	17	220	165	55	13	26	2	28	574	0
14	208	18	226	129	96	14	29	3	32	612	0
15	229	20	248	47	202	15	41	4	45	416	0
16	250	22	271	3	268	16	53	5	58	219	0
17	271	23	294	0	294	17	65	6	71	95	0
18	279	24	304	0	304	18	79	7	86	8	78
19	288	25	313	0	313	19	93	8	101	0	101
20	297	26	323	0	323	20	107	9	116	0	116
21	301	26	327	0	327	21	113	10	122	0	122
22	304	26	331	0	331	22	118	10	128	0	128
23	-308	27	-281	0	0	23	124	11	135	0	135
				MAX [kW]	331					MAX [kW]	144

Tabella 19. Domanda di calore per una serra piccola nel Centro Italia

PROFILO DOMANDA CALORE INVERNO						PROFILO DOMANDA DI CALORE ESTATE					
h	$Q_{cci}$ [kW]	$Q_i$ [kW]	$Q_k$ [kW]	$Q_s$ [kW]	$Q_{utezza}$ [kW]	h	$Q_{cci}$ [kW]	$Q_i$ [kW]	$Q_k$ [kW]	$Q_s$ [kW]	$Q_{utezza}$ [kW]
0	187	16	204	0	204	0	85	7	92	0	92
1	192	17	208	0	208	1	90	8	97	0	97
2	196	17	213	0	213	2	95	8	103	0	103
3	197	17	214	0	214	3	81	7	88	0	88
4	197	17	214	0	214	4	67	6	73	29	44
5	198	17	215	0	215	5	53	5	57	125	0
6	174	15	189	29	160	6	28	2	31	317	0
7	150	13	163	193	0	7	4	0	4	458	0
8	125	11	136	306	0	8	-21	-2	-22	575	0
9	119	10	129	448	0	9	-26	-2	-29	625	0
10	113	10	123	451	0	10	-32	-3	-35	573	0
11	107	9	116	466	0	11	-38	-3	-41	568	0
12	114	10	123	453	0	12	-34	-3	-37	547	0
13	121	10	131	358	0	13	-30	-3	-33	481	0
14	127	11	138	193	0	14	-26	-2	-29	522	0
15	144	12	156	74	82	15	-3	0	-3	316	0
16	161	14	174	0	174	16	20	2	22	176	0
17	177	15	193	0	193	17	43	4	47	56	0
18	183	16	199	0	199	18	56	5	60	0	60
19	188	16	205	0	205	19	68	6	73	0	73
20	194	17	211	0	211	20	80	7	87	0	87
21	193	17	210	0	210	21	81	7	88	0	88
22	193	17	209	0	209	22	83	7	90	0	90
23	-192	17	-176	0	0	23	84	7	91	0	91
				MAX [kW]	215					MAX [kW]	103

Tabella 20. Domanda di calore per una serra piccola nel Sud Italia

In base ai valori massimi di domanda per le varie collocazioni geografiche si è valutato sufficiente il recupero termico dei condensatori relativi alla sala macchine 1, il cui profilo di offerta di calore in eccesso è riportato in tabella 21.

	GENNAIO	Qtorri	AGOSTO	Qtorri
0	484	kW	179	kW
1	465	kW	187	kW
2	564	kW	185	kW
3	624	kW	218	kW
4	363	kW	267	kW
5	76	kW	28	kW
6	0	kW	1	kW
7	70	kW	1	kW
8	43	kW	1	kW
9	1	kW	1	kW
10	1	kW	1	kW
11	75	kW	1	kW
12	65	kW	1	kW
13	1	kW	1	kW
14	1	kW	120	kW
15	1	kW	174	kW
16	1	kW	175	kW
17	178	kW	175	kW
18	719	kW	176	kW
19	704	kW	171	kW
20	809	kW	174	kW
21	820	kW	177	kW
22	674	kW	173	kW
23	531	kW	172	kW

**Tabella 21. Profilo di calore disponibile al recupero da condensatori evaporativi (sala macchine uno)**

### Nord Italia

Nella prima simulazione abbiamo preso in considerazione il posizionamento della serra nel Nord Italia. I dati di input inseriti nel foglio di calcolo sono:

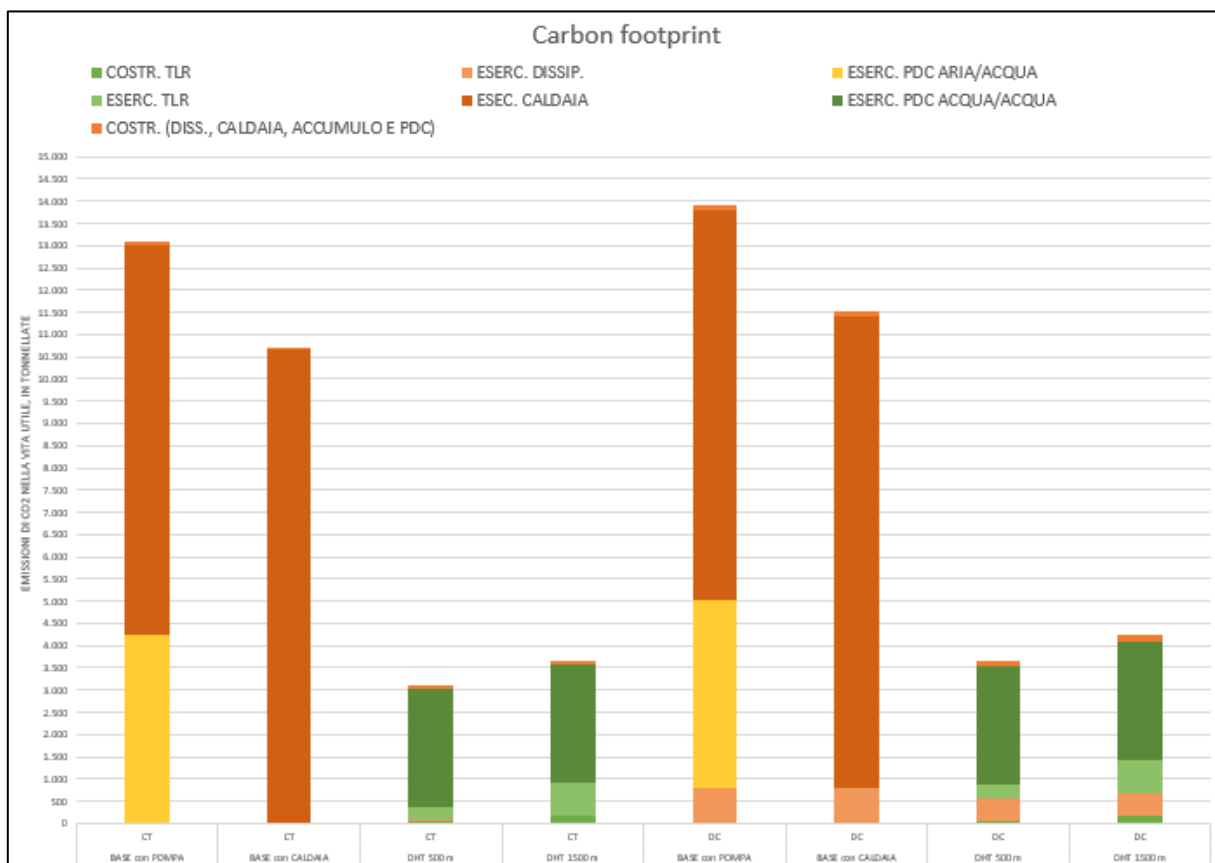
- Profilo di calore richiesto dall'utenza (tabella 18);
- Profilo di calore disponibile al recupero (tabella 21);
- Temperature di mandata e ritorno del fluido caldo disponibile per il recupero: 35-30°C;
- Temperature di mandata e ritorno del fluido cliente: 50-70°C;
- Temperatura media periodo invernale: 5°C;
- Temperatura media periodo estivo: 16°C;
- Durata periodo invernale: 4 mesi;
- Durata periodo estivo: 8 mesi;
- Lunghezza della rete di teleriscaldamento: 500m e 1500m;
- Sistema di dissipazione del calore: cooling tower e dry cooler.

Nella tabella 22 vengono riportati i risultati del dimensionamento dei dispositivi utilizzati nelle varie soluzioni, il diametro delle tubazioni e i volumi dell'accumulo.

	Dissipatore [kW]	PdC Aria/Acqua [kW]	Diametro tubi TLR [mm]	Caldai a [kW]	Pompa TLR [kW]	Scambiatore TLR [kW]	Caldai a [kW]	Accumulo [m <sup>3</sup> ]	PdC acqua/acqua [kW]
BASE con POMPA DI CALORE	820	96		316					
BASE con CALDAIA	820			383					
DHT 500 m	820		45		14	396	0	57	94
DHT 1500 m	820		45		38	396	0	57	94

**Tabella 22. Capacità, diametro e volume dei componenti del sistema (Serra piccola Nord Italia)**

Nelle figure che seguono sono stati riportati gli istogrammi della carbon footprint, della water footprint, del life cycle cost e della PEC per le tre diverse configurazioni: BASE con pompa di calore aria/acqua; teleriscaldamento con accumulo e caldaia (DHT); teleriscaldamento con caldaia (DHB). Per ogni simulazione abbiamo calcolato gli indicatori per due diversi sistemi di dissipazione: cooling tower (CT) e dry cooler (DC). Le figure 61, 62, 63 e 64 riportano la carbon footprint, water footprint, il life cycle cost e il consumo di energia primaria, rispettivamente.



**Figura 61 Carbon footprint (Serra piccola Nord Italia)**

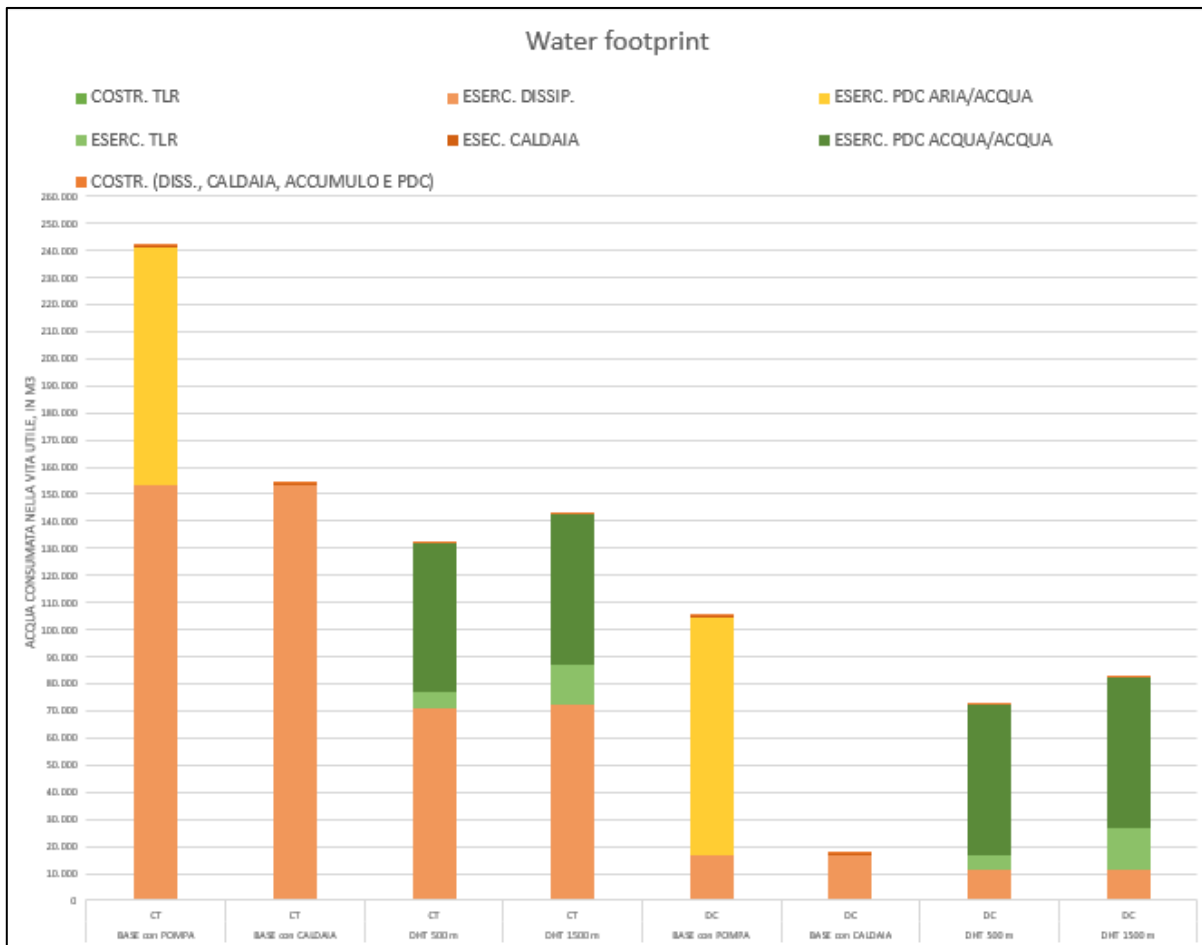


Figura 62. Water footprint (Serra piccola Nord Italia)

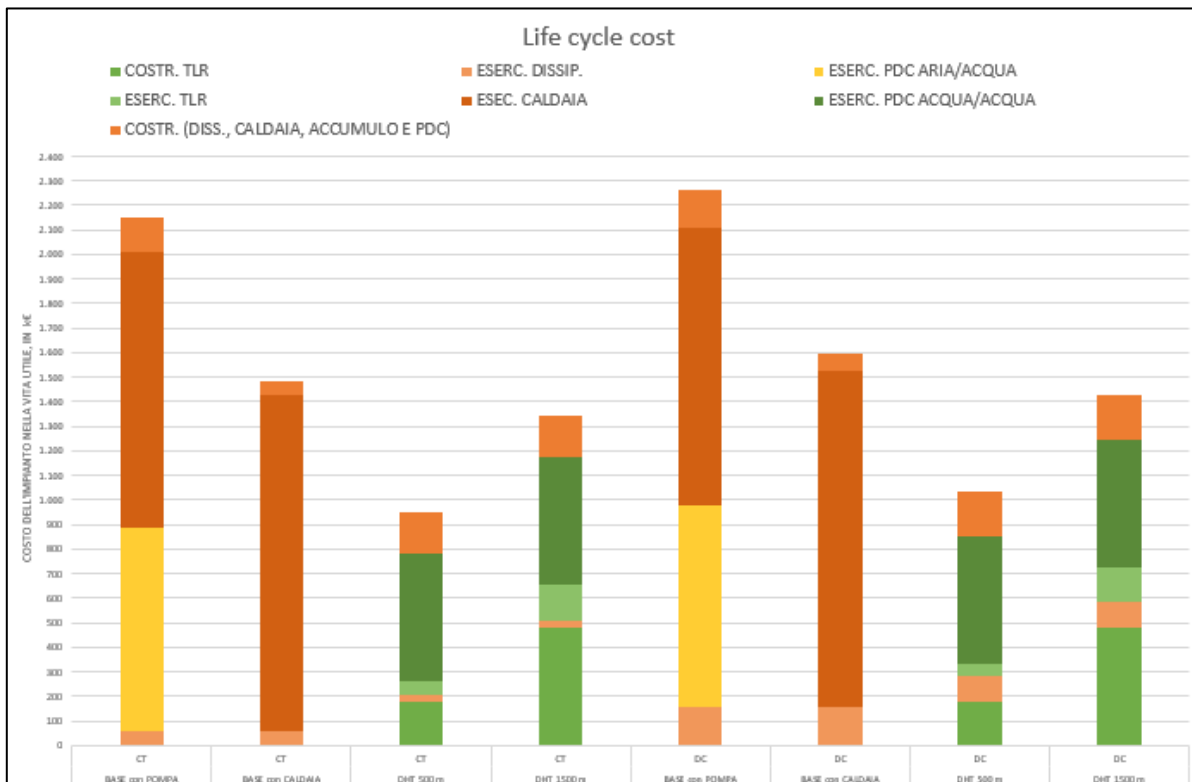


Figura 63. Life cycle cost (Serra piccola Nord Italia)



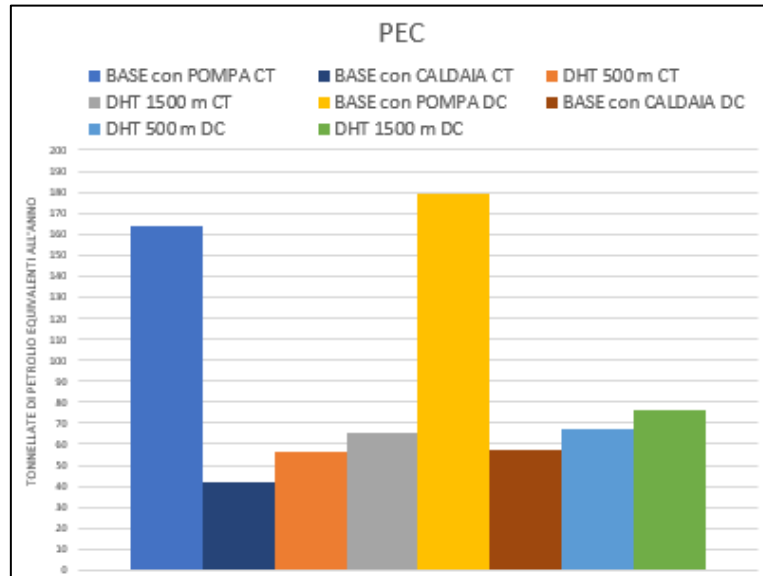


Figura 64. Consumo primario di energia (Serra piccola Nord Italia)

La figura 65 riporta i valori numerici delle configurazioni analizzate per la serra piccola posizionata al Nord Italia.

CARBON		Disp. Costr.	PdC aria/acqua Costr.	COSTR. TLR	Caldaia Costr.	Accumulo Costr.	Pompa acqua/acqua Costr.	JISS., CALDAIA, ACCUMULI	ESERC. DISSIP.	ESEC. POC ARIA/AQUA	Esercizio ESERC. TLR	ESEC. CALDAIA	ESEC. POC ACQUA/AQUA
CO2 non rinnovabile	CT	9	21	0	16	0	0	48	23	4.240	0	8.763	0
BASE con POMPA	CT	9	0	0	22	0	0	31	23	0	0	10.622	0
BASE con CALDAIA	CT	9	0	0	22	0	0	31	23	0	0	10.622	0
DHT 500 m	CT	9	0	86	0	47	19	75	20	0	276	0	2.671
DHT 1500 m	CT	9	0	863	0	47	19	75	20	0	194	0	2.671
BASE con POMPA	DC	73	21	0	16	0	0	112	804	4.240	0	8.763	0
BASE con CALDAIA	DC	73	0	0	22	0	0	35	804	0	0	10.622	0
DHT 500 m	DC	73	0	86	0	47	19	139	517	0	276	0	2.671
DHT 1500 m	DC	73	0	863	0	47	19	139	518	0	734	0	2.671
WATER		Disp.	PdC aria/acqua	TLR	Caldaia	Accumulo	Pompa acqua/acqua	JISS., CALDAIA, ACCUMULI	Disp.	PdC aria/acqua	Esercizio TLR	Caldaia	Pompa acqua/acqua
H2O m/rite	CT	34	201	0	133	0	0	428	153.227	87.892	0	381	0
BASE con POMPA	CT	34	0	0	161	0	0	255	153.227	0	0	462	0
BASE con CALDAIA	CT	34	0	0	161	0	0	255	153.227	0	0	462	0
DHT 500 m	CT	34	0	327	0	191	173	459	70.743	0	5.720	0	55.358
DHT 1500 m	CT	34	0	876	0	191	173	459	71.214	0	15.215	0	55.358
BASE con POMPA	DC	597	201	0	133	0	0	331	16.668	87.892	0	381	0
BASE con CALDAIA	DC	597	0	0	161	0	0	758	16.668	0	0	462	0
DHT 500 m	DC	597	0	327	0	191	173	962	10.713	0	5.720	0	55.358
DHT 1500 m	DC	597	0	876	0	191	173	961	10.713	0	15.215	0	55.358
ECONOMIC		Disp.	PdC aria/acqua	TLR	Caldaia	Accumulo	Pompa acqua/acqua	JISS., CALDAIA, ACCUMULI	Disp.	PdC aria/acqua	Esercizio TLR	Caldaia	Pompa acqua/acqua
LCC m/rite	CT	17	89	0	34	0	0	140	58	825	0	1.129	0
BASE con POMPA	CT	17	0	0	39	0	0	56	58	0	0	1.368	0
BASE con CALDAIA	CT	17	0	0	39	0	0	56	58	0	0	1.368	0
DHT 500 m	CT	17	0	179	0	66	88	171	27	0	54	0	520
DHT 1500 m	CT	17	0	483	0	66	88	171	27	0	143	0	520
BASE con POMPA	DC	30	89	0	34	0	0	153	157	825	0	1.129	0
BASE con CALDAIA	DC	30	0	0	39	0	0	70	157	0	0	1.368	0
DHT 500 m	DC	30	0	173	0	66	88	184	101	0	54	0	520
DHT 1500 m	DC	30	0	483	0	66	88	184	101	0	143	0	520

Figura 65. Valori di carbon, water footprint e life cycle cost Serra piccola Nord Italia

### Centro Italia

In ulteriori simulazioni si è valutata la variabilità delle performance sul territorio nazionale verificando quali sarebbero i risultati se il sistema fosse posizionato in Centro Italia (provincia di riferimento: Teramo). I dati di input inseriti nel foglio di calcolo sono:

- Profilo di calore richiesto dall'utenza (tabella 19);
- Profilo di calore disponibile al recupero (tabella 21);
- Temperature di mandata e ritorno del fluido caldo disponibile per il recupero: 35-30°C;
- Temperature di mandata e ritorno del fluido cliente: 50-70°C;
- Temperatura media periodo invernale: 6,5°C;
- Temperatura media periodo estivo: 17°C;
- Durata periodo invernale: 4 mesi;
- Durata periodo estivo: 8 mesi;
- Lunghezza della rete di teleriscaldamento: 500m e 1500m;
- Sistema di dissipazione del calore: cooling tower e dry cooler.

Nella tabella 23 sono state riportate le capacità dei dispositivi utilizzati nelle varie soluzioni, il diametro delle tubazioni e i volumi dell'accumulo.

	Dissipatore [kW]	PdC Aria/Acqua [kW]	Diametro tubi TLR [mm]	Caldaia [kW]	Pompa TLR [kW]	Scambiatore TLR [kW]	Caldaia [kW]	Accumulo [m^3]	PdC acqua/acqua [kW]
BASE con POMPA DI CALORE	820	83		273					
BASE CON CALDAIA	820			331					
DHT 500 m	820		44		13	378	0	41	81
DHT 1500 m	820		44		38	379	0	41	81

Tabella 23 Capacità diametro e volume dei componenti del sistema (Serra piccola Centro Italia)

Nelle figure che seguono sono stati riportati gli istogrammi della carbon footprint, della water footprint, del life cycle cost e della PEC per le tre diverse configurazioni: BASE con pompa di calore aria/acqua; teleriscaldamento con accumulo e caldaia (DHT); teleriscaldamento con caldaia (DHB). Per ogni simulazione abbiamo calcolato gli indicatori per due diversi sistemi di dissipazione: cooling tower (CT) e dry cooler (DC). Le figure 66, 67, 68 e 69 riportano la carbon footprint, water footprint, il life cycle cost e il consumo di energia primaria, rispettivamente.

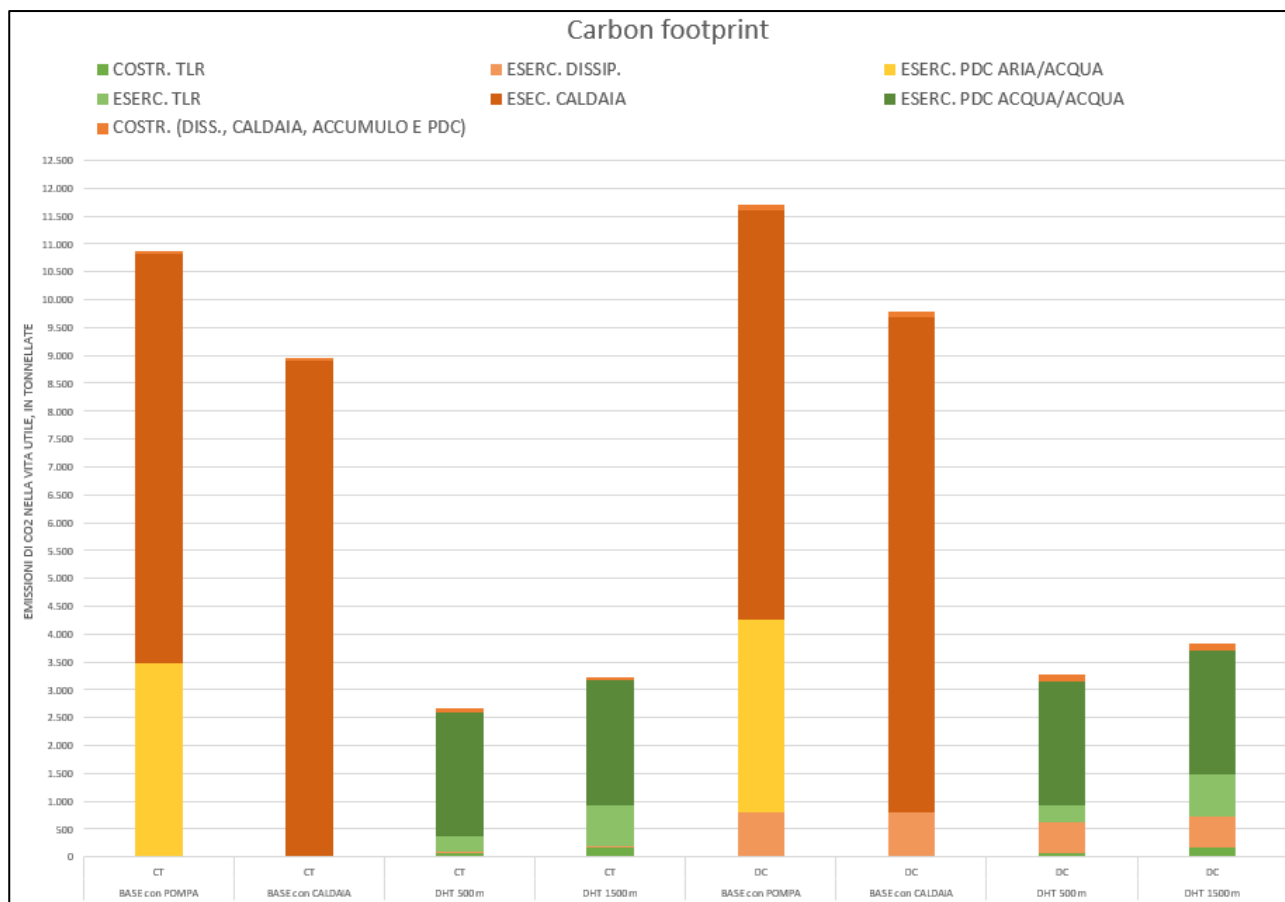


Figura 66. Carbon footprint (Serra piccola Centro Italia)

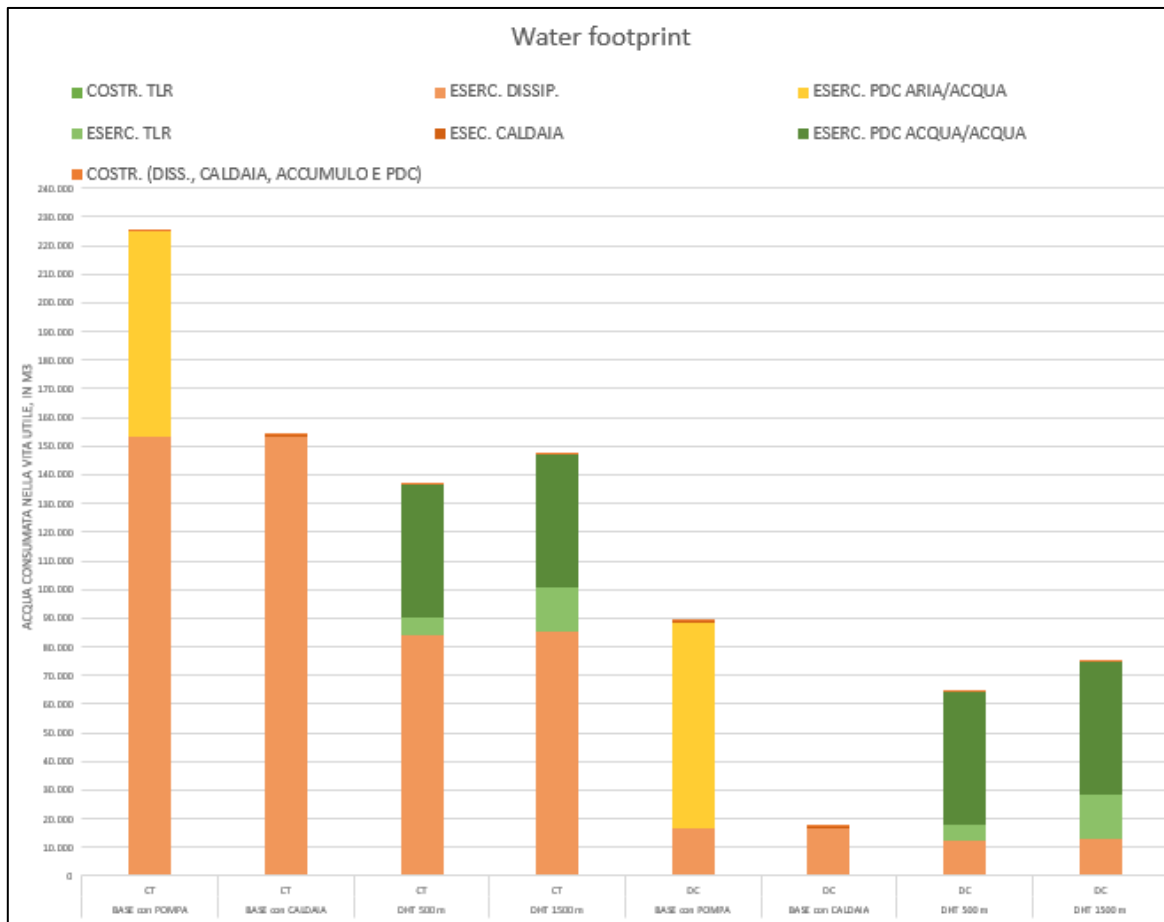


Figura 67. Water footprint (Serra piccola Centro Italia)

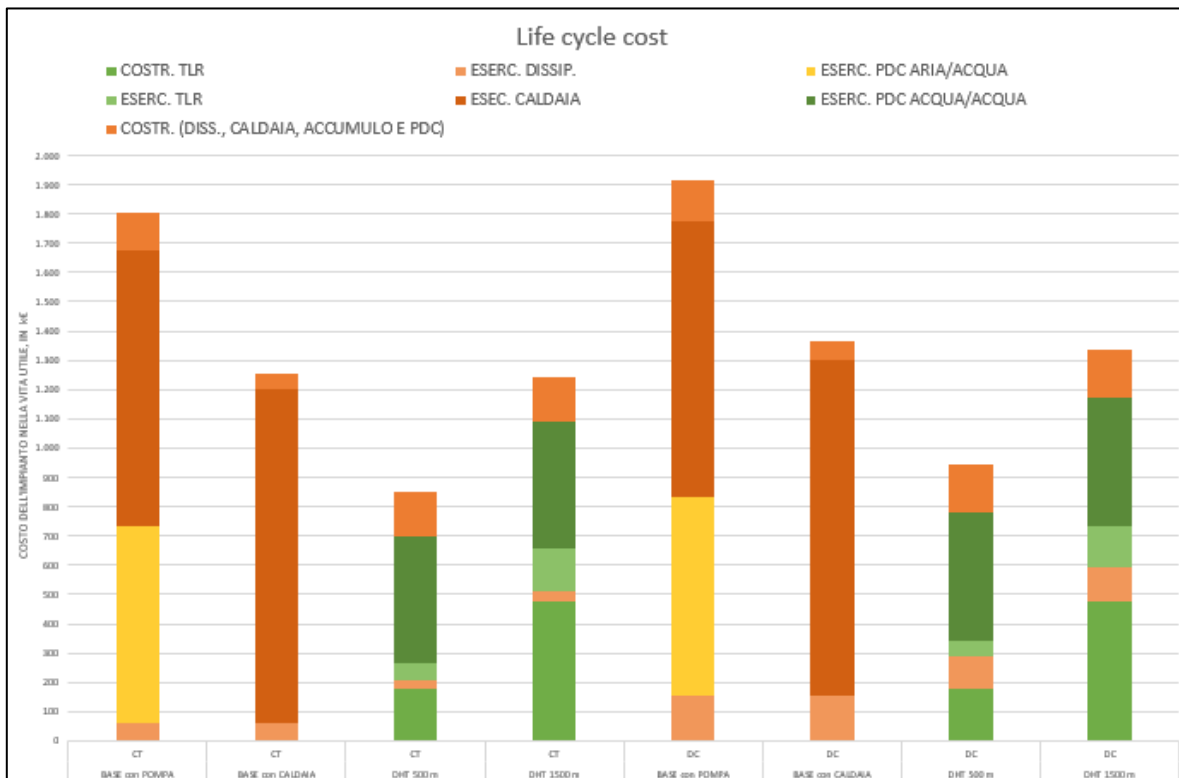


Figura 68. Life cycle cost (Serra piccola Centro Italia)

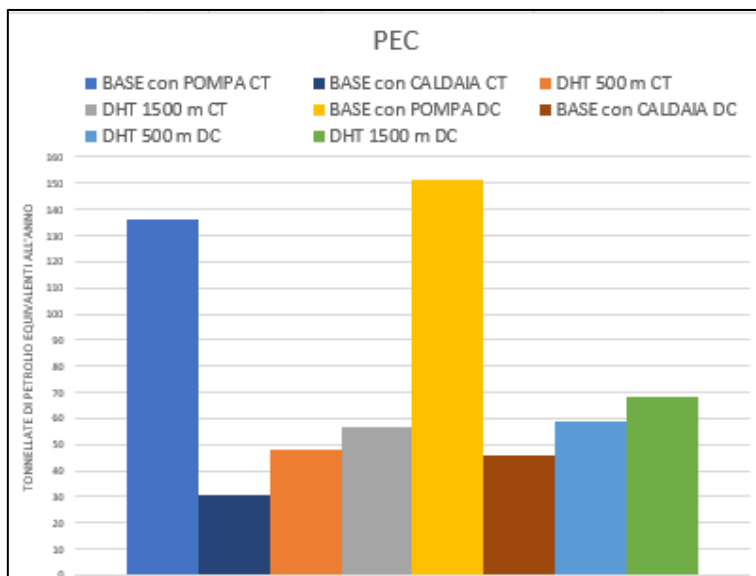


Figura 69. Consumo di energia primaria (Serra piccola Centro Italia)

La figura 70 riporta i principali valori numerici delle configurazioni analizzate per la serra piccola posizionata al Centro Italia.

CARBON													
CO2 tonnellate/ha	Disp. Costr.	PdC aria/acqua Costr.	Costr. TLR	Caldaia Costr.	Accumulo Costr.	Pompa acqua/acqua Costr.	(DISS., CALDAIA, ACCUMUL.)	ESERC. DISSIP.	ESERC. POC ARIA/ACQUA	ESERC. TLR	ESEC. CALDAIA	ESERC. POC ACQUA/ACQUA	
BASE con POMPA CT	9	18	0	15	0	0	42	23	3.461	0	7.336	0	
BASE con CALDAIA CT	9	0	19	0	0	0	28	23	0	0	8.832	0	
DHT 500 m CT	9	0	65	0	33	16	59	25	0	279	0	2.236	
DHT 1500 m CT	9	0	161	0	33	16	59	25	0	746	0	2.236	
BASE con POMPA DC	73	18	0	15	0	0	106	804	3.461	0	7.336	0	
BASE con CALDAIA DC	73	0	19	0	0	0	32	804	0	0	8.832	0	
DHT 500 m DC	73	0	65	0	33	16	123	571	0	279	0	2.236	
DHT 1500 m DC	73	0	161	0	33	16	122	573	0	746	0	2.236	
WATER													
H2O m³/ha	Disp.	PdC aria/acqua	TLR	Caldaia	Accumulo	Pompa acqua/acqua	(DISS., CALDAIA, ACCUMUL.)	Disp.	PdC aria/acqua	TLR	Caldaia	Pompa acqua/acqua	
BASE con POMPA CT	94	174	0	115	0	0	383	153.227	71.737	0	319	0	
BASE con CALDAIA CT	94	0	0	139	0	0	233	153.227	0	0	387	0	
DHT 500 m CT	94	0	323	0	136	150	380	84.026	0	5.784	0	46.346	
DHT 1500 m CT	94	0	869	0	135	150	390	84.430	0	15.457	0	46.346	
BASE con POMPA DC	597	174	0	115	0	0	885	16.668	71.737	0	319	0	
BASE con CALDAIA DC	597	0	0	139	0	0	736	16.668	0	0	387	0	
DHT 500 m DC	597	0	323	0	136	150	883	11.843	0	5.784	0	46.346	
DHT 1500 m DC	597	0	869	0	135	150	892	11.872	0	15.457	0	46.346	
ECONOMIC													
LCC m³/ha	Disp.	PdC aria/acqua	TLR	Caldaia	Accumulo	Pompa acqua/acqua	(DISS., CALDAIA, ACCUMUL.)	Disp.	PdC aria/acqua	TLR	Caldaia	Pompa acqua/acqua	
BASE con POMPA CT	17	81	0	30	0	0	128	58	674	0	345	0	
BASE con CALDAIA CT	17	0	35	0	0	0	52	58	0	0	1.145	0	
DHT 500 m CT	17	0	178	0	55	80	152	32	0	54	0	435	
DHT 1500 m CT	17	0	479	0	55	80	152	32	0	145	0	435	
BASE con POMPA DC	30	81	0	30	0	0	141	157	674	0	345	0	
BASE con CALDAIA DC	30	0	35	0	0	0	66	157	0	0	1.145	0	
DHT 500 m DC	30	0	178	0	55	80	166	111	0	54	0	435	
DHT 1500 m DC	30	0	479	0	55	80	165	111	0	145	0	435	

Figura 70 Valori di carbon, water footprint e life cycle cost nel Centro Italia

Sud Italia

Si è infine valutato cosa accadrebbe se l'identico progetto fosse collocato nel Sud Italia (provincia di riferimento: Lecce). I dati di input inseriti nel foglio di calcolo sono:

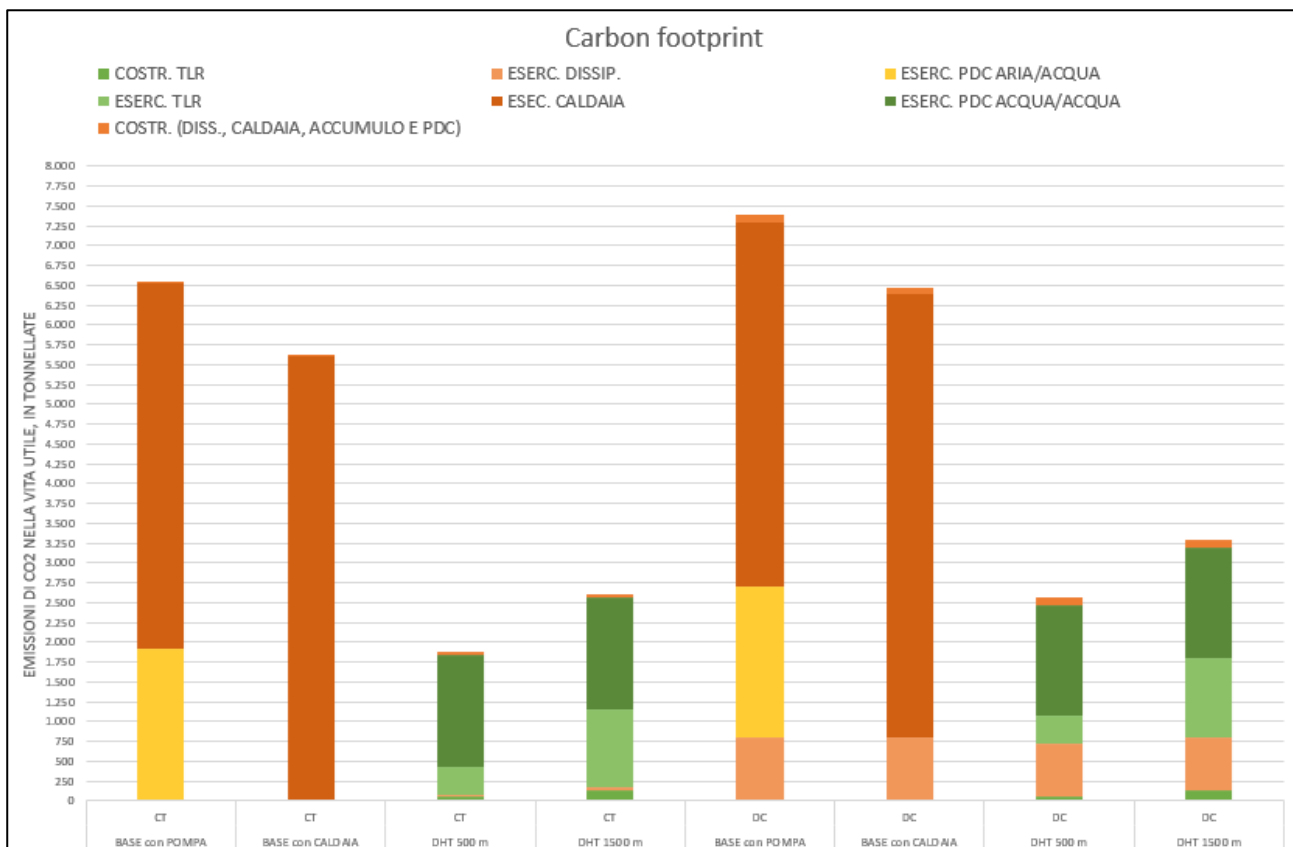
- Profilo di calore richiesto dall'utenza (tabella 20);
- Profilo di calore disponibile al recupero (tabella 21);
- Temperature di mandata e ritorno del fluido caldo disponibile per il recupero: 35-30°C;
- Temperature di mandata e ritorno del fluido cliente: 50-70°C;
- Temperatura media periodo invernale: 12°C;
- Temperatura media periodo estivo: 20°C;
- Durata periodo invernale: 4 mesi;
- Durata periodo estivo: 8 mesi;
- Lunghezza della rete di teleriscaldamento: 500m e 1500m;
- Sistema di dissipazione del calore: cooling tower e dry cooler.

Nella tabella 24 sono state riportate le capacità dei dispositivi utilizzati nelle varie soluzioni, il diametro delle tubazioni e i volumi dell'accumulo.

	Dissipatore [kW]	PdC Aria/Acqua [kW]	Diametro tubi TLR [mm]	Caldia [kW]	Pompa TLR [kW]	Scambiatore TLR [kW]	Caldia [kW]	Accumulo [m <sup>3</sup> ]	PdC acqua/acqua [kW]
BASE con POMPA DI CALORE	820	54		177					
BASE con CALDAIA	820			215					
DHT 500 m	820		35		11	240	0	17	53
DHT 1500 m	820		35		31	240	0	17	53

**Tabella 24. Capacità, diametro e volume dei componenti del sistema (Sud Italia)**

Nelle figure che seguono sono stati riportati gli istogrammi della carbon footprint, della water footprint, del life cycle cost e della PEC per le tre diverse configurazioni: BASE con pompa di calore aria/acqua; teleriscaldamento con accumulo e caldaia (DHT); teleriscaldamento con caldaia (DHB). Per ogni simulazione abbiamo calcolato gli indicatori per due diversi sistemi di dissipazione: cooling tower (CT) e dry cooler (DC). Le figure 71,72, 73 e 74 riportano la carbon footprint, water footprint, il life cycle cost e il consumo di energia primaria, rispettivamente.



**Figura 71 Carbon footprint (Serra piccola Sud Italia)**

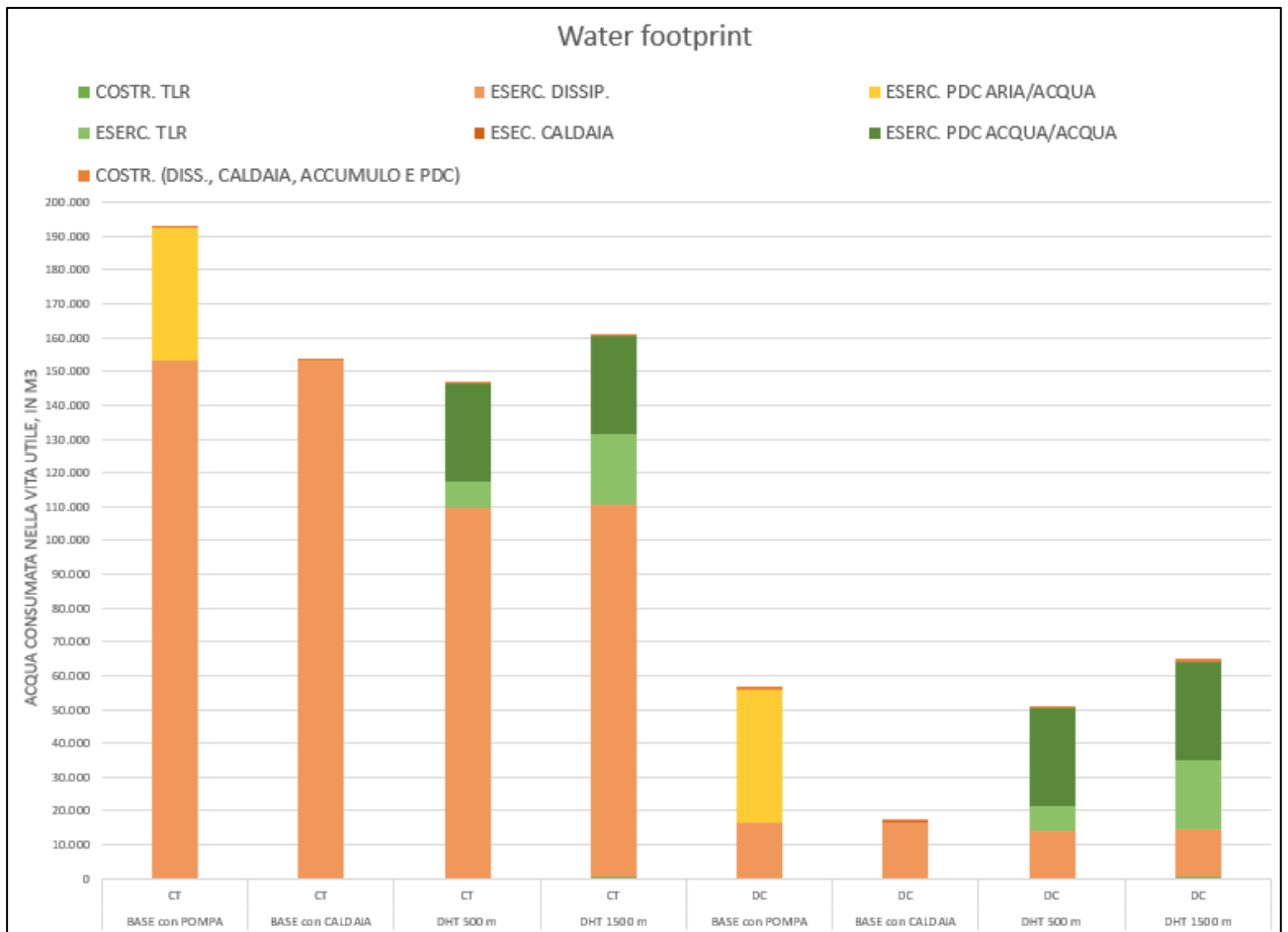


Figura 72 Water footprint (Serra piccola Sud Italia)

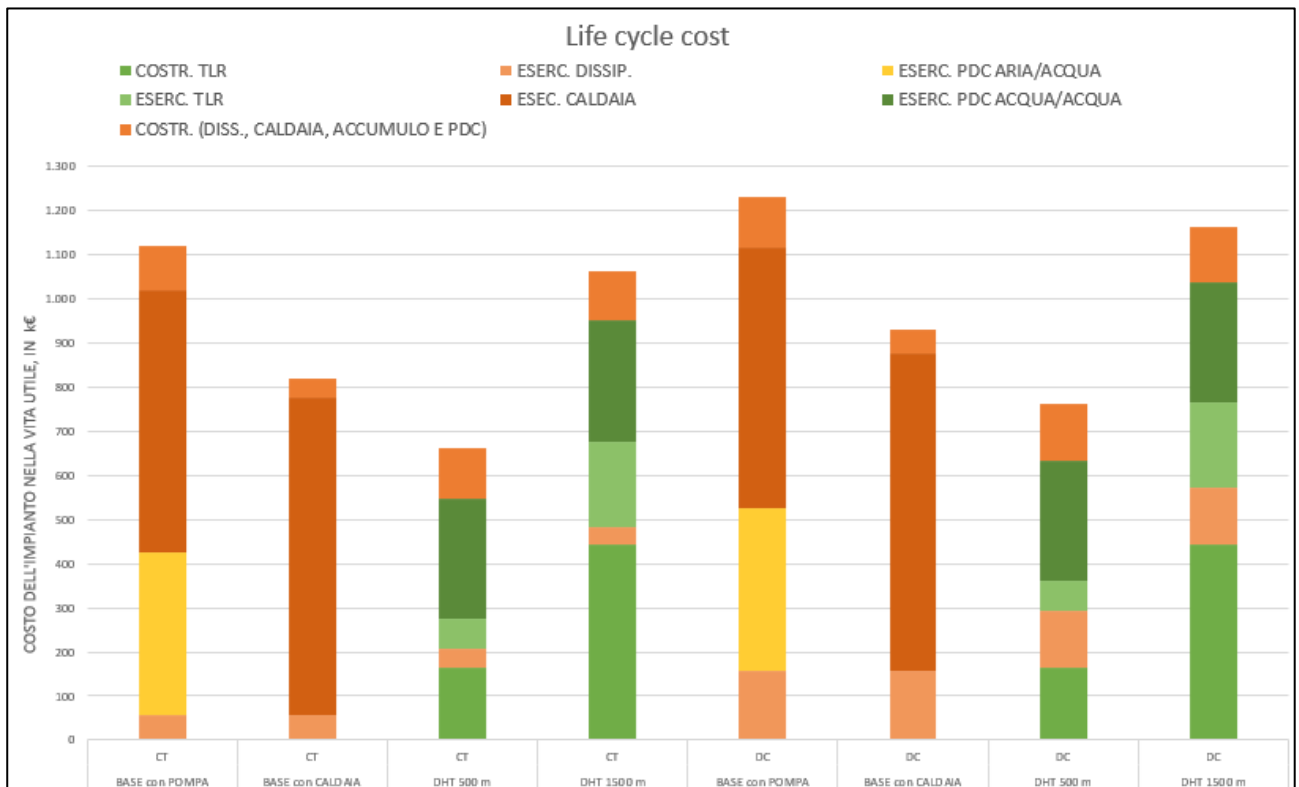


Figura 73. Life cycle cost (Serra Piccola Sud Italia)

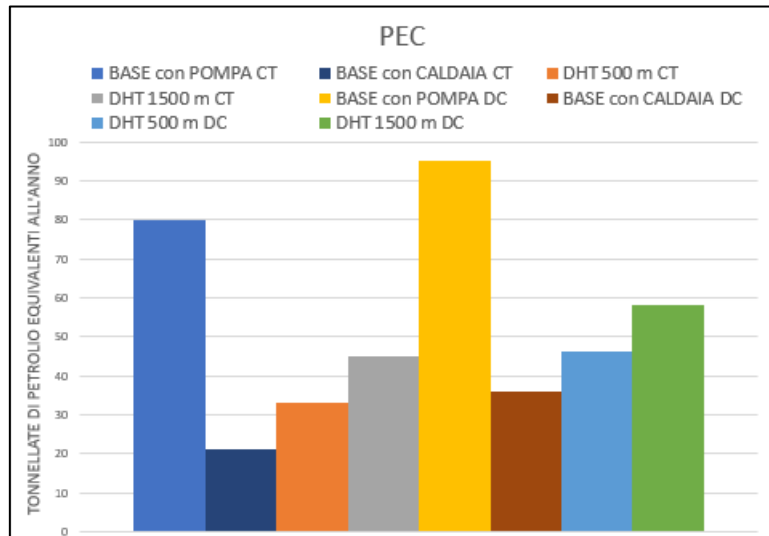


Figura 74. Consumo di energia primaria (serra piccola Sud Italia)

La figura 75 riporta i valori numerici delle configurazioni analizzate per la serra piccola posizionata al Centro Italia.

CARBON													
	Disssp. Costr.	PdC aria/acqua Costr.	COSTR. TLR	Costruzione			Esercizio			Esercizio			
				Caldaia Costr.	Accumulo Costr.	Pompa acqua/acqua Costr.	ISS. CALDAIA, ACCUMU	ESERC. DISSIP.	SERC. PDC ARIA/ACQU	ESERC. TLR	ESECC. CALDAIA	SEERC. PDC ACQUA/ACQU	
CCQ tonnellate/le													
BASE con POMPA CT	9	12	0	10	0	0	31	23	1891	0	4.604	0	
BASE con CALDAIA CT	9	0	0	12	0	0	21	23	0	0	5.580	0	
DHT 500 m CT	9	0	55	0	14	11	34	31	0	383	0	1403	
DHT 1500 m CT	9	0	143	0	14	11	34	31	0	388	0	1403	
BASE con POMPA DC	73	12	0	10	0	0	35	804	1891	0	4.604	0	
BASE con CALDAIA DC	73	0	0	12	0	0	25	804	0	0	5.580	0	
DHT 500 m DC	73	0	55	0	14	11	35	653	0	353	0	1403	
DHT 1500 m DC	73	0	143	0	14	11	38	654	0	358	0	1403	
WATER													
	Disssp.	PdC aria/acqua	TLR	Costruzione			Esercizio			Esercizio			
				Caldaia	Accumulo	Pompa acqua/acqua	ISS. CALDAIA, ACCUMU	Disssp.	PdC aria/acqua	TLR	Caldaia	Pompa acqua/acqua	
H2O m³/le													
BASE con POMPA CT	94	0	0	74	0	0	232	153.227	38.188	0	200	0	
BASE con CALDAIA CT	94	0	0	90	0	0	195	153.227	0	0	243	0	
DHT 500 m CT	94	0	288	0	57	37	249	109.591	0	7.324	0	29.082	
DHT 1500 m CT	94	0	800	0	57	37	249	109.592	0	20.492	0	29.082	
BASE con POMPA DC	597	113	0	74	0	0	794	16.668	38.188	0	200	0	
BASE con CALDAIA DC	597	0	0	90	0	0	687	16.668	0	0	243	0	
DHT 500 m DC	597	0	288	0	57	37	751	13.741	0	7.324	0	29.082	
DHT 1500 m DC	597	0	800	0	57	37	751	13.745	0	20.492	0	29.082	
ECONOMIC													
	Disssp.	PdC aria/acqua	TLR	Costruzione			Esercizio			Esercizio			
				Caldaia	Accumulo	Pompa acqua/acqua	ISS. CALDAIA, ACCUMU	Disssp.	PdC aria/acqua	TLR	Caldaia	Pompa acqua/acqua	
LCC M³/le													
BASE con POMPA CT	17	61	0	22	0	0	100	58	368	0	593	0	
BASE con CALDAIA CT	17	0	0	25	0	0	43	58	0	0	719	0	
DHT 500 m CT	17	0	164	0	35	61	113	42	0	69	0	273	
DHT 1500 m CT	17	0	442	0	35	61	113	42	0	182	0	273	
BASE con POMPA DC	30	61	0	22	0	0	114	157	368	0	553	0	
BASE con CALDAIA DC	30	0	0	25	0	0	56	157	0	0	719	0	
DHT 500 m DC	30	0	164	0	35	61	126	129	0	69	0	273	
DHT 1500 m DC	30	0	442	0	35	61	126	129	0	182	0	273	

Figura 75. Valori di carbon, water footprint e life cycle cost serra piccola Sud Italia

### Serra media

In questo scenario abbiamo considerato una serra costituita da trenta moduli base. Le dimensioni della serra sono le seguenti:

- Area in pianta 10.200 m<sup>2</sup>;
- Area totale coperta 13.328 m<sup>2</sup>;
- Volume 37.059 m<sup>3</sup>.

Una serra di queste dimensioni, che produce basilico in foglia, ha una resa annuale di circa 879 kg (valore ricavato elaborando i dati di [28]).

La serra potrà essere posizionata nel Nord Italia, nel Centro Italia oppure nel Sud Italia. Variando la locazione della serra abbiamo ottenuto profili giornalieri di domanda del calore differenti.

Con il modello di calcolo della serra, fornendo le dimensioni della serra e i vari profili della temperatura giornaliera, abbiamo ricavato la domanda di calore per la serra.

I profili giornalieri della richiesta di calore [kW] per una serra da trenta moduli posizionata nel Nord Italia sono riportati in tabella 25.

PROFILO DOMANDA CALORE INVERNO						PROFILO DOMANDA DI CALORE ESTATE					
h	Q <sub>cci</sub> [kW]	Q <sub>i</sub> [kW]	Q <sub>k</sub> [kW]	Q <sub>s</sub> [kW]	Q <sub>utenza</sub> [kW]	h	Q <sub>cci</sub> [kW]	Q <sub>i</sub> [kW]	Q <sub>k</sub> [kW]	Q <sub>s</sub> [kW]	Q <sub>utenza</sub> [kW]
0	2.392	206	2.598	0	2.598	0	1.032	89	1.121	2	1.119
1	2.405	207	2.612	0	2.612	1	1.111	96	1.207	2	1.205
2	2.473	213	2.686	0	2.686	2	1.100	95	1.195	2	1.193
3	2.426	209	2.635	0	2.635	3	1.108	95	1.203	1	1.202
4	2.491	215	2.706	0	2.706	4	1.154	99	1.254	1	1.252
5	2.646	228	2.874	0	2.874	5	1.126	97	1.223	2	1.222
6	2.556	220	2.777	0	2.777	6	1.162	100	1.262	6	1.256
7	2.631	227	2.857	0	2.857	7	1.174	101	1.276	104	1.171
8	2.526	218	2.743	1	2.742	8	1.049	90	1.139	573	566
9	2.473	213	2.686	164	2.522	9	742	64	806	1.945	0
10	2.135	184	2.319	931	1.388	10	584	50	634	3.584	0
11	1.711	147	1.858	1.938	0	11	477	41	518	4.412	0
12	1.546	133	1.679	2.655	0	12	390	34	424	4.933	0
13	1.487	128	1.616	2.832	0	13	330	28	358	5.345	0
14	1.410	121	1.531	2.705	0	14	307	26	333	5.079	0
15	1.401	121	1.521	2.863	0	15	225	19	244	5.565	0
16	1.441	124	1.565	2.053	0	16	253	22	274	3.911	0
17	1.528	132	1.659	1.062	598	17	212	18	231	3.118	0
18	1.800	155	1.955	276	1.679	18	318	27	345	1.962	0
19	2.008	173	2.181	20	2.161	19	502	43	545	755	0
20	2.104	181	2.285	0	2.285	20	720	62	783	270	512
21	2.191	189	2.380	0	2.380	21	902	78	979	29	950
22	2.386	206	2.592	0	2.592	22	951	82	1.033	2	1.032
23	-2.346	202	-2.144	0	0	23	1.004	86	1.090	2	1.089
				MAX [kW]	2.874					MAX [kW]	1.256

Tabella 25. Domanda di calore per una serra media nel Nord Italia

I profili giornalieri della richiesta di calore [kW] per una serra da trenta moduli posizionata nel Centro Italia sono riportati in tabella 26.

PROFILO DOMANDA CALORE INVERNO						PROFILO DOMANDA DI CALORE ESTATE					
h	Q <sub>cci</sub> [kW]	Q <sub>i</sub> [kW]	Q <sub>k</sub> [kW]	Q <sub>s</sub> [kW]	Q <sub>utenza</sub> [kW]	h	Q <sub>cci</sub> [kW]	Q <sub>i</sub> [kW]	Q <sub>k</sub> [kW]	Q <sub>s</sub> [kW]	Q <sub>utenza</sub> [kW]
0	2.139	184	2.323	0	2.323	0	991	85	1.077	0	1.077
1	2.127	183	2.311	0	2.311	1	980	84	1.065	0	1.065
2	2.116	182	2.298	0	2.298	2	970	84	1.053	0	1.053
3	2.110	182	2.292	0	2.292	3	888	76	964	0	964
4	2.106	181	2.287	0	2.287	4	806	69	876	97	779
5	2.100	181	2.281	0	2.281	5	725	62	787	650	137
6	1.941	167	2.108	0	2.108	6	594	51	645	1.640	0
7	1.781	153	1.935	518	1.416	7	462	40	502	2.823	0
8	1.622	140	1.762	1.663	98	8	331	29	360	4.269	0
9	1.562	135	1.696	2.104	0	9	268	23	291	4.965	0
10	1.502	129	1.631	2.175	0	10	205	18	222	6.393	0
11	1.441	124	1.565	2.311	0	11	141	12	154	6.054	0



12	1.481	128	1.608	2.531	0	12	168	14	183	5.395	0
13	1.520	131	1.651	1.236	415	13	195	17	211	4.303	0
14	1.560	134	1.694	971	723	14	221	19	240	4.589	0
15	1.716	148	1.864	352	1.512	15	310	27	337	3.119	0
16	1.873	161	2.034	23	2.010	16	399	34	433	1.643	0
17	2.029	175	2.204	0	2.204	17	488	42	530	712	0
18	2.096	181	2.277	0	2.277	18	592	51	643	60	583
19	2.163	186	2.350	0	2.350	19	696	60	756	0	756
20	2.231	192	2.423	0	2.423	20	801	69	870	0	870
21	2.257	194	2.451	0	2.451	21	844	73	916	0	916
22	2.283	197	2.480	0	2.480	22	887	76	963	0	963
23	-2.309	199	-2.110	0	0	23	929	80	1.010	0	1.010
				MAX [kW]	2.480					MAX[kW]	1.077

Tabella 26. Domanda di calore per una serra media nel Centro Italia

I profili giornalieri della richiesta di calore [kW] per una serra da trenta moduli posizionata nel Sud Italia sono riportati in tabella 27.

PROFILO DOMANDA CALORE INVERNO						PROFILO DOMANDA DI CALORE ESTATE					
h	$Q_{cci}$ [kW]	$Q_i$ [kW]	$Q_k$ [kW]	$Q_s$ [kW]	$Q_{utenza}$ [kW]	h	$Q_{cci}$ [kW]	$Q_i$ [kW]	$Q_k$ [kW]	$Q_s$ [kW]	$Q_{utenza}$ [kW]
0	1.406	121	1.527	0	1.527	0	634	55	689	0	689
1	1.437	124	1.561	0	1.561	1	672	58	730	0	730
2	1.468	126	1.594	0	1.594	2	710	61	771	0	771
3	1.474	127	1.601	0	1.601	3	606	52	658	0	658
4	1.480	128	1.608	0	1.608	4	501	43	544	216	328
5	1.486	128	1.614	0	1.614	5	396	34	430	937	0
6	1.305	112	1.417	216	1.201	6	212	18	231	2.375	0
7	1.123	97	1.219	1.450	0	7	29	2	31	3.432	0
8	941	81	1.022	2.294	0	8	-155	-13	-168	4.315	0
9	894	77	971	3.362	0	9	-198	-17	-216	4.684	0
10	848	73	921	3.381	0	10	-242	-21	-263	4.298	0
11	800	69	869	3.493	0	11	-285	-25	-310	4.263	0
12	852	73	925	3.399	0	12	-256	-22	-278	4.104	0
13	904	78	982	2.681	0	13	-227	-20	-247	3.607	0
14	956	82	1.038	1.450	0	14	-198	-17	-215	3.915	0
15	1.080	93	1.173	558	615	15	-23	-2	-25	2.372	0
16	1.205	104	1.309	0	1.309	16	151	13	164	1.322	0
17	1.330	115	1.444	0	1.444	17	325	28	353	423	0
18	1.371	118	1.489	0	1.489	18	416	36	452	0	452
19	1.413	122	1.535	0	1.535	19	507	44	551	0	551
20	1.454	125	1.580	0	1.580	20	599	52	650	0	650
21	1.450	125	1.575	0	1.575	21	609	52	662	0	662
22	1.446	125	1.571	0	1.571	22	620	53	673	0	673
23	-1.442	124	-1.317	0	0	23	630	54	685	0	685
				MAX [kW]	1.614					MAX[kW]	771

Tabella 27. Domanda di calore per una serra media nel Sud Italia

Analizzando i profili della domanda di calore della serra piccola ( $Q_{utenza}$ ) nei vari posizionamenti abbiamo concluso che è sufficiente il calore di scarto di una sola delle tre sale macchine dell'azienda presa in esame in questo caso studio per soddisfare la domanda di calore. Di seguito, in tabella 28, riportiamo il profilo giornaliero del calore disponibile al recupero che proviene dai condensatori evaporativi della sala macchine tre quella con l'anidride carbonica.

	GENNAIO	Qtorri	AGOSTO	Qtorri
0	978	kW	2.876	kW
1	426	kW	1.967	kW
2	203	kW	1.410	kW
3	268	kW	1.355	kW
4	1.778	kW	3.485	kW
5	1.293	kW	3.849	kW
6	1.492	kW	3.913	kW
7	1.714	kW	4.064	kW
8	1.782	kW	4.127	kW
9	1.634	kW	4.347	kW
10	1.792	kW	4.181	kW
11	1.622	kW	3.773	kW
12	1.577	kW	4.512	kW
13	1.845	kW	4.645	kW
14	2.082	kW	4.689	kW
15	1.921	kW	4.690	kW
16	1.834	kW	4.689	kW
17	1.820	kW	4.704	kW
18	1.579	kW	4.484	kW
19	1.850	kW	4.727	kW
20	1.688	kW	4.666	kW
21	1.779	kW	4.532	kW
22	1.560	kW	4.589	kW
23	1.921	kW	4.416	kW

**Tabella 28. Profilo di calore disponibile al recupero (sala macchine tre)**

Nella prima simulazione abbiamo preso in considerazione il posizionamento della serra nel Nord Italia. I dati di input inseriti nel foglio di calcolo sono:

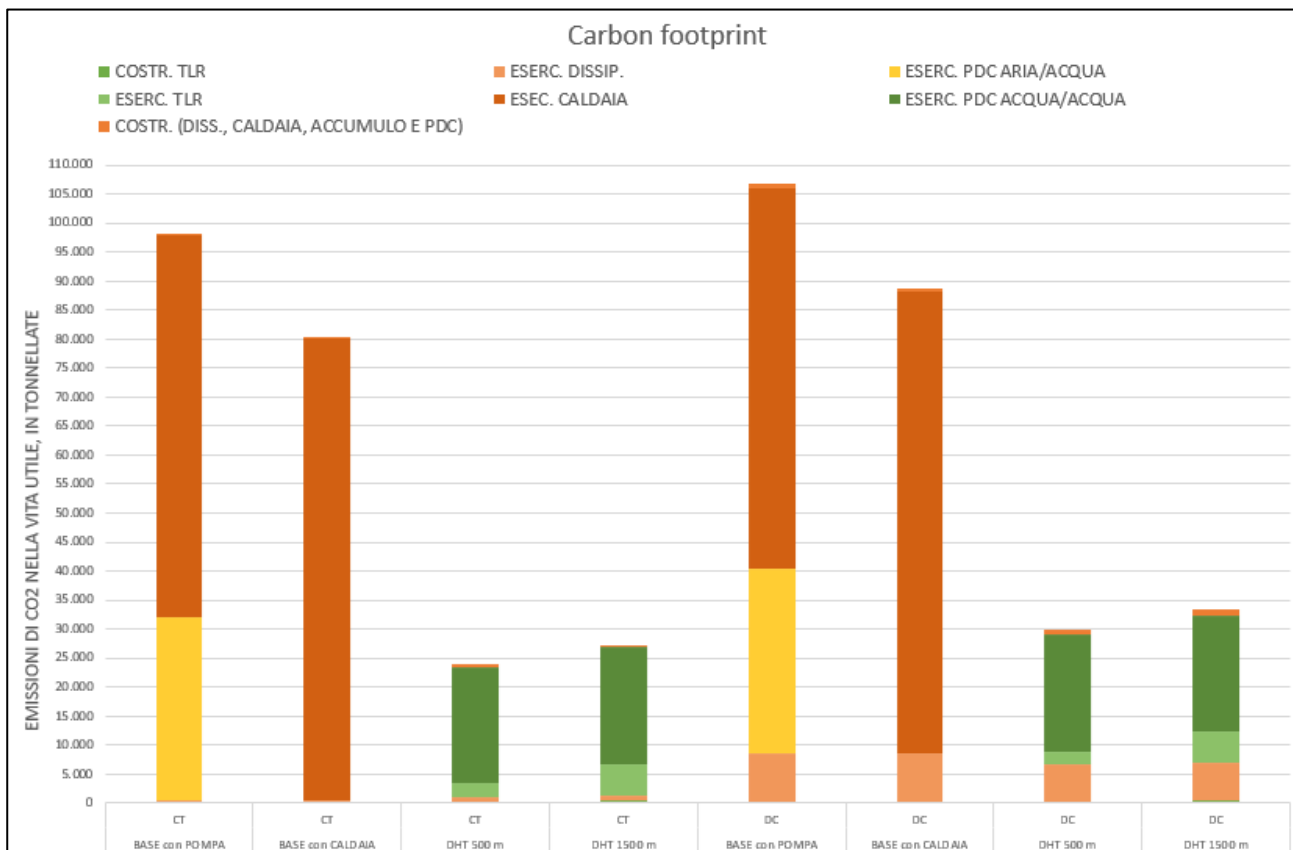
- Profilo di calore richiesto dall'utenza (tabella 25)
- Profilo di calore disponibile al recupero (tabella 28);
- Temperature di mandata e ritorno del fluido caldo disponibile per il recupero: 35-30°C;
- Temperature di mandata e ritorno del fluido cliente: 50-70°C;
- Temperatura media periodo invernale: 5°C;
- Temperatura media periodo estivo: 16°C;
- Durata periodo invernale: 4 mesi;
- Durata periodo estivo: 8 mesi;
- Lunghezza della rete di teleriscaldamento: 500 m e 1500 m;
- Sistema di dissipazione del calore: cooling tower e dry cooler.

Nella tabella 29 si riportano le capacità dei dispositivi utilizzati nelle varie soluzioni, il diametro delle tubazioni e i volumi dell'accumulo.

	Dissipatore [kW]	PdC Aria/Acqua [kW]	Diametro tubi TLR [mm]	Caldaia [kW]	Pompa TLR [kW]	Scambiatore TLR [kW]	Caldaia [kW]	Accumulo [m <sup>3</sup> ]	PdC H <sub>2</sub> O/H <sub>2</sub> O [kW]
BASE con POMPA DI CALORE	4.727	719		2.371					
BASE con CALDAIA	4.727			2.874					
DHT 500 m	4.727		126		38	3.102	0	404	707
DHT 1500 m	4.727		126		96	3.102	0	404	707

**Tabella 29. Capacità, diametro e volume dei componenti del sistema (Serra media Nord Italia)**

Nelle figure che seguono sono stati riportati gli istogrammi della carbon footprint, della water footprint, del life cycle cost e della PEC per le tre diverse configurazioni: BASE con pompa di calore aria/acqua; teleriscaldamento con accumulo e caldaia (DHT); teleriscaldamento con caldaia (DHB). Per ogni simulazione abbiamo calcolato gli indicatori per due diversi sistemi di dissipazione: cooling tower (CT) e dry cooler (DC). Le figure 76, 77, 78, 79 riportano la carbon footprint, water footprint, il life cycle cost e il consumo di energia primaria, rispettivamente.



**Figura 76. Carbon footprint (Serra media Nord Italia)**

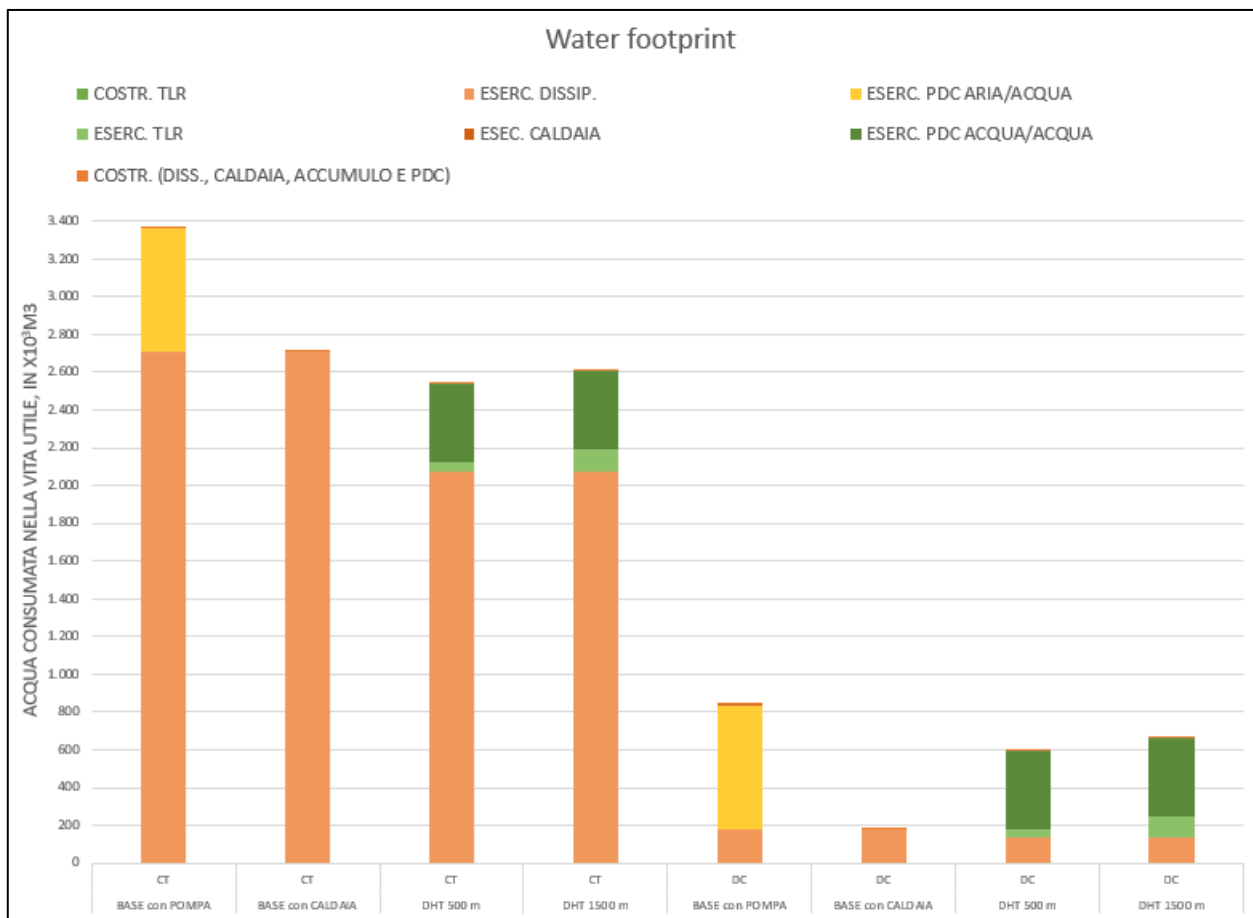


Figura 77. Water footprint (Serra media Nord Italia)

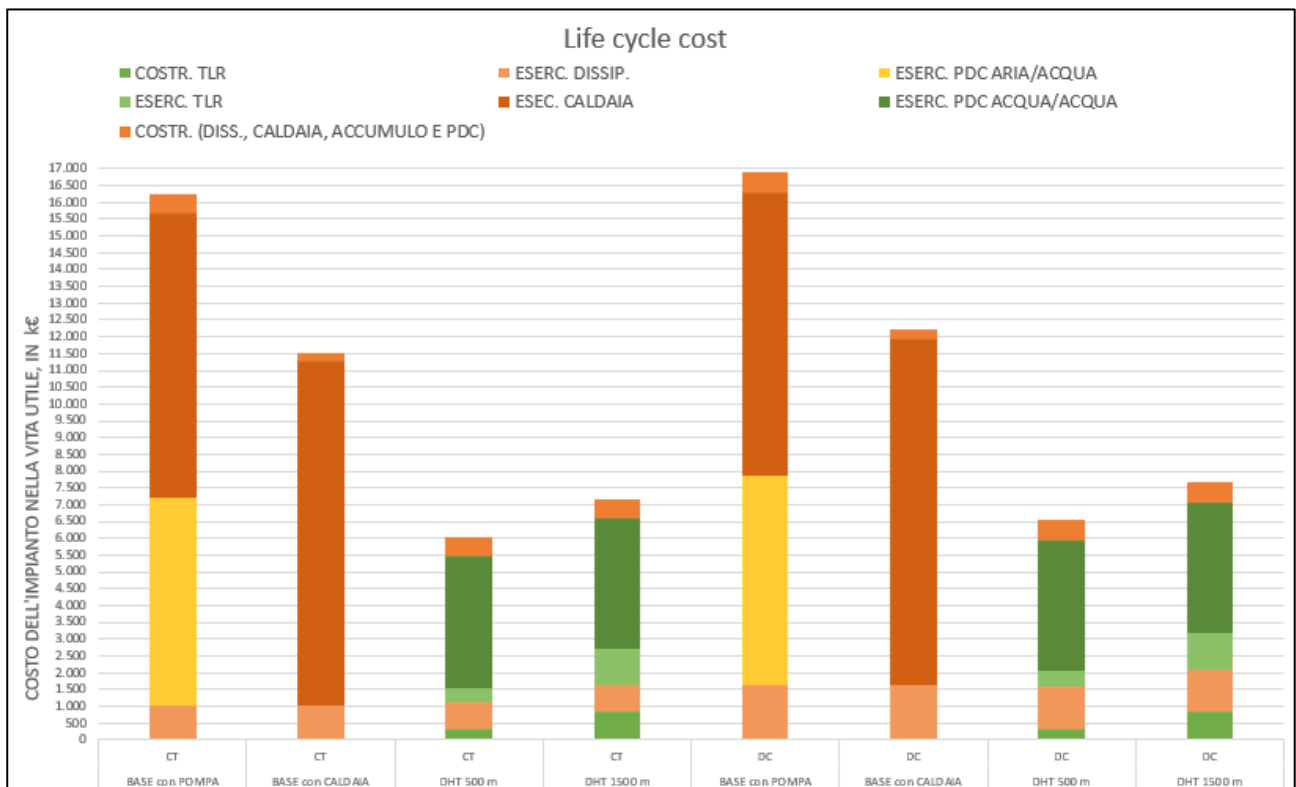


Figura 78. Life cycle cost (Serra media Nord Italia)

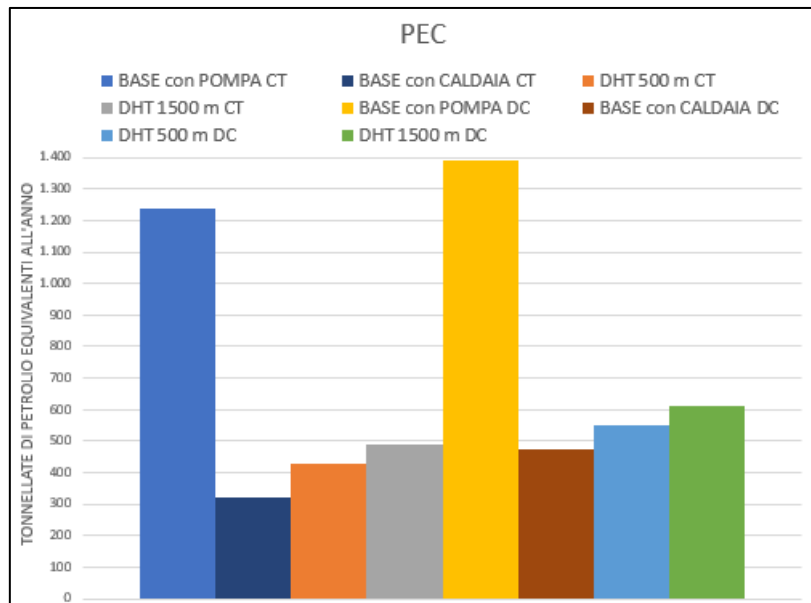


Figura 79. Consumo primario di energia (Serra media Nord Italia)

La figura 84 riporta i valori numerici delle configurazioni analizzate per la serra di medie dimensioni posizionata al Nord Italia.

CARBON												
	Dissep. Costr.	PdC aria/acqua Costr.	CoSTR. TLR	Costruzione Caldaia Costr.	Accumulo Costr.	Pompa acqua/acqua Costr.	ISS. CALDAIA, ACCUMU	ESEPC. DISSIP.	SEPC. PDC ARIA/ACQU	ESEPC. TLR	ESEC. CALDAIA	SEPC. PDC ACQUA/ACQUA
CO2 tonnellate/anno	53	155	0	154	0	0	342	339	31805	0	65.724	0
BASE con POMPA CT	53	0	0	153	0	0	216	339	0	0	79.666	0
BASE con CALDAIA CT	53	0	0	225	0	330	525	306	0	2.236	0	20.032
DHT 500 m CT	53	0	404	0	330	142	525	307	0	6.474	0	20.032
DHT 1500 m CT	53	0	404	0	330	142	525	307	0	6.474	0	20.032
BASE con POMPA DC	421	155	0	134	0	0	710	8.507	31.805	0	65.724	0
BASE con CALDAIA DC	421	0	0	163	0	0	583	8.507	0	0	79.666	0
DHT 500 m DC	421	0	225	0	330	142	583	8.543	0	2.236	0	20.032
DHT 1500 m DC	421	0	404	0	330	142	583	8.546	0	6.474	0	20.032
WATER												
	Dissep.	PdC aria/acqua	TLR	Costruzione Caldaia	Accumulo	Pompa acqua/acqua	ISS. CALDAIA, ACCUMU	Dissep.	PdC aria/acqua	TLR	Caldaia	Pompa acqua/acqua
H2O m3/anno	1	2	0	1	0	0	3	2.706	559	0	3	0
BASE con POMPA CT	1	0	0	1	0	0	2	2.706	0	0	3	0
BASE con CALDAIA CT	1	0	0	1	0	1	3	2.074	0	46	0	415
DHT 500 m CT	1	0	2	0	1	1	3	2.075	0	103	0	415
DHT 1500 m CT	1	0	2	0	1	0	6	176	859	0	3	0
BASE con POMPA DC	3	0	0	1	0	0	5	176	0	0	3	0
BASE con CALDAIA DC	3	0	0	1	0	1	6	136	0	46	0	415
DHT 500 m DC	3	0	1	0	1	1	6	136	0	103	0	415
DHT 1500 m DC	3	0	2	0	1	1	6	136	0	103	0	415
ECONOMIC												
	Dissep.	PdC aria/acqua	TLR	Costruzione Caldaia	Accumulo	Pompa acqua/acqua	ISS. CALDAIA, ACCUMU	Dissep.	PdC aria/acqua	TLR	Caldaia	Pompa acqua/acqua
LCC k€/life	59	320	0	156	0	0	536	1032	6.181	0	8.465	0
BASE con POMPA CT	59	0	0	151	0	0	240	1032	0	0	10.250	0
BASE con CALDAIA CT	59	0	334	0	189	317	565	791	0	435	0	3.899
DHT 500 m CT	59	0	334	0	189	317	565	791	0	1066	0	3.899
DHT 1500 m CT	59	0	839	0	189	317	565	791	0	1066	0	3.899
BASE con POMPA DC	104	320	0	156	0	0	580	1856	6.181	0	8.465	0
BASE con CALDAIA DC	104	0	0	191	0	0	294	1856	0	0	10.250	0
DHT 500 m DC	104	0	334	0	189	317	610	1274	0	435	0	3.899
DHT 1500 m DC	104	0	839	0	189	317	610	1274	0	1066	0	3.899

Figura 80. Valori di carbon (tonnellate CO<sub>2</sub>/anno), water footprint (X10<sup>3</sup> m<sup>3</sup>/anno) e life cycle cost (k€/anno) serra media Nord Italia

Nella seconda simulazione abbiamo preso in considerazione il posizionamento della serra nel Centro Italia. I dati di input inseriti nel foglio di calcolo sono:

- Profilo di calore richiesto dall'utenza (tabella 26);
- Profilo di calore disponibile al recupero (tabella 28);
- Temperature di mandata e ritorno del fluido cliente: 50-70°C;
- Temperatura media periodo invernale: 6,5°C;
- Temperatura media periodo estivo: 17°C;
- Durata periodo invernale: 4 mesi;
- Durata periodo estivo: 8 mesi;
- Lunghezza della rete di teleriscaldamento: 500m e 1500m;
- Sistema di dissipazione del calore: cooling tower e dry cooler.

Nella tabella 30 sono state riportate le capacità dei dispositivi utilizzati nelle varie soluzioni, il diametro delle tubazioni e i volumi dell'accumulo.

	Dissipatore [kW]	PdC Aria/Acqua [kW]	Diametro tubi TLR [mm]	Caldaia [kW]	Pompa TLR [kW]	Scambiatore TLR [kW]	Caldaia [kW]	Accumulo [m^3]	PdC H2O/H2O [kW]
BASE con POMPA DI CALORE	4.727	620		2.046					
BASE con CALDAIA	4.727			2.480					
DHT 500 m	4.727		119		36	2.767	0	274	610
DHT 1500 m	4.727		119		91	2.767	0	273	610

Tabella 30. Capacità, diametro e volume dei componenti del sistema (Centro Italia)

Nelle figure che seguono sono stati riportati gli istogrammi della carbon footprint, della water footprint, del life cycle cost e della PEC per le tre diverse configurazioni: BASE con pompa di calore aria/acqua; teleriscaldamento con accumulo e caldaia (DHT); teleriscaldamento con caldaia (DHB). Per ogni simulazione abbiamo calcolato gli indicatori per due diversi sistemi di dissipazione: cooling tower (CT) e dry cooler (DC). Le figure 81, 82, 83 e 84 riportano la carbon footprint, water footprint, il life cycle cost e il consumo di energia primaria, rispettivamente.

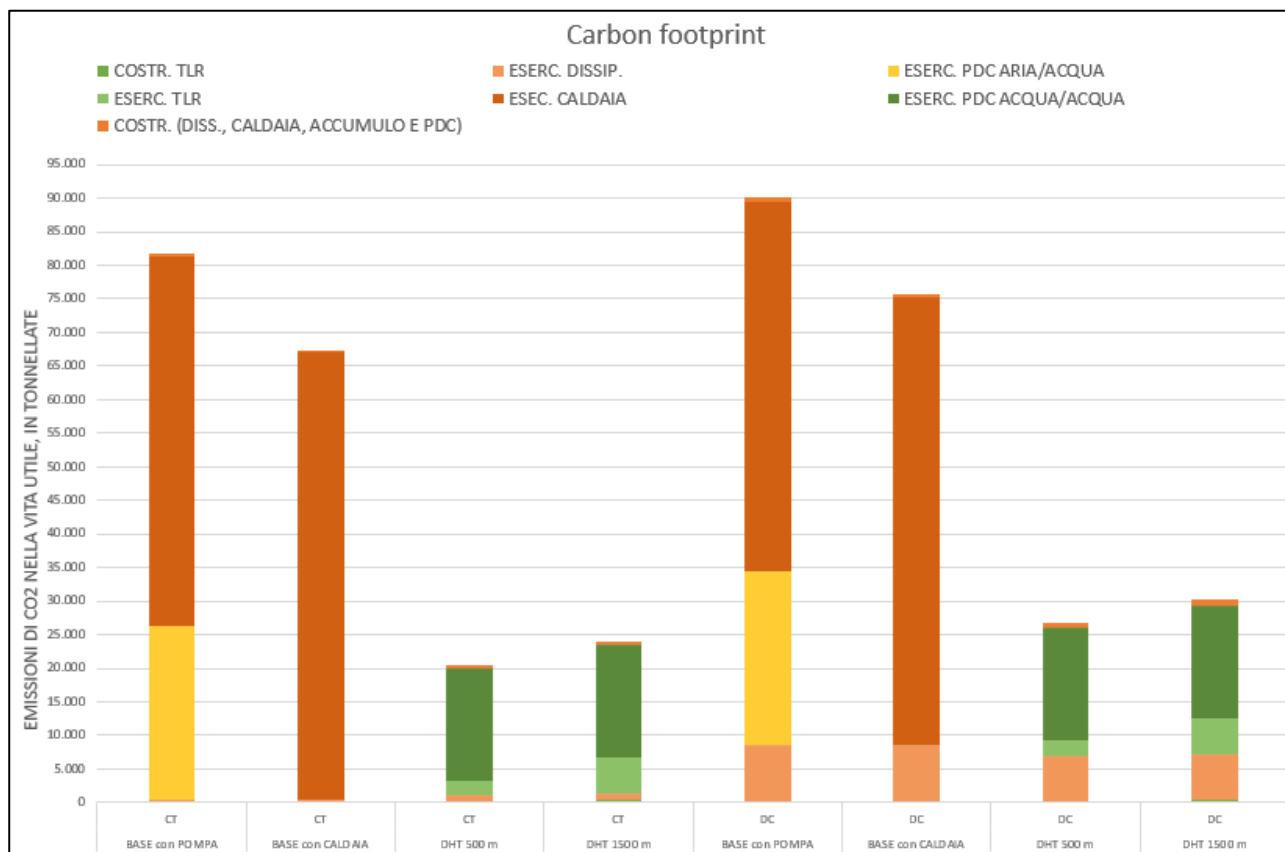


Figura 81. Carbon footprint (Serra media Centro Italia)

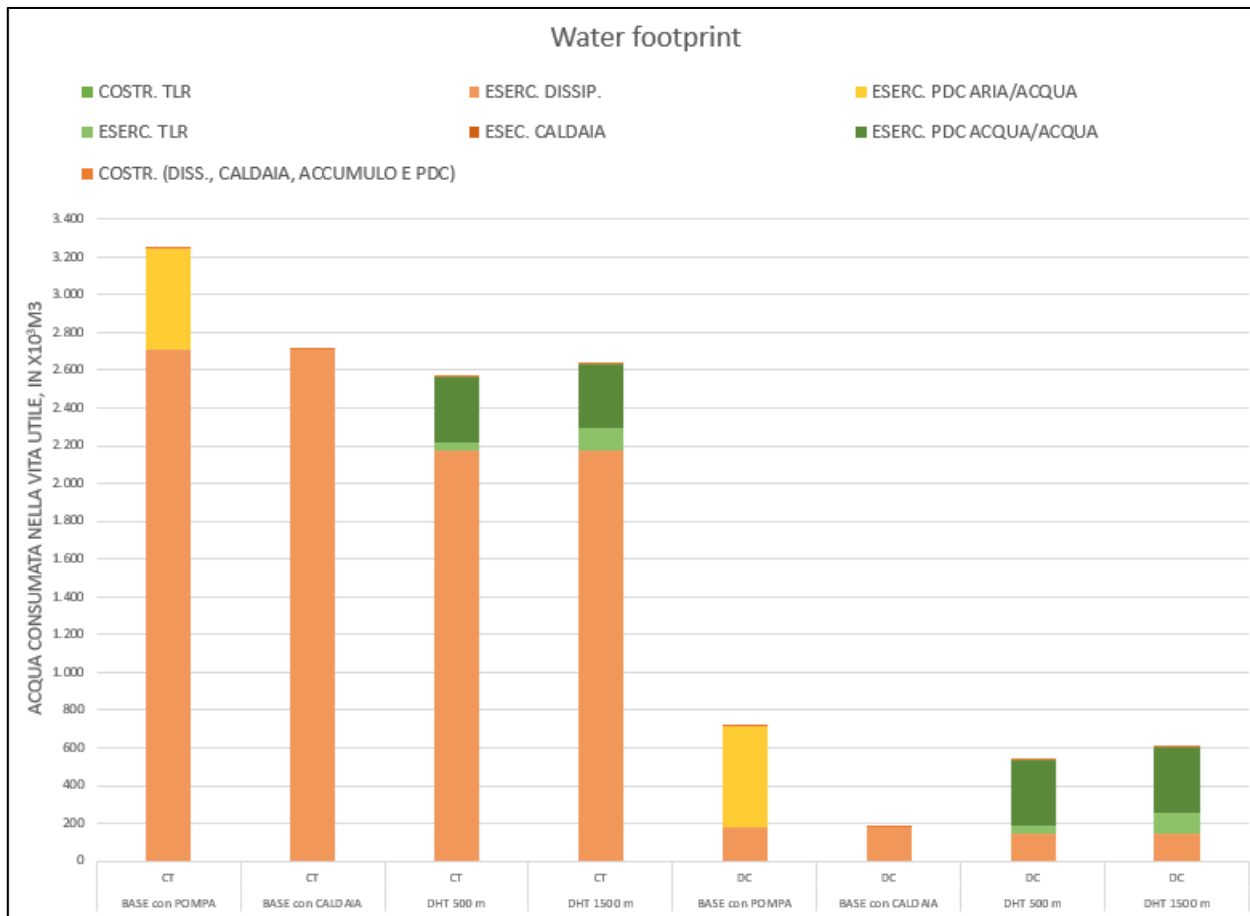


Figura 82. Water footprint (Serra media Centro Italia)

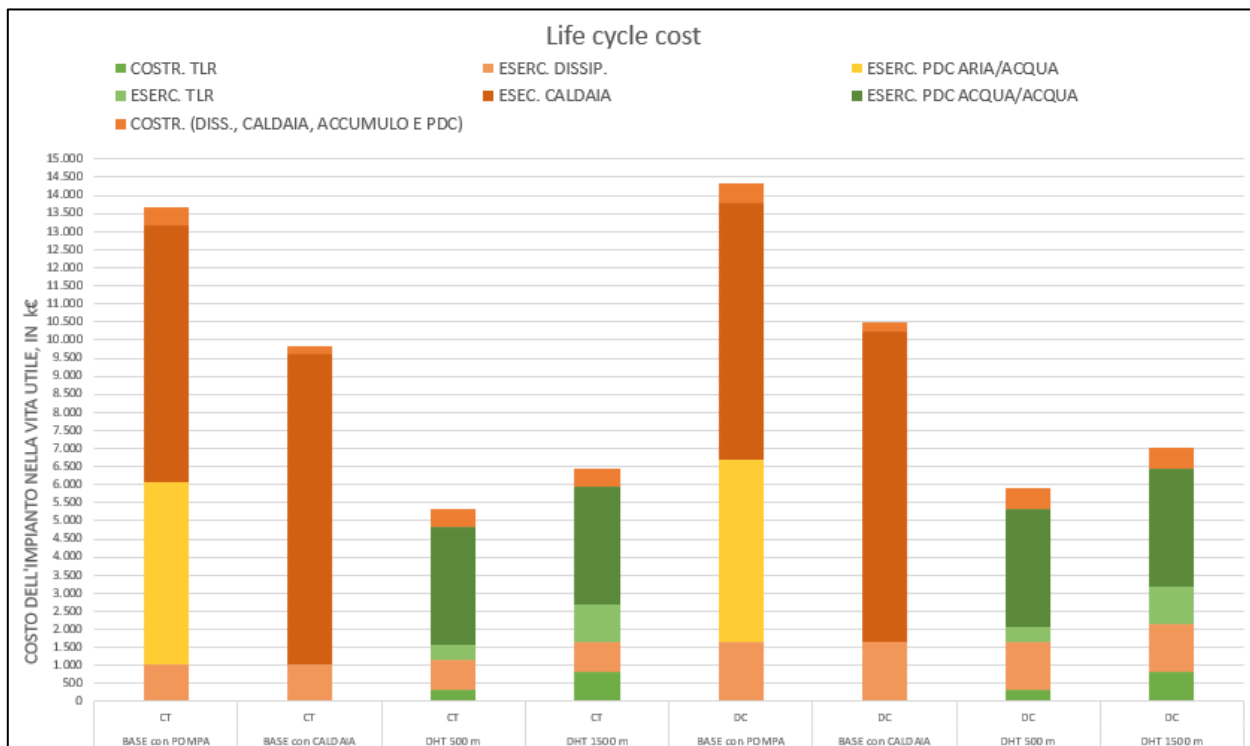


Figura 83. Life cycle cost (Serra media Centro Italia)

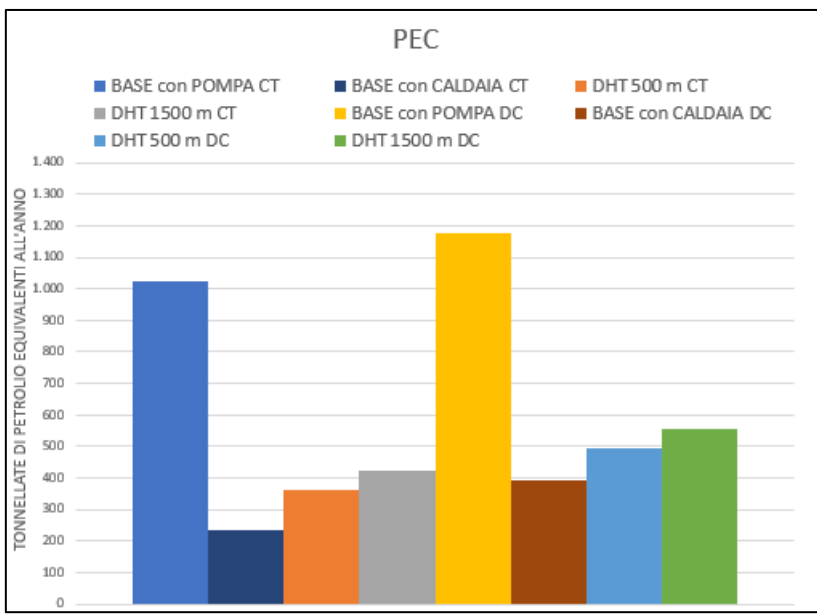


Figura 84. Consumo di energia primaria (serra media Centro Italia)

La figura 85 riporta i valori numerici delle configurazioni analizzate per la serra piccola posizionata al Centro Italia.

CARBON													
CO2 tonnellate/ha	Dissep. Costr.	PdC aria/acqua Costr.	Costruzione				Esercizio						
			COSTR. TLR	Caldaia Costr.	Accumulo Costr.	Pompa acqua/acqua Costr.	ISS, CALDAIA, ACCUMU	ESERC. DISSIP	SEPC. PDC ARIA/ACQU	ESERC. TLR	ESEC. CALDAIA	ESERC. PDC ACQUA/ACQUA	
BASE con POMPA CT	53	0	0	185	0	0	302	389	25.952	0	55.010	0	
BASE con CALDAIA CT	53	0	0	140	0	0	183	399	0	0	66.679	0	
DHT 500 m CT	53	0	207	0	224	122	399	941	0	2.188	0	16.766	
DHT 800 m CT	53	0	377	0	223	122	399	942	0	5.426	0	16.766	
BASE con POMPA DC	421	104	0	185	0	0	870	8.607	25.952	0	55.010	0	
BASE con CALDAIA DC	421	0	0	140	0	0	561	8.607	0	0	66.679	0	
DHT 500 m DC	421	0	207	0	224	122	767	6.858	0	2.188	0	16.766	
DHT 800 m DC	421	0	377	0	223	122	767	6.861	0	5.426	0	16.766	
WATER													
H2O m3/ha	Dissep.	PdC aria/acqua	TLR	Caldaia	Accumulo	Pompa acqua/acqua	ISS, CALDAIA, ACCUMU	Dissep.	PdC aria/acqua	TLR	Caldaia	Pompa acqua/acqua	
BASE con POMPA CT	1	1	0	1	0	0	3	2.706	538	0	2	0	
BASE con CALDAIA CT	1	0	0	1	0	0	2	2.706	0	0	3	0	
DHT 500 m CT	1	0	1	0	1	1	3	2.175	0	45	0	348	
DHT 800 m CT	1	0	2	0	1	1	3	2.176	0	112	0	348	
BASE con POMPA DC	3	1	0	1	0	0	6	175	538	0	2	0	
BASE con CALDAIA DC	3	0	0	1	0	0	4	176	0	0	3	0	
DHT 500 m DC	3	0	1	0	1	1	5	142	0	45	0	348	
DHT 800 m DC	3	0	2	0	1	1	5	142	0	112	0	348	
ECONOMIC													
LCC m3/ha	Dissep.	PdC aria/acqua	TLR	Caldaia	Accumulo	Pompa acqua/acqua	ISS, CALDAIA, ACCUMU	Dissep.	PdC aria/acqua	TLR	Caldaia	Pompa acqua/acqua	
BASE con POMPA CT	59	292	0	140	0	0	490	1032	5.052	0	7.095	0	
BASE con CALDAIA CT	59	0	0	82	0	0	233	1032	0	0	3.968	0	
DHT 500 m CT	59	0	319	0	153	289	501	830	0	426	0	3.264	
DHT 800 m CT	59	0	806	0	153	289	501	830	0	1056	0	3.264	
BASE con POMPA DC	104	292	0	140	0	0	535	1856	5.052	0	7.095	0	
BASE con CALDAIA DC	104	0	0	82	0	0	265	1856	0	0	3.968	0	
DHT 500 m DC	104	0	319	0	153	289	546	1335	0	426	0	3.264	
DHT 800 m DC	104	0	806	0	153	289	546	1335	0	1056	0	3.264	

Figura 85. Valori di carbon (tonnellate CO<sub>2</sub>/anno), water footprint (X10<sup>3</sup> m<sup>3</sup>/anno) e life cycle cost (k€/anno) nel Centro Italia

Nella terza simulazione abbiamo preso in considerazione il posizionamento della serra nel Sud Italia. I dati di input inseriti nel foglio di calcolo sono:

- Profilo di calore richiesto dall’utenza (tabella 27);
- Profilo di calore disponibile al recupero (tabella 28);
- Temperature di mandata e ritorno del fluido caldo disponibile per il recupero: 35-30°C;
- Temperature di mandata e ritorno del fluido cliente: 50-70°C;
- Temperatura media periodo invernale: 12°C;
- Temperatura media periodo estivo: 20°C;
- Durata periodo invernale: 4 mesi;
- Durata periodo estivo: 8 mesi;
- Lunghezza della rete di teleriscaldamento: 500m e 1500m;
- Sistema di dissipazione del calore: cooling tower e dry cooler.

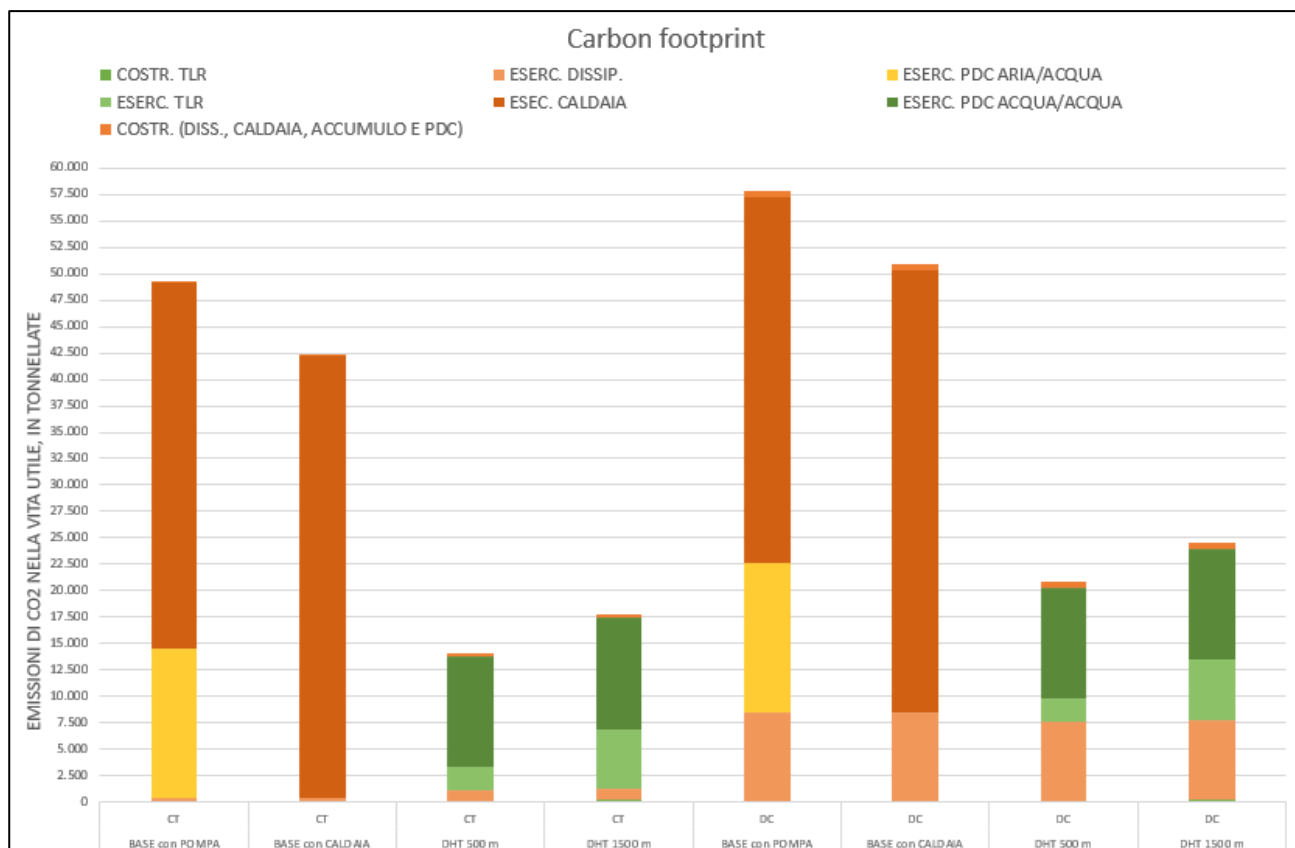
Nella tabella 31 sono state riportate le capacità dei dispositivi utilizzati nelle varie soluzioni, il diametro delle tubazioni e i volumi dell’accumulo.



	Dissipatore [kW]	PdC Aria/Acqua [kW]	Diametro tubi TLR [mm]	Caldaia [kW]	Pompa TLR [kW]	Scambiatore TLR [kW]	Caldaia [kW]	Accumulo [m <sup>3</sup> ]	PdC acqua/acqua [kW]
BASE con POMPA DI CALORE	4.727	404		1.332					
BASE con CALDAIA	4.727			1.614					
DHT 500 m	4.727		96		28	1.801	0	124	397
DHT 1500 m	4.727		96		74	1.801	0	124	397

**Tabella 31. Capacità, diametro e volume dei componenti del sistema (Serra media Sud Italia)**

Nelle figure che seguono sono stati riportati gli istogrammi della carbon footprint, della water footprint, del life cycle cost e della PEC per le tre diverse configurazioni: BASE con pompa di calore aria/acqua; teleriscaldamento con accumulo e caldaia (DHT); teleriscaldamento con caldaia (DHB). Per ogni simulazione abbiamo calcolato gli indicatori per due diversi sistemi di dissipazione: cooling tower (CT) e dry cooler (DC). Le figure 86, 87, 88 e 89 riportano la carbon footprint, water footprint, il life cycle cost e il consumo di energia primaria, rispettivamente.



**Figura 86. Carbon footprint (Serra media Sud Italia)**

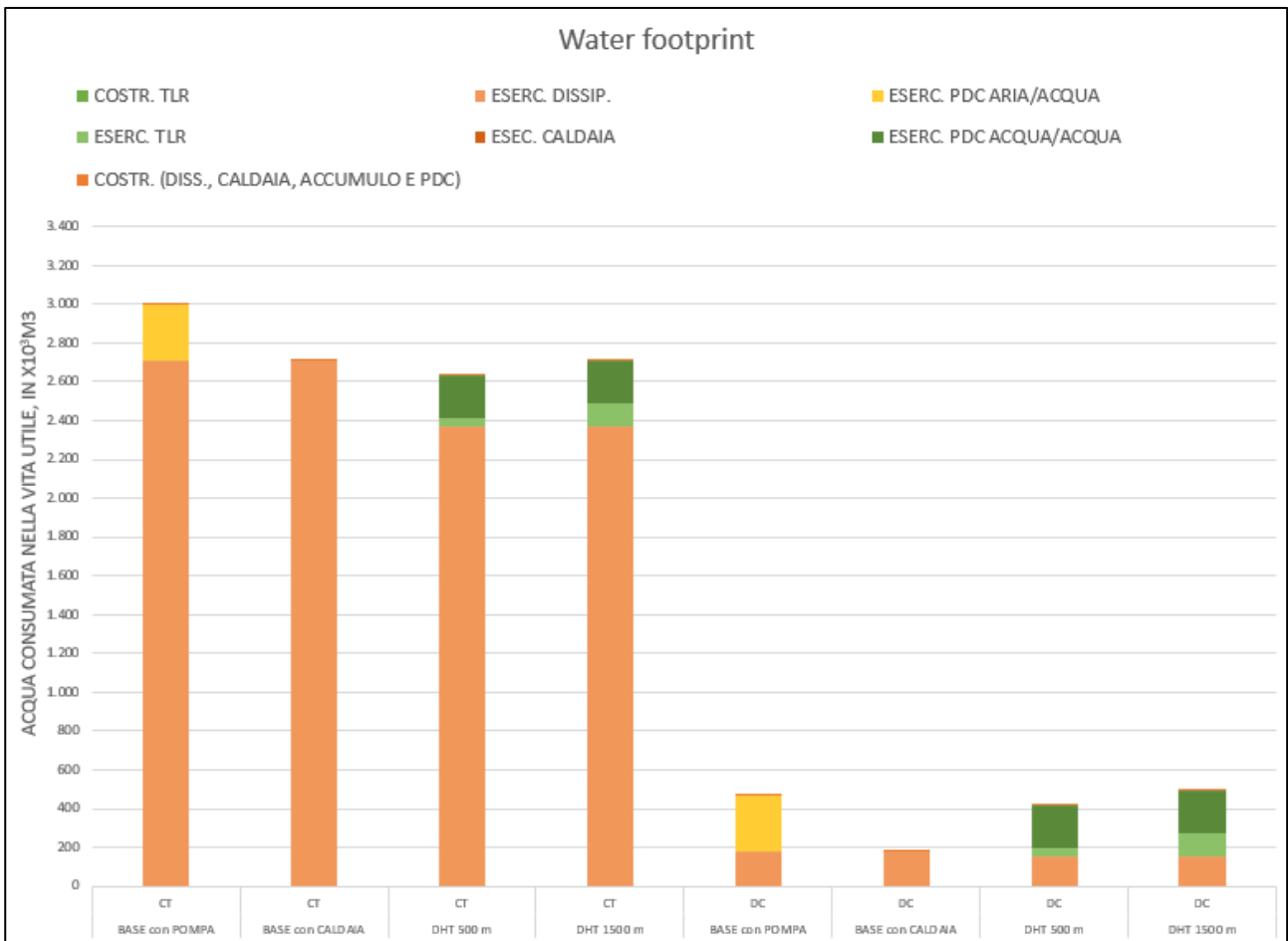


Figura 87. Water footprint (Serra media Sud Italia)

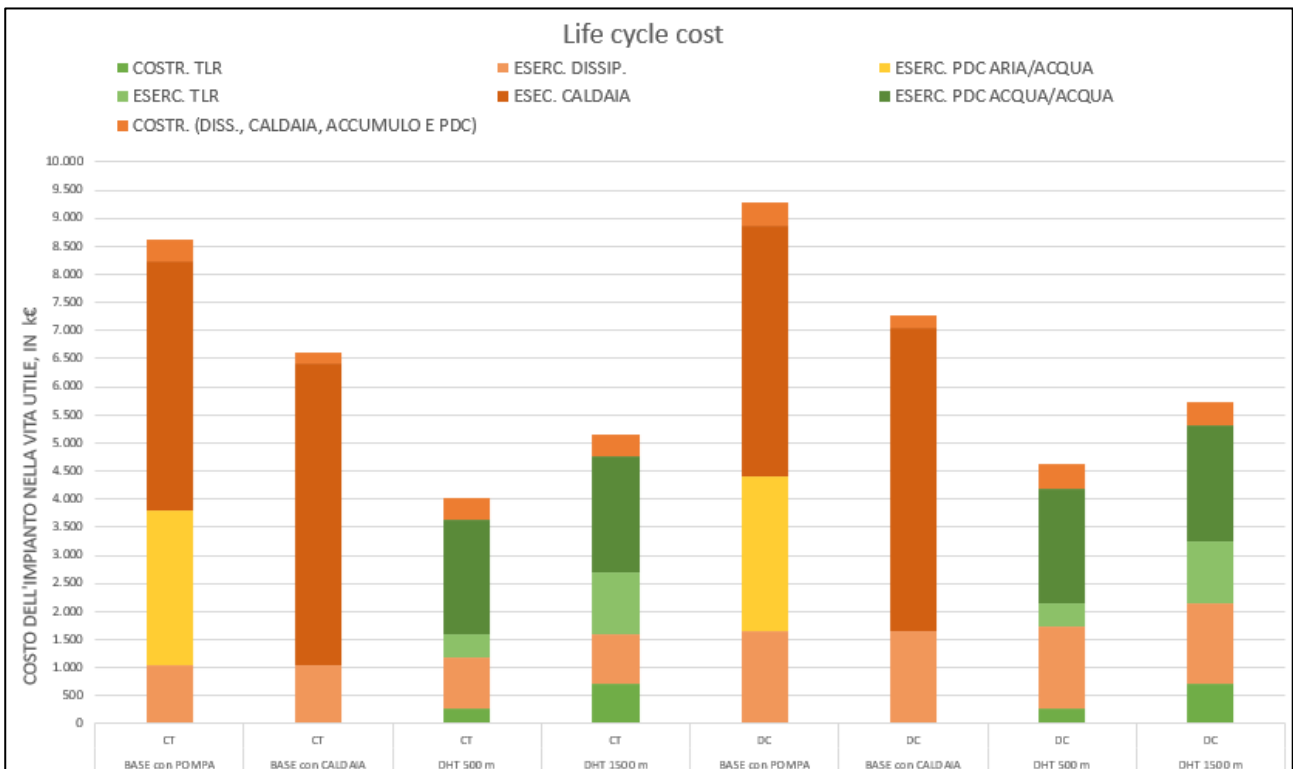


Figura 88. Life cycle cost (Serra media Sud Italia)

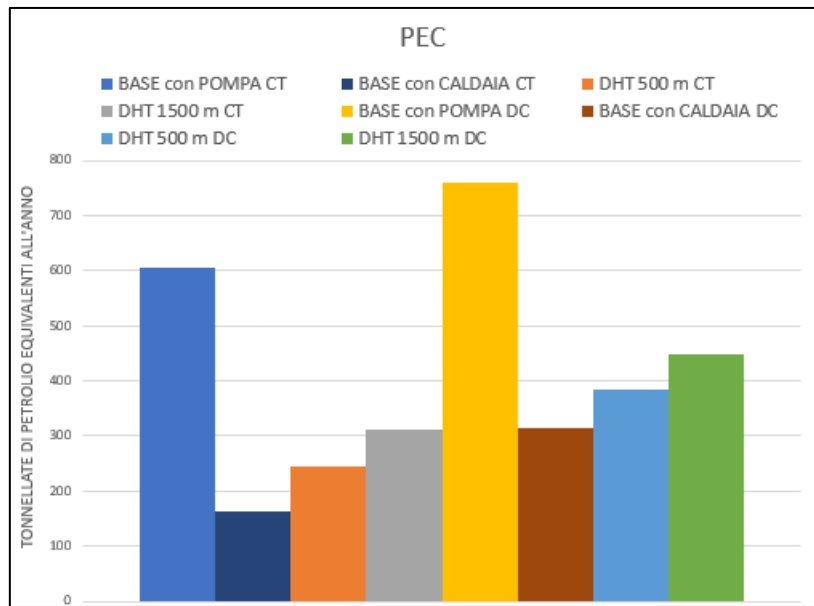


Figura 89. Consumo di energia primaria (Serra media Sud Italia)

La figura 90 riporta i valori numerici delle configurazioni analizzate per la serra media posizionata al Centro Italia.

CATEGORIA	Configurazione	Costruzione										Esercizio					
		Disp. Costr.	PdC aria/acqua Costr.	COSTR. TLR	Caldaia Costr.	Accumulo Costr.	Pompa acqua/acqua Costr.	ISS, CALDAIA, ACCUMU	ESERC. DISSIP.	SERC. PDC ARIA/AQQA	ESERC. TLR	ESEC. CALDAIA	ESERC. PDC ACQUA/AQQA				
CARBON	CD2 tonnellate/anno																
	BASE con POMPA CT	53	87	0	75	0	0	215	399	14.181	0	34.521	0				
	BASE con CALDAIA CT	53	0	0	91	0	0	144	399	0	0	41.844	0				
	DHT 500 m CT	53	0	82	0	101	80	234	990	0	2.173	0	10.521				
	DHT 500 m DC	421	297	0	101	80	80	234	990	0	5.676	0	10.521				
	BASE con POMPA DC	421	87	0	75	0	0	583	8.507	14.181	0	34.521	0				
	BASE con CALDAIA DC	421	0	0	91	0	0	512	8.507	0	0	41.844	0				
	DHT 500 m DC	421	0	82	0	101	80	602	7.477	0	2.173	0	10.521				
WATER																	
H2O X10^3m^3/anno																	
BASE con POMPA CT	1	1	0	1	0	0	2	2.706	294	0	2	0					
BASE con CALDAIA CT	1	0	0	1	0	0	1	2.706	0	0	2	0					
DHT 500 m CT	1	0	1	0	0	1	2	2.371	0	45	0	218					
DHT 500 m DC	1	0	1	0	0	1	2	2.371	0	118	0	218					
BASE con POMPA DC	3	1	0	1	0	0	5	176	294	0	2	0					
BASE con CALDAIA DC	3	0	0	1	0	0	4	176	0	0	2	0					
DHT 500 m DC	3	0	1	0	0	1	5	155	0	45	0	218					
DHT 500 m DC	3	0	1	0	0	1	5	155	0	118	0	218					
ECONOMIC																	
LCC X10^6€																	
BASE con POMPA CT	59	222	0	101	0	0	381	1.032	2.780	0	4.446	0					
BASE con CALDAIA CT	59	0	0	117	0	0	176	1.032	0	0	5.389	0					
DHT 500 m CT	59	0	271	0	100	218	379	904	0	423	0	2.048					
DHT 500 m DC	59	0	701	0	100	218	379	904	0	1.105	0	2.048					
BASE con POMPA DC	104	222	0	101	0	0	426	1.656	2.780	0	4.446	0					
BASE con CALDAIA DC	104	0	0	117	0	0	220	1.656	0	0	5.389	0					
DHT 500 m DC	104	0	271	0	100	218	423	1.455	0	423	0	2.048					
DHT 500 m DC	104	0	701	0	100	218	423	1.455	0	1.105	0	2.048					

Figura 90. Valori di carbon (tonnellate CO<sub>2</sub>/anno), water footprint (X10<sup>3</sup> m<sup>3</sup>/anno) e life cycle cost (k€/anno) serra media nel Sud Italia

### Serra grande

In questo scenario abbiamo considerato una serra costituita da centoventi moduli base. Le dimensioni della serra sono le seguenti:

- Area in pianta 40.800 m<sup>2</sup>;
- Area totale coperta 53.312 m<sup>2</sup>;
- Volume 148.238 m<sup>3</sup>.

Una serra di queste dimensioni, che produce basilico in foglia, ha una resa annuale di circa 3515 kg (valore ricavato elaborando i dati di [28]).

La serra potrà essere posizionata nel Nord Italia, nel Centro Italia oppure nel Sud Italia. Variando la locazione della serra abbiamo ottenuto profili giornalieri di domanda del calore differenti.

Con il modello di calcolo della serra, fornendo le dimensioni della serra e i vari profili della temperatura giornaliera, abbiamo ricavato la domanda di calore per la serra.

I profili giornalieri della richiesta di calore [kW] per una serra da centoventi moduli posizionata nel Nord Italia sono riportati in tabella 32.

PROFILO DOMANDA CALORE INVERNO						PROFILO DOMANDA DI CALORE ESTATE					
h	Q <sub>cci</sub> [kW]	Q <sub>i</sub> [kW]	Q <sub>k</sub> [kW]	Q <sub>s</sub> [kW]	Q <sub>utenza</sub> [kW]	h	Q <sub>cci</sub> [kW]	Q <sub>i</sub> [kW]	Q <sub>k</sub> [kW]	Q <sub>s</sub> [kW]	Q <sub>utenza</sub> [kW]
0	9.569	824	10.393	0	10.393	0	4.128	356	4.483	7	4.477
1	9.619	829	10.447	0	10.447	1	4.444	383	4.826	7	4.820
2	9.891	852	10.743	0	10.743	2	4.400	379	4.779	7	4.773
3	9.705	836	10.541	0	10.541	3	4.431	382	4.813	5	4.808
4	9.966	858	10.824	0	10.824	4	4.617	398	5.015	5	5.010
5	10.585	912	11.497	0	11.497	5	4.506	388	4.894	7	4.887
6	10.226	881	11.107	0	11.107	6	4.648	400	5.049	23	5.025
7	10.523	906	11.430	0	11.430	7	4.698	405	5.102	417	4.685
8	10.102	870	10.972	3	10.970	8	4.196	361	4.557	2.293	2.265
9	9.891	852	10.743	654	10.089	9	2.969	256	3.224	7.781	0
10	8.540	736	9.276	3.722	5.554	10	2.336	201	2.538	14.334	0
11	6.842	589	7.431	7.752	0	11	1.909	164	2.073	17.647	0
12	6.185	533	6.718	10.620	0	12	1.562	135	1.696	19.734	0
13	5.950	512	6.462	11.326	0	13	1.320	114	1.434	21.380	0
14	5.640	486	6.126	10.820	0	14	1.227	106	1.333	20.317	0
15	5.603	483	6.085	11.451	0	15	899	77	976	22.259	0
16	5.764	496	6.260	8.211	0	16	1.010	87	1.097	15.644	0
17	6.111	526	6.637	4.246	2.391	17	849	73	922	12.473	0
18	7.202	620	7.822	1.105	6.717	18	1.271	109	1.380	7.849	0
19	8.032	692	8.724	81	8.643	19	2.008	173	2.181	3.020	0
20	8.416	725	9.141	0	9.141	20	2.882	248	3.130	1.082	2.048
21	8.763	755	9.518	0	9.518	21	3.607	311	3.918	117	3.800
22	9.544	822	10.366	0	10.366	22	3.805	328	4.133	7	4.127
23	-9.383	808	-8.575	0	0	23	4.016	346	4.362	7	4.355
				MAX [kW]	11.497					MAX [kW]	5.025

Tabella 32. Domanda di calore per una serra grande nel Nord Italia

I profili giornalieri della richiesta di calore [kW] per una serra da centoventi moduli posizionata nel Centro Italia sono riportati in tabella 33.

PROFILO DOMANDA CALORE INVERNO						PROFILO DOMANDA DI CALORE ESTATE					
h	Q <sub>cci</sub> [kW]	Q <sub>i</sub> [kW]	Q <sub>k</sub> [kW]	Q <sub>s</sub> [kW]	Q <sub>utenza</sub> [kW]	h	Q <sub>cci</sub> [kW]	Q <sub>i</sub> [kW]	Q <sub>k</sub> [kW]	Q <sub>s</sub> [kW]	Q <sub>utenza</sub> [kW]
0	8.556	737	9.293	0	9.293	0	3.965	341	4.306	0	4.306
1	8.509	733	9.242	0	9.242	1	3.921	338	4.258	0	4.258
2	8.462	729	9.191	0	9.191	2	3.878	334	4.213	0	4.213
3	8.441	727	9.168	0	9.168	3	3.552	306	3.858	0	3.858
4	8.422	725	9.148	0	9.148	4	3.226	278	3.504	389	3.114
5	8.401	724	9.125	0	9.125	5	2.899	250	3.149	2.599	550
6	7.763	669	8.432	0	8.432	6	2.374	205	2.579	6.559	0
7	7.125	614	7.738	2.074	5.665	7	1.849	159	2.009	11.294	0
8	6.488	559	7.046	6.653	393	8	1.324	114	1.439	17.074	0
9	6.247	538	6.785	8.417	0	9	1.071	92	1.163	19.861	0
10	6.007	517	6.524	8.699	0	10	819	71	890	25.571	0
11	5.765	497	6.262	9.243	0	11	566	49	615	24.215	0
12	5.924	510	6.434	10.125	0	12	672	58	730	21.579	0

13	6.080	524	6.604	4.945	1.658	13	778	67	845	17.210	0
14	6.240	537	6.777	3.885	2.892	14	884	76	961	18.355	0
15	6.863	591	7.454	1.408	6.047	15	1.240	107	1.347	12.476	0
16	7.490	645	8.136	94	8.042	16	1.595	137	1.733	6.573	0
17	8.115	699	8.814	0	8.814	17	1.952	168	2.120	2.848	0
18	8.384	722	9.106	0	9.106	18	2.369	204	2.573	239	2.333
19	8.653	745	9.398	0	9.398	19	2.785	240	3.025	0	3.025
20	8.923	769	9.692	0	9.692	20	3.202	276	3.478	0	3.478
21	9.027	778	9.805	0	9.805	21	3.375	291	3.666	0	3.666
22	9.133	787	9.919	0	9.919	22	3.546	305	3.852	0	3.852
23	-9.237	796	-8.441	0	0	23	3.718	320	4.038	0	4.038
				MAX [kW]	9.919					MAX[kW]	4.306

Tabella 33. Domanda di calore per una serra grande nel Centro Italia

I profili giornalieri della richiesta di calore [kW] per una serra da centoventi moduli posizionata nel Sud Italia sono riportati in tabella 34.

PROFILO DOMANDA CALORE INVERNO						PROFILO DOMANDA DI CALORE ESTATE					
h	Q <sub>cci</sub> [kW]	Q <sub>i</sub> [kW]	Q <sub>k</sub> [kW]	Q <sub>s</sub> [kW]	Q <sub>utenza</sub> [kW]	h	Q <sub>cci</sub> [kW]	Q <sub>i</sub> [kW]	Q <sub>k</sub> [kW]	Q <sub>s</sub> [kW]	Q <sub>utenza</sub> [kW]
0	5.624	484	6.108	0	6.108	0	2.537	219	2.755	0	2.755
1	5.748	495	6.243	0	6.243	1	2.689	232	2.920	0	2.920
2	5.872	506	6.377	0	6.377	2	2.841	245	3.086	0	3.086
3	5.898	508	6.406	0	6.406	3	2.422	209	2.631	0	2.631
4	5.921	510	6.431	0	6.431	4	2.003	173	2.176	863	1.312
5	5.945	512	6.457	0	6.457	5	1.584	136	1.721	3.749	0
6	5.220	450	5.669	863	4.806	6	849	73	922	9.501	0
7	4.491	387	4.878	5.799	0	7	115	10	125	13.729	0
8	3.763	324	4.087	9.178	0	8	-620	-53	-674	17.262	0
9	3.576	308	3.884	13.447	0	9	-794	-68	-862	18.735	0
10	3.390	292	3.682	13.522	0	10	-968	-83	-1.051	17.191	0
11	3.202	276	3.477	13.973	0	11	-1.141	-98	-1.239	17.051	0
12	3.407	294	3.701	13.597	0	12	-1.024	-88	-1.113	16.417	0
13	3.617	312	3.928	10.726	0	13	-908	-78	-986	14.428	0
14	3.823	329	4.152	5.799	0	14	-791	-68	-859	15.662	0
15	4.321	372	4.693	2.233	2.460	15	-94	-8	-102	9.487	0
16	4.819	415	5.234	0	5.234	16	603	52	655	5.288	0
17	5.319	458	5.777	0	5.777	17	1.300	112	1.412	1.694	0
18	5.485	472	5.957	0	5.957	18	1.665	143	1.809	0	1.809
19	5.652	487	6.139	0	6.139	19	2.029	175	2.204	0	2.204
20	5.817	501	6.318	0	6.318	20	2.394	206	2.600	0	2.600
21	5.801	500	6.301	0	6.301	21	2.437	210	2.647	0	2.647
22	5.785	498	6.283	0	6.283	22	2.478	213	2.692	0	2.692
23	-5.766	497	-5.270	0	0	23	2.521	217	2.738	0	2.738
				MAX [kW]	6.457					MAX[kW]	3.086

Tabella 34. Domanda di calore per una serra grande nel Sud Italia

Analizzando i profili della domanda di calore della serra piccola ( $Q_{utenza}$ ) nei vari posizionamenti abbiamo concluso che è necessario il calore di scarto di tutte e tre le sale macchine dell'azienda presa in esame in questo caso studio per soddisfare la domanda di calore. Di seguito, in tabella 33, riportiamo il profilo giornaliero del calore disponibile al recupero che proviene dai condensatori evaporativi di tutte le sale macchine.

	GENNAIO	Qtorri	AGOSTO	Qtorri
0	1.750	kW	3.384	kW
1	891	kW	2.155	kW
2	768	kW	1.595	kW
3	891	kW	1.572	kW
4	2.720	kW	3.752	kW
5	2.025	kW	4.601	kW
6	2.142	kW	4.375	kW
7	2.458	kW	4.608	kW
8	2.434	kW	4.652	kW
9	2.314	kW	4.851	kW
10	2.471	kW	4.726	kW
11	2.285	kW	4.219	kW
12	2.173	kW	4.997	kW
13	2.378	kW	5.195	kW
14	2.561	kW	5.391	kW
15	2.393	kW	5.420	kW
16	2.282	kW	5.449	kW
17	2.439	kW	5.439	kW
18	2.720	kW	4.980	kW
19	3.036	kW	4.967	kW
20	2.969	kW	4.841	kW
21	3.071	kW	4.709	kW
22	2.727	kW	4.761	kW
23	2.947	kW	4.588	kW

**Tabella 35. Profilo di calore disponibile al recupero (sala macchine uno, due e tre)**

Nella prima simulazione abbiamo preso in considerazione il posizionamento della serra nel Nord Italia. I dati di input inseriti nel foglio di calcolo sono:

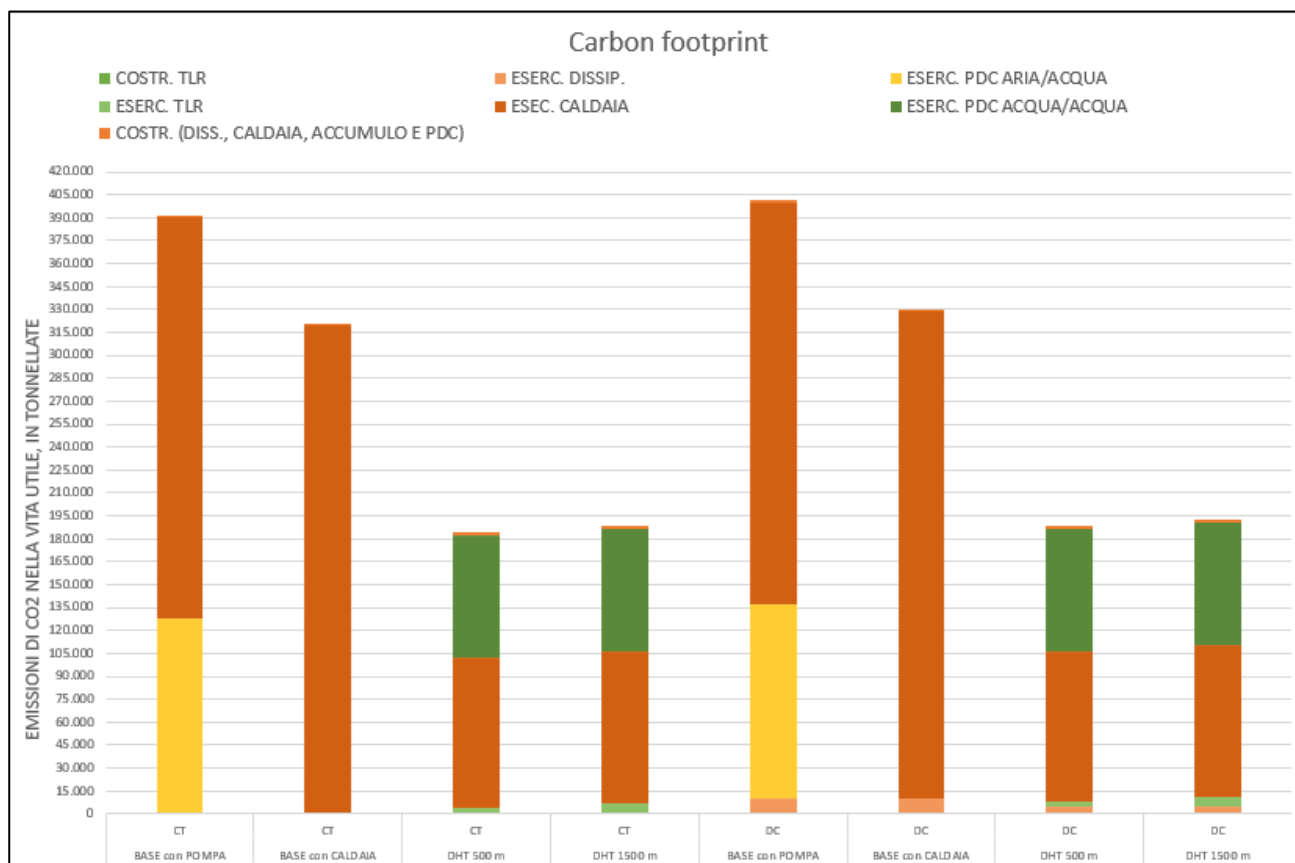
- Profilo di calore richiesto dall'utenza (tabella 32);
- Profilo di calore disponibile al recupero (tabella 35);
- Temperature di mandata e ritorno del fluido caldo disponibile per il recupero: 35-30°C;
- Temperature di mandata e ritorno del fluido cliente: 50-70°C;
- Temperatura media periodo invernale: 5°C;
- Temperatura media periodo estivo: 16°C;
- Durata periodo invernale: 4 mesi;
- Durata periodo estivo: 8 mesi;
- Lunghezza della rete di teleriscaldamento: 500 m e 1500 m;
- Sistema di dissipazione del calore: cooling tower e dry cooler.

Nella tabella 36 si riportano le capacità dei dispositivi utilizzati nelle varie soluzioni, il diametro delle tubazioni e i volumi dell'accumulo.

	Dissipatore [kW]	PdC Aria/Acqua [kW]	Diametro tubi TLR [mm]	Caldaia [kW]	Pompa TLR [kW]	Scambiatore TLR [kW]	Caldaia [kW]	Accumulo [m <sup>3</sup> ]	PdC acqua/acqua [kW]
BASE con POMPA DI CALORE	5.449	2.874		9.485					
BASE con CALDAIA	5.449			11.497					
DHT 500 m	5.449		153		47	4.573	7.340	751	2.827
DHT 1500 m	5.449		153		115	4.574	7.339	751	2.827

**Tabella 36. Capacità, diametro e volume dei componenti del sistema (Serra grande Nord Italia)**

Nelle figure che seguono sono stati riportati gli istogrammi della carbon footprint, della water footprint, del life cycle cost e della PEC per le tre diverse configurazioni: BASE con pompa di calore aria/acqua; teleriscaldamento con accumulo e caldaia (DHT); teleriscaldamento con caldaia (DHB). Per ogni simulazione abbiamo calcolato gli indicatori per due diversi sistemi di dissipazione: cooling tower (CT) e dry cooler (DC). Le figure 91, 92, 93 e 94 riportano la carbon footprint, water footprint, il life cycle cost e il consumo di energia primaria, rispettivamente.



**Figura 91. Carbon footprint (Serra grande Nord Italia)**

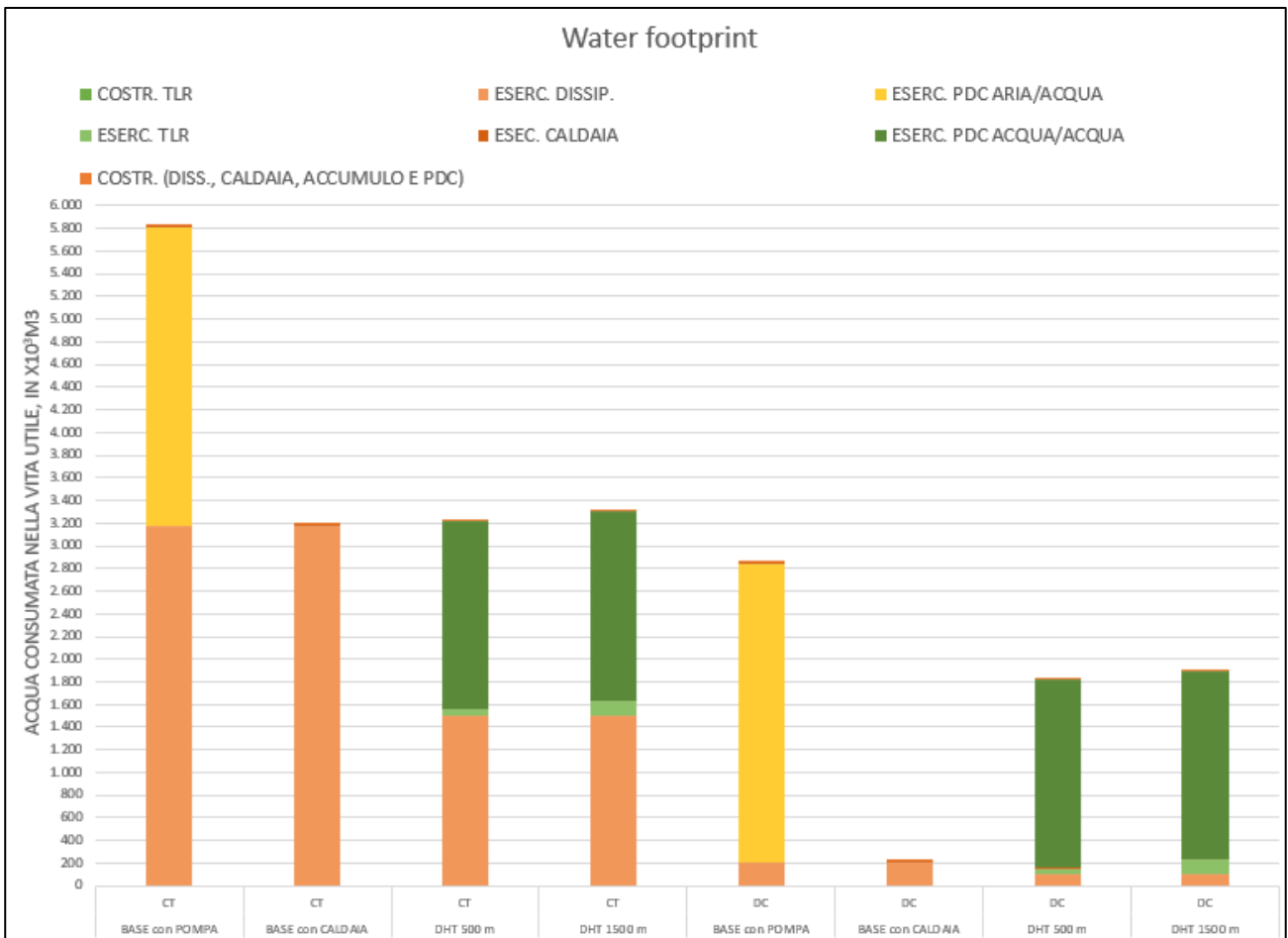


Figura 92. Water footprint (Serra grande Nord Italia)

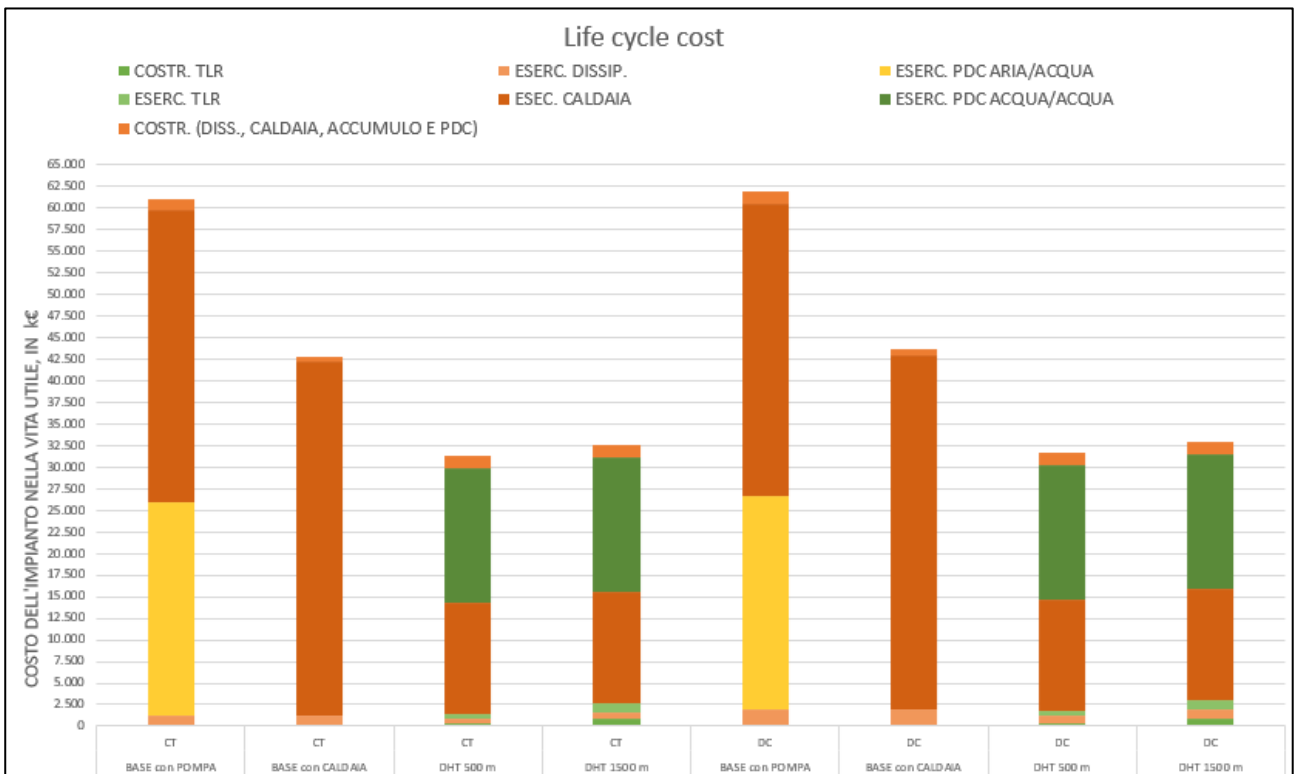


Figura 93. Life cycle cost (Serra grande Nord Italia)



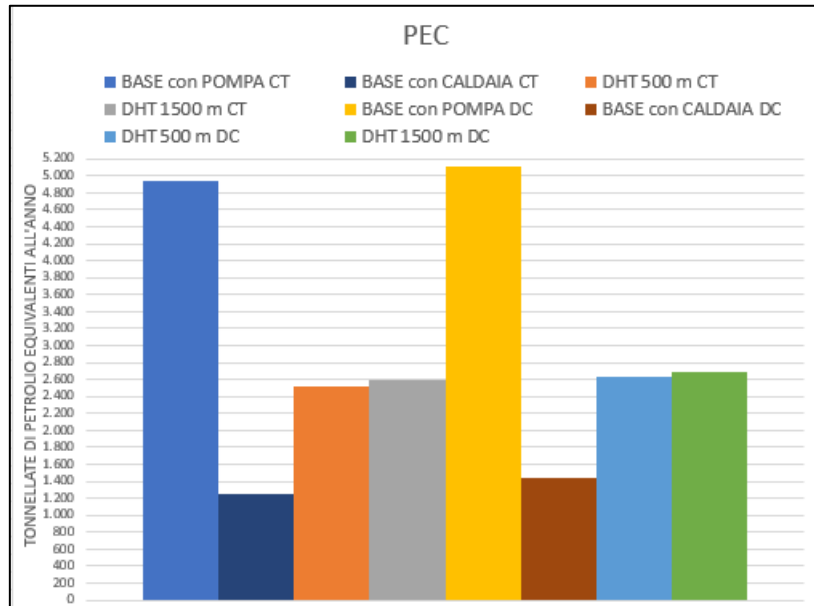


Figura 94. Consumo primario di energia (Serra grande Nord Italia)

La figura 95 riporta i valori numerici delle configurazioni analizzate per la serra grande posizionata al Nord Italia.

CARBON		Costruzione										Esercizio			
CO2 tonnellate/linea	Dissep. Costr.	PdC aria/acqua Costr.	COSTR. TLR	Caldaia Costr.	Accumulo Costr.	Pompa acqua/acqua Costr.	ISS. CALDAIA, ACCUMU	ESERC. DISSIP.	ESERC. PDC ARIA/ACQUA	ESERC. TLR	ESEC. CALDAIA	ESERC. PDC ACQUA/ACQUA			
BASE con POMPA CT	61	620	0	537	0	0	1218	469	127.223	0	262.907	0			
BASE con CALDAIA CT	61	0	0	551	0	0	712	469	0	0	310.575	0			
DHT 500 m CT	61	0	306	415	613	568	1657	672	0	2.663	99.056	80.130			
DHT 1500 m CT	61	0	516	415	614	568	1658	672	0	6.225	99.038	80.130			
BASE con POMPA DC	485	620	0	537	0	0	1642	9.833	127.223	0	262.907	0			
BASE con CALDAIA DC	485	0	0	551	0	0	1136	9.833	0	0	310.575	0			
DHT 500 m DC	485	0	306	415	613	568	2.081	4.720	0	2.663	99.056	80.130			
DHT 1500 m DC	485	0	516	415	614	568	2.082	4.721	0	6.225	99.038	80.130			
WATER		Costruzione										Esercizio			
H2O m3/m2/linea	Dissep.	PdC aria/acqua	TLR	Caldaia	Accumulo	Pompa acqua/acqua	ISS. CALDAIA, ACCUMU	Dissep.	PdC aria/acqua	TLR	Caldaia	Pompa acqua/acqua			
BASE con POMPA CT	1	6	0	4	0	0	11	3.179	2.637	0	11	0			
BASE con CALDAIA CT	1	0	0	5	0	0	5	3.179	0	0	14	0			
DHT 500 m CT	1	0	1	3	3	5	11	1.503	0	55	4	1.661			
DHT 1500 m CT	1	0	2	3	3	5	11	1.503	0	129	4	1.661			
BASE con POMPA DC	4	6	0	4	0	0	14	206	2.637	0	11	0			
BASE con CALDAIA DC	4	0	0	5	0	0	9	206	0	0	14	0			
DHT 500 m DC	4	0	1	3	3	5	15	98	0	55	4	1.661			
DHT 1500 m DC	4	0	2	3	3	5	15	98	0	129	4	1.661			
ECONOMIC		Costruzione										Esercizio			
LCC Unità	Dissep.	PdC aria/acqua	TLR	Caldaia	Accumulo	Pompa acqua/acqua	ISS. CALDAIA, ACCUMU	Dissep.	PdC aria/acqua	TLR	Caldaia	Pompa acqua/acqua			
BASE con POMPA CT	65	776	0	447	0	0	1.288	1.232	24.765	0	33.880	0			
BASE con CALDAIA CT	65	0	0	517	0	0	582	1.232	0	0	41.042	0			
DHT 500 m CT	65	0	397	368	263	788	1.464	573	0	518	12.757	15.598			
DHT 1500 m CT	65	0	369	368	263	788	1.464	573	0	1.212	12.755	15.598			
BASE con POMPA DC	115	776	0	447	0	0	1.337	1.934	24.765	0	33.880	0			
BASE con CALDAIA DC	115	0	0	517	0	0	631	1.934	0	0	41.042	0			
DHT 500 m DC	115	0	397	368	263	788	1.513	519	0	518	12.757	15.598			
DHT 1500 m DC	115	0	369	368	263	788	1.513	519	0	1.212	12.755	15.598			

Figura 95. Valori di carbon, water footprint e life cycle cost per la serra grande nel Nord Italia

Nella seconda simulazione abbiamo preso in considerazione il posizionamento della serra grande nel Centro Italia. I dati di input inseriti nel foglio di calcolo sono:

- Profilo di calore richiesto dall'utenza (tabella 34);
- Profilo di calore disponibile al recupero (tabella 36);
- Temperature di mandata e ritorno del fluido cliente: 50-70°C;
- Temperatura media periodo invernale: 6,5°C;
- Temperatura media periodo estivo: 17°C;
- Durata periodo invernale: 4 mesi;
- Durata periodo estivo: 8 mesi;
- Lunghezza della rete di teleriscaldamento: 500m e 1500m;
- Sistema di dissipazione del calore: cooling tower e dry cooler.

Nella tabella 37 sono state riportate le capacità dei dispositivi utilizzati nelle varie soluzioni, il diametro delle tubazioni e i volumi dell'accumulo.

	Dissipatore [kW]	PdC Aria/Acqua [kW]	Diametro tubi TLR [mm]	Caldaia [kW]	Pompa TLR [kW]	Scambiatore TLR [kW]	Caldaia [kW]	Accumulo [m^3]	PdC acqua/acqua [kW]
BASE con POMPA DI CALORE	5.449	2.480		8.183					
BASE con CALDAIA	5.449			9.919					
DHT 500 m	5.449		153		47	4.574	6.170	673	2.439
DHT 1500 m	5.449		153		115	4.574	6.170	673	2.439

Tabella 37. Capacità, diametro e volume dei componenti del sistema (Serra grande Centro Italia)

Nelle figure che seguono sono stati riportati gli istogrammi della carbon footprint, della water footprint, del life cycle cost e della PEC per le tre diverse configurazioni: BASE con pompa di calore aria/acqua; teleriscaldamento con accumulo e caldaia (DHT); teleriscaldamento con caldaia (DHB). Per ogni simulazione abbiamo calcolato gli indicatori per due diversi sistemi di dissipazione: cooling tower (CT) e dry cooler (DC). Le figure 96, 97, 98, 99 riportano la carbon footprint, water footprint, il life cycle cost e il consumo di energia primaria, rispettivamente.

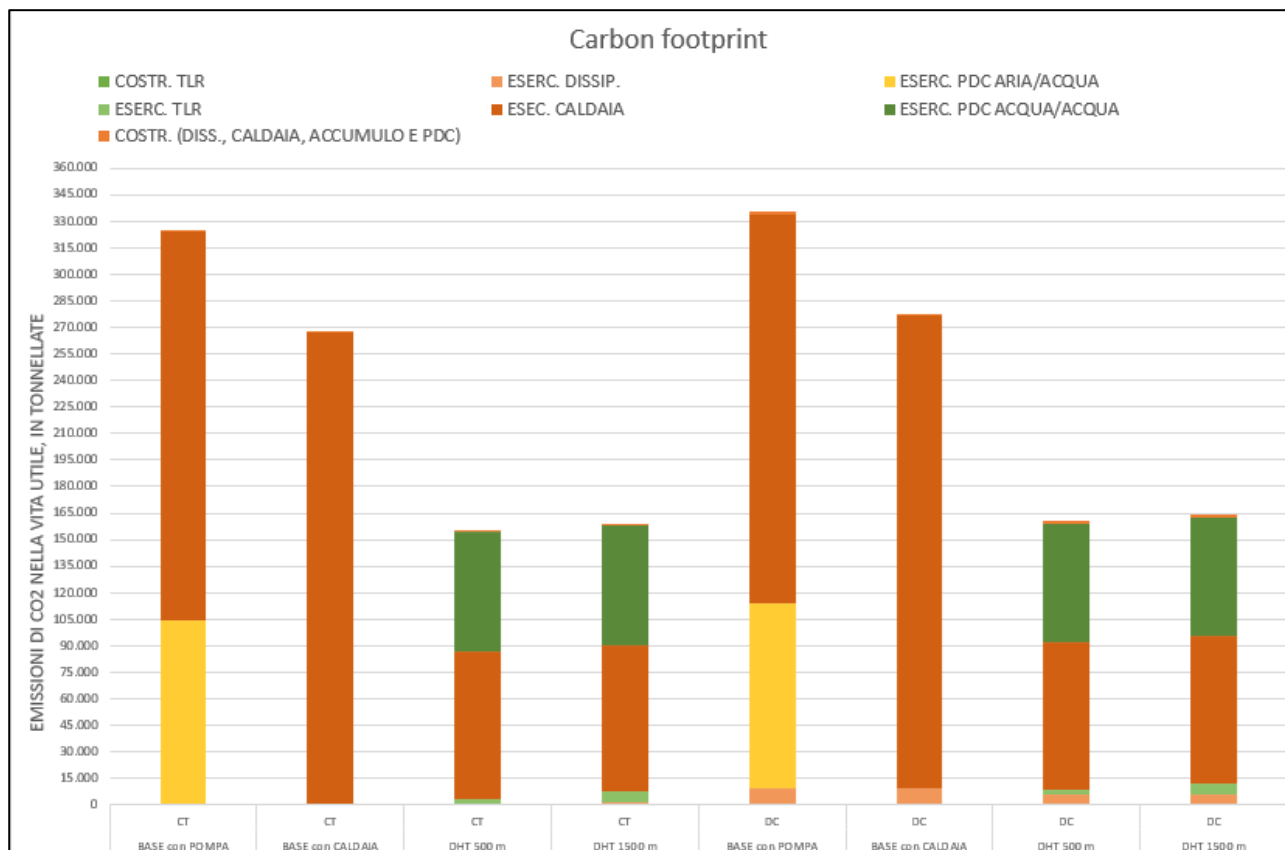


Figura 96. Carbon footprint (Serra grande Centro Italia)

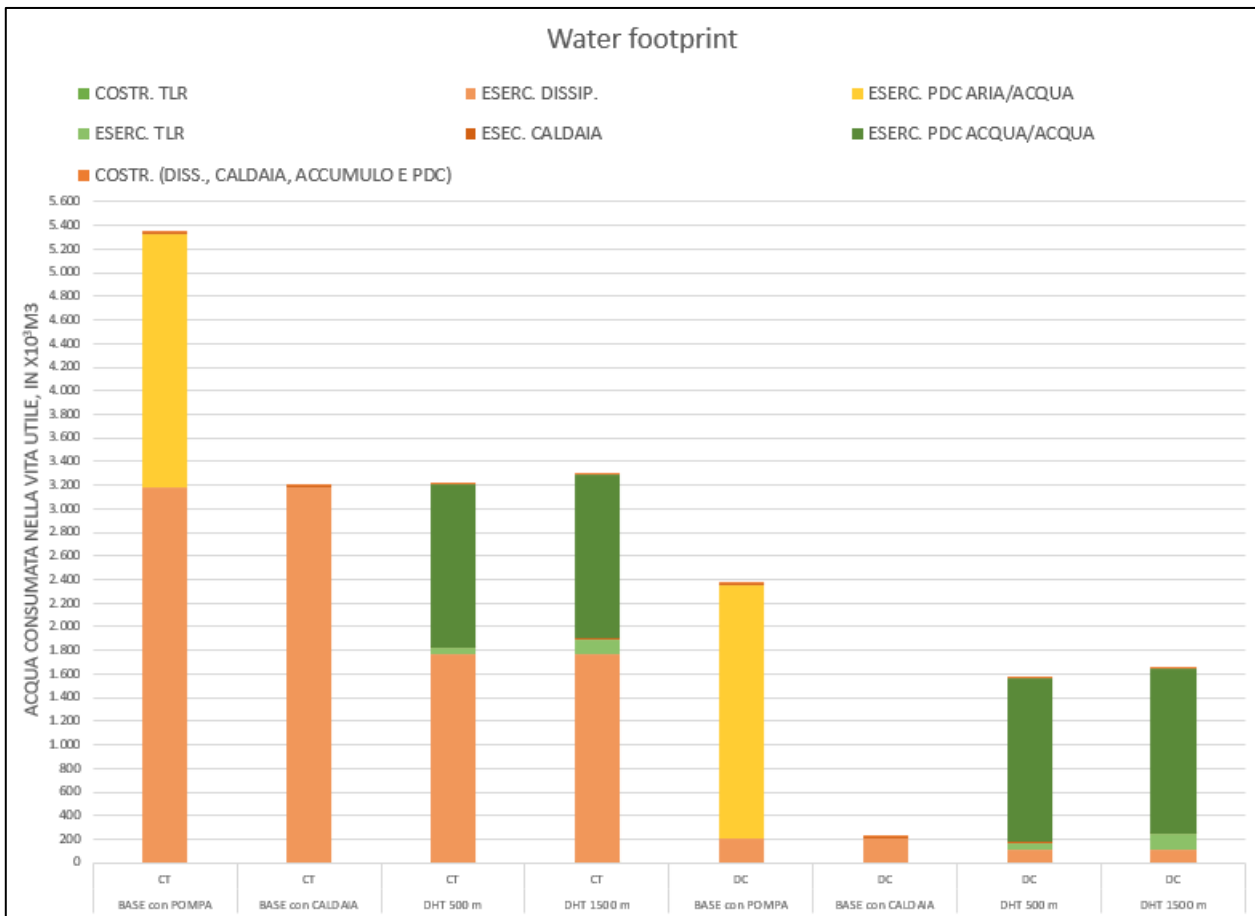


Figura 97. Water footprint (Serra grande Centro Italia)

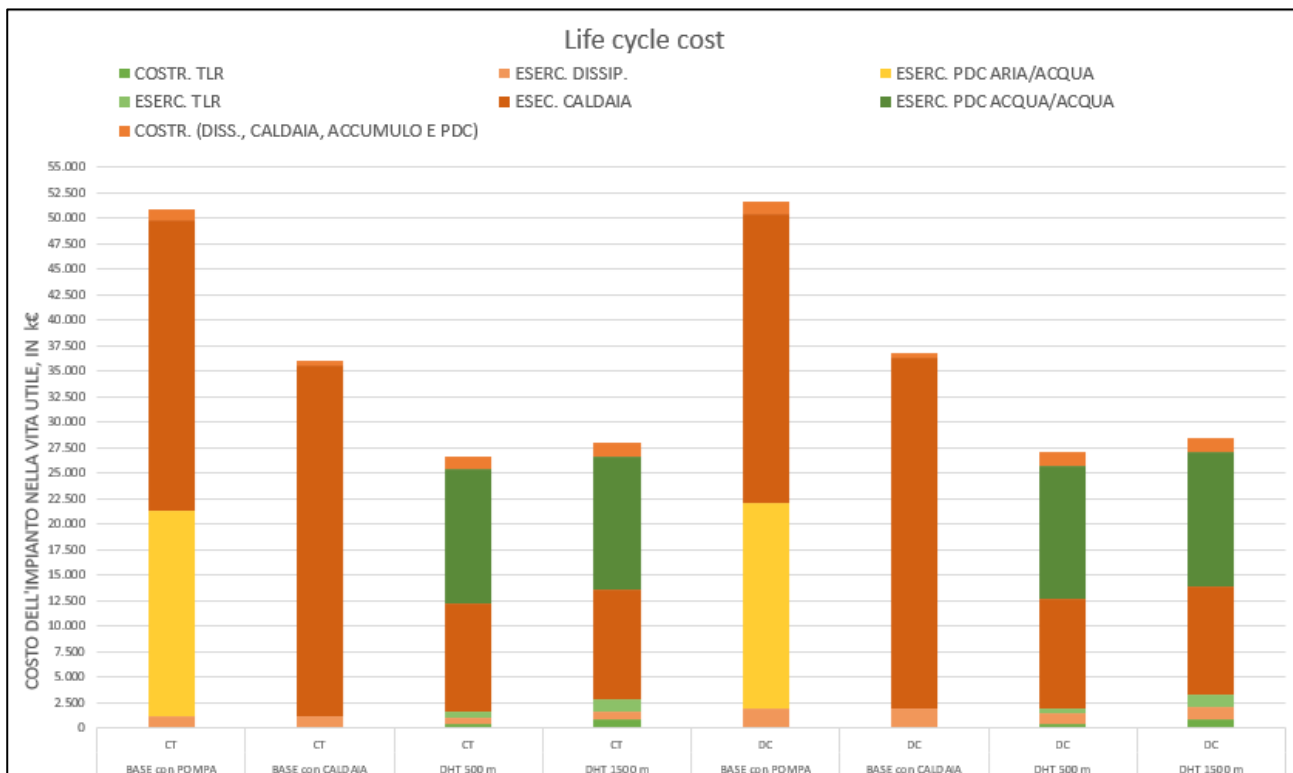


Figura 98. Life cycle cost (Serra grande Centro Italia)

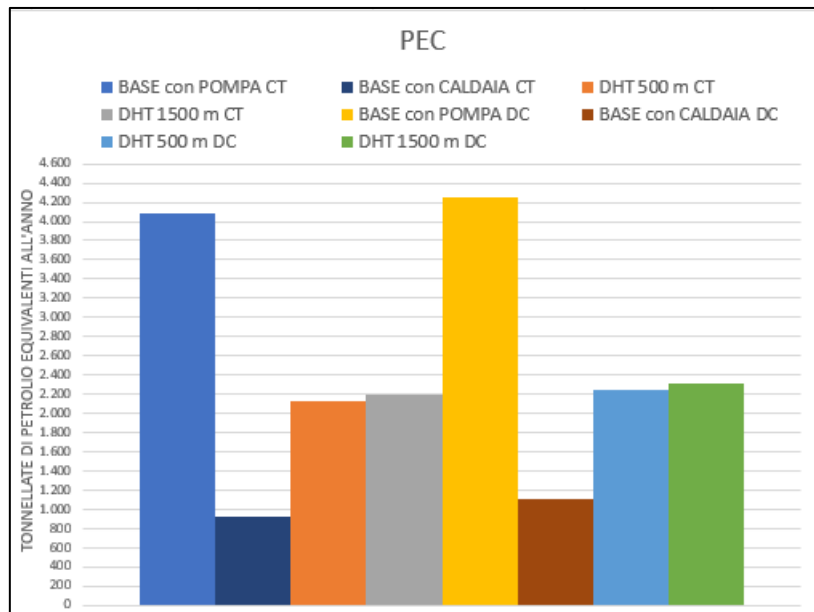


Figura 99. Consumo di energia primaria (Serra grande Centro Italia)

La figura 100 riporta i valori numerici delle configurazioni analizzate per la serra piccola posizionata al Centro Italia.

CARBONI		Costruzione										Esercizio		
		Dissip. Costr.	PdC aria/acqua Costr.	COSTR. TLR	Caldaia Costr.	Accumulo Costr.	Pompa acqua/acqua Costr.	ISS, CALDAIA, ACCUMU	ESERC. DISSIP.	SEFC. PDC ARIA/AQUA	ESERC. TLR	ESEC. CALDAIA	ESEFC. PDC ACQUA/AQUA	
CO2 tonnellate/ife														
BASE con POMPA	CT	61	535	0	463	0	0	1059	469	103.803	0	220.031	0	
BASE con CALDAIA	CT	61	0	0	581	0	0	622	469	0	0	266.705	0	
DHT 500 m	CT	61	0	306	349	549	490	1449	788	0	2.663	83.294	67.062	
DHT 1500 m	CT	61	0	516	349	550	490	1450	789	0	6.225	83.266	67.062	
BASE con POMPA	DC	485	535	0	463	0	0	1483	9333	103.803	0	220.031	0	
BASE con CALDAIA	DC	485	0	0	581	0	0	1046	9333	0	0	266.705	0	
DHT 500 m	DC	485	0	306	349	549	490	1873	5523	0	2.663	83.294	67.062	
DHT 1500 m	DC	485	0	516	349	550	490	1874	5525	0	6.225	83.266	67.062	
VATER		Costruzione										Esercizio		
		Dissip.	PdC aria/acqua	TLR	Caldaia	Accumulo	Pompa acqua/acqua	ISS, CALDAIA, ACCUMU	Dissip.	PdC aria/acqua	TLR	Caldaia	Pompa acqua/acqua	
HC2 X10 <sup>3</sup> m <sup>3</sup> /ife														
BASE con POMPA	CT	1	0	0	3	0	0	9	3179	2.952	0	10	0	
BASE con CALDAIA	CT	1	0	0	4	0	0	5	3179	0	0	12	0	
DHT 500 m	CT	1	0	1	3	2	4	10	1763	0	55	4	1.390	
DHT 1500 m	CT	1	0	2	3	2	4	10	1763	0	129	4	1.390	
BASE con POMPA	DC	4	0	0	3	0	0	13	206	2.952	0	10	0	
BASE con CALDAIA	DC	4	0	0	4	0	0	8	206	0	0	12	0	
DHT 500 m	DC	4	0	1	3	2	4	13	114	0	55	4	1.390	
DHT 1500 m	DC	4	0	2	3	2	4	13	115	0	129	4	1.390	
ESOGNAC		Costruzione										Esercizio		
		Dissip.	PdC aria/acqua	TLR	Caldaia	Accumulo	Pompa acqua/acqua	ISS, CALDAIA, ACCUMU	Dissip.	PdC aria/acqua	TLR	Caldaia	Pompa acqua/acqua	
LCC k€/ife														
BASE con POMPA	CT	65	706	0	399	0	0	1171	1212	20.206	0	28.338	0	
BASE con CALDAIA	CT	65	0	0	462	0	0	527	1212	0	0	34.349	0	
DHT 500 m	CT	65	0	397	322	248	699	1324	672	0	518	10.726	13.054	
DHT 1500 m	CT	65	0	969	322	248	699	1334	673	0	1.212	10.724	13.054	
BASE con POMPA	DC	115	706	0	399	0	0	1.220	1934	20.206	0	28.338	0	
BASE con CALDAIA	DC	115	0	0	462	0	0	577	1534	0	0	34.349	0	
DHT 500 m	DC	115	0	397	322	248	699	1.384	1.075	0	518	10.726	13.054	
DHT 1500 m	DC	115	0	969	322	248	699	1.384	1.075	0	1.212	10.724	13.054	

Figura 100. Valori di carbon, water footprint e life cycle cost per la serra grande nel Centro Italia

Nella terza simulazione abbiamo preso in considerazione il posizionamento della serra nel Sud Italia. I dati di input inseriti nel foglio di calcolo sono:

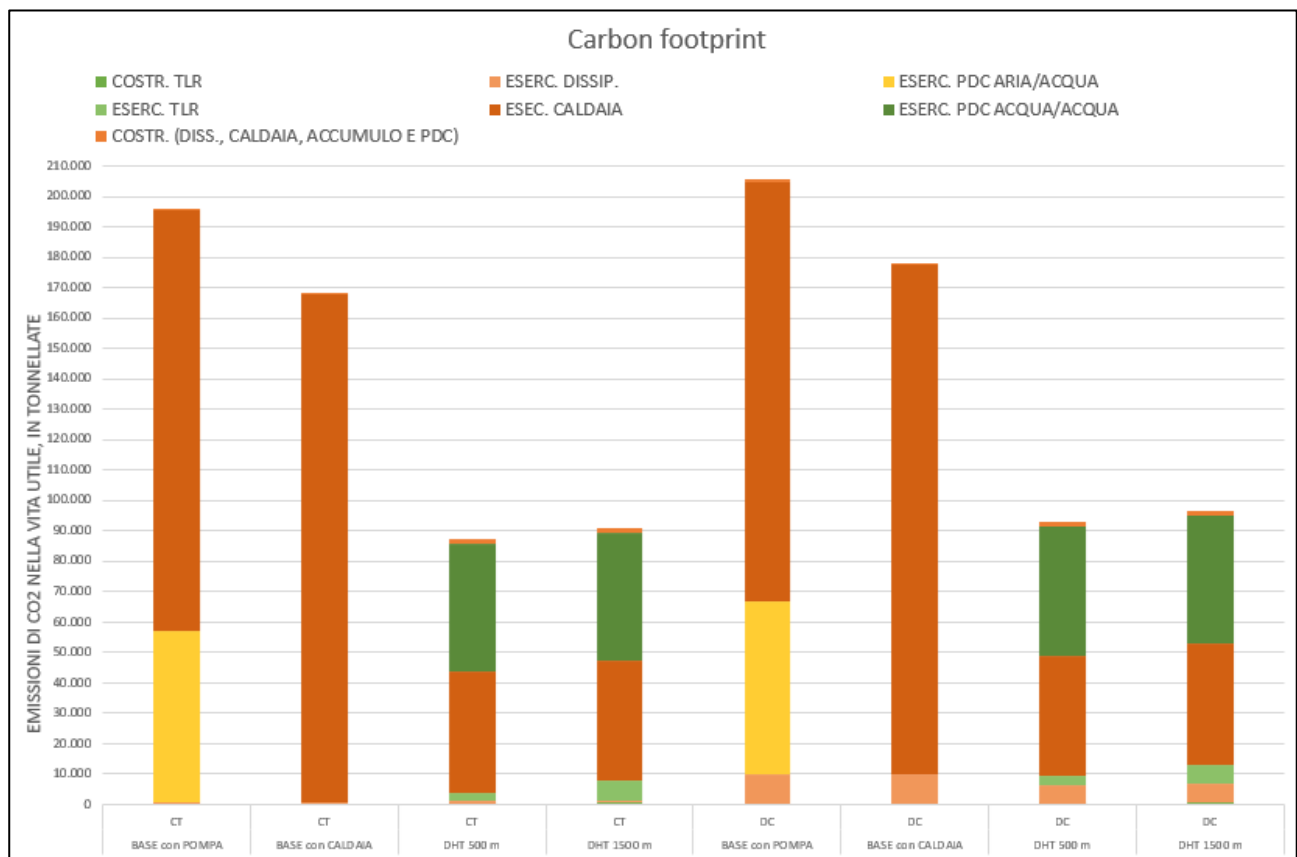
- Profilo di calore richiesto dall'utenza (tabella 35);
- Profilo di calore disponibile al recupero (tabella 36);
- Temperature di mandata e ritorno del fluido caldo disponibile per il recupero: 35-30°C;
- Temperature di mandata e ritorno del fluido cliente: 50-70°C;
- Temperatura media periodo invernale: 12°C;
- Temperatura media periodo estivo: 20°C;
- Durata periodo invernale: 4 mesi;
- Durata periodo estivo: 8 mesi;
- Lunghezza della rete di teleriscaldamento: 500m e 1500m;
- Sistema di dissipazione del calore: cooling tower e dry cooler.

Nella tabella 38 sono state riportate le capacità dei dispositivi utilizzati nelle varie soluzioni, il diametro delle tubazioni e i volumi dell'accumulo.

	Dissipatore [kW]	PdC Aria/Acqua [kW]	Diametro tubi TLR [mm]	Caldaia [kW]	Pompa TLR [kW]	Scambiatore TLR [kW]	Caldaia [kW]	Accumulo [m <sup>3</sup> ]	PdC acqua/acqua [kW]
BASE con POMPA DI CALORE	5.449	1.614		5.327					
BASE con CALDAIA	5.449			6.457					
DHT 500 m	5.449		153		47	4.574	4.048	960	1.588
DHT 1500 m	5.449		153		115	4.574	4.048	960	1.588

**Tabella 38. Capacità, diametro e volume dei componenti del sistema (Serra grande Sud Italia)**

Nelle figure che seguono sono stati riportati gli istogrammi della carbon footprint, della water footprint, del life cycle cost e della PEC per le tre diverse configurazioni: BASE con pompa di calore aria/acqua; teleriscaldamento con accumulo e caldaia (DHT); teleriscaldamento con caldaia (DHB). Per ogni simulazione abbiamo calcolato gli indicatori per due diversi sistemi di dissipazione: cooling tower (CT) e dry cooler (DC). Le figure 101, 102, 103, 104 riportano la carbon footprint, water footprint, il life cycle cost e il consumo di energia primaria, rispettivamente.



**Figura 101. Carbon footprint (Serra grande Sud Italia)**

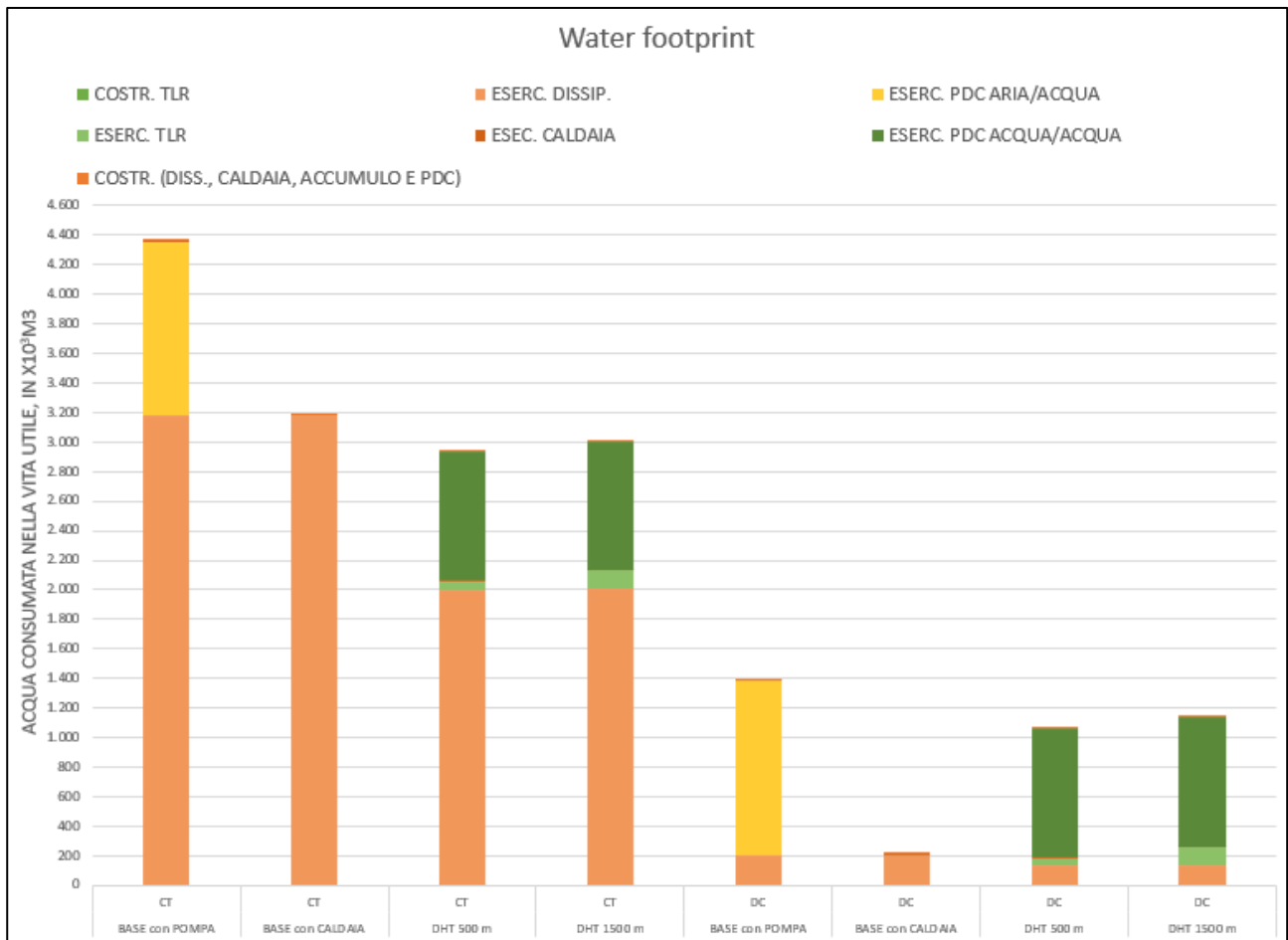


Figura 102. Water footprint (Serra grande Sud Italia)

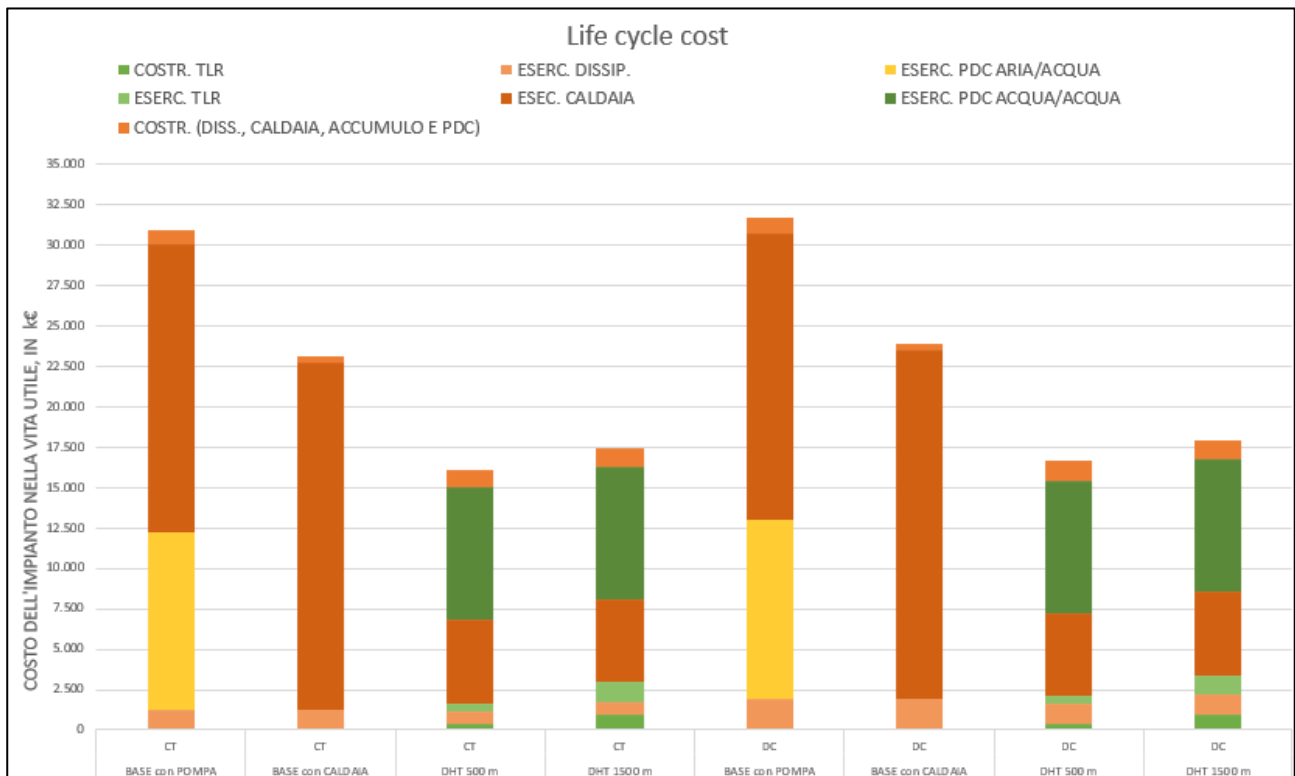


Figura 103. Life cycle cost (Serra grande Sud Italia)

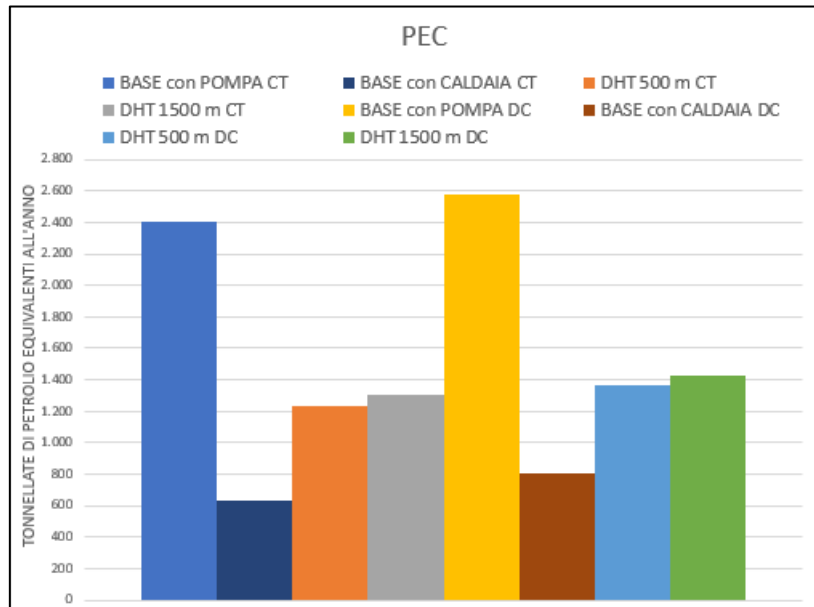


Figura 104. Consumo di energia primaria (Serra grande Sud Italia)

La figura 105 riporta i valori numerici delle configurazioni analizzate per la serra grande nel Sud Italia.

CATEGORIA	Configurazione	Dissip. Costr.	PdC aria/acqua Costr.	COSTR. TLR	Costruzione				ISS, CALDAIA, ACCUMU	ESERC. DISSIP.	SERC. PDC ARIA/AQUA	Esercizio		
					Caldaia Costr.	Accumulo Costr.	Pompa acqua/acqua	ISS, CALDAIA, ACCUMU				ESERC. TLR	ESEC. CALDAIA	ESERC. PDC ACQUA/AQUA
CARBON	BASE con POMPA CT	61	348	0	302	0	0	711	469	56.724	0	138.081	0	
	BASE con CALDAIA CT	61	0	0	365	0	0	426	469	0	0	167.371	0	
	DHT 500 m CT	61	0	306	229	784	319	1393	996	0	2.663	39.884	42.085	
	DHT 800 m CT	61	0	516	229	784	319	1393	896	0	6.225	39.884	42.085	
	BASE con POMPA DC	485	348	0	302	0	0	1195	9333	56.724	0	138.081	0	
	BASE con CALDAIA DC	485	0	0	365	0	0	953	9333	0	0	167.371	0	
WATER	BASE con POMPA CT	1	3	0	2	0	0	6	3179	1176	0	6	0	
	BASE con CALDAIA CT	1	0	0	3	0	0	3	3179	0	0	7	0	
	DHT 500 m CT	1	0	1	2	3	3	8	2003	0	55	2	872	
	DHT 800 m CT	1	0	2	2	3	3	8	2004	0	129	2	872	
	BASE con POMPA DC	4	3	0	2	0	0	10	206	1176	0	6	0	
	BASE con CALDAIA DC	4	0	0	3	0	0	7	206	0	0	7	0	
ECONOMIC	BASE con POMPA CT	65	537	0	288	0	0	881	1212	11042	0	17.783	0	
	BASE con CALDAIA CT	65	0	0	334	0	0	399	1212	0	0	21.056	0	
	DHT 500 m CT	65	0	397	234	300	531	1131	764	0	516	5.124	8.192	
	DHT 800 m CT	65	0	989	234	300	531	1131	764	0	1212	5.132	8.192	
	BASE con POMPA DC	115	537	0	288	0	0	940	1934	11042	0	17.783	0	
	BASE con CALDAIA DC	115	0	0	334	0	0	448	1934	0	0	21.056	0	
DHT 500 m DC	115	0	397	234	300	531	1180	1216	0	516	5.124	8.192		
	115	0	989	234	300	531	1180	1217	0	1212	5.132	8.192		

Figura 105. Valori di carbon, water footprint e life cycle cost nel Sud Italia

In base ai risultati delle simulazioni si osserva che:

- A parità di posizionamento della serra, di profilo di calore disponibile per il recupero, di sistema di dissipazione utilizzato e di temperature di mandata e ritorno del fluido cliente aumentando la lunghezza della rete di teleriscaldamento:
  - Aumenta la potenza nominale della pompa centrifuga di circolazione;
  - Si abbassa la potenza richiesta allo scambiatore di calore della rete di teleriscaldamento. Questo perché aumentando la lunghezza delle tubazioni aumentano le perdite distribuite lungo la rete di teleriscaldamento e quindi diminuisce l'energia effettiva fornita dalla rete di teleriscaldamento;
  - Aumentano la carbon footprint, la water footprint e il life cycle cost associati al teleriscaldamento (tubazioni, pompa centrifuga e scambiatore). Questo vale per i valori associati alla costruzione e per i valori associati all'esercizio;
  - Il diametro delle tubazioni, il volume dell'accumulo e le capacità degli altri dispositivi del sistema rimangono invariate.

- A parità di lunghezza del teleriscaldamento, di profilo di calore disponibile per il recupero e di temperature di mandata e ritorno del fluido cliente diminuendo la richiesta di calore presso l'utenza (una serra nel Nord Italia richiede più calore di una serra posizionata nel Sud Italia):
  - Diminuisce il diametro delle tubazioni, la potenza nominale della pompa centrifuga e la potenza nominale dello scambiatore di calore della sottostazione del teleriscaldamento;
  - Diminuisce il volume dell'accumulo termico;
  - Diminuisce la taglia della caldaia di integrazione nelle configurazioni che implementano il teleriscaldamento;
  - Diminuisce la taglia della pompa di calore acqua/acqua;
  - La taglia del sistema di dissipazione, la potenza nominale della caldaia nella configurazione BASE e la potenza nominale della pompa di calore aria/acqua sono valori che rimangono inalterati.
- La carbon footprint su tutta la vita utile dell'impianto (kg/30 anni) indipendentemente dal posizionamento e dalle dimensioni della serra:
  - Costruzione: indipendentemente dalla configurazione (BASE, DHT 500 m, DHT 1500 m) le emissioni di CO<sub>2</sub> negli scenari con un sistema di dissipazione DC sono maggiori delle emissioni di CO<sub>2</sub> negli scenari con una dissipazione di tipo CT;
  - Esercizio: tra tutte le configurazioni analizzate le emissioni maggiori (kg/30 anni) si hanno con lo scenario BASE con pompa di calore aria/aria e dissipazione di tipo DC. A parità di sistema di dissipazione (CT o DC) il teleriscaldamento ha emissioni di CO<sub>2</sub> minori della configurazione BASE. Il teleriscaldamento con accumulo e caldaia (DHT) e con dissipazione di tipo DC ha emissioni di CO<sub>2</sub> maggiori al DHT con dissipazione di tipo CT. A parità di sistema di dissipazione utilizzato il DHT con lunghezza della rete pari a 1500 m ha emissioni di CO<sub>2</sub> (kg/30anni) minori rispetto al DHT con la rete lunga 500 m.
- La water footprint su tutta la vita utile dell'impianto (m<sup>3</sup>/30 anni) indipendentemente dal posizionamento e dalle dimensioni della serra:
  - Costruzione: indipendentemente dalla configurazione (BASE, DHT 500 m, DHT 1500 m) l'acqua consumata negli scenari che utilizzano un sistema di dissipazione di tipo DC è maggiore rispetto a quella consumata negli scenari che utilizzano un sistema di dissipazione di tipo CT;
  - Esercizio: tra tutti gli scenari analizzati il consumo minimo di acqua è sempre quello della configurazione BASE con pompa di calore aria/aria e CT. Nelle configurazioni con il teleriscaldamento la cooling tower consuma più m<sup>3</sup> di acqua rispetto al dry cooler. Indipendentemente dal tipo di dissipazione l'acqua consumata nel DHT lungo 500 m è maggiore rispetto a quella consumata nel DHT lungo 1500 m.
- Il life cycle cost su tutta la vita utile dell'impianto (euro/30 anni) indipendentemente dal posizionamento e dalle dimensioni della serra:
  - Costruzione: le configurazioni con un sistema di dissipazione di tipo DC hanno costi di costruzione maggiori rispetto alle configurazioni che utilizzano le CT come sistemi di dissipazione del calore in eccesso;
  - Esercizio: le configurazioni BASE con pompa di calore e con DC hanno costi di esercizio maggiori rispetto alle configurazioni BASE con pompa di calore e con le CT. Il teleriscaldamento (DHT) con un sistema di dissipazione del calore di tipo DC ha costi maggiori rispetto al DHT con CT. A parità di sistema di dissipazione, i costi di esercizio del DHT con lunghezza 1500 m sono minori rispetto a quelli del DHT con lunghezza 500 m.



Confrontando le due configurazioni BASE (“AS IS”) analizzate, quella che adotta solo la caldaia e quella che utilizza la pompa di calore aria/acqua e la caldaia di integrazione, si può osservare che:

- Per la dissipazione con la torre di raffreddamento valgono i seguenti risultati:
  - Carbon footprint: è maggiore nella configurazione BASE con PdC perché sono alte le emissioni della pompa di calore associate al suo esercizio;
  - Water footprint: è maggiore nella configurazione BASE con caldaia perché le torri di raffreddamento consumano elevate quantità di acqua nel loro esercizio;
  - Life cycle cost: è maggiore nella configurazione BASE con PdC perché rispetto all’altra configurazione si aggiungono i costi di costruzione ed esercizio della pompa di calore;
  - PEC: è maggiore nella configurazione BASE con PdC perché c’è il contributo, molto importante, della pompa di calore.
- Per la dissipazione con il dry cooler valgono i seguenti risultati:
  - Carbon footprint: è maggiore nella configurazione BASE con PdC. Rispetto all’altro sistema di dissipazione, si aggiungono le emissioni del dissipatore associate al suo esercizio;
  - Water footprint: è maggiore nella configurazione BASE con PdC per gli elevati consumi di acqua della pompa di calore aria/acqua;
  - Life cycle cost: è maggiore nella configurazione BASE con PdC perché rispetto all’altra configurazione si aggiungono i costi di costruzione ed esercizio della pompa di calore;
  - PEC: è maggiore nella configurazione BASE con PdC perché c’è il contributo, molto importante, della pompa di calore.

Riassumendo, la configurazione base che adotta la pompa di calore aria/acqua (con caldaia di integrazione a gas naturale) ha impatti maggiori in termini di carbon footprint, water footprint, life cycle cost e PEC rispetto alla configurazione base che utilizza solo la caldaia a gas naturale. L’unica eccezione (per la quale gli impatti della configurazione base con PdC sono minori) riguarda la water footprint nel caso in cui si scelga di utilizzare come sistema di dissipazione la torre di raffreddamento (che si porta dietro elevati consumi di acqua).

### 2.5.7 Risultati simulazioni caso 2: recupero energetico esterno a favore di caseifici

Le prime simulazioni riguardano caseifici di piccole dimensioni, di cui si considera solo la una richiesta di calore a bassa temperatura, con temperatura del fluido in ingresso di 70°C e in uscita di 50°C.

Il calore richiesto a 50-70°C può essere impiegato nella fase iniziale del processo di caseificazione, quando al latte viene aggiunto il caglio e il composto viene riscaldato all’interno delle caldaie. I profili di calore giornaliero sono stati ricavati elaborando i dati di [25]. Anche in questo caso sono stati ricavati due profili di calore, uno rappresentativo dei mesi freddi (novembre, dicembre, gennaio e febbraio) e uno rappresentativo dei mesi caldi (marzo, aprile, maggio, giugno, luglio, agosto, settembre e ottobre). I valori orari dei due profili sono ottenuti come media dei valori orari nei mesi freddi e in quelli caldi.

In tabella 39 sono riportati i profili giornalieri di calore a bassa temperatura richiesti dal caseificio piccolo LT. Per soddisfare la domanda di calore riportata in tabella 39 è sufficiente il calore di recupero proveniente dai condensatori evaporativi della sala macchine “uno” (tabella 21).

I dati di input inseriti nel foglio di calcolo sono:

- Profilo di calore richiesto dall’utenza (tabella 39);
- Profilo di calore disponibile al recupero (tabella 21);
- Temperature di mandata e ritorno del fluido caldo disponibile per il recupero: 35-30°C;
- Temperature di mandata e ritorno del fluido cliente: 50-70°C;
- Temperatura media periodo invernale: 5°C;
- Temperatura media periodo estivo: 16°C;
- Durata periodo invernale: 4 mesi;
- Durata periodo estivo: 8 mesi;
- Lunghezza della rete di teleriscaldamento: 500 m e 1500 m;

- Sistema di dissipazione del calore: cooling tower e dry cooler.

Caseificio piccolo LT 50-70 °C		
	Periodo inv [kW]	Periodo est [kW]
0	114	125
1	114	125
2	114	125
3	114	125
4	114	125
5	114	125
6	145	162
7	175	200
8	175	200
9	195	221
10	214	242
11	214	242
12	214	242
13	244	280
14	275	317
15	275	317
16	195	221
17	114	125
18	114	125
19	114	125
20	114	125
21	114	125
22	114	125
23	114	125

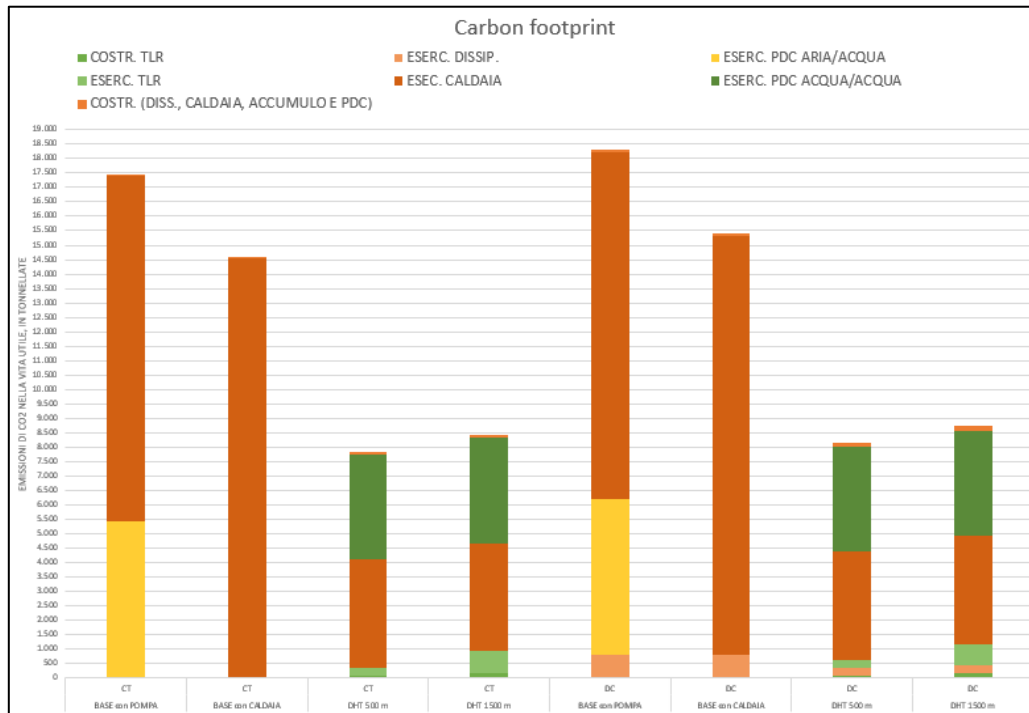
Tabella 39. Profili giornalieri di calore a bassa temperatura 50-70°C (caseificio piccolo LT) [25]

Nella tabella 40 si riportano le capacità dei dispositivi utilizzati nelle varie soluzioni, il diametro delle tubazioni e i volumi dell'accumulo.

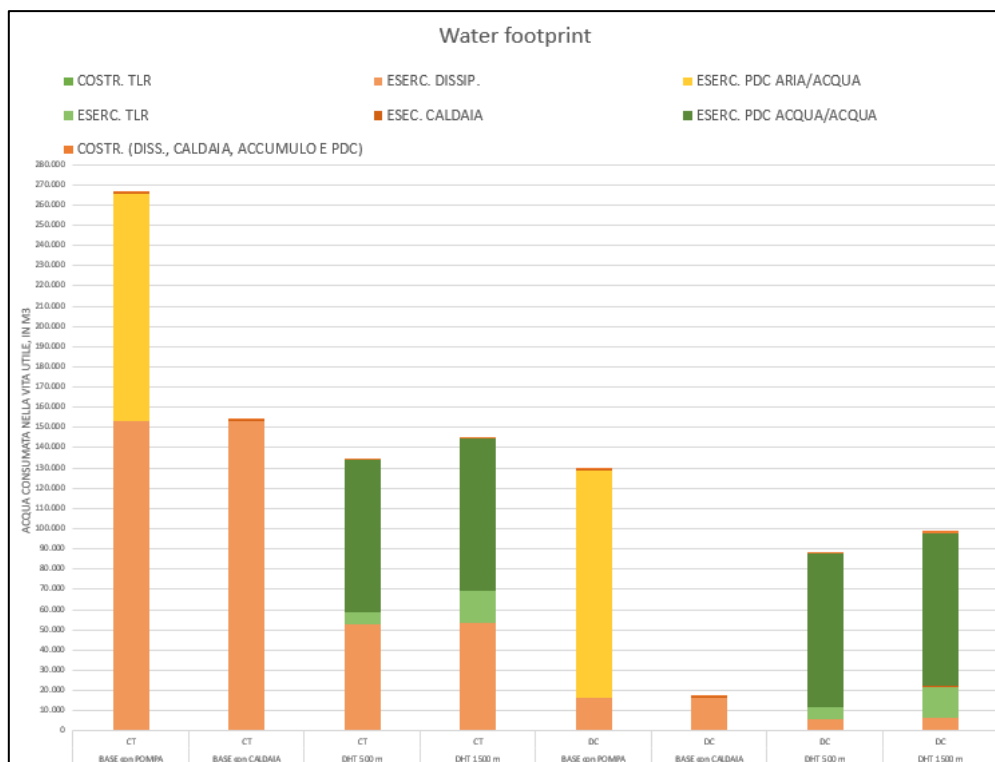
	Dissipatore [kW]	PdC Aria/Acqua [kW]	Diametro tubi TLR [mm]	Caldaia [kW]	Pompa TLR [kW]	Scambiatore TLR [kW]	Caldaia [kW]	Accumulo [m <sup>3</sup> ]	PdC acqua/acqua [kW]
BASE con POMPA DI CALORE	820	79		262					
BASE con CALDAIA	820			317					
DHT 500 m	820		43		13	361	210	65	78
DHT 1500 m	820		43		37	362	209	64	78

Tabella 40. Capacità, diametro e volume dei componenti del sistema (caseificio piccolo LT)

Nelle figure che seguono sono stati riportati gli istogrammi della carbon footprint, della water footprint, del life cycle cost e della PEC per le tre diverse configurazioni: BASE con pompa di calore aria/acqua; BASE con caldaia a gas naturale; Teleriscaldamento con accumulo e caldaia (DHT). Per ogni simulazione abbiamo calcolato gli indicatori per due diversi sistemi di dissipazione: cooling tower (CT) e dry cooler (DC). Le figure 106, 107, 108, 109 riportano la carbon footprint, water footprint, il life cycle cost e il consumo di energia primaria, rispettivamente.



**Figura 106. Carbon footprint (caseificio piccolo LT)**



**Figura 107. Water footprint (caseificio piccolo LT)**

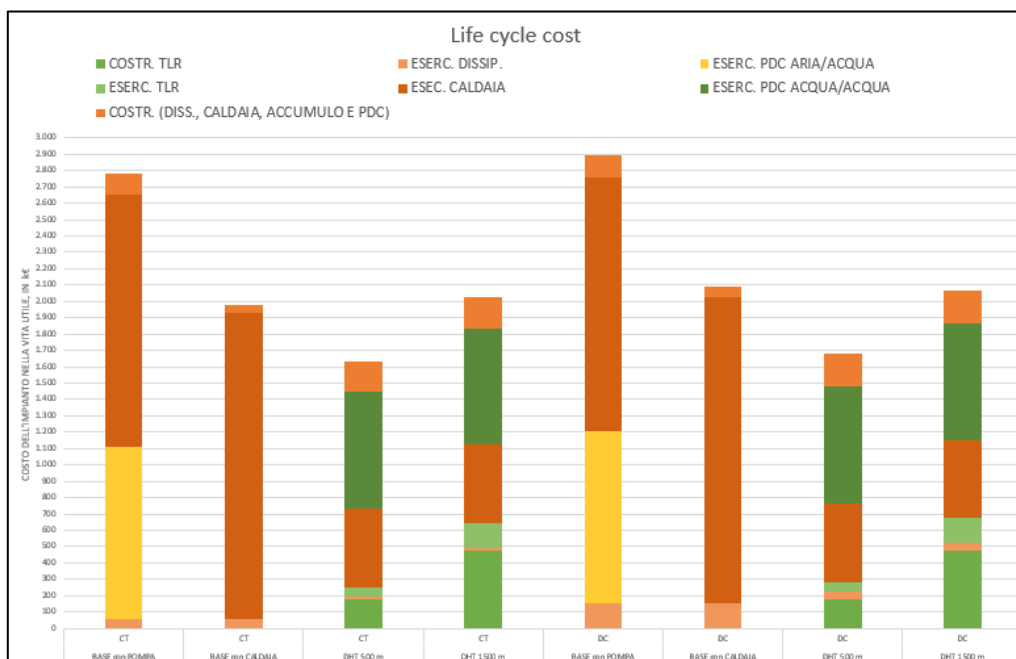


Figura 108. Life cycle cost (caseificio piccolo LT)

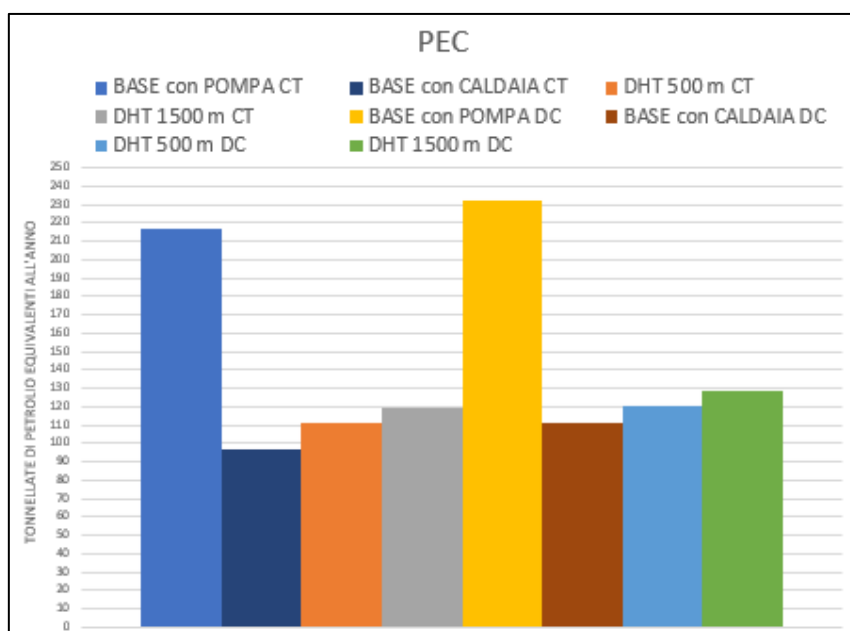


Figura 109. Consumo di energia primaria (caseificio piccolo LT)

La figura 110 riporta i valori numerici delle configurazioni analizzate per il caseificio piccolo con richiesta di calore a bassa temperatura.

CARBON	Costruzione										Esercizio				
	CO2 totale/life	Disipp. Costr.	PdC aria/acqua Costr.	COSTR. TLR	Caldaia Costr.	Accumulo Costr.	Pompa acqua/acqua Costr.	DISS., CALDAIA, ACCUMUL	ESERC. DISSIP.	ESERC. PDC ARIA/ACQUA	ESERC. TLR	ESERC. CALDAIA	ESERC. PDC ACQUA/ACQUA		
BASE con POMPA	CT	3	17	0	15	0	0	41	23	5.412	0	11.990	0		
BASE con CALDAIA	CT	3	0	0	18	0	0	27	23	0	0	14.534	0		
DHT 500 m	CT	3	0	63	12	53	16	89	8	0	283	3.751	3.654		
DHT 1500 m	CT	3	0	153	12	53	16	89	8	0	760	3.737	3.654		
BASE con POMPA	DC	73	17	0	15	0	0	105	804	5.412	0	11.990	0		
BASE con CALDAIA	DC	73	0	0	18	0	0	91	804	0	0	14.534	0		
DHT 500 m	DC	73	0	63	12	53	16	153	253	0	283	3.751	3.654		
DHT 1500 m	DC	73	0	153	12	53	16	153	253	0	760	3.737	3.654		
WATER	Costruzione										Esercizio				
H2O m/life	Disipp.	PdC aria/acqua	TLR	Caldaia	Accumulo	Pompa acqua/acqua	DISS., CALDAIA, ACCUMUL	Disipp.	PdC aria/acqua	TLR	Caldaia	Pompa acqua/acqua			
BASE con POMPA	CT	34	167	0	110	0	311	153.227	112.166	0	522	0			
BASE con CALDAIA	CT	34	0	0	133	0	0	228	0	0	633	0			
DHT 500 m	CT	34	0	319	88	215	144	542	52.243	0	5.870	163			
DHT 1500 m	CT	34	0	860	88	215	144	541	52.392	0	15.763	163			
BASE con POMPA	DC	597	167	0	110	0	0	874	16.668	112.166	0	522			
BASE con CALDAIA	DC	597	0	0	133	0	0	730	16.668	0	633	0			
DHT 500 m	DC	597	0	319	88	215	144	1.044	5.363	0	5.870	163			
DHT 1500 m	DC	597	0	860	88	215	144	1.043	5.372	0	15.763	163			
ECONOMIC	Costruzione										Esercizio				
LCC M/life	Disipp.	PdC aria/acqua	TLR	Caldaia	Accumulo	Pompa acqua/acqua	DISS., CALDAIA, ACCUMUL	Disipp.	PdC aria/acqua	TLR	Caldaia	Pompa acqua/acqua			
BASE con POMPA	CT	17	78	0	25	0	125	59	1.054	0	1.544	0			
BASE con CALDAIA	CT	17	0	0	34	0	0	51	58	0	1.872	0			
DHT 500 m	CT	17	0	176	25	71	78	191	20	0	55	483			
DHT 1500 m	CT	17	0	475	25	71	78	190	20	0	148	481			
BASE con POMPA	DC	30	78	0	29	0	0	150	157	1.054	0	1.544			
BASE con CALDAIA	DC	30	0	0	34	0	0	64	157	0	0	1.872			
DHT 500 m	DC	30	0	176	25	71	78	204	50	0	55	483			
DHT 1500 m	DC	30	0	475	25	71	78	204	50	0	148	481			

Figura 110. Valori della carbon footprint, della water footprint e life cycle cost per il caseificio piccolo LT

### 2.5.8 Fattibilità del recupero termico dai fumi dei forni di cottura per il caso 1 (solo serra piccola Nord) e per il caso 2 (solo caseificio piccolo)

Sulla base della caratterizzazione dei flussi di calore recuperabili dai forni (Tabella 16) e delle analisi appena descritte, si è scelto di valutare per confronto la possibilità di utilizzare come fonte di calore i fumi di scarico dei forni di cottura dello stabilimento produttivo esclusivamente per il caseificio piccolo e per la serra piccola localizzata nel sito reale (Nord Italia).

I dati utilizzati per le simulazioni comprendono:

- Profilo di calore richiesto dall'utenza (Tabella 39 per il caseificio piccolo, tabella 18 per la serra piccola, Nord Italia);
- Profilo di calore disponibile al recupero da fumi dei forni (Tabella 16);
- Temperature di mandata e ritorno del fluido caldo disponibile per il recupero: 80-60°C;
- Temperature di mandata e ritorno del fluido cliente: 50-70°C;
- Temperatura media periodo invernale: 5°C;
- Temperatura media periodo estivo: 16°C;
- Durata periodo invernale: 4 mesi;
- Durata periodo estivo: 8 mesi;
- Lunghezza della rete di teleriscaldamento: 500m e 1500m;
- Sistema di dissipazione del calore: cooling tower e dry cooler.

La tabella 41 riporta le capacità dei dispositivi utilizzati nelle varie soluzioni, il diametro delle tubazioni e i volumi dell'accumulo.

Essendo la temperatura di mandata del fluido disponibile per il recupero maggiore della temperatura richiesta dal cliente, non è necessaria la pompa di calore acqua/acqua nella rete di teleriscaldamento.

Si noti che non è presente alcun sistema di dissipazione in quanto i fumi vengono normalmente scaricati in atmosfera alla temperatura a cui si trovano.

Gli scambiatori vengono dimensionati in base alla potenza termica disponibile, tuttavia la potenza massima richiesta, in base a cui vengono dimensionate le tubazioni, è significativamente inferiore nel caseificio. Questo fatto, unitamente alla continuità dell'offerta, rende non necessario un sistema di accumulo nel caso del caseificio. Al contrario, per la serra si fa fronte alla maggiore potenza richiesta dimensionando una rete leggermente più grande (peraltro più performante dal punto di vista delle perdite di carico) che serve un ampio sistema di accumulo il quale riesce ad soddisfare la domanda discontinua e con elevate punte della serra senza necessità di caldaie di integrazione.

		PdC Aria/Acqua [kW]	Diametro tubi TLR [mm]	Caldaia [kW]	Pompa TLR [kW]	Scambiatore TLR [kW]	Caldaia [kW]	Accumulatore [m <sup>3</sup> ]	PdC acqua/acqua [kW]
Caseificio piccolo	BASE con POMPA DI CALORE	79		262					
	BASE con CALDAIA			317					
	DHT 500 m		49		8	369		0	
	DHT 1500 m		49		22	361		0	
Serra piccola Nord Italia	BASE con POMPA DI CALORE	96		316					
	BASE con CALDAIA			383					
	DHT 500 m		54		5	369		38	
	DHT 1500 m		54		14	361		40	

Tabella 41. Capacità, diametro e volume dei componenti del sistema (recupero da forni)

Nelle figure che seguono sono stati riportati gli istogrammi della carbon footprint, della water footprint, del life cycle cost e della PEC per le tre diverse configurazioni: BASE con caldaia a gas naturale; BASE con pompa di calore aria/acqua; teleriscaldamento con accumulatore e caldaia (DHT).

Le figure 111, 112, 113 e 114 illustrano nella parte sinistra (dicitore AT\_CAS) i risultati per il caseificio e nella parte destra (dicitore AT\_SER) i risultati per la serra, riportando rispettivamente la carbon footprint, water footprint, il life cycle cost e il consumo di energia primaria nei casi con e senza recupero esterno.

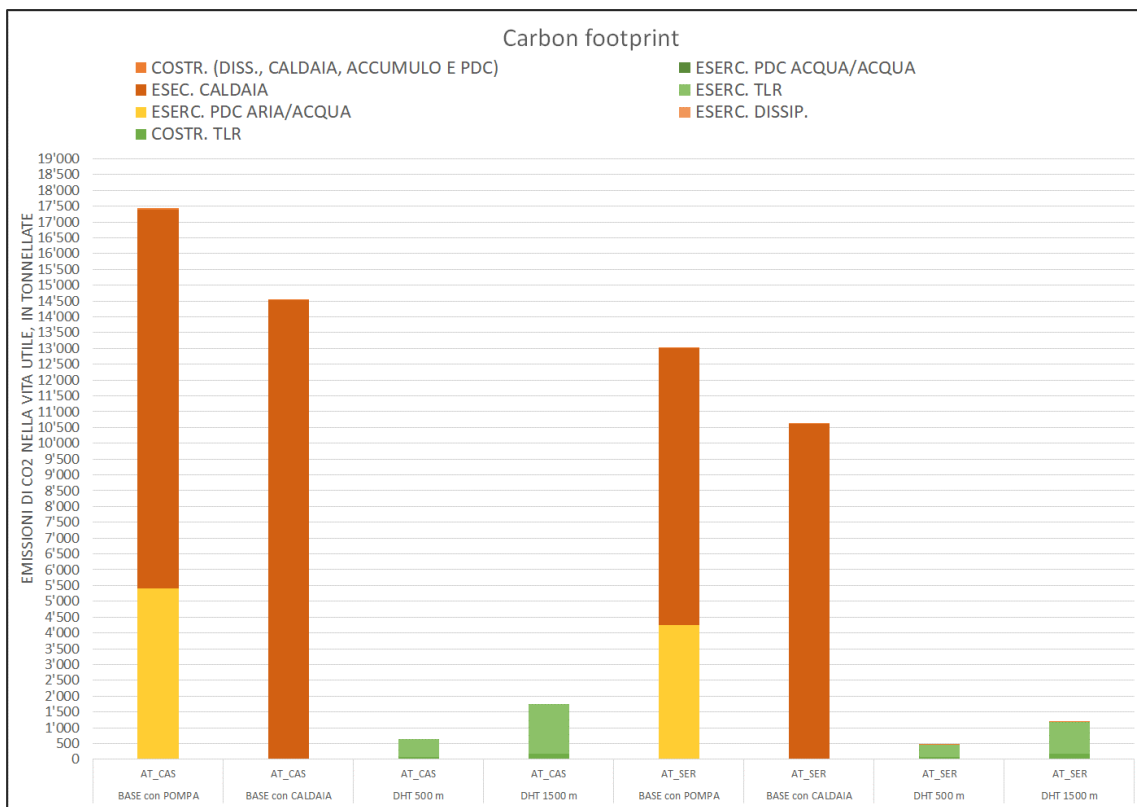
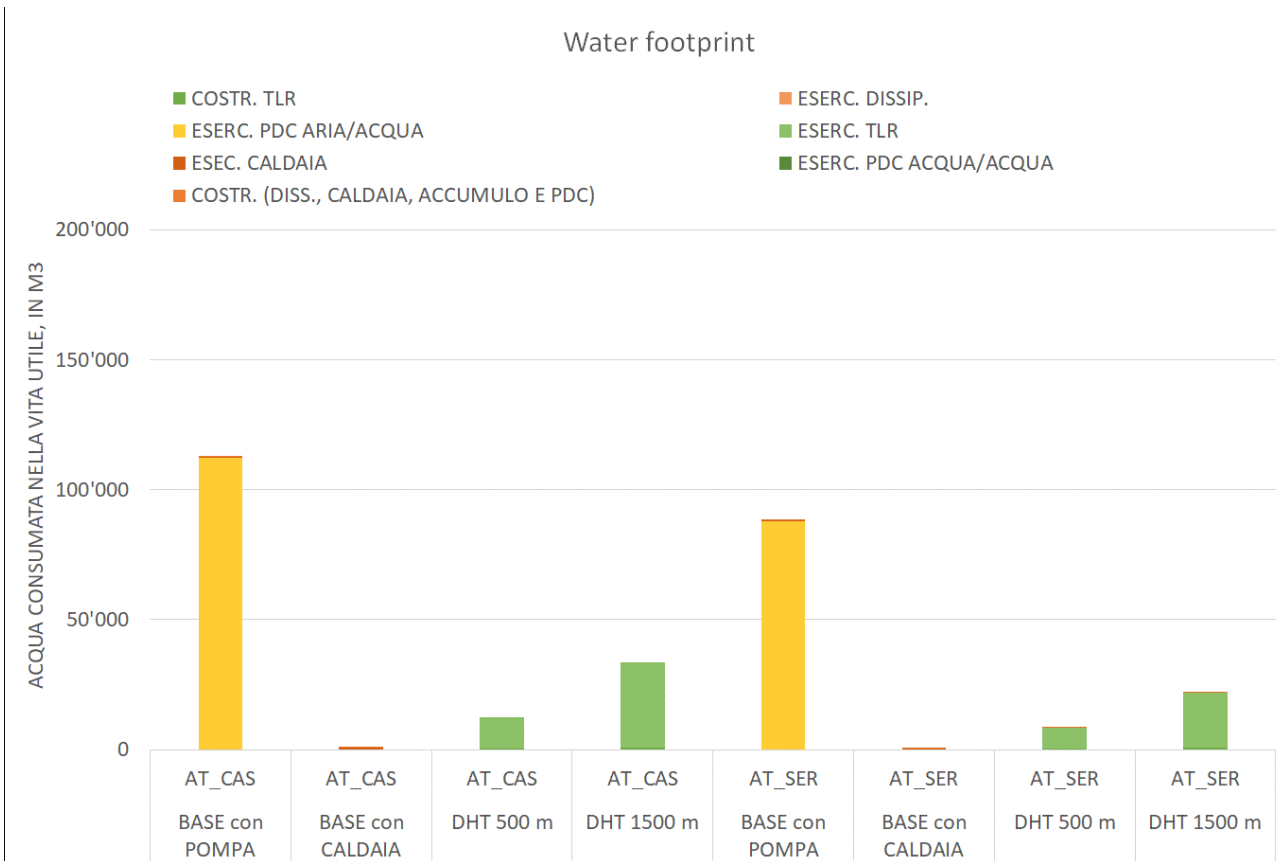
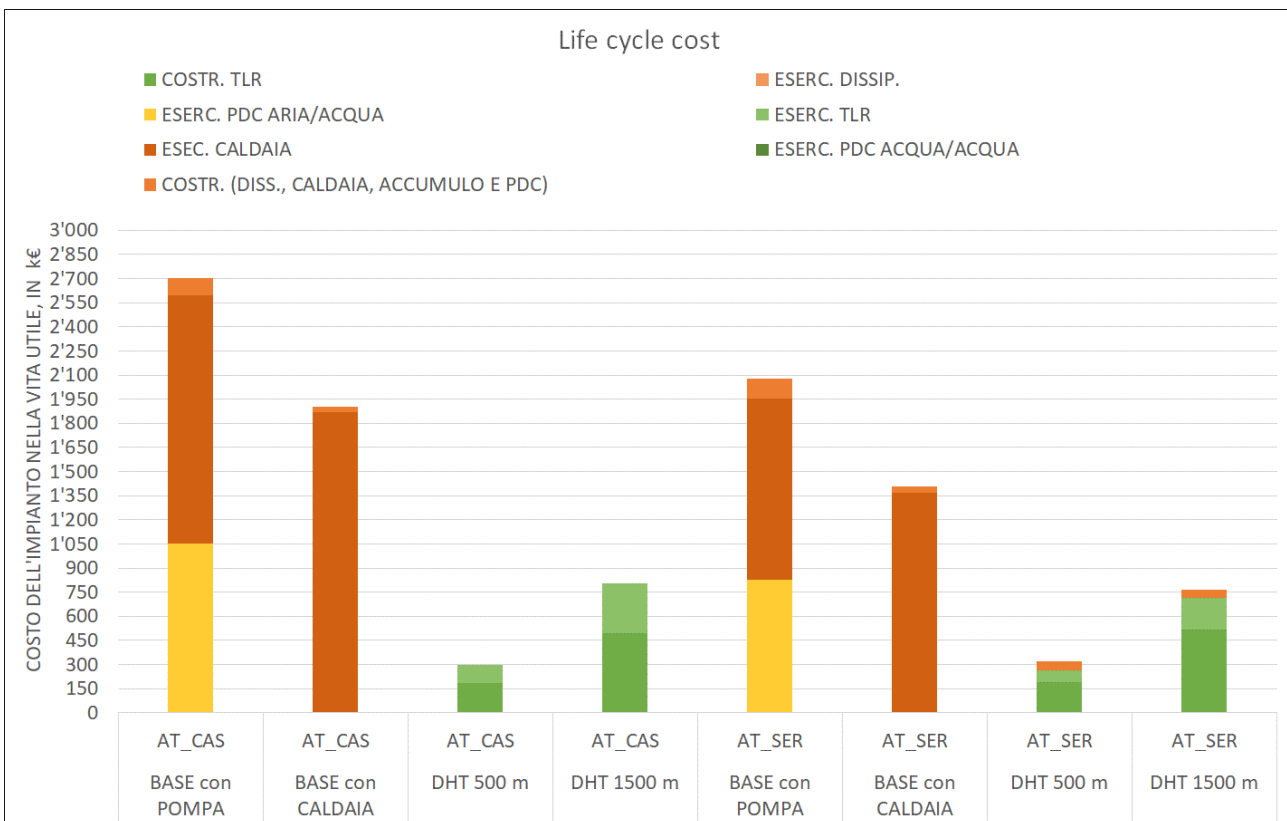


Figura 111: Carbon footprint serra piccola (Nord Italia) e caseificio piccolo alimentati da fumi cottura



**Figura 112: Water footprint serra piccola (Nord Italia) e caseificio piccolo alimentati da fumi cottura**



**Figura 113: Life cycle cost serra piccola (Nord Italia) e caseificio piccolo alimentati da fumi cottura**

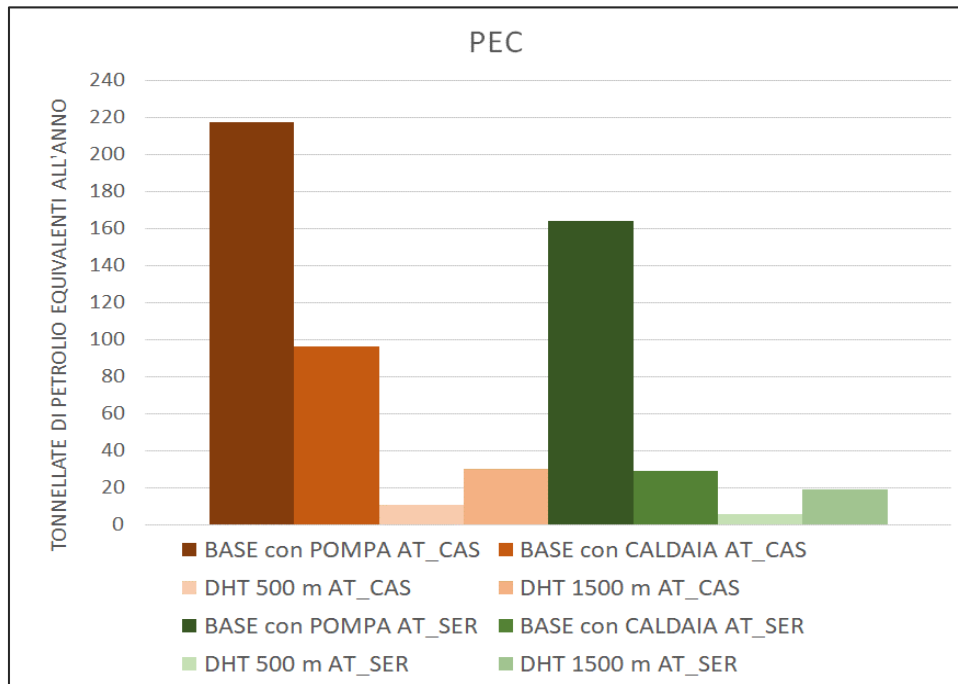


Figura 114. Consumi di energia primaria caseificio piccolo e serra piccola (Nord Italia) con fumi cottura

Risulta evidente come l’elevata temperatura a cui sono disponibili i fumi e l’elevata continuità del profilo di offerta portino a notevoli vantaggi sia economici che nelle prestazioni energetico-ambientali. Nonostante la maggior temperatura dell’acqua comporti maggiori perdite termiche nella rete di teleriscaldamento, e quindi minor potenza disponibile allo scambiatore utente rispetto al caso precedente, la continuità con cui i flussi da fumi sono disponibili consente, per il caseificio, di far fronte alla domanda senza accumuli e, per la serra, di farvi fronte solo con accumuli e senza utilizzo di combustibili aggiuntivi. In entrambi i casi, l’assenza di pompe di calore porta a significative riduzioni nel consumo di energia elettrica, con i relativi costi e impatto ambientale. Sebbene, diversamente dai recuperi termici da sistemi di raffreddamento quali dry cooler e cooling tower, non si consegua in questo caso un vantaggio economico da costi di dissipazione evitati, il bilancio economico è più favorevole rispetto ai casi corrispondenti con recupero da bassa temperatura per l’assenza dei costi di impianto e soprattutto di esercizio delle pompe di calore. Va comunque ricordato che nei costi viene considerato il costo delle sottostazioni, ma non quello di un recuperatore fumi-acqua e dei circuiti aerulici e idraulici necessari a raccogliere il calore da tutti i cinque forni: uno studio di fattibilità più puntuale di quanto possibile con il tool sviluppato andrebbe quindi realizzato per approfondire queste valutazioni. Si nota, infine, che in termini di consumi di energia primaria il bilancio è sempre nettamente favorevole.

Caseificio grande.

In questa simulazione si prende in considerazione la richiesta termica complessiva del caseificio “grande” descritto nella sezione 2.3.2.

Per arrivare ai 90°C di temperatura di mandata a partire dalla temperatura del fluido di recupero è richiesto un salto termico di almeno 55°C. Nel programma di calcolo sono in effetti presenti dei vincoli sui salti termici massimi ammessi per le pompe di calore, affinché le funzioni di costo e i rendimenti corrispondano meglio ai modelli più comunemente presenti sul mercato. Per un utente esperto è possibile modificare questo salto massimo, in particolare agendo sulle celle C13:C15 del foglio “Pompa di Calore”, con l’attenzione a mantenersi entro valori tecnicamente fattibili derivati da cataloghi costruttori, verificandone anche gli effettivi costi.

I dati di input inseriti nel foglio di calcolo sono:



- Profilo di calore richiesto dall'utenza (Tabella 42);
- Profilo di calore disponibile al recupero: in base ai valori di domanda si è reputato sufficiente il recupero da uno dei condensatori di sala macchine 3 (Tabella 43);
- Temperature di mandata e ritorno del fluido caldo disponibile per il recupero: 35-30°C;
- Temperature di mandata e ritorno del fluido cliente: 70-90°C;
- Temperatura media periodo invernale: 5°C;
- Temperatura media periodo estivo: 16°C;
- Durata periodo invernale: 4 mesi;
- Durata periodo estivo: 8 mesi;
- Lunghezza della rete di teleriscaldamento: 500 m e 1500 m;
- Sistema di dissipazione del calore: cooling tower e dry cooler.

Caseificio grande HT 70-90 °C		
	Periodo inv kW	Periodo est kW
0	0	0
1	287	18
2	287	18
3	287	18
4	435	18
5	543	105
6	934	488
7	941	497
8	941	497
9	941	497
10	941	497
11	1.270	801
12	1.385	916
13	1.385	916
14	1.493	1.024
15	1.692	1.222
16	1.550	1.085
17	1.341	876
18	1.114	651
19	435	18
20	435	18
21	287	18
22	287	18
23	287	18

Tabella 42. Profilo di domanda termica nelle due giornate di riferimento (caseificio grande HT)

ore	Periodo inv [kW]	Periodo est [kW]
0	781	959
1	408	467
2	141	474
3	249	462
4	973	1042
5	739	1117
6	964	1119
7	1094	1108
8	1116	1116
9	1074	1107
10	1137	1109
11	1010	743
12	1000	981
13	1138	1095
14	1136	1118
15	1131	1126
16	1124	1121
17	1127	1121
18	1039	943
19	1137	1134
20	1084	1117
21	1075	1022
22	988	1075
23	1093	907

**Tabella 43. Calore recuperabile dal condensatore evaporativo nelle due giornate di riferimento (sala macchine 3)**

Nella tabella 44 si sintetizzano le capacità dei dispositivi utilizzati nelle varie soluzioni, il diametro delle tubazioni e i volumi dell’accumulo.

	Dissipatore [kW]	PdC Aria/Acqua [kW]	Diametro tubi TLR [mm]	Caldaia [kW]	Pompa TLR [kW]	Scambiatore TLR [kW]	Caldaia [kW]	Accumulo [m <sup>3</sup> ]	PdC acqua/acqua [kW]
BASE con CALDAIA	724			1.692					
DHT 500 m	724		72		9	718	728	86	498
DHT 1500 m	724		72		23	718	728	86	498

**Tabella 44. Capacità, diametro e volume dei componenti del sistema (caseificio grande HT)**

Nelle figure che seguono sono stati riportati gli istogrammi della carbon footprint, della water footprint, del life cycle cost e della PEC per le tre diverse configurazioni: BASE con caldaia a gas naturale; Teleriscaldamento con accumulo e caldaia (DHT). Per ogni simulazione abbiamo calcolato gli indicatori per due diversi sistemi di dissipazione: cooling tower (CT) e dry cooler (DC).

Le figure 115, 116, 117 e 118 riportano la carbon footprint, water footprint, il life cycle cost e il consumo di energia primaria, rispettivamente.

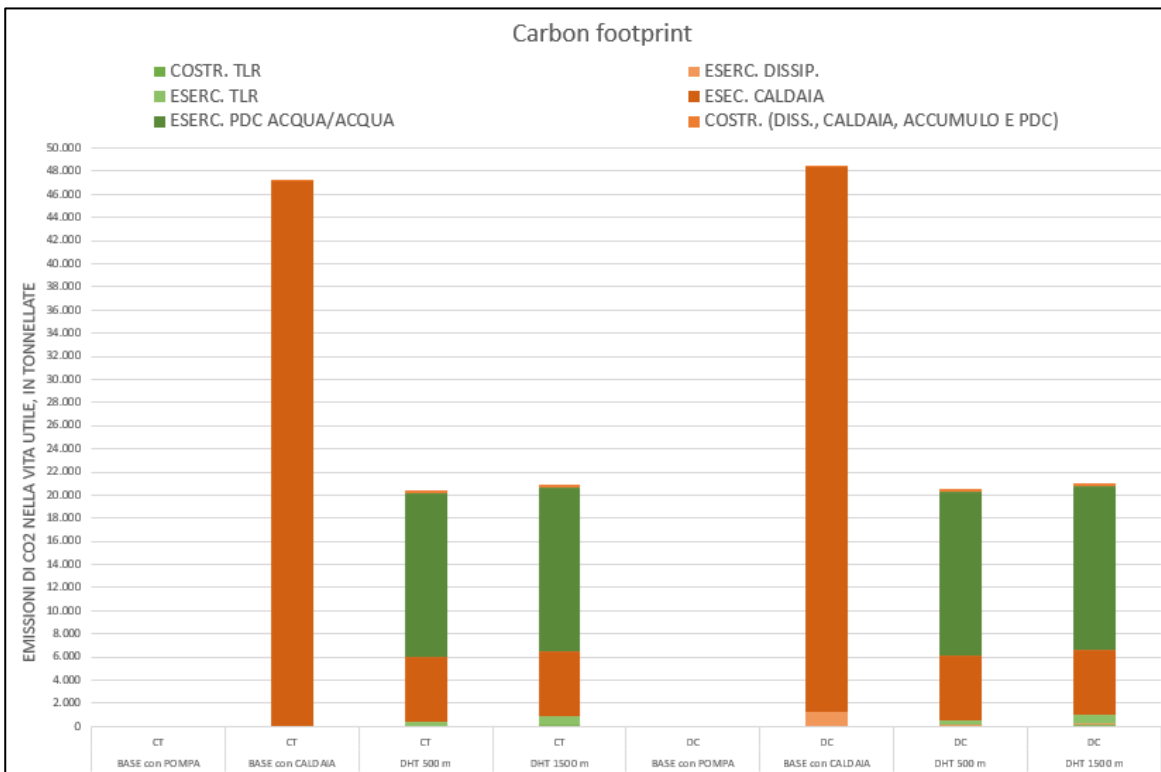


Figura 115. Carbon footprint (caseificio grande HT)

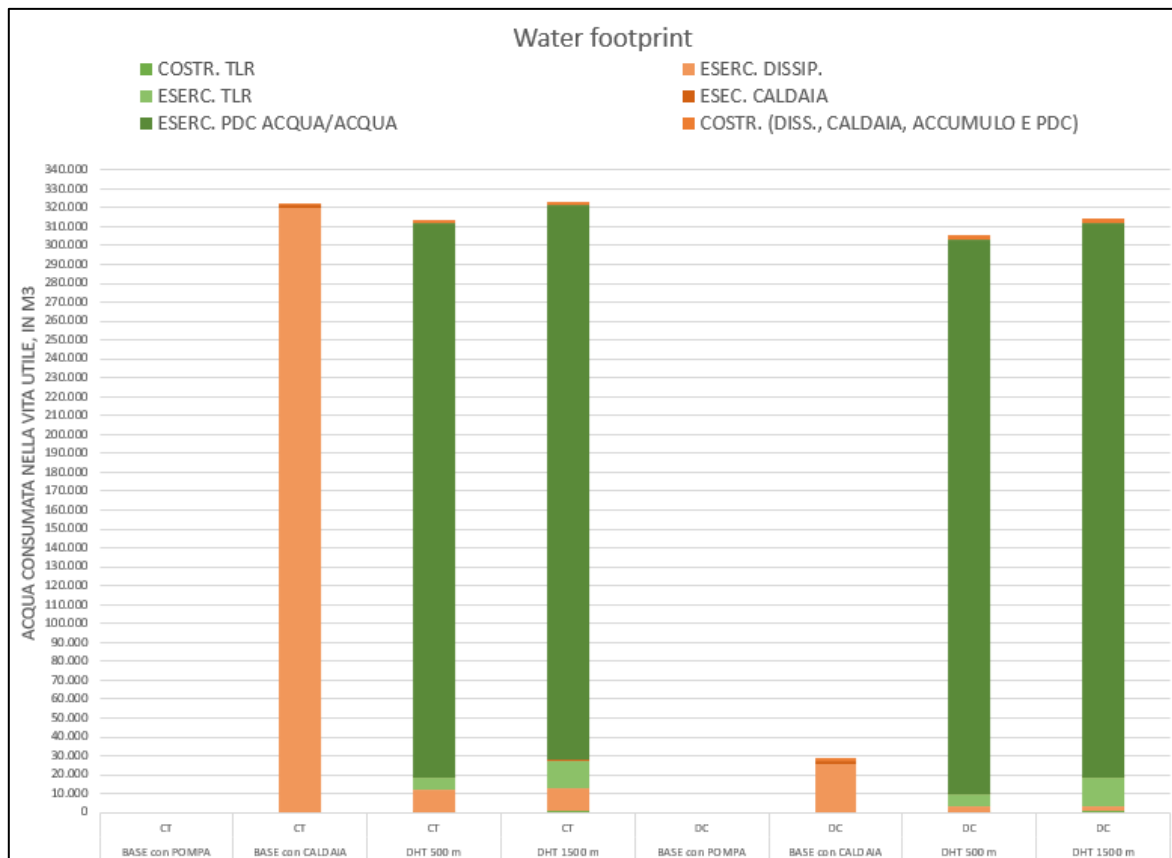


Figura 116. Water footprint (caseificio grande HT)

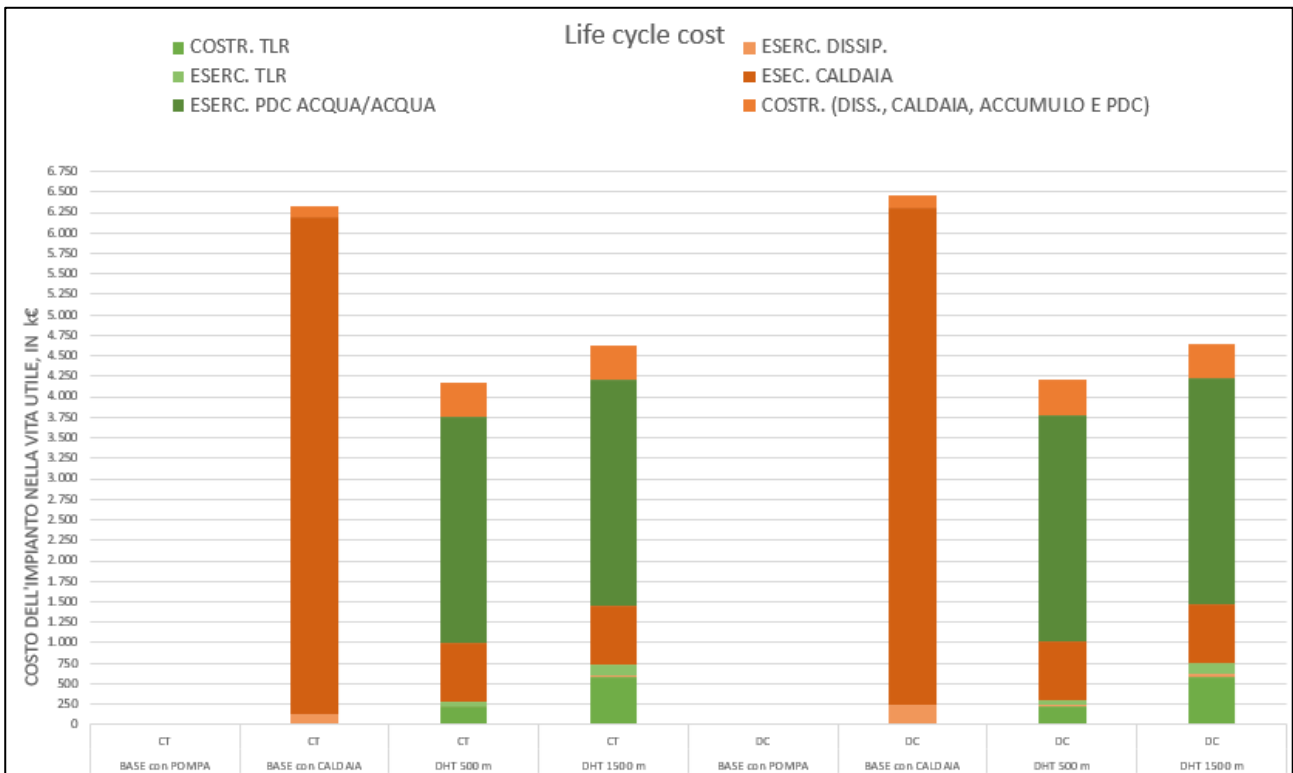


Figura 117. Life cycle cost (caseificio grande HT)

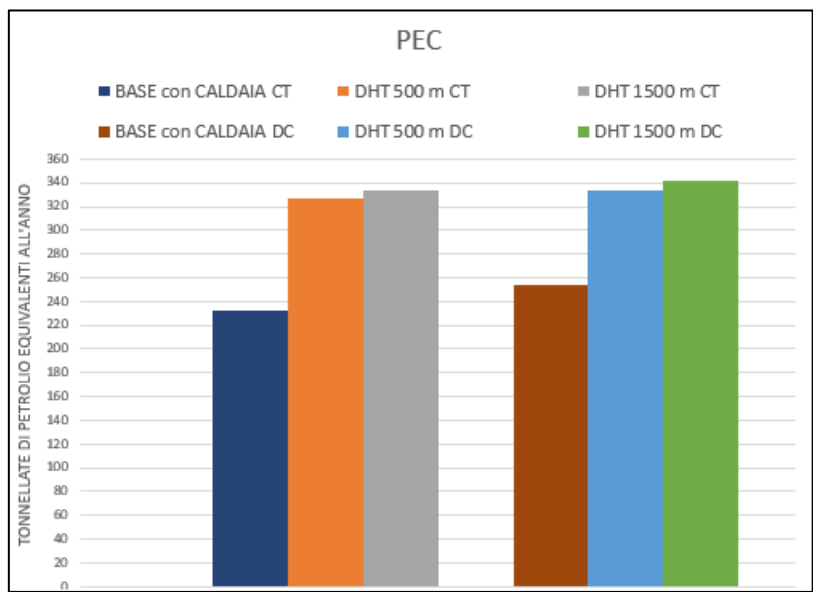


Figura 118. Consumo di energia primaria (caseificio grande HT)

La figura 119 riporta i valori numerici delle configurazioni analizzate per il caseificio grande con richiesta di calore ad alta temperatura.

CARBON			Costruzione							Esercizio			
	Disipp. Costr.	PdC aria/acqua Costr.	COSTR. TLR	Caldia Costr.	Accumulo Costr.	Pompa acqua/acqua Costr.	JISS, CALDAIA, ACCUMU	ESERC. DISSIP.	3ERC. PDC ARIA/AQUA	ESERC. TLR	ESEC. CALDAIA	ESERC. PDC ACQUA/AQUA	
CO2 tonnellate/ life	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
BASE con POMPA	8	0	0	36	0	0	104	437	0	0	47078	0	
BASE con CALDAIA	8	0	32	41	70	100	220	5	0	310	5,582	14,163	
DHT 500 m	8	0	213	41	71	100	220	5	0	704	5,573	14,163	
DHT 1500 m	8	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
BASE con POMPA	64	0	0	36	0	0	160	1,220	0	0	47078	0	
BASE con CALDAIA	64	0	32	41	70	100	278	122	0	310	5,582	14,163	
DHT 500 m	64	0	213	41	71	100	278	122	0	704	5,573	14,163	
DHT 1500 m	64	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
WATER			Costruzione							Esercizio			
	Disipp.	PdC aria/acqua	TLR	Caldia	Accumulo	Pompa acqua/acqua	JISS, CALDAIA, ACCUMU	Disipp.	PdC aria/acqua	TLR	Caldia	Pompa acqua/acqua	
H2O m3/ life	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
BASE con POMPA	83	0	0	711	0	0	794	319,778	0	0	2,049	0	
BASE con CALDAIA	83	0	422	306	289	316	1,553	11,545	0	5,434	243	233,554	
DHT 500 m	83	0	1,074	305	289	316	1,554	11,545	0	4,557	243	233,554	
DHT 1500 m	83	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
BASE con POMPA	527	0	0	711	0	0	1,238	25,282	0	0	2,049	0	
BASE con CALDAIA	527	0	422	306	289	316	2,037	2,536	0	5,434	243	233,554	
DHT 500 m	527	0	1,074	305	289	316	2,038	2,536	0	4,557	243	233,554	
DHT 1500 m	527	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
ECONOMIC			Costruzione							Esercizio			
	Disipp.	PdC aria/acqua	TLR	Caldia	Accumulo	Pompa acqua/acqua	JISS, CALDAIA, ACCUMU	Disipp.	PdC aria/acqua	TLR	Caldia	Pompa acqua/acqua	
LCC M3/ life	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
BASE con POMPA	16	0	0	121	0	0	137	122	0	0	6,063	0	
BASE con CALDAIA	16	0	219	64	83	254	416	4	0	60	719	2,757	
DHT 500 m	16	0	590	64	83	254	416	5	0	137	719	2,757	
DHT 1500 m	16	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
BASE con POMPA	28	0	0	121	0	0	143	237	0	0	6,063	0	
BASE con CALDAIA	28	0	219	64	83	254	428	24	0	60	719	2,757	
DHT 500 m	28	0	590	64	83	254	428	24	0	137	719	2,757	
DHT 1500 m	28	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	

Figura 119. Valori della carbon footprint, della water footprint e life cycle cost per il caseificio grande HT

Dalle simulazioni eseguite si osservano i seguenti andamenti:

- L'andamento delle dimensioni caratteristiche dei componenti di impianto e degli indicatori di prestazione economici e ambientali al crescere della distanza tra fornitore e utenza, a parità di profili di domanda e offerta e di sistemi di dissipazione è del tutto analogo a quello riscontrato nel caso del recupero esterno a favore di serre.
- Sia per il caseificio "grande" che per il caseificio "piccolo" il recupero esterno consente sempre significative riduzioni della carbon footprint, che pure tiene in considerazione l'impronta carbonica dei materiali necessari alla costruzione degli impianti, comprese le tubazioni. Tuttavia si riscontra, a volte, un incremento nei consumi di energia primaria, in apparente contraddizione con la riduzione della carbon footprint. Ciò è dovuto, verosimilmente, al coefficiente utilizzato per il calcolo del consumo di energia primaria associato al kWh<sub>el</sub>, che come chiarito nel report della prima linea di attività [1] è stato scelto, in coerenza con gli standard utilizzati dagli energy manager, come definito dalla circolare MISE 18 dicembre 2014. Come osservato in [31] essa a sua volta si riferisce a un valore (0,187 tep/MWh<sub>el</sub>) fissato da ARERA nel 2008, quando il contributo delle rinnovabili era ancora esiguo rispetto all'attuale mix di produzione elettrica nazionale, di cui tiene invece conto il corrispondente fattore di emissione, anche calcolandolo in ottica life cycle secondo la metodologia descritta in [30] e adottata in [1].
- La water footprint su tutta la vita utile del sistema azienda fornitrice-azienda utente si riduce leggermente quando il recupero termico proviene da sistemi dissipativi che prevedano dissipazione idrica, mentre aumenta, a causa dei consumi indiretti associati alla generazione di energia elettrica, quando la dissipazione originaria sia effettuata con dry cooler. Il lieve beneficio si perde (caseificio grande) se l'utente è troppo distante e se il salto termico tra temperatura richiesta dall'utente e temperatura disponibile presso il fornitore è talmente elevato da ridurre sensibilmente il COP delle pompe di calore acqua/acqua integrate nel sistema di teleriscaldamento, delle quali è richiesto, peraltro, un elevato utilizzo.
- Nonostante il consistente contributo delle pompe di calore, il beneficio economico ottenuto nel caso del caseificio grande è comunque sensibile, con un risparmio netto dell'ordine dei 1,5-2 M€ su trent'anni anche quando la distanza è elevata. Viceversa, nel caseificio piccolo, sebbene il salto termico richiesto non sia elevato, la domanda energetica ridotta rende poco attraente o antieconomico il recupero esterno da sorgente a bassa temperatura (condensatori evaporativi), particolarmente se i dissipatori esistenti utilizzano acqua e sono, quindi, meno energivori dei dissipatori ad aria forzata. Il recupero termico dai fumi sarebbe invece l'opzione ideale per un caseificio di piccole dimensioni.

Dal confronto dei risultati dei casi studio elaborati per le serre e per i caseifici si evince che, per i valori utilizzati di prezzo dell'energia elettrica e del gas, il recupero esterno di calore, anche a bassa temperatura, può dare benefici significativi a condizione che la domanda dell'utenza sia sufficientemente continua in rapporto alla potenza impegnata, generando considerevoli riduzioni dell'emissione complessiva di CO<sub>2</sub> ma andando a pesare sui consumi idrici indiretti in una proporzione che spesso non è compensata nemmeno

dalla riduzione dei consumi diretti, quando la dissipazione esistente sia effettuata mediante sistemi evaporativi.

Nel complesso, i casi studio sviluppati dimostrano che il software è in grado di offrire un predimensionamento ragionevole di un sistema di condivisione del calore tra un'azienda potenziale fornitrice e un'azienda utente, calcolando i più importanti parametri dimensionali dei principali componenti di impianto. Dal confronto con i fornitori di tecnologie è emerso che i dati richiesti per l'elaborazione (profilo orario della domanda termica dell'utenza in due giorni medi di riferimento stagionale e profilo orario medio dei flussi termici disponibili per il recupero dai potenziali fornitori negli stessi giorni medi di riferimento) sono in linea con quelli necessari per gli studi di fattibilità, ad esempio, di impianti cogenerativi. Il loro reperimento non è immediato ma la raccolta dei dati realizzata presso Roncadin e le aziende del settore lattiero caseario visitate ha dimostrato che i dati necessari sono normalmente presenti in azienda, è richiesto però un certo sforzo di modellizzazione (analisi dei tempi di funzionamento) o registrazione con opportuni sensori. I profili termici riportati in questo report possono servire da modello e riferimento per analisi simili, con particolare riguardo al recupero termico da sistemi di refrigerazione ed al settore lattiero caseario.

### 3 Conclusioni

Le attività svolte nella linea LA 3.28 "Recupero di cascami termici a bassa temperatura tramite smart energy systems: implementazione e validazione dei modelli in contesti industriali" hanno portato al completamento del software di valutazione di interventi di recupero termico esterno in sistemi energetici "smart", sviluppato nella precedente LA 3.27, mediante elementi per la valutazione della relativa fattibilità economica. Di concerto con la committenza, gli indicatori di cui si è implementato il calcolo a livello di sistema (coppia azienda fornitrice – azienda utente) comprendono il Life Cycle Cost, il tempo di payback semplice, il valore attuale netto e il tasso di rendimento interno. I costi di impianto sono stati valutati sulla base di dati, organizzati in fogli di calcolo, che sono stati ricavati da studi scientifici, progetti reali o elenchi prezzi in uso presso pubbliche amministrazioni, validando e aggiornando ove opportuno funzioni di costo individuate in precedenti lavori pubblicati da componenti del gruppo di ricerca, e integrandoli con i valori relativi a componenti fondamentali delle reti di teleriscaldamento di quarta generazione, quali i serbatoi puffer di accumulo termico e le pompe di calore, esaminate sia nella configurazione acqua-acqua, come parte del sistema di recupero esterno, sia nella configurazione aria-acqua, come possibile alternativa di riscaldamento di processo indipendente di un'utenza che sia già in una fase di decarbonizzazione e parziale affrancamento dalle fonti fossili. Nel processo di costruzione e validazione dei modelli di costo si è anche contribuito al coinvolgimento di aziende produttrici di tecnologie per la condivisione di dati di costo a livello di progetto, prendendo inoltre parte ad eventi online realizzati dal committente e da altri partner di progetto con la stessa finalità.

In base al focus generale del progetto e ai risultati della LA 3.27 [1], il coinvolgimento delle imprese utenti si è concentrato sul settore alimentare. Si sono cercati contatti con una trentina di imprese del Nordest e si sono realizzati contatti diretti con tre aziende del settore dei prodotti da forno e lattiero caseario insediate in Friuli Venezia Giulia, che è stato possibile raggiungere con sopralluoghi in presenza. Tale attività, unitamente alla collaborazione con colleghi di altri atenei, è stata fondamentale, in particolare, per integrare i dati condivisi da ENEA, frutto dell'elaborazione di diagnosi energetiche nel settore lattiero-caseario e utili a dare informazioni sui consumi termici complessivi e sul relativo andamento stagionale, con informazioni sull'andamento giornaliero della domanda di energia.

Ciò ha permesso di verificare l'appropriatezza del modello costruito nella precedente linea di attività, di osservare, da un lato, l'importanza di disporre del profilo giornaliero per valutare correttamente il matching di domanda e offerta e le possibilità di accumulo, dall'altro la necessità di tener conto della stagionalità, che nella prima versione del modello sviluppato non era stata considerata, basandosi su caratteristiche di uniformità stagionale dei profili di carico termico più propria dell'industria di processo, chimica o metallurgica. L'esame degli andamenti reali dei consumi del settore lattiero caseario ha evidenziato la presenza di variabilità stagionale nei consumi, peraltro non legata alle condizioni climatiche esterne, quanto alla variabilità delle quantità di prodotto lavorate.

Si è pertanto modificato il modello introducendo due giornate tipo rappresentative di due “stagioni”, di durata variabile: la flessibilità così introdotta, pur rappresentando comunque un’ approssimazione rilevante, può consentire una modellazione più precisa anche di altri tipi di periodicità negli andamenti dei carichi termici. In particolare, essa è risultata utile per modellare i profili termici di serre di orticoltura per piante a foglia, che sono state oggetto di indagine come potenziali utilizzatori di energia termica a bassa temperatura nello studio del caso reale, sviluppato ai fini della validazione dell’ approccio presso l’ azienda Roncadin SpA (prodotti da forno, surgelati).

Tale attività pratica è stata supportata dalla collaborazione dei tecnici dell’ azienda e dal confronto con i fornitori di tecnologie, anche attraverso un evento online di presentazione del modello e dei risultati preliminari dei casi studio, organizzato il 19 novembre 2021. Dal confronto con le aziende è emerso che i dati richiesti per popolare il modello (profilo orario della domanda termica dell’ utenza in due giorni medi di riferimento stagionale e profilo orario medio dei flussi termici disponibili per il recupero dal potenziale fornitori negli stessi giorni medi di riferimento) sono simili a quelli richiesti per realizzare, ad esempio, lo studio di fattibilità e la progettazione preliminare di impianti cogenerativi. Si tratta di dati non sempre immediatamente disponibili, per cui è richiesto un certo sforzo di modellizzazione (analisi dei tempi di funzionamento) o registrazione con opportuni sensori, sempre più presenti nelle macchine recenti ma non nei componenti più vecchi, per i quali è alle volte opportuno procedere per analogia. L’ esperienza realizzata presso aziende del settore lattiero caseario ha anche dimostrato che i valori di riferimento possono essere ricavati con un impiego di risorse moderato, che però può risultare superiore a quanto fattibile in una piccola azienda.

I profili termici ottenuti particolarmente per il settore lattiero caseario nel presente progetto possono essere un riferimento per studi simili, tenendo tuttavia presente come si sia evidenziato che, se gli andamenti giornalieri delle lavorazioni si assomigliano abbastanza, pur estendendosi su tempi più lunghi nei caseifici più grandi, la stagionalità è in effetti molto variabile da azienda ad azienda.

I vari scenari sviluppati per il caso studio hanno evidenziato che, se le distanze sono brevi (500 m), gli interventi di recupero esterno risultano economicamente interessanti anche per consumi piccoli (quali ad esempio quelli di una serra di orticoltura localizzata nel Sud Italia, caso sviluppato per verificare la replicabilità nel contesto nazionale). Tuttavia, mentre i benefici sulle emissioni di CO<sub>2</sub> equivalenti del sistema risultano sempre evidenti, la blue water footprint complessiva è invece spesso penalizzata: anche se, quando i sistemi di dissipazione esistente sono di tipo evaporativo, i consumi diretti beneficiano in maniera evidente degli interventi di recupero, i consumi idrici indiretti, associati alla generazione di energia elettrica, portano spesso a un bilancio complessivo sfavorevole non tanto per i consumi dei sistemi di pompaggio, quanto delle pompe di calore.

Diversi aspetti del modello sono ancora migliorabili per ottenere soluzioni più realistiche:

- Sarebbe utile approfondire la valutazione dei costi di manutenzione, particolarmente per le pompe di calore;
- Per ottenere un software più rapido si è scelto di valutare tutte le capacità dell’ equipment nel campo dei numeri reali positivi, senza confrontarsi con i modelli effettivamente disponibili sul mercato e senza appesantire il software con tabelle di lookup. Certamente, operando nel settore industriale molti macchinari vengono effettivamente progettati e realizzati su misura, piuttosto che individuati su un catalogo, ma per molti componenti (ad esempio le tubazioni) l’ utilizzo di diametri standard porterebbe a soluzioni più aderenti alla realtà. Per lo scopo di valutazione preliminare che si prefigge questo software, tuttavia, le approssimazioni introdotte non sono eccessive (si può considerare che, ad esempio, si è anche qui assunto che i collegamenti tra aziende industriali possano avvenire in campo aperto: l’ errore che si commette non conoscendo il preciso percorso delle tubazioni, ad esempio, e l’ eventuale necessità di seguire tratti stradali e è sicuramente superiore a quello derivato dalla mancata discretizzazione dei diametri).
- I costi di impianto hanno significato nel contesto economico in cui sono stati ottenuti e validati: l’ attuale ciclo economico con prospettive di elevata inflazione imporrebbe un continuo aggiornamento dei modelli di costo utilizzati.

Per quanto riguarda gli sviluppi futuri si segnala che:

- Il modello potrebbe essere ampliato per valutare prospettive e tecnologie di teleraffrescamento, non considerato come possibilità nel modello realizzato, anche introducendo opzioni diverse di ubicazione dei gruppi ad assorbimento o di simili tecnologie di produzione del freddo da flussi termici di scarto;
- Sono state prese in considerazione solo tecnologie di teleriscaldamento di quarta generazione e non quelle cosiddette di quinta generazione [17], che prevedono l'uso di tubi di polietilene, meno costosi, per il trasferimento di acqua a temperature prossime a quella ambiente.
- Si sono prese in considerazione come tecnologie di produzione indipendente del calore da parte delle potenziali utenze solo le caldaie a tubi di fumo a gas naturale, che risultano le più diffuse nel paese; poiché la tecnologia è simile le funzioni di costo di caldaie a gasolio o BTZ non sono troppo diverse, ed è sufficiente modificare costi e fattori di emissione e di energia primaria del combustibile per ottenere comunque una valutazione di fattibilità altrettanto affidabile anche per questi combustibili fossili. In aggiunta, in un'ottica di decarbonizzazione, si è anche preso in considerazione il caso di aziende che utilizzino una pompa di calore aria/acqua. Poiché questo studio riguarda orizzonti temporali molto estesi, per dare una valutazione compiuta delle possibilità di recupero esterno sarebbe utile offrire il confronto di questa possibilità con altre modalità di alimentazione termica dell'azienda utente a bassa impronta carbonica, ad esempio tramite pompe di calore geotermiche o tramite energia solare, valutata in una fase di studio preliminare ma troppo complessa per essere inserita come configurazione base per la potenziale utenza nell'attuale elaborazione del modello.
- Si sono considerati solo accumuli di calore sensibile, ma tecnologie diverse di stoccaggio energetico potrebbero essere considerate.

Infine, non soltanto ci si aspetta che i costi di investimento delle tecnologie cambino continuamente, prevalentemente in senso incrementale per effetto dell'inflazione, ma anche che le tecnologie evolvano continuamente: la realizzazione di pompe di calore capaci di salti termici sempre maggiori con efficienze sempre migliori risponde all'evidente esigenza di ottenere calore alle temperature comunque abbastanza elevate richieste per lavaggi, pastorizzazione e altri trattamenti tipici dell'industria alimentare, che rappresenta una sfida chiave per la decarbonizzazione di questo settore industriale.

## 4 Riferimenti bibliografici

1. Chinese D., Cortella G., Meneghetti A., Motyl B., Saro O., Utilizzo esterno di cascami termici industriali a bassa temperatura tramite smart energy systems: analisi e modellazione in ottica «Water-Energy Nexus», Report Ricerca di Sistema Elettrico, Linea di Attività 3.27, Dicembre 2020
2. Santin M, Chinese D, De Angelis A, Biberacher M. Feasibility limits of using low-grade industrial waste heat in symbiotic district heating and cooling networks. *Clean Technol Environ Policy*. 2020;22(6):1339-1357. doi:10.1007/s10098-020-01875-2
3. Regione Piemonte, Prezzario Regionale Opere Pubbliche 2021 – Impianti termici, <http://www.sistemapiemonte.it/cms/privati/territorio/servizi/929-consultazione-prezzario-regionale-opere-pubbliche/3596-prezzario-2021> , ultimo accesso gennaio 2021
4. Gentili et al., <https://www.eco-steamboilers.eu/eco-steamboilers-wAssets/docs/20141217-Steam-Boilers-Ecodesign-Final-Report.pdf>, ultimo accesso gennaio 2021
5. Holmstedt Hansen C., Gudmundsson O., The competitiveness of district heating compared to individual heating. When is district heating the cheapest source of heating? *Green Energy Association*, May 2018, <https://www.danskfjernvarme.dk/groen-energi/analyser/03052018-the-competitiveness-of-district-heating-compared-to-individual-heating>
6. Résimont, T.; Louveaux, Q.; Dewallef, P. Optimization Tool for the Strategic Outline and Sizing of



- District Heating Networks Using a Geographic Information System. *Energies* 2021, 14, 5575. <https://doi.org/10.3390/en14175575>
7. Zammit K., Cooling System Retrofit Cost Analysis, EPRI, 2002, <https://www.epri.com/research/products/1007456> ultimo accesso gennaio 2021
  8. Ustadi I., Mezher T., Abu-Zahra M.R.M, Potential for Hybrid-Cooling System for the CO<sub>2</sub> Post-Combustion Capture Technology, *Energy Procedia*, Volume 114, 2017, 6348-6357
  9. D'Antoni M., R. Fedrizzi, D. Romeli, Techno-Economic Analysis of Air-to-Water Heat Rejection Systems, *Proceedings Eurosun 2014*, Aix-les-Bains, France, 2014, <http://proceedings.ises.org/paper/eurosun2014/eurosun2014-0074-DAntoni.pdf>. ultimo accesso gennaio 2021
  10. Thalmann S., Nussbaumer Th.. Sensitivity of System Design on Heat Distribution Cost in District Heating. In *International Energy Agency IEA Bioenergy Task 32*, 2014. [https://task32.ieabioenergy.com/wp-content/uploads/sites/2/2017/03/IEA\\_Task32\\_DHS\\_Status\\_Report.pdf](https://task32.ieabioenergy.com/wp-content/uploads/sites/2/2017/03/IEA_Task32_DHS_Status_Report.pdf). ultimo accesso gennaio 2021
  11. Shamoushaki, M.; Niknam, P.H.; Talluri, L.; Manfrida, G.; Fiaschi, D. Development of Cost Correlations for the Economic Assessment of Power Plant Equipment. *Energies* 2021, 14, 2665. <https://doi.org/10.3390/en14092665>
  12. Kyriakis S., Younger P.L., Towards the increased utilisation of geothermal energy in a district heating network through the use of a heat storage, *Applied Thermal Engineering*, 94, 2016, Pages 99-110
  13. Benalcazar P., Optimal sizing of thermal energy storage systems for CHP plants considering specific investment costs: A case study, *Energy*, 234, 2021, 121323
  14. Tan J., Wu Q, Zhang M, Strategic investment for district heating systems participating in energy and reserve markets using heat flexibility, *International Journal of Electrical Power & Energy Systems*, 137,2022, 107819
  15. Pieper H., Ommen T., Buhler F., Lava Paaske B., Elmegaard B., Brix Markussen W., Allocation of investment costs for large-scale heat pumps supplying district heating, *Energy Procedia*, 147, 2018, 358-367
  16. Kavian S., Hakkaki-Fard A., Mosleh H. J., Energy performance and economic feasibility of hot spring-based district heating system – A case study, *Energy*, 211, 2020, 118629
  17. Hansen K., Decision-making based on energy costs: Comparing levelized cost of energy and energy system costs, *Energy Strategy Reviews*, 24, 2019, 68-82
  18. Gudmundsson O., Schmidt R.R., Dyrelund A., Thorsen J.E., Economic comparison of 4GDH and 5GDH systems – Using a case study, *Energy*, Volume 238, Part A, 2022, 121613
  19. Marsidi M., Technology Fact Sheet, 2018, ECN-TNO <https://energy.nl/old/wp-content/uploads/2019/06/Technology-Factsheet-High-temperature-industrial-heat-pump.pdf>
  20. Rivoire, M.; Casasso, A.; Piga, B.; Sethi, R. Assessment of Energetic, Economic and Environmental Performance of Ground-Coupled Heat Pumps. *Energies* 2018, 11, 1941
  21. Terreros, O., Spreitzhofer, J., Basciotti, D., Schmidt, R. R., Esterl, T., Pober, M., Ziegler, M. (2020). Electricity market options for heat pumps in rural district heating networks in Austria. *Energy*, 196, 116875.
  22. Pakere I., Blumberga D., Solar power or solar heat: What will upraise the efficiency of district heating? Multi-criteria analyses approach, *Energy*, Volume 198, 2020, 117291
  23. Maddah S., Deymi-Dashtebayaz M., Maddah O., 4E analysis of thermal recovery potential of industrial wastewater in heat pumps: An invisible energy resource from the Iranian casting industry sector,

*Journal of Cleaner Production*, Volume 265, 2020, 121824

24. Schlosser F., M. Jesper, J. Vogelsang, T.G. Walmsley, C. Arpagaus, J. Hesselbach, Large-scale heat pumps: Applications, performance, economic feasibility and industrial integration, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Volume 133, 2020, 110219
25. Ligas M., Audit Energetico E Analisi Tecnico-Economica Degli Interventi Di Miglioramento Dell'efficienza Energetica Di Un'industria Casearia, Tesi di laurea, Università di Cagliari, 2014
26. D'Arpa S, Colangelo G, Starace G, et al. Heating requirements in greenhouse farming in southern Italy: evaluation of ground-source heat pump utilization compared to traditional heating systems. *Energy Efficiency* 2016;9(5):1065-1085.
27. Walters, K. J., & Currey, C. J. Growth and development of basil species in response to temperature. *HortScience*, 2019, 54(11), 1915-1920.
28. Pahlavan R., Omid M., Akram A., Energy input–output analysis and application of artificial neural networks for predicting greenhouse basil production, *Energy*, Volume 37, Issue 1, 2012, Pages 171-176
29. Chinese, D., Meneghetti, A., Nardin, G. Waste-to-energy based greenhouse heating: Exploring viability conditions through optimisation models, (2005) *Renewable Energy*, 30 (10), pp. 1573-1586.
30. Cortella G., Saro O., De Angelis A., Ceccotti L., Tomasi N., Dalla Costa L., Manzocco L., Pinton R., Mimmo T., Cesco S., Temperature control of nutrient solution in floating system cultivation,(2014) *Applied Thermal Engineering*,73(1), pp. 1055-1065
31. <http://kilowattene.enea.it/kilowattene-co2-energia-primaria.html>, ultimo accesso gennaio 2021
32. Chinese D, Santin M, Saro O. Water-energy and GHG nexus assessment of alternative heat recovery options in industry: A case study on electric steelmaking in Europe. *Energy*. 2017
33. Canellada F., Laca A., Laca A., Díaz M., Environmental impact of cheese production: A case study of a small-scale factory in southern Europe and global overview of carbon footprint, *Science of The Total Environment*, Volume 635, 2018, pp. 167-177

## Appendice: breve curriculum scientifico del gruppo di lavoro impegnato nelle attività.

Il gruppo di ricerca impegnato nel progetto è composto da personale scientifico del Dipartimento Politecnico di Ingegneria e Architettura dell'Università degli studi di Udine. I componenti hanno competenze relative alla modellizzazione di impianti industriali, di impianti termotecnici e di conversione energetica, allo sviluppo di nuovi prodotti e alla valutazione del relativo impatto ambientale.

Il gruppo di ricerca è così composto:

- Damiana Chinese è professore associato di Impianti Industriali Meccanici. La sua attività di ricerca si è particolarmente concentrata sul recupero energetico in ambito industriale, sullo studio della sostenibilità delle catene logistiche, con particolare riguardo alle supply chain delle energie alternative, nonché sull'analisi di impatto ambientale di processi industriali con specifico riferimento al water-energy nexus.
- Giovanni Cortella è professore associato di Fisica tecnica industriale, docente di Impianti per la Refrigerazione. La sua attività di ricerca è particolarmente rivolta all'efficienza energetica di refrigeratori e pompe di calore, in un'ottica sia di unità (ottimizzazione componenti) che di sistema (sinergie di sistema, macchine polivalenti, accumuli di energia).
- Antonella Meneghetti è professore associato di Impianti Industriali Meccanici. I suoi principali filoni di ricerca riguardano la sostenibilità di impianti e processi in ambito produttivo-logistico, con particolare attenzione all'efficienza energetica, al recupero energetico e all'integrazione di fonti rinnovabili, alle soluzioni sistemiche di simbiosi industriale e territoriale.
- Barbara Motyl è ricercatore di Disegno e Metodi dell'Ingegneria industriale. Si occupa di metodi e sostenibilità nell'innovazione di prodotto, di progettazione assistita dal calcolatore, di engineering education per la sostenibilità.

## Appendice: Attività di disseminazione svolta

Le pubblicazioni finora prodotte hanno riguardato lo studio dei profili di carico dell'industria lattiero casearia e le modalità più efficienti per la loro copertura anche considerando tecnologie diverse dalle caldaie a combustibile fossile valutate in questo studio. Il paper "*Decarbonizing Cheese Production In Italy Through Optimized And Renewable Energy Supply*" è stato presentato alla 13th Sustainable Energy and Environmental Protection - SEEP Conference 2021, tenutasi online a Vienna a Settembre 2021 ed è apparso nei Proceedings della conferenza. La versione estesa del paper, intitolata "*Symbiotic and Optimized Energy Supply for Decarbonizing Cheese Production: an Italian Case Study*", che comprende l'analisi della fattibilità di riscaldamento del caseificio di riferimento mediante recupero termico da fonti virtuali site a varie distanze e di varie dimensioni, è stata sottoposta alla rivista *Energy*.

## Allegati.

1. Presentazioni Evento 19.11
2. Presentazione DPIA Uniud Evento 2.12
3. Conference Paper