



Ricerca di Sistema elettrico

Test sperimentali su un prototipo di sottostazione per TLR attivo e implementazione di modelli per l'analisi di reti termiche efficienti

Mattia Ricci, Paolo Sdringola, Salvatore Tamburrino,
Giovanni Puglisi, Biagio Di Pietra, Matteo Caldera

TEST SPERIMENTALI SU UN PROTOTIPO DI SOTTOSTAZIONE PER TLR ATTIVO E IMPLEMENTAZIONE DI MODELLI PER L'ANALISI DI RETI TERMICHE EFFICIENTI

Mattia Ricci, Paolo Sdringola, Salvatore Tamburrino, Giovanni Puglisi, Biagio Di Pietra, Matteo Caldera (ENEA)

Con il contributo di: A. Federici, C. Martini, M. Preziosi, C. Viola

Aprile 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 - II annualità

Obiettivo: *N. 1 - Tecnologie*

Progetto: *1.5 - Tecnologie, tecniche e materiali per l'efficienza energetica ed il risparmio di energia negli usi finali elettrici degli edifici nuovi ed esistenti*

Work package: *4 - Reti energetiche integrate*

Linea di attività: *LA4.12 - Test sperimentali su un prototipo di sottostazione per TLR attivo e implementazione di un codice di calcolo per l'analisi di reti termiche efficienti*

Responsabile del Progetto: Giovanni Puglisi

Responsabile del Work package (LA4.1-LA4.15): Paolo Sdringola

Gli autori desiderano altresì ringraziare il Prof. Mirko Morini (UNIPR) e il Prof. Francesco Melino (UNIBO) per i dati forniti e Elena Di Donato che ha partecipato al progetto durante il loro lavoro di tirocinio e di tesi di laurea magistrale.

Indice

SOMMARIO.....	5
1 INTRODUZIONE.....	7
2 MODELLAZIONE E SIMULAZIONE DI SISTEMI DI TELERISCALDAMENTO ATTRAVERSO DYMOLA.....	9
2.2 LINGUAGGIO MODELICA.....	9
2.3 LIBRERIE DYMOLA.....	10
2.3.1 <i>Libreria DisHeatLib</i>	10
2.3.1.1 Supply – Centrali termiche.....	11
2.3.1.2 Substations – Sottostazioni.....	12
2.3.1.3 Storage – Accumulo Termico.....	12
2.3.1.4 Pipes – Condotti.....	12
2.3.1.5 Demands – Domanda termica.....	13
2.3.1.6 Boundary – Condizioni climatiche.....	13
3 CASO STUDIO DELLA RETE DEL CAMPUS UNIVERSITARIO DI PARMA.....	14
3.1 DESCRIZIONE DELLA RETE.....	14
3.2 SIMULAZIONE DELLA RETE IN CONDIZIONI DI PROGETTO.....	16
3.2.1 <i>Dati di input</i>	16
3.2.2 <i>Modello di calcolo</i>	16
3.2.3 <i>Risultati numerici e validazione del modello</i>	20
3.3 SIMULAZIONE DELLA RETE IN CONDIZIONI DINAMICHE.....	23
3.3.1 <i>Dati di input</i>	23
3.3.2 <i>Modello di calcolo</i>	28
3.3.3 <i>Risultati numerici</i>	34
3.4 SIMULAZIONE DELLA RETE IN CONDIZIONI DINAMICHE: NUOVO MODELLO DI UTENZA.....	42
3.4.1 <i>Dati di input</i>	42
3.4.2 <i>Modello di edificio</i>	44
3.4.3 <i>Validazione del modello di edificio</i>	47
3.4.4 <i>Integrazione del modello di edificio con quello di impianto</i>	50
3.4.5 <i>Integrazione del modello edificio-impianto nel modello di rete</i>	53
3.4.6 <i>Scenario 1 – Risultati numerici</i>	54
3.5 OTTIMIZZAZIONE DELLA GESTIONE DELLA RETE.....	61
3.5.1 <i>Criteri generali</i>	61
3.5.2 <i>Scenario 2 – Taratura del sistema di controllo</i>	62
3.5.3 <i>Scenario 3 – Accensione anticipata degli impianti di riscaldamento alle utenze</i>	65
3.5.4 <i>Scenario 4 – Spegnimento della caldaia in centrale nelle ore di richiesta termica nulla</i>	65
3.5.5 <i>Scenari 5 e 5bis – Curva climatica</i>	65
3.5.6 <i>Risultati numerici</i>	67
3.5.7 <i>Scelta dello scenario finale</i>	73
3.6 SIMULAZIONE DINAMICA DELL'INTERA STAGIONE DI RISCALDAMENTO.....	76
3.6.1 <i>Dati di input</i>	76
3.6.2 <i>Analisi comparativa</i>	77
3.7 ANALISI ECONOMICA E AMBIENTALE.....	83
3.8 ANALISI EXERGETICA.....	89
4 RETI DI QUARTA GENERAZIONE E RIQUALIFICAZIONE ENERGETICA.....	92
4.1 CONTESTO DI RIFERIMENTO.....	92
4.2 RIQUALIFICAZIONE ENERGETICA DI UN EDIFICIO.....	99
4.2.1 <i>Fattori che influenzano i consumi energetici di un'abitazione e potenziale risparmio</i>	99
4.2.2 <i>Applicazione al caso studio</i>	100
5 SOTTOSTAZIONE DI SCAMBIO TERMICO BIDIREZIONALE PER TELERISCALDAMENTO ATTIVO.....	106

5.1	SISTEMA DI ACQUISIZIONE, MONITORAGGIO E CONTROLLO DELLA SOTTOSTAZIONE DI SCAMBIO TERMICO BIDIREZIONALE.....	107
5.1.1	<i>Incertezza di misura e grandezze derivate</i>	110
5.2	CAMPAGNA PROVE SPERIMENTALI	112
5.2.1	<i>Test preliminari</i>	112
5.2.2	<i>Test fase A</i>	114
5.2.2.1	Scenario 1	114
5.2.2.2	Scenario 2	127
5.2.2.3	Scenario 3	132
5.2.2.4	Scenario 4	139
5.2.2.5	Scenario 5	146
5.2.3	<i>Test fase B</i>	151
5.2.3.1	Prova dinamica 1	152
5.2.3.2	Prova dinamica 2	157
5.2.3.3	Prova dinamica 3	163
5.2.3.4	Prova dinamica 4	170
5.2.3.5	Prova dinamica 5	178
5.2.3.6	Prova dinamica 6	183
5.2.3.7	Prova dinamica 7	188
5.2.3.8	Prova dinamica 8	193
5.2.4	<i>Perdite di carico</i>	199
5.2.5	<i>Considerazioni finali sulla campagna di prove sperimentali</i>	201
5.3	MODELLO DI UNO SCAMBIATORE A EFFICIENZA VARIABILE PER LA SIMULAZIONE DINAMICA DI UNA SOTTOSTAZIONE ATTIVA	202
5.4	UPGRADE DELLA SOTTOSTAZIONE BIDIREZIONALE	205
5.4.1	<i>Sostituzione dello scambiatore S3</i>	205
5.4.2	<i>Spostamento del sensore di temperatura T2</i>	206
5.4.3	<i>Taratura dei sensori di temperatura</i>	208
5.5	PIANIFICAZIONE DELLA SECONDA CAMPAGNA DI TEST SPERIMENTALI	212
5.6	NUOVE CONFIGURAZIONI DI RETE PER IL TELERISCALDAMENTO ATTIVO	214
6	QUADRO NORMATIVO SUL TELERISCALDAMENTO EFFICIENTE E PROSPETTIVE DI SVILUPPO.....	222
7	CONCLUSIONI.....	226
	RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI.....	232

Sommario

Il recente quadro normativo europeo e nazionale nel percorso di decarbonizzazione verso il 2050 pone l'accento sul ruolo del teleriscaldamento per il raggiungimento degli obiettivi di efficienza, sostenibilità energetica, utilizzo delle fonti rinnovabili e riduzione dell'uso dei combustibili fossili. In questo contesto, la Direttiva UE 2018/2001 sottolinea l'opportunità di ricorrere al teleriscaldamento e al teleraffrescamento efficiente fornendo indicazioni sulla quota di energia da Fonti Energetiche Rinnovabili (FER) e da fonti di calore e freddo di scarto rispetto al consumo di energia finale. L'utilizzo di tali fonti contribuisce infatti alla diminuzione della domanda complessiva di energia primaria e si può integrare efficacemente con interventi di ristrutturazione e riqualificazione energetica degli edifici.

Questo contesto determina condizioni favorevoli per la diffusione di reti di teleriscaldamento di quarta generazione, con livelli di temperatura previsti di mandata e ritorno nella rete rispettivamente nell'intorno di 50-55 °C e 30-35 °C. Le reti a bassa temperatura, infatti, non solo sono caratterizzate da valori ridotti di dispersioni termiche, ma consentono di anche recuperare calore da una pluralità di fonti, anche a valori di temperatura medio-bassi, come dai circuiti olio per il raffreddamento dei motori, dalle sale server o dagli impianti di refrigerazione dei supermercati. Inoltre, tali reti offrono la possibilità di integrare utenti attivi, dotati di sottostazioni di scambio termico bidirezionali, che agiscono come produttori e consumatori (*prosumer*), fornendo e consumando calore alla o dalla rete rispettivamente.

La reti di teleriscaldamento di quarta generazione sono quindi molto promettenti e per questo meritano di essere analizzate a fondo, per comprenderne le problematiche e contribuire a favorire la loro diffusione sul territorio nazionale. Considerando che studiare sperimentalmente il comportamento di una rete è tecnicamente molto difficoltoso, se non proibitivo, a causa dei costi e dei tempi che ne deriverebbero, un ruolo molto importante è rappresentato dagli strumenti dell'analisi numerica, che consentono in tempi ridotti di analizzare varie configurazioni, simulando le loro reali condizioni di funzionamento.

Nella presente attività di ricerca è stato perciò adottato il *software* Dymola per modellare la rete di teleriscaldamento del Campus Universitario di Parma (ramo Nuova Sud), scelta come caso studio in questa annualità. La rete è stata dapprima simulata in regime stazionario, al fine di validare il modello quando la rete funziona nelle sue condizioni di *design*. In seguito, al fine di indagarne il comportamento dinamico è stato implementato un modello per lo scambio termico tra il circuito secondario e il circuito primario, che richiede in *input* i profili di carico termico che caratterizzano la domanda di ogni utenza. I risultati ottenuti mostrano che la curva di potenza termica di riscaldamento fornita alle utenze segue la curva della domanda, che risulta dunque soddisfatta. È stato quindi possibile affermare che il modello implementato rappresenta in modo soddisfacente la dinamica della rete reale. Infine, con lo scopo di modellare ciascuna utenza allacciata, è stato implementato un nuovo modello di edificio di tipo resistivo-capacitivo; in questo modo è stato possibile evidenziare opportune differenze in termini di temperatura interna nelle utenze ed ottenere il fabbisogno energetico come un *output* del modello, oltre ad indagare il comportamento della rete in termini di portate, temperature e pressioni. Una volta inserito il nuovo modello di edificio, con lo scopo di ottimizzare le condizioni di *comfort* interno e al contempo di minimizzare i consumi energetici, sono state effettuate simulazioni dinamiche della durata pari a 8 settimane per i seguenti scenari di funzionamento:

- scenario 1: controllori PI che regolano l'azione delle pompe al circuito secondario con i parametri di *default*;
- scenario 2: taratura dei controllori PI di cui allo scenario 1;
- scenario 3: accensione anticipata degli impianti di riscaldamento di 1h in tutte le utenze;
- scenario 4: spegnimento della caldaia in centrale nelle ore di richiesta termica nulla;
- scenario 5: modulazione della temperatura di mandata in funzione della variazione di temperatura esterna.

Poiché la taratura dei controllori è un'operazione necessaria per ogni impianto, lo scenario di riferimento utilizzato per il confronto dei risultati è lo scenario 2. I risultati ottenuti mostrano che le prestazioni più performanti della rete in termini di *comfort* termico sono state ottenute per lo scenario 3, anche se gli scenari 4 e 5 mostrano risultati simili allo scenario di riferimento e di poco inferiori allo scenario 3. Per quanto riguarda i consumi energetici, l'accensione anticipata del riscaldamento rispetto all'orario di inizio lavoro comporta un aumento della spesa energetica complessiva, pari allo 0,88%. La modulazione della temperatura

di mandata in centrale (scenario 5) comporta da un lato un risparmio di energia termica, ma dall'altro si registra un aumento del consumo di energia elettrica della pompa. Complessivamente si ottiene comunque una netta riduzione del consumo energetico in termini di tonnellate di petrolio equivalente (tep). Questo fatto non si verifica nello scenario 4, per il quale non essendo variata la temperatura di mandata rispetto allo scenario di riferimento anche i costi di pompaggio si mantengono simili allo scenario 2.

Alla luce dei risultati ottenuti e per analizzare uno scenario ottimizzato di gestione della rete, si è scelto di effettuare una simulazione per l'intera stagione di riscaldamento che prevede il confronto tra lo scenario di riferimento e un nuovo scenario, cd. "ottimizzato", in cui si sono uniti i vantaggi relativi allo spegnimento della centrale in caso di mancata domanda termica e quelli dovuti alla modulazione della temperatura di mandata in funzione della temperatura esterna. I risultati ottenuti mostrano che nello scenario ottimizzato l'energia termica dispersa in rete diminuisce del 17,83% e l'energia termica fornita dalla centrale diminuisce del 3,54%. Nonostante i consumi del pompaggio aumentino del 7,76%, complessivamente lo scenario ottimizzato porta a risparmiare il 2,81% in termini di tep.

Verificata la validità dei modelli sviluppati, l'accoppiamento del problema idraulico ed energetico e la possibilità di agire sulle caratteristiche termofisiche delle utenze (edifici), l'attività si è concentrata sulla valutazione dei fabbisogni termici prima e dopo possibili interventi di *deep renovation* degli edifici e sugli effetti dell'abbassamento del livello di temperatura operativa della rete sul sistema di produzione, sulle dispersioni termiche e sull'energia elettrica richiesta dal sistema di pompaggio. In prima analisi, è stata ipotizzata la posa in opera di un cappotto termico sull'utenza 39 (particolarmente sfavorita) della rete Campus Universitario di Parma ed è stato considerato il caso semplificato in cui la rete serve solo questo edificio. Gli effetti della riqualificazione sono evidenti in relazione alla temperatura interna dell'edificio e come atteso i valori minimi della temperatura di ritorno in rete raggiunti sono più alti rispetto alla configurazione standard. Il confronto fra configurazione nello stato di fatto e riqualificata ha mostrato che l'energia termica fornita in centrale diminuisce del 56,70%, che l'energia elettrica di pompaggio diminuisce del 23,71%, mentre l'energia dispersa in rete diminuisce del 3%.

Prendendo in esame il solo edificio riqualificato, un ulteriore confronto è stato realizzato simulando un abbassamento della temperatura di mandata della rete a 55 °C. I risultati hanno mostrato profili di temperatura interna sovrapponibili, a fronte di una diminuzione di energia termica fornita in centrale del 22,38%, un aumento seppure contenuto dell'energia elettrica di pompaggio pari al 3,28% e una notevole diminuzione della perdita di energia in rete pari al 28,11%. Questi promettenti risultati preliminari potranno in futuro essere estesi per analizzare il funzionamento dell'intera rete.

Per quanto riguarda la tematica del teleriscaldamento attivo, sono stati introdotti il sistema di acquisizione e monitoraggio e sono state descritte le logiche di controllo di un prototipo di sottostazione di scambio termico bidirezionale. Sono inoltre stati presentati i risultati delle prove sperimentali eseguite da Eurac Research presso il proprio laboratorio Energy Exchange con sede a Bolzano, finalizzate a caratterizzarne le prestazioni sia in condizioni stazionarie (5 scenari, Fase A) che dinamiche (8 scenari con relativi transitori, Fase B), come pianificate nel corso della precedente annualità. Le prove sperimentali hanno verificato la corretta implementazione delle logiche di controllo e i risultati hanno mostrato buone prestazioni del prototipo, che rappresenta il caso studio ideale per il teleriscaldamento attivo, data la rilevante quantità di dati sperimentali registrati nel corso delle prove. Con l'obiettivo di realizzare un modello numerico della sottostazione, è stato prima di tutto implementato in Dymola un nuovo modello di scambiatore caratterizzato da un'efficienza dello scambio termico variabile. Tale modello è stato validato confrontando i risultati in condizioni di *design* e di *off-design*. Si prevede di utilizzare tale scambiatore per realizzare un modello numerico completo della sottostazione bidirezionale.

A partire da alcuni aspetti emersi nel corso delle prove sperimentali e nell'analisi dei risultati è condotto un approfondimento orientato ad individuare interventi per un upgrade della sottostazione bidirezionale. È quindi pianificata la seconda campagna sperimentale per verificare il corretto funzionamento e caratterizzare le prestazioni del prototipo di sottostazione in condizioni operative dinamiche e con profili realistici di carico utente e di generazione locale, sia con rete operante in condizioni standard che a bassa temperatura.

I modelli sviluppati e i set di misure sono resi disponibili, inviando una richiesta ai seguenti indirizzi email: giovanni.puglisi@enea.it, paolo.sdringola@enea.it.

1 Introduzione

Tra la fine del 2018 e la prima metà del 2019 è stato adottato il pacchetto legislativo “Energia pulita per tutti gli europei” (cd. *Clean energy package*), che fissa il quadro regolatorio delle politiche europee per l’energia e il clima, finalizzato al raggiungimento degli obiettivi al 2030 e nel percorso di decarbonizzazione verso il 2050. Sono comprese diverse misure legislative nei settori dell’efficienza energetica, delle energie rinnovabili e del mercato interno dell’energia elettrica. Tra queste il Regolamento 2018/1999 del Parlamento Europeo e del Consiglio dell’11 dicembre 2018 sulla governance dell’Unione dell’energia e dell’azione per il clima delinea cinque assi fondamentali di azione (sicurezza energetica, mercato interno dell’energia, efficienza energetica, decarbonizzazione, ricerca, innovazione e competitività) per il raggiungimento dei seguenti obiettivi al 2030: riduzioni delle emissioni di gas ad effetto serra di almeno il 40% rispetto ai livelli del 1990; quota di energia da fonti rinnovabili nel consumo finale lordo di energia dell’Unione almeno pari al 32%, con valori minimi per ciascuno Stato Membro a decorrere dal 1° gennaio 2021 (per l’Italia tale quota è pari al 17%, valore già raggiunto); miglioramento pari ad almeno il 32,5% dell’efficienza energetica rispetto allo scenario 2007, corrispondente al 43% per il contesto nazionale. Contemporaneamente è stato avviato il processo di recepimento del suddetto pacchetto; ne sono un esempio il Decreto legislativo n. 48 del 10 giugno 2020, di recepimento della Direttiva 2018/844/UE sulla prestazione energetica nell’edilizia (*Energy Performance of Buildings Directive*), e il Decreto legislativo n. 73 del 14 luglio 2020, che ha recepito la Direttiva 2018/2002/UE sull’efficienza energetica.

All’interno del suddetto contesto normativo che delinea le politiche europee e nazionali è sottolineato chiaramente il ruolo del teleriscaldamento (TLR) efficiente¹ per il raggiungimento degli obiettivi di efficienza, sostenibilità energetica, utilizzo delle fonti rinnovabili (FER) e riduzione dell’uso dei combustibili fossili. In particolare il teleriscaldamento è destinato a coprire un fabbisogno progressivamente decrescente – legato ad interventi di riqualificazione del parco immobiliare esistente – con temperature operative prevedibilmente inferiori rispetto alle reti tradizionali e con la possibilità di incrementare la quota di calore distribuito integrandosi con altri sistemi energetici (per veicolare l’energia prodotta in eccesso da FER non programmabili o per recuperare calore di scarto). L’abbassamento della temperatura della rete determina effetti sul sistema di produzione, sulle dispersioni termiche e sull’energia elettrica richiesta dal sistema di pompaggio, oltre alla possibilità di valorizzare in maniera utile una pluralità di fonti di calore dislocati sul territorio, come le risorse energetiche rinnovabili a bassa temperatura (es. geotermico, solare) o alcuni flussi di calore di scarto (es. processi industriali, raffreddamento e raffrescamento, ecc.). Con la diminuzione della domanda di calore e il progressivo passaggio a impianti operanti con temperature di esercizio inferiori, il teleriscaldamento a bassa temperatura (quarta generazione) rappresenta una soluzione efficiente applicabile ad una quota crescente del patrimonio edilizio. Come indicato nella Direttiva Europea 2018/2001/UE sulle fonti rinnovabili (cd. REDII), per favorire l’aumento delle fonti rinnovabili o del calore di scarto nelle reti di TLR è inoltre prevista la connessione sottostazioni di scambio attive, che permettono al singolo utente (*prosumer*) di immettere in rete energia termica prodotta localmente.

Con l’obiettivo di analizzare reti di teleriscaldamento a bassa temperatura e sistemi di teleriscaldamento attivo attraverso modellazione numerica, nel corso della presente linea di attività è ulteriormente approfondito il linguaggio Modelica, con specifico riferimento alla piattaforma software Dymola per la simulazione multi-dominio e la progettazione model-based di sistemi dinamici, comprese alcune librerie che raccolgono i componenti principali di un sistema di teleriscaldamento (Capitolo 1).

Viene quindi descritto il caso studio del Campus Universitario di Parma e della rete di teleriscaldamento Nuova Sud, caratterizzata da un’estensione di circa 4 km a cui sono connessi 12 edifici, i quali richiedono alla centrale termica una potenza totale di picco pari a circa 12 MW. Dopo la modellazione della rete in regime stazionario e in condizioni di progetto mediante il *software* OpenModelica (OM) è realizzato uno specifico modello dinamico, con lo scopo di simulare il comportamento della rete stessa quando questa viene sottoposta a richieste termiche variabili nel tempo, da alcune settimane fino all’intera stagione di riscaldamento. Sono pertanto adattati al caso studio i componenti con cui sono modellate le utenze e la

¹ Basato sulla distribuzione, in alternativa, di almeno a) il 50 per cento di energia derivante da fonti rinnovabili, b) il 50 per cento di calore di scarto, c) il 75 per cento di calore cogenerato, d) il 50 per cento di una combinazione delle precedenti, ai sensi della Direttiva 2012/27/UE sull’efficienza energetica recepita in Italia dal D.Lgs. 102/2014.

simulazione è trasferita al software commerciale Dymola per le aumentate esigenze di calcolo. Sono introdotti specifici modelli per i singoli edifici connessi alla rete, caratterizzati da un comportamento termodinamico definito. Affinché sia mantenuta la temperatura interna di ciascun edificio al valore desiderato di *set-point* sono individuate le condizioni di esercizio ottimali della rete e identificati possibili scenari di ottimizzazione nella gestione della stessa, confrontati dal punto di vista economico, ambientale ed exergetico (Capitolo 3).

A partire dal suddetto caso studio, per poter valutare gli effetti della *deep renovation* sono stati ipotizzati interventi di miglioramento per il contenimento delle dispersioni termiche attraverso l'involucro. Attraverso un modello di rete semplificato sono confrontate le prestazioni ex-ante ed ex-post nel caso di rete operante in condizioni tradizionali; lo scenario caratterizzato dalla riqualificazione energetica è inoltre valutato ipotizzando un funzionamento a bassa temperatura (Capitolo 4).

In riferimento al teleriscaldamento attivo, sono introdotti il sistema di acquisizione e monitoraggio e descritte le logiche di controllo di un prototipo di sottostazione di scambio termico bidirezionale, nonché le prove sperimentali eseguite per caratterizzarne le prestazioni, sia in condizioni sostanzialmente stazionarie (5 scenari) che dinamiche (8 scenari con relativi transitori). Con l'obiettivo di realizzare un modello numerico della sottostazione che possa essere inserito in una rete è implementato in Dymola un nuovo modello di scambiatore caratterizzato da un'efficienza dello scambio termico variabile. Dopo un approfondimento orientato ad individuare interventi per un upgrade della sottostazione bidirezionale, è pianificata la seconda campagna sperimentale per verificare il corretto funzionamento e caratterizzare le prestazioni del prototipo di sottostazione in condizioni operative dinamiche e con profili realistici di carico utente e di generazione locale. Sono inoltre indagate possibili nuove configurazioni di rete per il teleriscaldamento attivo (Capitolo 5).

È infine introdotto il contesto normativo del teleriscaldamento efficiente, con particolare riferimento agli aspetti regolatori e ai requisiti tecnici di allacciamento di terzi (Capitolo 6).

2 Modellazione e simulazione di sistemi di teleriscaldamento attraverso Dymola

Dymola è la piattaforma software di riferimento per la simulazione multi-dominio e la progettazione model-based di sistemi dinamici basata sul linguaggio di modellazione open source Modelica®.

Dymola fornisce un ambiente grafico interattivo con librerie personalizzabili e può essere ampliato per applicazioni specializzate. Con Dymola, grazie ad un solutore misto simbolico e numerico, è possibile simulare velocemente le interazioni complesse fra sistemi in molti campi dell'ingegneria. Dymola permette quindi ai suoi utilizzatori di costruire modelli integrati e ottenere dalla simulazione risultati che rappresentano in modo più corretto e dettagliato il sistema reale.

In Dymola il modello matematico fisico rappresenta una descrizione del sistema in cui le relazioni tra le variabili caratteristiche sono espresse in forma matematica, sotto forma di equazioni. I modelli sono basati su:

- equazioni algebriche;
- equazioni differenziali ordinarie (ODE);
- equazioni ibride differenziali algebriche (DAE);
- descrizione del sistema a partire da stati discreti.

Ma d'altro canto i modelli non si basano sulle equazioni differenziali alle derivate parziali.

Si utilizzano differenti tipologie di modelli matematici in base al sistema da modellare ed allo scopo della simulazione:

- lineare o non lineare;
- statico, ad eventi discreti o continuo;
- singolo dominio o multi-dominio;
- a parametri concentrati.

2.2 Linguaggio Modelica

Modelica è un linguaggio object-oriented per modellare sistemi fisici complessi ed eterogenei. Modelica è utilizzabile per descrivere sistemi di diversa natura, in vari domini della fisica (meccanica, elettromagnetismo, termodinamica, fluidodinamica, ecc.) anche simultaneamente. Modelica è un linguaggio dichiarativo, ed è caratterizzato da istruzioni che sono in grado di definire una relazione esistente tra i vari dati e, allo stesso tempo, tra i dati e il risultato desiderato; in questo modo le esecuzioni non seguiranno un ordine specifico, perché tale compito è affidato al compilatore e non alla sintassi del linguaggio. Modelica è un linguaggio di modellazione basato su approccio a-casuale, su equazioni, che è il metodo più immediato e naturale per modellare, permette di scrivere direttamente le equazioni costitutive del modello. Tali equazioni costitutive unitamente alle leggi di conservazione della massa, energia e quantità di moto descrivono i processi coinvolti e il componente stesso inoltre determinano il sistema di equazioni che deve essere risolto e che viene scritto per ciascun modello indipendentemente dalle condizioni al contorno. Il modello del sistema viene assemblato partendo da modelli di componenti elementari, così facendo è possibile arricchire o modificare modelli realizzati con i soli componenti principali che possono quindi essere riutilizzati in svariate applicazioni. Un ulteriore vantaggio del linguaggio Modelica è la programmazione ad oggetti, che riesce a sfruttare appieno le interfacce grafiche. Si riesce a riconoscere immediatamente il sistema preso in esame, mediante le icone con cui è rappresentato. Inoltre le connessioni fisiche tra i vari componenti sono date da semplici linee di collegamento. Ciò comporta la definizione di porte fisiche, dette connettori, che sono come interfacce standard dotate di ingressi e uscite e contenenti le equazioni che definiscono il rapporto fra le grandezze delle entità che vanno ad unire. I connettori in Modelica rappresentano istanze della classe connector, i quali dichiarano le variabili che costituiscono le grandezze con cui diversi componenti interagiscono tra loro. Con l'utilizzo dei connettori è possibile creare modelli riutilizzabili: infatti si può sostituire una parte del modello

del sistema con una più dettagliata o più semplificata, senza condizionarne il resto. Questo implica che nella sua definizione possono comparire solo variabili locali e quelle legate ai connettori.

Per i connettori però esistono delle regole:

1. le connessioni tra componenti avvengono solo per mezzo di connettori compatibili;
2. i nomi e i tipi delle variabili definite in due connettori devono essere uguali affinché si possano interfacciare.

Nella programmazione orientata agli oggetti il codice è organizzato sotto forma di classi. In Modelica l'elemento di base è la classe (*class*), detta anche modello, e quindi tutti gli oggetti Modelica sono delle tipologie di classi. Grazie a questa struttura sarà necessario imparare solamente il concetto di classe, in quanto le altre tipologie sono solamente delle sue estensioni aventi alcune restrizioni, quindi i concetti di inizializzazione, ereditarietà, definizione, ecc. saranno gli stessi per ogni tipologia di classe.

In particolare l'ereditarietà è una caratteristica tipica del linguaggio *Object-Oriented*; la classe base (super classe) viene estesa per crearne una più specializzata, detta classe derivata. Questo implica che i dati e le equazioni della classe base vengano copiati in quella derivata. Ciò comporta anche una dipendenza, infatti, i dati, i comportamenti, le istanze, le equazioni ed altri contenuti vengono copiati nelle sottoclassi.

2.3 Librerie Dymola

2.3.1 Libreria DisHeatLib

Per poter realizzare il modello numerico della rete di teleriscaldamento in esame sono state utilizzate le librerie *Fluid*, *Thermal*, *IBPSA* e *DisHeatLib*. La libreria *Fluid* è la base di partenza utile per modellare una rete di distribuzione. La caratteristica unica dei componenti della libreria è che le equazioni fluidodinamiche e quelle di trasmissione del calore sono disaccoppiate.

Le equazioni di bilancio quasi 1D implementate nella libreria *Modelica.Fluid* sono rispettivamente:

Bilancio di massa:

$$\frac{\partial(\rho A)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho A v)}{\partial x} = 0 \quad (2.1)$$

Bilancio della quantità di moto:

$$\frac{\partial(\rho A v)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho A v^2)}{\partial x} = - \frac{\partial(\rho A g z)}{\partial x} - F_f \quad (2.2)$$

dove F_f è il termine d'attrito di *Fanning*:

$$F_f = \frac{1}{2} \rho \cdot v \cdot v \cdot f \cdot S \quad (2.3)$$

Bilancio di energia:

$$\frac{\partial(\rho A u)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v (u + \frac{p}{\rho}) A v)}{\partial x} = \frac{\partial(\rho A v)}{\partial x} - v F_f - \frac{\partial}{\partial x} \left(k A \frac{\partial T}{\partial x} \right) - \dot{Q}_e \quad (2.4)$$

I bilanci di massa ed energia sono soddisfatti nei punti di connessione (miscelamento perfetto). Per poter implementare tali equazioni in Dymola è necessario l'opportuno utilizzo di modelli, i *pipe*, unitamente a modelli di perdite di carico. Difatti i *pipe* vengono utilizzati per la modellazione del flusso in condotti. Come prima distinzione si possono identificare due diverse tipologie di pipe:

- ✓ *StaticPipe*, implementazione stazionaria delle equazioni di bilancio;
- ✓ *DynamicPipe*, presenza dei termini instazionari e discretizzazione spaziale staggered.

In entrambi i modelli è possibile implementare le caratteristiche termiche e fluidodinamiche. L'impiego del condotto dinamico consente di effettuare un'analisi in regime transitorio del modello preso in esame e di considerare i termini dovuti alla trasmissione del calore.

La libreria *IBPSA* consente di progettare e modellare il funzionamento del sistema involucro- impianto degli edifici e delle comunità energetiche. L'intento è quello di poter progettare e gestire un edificio o un quartiere in modo ottimale e definirlo come un sistema in maniera tale da poterne definire le prestazioni per eliminare e diminuire la domanda energetica. Per fare questo è necessario definire l'edificio come un unico sistema involucro – impianto. Tale analisi a livello di sistema richiede simulazione e ottimizzazione multi-fisica e multi-scala utilizzando opportuni modelli termici e di controllo. La libreria *IBPSA* è utilizzata come nucleo di più librerie, come le librerie *Buildings* e *DisHeatLib*. In particolare, *DisHeatLib* è stata creata appositamente per la modellazione delle reti di teleriscaldamento. Gli aspetti base che la caratterizzano si possono riassumere nei seguenti punti:

- ✓ possibilità di studio di fenomeni di trasporto (es. propagazione di onde di temperatura, perdite di calore, portate nulle o a flusso inverso, ecc.);
- ✓ inserimento di sorgenti termiche multiple (es. livelli di temperatura di fornitura del calore differenti e variabili nel tempo, flussi energetici bidirezionali, ecc.);
- ✓ considerazione di molti dettagli termoidraulici;
- ✓ utilizzo di esplicite funzioni di controllo;
- ✓ inserimento di serbatoi di stoccaggio termico, caratteristiche termiche delle tubazioni, ecc.;
- ✓ possibilità di interfacciarsi con modelli diversi di buildings, di reti elettriche e di strategie di controllo esterne.

Queste sono tutte caratteristiche fondamentali per poter simulare al meglio un distretto energetico, in maniera da poter valutare la domanda elettrica e termica. Per questo sarà implementato un sistema di controllo che si interfaccia con la rete. Molti dei componenti fondamentali della libreria dedicata al teleriscaldamento sono presenti nella libreria Modelica *IBPSA*. In Tabella 2.1 si riassumono i componenti, *packages*, principali per la costruzione di una rete di teleriscaldamento, che sono descritti ai paragrafi successivi.

Tabella 2.1. Componenti principali di un sistema di teleriscaldamento

Package	Elemento del sistema TLR
Supply	Centrali termiche
Substations	Sottostazioni
Storage	Accumulo termico
Pipes	Tubazioni/condotti
Demand	Domanda termica
Controls	Sistemi di controllo
Boundary	Condizioni climatiche

2.3.1.1 Supply – Centrali termiche

La classe *Supply* contiene diverse specifiche di centrali termiche.

“Supply_pT”: è modellata come una sorgente di pressione con una temperatura di mandata prescritta; la pressione di mandata può essere fissata o con un Δp , differenza di pressione, di set-point oppure attraverso un controllore PI che riceve le misure dalla rete. La temperatura di mandata può essere impostata costante o controllata in base alla temperatura esterna; il componente principale della centrale è quello di uno scambiatore di calore ideale (*heater*), seguito da una pompa (“*IBPSA.Fluid.Movers.FlowControlled_dp*”) caratterizzata da un consumo elettrico, che è impostato di default pari al calore ceduto in aggiunta al fluido. Usando l'impostazione della caratteristica “*powerCha*” si può modellare la centrale come cogenerativa.

“Supply_QT”: è praticamente uno scambiatore di calore ideale (*heater*) con una temperatura di mandata prescritta, preceduto da una pompa (“*IBPSA.Fluid.Movers.FlowControlled_m_flow*”) la cui portata in massa è controllata da un controllore PI, che riceve come input il set-point per la generazione di calore; anche in

questo caso la pompa è caratterizzata da un consumo elettrico, che si considera di default pari al calore ceduto in aggiunta al fluido. Anche questo modello, con l'uso dell'impostazione della caratteristica "powerCha", si può modellare come centrale cogenerativa.

"Supply T": modellata come uno scambiatore di calore ideale (*heater*) con una temperatura di mandata prescritta; usando l'impostazione della caratteristica "powerCha" si può modellare la centrale come cogenerativa.

"Supply Boiler": modellata come una "Supply_QT". La centrale riscalda un serbatoio di accumulo ("DisHeatLib.Storage.StorageTank") quando la sua temperatura interna è troppo bassa, seguito da un miscelatore che mescola l'acqua calda in alto con quella fredda in basso all'accumulo per fornire la portata in massa richiesta e soddisfare una data domanda termica. Tra gli *input* è inserita la portata in massa massima che in ogni caso pone un limite al flusso termico.

2.3.1.2 Substations – Sottostazioni

Le *Substations* sono componenti utili a modellare le sottostazioni presenti alle utenze.

Nei modelli di "BaseStations" sono presenti diverse tipologie di collegamento tra il circuito primario e il secondario, diretto o indiretto, con pompa di calore o meno.

La "SubstationSingle" è realizzata come una singola sottostazione ed è uno dei modelli presenti tra le diverse "BaseStations". Tale sottostazione ha lo scopo di riscaldare il circuito secondario, collegata ad una valvola di bypass del circuito primario, che può essere chiusa se la temperatura di mandata in stazione scende al di sotto di un dato valore prescritto.

La "SubstationParallel" è costituita da due sottostazioni in parallelo; è anch'esso un modello tra le "BaseStations" e ha lo scopo di soddisfare separatamente le domande di acqua calda sanitaria (*DHW–Domestic Hot Water*) e di riscaldamento (*SH–Space Heating*). Anche questa classe ha una valvola di bypass del circuito primario che può essere chiusa se la temperatura di mandata in stazione scende al di sotto di un dato valore.

2.3.1.3 Storage – Accumulo Termico

Nei packages *Storage* si possono trovare i modelli di serbatoio di accumulo termico.

Lo "StorageTank" è un modello di accumulo termico stratificato, dotato di porte distinte per il circuito primario e secondario ed è caratterizzato da una prescrizione di temperatura ambiente costante per la definire le perdite termiche.

Lo "StorageTankHEX" è un modello di accumulo termico stratificato, dotato di uno scambiatore di calore interno dove il circuito secondario costituisce un circuito chiuso; anche in questo componente è possibile settare una temperatura ambiente costante per la modellazione delle perdite termiche.

2.3.1.4 Pipes – Condotti

Nel pacchetto dedicato ai *pipe* sono presenti una buona quantità di modelli utili a simulare le tubazioni della rete, in grado di poter simulare in un unico ramo sia la linea di mandata, sia la linea di ritorno. È inoltre presente un catalogo di tubazioni pre-isolate Isoplus Standard, da poter utilizzare nei modelli.

Nel modello "DualStaticPipe" sia la mandata sia il ritorno sono modellati con una "Modelica.Fluid.Pipes.StaticPipe", tubazione rettilinea costituita da una sezione di passaggio costante, governata da equazioni di bilancio in stato stazionario, con l'assenza di accumulo di massa o energia; si dimostra utile per semplici connessioni con serbatoi o altri componenti di stoccaggio.

Invece, nel modello denominato "DualPipe" la mandata e il ritorno sono modellate con due "IBPSA.Fluid.FixedResistances.PlugFlowPipe". Le perdite termiche sono calcolate considerando un tempo di ritardo nel trasporto del fluido, che è idealizzato come *plug-flow* (velocità del fluido costante su tutta la sezione di passaggio perpendicolare all'asse del tubo); il modello tiene conto dell'inerzia termica della parete del tubo con l'aggiunta di un componente rappresentativo delle capacità termiche.

2.3.1.5 Demands – Domanda termica

In questo pacchetto sono presenti i componenti utili a simulare la domanda termica. In particolare, si ha un modello di simulazione generico denominato “Demand” in cui occorre specificare il cosiddetto “DemandType”, scegliendo tra due modelli inclusi nella sottoclasse “BaseDemands”.

In “FixedReturn” è presente uno scambiatore di calore (*cooler*) in cui è possibile settare la temperatura di ritorno del secondario come costante o determinata da un profilo variabile nel tempo. L’elemento “Radiator” è invece implementato a tutti gli effetti come un radiatore che utilizza la normativa standard UNI EN 442-2 per calcolare la temperatura di ritorno del secondario, in uscita dal radiatore, in funzione della temperatura a cui si vuole mantenere la stanza e della temperatura di mandata.

2.3.1.6 Boundary – Condizioni climatiche

Questa classe va utilizzata per imporre le condizioni climatiche esterne al sistema. Nello specifico, i modelli inseriti consentono di tenere conto della variabilità nel tempo delle perdite termiche della rete.

“SoilTemperature” consente di modellare la temperatura del terreno indisturbato o come costante o come variabile nel tempo in funzione della profondità delle tubazioni secondo le equazioni di Kusuda [1].

“OutsideTemperature” permette di considerare una temperatura dell’ambiente esterno costante o definita da un profilo variabile nel tempo.

Nella sezione controlli sono presenti i diversi tipi di modelli di controllo utili per le simulazioni dinamiche delle reti.

3 Caso studio della rete del Campus Universitario di Parma

3.1 Descrizione della rete

La rete di teleriscaldamento e teleraffrescamento a servizio del Campus Universitario di Parma è suddivisa in quattro diverse branche: la “Nuova Sud”, la “Vecchia Sud” (in via di dismissione), la “Nuova Nord” e la “Vecchia Nord”. La rete è alimentata da cinque caldaie a gas naturale (circa 18 MW) e da tre gruppi frigoriferi. In particolare, la rete di teleriscaldamento è caratterizzata da temperature di progetto pari a 80 °C/55 °C (mandata/ritorno), mentre le temperature di progetto della rete di teleraffrescamento sono pari a 7 °C/12 °C (mandata/ritorno).

Il presente documento si focalizza sull’analisi di una parte della rete di teleriscaldamento, la Nuova Sud. Questa parte della rete ha un’estensione pari a circa 4 km e alimenta 12 edifici, i quali richiedono alla centrale termica una potenza totale di picco pari a circa 12 MW, per un volume riscaldato di circa 150.000 m³. Una vista satellitare della rete è riportata in Figura 3.1, la quale mostra mediante un indice numerico gli edifici ad essa. Questo indice trova corrispondenza in Tabella 3.1, che descrive la destinazione d’uso di ogni utenza servita dalla rete.



Figura 3.1. Vista satellitare del Campus di Parma con la numerazione delle utenze servite dalla rete di teleriscaldamento (Google Maps)

Tabella 3.1. Nomi degli edifici serviti dalla rete Nuova Sud

ID Utenza	Utenza servita
8	Archivio Storico
11	Scienze degli Alimenti
19	Laboratorio Materiali
32	Tecnopolo
34	Scienze della Terra
39	Centro la Grande Copisteria
44	Bar
47	Centro la Grande Chiesa/Aule
53	Polifunzionale/Auditorium
65	Palacampus
68	Ingegneria Scientifica
69	Mensa

Per quanto riguarda la topologia della rete, essa è mostrata in Figura 3.2, mentre i diametri delle tubazioni, sono riportati in Tabella 3.2, unitamente alle lunghezze di ciascun ramo, allo spessore dell'isolante termico ed alla sua conducibilità termica.

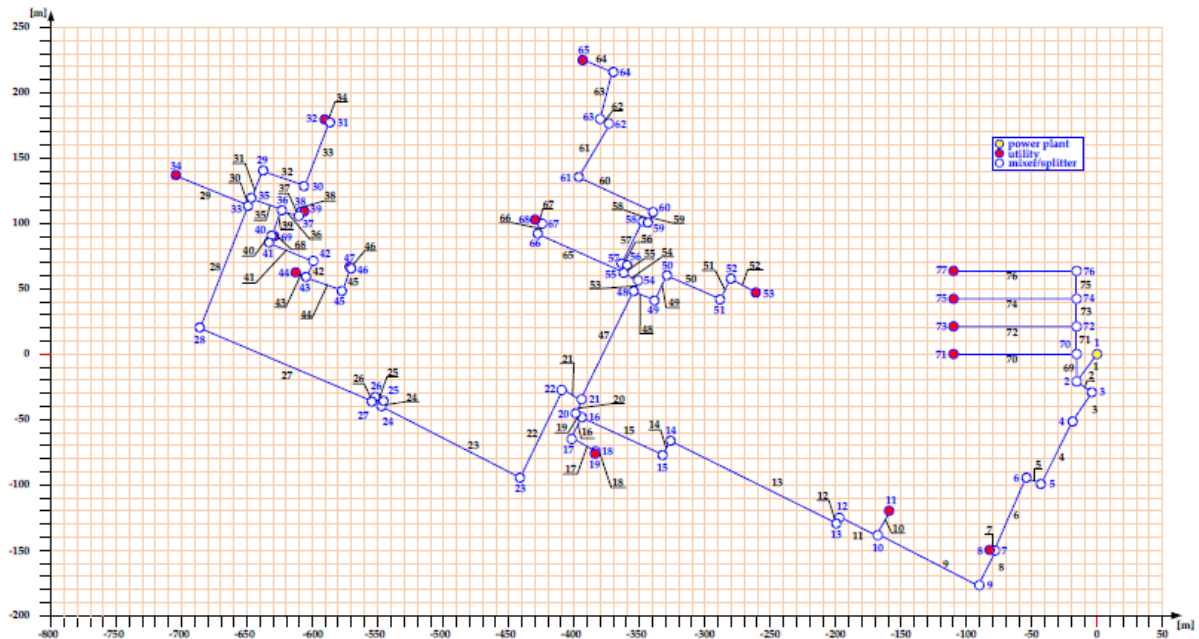


Figura 3.2. Mappa della rete Nuova Sud del Campus di Parma [2]

Tabella 3.2. Dati rami rete Nuova Sud di Parma

Rami	Diametro tubazione [m]	Spessore isolante [mm]	Coefficiente di conduzione isolante [$W/(m \cdot K)$]	Lunghezza [m]
1_7	0,200	47,95	0,040	193,46
7_8	0,080	35,55	0,040	4,12
7_10	0,200	47,95	0,040	115,81
10_11	0,080	35,55	0,040	20,53
10_16	0,200	47,95	0,040	259,46
16_19	0,080	35,55	0,040	40,94
16_21	0,200	47,95	0,040	17,40
21_33	0,200	47,95	0,040	469,76
33_34	0,125	42,65	0,040	60,04
33_35	0,200	47,95	0,040	6,64
35_32	0,100	42,85	0,040	113,57
35_36	0,125	42,65	0,040	25,22
36_39	0,110	42,50	0,040	19,98
36_40	0,125	42,65	0,040	20,93
40_69	0,100	42,85	0,040	2,20
40_43	0,125	42,65	0,040	55,78
43_44	0,110	42,50	0,040	8,68
43_47	0,110	42,50	0,040	49,96
21_48	0,200	47,95	0,040	91,82
48_53	0,100	42,85	0,040	123,45
48_55	0,200	47,85	0,040	21,50

55_68	0,150	41,00	0,040	86,61
55_65	0,100	42,85	0,040	235,54

3.2 Simulazione della rete in condizioni di progetto

3.2.1 Dati di input

Inizialmente, è stato scelto di modellare funzionamento della rete in regime stazionario ed in condizioni di progetto, al fine di validare il modello numerico implementato in un contesto relativamente semplice e controllabile anche mediante un foglio di calcolo. A tal fine, è stato implementato un modello numerico della rete Nuova Sud mediante il *software* OpenModelica (OM).

I dati di progetto della rete sono stati forniti dal gruppo di Sistemi Energetici del Dipartimento DIN dell'Università di Bologna. In particolare, i dati di massima richiesta termica alle utenze sono riportati in Tabella 3.3, mentre il salto termico di progetto alle utenze è stato considerato pari a $\Delta T = 25 \text{ }^\circ\text{C}$.

Considerando tale salto termico e partendo dal carico termico di progetto Q_k , per l'utenza k -esima è possibile calcolare la portata d'acqua richiesta G_k invertendo la seguente equazione:

$$Q_k = G_k c_p \Delta T \quad (3.1)$$

dove c_p è la capacità termica a pressione costante dell'acqua, considerata pari a $4184 \left[\frac{\text{J}}{\text{kg K}} \right]$.

Tabella 3.3. Carico termico di progetto e portata attesa per ogni utenza

ID Utenza	Carico massimo [kW]	Portata d'acqua attesa [kg/s]
8	250,00	2,39
11	897,00	8,58
19	825,00	7,89
32	535,00	5,11
34	2505,00	23,95
39	278,00	2,66
44	25,00	0,24
47	100,00	0,96
53	705,00	6,74
65	683,00	6,53
68	4515,00	43,16
69	193,00	1,85

Per quanto riguarda le pressioni, in centrale è stata imposta una pressione di mandata pari a 8,40 bar, mentre sul ramo di ritorno è stata imposta una pressione pari a 3,00 bar. La temperatura di mandata in centrale è costante e pari a $80 \text{ }^\circ\text{C}$. Il calcolo delle dispersioni termiche è stato effettuato considerando cautelativamente (al fine di sovrastimare le dispersioni termiche) una temperatura pari a $-5 \text{ }^\circ\text{C}$.

3.2.2 Modello di calcolo

Al fine di ridurre quanto più possibile i tempi di calcolo, la modellazione della rete è stata effettuata unendo in un unico tratto le tubazioni connesse fra loro che presentano le stesse caratteristiche sia dal punto di vista idraulico che termico. La rete è modellata utilizzando OM e sfruttando i componenti messi a disposizione dalla libreria open source di Modelica e dalla libreria sviluppata dalla *International Building Performance Simulation Association* (IBPSA). Partendo dai modelli base per la modellazione del flusso turbolento nelle

tubazioni è stato sviluppato un modello *ad hoc* di tubazione denominato “DualDynamicPipe”, mostrato in Figura 3.3 e Figura 3.4.

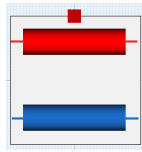


Figura 3.3. Icona che identifica il componente "DualDynamicPipe"

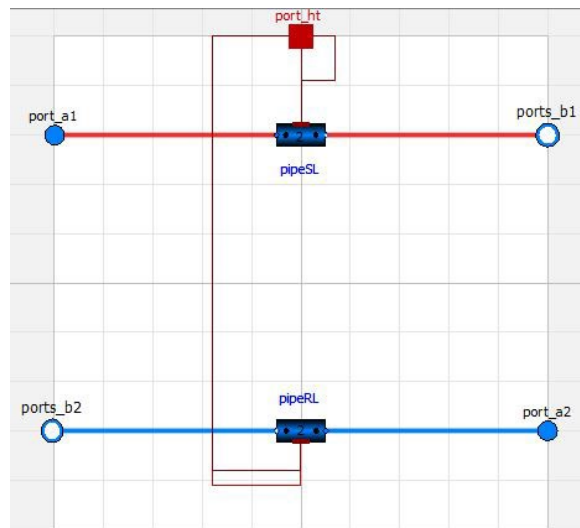


Figura 3.4. "DiagramView" del "DualDynamicPipe" in OM

Tale componente è stato sviluppato partendo dal componente della libreria di Modelica denominato “DynamicPipe” e consente agevolmente di inserire con un solo blocco sia la linea di mandata che la linea di ritorno. Inoltre, entrambe le linee sono collegate ad una porta termica in modo da modellare le dispersioni termiche verso il suolo. Tale componente risulta quindi particolarmente adatto ad essere utilizzato nella modellazione delle reti di teleriscaldamento. Il componente “DualDynamicPipe” implementato consente di modellare il flusso turbolento nelle tubazioni sia in regime stazionario sia in regime transitorio, risolvendo nel tempo le equazioni differenziali che descrivono la conservazione di massa, energia e momento della quantità di moto con il metodo dei volumi finiti. Il numero di nodi utilizzati per l’integrazione spaziale delle equazioni è modificabile mediante l’impostazione “nNodes”, da cui si ottengono un numero di bilanci di massa e di energia pari a “nNodes” e un numero di bilanci di momento di quantità di moto pari a “nNodes-1”. Nel presente lavoro di ricerca, al fine di limitare il costo computazionale del modello, ogni tubazione è stata discretizzata con 2 volumi finiti. Si precisa che la formulazione del volume finito utilizzato è monodimensionale, quindi le quantità sono integrate nello spazio nella sola direzione dell’asse longitudinale delle tubazioni modellate.

Ognuno dei due elementi *pipe* riportato in Figura 3.4 implementa sia le caratteristiche idrauliche che termiche caratterizzanti la tubazione. A titolo di esempio, in Figura 3.5 si riporta la porzione di codice che definisce le caratteristiche del *pipe* con diametro nominale di 200 mm.

```
record pipeTypeDN200_reteparma
extends DisHeatLib.Pipes.BaseClasses.BasePipe(
  dh=0.2,
  v_nominal=2.4,
  redeclare DisHeatLib.Pipes.BaseClasses.PipeMaterials.Steel pipeMaterial(roughness=2e-5),
  dWall=0.00955,
  kIns=0.04,
  dIns=0.04795);
end pipeTypeDN200_reteparma;
```

Figura 3.5. Porzione di codice Modelica che descrive le caratteristiche di una delle tubazioni della rete Nuova Sud di Parma

Per quanto riguarda il calcolo delle perdite di carico distribuite, per ogni elemento *pipe* *j*-esimo viene valutato (ad ogni istante nel tempo) il numero di Reynolds Re_j come:

$$Re_j = \frac{\rho D_j v_j}{\mu} = \frac{D_j G_j}{\mu A_j} \quad (3.2)$$

dove ρ è la densità del fluido (acqua nel presente lavoro), v_j è la velocità media del fluido, D_j è il diametro della tubazione, μ è la viscosità dinamica del fluido, G_j è la portata in massa e $A_j = \frac{\pi(D_j)^2}{4}$ è l'area della sezione trasversale della tubazione. Dato il numero di Reynolds così calcolato, il fattore di attrito f_j viene valutato mediante la formula di Swamee-Jain [3] come:

$$f_j = \frac{0,25}{\left(\log \left(\frac{\varepsilon}{3,7D_j} + \frac{5,74}{Re_j^{0,9}} \right) \right)^2} \quad (3.3)$$

dove ε è la rugosità della tubazione. Le perdite di carico distribuite Δp_{dj} sono quindi calcolate come:

$$\Delta p_{dj} = f_j \frac{L_j}{D_j} \frac{G_j^2}{2\rho A_j^2} \quad (3.4)$$

dove L_j è la lunghezza della tubazione.

Per quanto riguarda le perdite di carico concentrate, non avendo a disposizione sufficienti dati, nel presente lavoro si sceglie di trascurare il loro effetto sul problema termo-idraulico.

Per quanto invece riguarda il problema termico, la resistenza termica della tubazione R_j viene computata come:

$$R_j = \frac{\ln \left(\frac{0,5D_j + s_{is}}{0,5D_j} \right)}{2\pi k_{is} L_j} \quad (3.5)$$

dove s_{is} rappresenta lo spessore del materiale isolante, mentre k_{is} rappresenta la sua conducibilità termica. Il coefficiente di scambio globale α_{0j} viene quindi calcolato come:

$$\alpha_{0j} = \frac{1}{R_j \pi D_j L_j} \quad (3.6)$$

mentre la potenza termica dissipata $Q_{loss,j}$ viene calcolate come:

$$Q_{loss,j} = \alpha_{0j} * \pi D_j L_j * \Delta T_j \quad (3.7)$$

dove ΔT_j rappresenta la differenza di temperatura fra il fluido che scorre nella tubazione (al suo centro) e la temperatura nell'ambiente di dispersione.

Per quanto riguarda il fluido, è stata considerata l'acqua con le caratteristiche riportate nella libreria "IBPSA.Media.Water". In particolare, il fluido è stato modellato come incomprimibile, con densità pari a 995.586 kg/m^3 e con calore specifico a pressione costante pari a $4184 \text{ J/(kg} \cdot \text{K)}$

Per quanto riguarda l'utenza, al fine di simulare la condizione di progetto, è stato sviluppato un modello di utenza *ad hoc* denominato "SimpleDemand" e mostrato schematicamente in Figura 3.6.

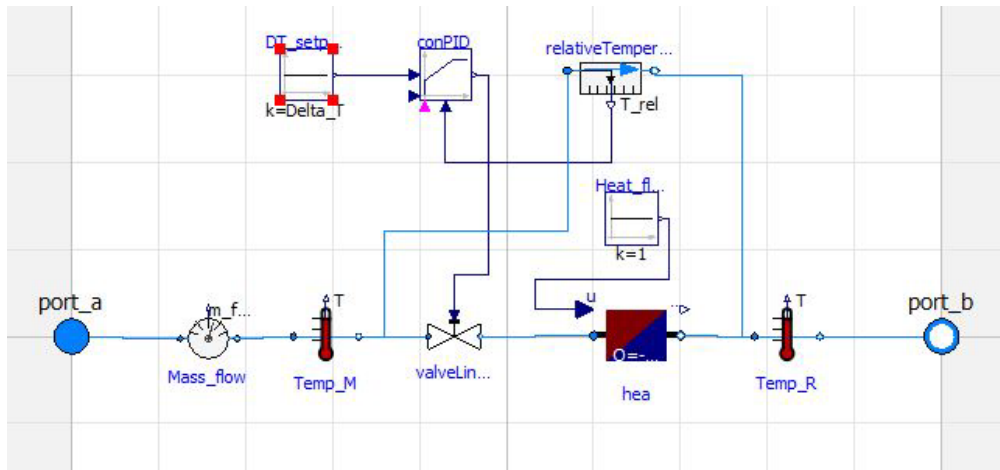


Figura 3.6. "DiagramView" del componente "SimpleDemand" in OM

Il componente "SimpleDemand" implementa mediante un controllore PI un semplice sistema di controllo che mediante una valvola lineare modula la portata che circola dentro lo scambiatore di calore fino a quando il salto termico fra le porte dello stesso eguaglia il salto termico di progetto, ovvero $\Delta T = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$. Lo scambiatore di calore è implementato mediante il componente "heater" che rappresenta uno scambiatore ideale la cui potenza termica è stata prescritta uguale a quella di progetto per ogni utenza, come riportato in Tabella 3.3. In questo modo è possibile calcolare automaticamente quale portata circola in ogni utenza in condizioni di progetto.

Una vista globale del modello implementato così come visibile in OM è riportata in Figura 3.7.

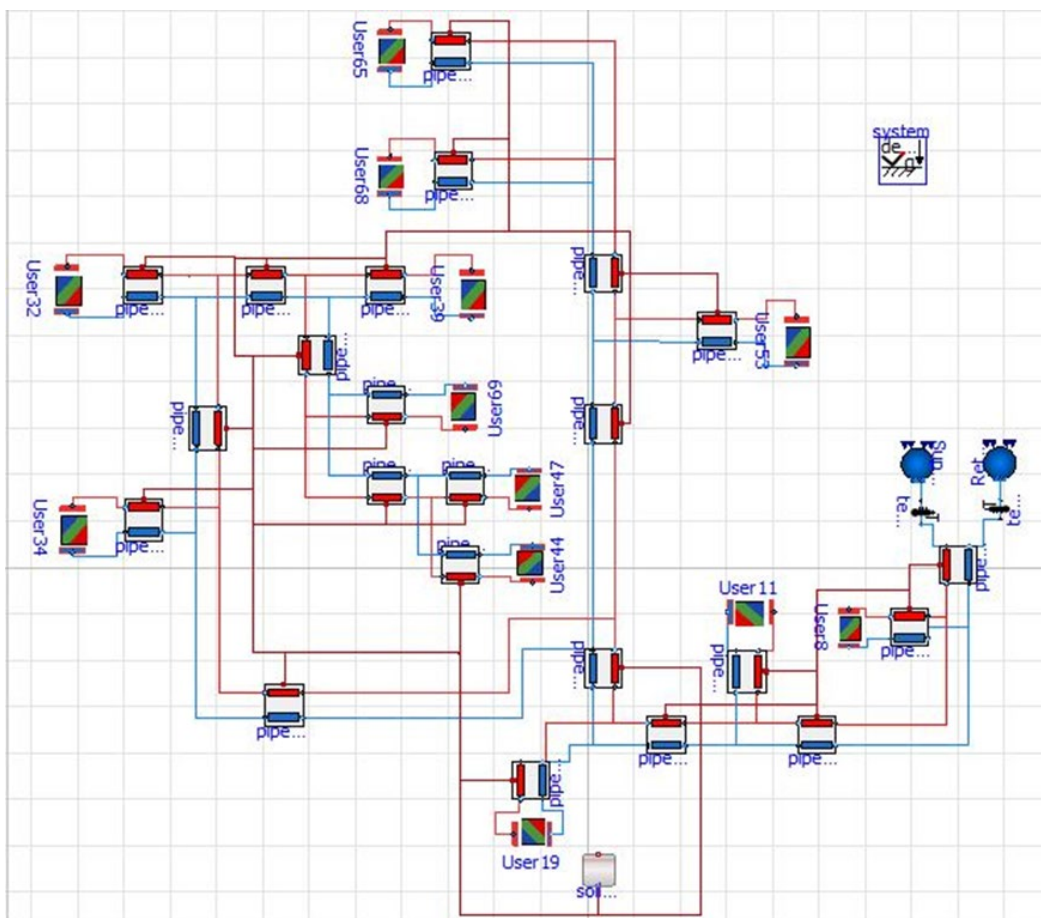


Figura 3.7. "DiagramView" in OM della rete Nuova Sud di Parma in condizioni di progetto

Come specificato in 3.2.1, le pressioni alla mandata e al ritorno in centrale sono costanti (8,40 bar e 3,00 bar, rispettivamente) così come la temperatura di mandata (80 °C). Tali condizioni in centrale sono state implementate mediante il componente “Modelica.Fluid.Sources.Boundary_pT”. Si noti che quindi in questa fase non è stata effettuata una modellazione della centrale. Analogamente, anche la temperatura dell’ambiente di dispersione è considerata costante (-5 °C) e viene quindi implementata mediante il componente “DisHeatLib.Boundary.SoilTemperature”.

Per quanto riguarda l’algoritmo di soluzione, le equazioni di conservazione di massa e dell’energia vengono risolte nel tempo in maniera dinamica, mentre l’equazione di conservazione del momento della quantità di moto viene risolta nella sua formulazione stazionaria, ovvero vengono trascurati i suoi termini di derivazione rispetto al tempo. Si precisa che la soluzione del modello è stata ottenuta mediante un algoritmo numerico dinamico pur essendo tutte le condizioni al contorno stazionarie solo per ragioni di stabilità numerica dell’algoritmo risolutivo. La durata della simulazione è stata tale da consentire il raggiungimento della condizione stazionaria per tutte le variabili di *output* considerate.

3.2.3 Risultati numerici e validazione del modello

Al fine di validare il modello numerico implementato, gli *output* della simulazione vengono confrontati con i risultati numerici ottenuti dall’Università di Bologna mediante il software I.H.E.N.A.

Nella Tabella 3.4 vengono confrontate le portate in massa per ogni ramo dalla rete ottenute con OM e I.H.E.N.A. Come è possibile osservare, la differenza relativa percentuale fra i due *datasets* non supera il valore dello 0,53%, evidenziando come ci sia un ottimo accordo fra i risultati ottenuti con i due *softwares*.

Tabella 3.4. Rete Nuova Sud di Parma in condizioni di progetto: portata in massa nei rami a confronto

Rami (Nodo.x_Nodo.y)	Portata in massa I.H.E.N.A. [kg/s]	Portata in massa OM [kg/s]	Errore relativo [%]
1_7	109,97	109,97	0,00
7_8	2,39	2,39	0,07
7_10	107,59	107,40	0,17
10_11	8,57	8,58	0,07
10_16	99,02	98,83	0,19
16_19	7,88	7,89	0,07
16_21	91,13	90,94	0,21
21_33	34,74	34,76	0,07
33_34	23,93	23,95	0,07
33_35	10,81	10,81	0,07
35_32	5,11	5,11	0,07
35_36	5,69	5,70	0,07
36_39	2,66	2,66	0,07
36_40	3,04	3,04	0,07
40_43	1,19	1,20	0,07
43_44	0,24	0,24	0,09
43_47	0,96	0,96	0,06
21_48	56,40	56,18	0,39
48_53	6,74	6,74	0,07
48_55	49,66	49,44	0,45
55_65	6,53	6,53	0,07
55_68	43,14	42,91	0,53
40_69	1,84	1,85	0,07

La differenza di pressione (percentuale) nei nodi calcolata da OM e I.H.E.N.A. è mostrata in Figura 3.8 e risulta leggermente superiore al medesimo dato ma relativo alla portata in massima, raggiungendo il valore massimo del 2,39%. Tali differenze in termini di pressione nei nodi possono essere dovute al fatto che OM calcola le perdite di carico distribuite secondo la formula di Swamee-Jain, mentre I.H.E.N.A. utilizza la formula di Colebrook-White [4]. Inoltre, nel modello implementato in OM vengono trascurate le perdite di carico in corrispondenza degli scambiatori.

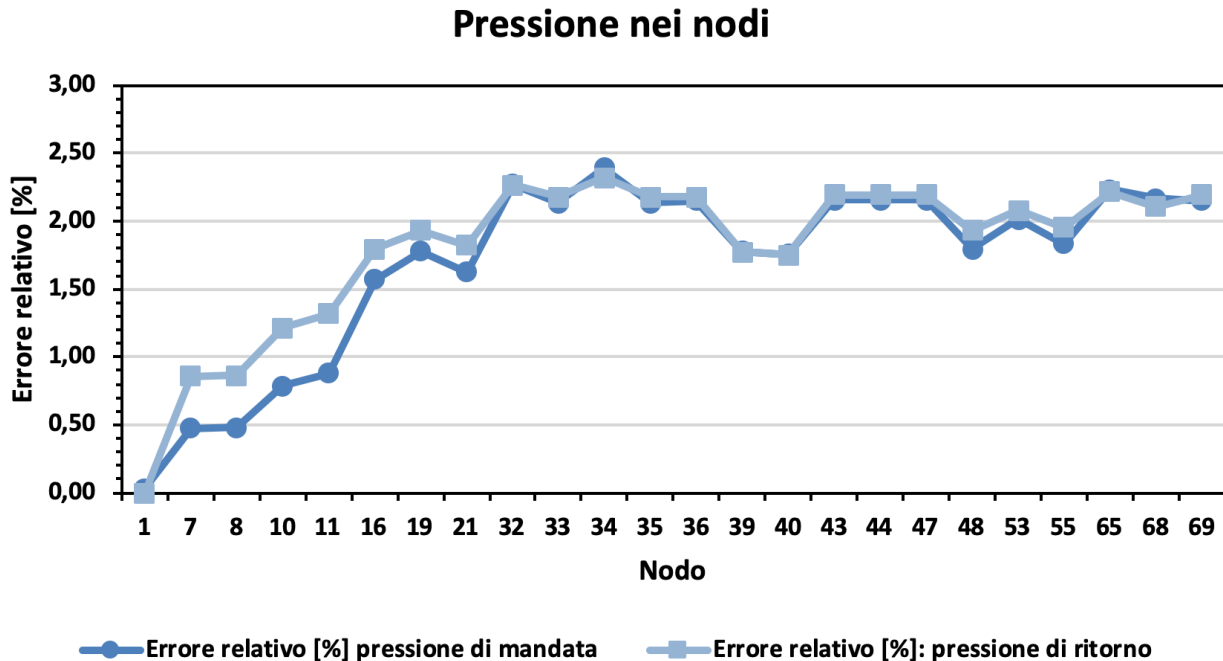


Figura 3.8. Rete Nuova Sud di Parma in condizioni di progetto: errore relativo [%] di pressione nei nodi

Per quanto riguarda invece le temperature nei nodi calcolate dai due *softwares*, come è possibile osservare in Figura 3.9 le differenze sono ridotte e possono essere dovute al fatto che OM e I.H.E.N.A. calcolano le dispersioni al suolo in modi diversi. In particolare, mentre OM utilizza le equazioni riportate in 3.2.2, I.H.E.N.A. calcola α_{H2O} come:

$$\alpha_{H2O} = \left(\frac{s_{is}}{k_{is}} + \frac{s_{wall}}{k_{wall}} + \frac{1}{\alpha_{H2O}} \right)^{-1} \quad (3.8)$$

dove s_{wall} è lo spessore della tubazione, s_{is} è lo spessore dell'isolante, k_{wall} è la conducibilità termica del materiale che costituisce la tubazione, k_{is} è la conducibilità termica dell'isolante mentre α_{H2O} è il coefficiente di convezione dell'acqua. Le differenze percentuali in termini di temperature nei nodi sono comunque ridotte e non superano lo 0,38%.

In Figura 3.10 e Figura 3.11 è possibile osservare, inoltre, che le curve di pressione e di salto termico nei nodi seguono con un buon grado di precisione le curve attese dai risultati di IHENA.

È stato, infine, verificato che il calcolo delle perdite di carico effettuato in OM risulta cautelativo, in quanto le perdite in rete risultano leggermente sovrastimate e conseguentemente anche la potenza termica totale da produrre in centrale. È possibile osservare tali risultati in Tabella 3.5.

Temperatura nei nodi

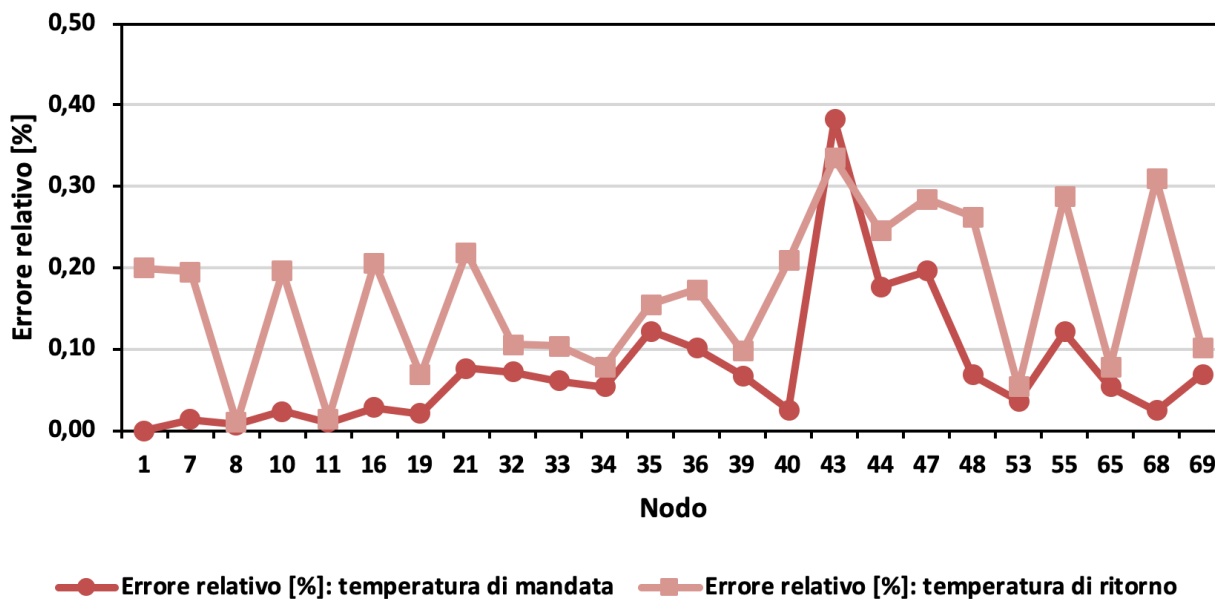


Figura 3.9. Rete Nuova Sud di Parma in condizioni di progetto: errore relativo [%] di temperatura nei nodi

Salto di pressione nei nodi

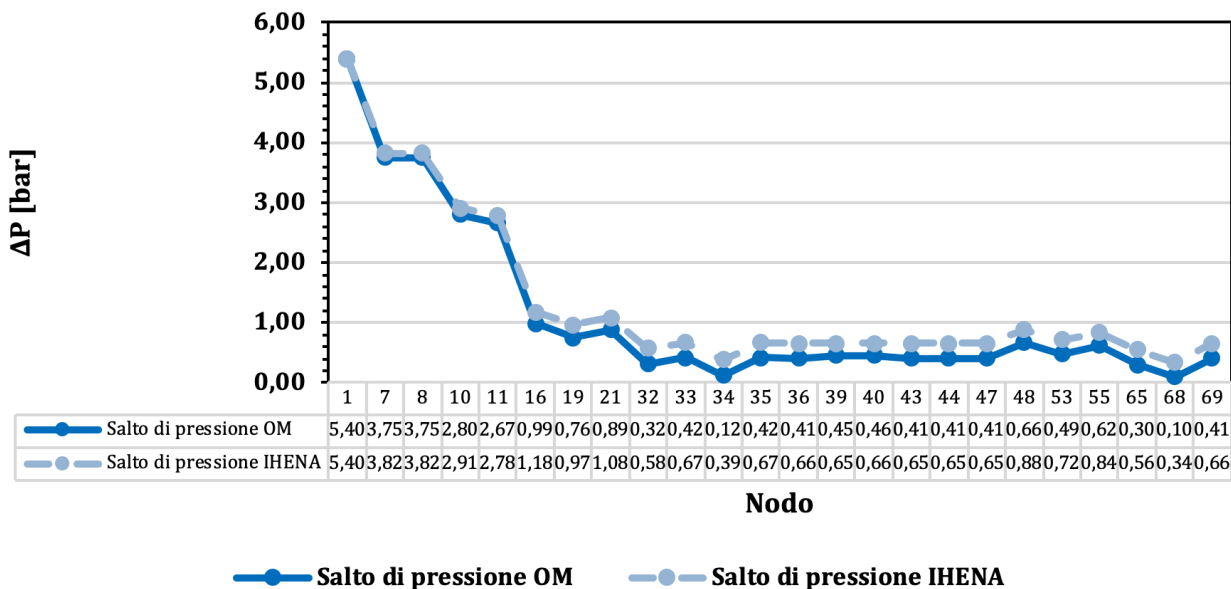


Figura 3.10. Rete Nuova Sud di Parma in condizioni di progetto: salto di pressione nei nodi a confronto

Salto termico nei nodi

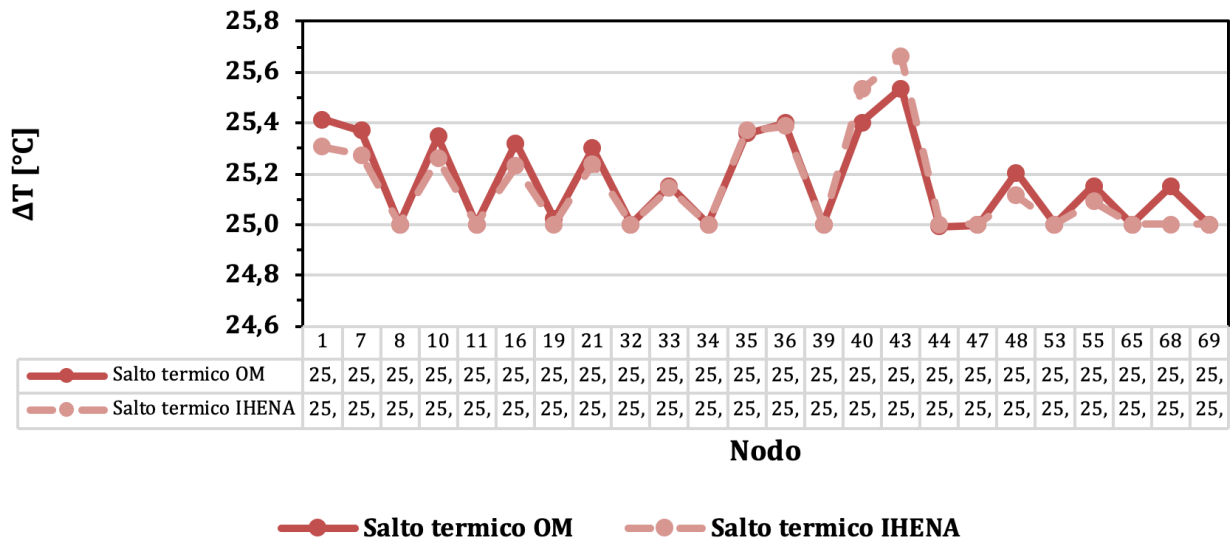


Figura 3.11. Rete Nuova Sud di Parma in condizioni di progetto: salto termico nei nodi a confronto

Tabella 3.5. Rete Nuova Sud di Parma in condizioni di progetto: potenze termiche a confronto

RISULTATI GENERALI	IHENA	OM
Potenza termica totale richiesta alle utenze Q_{demand} [kW]	11.511,00	11.511,00
Potenza termica fornita dalla centrale Q_{supply} [kW]	11.651,80	11.693,92 (+0,36%)
Potenza termica dissipata in rete Q_{soil} [kW]	140,80	163,91 (+16,41%)

3.3 Simulazione della rete in condizioni dinamiche

Partendo dal modello della rete validato nella sezione 3.2 per la condizione di *design*, in questa sezione viene descritto il modello dinamico implementato per lo studio della rete, che ha lo scopo di simulare il comportamento della stessa quando questa viene sottoposta a richieste termiche variabili nel tempo. In particolare, si vuole analizzare il comportamento della rete durante una intera stagione di riscaldamento, considerando che le domande termiche di ciascuna utenza siano variabili di ora in ora. A tale scopo, risulta necessario modificare i componenti con cui sono modellate le utenze con nuovi modelli, appositamente adattati all'esigenza di simulazione. Dato l'aumento del costo computazionale del modello, dovuta ad un maggior numero di equazioni da risolvere, è stato scelto di utilizzare il software commerciale Dymola (DYM), che implementando algoritmi di risoluzione delle equazioni proprietari riesce efficacemente a contenere i tempi di calcolo.

3.3.1 Dati di input

I profili di carico termico che caratterizzano la domanda di ogni utenza sono stati forniti dal gruppo di Sistemi Energetici del Dipartimento di Ingegneria Industriale dell'Università di Bologna, in collaborazione con l'Università di Parma. Nello specifico, sono state considerate le potenze termiche medie orarie richieste per il riscaldamento degli edifici durante l'anno 2018. Tali potenze sono state stimate dalle Università, assumendo le seguenti ipotesi:

- stagione annuale di riscaldamento per Parma (zona climatica E [5]) dal 15 ottobre al 15 aprile, con l'esclusione dell'ultima settimana di dicembre e della prima di gennaio, che rappresentano periodi di chiusura del campus;

- accensione dell'impianto di riscaldamento dal lunedì al venerdì, ad eccezione del Palacampus (utenza 65), il quale è riscaldato anche il sabato;
- fascia oraria giornaliera di riscaldamento 7:00-18:00 per tutti gli edifici, ad eccezione del Palacampus (utenza 65), il quale necessita di riscaldamento fino alle 22:00, del bar (utenza 44), che è riscaldato fino alle 19:00 e del plesso di Scienze della Terra (utenza 34), in cui si accende il riscaldamento dalle 8:00 alle 18:00.

I grafici che mostrano le potenze termiche richieste per ogni utenza servita dalla rete e per tutta l'annualità sono riportati dalla Figura 3.12 alla Figura 3.23. La potenza termica totale richiesta dalle utenze è invece riportata in Figura 3.24.

Utenza 8 - ARCHIVIO STORICO

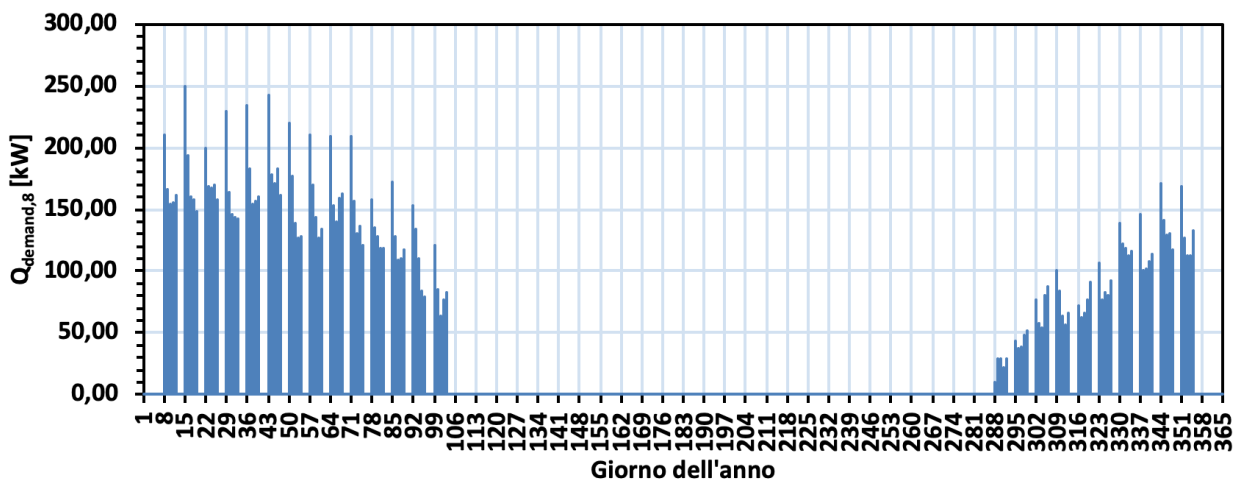


Figura 3.12. Profilo di carico medio orario stimato per l'anno 2018 - utenza 8 (archivio storico)

Utenza 11 - SCIENZE DEGLI ALIMENTI

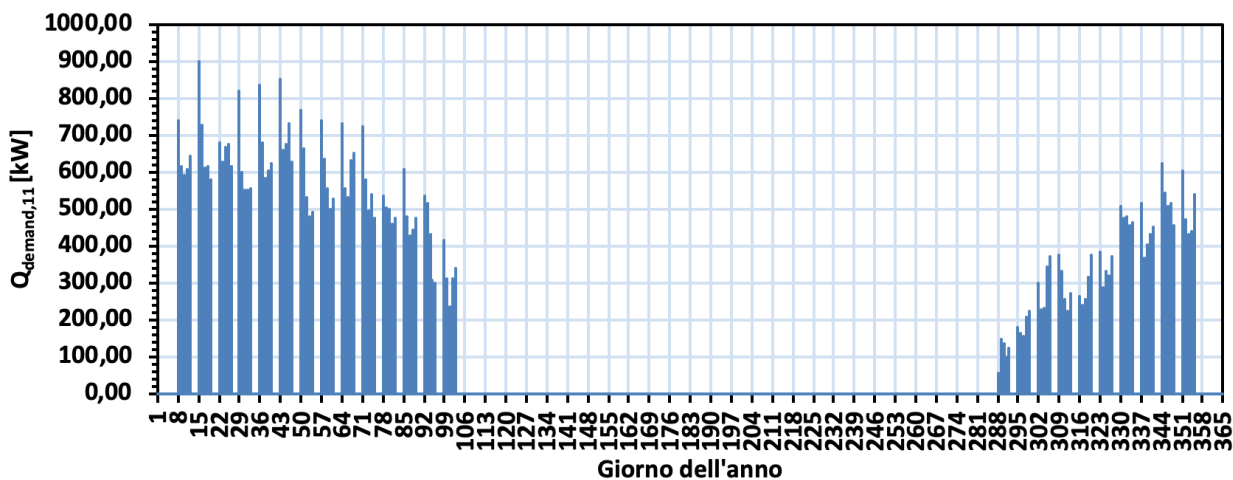


Figura 3.13. Profilo di carico medio orario stimato per l'anno 2018 - utenza 11 (scienze degli alimenti)

Utenza 19 - LABORATORIO MATERIALI

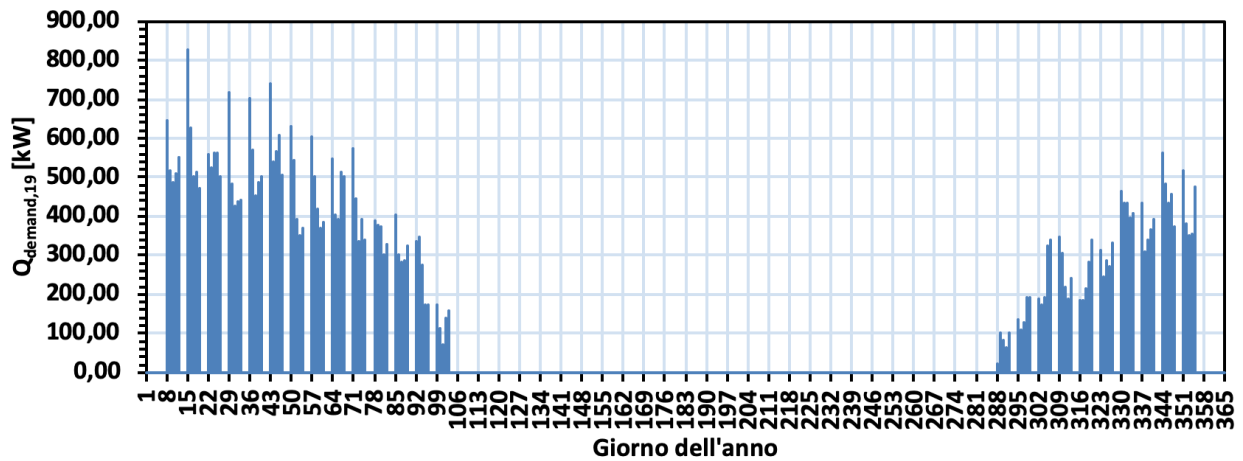


Figura 3.14. Profilo di carico medio orario stimato per l'anno 2018 - utenza 19 (laboratorio materiali)

Utenza 32 - TECNOPOLO

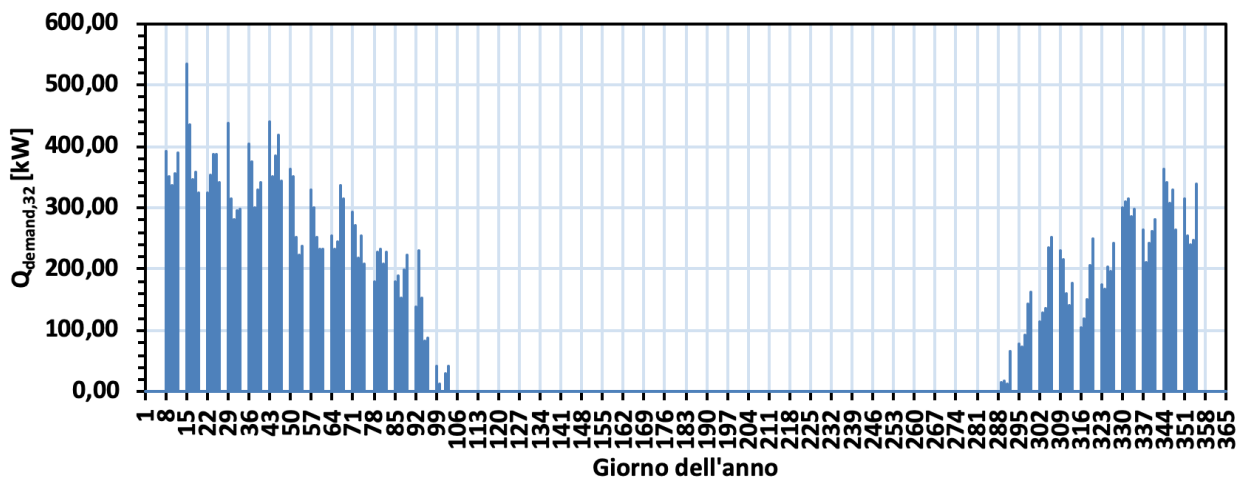


Figura 3.15. Profilo di carico medio orario stimato per l'anno 2018 - utenza 32 (tecnopolo)

Utenza 34 - SCIENZE DELLA TERRA

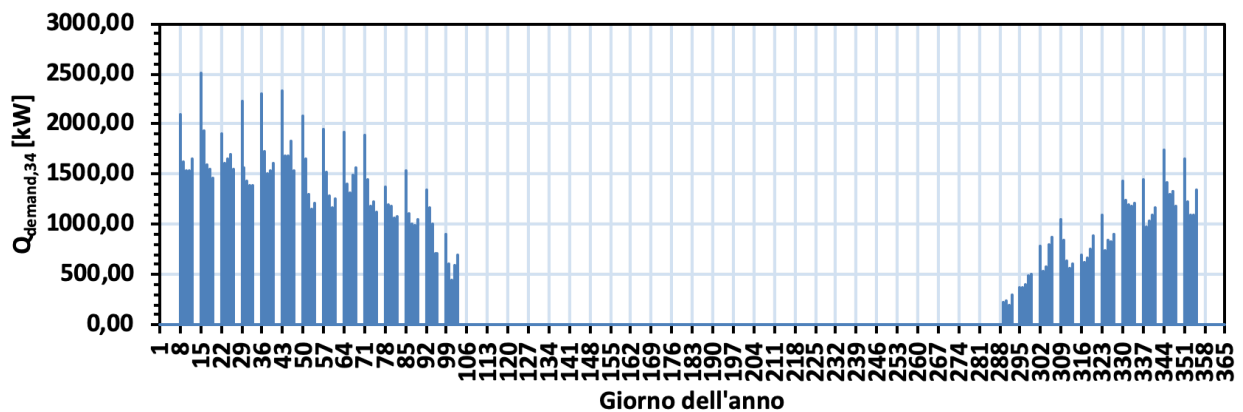


Figura 3.16. Profilo di carico medio orario stimato per l'anno 2018 - Utenza 34 (scienze della Terra)

Utenza 39 - CENTRO LA GRANDE COPISTERIA

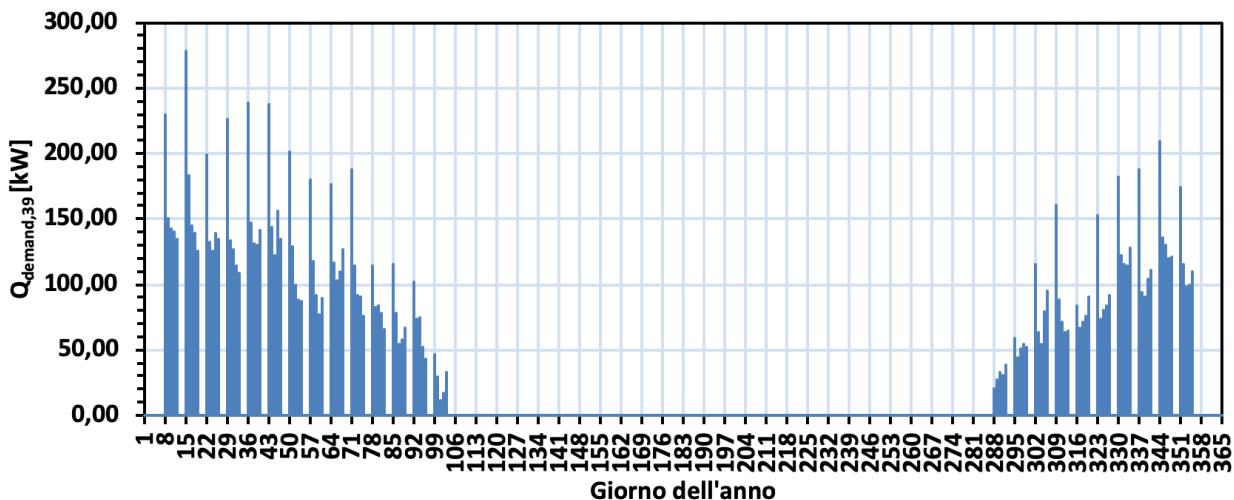


Figura 3.17. Profilo di carico medio orario stimato per l'anno 2018 - utenza 39 (centro la grande copisteria)

Utenza 44 - BAR

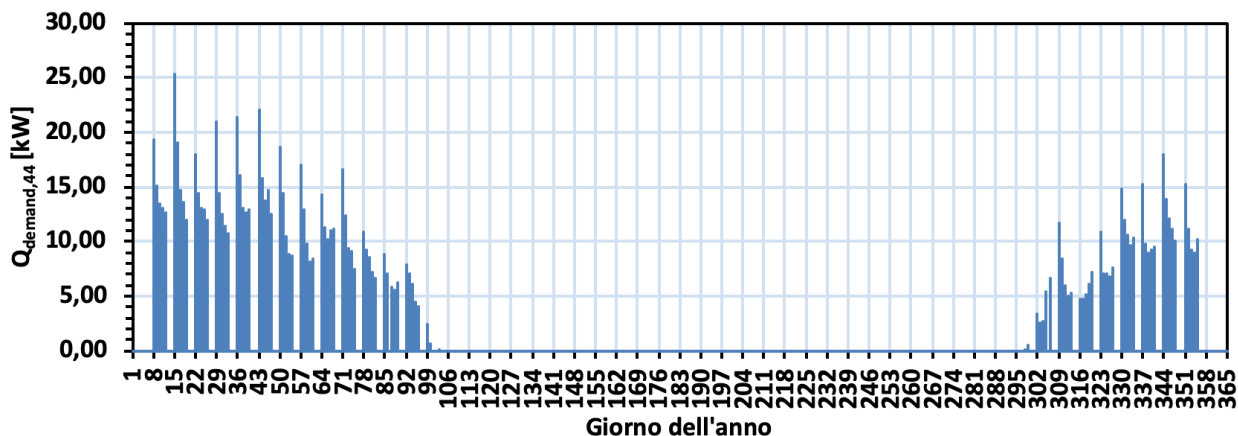


Figura 3.18. Profilo di carico medio orario stimato per l'anno 2018 - utenza 44 (bar)

Utenza 47 - CENTRO LA GRANDE CHIESTA/AULE

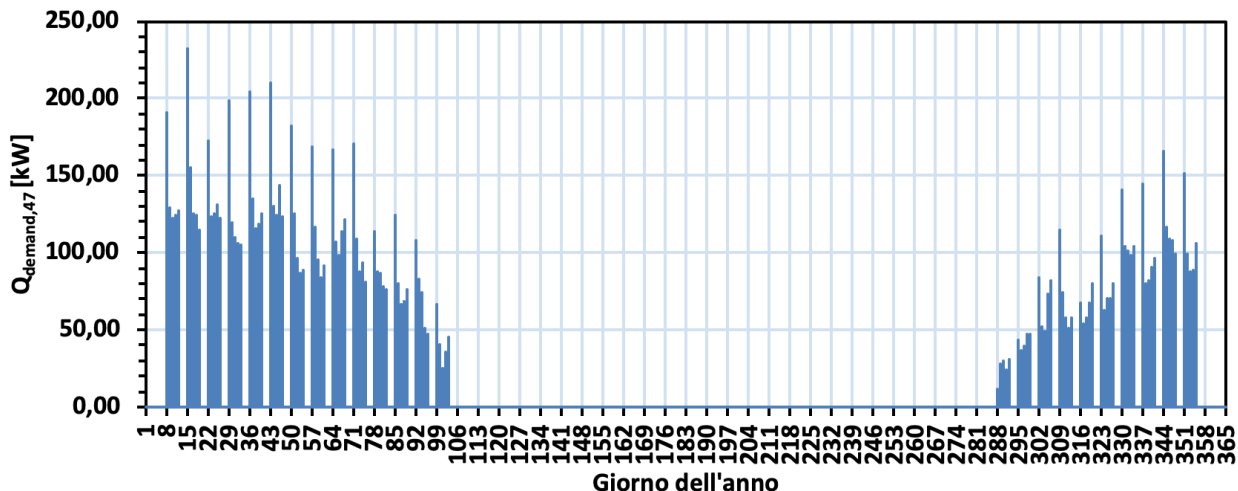


Figura 3.19. Profilo di carico medio orario stimato per l'anno 2018 - utenza 47 (centro la grande chiesa/aule)

Utenza 53 - POLIFUNZIONALE/AUDITORIUM

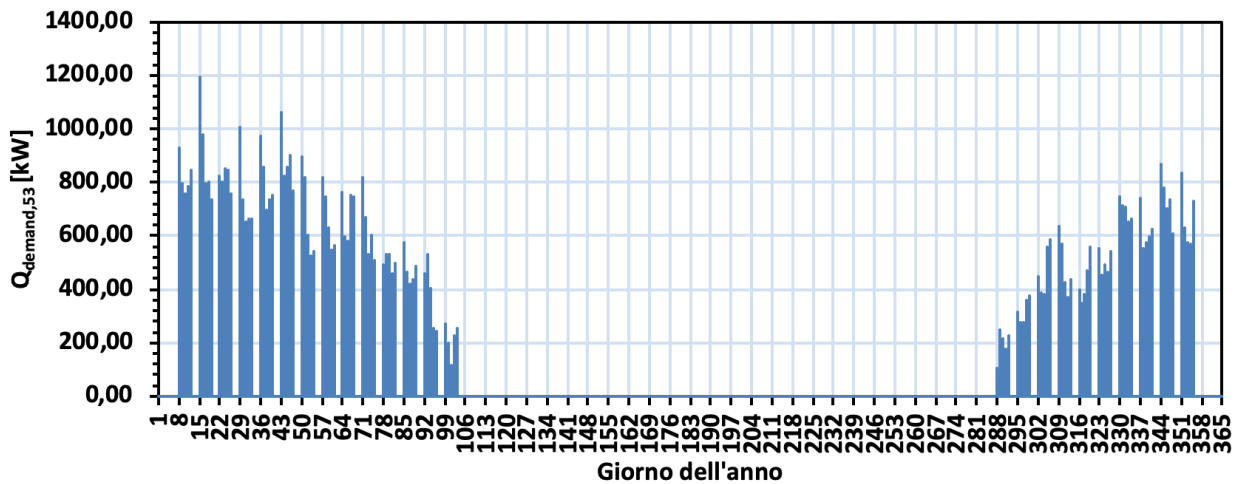


Figura 3.20. Profilo di carico medio orario stimato per l'anno 2018 - utenza 53 (polifunzionale/auditorium)

Utenza 65 - PALACAMPUS

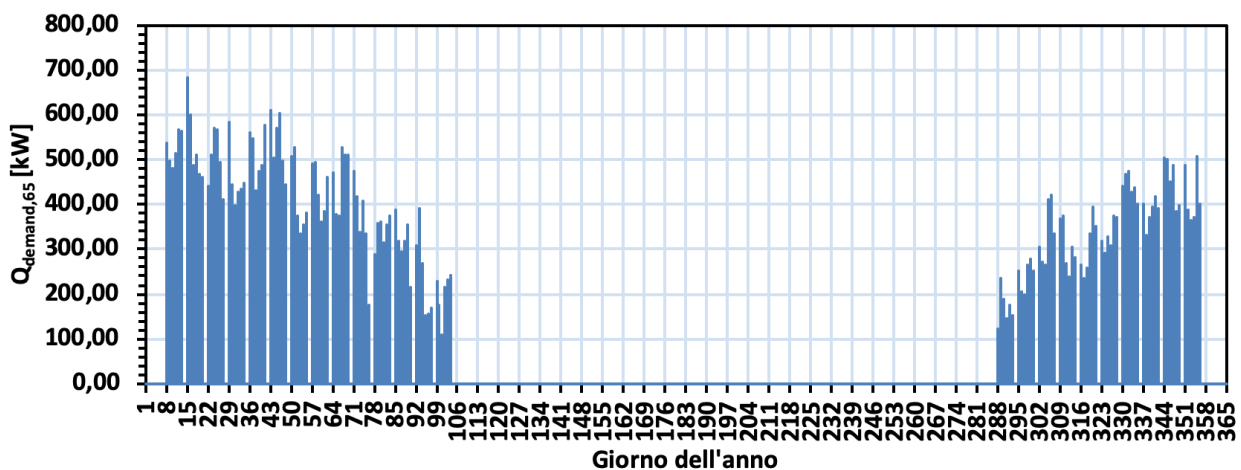


Figura 3.21. Profilo di carico medio orario stimato per l'anno 2018 - utenza 65 (palacampus)

Utenza 68 - INGEGNERIA SCIENTIFICA

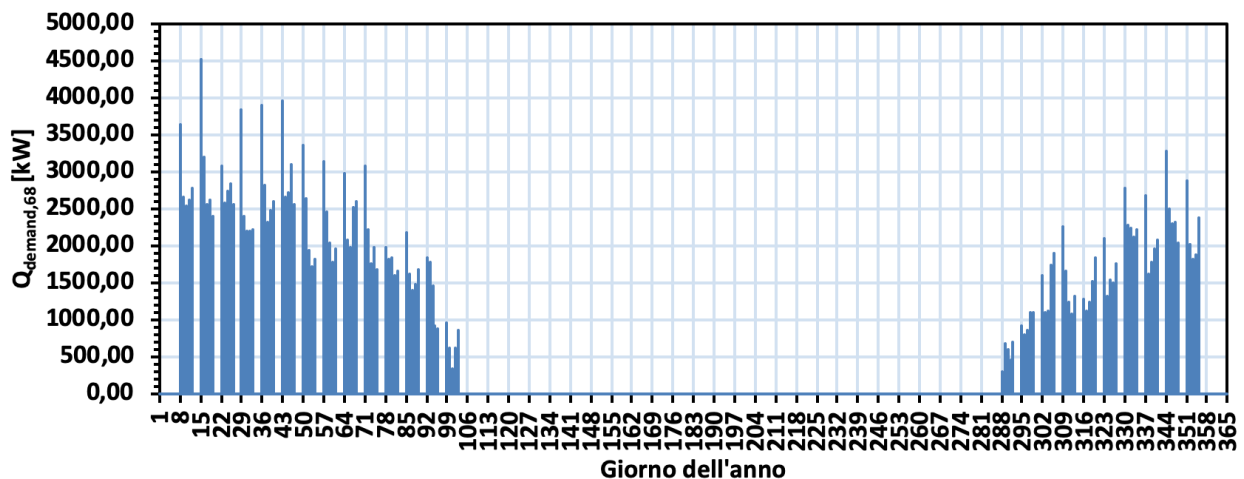


Figura 3.22. Profilo di carico medio orario stimato per l'anno 2018 - utenza 68 (ingegneria scientifica)

Utenza 69 - MENSA

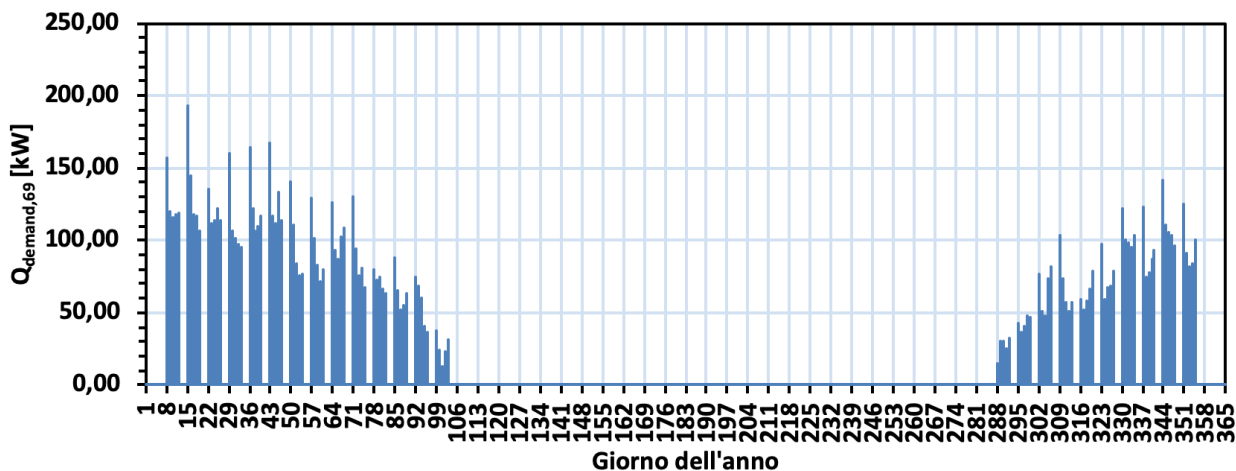


Figura 3.23. Profilo di carico medio orario stimato per l'anno 2018 - utenza 69 (mensa)

Potenza termica totale richiesta alle utenze

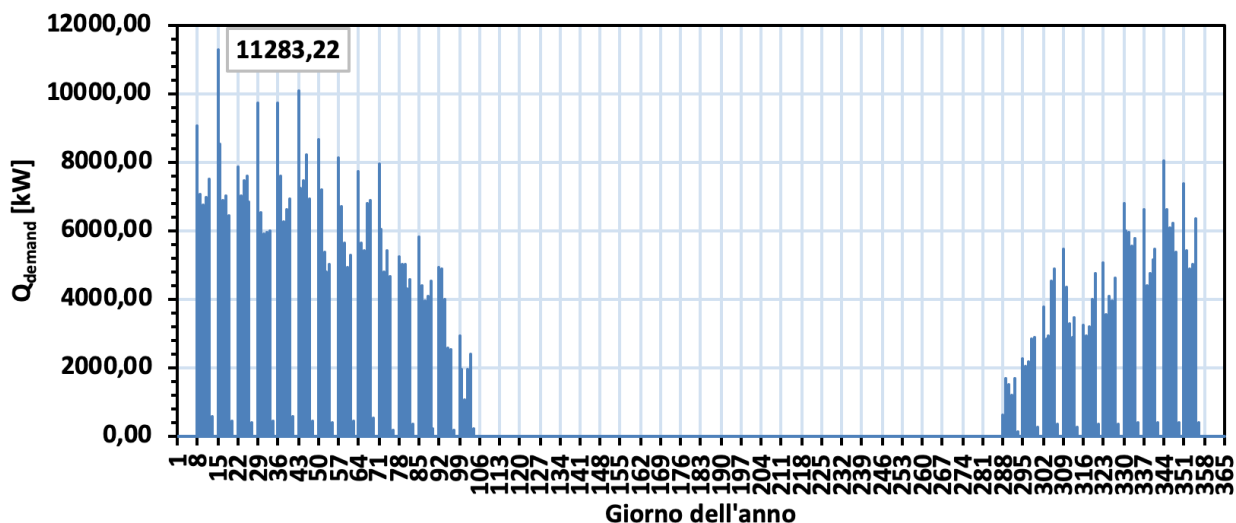


Figura 3.24. Profilo di carico medio orario totale stimato per l'anno 2018

Come nel caso della simulazione in condizione di progetto, anche in questo caso in centrale è stata imposta una pressione di mandata pari a 8,40 bar, mentre sul ramo di ritorno è stata imposta una pressione pari a 3,00 bar. La temperatura di mandata in centrale è costante e pari a 80 °C. Il calcolo delle dispersioni termiche è stato effettuato considerando cautelativamente (al fine di sovrastimare le dispersioni termiche) una temperatura pari a -5 °C.

3.3.2 Modello di calcolo

Partendo dal modello numerico descritto in 3.2.2, sono stati introdotti due nuovi componenti: uno per modellare l'utenza ed uno per modellare la centrale.

Modellazione della domanda di riscaldamento

Per quanto riguarda l'utenza, è stato utilizzato un componente denominato "BuildingIndirectStations", reso disponibile dalla libreria "DisHeatLib". Si tratta di un componente creato appositamente per la modellazione della domanda termica in condizioni di regime dinamico. Come si osserva in Figura 3.25, esso è costituito da

due componenti del tipo “DisHeatLib.Demand.Demand”: un componente è utilizzato per modellare la richiesta di potenza termica per l’acqua calda sanitaria (DHW – *Domestic Heat Water*), mentre un secondo componente dello stesso tipo è utilizzato per modellare la domanda di potenza termica per il riscaldamento (SH – *Space Heating*). Inoltre, la sottostazione di scambio termico indiretto è modellata mediante il componente “DisHeatLib.Substations.SubstationParallel”, che consente lo scambio termico tra il circuito secondario e il circuito primario.

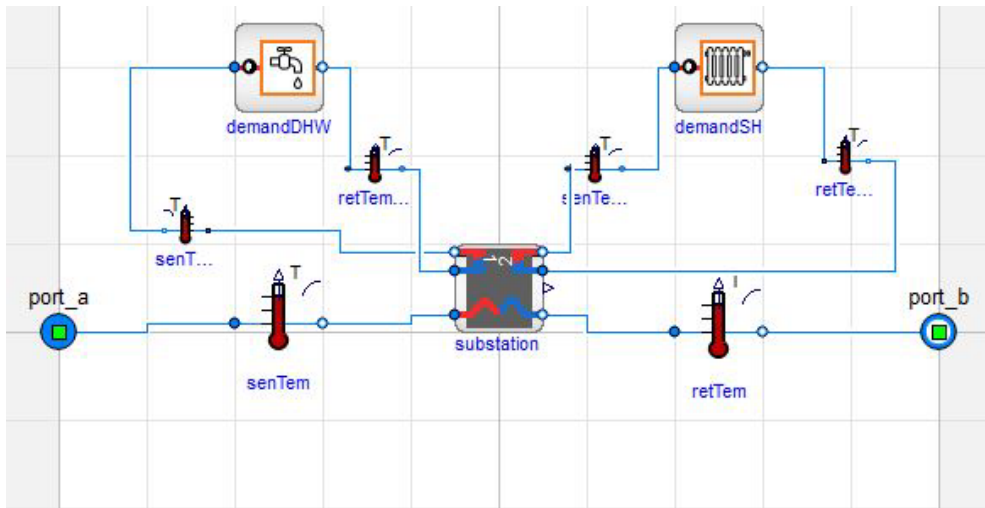


Figura 3.25. "DiagramView" del "BuildingIndirectStations" in Dymola

I dati di *input* relativi ai profili di carico termico alle utenze (vedi 3.3.1) sono inseriti mediante il componente “DemandSH”, mostrato in Figura 3.26. Si precisa che poiché i dati sono stati forniti solo riguardo alla domanda di riscaldamento, la domanda di DHW è stata impostata pari a zero. Pertanto, le considerazioni fatte d’ora in avanti saranno riferite esclusivamente al componente “Demand” relativo allo SH.

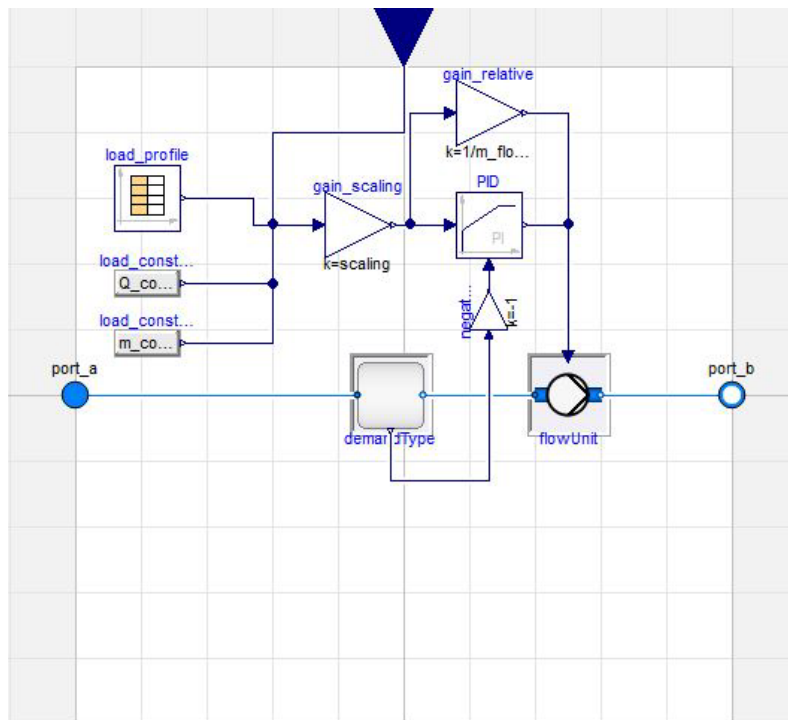


Figura 3.26. "DiagramView" della "DisHeatLib.Demand.Demand" in Dymola

Come è possibile osservare in Figura 3.26, la classe “DemandSH” è costituita a sua volta da diversi componenti. Il componente “flowUnit” può essere utilizzato per modellare sia una valvola, sia una pompa. Nel caso in oggetto, “flowUnit” modella una pompa ideale, rappresentativa delle pompe di circolazione presenti nel circuito secondario dell’utenza. Tale pompa è controllata da un controllore PI che riceve in ingresso il flusso termico di *set-point*, ovvero quello presentato in 3.3.1, ed il flusso termico scambiato fra il fluido e l’ambiente circostante. Questo flusso termico viene calcolato mediante il componente “demandType”, che è in grado di modellare diverse tipologie di scambiatori di calore. Nel modello oggetto di studio, “demandType” modella un radiatore del tipo “Radiator”, rappresentativo di tutti i terminali presenti nell’utenza. Scendendo più in dettaglio, è possibile osservare gli elementi che costituiscono il componente “Radiator” in Figura 3.27.

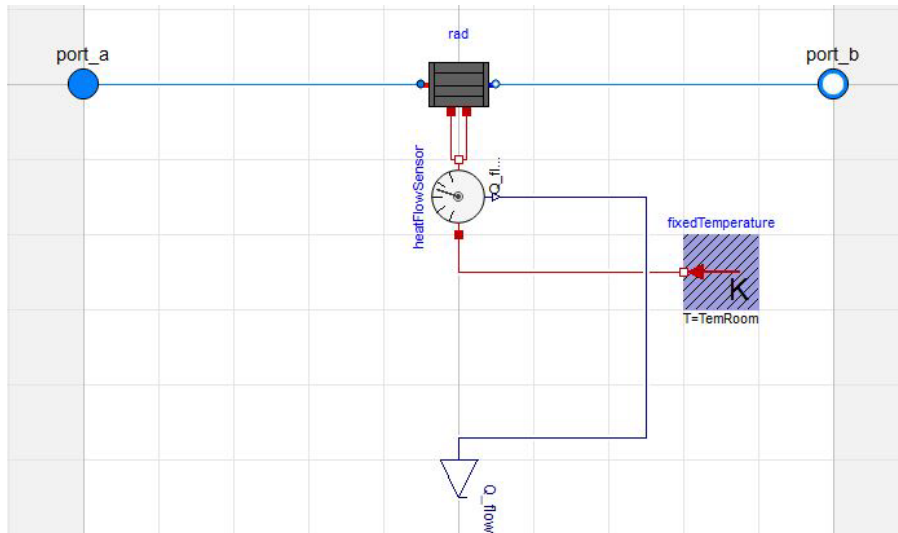


Figura 3.27. "DiagramView" del "DisHeatLib.Demand.BaseClasses.BaseDemand.Radiator" in Dymola

Il modello “Radiator” segue la norma UNI EN 442-2, calcolando la temperatura di ritorno in funzione della temperatura della stanza (“TemRoom”) e della temperatura di ingresso nel componente stesso. In particolare, la potenza termica in uscita dal componente (“Q_flow”) è determinata come segue. Il *software* utilizza un numero di elementi pari ad N per discretizzare il componente, rappresentativo di tutti i terminali presenti nel sistema-edificio. Per ogni elemento i -esimo, con $i \in \{1, \dots, N\}$, il flusso termico convettivo Q_{ic} e il flusso radiativo Q_{ir} emessi dal radiatore alla stanza sono calcolati come:

$$Q_{ic} = \text{sign}(T_i - T_a)(1 - f_r) \frac{UA}{N} |T_i - T_a|^n \quad (3.9)$$

$$Q_{ir} = \text{sign}(T_i - T_r) f_r \frac{UA}{N} |T_i - T_r|^n \quad (3.10)$$

dove T_i è la temperatura dell’elemento, T_a è la temperatura dell’aria nella stanza, T_r è la temperatura radiante, f_r è la frazione radiante del flusso termico totale, con $0 < f_r < 1$, UA è il coefficiente di scambio termico, mentre n è l’esponente che caratterizza lo scambio termico modellato. Nel modello è mantenuta la configurazione di default $N = 5$, $f_r = 0,35$ e $n = 1,3$.

Il calcolo del coefficiente di scambio termico UA è effettuato risolvendo le precedenti equazioni considerando i valori nominali di potenza termica e di temperatura. Nello specifico, si ottiene la seguente equazione:

$$UA = \frac{Q_{nominal}}{\frac{T_{b2nominal} + T_{a2nominal}}{2} - \frac{(1 - f_r) * T_{a,nominal} + f_r * T_{r,nominal}}{N}} \quad (3.11)$$

dove $T_{a,nominal} = T_{r,nominal} = 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Per quanto riguarda le perdite di carico, esse sono state trascurate, quindi il componente non introduce alcuna perdita di carico di pressione. Per quanto riguarda la sottostazione di scambio termico “SubstationParallel” (vedi Figura 3.25), le parti di cui si compone sono mostrate in Figura 3.28.

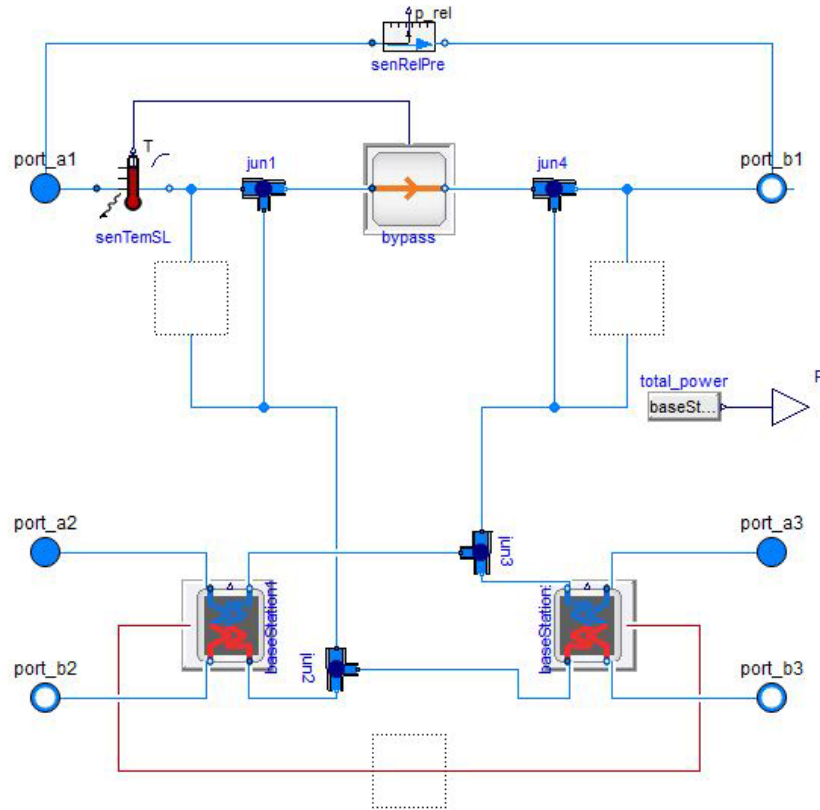


Figura 3.28. "DiagramView" della "DisHeatLib.Substations.SubstationParallel" in Dymola

Tale componente implementa a sua volta due sottostazioni di scambio termico indiretto, una a servizio della domanda termica di riscaldamento ed una a servizio della domanda termica di acqua calda sanitaria (non considerata nel presente lavoro). Inoltre, all'interno del componente è presente una valvola di bypass che consente di mantenere una portata minima nel circuito primario anche quando la domanda di potenza termica richiesto è nulla. Al contempo, in condizioni di esercizio permette di evitare una temperatura sul ritorno eccessivamente bassa.

Come si osserva in Figura 3.28, il flusso di portata al primario si divide attraverso quattro giunzioni ideali tra la “baseStation1”, relativa alla domanda di DHW (imposta uguale a zero), e la “baseStation2”, relativa alla domanda di SH.

La “baseStation2” consente di implementare diverse tipologie di sottostazione. Nel presente lavoro, essa è implementata con il modello “DisHeatLib.Substation.BaseStations.IndirectStation”, mostrato in Figura 3.29. All'interno del componente in oggetto, per l'utenza k -esima, è implementato uno scambiatore di calore ideale privo di perdite di carico, caratterizzato da efficienza di scambio costante e impostata pari al 99% ($\epsilon_{HEX,k}$). Inoltre è presente una valvola sul circuito primario (“flowUnit”, impostata come “IBPSA.Fluid.Actuators.Valves.TwoWayEqualPercentage”) la cui apertura è controllata da un componente (“valveControl”) che implementa la seguente logica di controllo: se la portata al secondario è diversa da zero, si attiva un controllo di tipo PI che mantiene la temperatura di mandata al valore nominale imposto ($T_{b2,k}$); se la portata al secondario è nulla (condizione di carico nullo), è mantenuta una portata minima al primario passante per lo scambiatore. La temperatura del fluido al primario in uscita dallo scambiatore ($T_{b1,k}$) è calcolata mediante la seguente relazione:

$$\varepsilon_{HEX,k} = \frac{(T_{a1,k} - T_{b1,k})}{(T_{a1,k} - T_{a2,k})} \quad (3.12)$$

dove $T_{a1,k}$ è la temperatura del fluido in entrata nello scambiatore proveniente dal circuito primario, mentre $T_{a2,k}$ è la temperatura del fluido in entrata nello scambiatore proveniente dal circuito secondario. La portata in massa che proviene dal circuito primario e circola nello scambiatore ($G_{1,k}$) è invece ottenuta dalla seguente equazione espressa per la portata volumetrica ($V_{1,k}$):

$$V_{1,k} = A_k K_{v,k} \sqrt{\Delta p_k} \quad (3.13)$$

dove Δp_k è la differenza di pressione al lato primario della sottostazione.

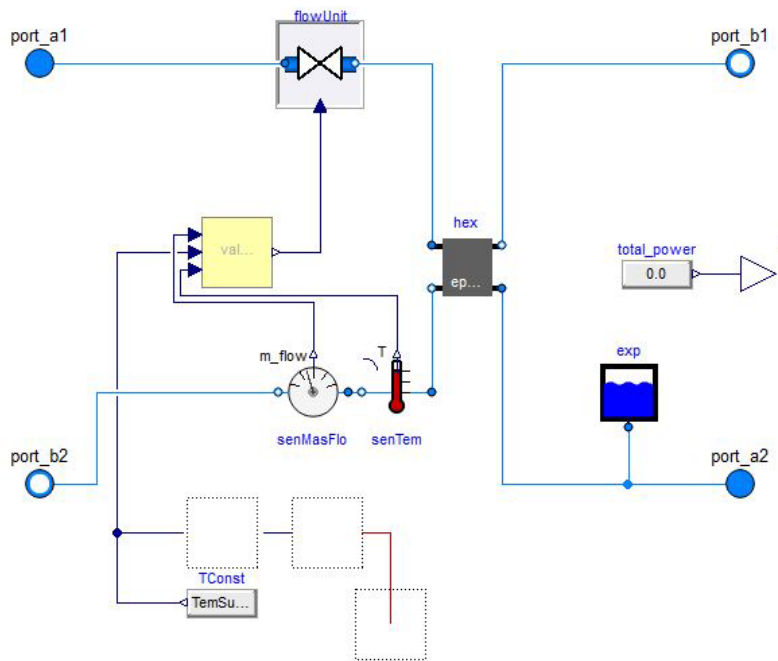


Figura 3.29. "DiagramView" della "DisHeatLib.Substation.BaseStations.IndirectStation" in Dymola

Modellazione della centrale termica

Per quanto riguarda la centrale, è stato utilizzato il componente "Supply_pT" mostrato in Figura 3.30. La caldaia nella centrale termica è modellata mediante il componente "heater", il quale, modellato come uno scambiatore privo di perdite di carico, fornisce un flusso di calore in quantità pari al massimo alla potenza nominale impostata, mantenendo la temperatura in uscita costante pari al valore nominale. Il componente "pump", del tipo "IBPSA.Fluid.Movers.FlowControlled_dp", mantiene la differenza di pressione settata (Δp_{supply}), trasferendo al contempo energia termica al fluido di un valore pari all'energia elettrica consumata (P_{pump}), calcolabile mediante la seguente espressione:

$$P_{pump} = \frac{\Delta p_{supply} * V_{supply}}{\eta_{pump}} \quad (3.14)$$

con $\Delta p_{supply} [Pa]$,

$V_{supply} = \text{portata volumetrica in centrale} \left[\frac{m^3}{s} \right]$,

$\eta_{pump} = \text{rendimento totale della pompa} = 0,49$.

È importante sottolineare che il rapporto uno a uno tra l'energia termica aggiuntiva trasferita dalla pompa al fluido e l'energia elettrica consumata è un parametro di default, così come il rendimento totale (η_{pump}) impostato a 0,49.

È inserito, inoltre, il componente "exp" che rappresenta il vaso di espansione che mantiene la pressione sul ritorno fissata a 3,00 bar.

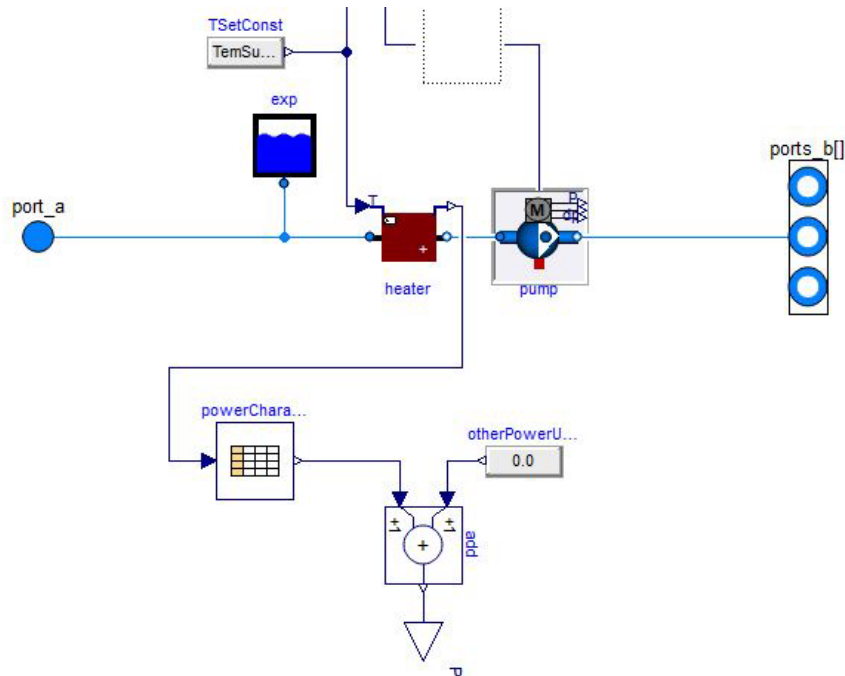


Figura 3.30. "DiagramView" della "DisHeatLib.Supply.Supply_pT" in Dymola

Modello di calcolo complessivo

Si riporta in Figura 3.31 la vista dell'intero modello di rete implementato in Dymola.

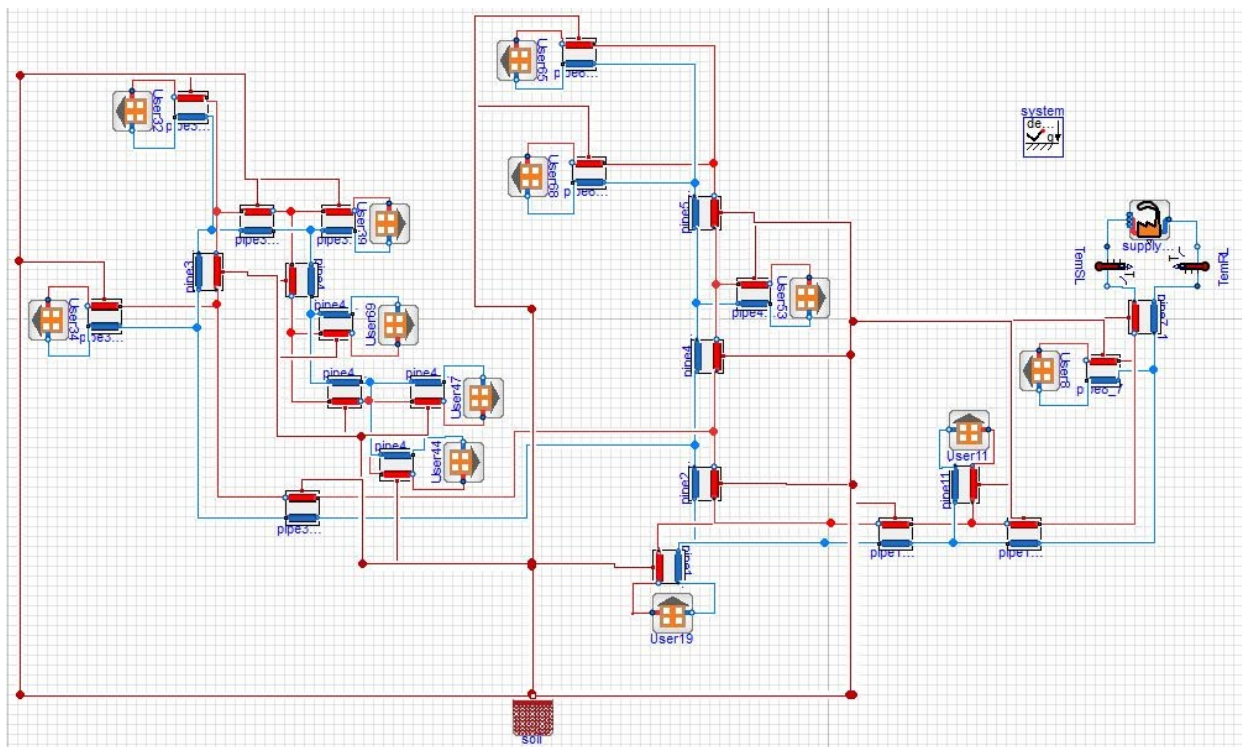


Figura 3.31. "DiagramView" del modello dinamico della rete Nuova Sud di Parma in Dymola

Come specificato in 3.3.1, le pressioni alla mandata e al ritorno in centrale sono costanti (8,40 bar e 3,00 bar, rispettivamente) così come la temperatura di mandata (80 °C). A differenza di quanto effettuato per la simulazione in condizione di progetto, in questo caso tali valori vengono implementati nel modello di centrale "Supply_pT" mostrato in Figura 3.30. La potenza nominale di tale modello di centrale è stata impostata pari a 18 MW. In analogia con l'analisi in condizioni di progetto, invece, la temperatura dell'ambiente di dispersione è considerata costante e pari a -5 °C e viene quindi implementata mediante il componente "DisHeatLib.Boundary.SoilTemperature".

Per quanto riguarda i valori nominali di temperatura utilizzato per le utenze e per la rete, sono riportati in Tabella 3.6 .

Tabella 3.6. Temperature nominali utenze, simulazione dinamica della rete Nuova Sud di Parma

Temperatura interna agli edifici T_{int} [°C]	20
Temperatura nominale di mandata in rete $T_{SLnominal}$ [°C]	80
Temperatura nominale di ritorno in rete $T_{RLnominal}$ [°C]	55
Temperatura nominale di mandata al secondario $T_{b2nominal}$ (SH) [°C]	70
Temperatura nominale di ritorno dal secondario $T_{a2nominal}$ (SH) [°C]	55

Per quanto riguarda l'algoritmo di soluzione, le equazioni di conservazione di massa e dell'energia vengono risolte nel tempo in maniera dinamica, mentre l'equazione di conservazione del momento della quantità di moto viene risolta nella sua formulazione stazionaria, ovvero vengono trascurati i suoi termini di derivazione rispetto al tempo.

3.3.3 Risultati numerici

I risultati mostrati sono relativi ad un intervallo temporale di 8 giorni, che va dal lunedì 08/01/2018 al lunedì 15/01/2018. La scelta è ricaduta su tale intervallo poiché ha consentito di verificare il corretto funzionamento del modello a carico richiesto massimo, pari a 11283,22 kW ($Q_{demand,max}$), raggiunto alle ore 08:00 del 15/01/2018.

Al fine di non appesantire eccessivamente la lettura del presente documento, a titolo esemplificativo si riportano gli *output* relativi all'Archivio Storico (utenza 8). Come si osserva in Figura 3.32, la curva di potenza termica di riscaldamento fornita all'utenza segue la curva della domanda, che risulta dunque soddisfatta. Quando si verifica il massimo carico, la potenza termica richiesta alla rete ($Q_{demand,8}$) è pari a 249,82 kW, mentre quella effettivamente fornita dai terminali ($Q_{flow,8}$) risulta pari a 243,55 kW (97,5%).

Per quanto riguarda la portata media oraria nel circuito secondario dell'utenza 8 ottenuta con Dymola (vedi Figura 3.33) è possibile osservare che essa raggiunge il suo valore nominale pari a 3,98 kg/s quando il carico termico richiesto è massimo.

Secondo quanto atteso, la temperatura di mandata al secondario quando la portata è diversa da zero è settata a circa 70 °C, mentre il ritorno varia secondo la norma UNI EN 442-2. A carico nullo $T_{b2,8} \approx T_{a1,8} \approx 80$ °C, in quanto il controllo sulla temperatura viene meno. È possibile osservare questo comportamento in Figura 3.34.

Analizzando invece la portata in massa nel circuito primario della sottostazione che serve l'utenza 8, la Figura 3.35, mostra che essa segue l'andamento della portata al secondario (vedi Figura 3.33), coerentemente con il controllo imposto alla valvola nell' "IndirectStation" (Figura 3.29). In particolare, in corrispondenza del carico massimo la portata in rete raggiunge un picco pari a 2,50 kg/s e la differenza di pressione all'utenza raggiunge il valore minimo di 3,80 bar (Figura 3.36), conseguentemente anche la portata di bypass raggiunge un valore minimo di circa 0,08 kg/s (Figura 3.37). Inoltre, la temperatura di mandata varia di poco nell'intorno di 80 °C, in relazione alle variazioni di portata in rete, mentre il ritorno segue la curva illustrata in Figura 3.38: a carico massimo risulta pari 54,9 °C (valore nominale di 55 °C), mentre a carico minimo raggiunge approssimativamente il valore della mandata, come atteso.

È possibile osservare in Figura 3.39 e in Figura 3.40 i diagrammi di scambio termico relativi alle condizioni di carico massimo e di carico minimo dello scambiatore interno all'"IndirectStation".

Utenza 8 - ARCHIVIO STORICO Carico termico

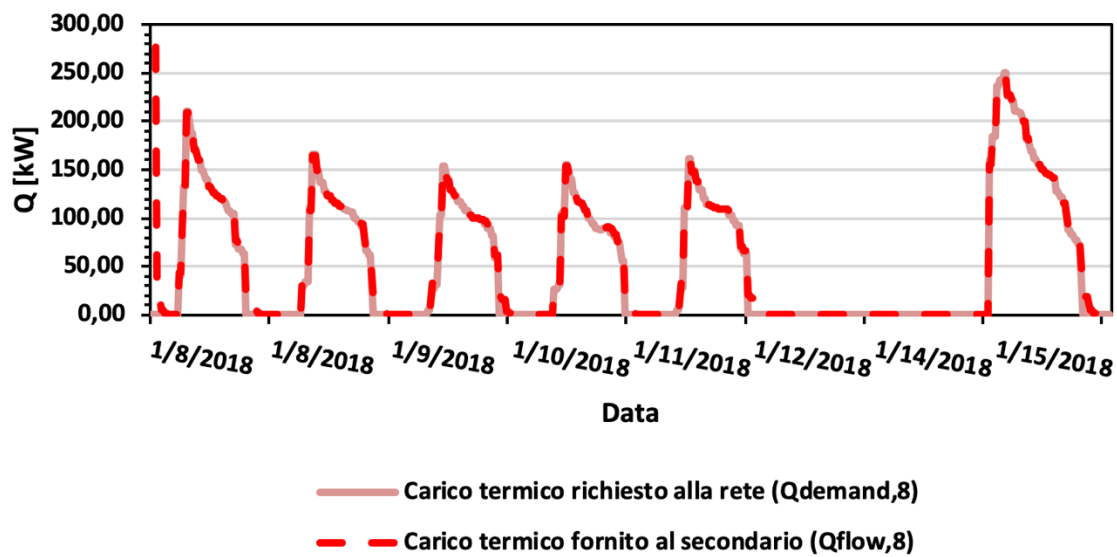


Figura 3.32. Carico termico medio orario ottenuto con Dymola per l'utenza 8.

Utenza 8 - ARCHIVIO STORICO Portata in massa secondario

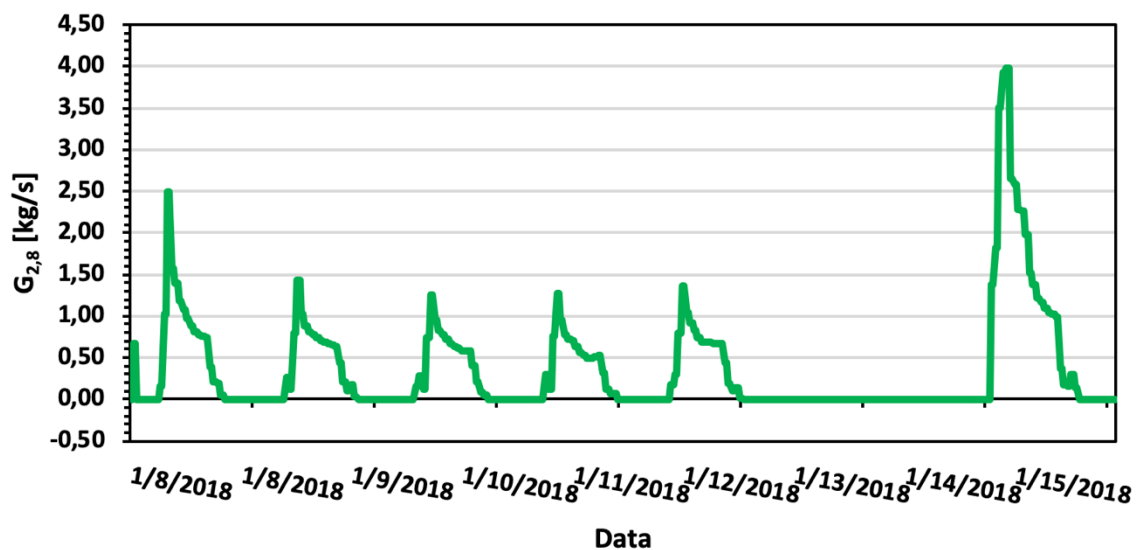


Figura 3.33. Output medi orari di portata al secondario in Dymola, utenza 8 della rete Nuova Sud di Parma

Utenza 8 - ARCHIVIO STORICO Temperatura di mandata e di ritorno secondario

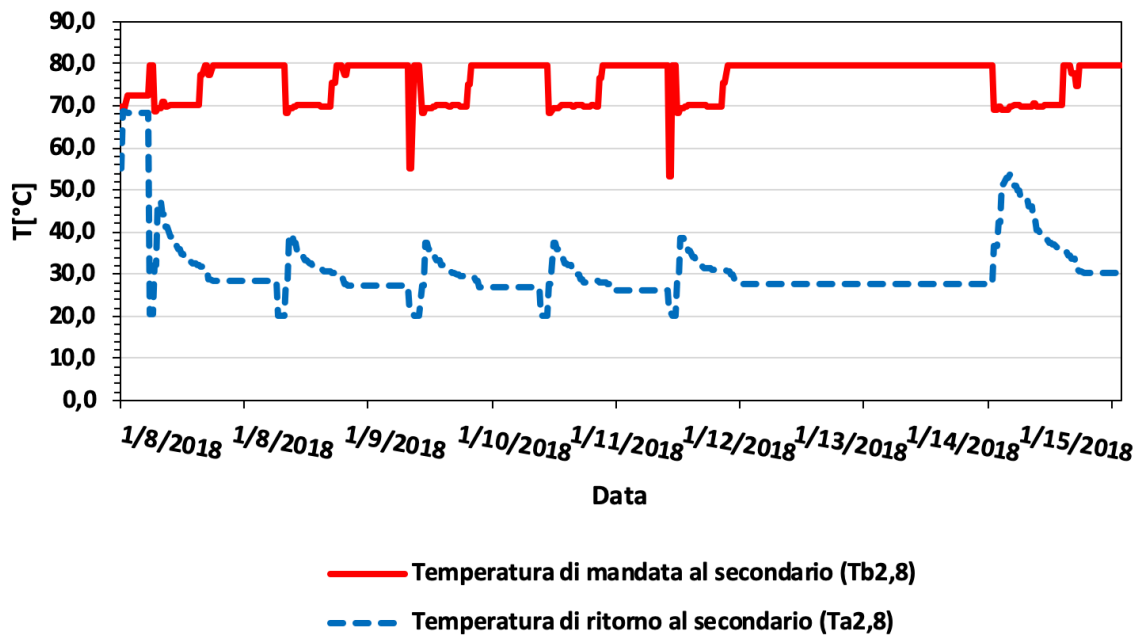


Figura 3.34. Output medi orari di temperatura mandata/ritorno al secondario in Dymola, utenza 8 della rete Nuova Sud di Parma

Utenza 8 - ARCHIVIO STORICO Portata in massa primario

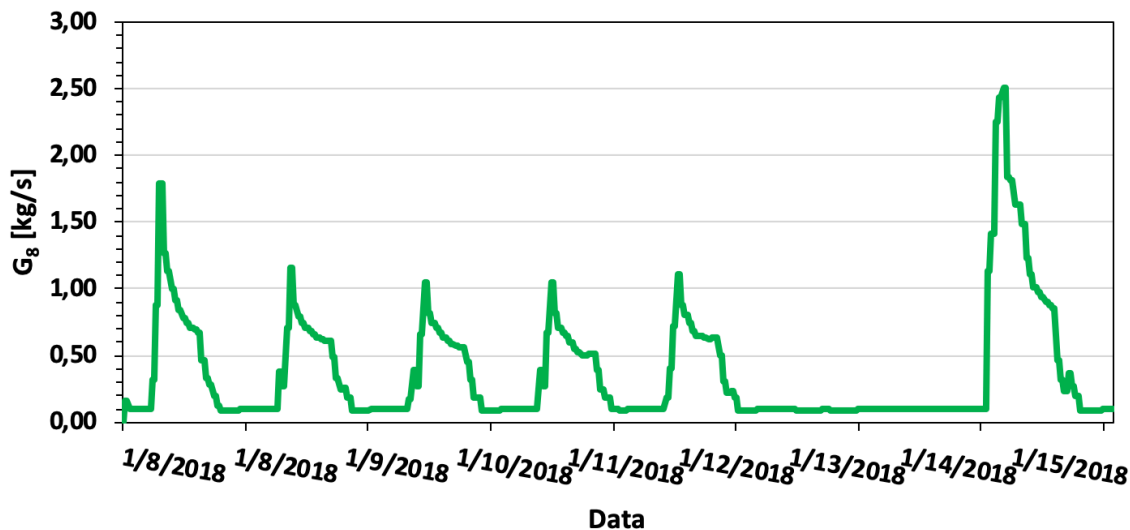


Figura 3.35. Output medi orari di portata in massa al primario in Dymola, utenza 8 della rete Nuova Sud di Parma

Utenza 8 - ARCHIVIO STORICO Differenza di pressione lato rete

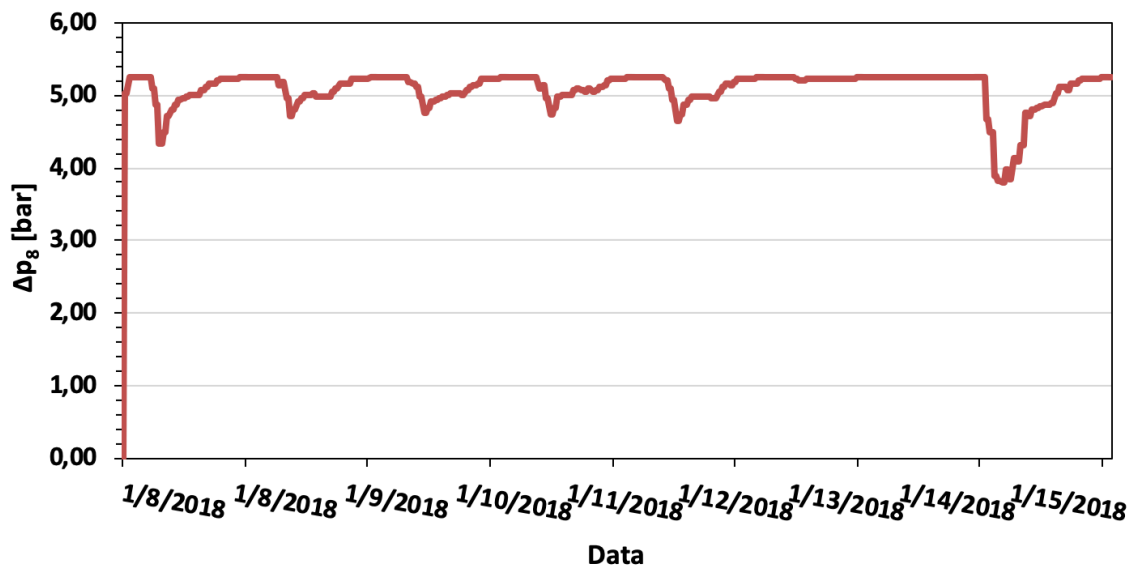


Figura 3.36. Output medi orari di differenza di pressione in rete in Dymola, utenza 8 della rete Nuova Sud di Parma

Utenza 8 - ARCHIVIO STORICO Portata in massa di by-pass

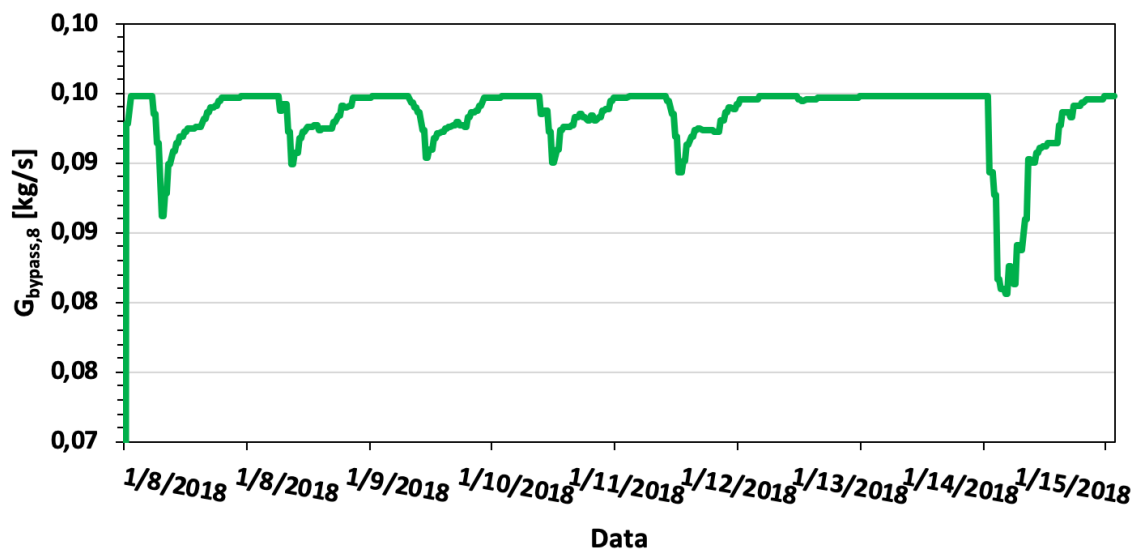


Figura 3.37. Output medi orari di portata in massa di by-pass in Dymola, utenza 8 della rete Nuova Sud di Parma

Utenza 8 - ARCHIVIO STORICO Temperatura di mandata e di ritorno primario

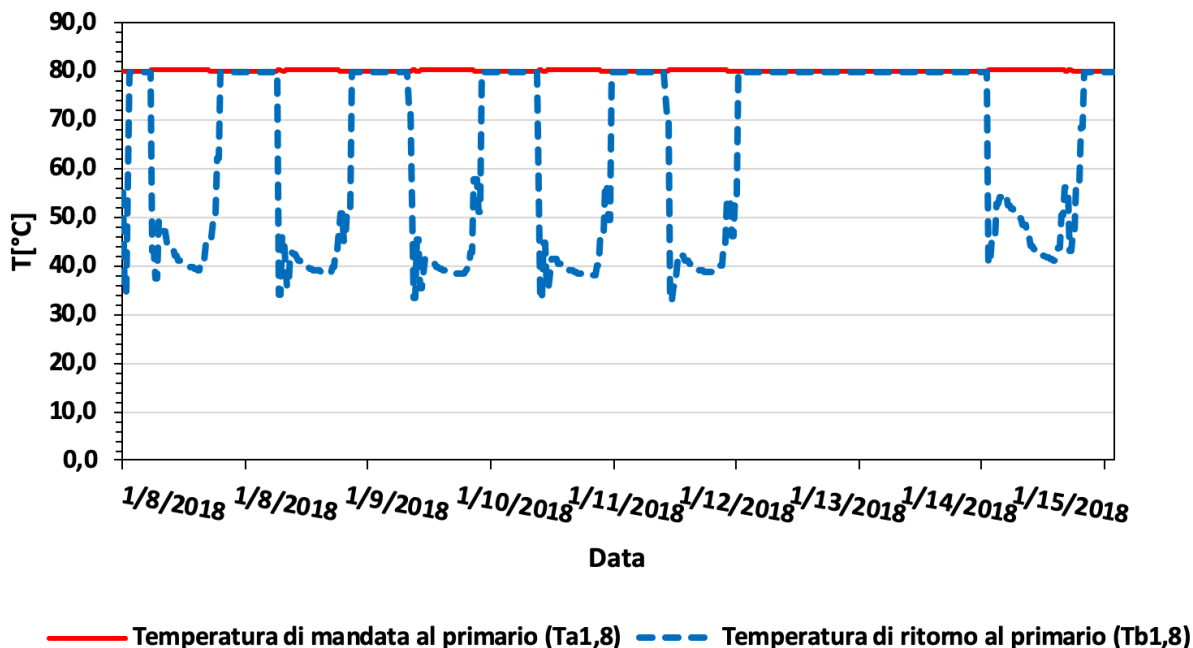


Figura 3.38. Output medi orari di temperatura mandata/ritorno al primario in Dymola, utenza 8 della rete Nuova Sud di Parma

Diagramma di scambio - Carico massimo

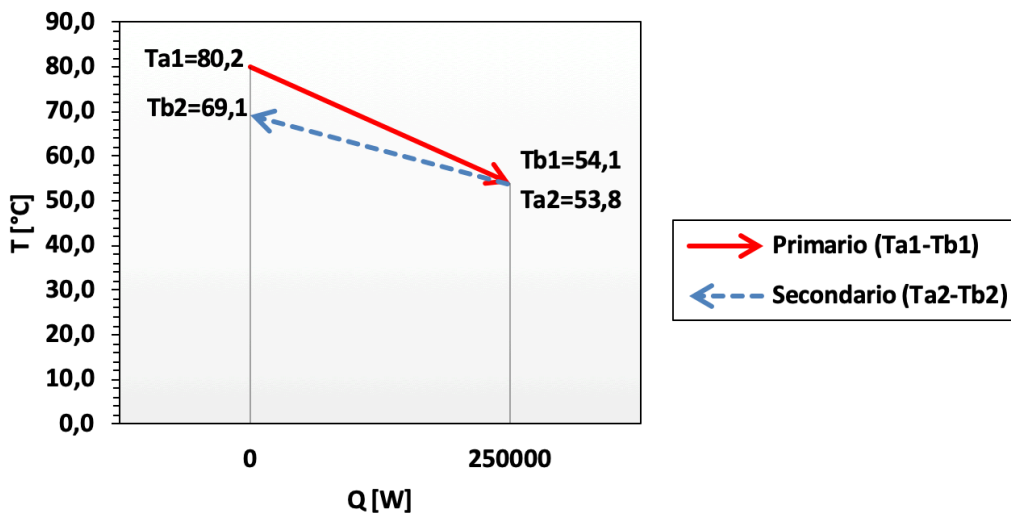


Figura 3.39. Diagramma di scambio dello scambiatore nell' "IndirectStation" a carico massimo, utenza 8 della rete Nuova Sud di Parma

Diagramma di scambio - Carico minimo

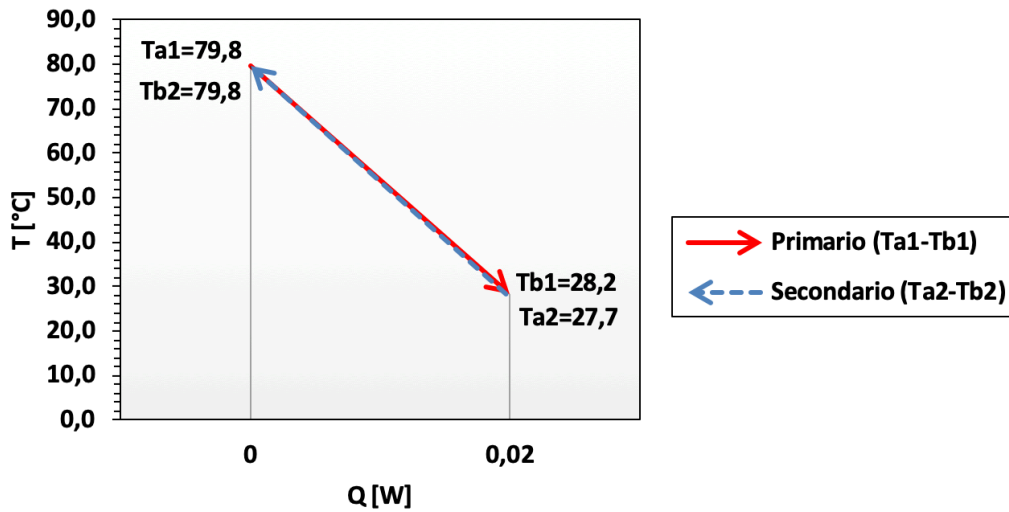


Figura 3.40. Diagramma di scambio dello scambiatore nell' "IndirectStation" a carico minimo, utenza 8 della rete Nuova Sud di Parma

Per quanto riguarda la centrale termica, la portata in massa, le temperature di mandata e ritorno, la potenza termica fornita al fluido dall' "heater" e la potenza elettrica della pompa sono riportati rispettivamente in Figura 3.41, Figura 3.42, Figura 3.43 e Figura 3.44. La potenza termica dissipata dalla rete verso il suolo è invece riportata in Figura 3.45.

Portata in massa totale in centrale

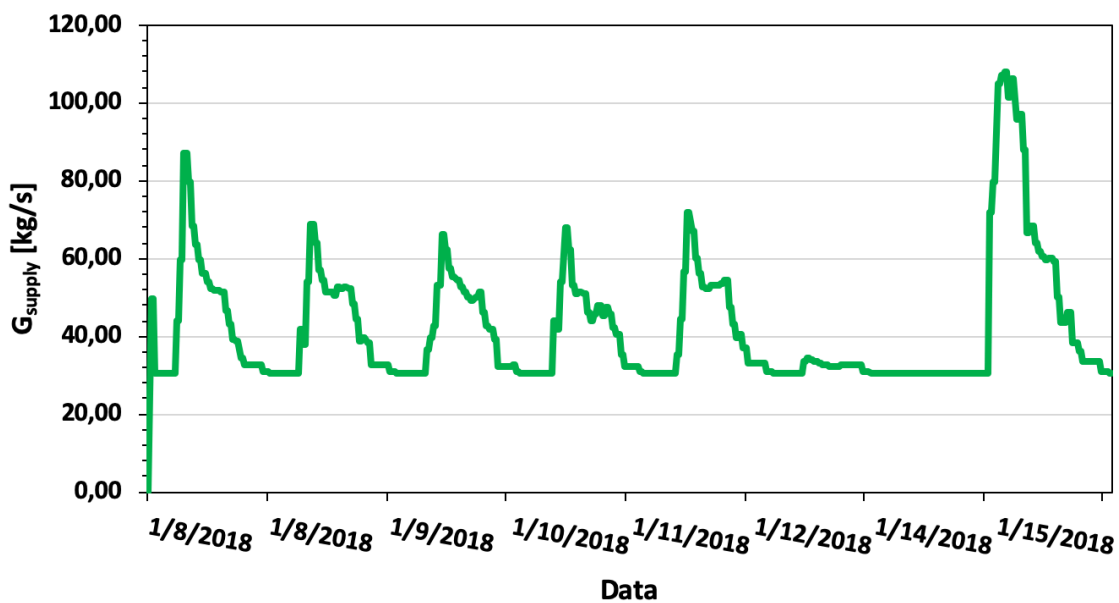


Figura 3.41. Output medi orari di portata in massa totale in Dymola, rete Nuova Sud di Parma

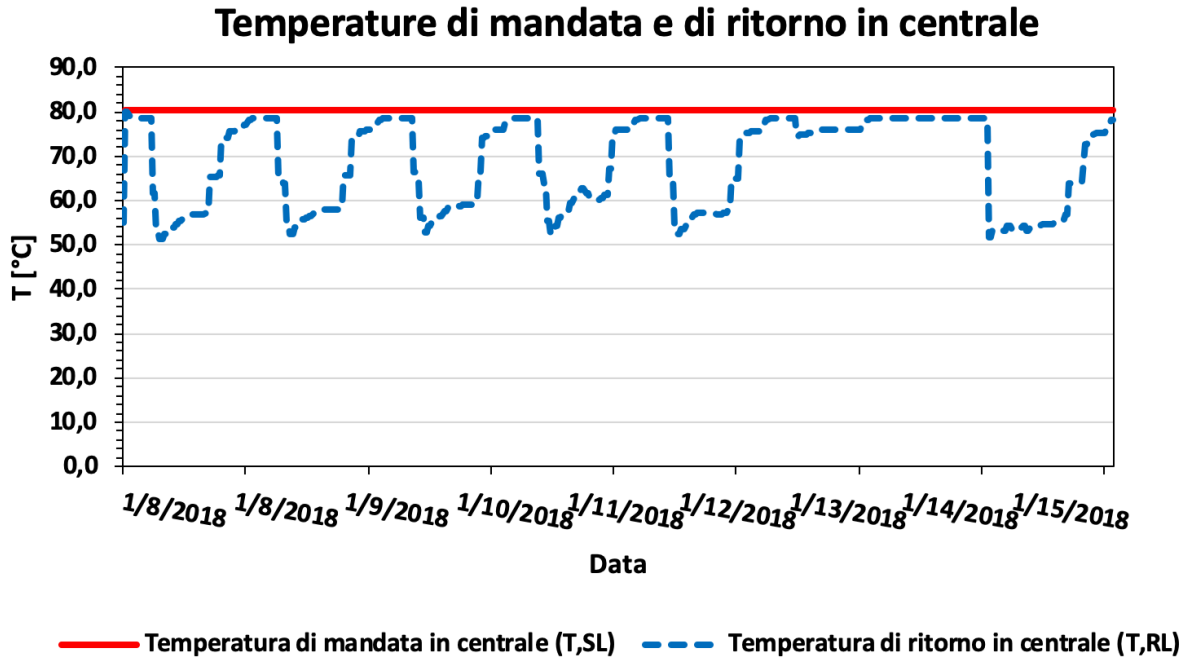


Figura 3.42. Output medi orari di temperatura di mandata/ritorno in centrale in Dymola, rete Nuova Sud di Parma

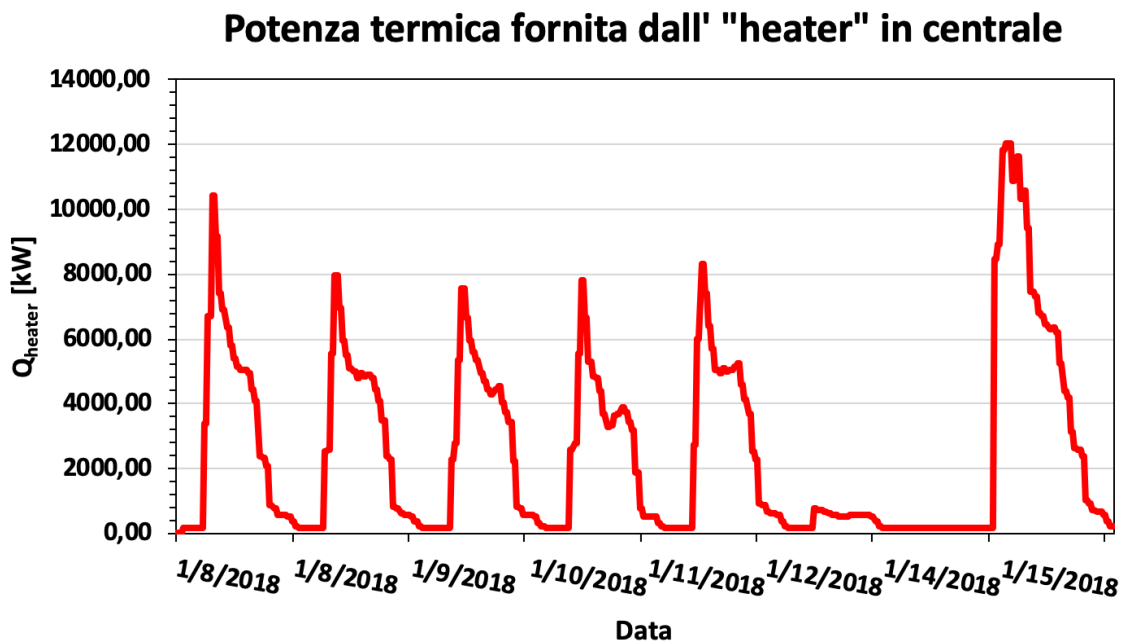


Figura 3.43. Output medi orari di potenza termica fornita dall' "heater" in Dymola, rete Nuova Sud di Parma

Potenza elettrica della pompa in centrale

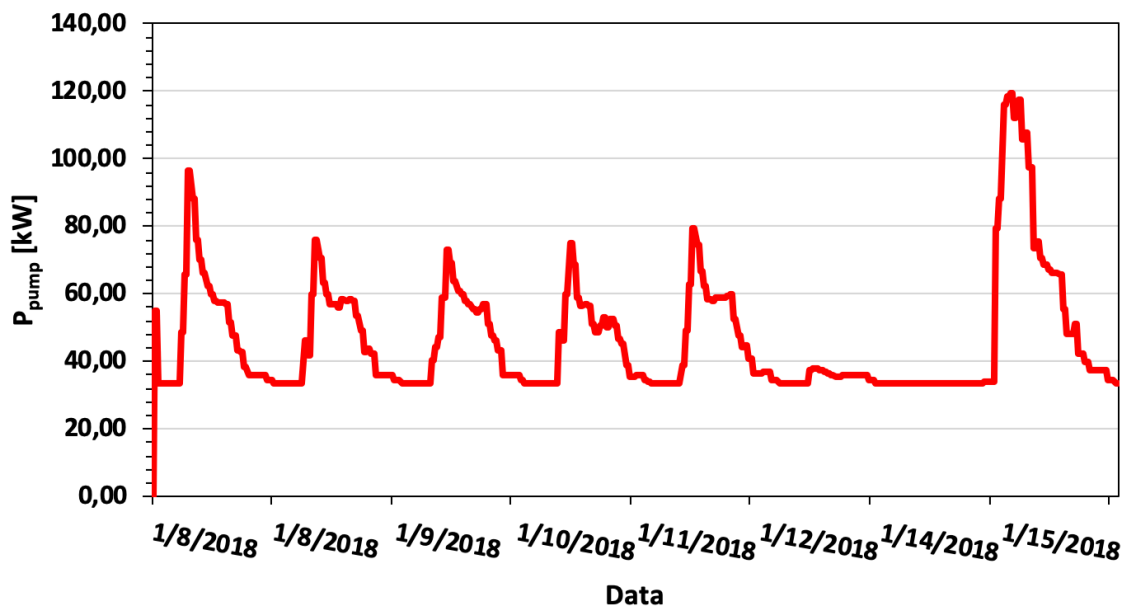


Figura 3.44. Output medi orari di potenza elettrica della pompa in centrale in Dymola, rete Nuova Sud di Parma

Potenza termica dispersa in rete

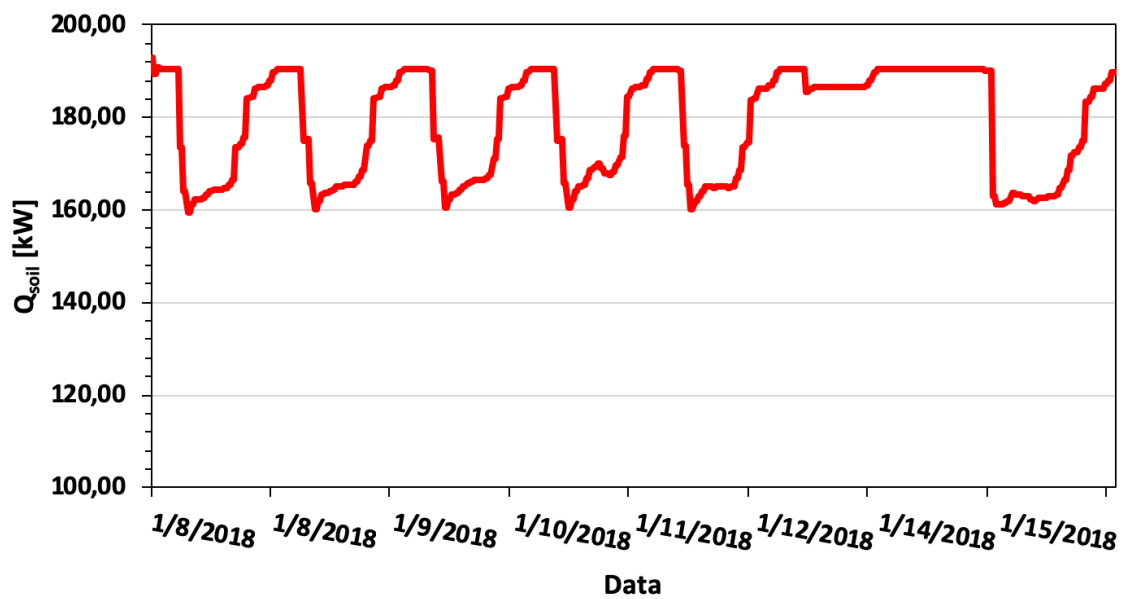


Figura 3.45. Output medi orari di potenza termica dispersa in rete in Dymola, rete Nuova Sud di Parma

Come si evince dalla Figura 3.41, la portata in massa totale è al massimo pari a circa 108,09 kg/s, corrispondente al 98,3% del valore nominale. Viceversa, in condizioni di domanda termica nulla circola una portata minima pari a 30,45 kg/s, dovuta alla somma delle portate di *bypass* in ciascuna utenza. Inoltre, si osserva in Figura 3.42 che la temperatura di mandata in centrale è mantenuta costante a circa 80,3 °C, valore che discosta dal valore nominale di 0,3 °C, pari all'incremento di temperatura fornito dalla pompa. Infatti, quest'ultima consuma una potenza elettrica massima di 119,64 kW (Figura 3.44), da cui è possibile verificare l'*output* di temperatura di mandata dalla seguente relazione:

$$T_{SL} = T_{SLnominal} + \frac{P_{pump,max}}{c_p G_{supply,max}} (3.15) = 80 [^{\circ}C] + \frac{119640[W]}{4184 \left[\frac{J}{kgK} \right] * 108,09 \left[\frac{kg}{s} \right]} =$$

$$= 80,2645^{\circ}C \approx 80,3^{\circ}C$$

Si ricorda che in questo modello la potenza termica fornita al fluido dalla pompa ha un rapporto uno a uno con la potenza elettrica consumata (impostazione di *default* del *software*). È possibile, comunque, modificare tale rapporto o semplicemente trascurare il contributo termico aggiuntivo della pompa, dato che l'incremento di temperatura risulta essere minimo. La temperatura di ritorno, allo stesso tempo, segue le logiche di controllo imposte alle utenze, con un *output* di 53,4 °C a carico massimo e di 78,8 °C a carico minimo. Infine, la Figura 3.43 mostra che la potenza termica massima fornita dall'“heater”, rappresentante la caldaia in centrale, risulta pari a 12035,22 kW, in corrispondenza della quale la potenza termica dispersa in rete osservata in Figura 2.45 tocca il minimo di 161,95 kW.

Si riportano in Tabella 3.7 i risultati in termini di potenza termica in centrale relativi alle condizioni di carico massimo e di carico minimo.

Tabella 3.7. Risultati generali di potenza termica a carico minimo e massimo, Simulazione dinamica

RISULTATI GENERALI	Carico massimo	Carico minimo
Potenza termica totale fornita dalla centrale Q_{supply} [kW]	12.154,86	190,45
Potenza termica totale fornita alle utenze $Q_{consumers}$ [kW]	11.992,91	0,06
Potenza termica dispersa in rete Q_{soil} [kW]	161,95	190,39

Alla luce dei risultati ottenuti, si può affermare che il modello di rete presentato in questa sezione rappresenta in modo soddisfacente la dinamica della rete reale, lasciando aperta la possibilità di ulteriori sviluppi che possano consentire analisi energetiche ancora più accurate.

3.4 Simulazione della rete in condizioni dinamiche: nuovo modello di utenza

Nella presente sezione si descrive una procedura per simulare ciascun edificio allacciato alla rete Nuova Sud del Campus di Parma sostituendo il profilo di potenza richiesto con un modello di edificio vero e proprio, caratterizzato da un comportamento termodinamico definito. A tale scopo, per evitare che il costo computazionale del modello di calcolo risulti eccessivo, ogni edificio è stato modellato tramite alcuni parametri sintetici che ne descrivono il comportamento termodinamico ed energetico. A differenza del modello descritto in 3.3, la potenza termica fornita dal radiatore all'edificio non rappresenta più un dato di *input*, ma è funzione della temperatura e della portata del fluido termovettore che scorre nel circuito secondario così come della temperatura dell'aria interna all'edificio. In questo modo l'energia complessivamente richiesta da ogni utenza al fine di mantenere una data temperatura di *set point* diventa un vero e proprio *output* del modello. È così possibile individuare le condizioni di esercizio ottimali della rete, modulando i tempi di accensione e spegnimento degli impianti e altre variabili di regolazione, affinché allo stesso tempo sia mantenuta la temperatura interna di ciascun edificio al valore desiderato di *set-point* e vengano minimizzati i costi energetici.

3.4.1 Dati di input

In questa sezione viene descritto come ogni edificio della rete è stato modellato. In particolare, in questa sezione si confrontano il modello di edificio realizzato in Dymola con il modello già implementato in Simulink, validato mediante l'utilizzo del *software* TRNSYS in un lavoro di tesi [6].

Modellazione del sistema edificio

Ciascun edificio è schematizzato come sistema dotato di un volume e di una determinata massa, da cui entrano ed escono flussi di calore. Nello specifico, si considerano le perdite per trasmissione attraverso le pareti esterne, gli scambi di calore dovuti ai ricambi d'aria che avvengono tra l'interno e l'esterno dell'edificio e la potenza termica di riscaldamento ricevuta da fonti di calore esterne al sistema. Nel presente lavoro si trascurano gli apporti dovuti alle fonti di calore interne, come l'illuminazione o la presenza di persone, all'irraggiamento solare e agli scambi con il terreno, ma è possibile comunque considerare tali apporti come aggiuntivi alla potenza termica fornita all'edificio. Ipotizzando che la temperatura esterna sia inferiore a quella interna, si indicano le direzioni dei flussi come in Figura 3.46.



Figura 3.46. Schematizzazione dei flussi entranti e uscenti dal sistema edificio [6]

Per come è stato definito il sistema in [6], la massa dell'edificio m_e comprende sia la massa d'aria contenuta al suo interno, sia quella delle pareti. Allo stesso tempo, la capacità termica specifica c_{pe} è una media pesata tra il calore specifico dell'aria interna e quello delle pareti che delimitano il confine del sistema. Inoltre, è possibile distinguere due flussi separati per le perdite per ventilazione: uno relativo alle infiltrazioni d'aria alla temperatura esterna (ventilazione naturale), l'altro legato ai ricambi d'aria necessari a garantire il benessere termoigrometrico in base alla destinazione d'uso (ventilazione forzata). La ventilazione forzata, infatti, potrebbe essere determinata da una differenza di temperatura tra l'aria presente internamente e quella di ricambio differente, nel momento in cui sia presente un recuperatore di calore che preriscaldi la massa d'aria entrante nell'edificio. Sulla base di tali considerazioni è possibile, dunque, scrivere la seguente equazione di bilancio dell'energia:

$$m_e c_{pe} \frac{dT_{int}}{dt} = -U_e A_e (T_{int} - T_{est}) + Q_e - (Gc)_{air,nat} (T_{int} - T_{est}) - (Gc)_{air,forz} (T_{int} - T_{air}) \quad (3.16)$$

dove T_{int} è la temperatura dell'aria all'interno dell'edificio, T_{est} è la temperatura dell'aria esterna, U_e è la trasmittanza termica globale dell'involucro, A_e è l'area delle pareti esterne, Q_e è la potenza termica di riscaldamento, $(Gc)_{air,nat}$ è il coefficiente di scambio termico per ventilazione naturale, $(Gc)_{air,forz}$ è il coefficiente di scambio termico per ventilazione forzata. Il segno di ciascun termine è definito positivo se il flusso è entrante, negativo se uscente. Pertanto, la variazione di temperatura interna all'edificio (1° termine) è dovuta al flusso termico scambiato attraverso il confine del sistema (2° termine), alla potenza termica scaldante fornita dall'esterno (3° termine), allo scambio termico per ventilazione naturale (4° termine) e alle perdite di calore dovute ai ricambi d'aria (5° termine). Dividendo ciascun termine dell'equazione per il coefficiente ($m_e c_{pe}$), è possibile ricavare le definizioni dei coefficienti prestazionali caratterizzanti ciascun edificio. Infatti, il bilancio termico può essere riscritto come:

$$\frac{dT_{int}}{dt} = -a(T_{int} - T_{est}) + bQ_e - c(T_{int} - T_{est}) - d(T_{int} - T_{air}) \quad (3.17)$$

dove $a = \frac{U_e A_e}{m_e c_{pe}}$, $b = \frac{1}{m_e c_{pe}}$, $c = \frac{(Gc)_{air,nat}}{m_e c_{pe}}$ e $d = \frac{(Gc)_{air,forz}}{m_e c_{pe}}$. I coefficienti prestazionali a, b, c e d dipendono dalle caratteristiche realizzative di ogni edificio. In particolare, a è direttamente proporzionale alla trasmittanza termica dell'involucro, b è inversamente proporzionale alla capacità termica dell'edificio, c è direttamente proporzionale allo scambio termico dovuto alle infiltrazioni d'aria mentre d è direttamente proporzionale allo scambio termico dovuto ai ricambi d'aria. Ne consegue quindi che a è indice della capacità dell'edificio di conservare l'energia accumulata internamente, b ne quantifica l'inerzia termica in quanto esprime la rapidità con cui esso si scalda, c e d mettono in relazione le portate d'aria entranti e i rispettivi calori specifici con la massa e la capacità termica specifica del sistema di edificio complessivo.

La procedura di calcolo di tali coefficienti, descritta dettagliatamente in [6], è stata eseguita considerando i profili di temperatura interna ottenuti mediante il *software* TRNSYS per ogni edificio della rete Nuova Sud di Parma. A tale scopo, il modello TRNSYS di ciascun edificio è stato opportunamente modificato affinché risultasse equivalente a quello in esame. Inoltre, dato che ciascun coefficiente prestazionale è determinato tramite un'equazione di calcolo valida per uno specifico stato termodinamico (ad esempio, il coefficiente b è calcolabile in condizioni di regime, potenza termica di riscaldamento attiva, ventilazioni naturale e forzate nulle), la simulazione dell'edificio in TRNSYS è stata effettuata in modo da impostare opportunamente il profilo di attivazione delle fonti di calore. Si riporta in Figura 3.47 il profilo scelto per raggiungere l'obiettivo prefissato per una simulazione annuale di 8760 h.

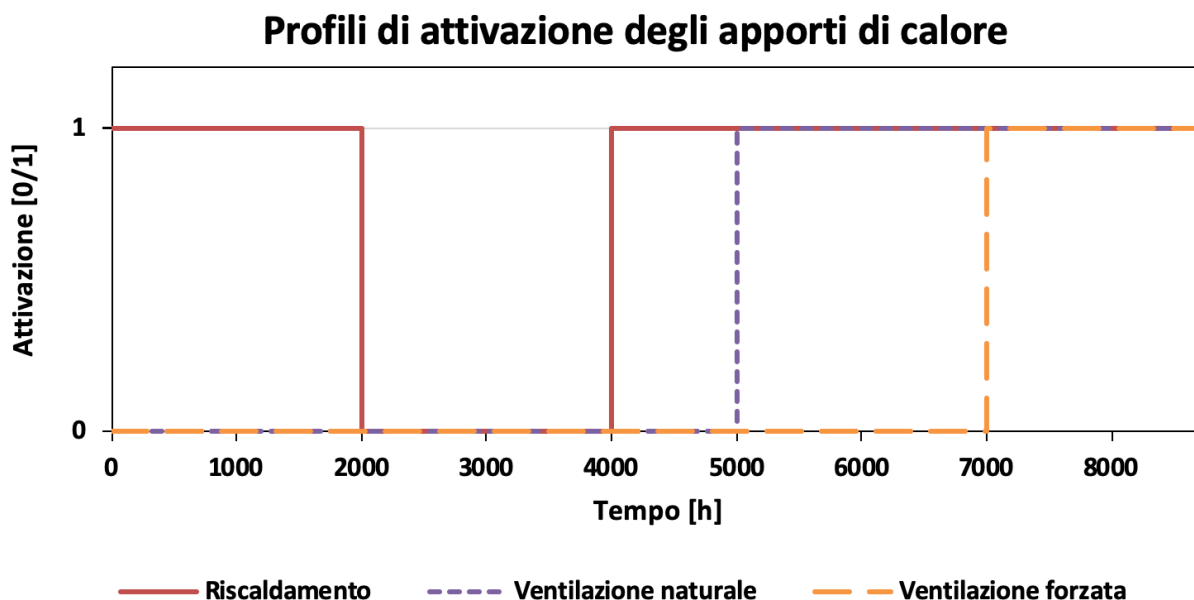


Figura 3.47. Profili di attivazione degli apporti di calore per una simulazione di 8760 h

Una volta ottenuti i coefficienti prestazionali, è stato implementato un modello di edificio semplificato tramite il *software* Simulink. Tale modello è stato validato confrontando i risultati in termini di profili di temperatura interna degli edifici con i risultati del modello TRNSYS di ciascun edificio [6]. Si riportano in Tabella 3.8 i coefficienti (a, b, c, d) calcolati dall'UNIPR per ciascun edificio e considerati nel presente lavoro per realizzare il nuovo modello in Dymola.

3.4.2 Modello di edificio

Il modello creato in Dymola si basa sulle ipotesi di calcolo descritte precedentemente in sezione 3.3, con la differenza significativa che viene introdotto un nuovo modello di edificio vero e proprio che prevede l'utilizzo dei coefficienti prestazionali presentati in Tabella 3.8. Tale modello è denominato "RCBuilding" ed è mostrato in Figura 3.48.

Tabella 3.8. Coefficienti prestazionali degli edifici alimentati dalla rete Nuova Sud di Parma

ID Utenza	Utenza servita	a [1/h]	b [°C/kJ]	c [1/h]	d [1/h]
8	Archivio Storico	0,01790	2,3333e-06	0,00000	0,01760
11	Scienze degli Alimenti	0,02438	9,8333e-07	0,00539	0,02697
19	Laboratorio Materiali	0,00874	4,8611e-07	0,00097	0,02355
32	Tecnopolo	0,00454	4,2778e-07	0,00002	0,04378
34	Scienze della Terra	0,02076	3,2500e-07	0,00632	0,01756
39	Centro la Grande Copisteria	0,02540	6,8889e-06	0,00180	0,00000
44	Bar	0,02540	6,8889e-06	0,00180	0,00000
47	Centro la Grande Chiesa/Aule	0,01800	6,6389e-06	0,00360	0,03570
53	Polifunzionale/Auditorium	0,00744	4,4167e-07	0,00153	0,01351
65	Palacampus	0,00342	4,0833e-07	0,00291	0,02449
68	Ingegneria Scientifica	0,02010	1,7778e-07	0,00896	0,01943
69	Mensa	0,03280	4,6389e-06	0,00270	0,02650

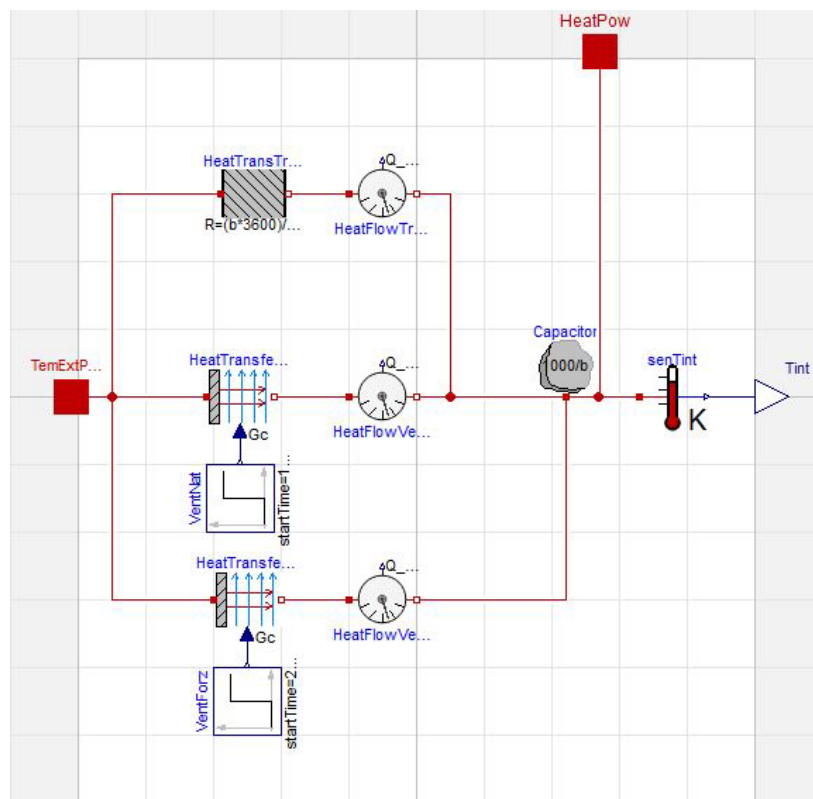


Figura 3.48. "DiagramView" del modello "RCBuilding" in Dymola

Entrando nel dettaglio del modello "RCBuilding", esso è realizzato mediante i seguenti componenti, presenti all'interno della libreria standard "Modelica":

- "Modelica.Thermal.HeatTransfer.Components.HeatCapacitor": modella la capacità termica dell'edificio;
- flusso termico per trasmissione attraverso le pareti esterne, "Modelica.Thermal.HeatTransfer.Components.ThermalResistor": modella la resistenza termica globale dell'involucro;
- flusso termico per ventilazione naturale, "Modelica.Thermal.HeatTransfer.Components.Convection": modella lo scambio termico legato alle infiltrazioni d'aria esterna;

- flusso termico per ventilazione forzata, "Modelica.Thermal.HeatTransfer.Components.Convection": modella lo scambio termico legato ai ricambi d'aria.

In aggiunta ai componenti sopra descritti, il modello "RCBuilding" implementa due porte termiche, una che riceve in *input* la temperatura dell'aria esterna e una che riceve il flusso termico fornito dal sistema di riscaldamento.

Come si osserva in Figura 3.48, il bilancio termico viene effettuato, mediante opportuni collegamenti, sul componente "HeatCapacitor". Per comprendere meglio le operazioni effettuate dal *software*, è possibile riscrivere l'equazione 2.16 come:

$$m_e c_{pe} \frac{dT_{int}}{dt} = -\frac{1}{R_e} (T_{int} - T_{est}) + Q_e - (Gc)_{air,nat} (T_{int} - T_{est}) - (Gc)_{air,forz} (T_{int} - T_{est}) \quad (3.18)$$

dove R_e è la resistenza termica delle pareti esterne. In particolare, considerando le definizioni dei coefficienti prestazionali, i coefficienti dell'equazione sopra riportata possono essere ridefiniti nel seguente modo:

$$m_e c_{pe} = \frac{1000}{b} \left[\frac{J}{K} \right] \quad (3.19)$$

$$R_e = \frac{b * 3600}{a * 1000} \left[\frac{K}{W} \right] \quad (3.20)$$

$$(Gc)_{air,nat} = \frac{c * 1000}{b * 3600} \left[\frac{W}{K} \right] \quad (3.21)$$

$$(Gc)_{air,forz} = \frac{d * 1000}{b * 3600} \left[\frac{W}{K} \right] \quad (3.22)$$

Pertanto, assegnando a ciascun componente del modello di Figura 3.48 tali valori è possibile realizzare in Dymola un modello analogo a quello di edificio realizzato in Simulink in [6].

Al fine di validare il modello di edificio implementato in Dymola, si considerano per il modello di confronto i profili di attivazione mostrati in Figura 3.47 e si assume che la temperatura dell'aria di ricambio in ingresso al sistema sia pari alla temperatura esterna, fissata a 10 °C. I valori delle potenze di riscaldamento in ingresso ai singoli edifici, che permettono di raggiungere una temperatura interna a regime di 20 °C, sono forniti in [6]. Il modello utilizzato per validare il modello di edificio è riportato in Figura 3.49.

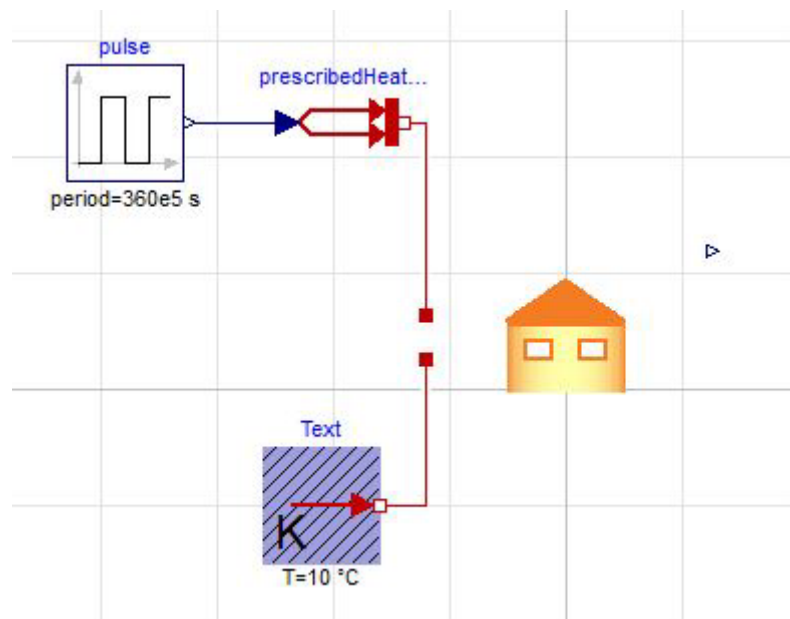


Figura 3.49. "DiagramView" in Dymola del modello di prova della classe "RCBuilding", utile al confronto dei risultati

3.4.3 Validazione del modello di edificio

Si presentano nel presente paragrafo i risultati ottenuti da Dymola per alcuni edifici della rete Nuova Sud, scelti come esemplificativi per la validazione del modello di edificio “RCBuilding”.

Utenza 8 – Archivio Storico

Per quanto riguarda l’utenza 8, i dati di input utilizzati per validare il modello sono di seguito riportati:

- coefficienti prestazionali: $a = 0,01790 \left[\frac{1}{h} \right], b = 2,3333e - 06 \left[\frac{°C}{kJ} \right], c = 0,00000 \left[\frac{1}{h} \right], d = 0,01760 \left[\frac{1}{h} \right];$
- potenza termica di riscaldamento: $Q_e = 35 [kW], t \leq 2000h \cup t \geq 4000h;$
- scambio termico per trasmissione: $R_e = \frac{b*3600}{a*1000} \left[\frac{K}{W} \right], \forall t \geq 0;$
- scambio termico per convezione naturale: $(Gc)_{air,nat} = \frac{c*1000}{b*3600} \left[\frac{W}{K} \right], t \geq 5000h;$
- scambio termico per convezione forzata: $(Gc)_{air,forz} = \frac{d*1000}{b*3600} \left[\frac{W}{K} \right], t \geq 7000h;$
- temperatura esterna: $T_{est} = 10 °C.$

I risultati della simulazione effettuata con Dymola sono confrontati con quelli del modello Simulink in termini di

- scambio termico per trasmissione attraverso le pareti esterne;
- scambio termico per ventilazione naturale;
- scambio termico per ventilazione forzata;
- profilo di temperatura interna.

Si riportano in Figura 3.50 i profili relativi agli scambi termici che si verificano, così come sono ottenuti da Dymola. Come atteso, si osserva che l’unica potenza positiva risultante è quella relativa al riscaldamento. Infatti, data l’ipotesi di considerare una temperatura esterna inferiore a quella interna, tutti gli altri termini risultano negativi. La Figura 3.51 mostra il confronto tra il profilo di temperatura interna ottenuto in Dymola e quello risultante in Simulink [6]: i due profili si trovano ad essere sovrapposti per tutta la durata della simulazione, confermando che il modello implementato in Dymola si comporta come il modelli Simulink.

Utenza 34 – Scienze della Terra

Per quanto riguarda l’utenza 34, i dati di input utilizzati per validare il modello sono di seguito riportati:

- coefficienti prestazionali: $a = 0,02076 \left[\frac{1}{h} \right], b = 3,2500e - 07 \left[\frac{°C}{kJ} \right], c = 0,00632 \left[\frac{1}{h} \right], d = 0,01756 \left[\frac{1}{h} \right];$
- potenza termica di riscaldamento: $Q_e = 190 [kW], t \leq 2000h \cup t \geq 4000h;$
- scambio termico per trasmissione: $R_e = \frac{b*3600}{a*1000} \left[\frac{K}{W} \right], \forall t \geq 0;$
- scambio termico per convezione naturale: $(Gc)_{air,nat} = \frac{c*1000}{b*3600} \left[\frac{W}{K} \right], t \geq 5000h;$
- scambio termico per convezione forzata: $(Gc)_{air,forz} = \frac{d*1000}{b*3600} \left[\frac{W}{K} \right], t \geq 7000h;$
- temperatura esterna: $T_{est} = 10 °C.$

Si mostrano gli *output* relativi a flussi termici in Figura 3.52, mentre in Figura 3.53 i profili di temperatura ottenuti con Dymola sono confrontati con quelli ottenuti con Simulink. Anche in questo caso è stato raggiunto un ottimo accordo fra i due modelli.

Utenza 8 - ARCHIVIO STORICO Scambi termici

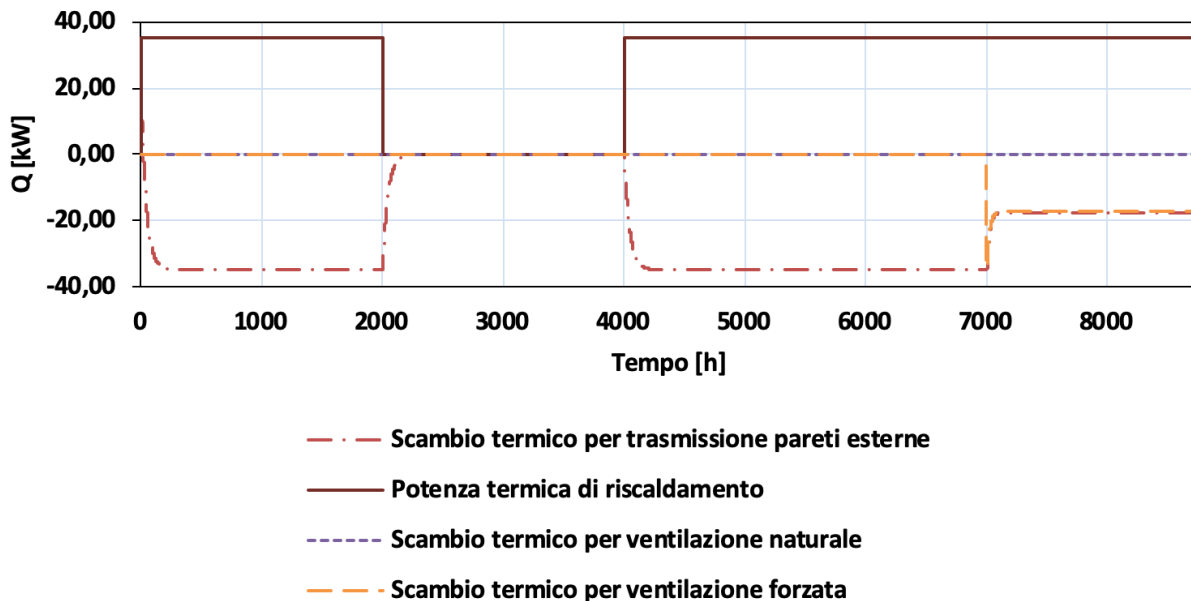


Figura 3.50. Scambi termici "RCBuilding" in Dymola, utenza 8 - Archivio Storico

Utenza 8 - ARCHIVIO STORICO Temperatura interna Dymola - Simulink

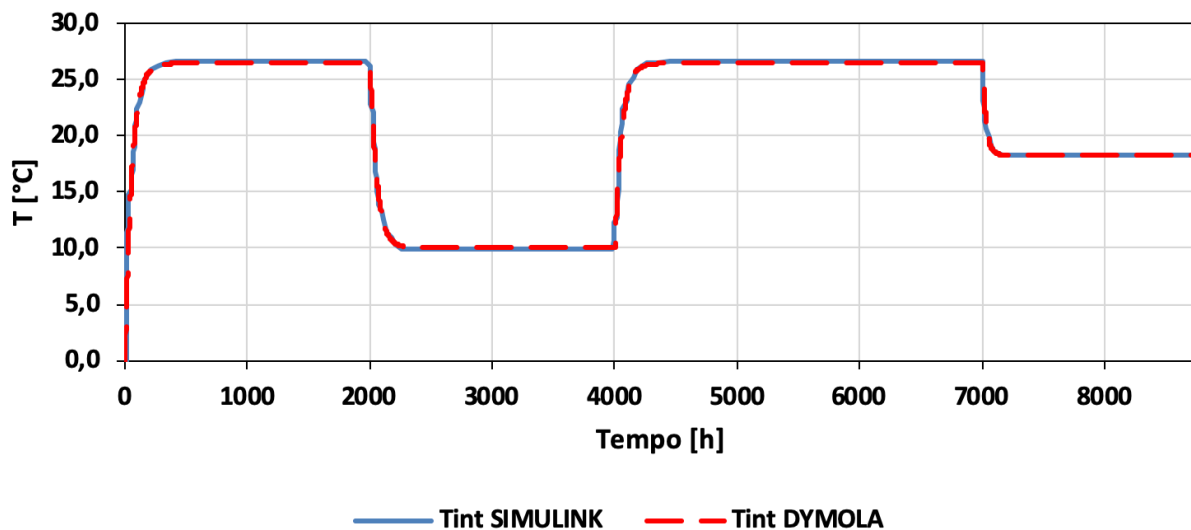


Figura 3.51. Confronto profili di temperatura interna Dymola - Simulink, utenza 8 - Archivio Storico

Utenza 34 - SCIENZE DELLA TERRA

Scambi termici

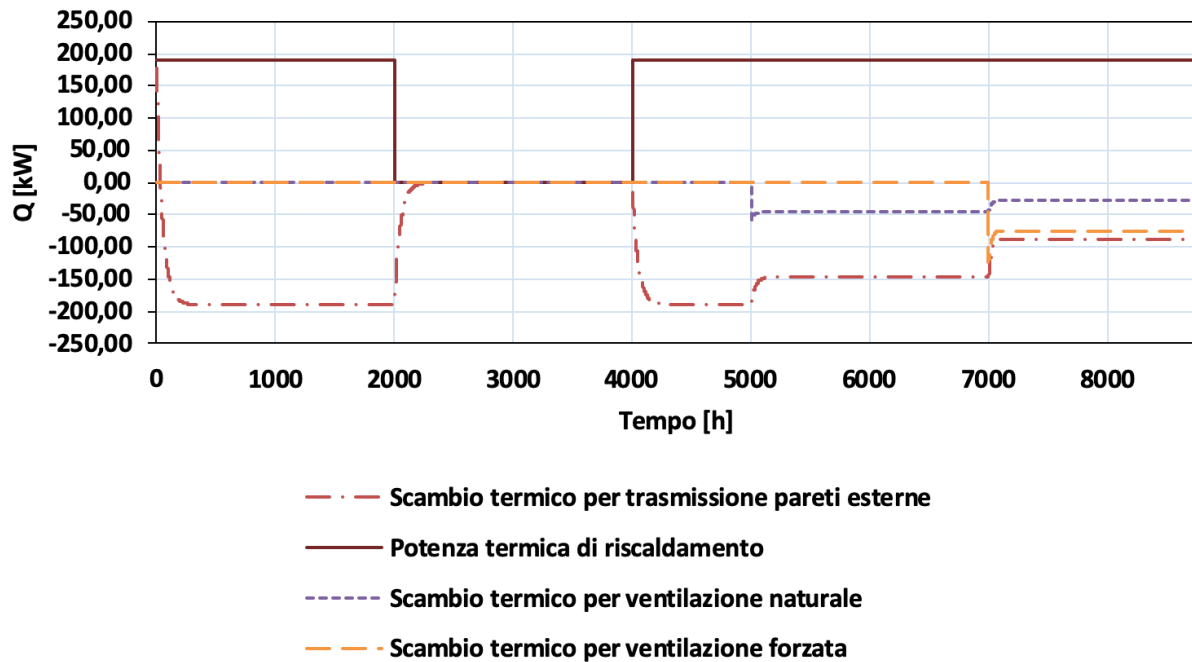


Figura 3.52. Scambi termici "RCBuilding" in Dymola, utenza 34 - Scienze della Terra

Utenza 34 - SCIENZE DELLA TERRA

Temperatura interna Dymola - Simulink

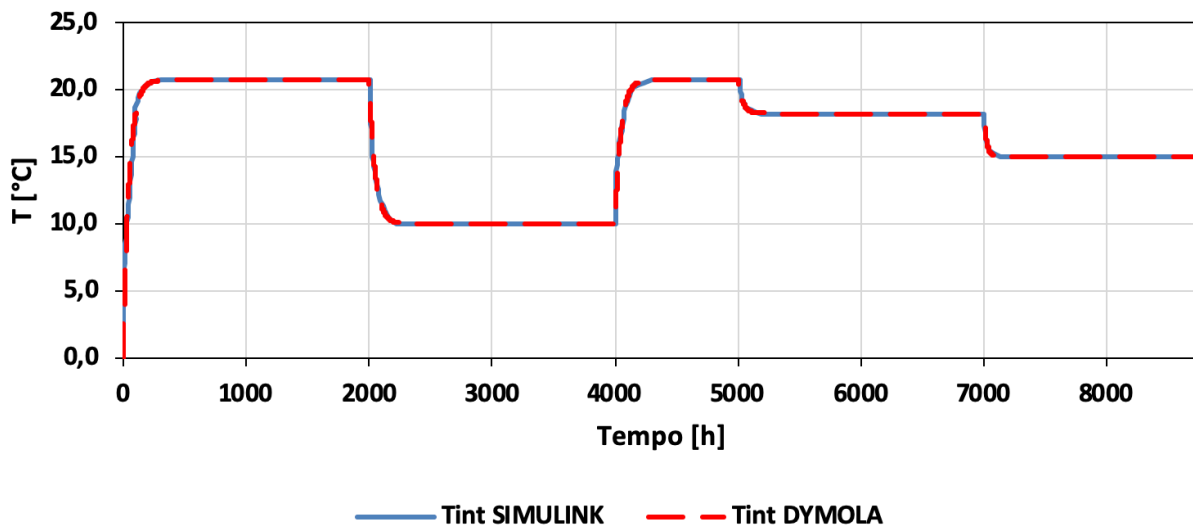


Figura 3.53. Confronto profili di temperatura interna Dymola - Simulink, utenza 34 - Scienze della Terra

Utenza 53 – Polifunzionale

Per quanto riguarda l'utenza 53, i dati di input utilizzati per validare il modello sono di seguito riportati:

- coefficienti prestazionali: $a = 0,00744 \left[\frac{1}{h} \right], b = 4,4167e - 07 \left[\frac{^{\circ}C}{kJ} \right], c = 0,00153 \left[\frac{1}{h} \right], d = 0,01351 \left[\frac{1}{h} \right];$
- potenza termica di riscaldamento: $Q_e = 50 [kW], t \leq 2000h \cup t \geq 4000h;$
- scambio termico per trasmissione: $R_e = \frac{b*3600}{a*1000} \left[\frac{K}{W} \right], \forall t \geq 0;$
- scambio termico per convezione naturale: $(Gc)_{air,nat} = \frac{c*1000}{b*3600} \left[\frac{W}{K} \right], t \geq 5000h;$
- scambio termico per convezione forzata: $(Gc)_{air,forz} = \frac{d*1000}{b*3600} \left[\frac{W}{K} \right], t \geq 7000h;$
- temperatura esterna: $T_{est} = 10 ^{\circ}C.$

Si riportano i profili degli scambi termici in Figura 3.54 e il confronto del profilo di temperatura interna in Figura 3.55. Anche in questo caso, il modello Dymola ed il modello Simulink risultano in ottimo accordo per quanto riguarda la temperatura dell'aria interna all'edificio.

Infine, data l'analogia ottenuta per il profilo di temperatura interna per tutti gli edifici considerati, si considera validato il modello "RCBuilding" e si procede dunque al suo utilizzo per modellare le utenze della rete.

3.4.4 Integrazione del modello di edificio con quello di impianto

Al fine di creare un nuovo modello di utenza da utilizzare nel modello della rete, è necessario integrare il modello di edificio descritto in 3.4.2 con il modello di impianto. In questa ottica è possibile inserire il modello "RCBuilding" all'interno del componente che rappresenta la domanda di riscaldamento. A tal fine è stato necessario effettuare alcune piccole modifiche al modello dal momento che, così come presentato finora, esso è stato implementato con lo scopo di confrontarne i risultati con il modello "Simulink" ai fini della validazione. Nello specifico, vengono variati i dati di *input* relativi alla temperatura esterna, dato considerato comune a tutti gli edifici, per il calcolo dei flussi termici legati alle dispersioni attraverso le pareti esterne, alle infiltrazioni d'aria verso l'interno e alle perdite dovute al ricircolo d'aria. Quest'ultima è considerata essere alla stessa temperatura dell'aria esterna. La seconda modifica sostanziale riguarda l'*input* di potenza termica di riscaldamento, non più in valore costante, ma funzione della portata d'acqua al circuito secondario.

Per la realizzazione del nuovo modello di utenza si utilizza il modello di "BuildingIndirectStations", descritto in 3.3.2. In particolare, il componente "DemandSH", che rappresenta la domanda di riscaldamento, viene sostituito con un nuovo componente creato *ad hoc*, denominato "DemandRC", che è mostrato in Figura 3.56. Si osserva che è stato inserito un controllore di tipo PI che confronta la temperatura interna all'edificio, *output* del modello "RCBuilding", con il valore di *set point* definito dall'utente. L'*output* del controllore PI costituisce l'*input* di un blocco "switch", che implementa le logiche di accensione e di spegnimento dell'impianto. Negli orari di accensione dell'impianto, lo "switch" consente al controllore PI di agire sulle pompe ("flowUnit") di circolazione poste sul circuito secondario. Durante gli orari di spegnimento, tali pompe sono considerate spente. Tali pompe sono caratterizzate da una portata nominale massima calcolata in condizioni di progetto a partire dalla massima richiesta di potenza termica per ogni utenza e dal salto termico nominale.

Anche il modello di radiatore è stato modificato rispetto a quanto descritto in 3.3.2. In particolare, come mostrato Figura 3.57 è stata inserita un'apposita porta termica che riceve in *input* la temperatura dell'aria così come viene calcolata dal modello di edificio.

Utenza 53 - POLIFUNZIONALE Scambi termici

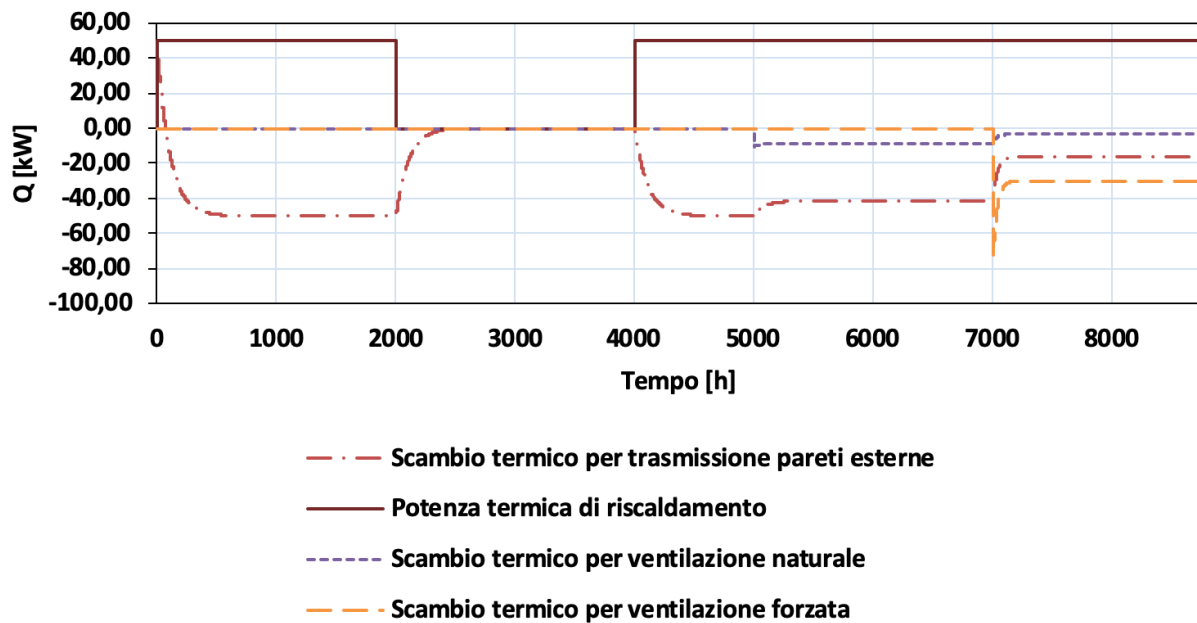


Figura 3.54. Scambi termici "RCBuilding" in Dymola, utenza 53 – Polifunzionale

Utenza 53 - POLIFUNZIONALE Temperatura interna Dymola - Simulink

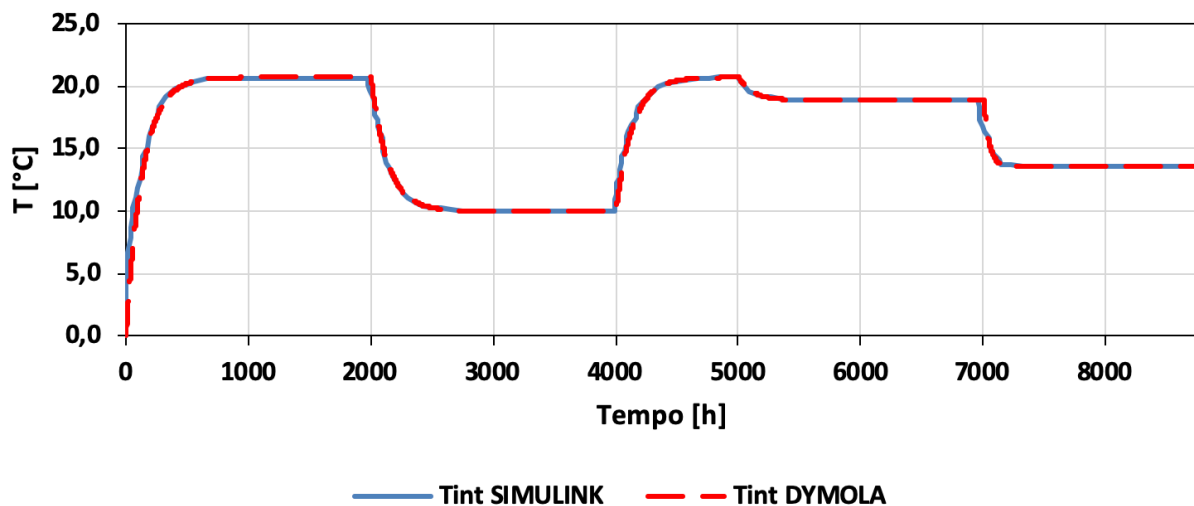


Figura 3.55 Confronto profili di temperatura interna Dymola - Simulink, utenza 53 – Polifunzionale

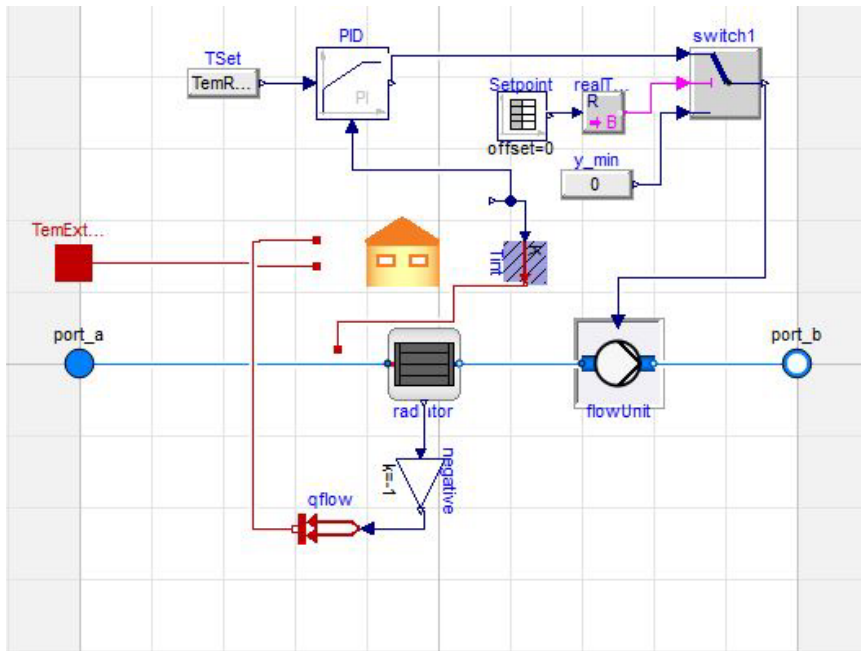


Figura 3.56. "DiagramView" del componente "DemandRC" in Dymola

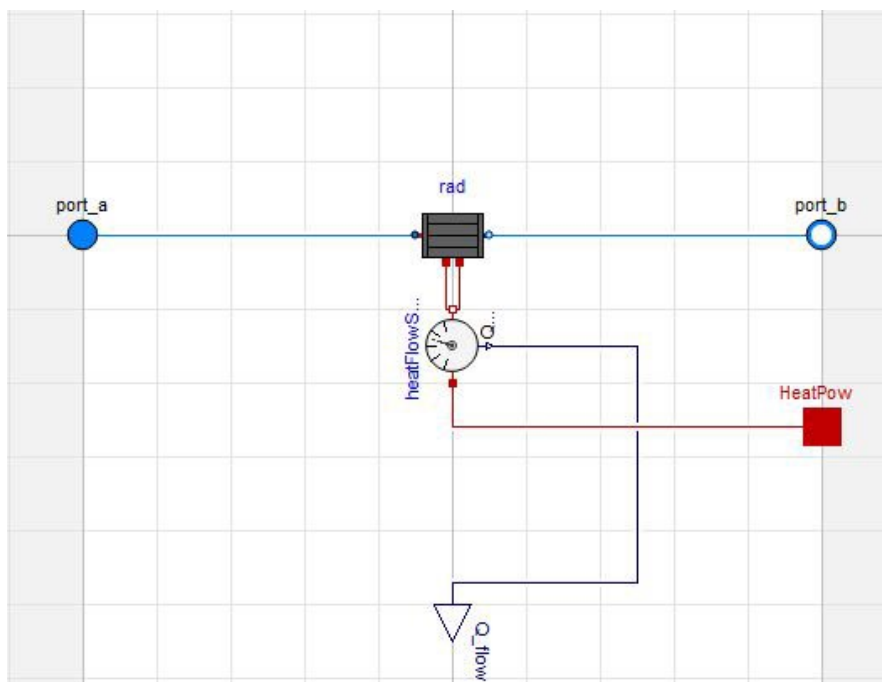


Figura 3.57. "DiagramView" del nuovo modello di "Radiator" in Dymola

Il calore scambiato fra il fluido termovettore e l'ambiente rappresenta poi a sua volta un *input* per il modello di edificio stesso (vedi Figura 3.56).

All'interno del modello "RCBuilding" è stata inoltre modellata la gestione delle fasce orarie in cui si attivano i ricambi d'aria mediante una *time-table* (vedi Figura 3.58).

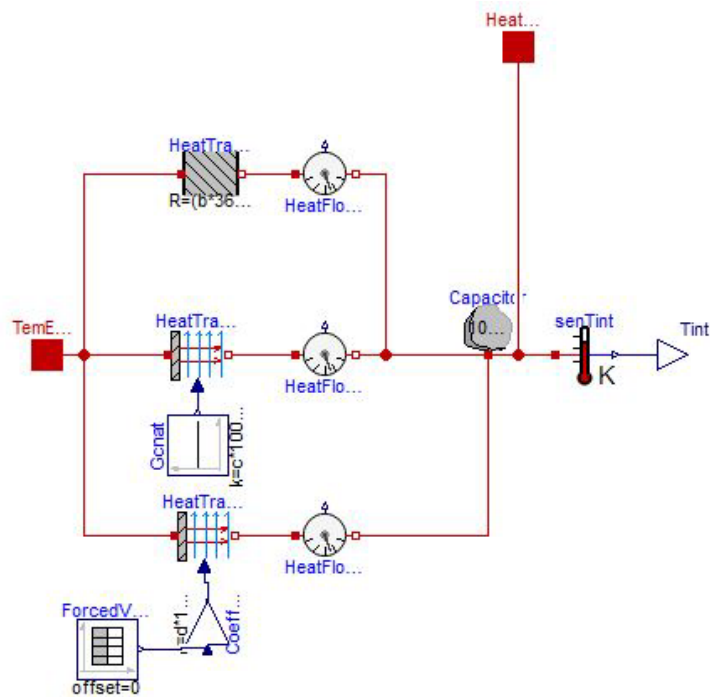


Figura 3.58. "DiagramView" in Dymola del modello "RCBuilding" con ON-OFF ricambi d'aria

3.4.5 Integrazione del modello edificio-impianto nel modello di rete

Il modello di edificio e impianto descritto in 3.4.4 viene inserito nel modello della rete descritto in 3.3. Inoltre, vengono impostate le seguenti condizioni al contorno per il modello:

- stagione annuale di riscaldamento per Parma (zona climatica E [5]): dal 15 ottobre al 15 aprile, con l'esclusione dell'ultima settimana di dicembre e della prima di gennaio;
- riscaldamento settimanale: dal lunedì al venerdì, ad eccezione del Palacampus (utenza 65), il quale è riscaldato anche il sabato;
- orari di lavoro durante i quali mantenere 20 °C interni agli edifici: dalle 7:00 alle 20:00 per tutti gli edifici, ad eccezione del Palacampus (utenza 65), per cui l'orario di apertura è ipotizzato dalle 07:00 alle 22:00;
- orario di attivazione dei ricambi d'aria: due ore dopo l'attivazione dell'impianto di riscaldamento e due ore prima dello spegnimento in ciascuna utenza;
- temperatura dell'aria esterna: profilo di temperatura medio orario della temperatura dell'aria a 2 m da terra registrato nella stazione meteorologica di Parma Urbana per la stagione di riscaldamento 2018-2019 (database [7]);
- al fine di effettuare alcuni confronti, inizialmente è stato scelto un periodo di simulazione di 8 settimane, che va dal 15/10/18 al 09/12/2018;

A parte il nuovo modello di utenza che implementa l'interazione edificio-impianto descritto in 3.4.3 e 3.4.4 e l'utilizzo dei dati climatici per la temperatura esterna dell'aria, i restanti componenti della rete sono i medesimi riportati in Figura 3.31 (sezione 3.3.2). Si mostra in Figura 3.59 il modello della rete completa implementato in Dymola.

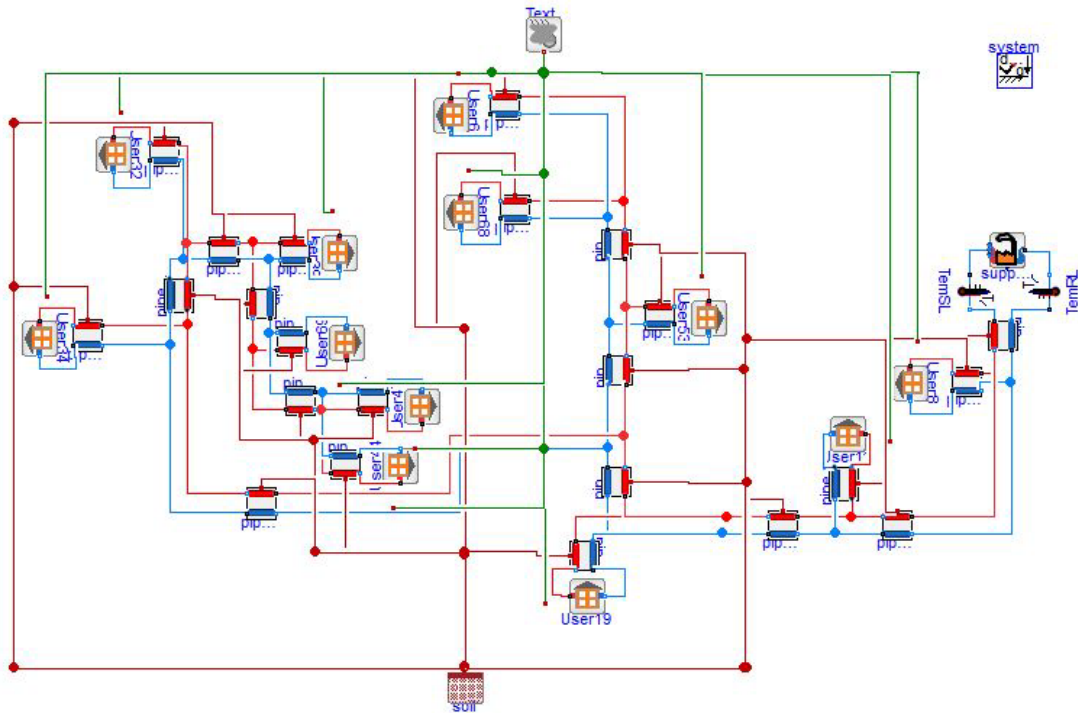


Figura 3.59. "DiagramView" in Dymola del modello dinamico della rete Nuova Sud di Parma con nuovi modelli di utenza

È importante sottolineare come in questa fase sia stato fondamentale il settaggio dei due regolatori PI presenti all'utenza. Al variare delle costanti impostate, infatti, varia la dinamica di regolazione delle portate e delle temperature sia sul secondario (PI nel "RCDemand"), sia sul primario (PI nell' "IndirectStation"). Ne consegue una variazione temporale delle distribuzioni di portata e di temperatura in rete che, se mal regolata, può in alcuni istanti determinare dei picchi di potenza improvvisi in centrale termica. Se, ad esempio, in sottostazione accadesse che in un dato istante temporale la temperatura di ritorno al lato secondario scendesse a valori molto bassi e contemporaneamente l'apertura della valvola di regolazione della portata di fluido sul lato primario andasse al valore massimo quasi istantaneamente, ne conseguirebbe che quest'ultima raffreddandosi molto nello scambiatore si mescolerebbe con un portata di *by-pass* ad alta temperatura non sufficientemente grande a far sì che la temperatura di ritorno dall'utenza in rete non cali drasticamente. Con una temperatura di ritorno in centrale troppo bassa, in tal caso, il risultato sarebbe una richiesta termica in centrale, che lavora a una temperatura di mandata fissata, improvvisamente troppo alta, un comportamento transitorio decisamente non ottimale. Con lo scopo di evitare ciò, dunque, è stata effettuata una prima scelta arbitraria dei coefficienti di taratura dei regolatori PI. In particolare, sono impostati i seguenti valori:

- regolatore PI di temperatura interna (agisce sulla portata in massa nel circuito secondario nel componente "DemandRC"): costante proporzionale $k = 0,1$ e tempo integrale $T_i = 100$ s;
- regolatore PI di temperatura di mandata sul secondario (agisce sulla portata in massa nel circuito primario nel componente "IndirectStation"): costante proporzionale $k = 0,01$ e tempo integrale $T_i = 1000$ s.

Nello scenario iniziale si considerano l'accensione di tutti gli impianti di riscaldamento alle ore 07:00.

3.4.6 Scenario 1 – Risultati numerici

Nella presente sezione si presentano i risultati numerici ottenuti con il *setup* numerico descritto in precedenza. Tali risultati vengono indicati con l'appellativo di "scenario 1".

A titolo esemplificativo si riportano i risultati dell'Archivio Storico (utenza 8) e del Palacampus (utenza 65). In particolare, per quanto riguarda l'utenza 8 (Archivio Storico) i profili di temperatura interna agli edifici e l'andamento della temperatura esterna sono mostrati in Figura 3.60, mentre al fine di osservare l'azione regolante del controllore PI di temperatura, Figura 3.61 riporta la variazione temporale del *control output*

che agisce sulla pompa al secondario per la quinta settimana simulata. La portata in massa è data dal prodotto tra l'uscita del PI ($y \in [0;1]$) e la portata in massa nominale della pompa, dipendente dalla potenza nominale (impostata pari a quella di *design*) e dal ΔT nominale sul secondario.

Utenza 8 - ARCHIVIO STORICO Temperatura interna - Temperatura esterna

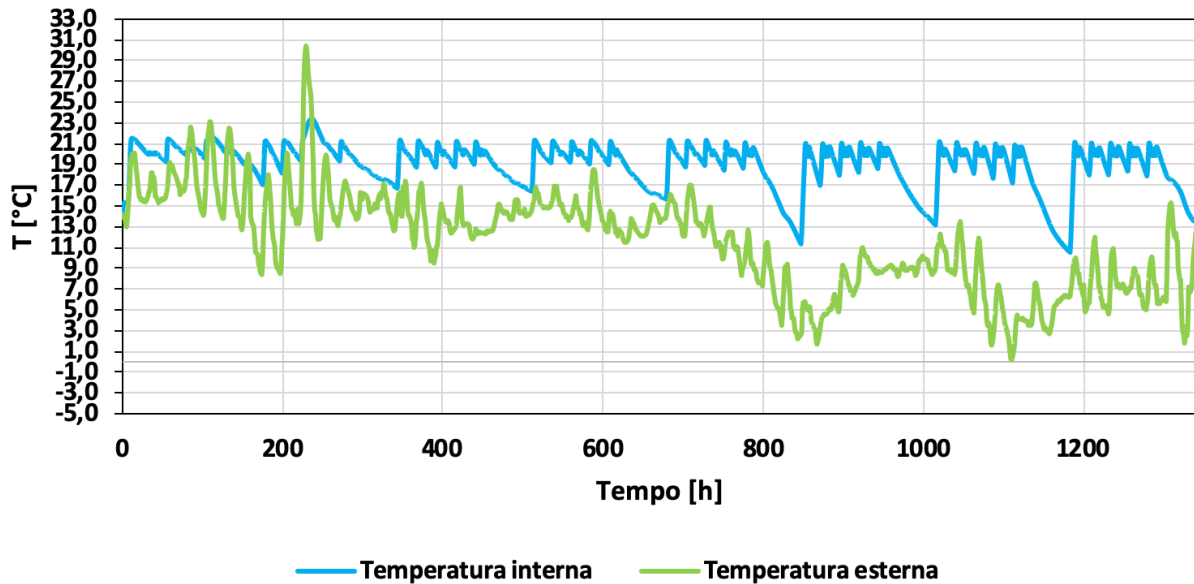


Figura 3.60. Temperatura interna - Temperatura esterna, utenza 8 - Archivio Storico, scenario 1

Utenza 8 - ARCHIVIO STORICO Quinta settimana: 12/11-18/11

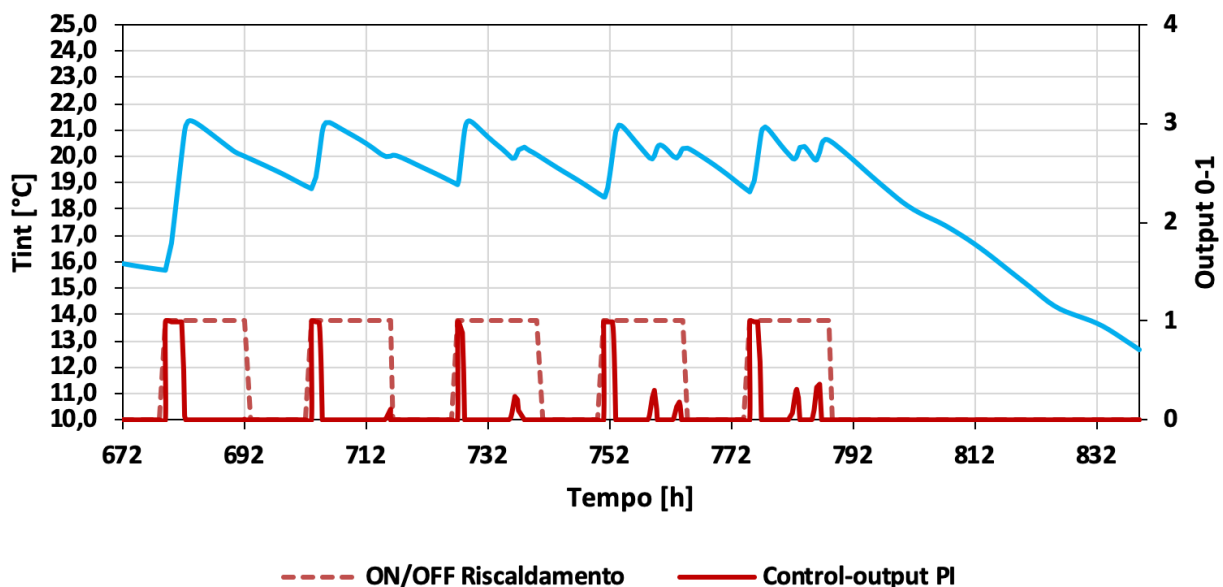


Figura 3.61. Output di regolazione di temperatura, utenza 8 - Archivio Storico, scenario 1

Per quanto riguarda l'utenza 65 (Palacampus), i profili di temperatura interna agli edifici e l'andamento della temperatura esterna sono mostrati in Figura 3.62, mentre l'azione del controllore PI è riportata in Figura 3.63.

Utenza 65 - PALACAMPUS Temperatura interna - Temperatura esterna

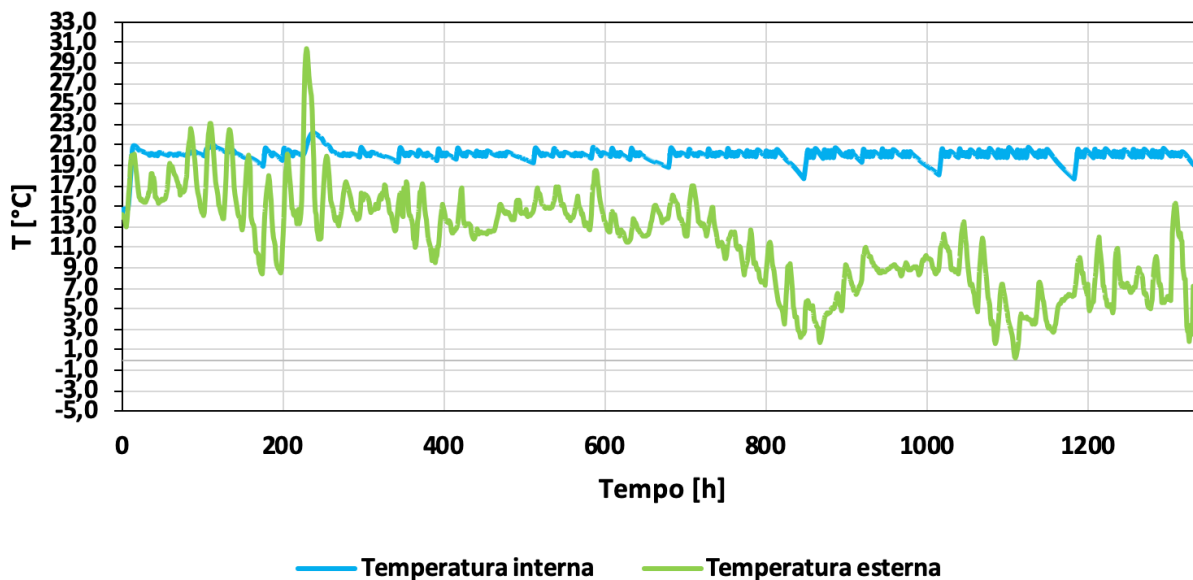


Figura 3.62. Temperatura interna - Temperatura esterna, utenza 65 - Palacampus, scenario 1

Utenza 65 - PALACAMPUS Quinta settimana: 12/11-18/11

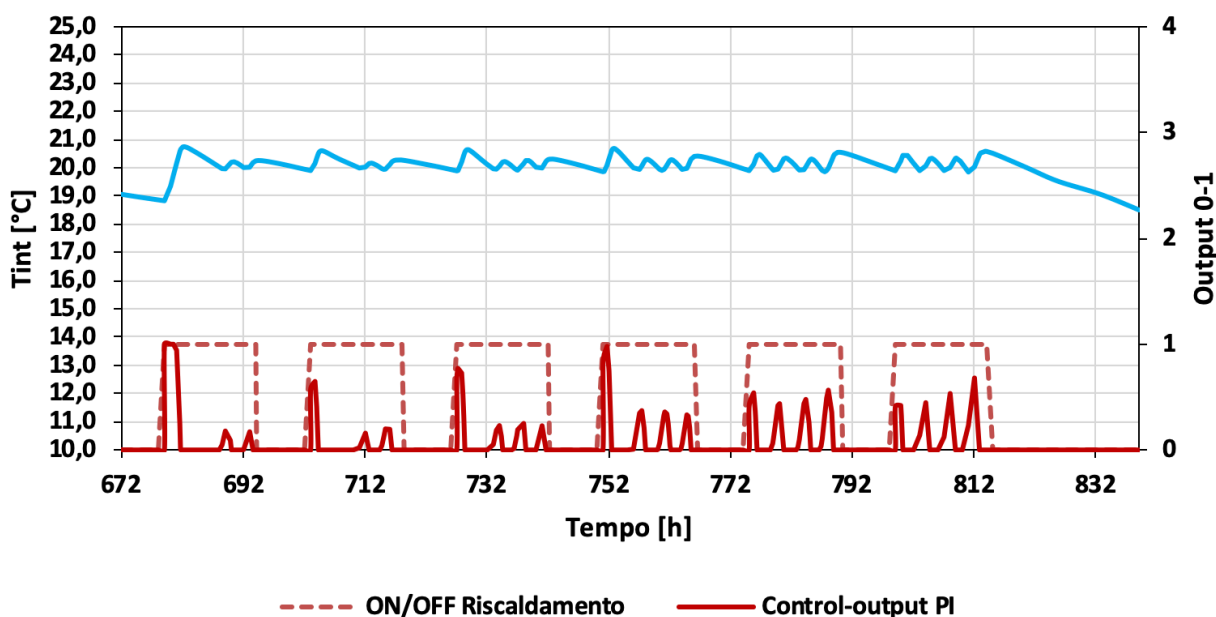


Figura 3.63. Output di regolazione di temperatura, utenza 65 - Palacampus, scenario 1

Come atteso, da Figura 3.60 e Figura 3.62 è possibile osservare come la temperatura interna agli edifici sia dipendente dal profilo di temperatura esterna considerato. Infatti, a inizio stagione, quando le temperature esterne sono più alte, si registrano dei picchi di temperatura interna agli edifici in corrispondenza dei picchi di temperatura esterna durante le ore del giorno. Tuttavia, confrontando Figura 3.60 (utenza 8, archivio storico) e Figura 3.62 (utenza 65, Palacampus) è possibile osservare come le variazioni di temperatura interna dell'aria siano più o meno accentuate a seconda dei parametri prestazionali degli edifici, riportati in Tabella 3.8. Da questa tabella è infatti possibile osservare come il parametro a che caratterizza l'utenza 8 sia di circa 5,2 volte maggiore rispetto al medesimo parametro relativo all'utenza 65, indicando come il Palacampus sia energeticamente più performante dell'Archivio Storico. Ne consegue dunque che il Palacampus, essendo termodinamicamente più performante, riesce a mantenere meglio il *set-point* imposto durante le ore di accensione dell'impianto di riscaldamento.

Per quanto riguarda i grafici relativi agli *output* di regolazione (Figura 3.61 e Figura 3.63) si evince che non appena la temperatura interna scende al di sotto del valore di *set-point* viene dato un segnale non nullo in ingresso alla pompa, che quindi aumenta i suoi giri producendo una portata proporzionale al valore della portata nominale imposto. Al contrario, quando la temperatura sale sopra il *set-point*, il segnale in ingresso alla pompa torna a zero più o meno velocemente a seconda dell'inerzia termica dell'edificio. Come atteso, alla prima accensione dell'impianto di riscaldamento al mattino, le portate delle pompe nei circuiti secondari raggiungono nella maggior parte delle utenze i valori nominali massimi (*control output* pari a 1).

Il profilo di potenza termica di riscaldamento in uscita dal componente "Radiator" e entrante nel modello di edificio "RCBuilding" segue, secondo quanto atteso, il profilo di portata in massa al secondario, come si evince dal confronto tra la Figura 3.64 e la Figura 3.65 relative ai risultati per l'Archivio Storico.

Per quanto riguarda gli *output* in centrale termica, la portata in massa totale è riportata in Figura 3.66, mentre l'andamento temporale delle temperature di mandata e di ritorno è mostrato in Figura 3.67. In assenza di domanda termica nell'impianto circola sempre una portata minima alla temperatura di mandata, pari alla somma delle portate di *by-pass* alle singole utenze; la temperatura di mandata è mantenuta costante, mentre quella di ritorno varia a seconda delle variazioni di portata agli scambiatori nelle utenze e delle dispersioni termiche in rete.

Per quanto riguarda la potenza totale di riscaldamento fornita in centrale, essa è riportata in Figura 3.68, mentre la potenza elettrica fornita dalla pompa in centrale è riportata in Figura 3.69. Per il calcolo della potenza elettrica consumata dalla pompa si è mantenuto il rendimento di *default* pari a 0,49. La potenza termica dispersa in rete è invece mostrata in Figura 3.70.

Utenza 8 - ARCHIVIO STORICO

Potenza termica di riscaldamento

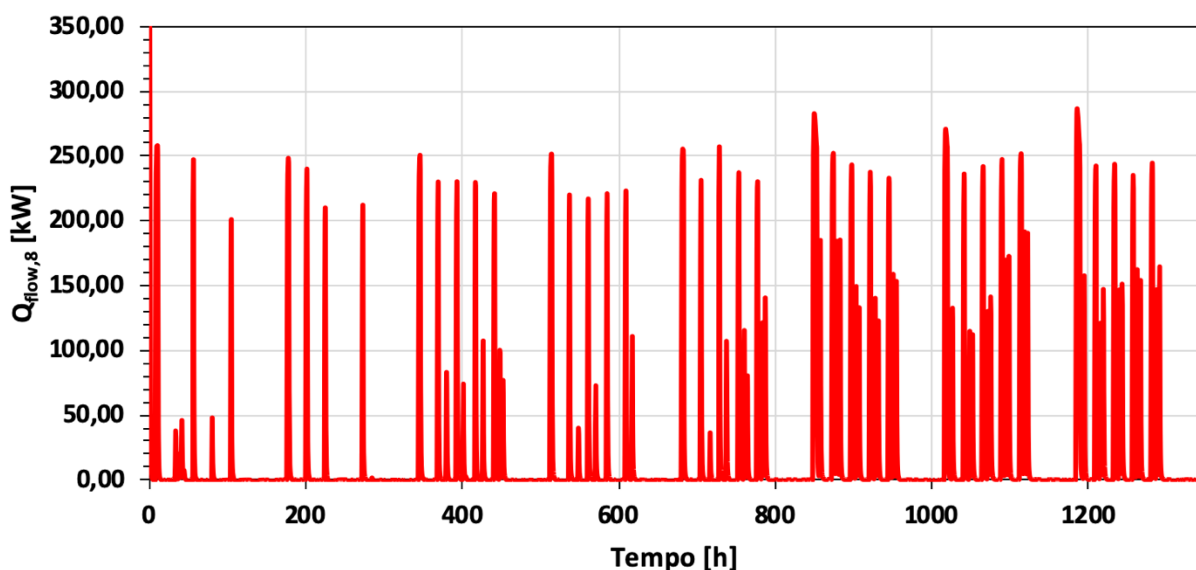


Figura 3.64. Potenza termica di riscaldamento, utenza 8 - Archivio storico, scenario 1

Utenza 8 - ARCHIVIO STORICO Portata in massa secondario

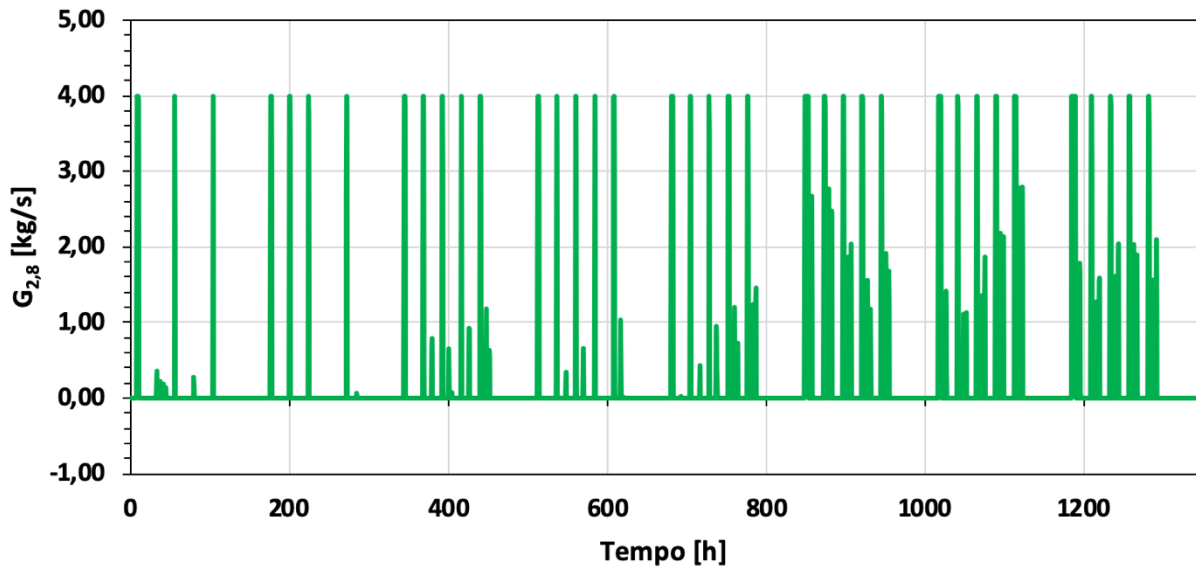


Figura 3.65. Portata in massa secondario, utenza 8 - Archivio Storico, scenario 1

Portata in massa totale in centrale

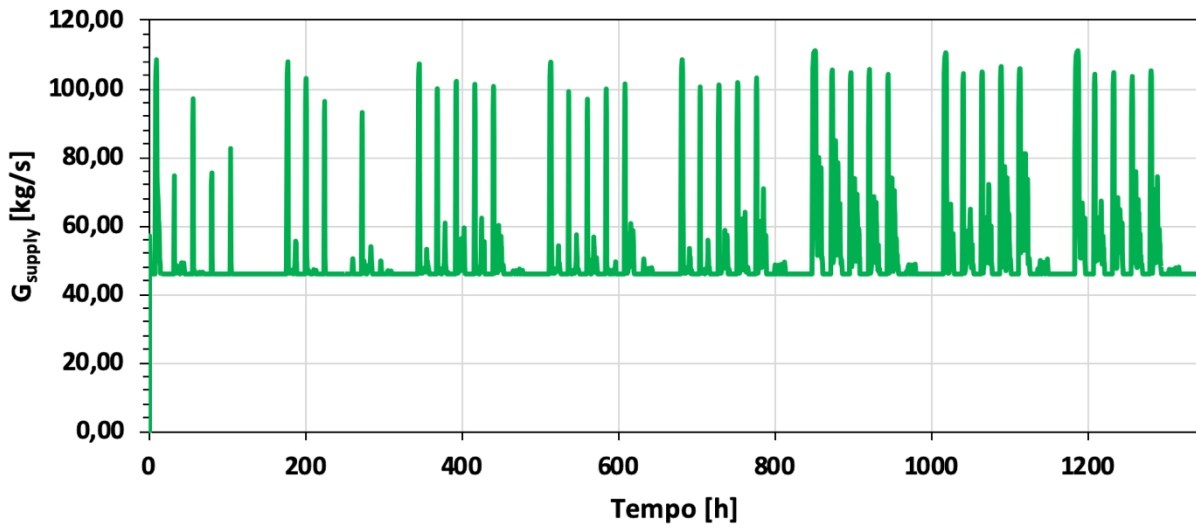


Figura 3.66. Portata in massa totale in centrale, scenario 1

Temperatura di mandata e di ritorno in centrale

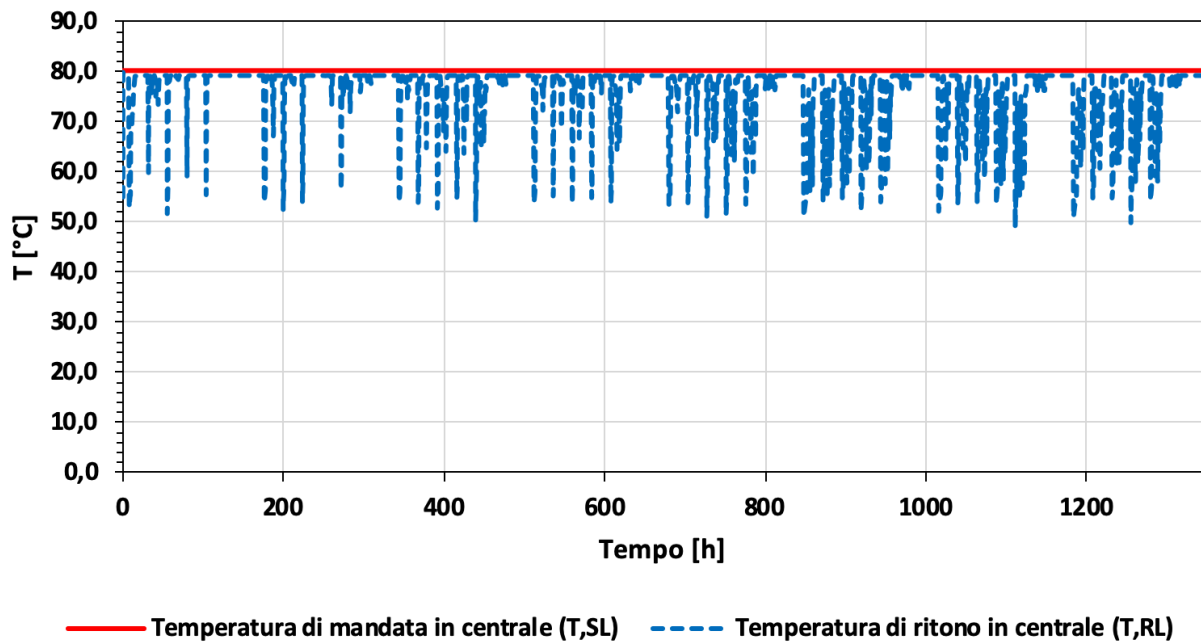


Figura 3.67. Temperature di mandata e ritorno in centrale, scenario 1

Potenza termica fornita dall'"heater" in centrale

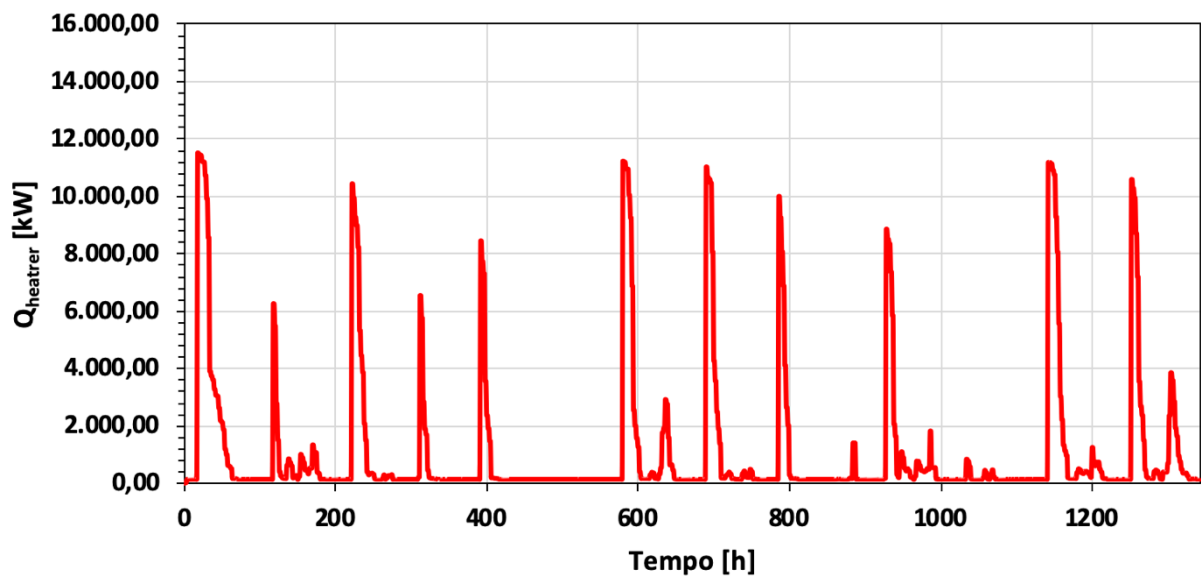


Figura 3.68. Potenza termica "heater" in centrale, scenario 1

Potenza elettrica della pompa in centrale

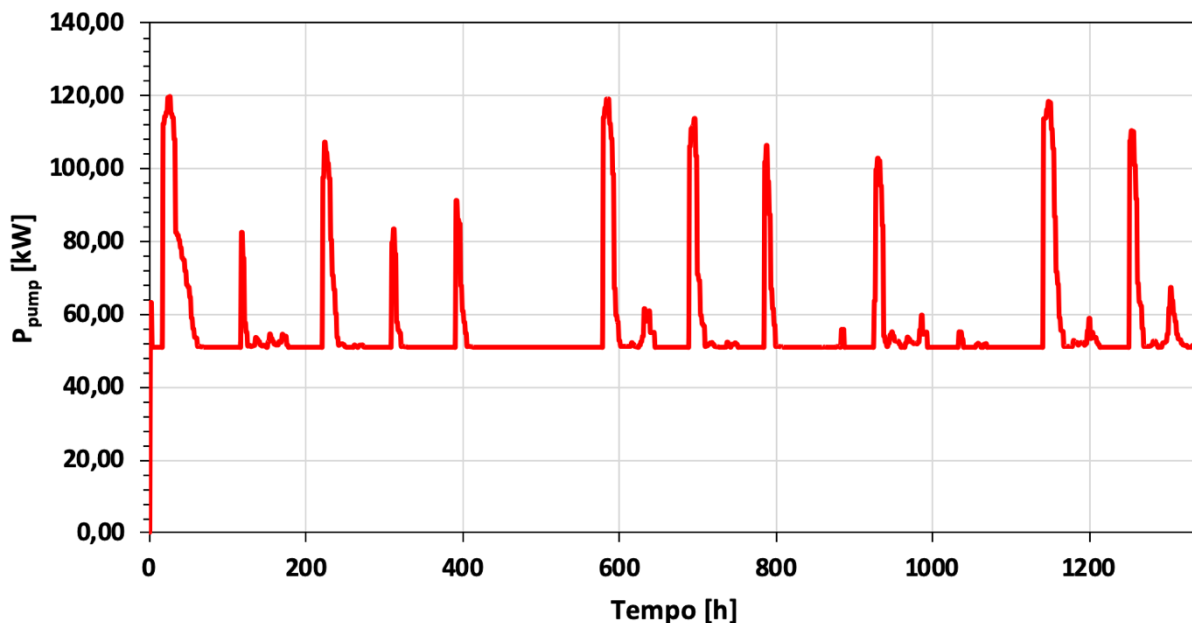


Figura 3.69. Potenza elettrica della pompa in centrale, scenario 1

Potenza termica dispersa in rete

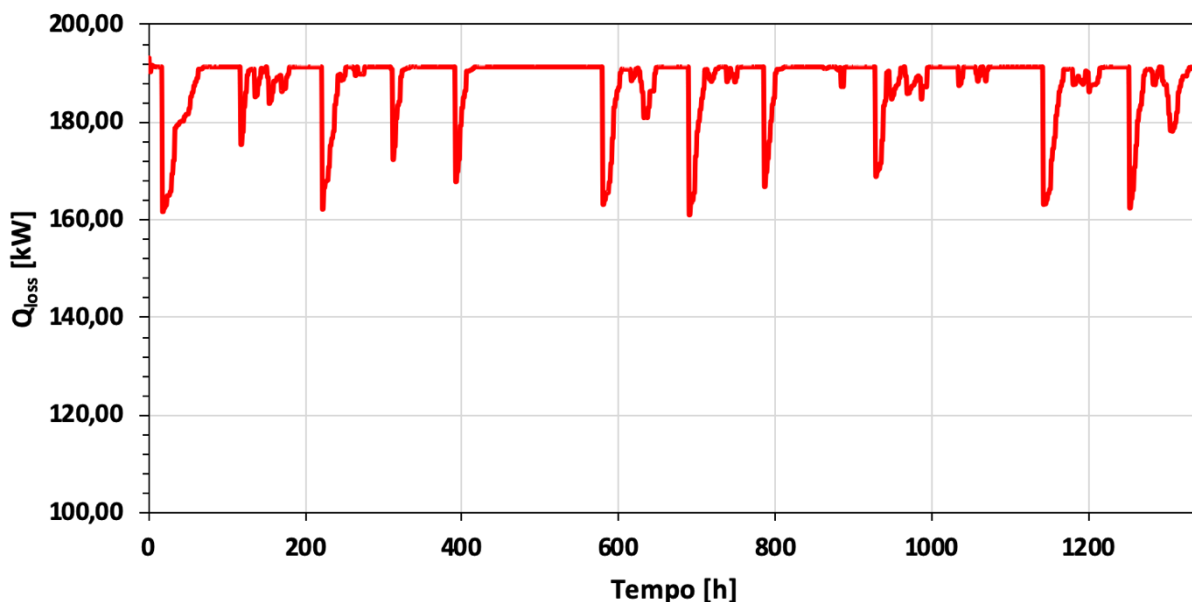


Figura 3.70. Potenza termica dispersa in rete, scenario 1

Si presentano infine in Tabella 3.9 i risultati relativi all'energia totale fornita dalla centrale sotto forma di energia termica, di energia elettrica e all'energia dispersa dalla rete per il periodo di riferimento.

Tabella 3.9. Energie complessive consumate, ScENARIO 1

RISULTATI GENERALI	
Energia termica fornita in centrale E_{heater} [kWh _t]	1.514.462,97
Energia elettrica per pompaggio E_{pump} [kWh _e]	75.281,94
Energia termica dispersa in rete E_{soil} [kWh _t]	252.588,89

3.5 Ottimizzazione della gestione della rete

3.5.1 Criteri generali

Al fine di ottimizzare il funzionamento della rete, sono state effettuate una serie di simulazioni per un tempo di riferimento di 8 settimane, cambiando alcune impostazioni a partire dal modello descritto del precedente paragrafo. L'obiettivo è quello di individuare un possibile scenario ottimale, che massimizzi il *comfort* all'interno degli edifici e al contempo minimizzi il consumo di energia. Si è quindi proceduto tenendo conto dei seguenti parametri di valutazione:

- temperatura dell'aria interna agli edifici;
- energia termica ed energia elettrica fornite in centrale, complessivamente quantificate in tonnellate equivalenti di petrolio (tep).

Nello specifico, con la consapevolezza che il *comfort indoor* non dipende solo dalla temperatura dell'aria, nell'ambito della presente attività per ragioni di semplicità il *comfort* viene semplicemente inteso come la percentuale di tempo, nei soli orari di accensione dell'impianto, durante la quale la temperatura dell'aria all'interno dell'edificio è in una determinata fascia. Nel presente lavoro, sono state considerate due fasce di temperatura: [19-21] °C e [18-22] °C.

Per la valutazione del quantitativo di energia primaria consumato dal sistema di teleriscaldamento per fornire all'utente finale la singola unità di calore utile possono essere utilizzati specifici fattori di conversione. In base a quanto incluso nel DM 26 giugno 2015 cd. "requisiti minimi" e s.m.i (Allegato 1, art. 3.2), per la valutazione della prestazione energetica degli edifici e l'eventuale allaccio al teleriscaldamento rispetto alle opzioni alternative, è necessario effettuare il calcolo dell'energia primaria totale e di quella non rinnovabile attraverso opportuni fattori noti come PEF *Primary Energy Factor*, dichiarati dal gestore della rete di teleriscaldamento: fattore di conversione in energia primaria totale f_{Ptot} , che rappresenta il rapporto fra la quantità di energia consumata per la produzione e la quantità di calore utile distribuito dal teleriscaldamento, calcolato come somma del fattore di energia primaria non rinnovabile f_{Pnren} e rinnovabile f_{Pren} . I suddetti si applicano quindi alla singola unità di energia termica fornita al punto di consegna dell'edificio e dipendono dalle caratteristiche specifiche della rete, come la temperatura di esercizio, la distribuzione spaziale, la centrale di generazione, le fonti energetiche usate per l'alimentazione della rete, ecc. (a differenza di quanto accade per l'energia elettrica prelevata dalla rete, dove la valutazione è unica per il sistema nazionale). In base al decreto i valori dei fattori dichiarati dal gestore del teleriscaldamento devono essere certificati da parte terza e pubblicati sul proprio sito internet (ad oggi i valori sono autocertificati, in attesa che venga resa disponibile una procedura di certificazione di cui all'Allegato 1, paragrafo 3.2, punto 3 del suddetto DM). Nel caso di produzione di più forme di energia a partire dalla stessa quantità di energia primaria in ingresso, come nel caso della cogenerazione, è necessario includere nella valutazione anche dei fattori di fattori di allocazione all'energia elettrica a_w e all'energia termica a_q ottenuti a partire da diversi possibili metodi (es. Carnot), che dovranno essere sempre inclusi nella dichiarazione. I riferimenti sono una serie di norme europee elaborate sotto mandato della Commissione a supporto della legislazione sulle prestazioni energetiche degli edifici:

- EN ISO 52000-1 *Energy performance of buildings - Overarching EPB assessment - Part 1: General framework and procedures (ISO 52000-1:2017)* che fornisce indicazioni quadro per il calcolo delle prestazioni energetiche nel settore edilizio che richiama il concetto di PEF.
- EN 17423:2020 *Energy performance of buildings - Determination and reporting of Primary Energy Factors (PEF) and CO2 emission coefficient - General Principles, Module M1-7*, norma che include la valutazione dei fattori di emissione per vettori energetici secondari.

- EN 15316-4-5:2017 *Energy performance of buildings - Method for calculation of system energy requirements and system efficiencies - Part 4-5: District heating and cooling, Module M3-8-5, M4-8-5, M8-8-5, M11-8-5*, che all'allegato B fornisce i valori di riferimento per diversi sistemi di generazione. In particolare per il calore ottenuto da teleriscaldamento sono indicati: f_{ptot} pari a 1,5, come somma di f_{pren} pari a 1,5 e f_{pren} pari a 0; i confini del sistema includono la centrale di produzione, gli ausiliari e la rete, escludendo le sottostazioni e quindi le relative perdite.

Non essendo noti i fattori di energia primaria per l'energia termica consegnata, si è scelto di procedere con la conversione delle quantità di gas naturale che alimenta la centrale e dell'energia elettrica prelevata dalla rete per il pompaggio in tonnellate equivalenti di petrolio (tep), sulla base dei coefficienti di conversione adottati da FIRE (Federazione Italiana per l'uso Razionale dell'Energia) in base a quanto previsto al punto 13 della nota esplicativa della circolare MiSE del 18 dicembre 2014 [8], come riportati in Tabella 3.10.

Tabella 3.10. Fattori di conversione in tep utilizzati per il calcolo dei consumi energetici

Vettore energetico	Unità	Fattore di conversione in tep
Gas Naturale	1000 Sm ³	0,836
Energia elettrica dalla rete	MWh	0,187

3.5.2 Scenario 2 – Taratura del sistema di controllo

A partire dallo scenario 1 descritto in 3.4, è stato implementato uno scenario 2 che prevede che i parametri dei controllori PI (costante proporzionale e tempo integrale) che regolano l'azione delle pompe al circuito secondario non siano più pari al loro valore di *default*, ma vengano modificati. In particolare, la scelta dei coefficienti è stata effettuata applicando il metodo di taratura di Ziegler-Nichols [9] ad un modello di utenza generico. Tale modello è stato implementato *ad hoc* considerando condizioni al contorno costanti, considerando l'impianto di riscaldamento sempre acceso e considerando una temperatura esterna costante. Applicando il metodo di taratura di Ziegler-Nichols a tale modello, si sono ottenuti i seguenti valori per i controllori PI:

- costante proporzionale $k = 45$;
- tempo integrale $T_i = 3000$ s.

Si è quindi proceduto a replicare la simulazione per il periodo di riferimento e a confrontare i risultati ottenuti dallo scenario 2 con quelli relativi allo scenario 1. In particolare, Figura 3.71 riporta per ogni scenario e per ogni utenza della rete le percentuali di tempo di soddisfacimento del *set-point* di temperatura, considerando due fasce di temperatura: [19-21] °C e [18-22] °C. Tale figura si considera essere una rappresentazione, seppure semplificata e sintetica, delle prestazioni in termini di *comfort* degli edifici.

Come è possibile osservare da Figura 3.71, le percentuali relative allo scenario 2 aumentano in tutte le utenze rispetto allo scenario 1, seppur con pesi differenti a seconda dei coefficienti prestazionali di ciascuna di esse. L'operazione di taratura dei controllori PI comporta che per lo scenario 2 la temperatura interna di mantenga in quasi tutte le utenze tra i 19 °C e i 20 °C per una percentuale di tempo superiore all'80% e tra i 18 °C e i 22 °C per una percentuale superiore addirittura al 90%.

La Figura 3.71 mette in evidenza anche la presenza di due utenze particolarmente sfavorite, ovvero la 39 (Centro La Grande Copisteria) e la 44 (Bar). Tali utenze sono infatti caratterizzate da un coefficiente prestazionale α che tiene conto delle dispersioni per trasmissione termica attraverso l'involucro significativamente maggiore rispetto a tutte le altre (Tabella 3.8). Inoltre, mentre la taratura dei controlli PI ha un effetto significativo in termini di *comfort* per l'utenza 39 ([19-21] °C: da 23,56% a 57,56%; [18-22] °C: da 48,49% a 94,23%), l'utenza 44 si mostra meno sensibile a tale taratura ([19-21] °C: da 57,51% a 58,90%; [18-22] °C da 71,70% a 72,77%). La differenza in termini di temperatura interna dell'aria fra i due scenari analizzati è osservabile anche in Figura 3.72 e Figura 3.73 rispettivamente per l'utenza 39 e 44. Anche da queste figure si evince come l'effetto della taratura del sistema di controllo sulla temperatura interna dell'aria sia minimo per l'utenza 44.

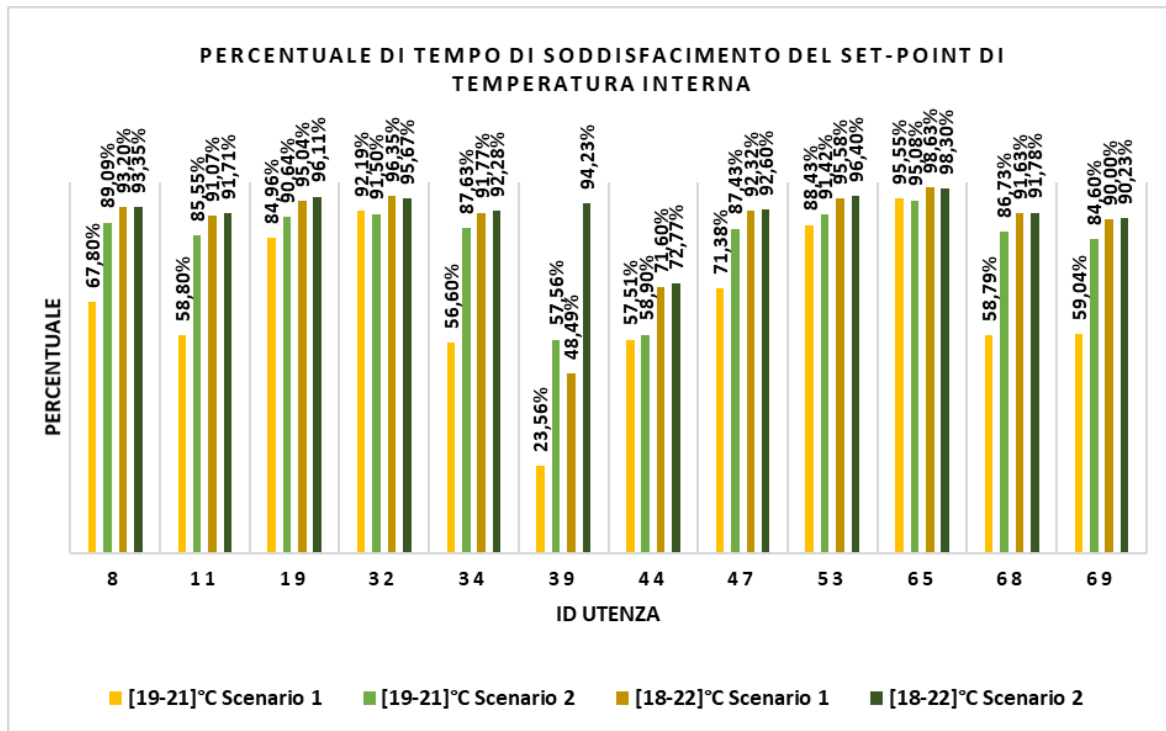


Figura 3.71. Percentuale di tempo di soddisfacimento del set-point di temperatura interna, scenari 1 e 2

Utenza 39 - LA GRANDE COPISTERIA Temperatura interna

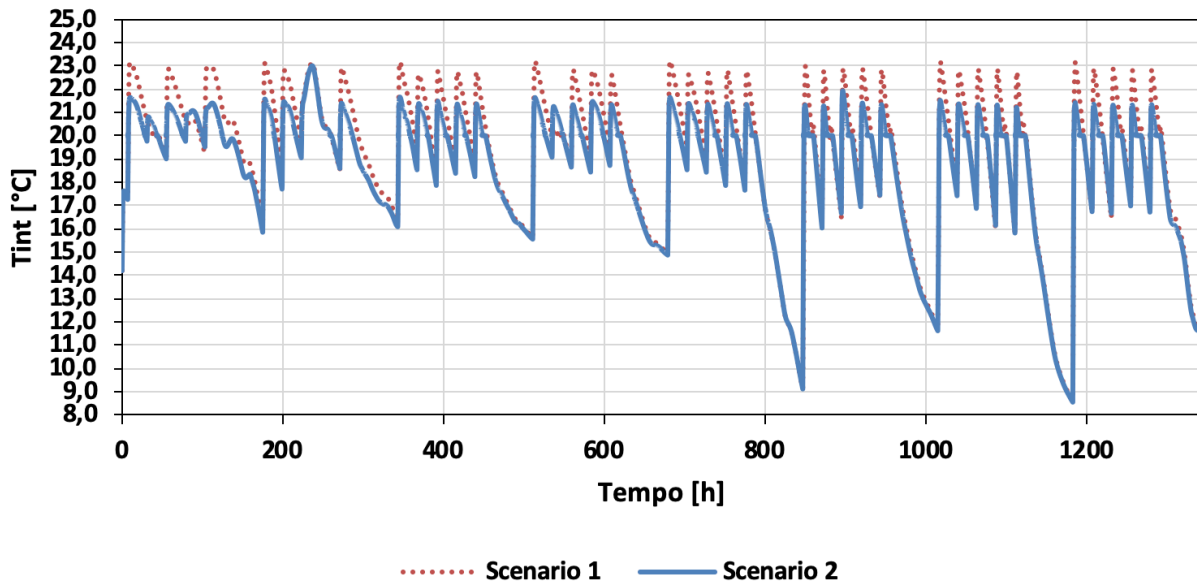


Figura 3.72. Profilo di temperatura interna, utenza 39 - Centro La Grande Copisteria, scenari 1 e 2

Utenza 44 - BAR Temperatura interna

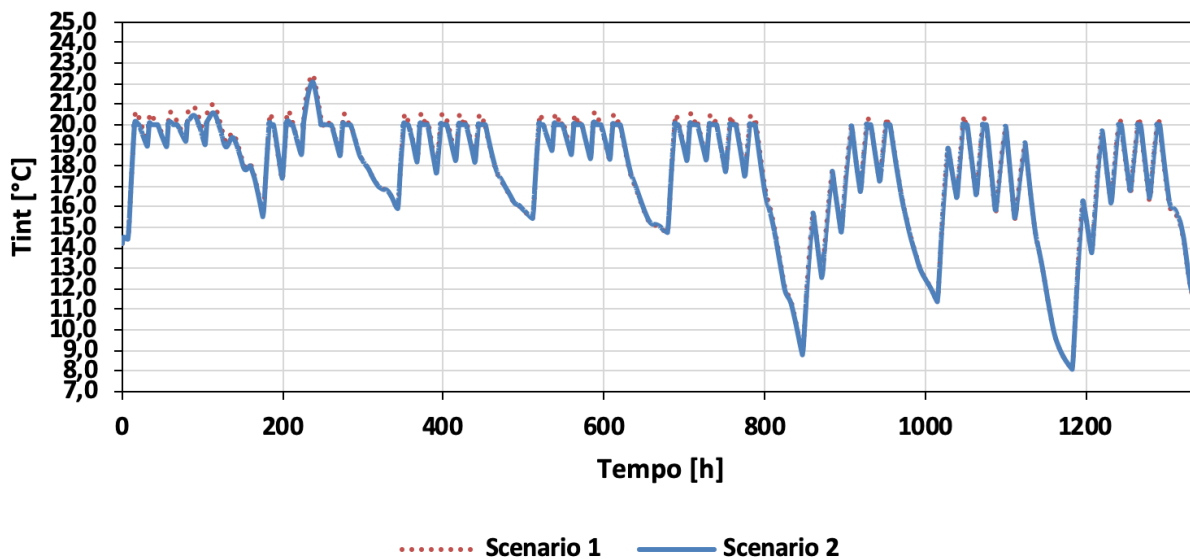


Figura 3.73. Profilo di temperatura interna, utenza 44 - Bar, scenari 1 e 2

Le differenti prestazioni in termini di temperatura dell'aria interna agli edifici (rappresentativa, seppure in forma semplificata, del *comfort*) non sono dovute esclusivamente ai coefficienti prestazionali degli edifici, bensì sono influenzate anche dagli impianti, ovvero dalle potenze termiche nominali imposte alle utenze. Infatti, a partire da queste ultime sono state calcolate le portate in massa nominali delle pompe nei circuiti secondari le quali, qualora risultino sottodimensionate, non consentirebbero il raggiungimento della temperatura di *set-point* in particolare quando le condizioni climatiche sono particolarmente severe. È questo il caso dell'utenza 44, per la quale è stata impostata una potenza termica nominale di 25 kW (valore di *design* fornito), a differenza dei 278 kW nominali impostati per l'utenza 39.

La Tabella 3.11 riporta un confronto fra scenario 1 e scenario 2 in termini di energia termica fornita in centrale, energia elettrica assorbita dalle pome di circolazione in centrale ed energia termica dispersa dalla rete di distribuzione. Rispetto allo scenario 1, lo scenario 2 mostra una riduzione del 3,70% in termini di energia termica fornita in centrale, e un risparmio dello 0,92% in termini di energia elettrica per il pompaggio. Dal momento che per entrambi gli scenari la temperatura di mandata in centrale è la stessa, le dispersioni termiche in rete si mantengono pressoché allo stesso valore, con una riduzione del solo 0,28% nello scenario 2. Complessivamente i consumi energetici totali per lo scenario 2 si riducono di circa il 3,52% in termini di tep.

Poiché lo scenario 2 mostra migliori *performances* sia in termini di *comfort* sia in termini di consumi energetici rispetto allo scenario 1 e considerando che per questo ultimo non era stata effettuata una taratura dei controllori, si è scelto di considerare lo scenario 2 come scenario di riferimento per i confronti che verranno fatti in seguito.

Tabella 3.11. Energie consumate in centrale termica, scenari 1 e 2

Scenari	Energia termica fornita in centrale E_{heater} [kWh _t]	Energia elettrica per pompaggio E_{pump} [kWh _e]	Energia termica dispersa in rete E_{soil} [kWh _t]	[tep] totali consumati
Scenario 1	1.514.462,97	51.743,79	252.588,89	151,73
Scenario 2	1.458.454,03 (-3,70%)	51.268,01 (-0,92%)	251.892,22 (-0,28%)	146,39 (-3,52%)

3.5.3 Scenario 3 – Accensione anticipata degli impianti di riscaldamento alle utenze

Sulla base dei ritardi temporali osservati nel raggiungimento del *set-point* di temperatura nelle prime ore del mattino osservati per lo scenario 2, nel presente scenario si sceglie di anticipare l'accensione degli impianti di riscaldamento di 1h in tutte le utenze. Pertanto, è stata impostata l'accensione del riscaldamento alle ore 06:00 del mattino. Tutte le altre impostazioni numeriche del modello restano identiche a quelle relative allo scenario 2.

3.5.4 Scenario 4 – Spegnimento della caldaia in centrale nelle ore di richiesta termica nulla

Al fine di massimizzare il risparmio energetico della rete, si è scelto di indagare uno scenario in cui la potenza termica fornita dalla centrale si annulla quando la domanda termica globale della rete è nulla. In questo scenario, quindi, gli orari di accensione della centrale termica sono gli stessi dell'impianto di riscaldamento del Palacampus, che è l'edificio con gli orari di accensione più estesi.

3.5.5 Scenari 5 e 5bis – Curva climatica

Nel presente scenario si propone un nuovo intervento nella gestione della centrale termica. La temperatura di mandata T_{SL} è modulata in funzione della variazione di temperatura esterna T_{est} , secondo la seguente logica:

- se $T_{est} \geq T_{estmax} \rightarrow T_{SL} = T_{SLmin}$;
- se $T_{est} \leq T_{estmin} \rightarrow T_{SL} = T_{SLmax}$;
- se $T_{estmin} < T_{est} < T_{estmax} \rightarrow T_{SL} = T_{SLmax} + \left(\frac{T_{SLmin} - T_{SLmax}}{T_{estmax} - T_{estmin}} \right) * (T_{est} - T_{estmin})$.

In particolare, sono stati studiati due scenari, denominati rispettivamente scenario 5 e scenario 5bis. Per entrambi gli scenari, $T_{estmax} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{SLmin} = 70\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{SLmax} = 80\text{ }^{\circ}\text{C}$, mentre per lo scenario 5 $T_{estmin} = -5\text{ }^{\circ}\text{C}$ e per lo scenario 5bis $T_{estmin} = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$. Il valore di $T_{SLmin} = 70\text{ }^{\circ}\text{C}$ rappresenta il valore minimo per la temperatura di mandata della centrale, che si verifica quando la temperatura esterna è superiore a $T_{estmax} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$. Il valore di $T_{SLmin} = 70\text{ }^{\circ}\text{C}$ è stato scelto considerando che esso è anche il valore nominale di temperatura di mandata al secondario delle utenze. È importante sottolineare che tale valore resta strettamente connesso al tipo di terminare installato nelle utenze.

Si riporta in Figura 3.74 la dipendenza tra la temperatura di mandata alla centrale T_{SL} e la temperatura esterna T_{est} per gli scenari 5 e 5bis e relativamente al periodo di simulazione scelto di 8 settimane. Il picco che si osserva in corrispondenza della temperatura esterna iniziale di $14,2\text{ }^{\circ}\text{C}$ è dovuto al fatto che il valore della temperatura di mandata è inizializzato a $80\text{ }^{\circ}\text{C}$. Come è possibile osservare da Figura 3.74, per lo scenario 5 la temperatura di mandata non raggiunge mai il valore di $80\text{ }^{\circ}\text{C}$.

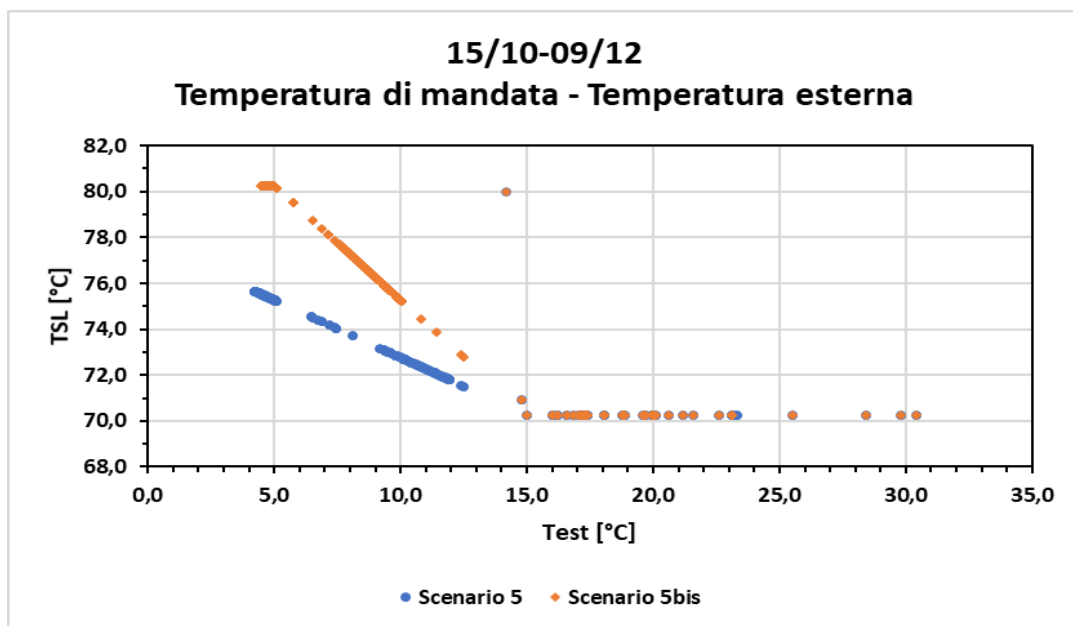


Figura 3.74. Temperatura di mandata - Temperatura esterna, scenari 5 e 5bis

Per quanto riguarda la temperatura interna alle utenze, Figura 3.75 mostra un confronto fra i due scenari e per due diverse fasce di temperatura, ovvero [19-21] °C e [18-22] °C. Come è possibile osservare in tale figura, in termini di temperatura dell'aria interna alle utenze non si osservano differenze significative fra gli scenari 5 e 5bis.

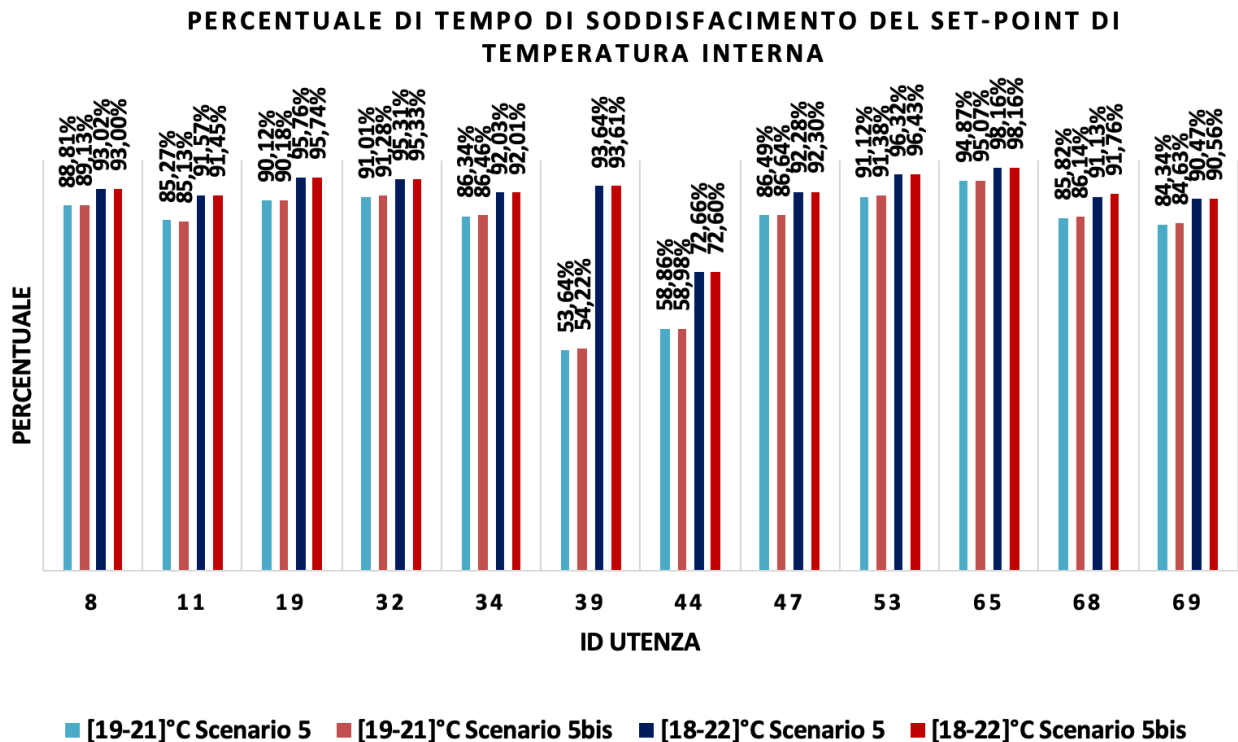


Figura 3.75. Percentuale di tempo di soddisfacimento del set-point di temperatura interna, scenari 5 e 5bis

Diversamente da quanto osservato per le temperature dell'aria all'interno degli edifici, quando si analizzano i consumi energetici le differenze fra gli scenari 5 e 5bis aumentano. Infatti la Tabella 3.12 mostra che l'energia complessivamente spesa è aumentata del 0,31% nello scenario 5bis. È interessante osservare come la componente energetica relativa all'energia elettrica, al contrario di quanto si osserva per l'energia termica, subisce una riduzione dallo scenario 5 allo scenario 5bis, dove le temperature in gioco più alte fanno sì che le utenze necessitino di minor portata.

Considerando che lo scenario 5bis non porta miglioramenti significativi in termini di *comfort* e che comporta una spesa energetica maggiore, nei confronti successivi saranno riportati soltanto i risultati relativi allo scenario 5.

Tabella 3.12 Energie consumate in centrale termica, scenari 5 e 5bis

Scenari	Energia termica fornita in centrale E_{heater} [kWh _t]	Energia elettrica per pompaggio E_{pump} [kWh _e]	Energia termica dispersa in rete E_{soil} [kWh _t]	[tep] totali consumati
Scenario 5	1.424.313,89	57.914,73	229.455,19	144,43
Scenario 5bis	1.433.522,22 (+0,65%)	55.670,70 (-3,87%)	234.360,36 (+2,14%)	144,88 (+0,31%)

3.5.6 Risultati numerici

Per quanto riguarda la temperatura dell'aria all'interno degli edifici, le figure da Figura 3.76 a Figura 3.79 mostrano un confronto fra i diversi scenari per ciascuna utenza la percentuali di tempo (relativa agli orari di accensione dell'impianto) in cui la temperatura interna è compresa tra 19 °C e 21 °C e tra 18 °C e 22 °C.

Analizzando questi risultati, si evince che lo scenario per il quale si registrano le prestazioni più performanti in termini di temperatura ed in tutte le utenze è lo scenario 3. Questo risultato è ad ogni modo atteso, in quanto questo scenario prevede l'accensione anticipata di 1h dell'impianto di riscaldamento in tutte le utenze. Si osserva inoltre che le condizioni di *comfort* termico sono strettamente correlate alle caratteristiche termofisiche degli edifici. In particolare, si osserva che nelle utenze già precedentemente individuate come sfavorite nello scenario di riferimento, quali la 39 e la 44, accendere 1h prima comporta rispettivamente un aumento della percentuale di tempo in cui l'aria si trova fra 19 °C e 21 °C dal 57,56% al 65,32% e dal 58,90% al 66,72%, rispettivamente per utenza 39 e 44.

Per quanto riguarda lo scenario 4 e lo scenario 5, le figure da Figura 3.76 a Figura 3.79 mostrano che le percentuali restano molto simili ai valori dello scenario di riferimento (scenario 2). Questo significa che gli interventi sulla variazione della temperatura di mandata in centrale, volti principalmente a ridurre le dispersioni termiche in rete, incidono minimamente sulla variazione di temperatura interna agli edifici (negli orari di accensione degli impianti).

Al fine di analizzare più nel dettaglio le temperature dell'aria all'interno degli edifici nei vari scenari, sono state calcolate le distribuzioni di probabilità di tali temperature per tutte le utenze e per tutti gli scenari. A titolo di esempio, si riportano tali distribuzioni per le utenze 8, 39, 44 e 65 rispettivamente in Figura 3.80, Figura 3.81, Figura 3.82 e Figura 3.83.

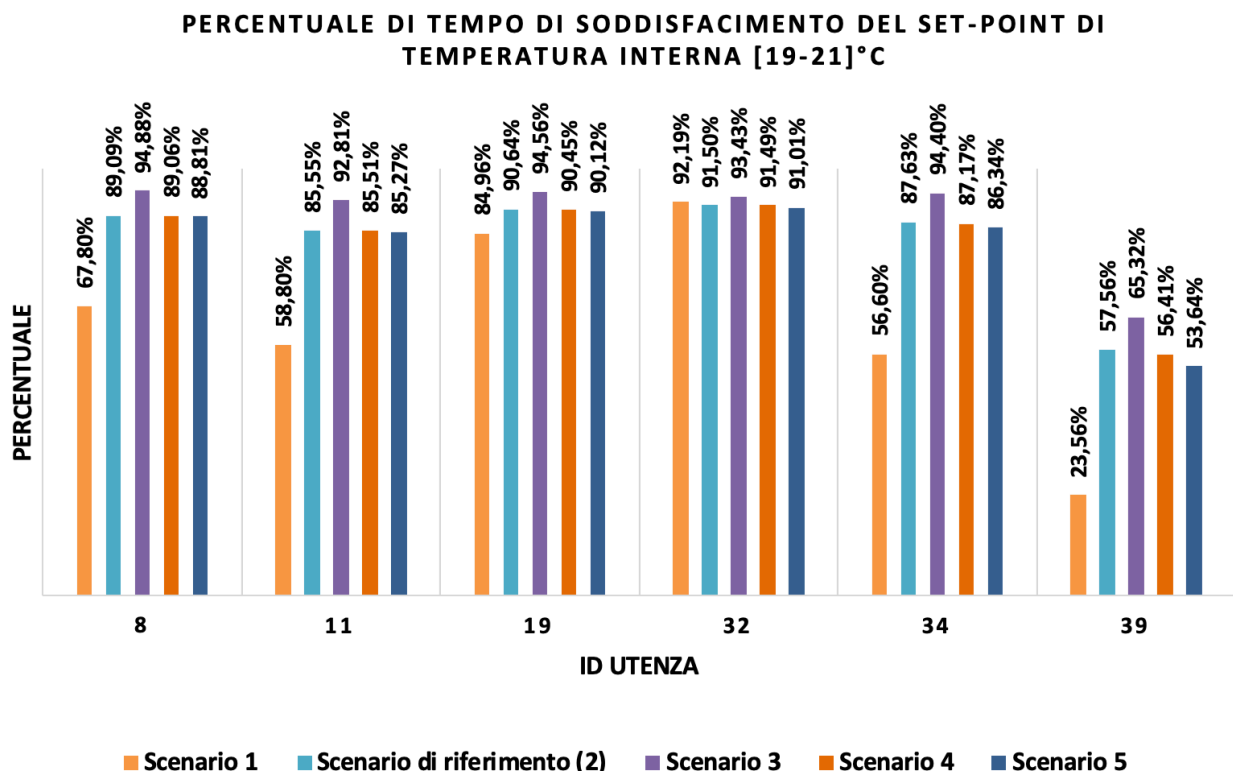


Figura 3.76 Percentuale di tempo di soddisfacimento del set-point di temperatura interna [19-21] °C, utenze dalla 8 alla 39, confronto tra scenari

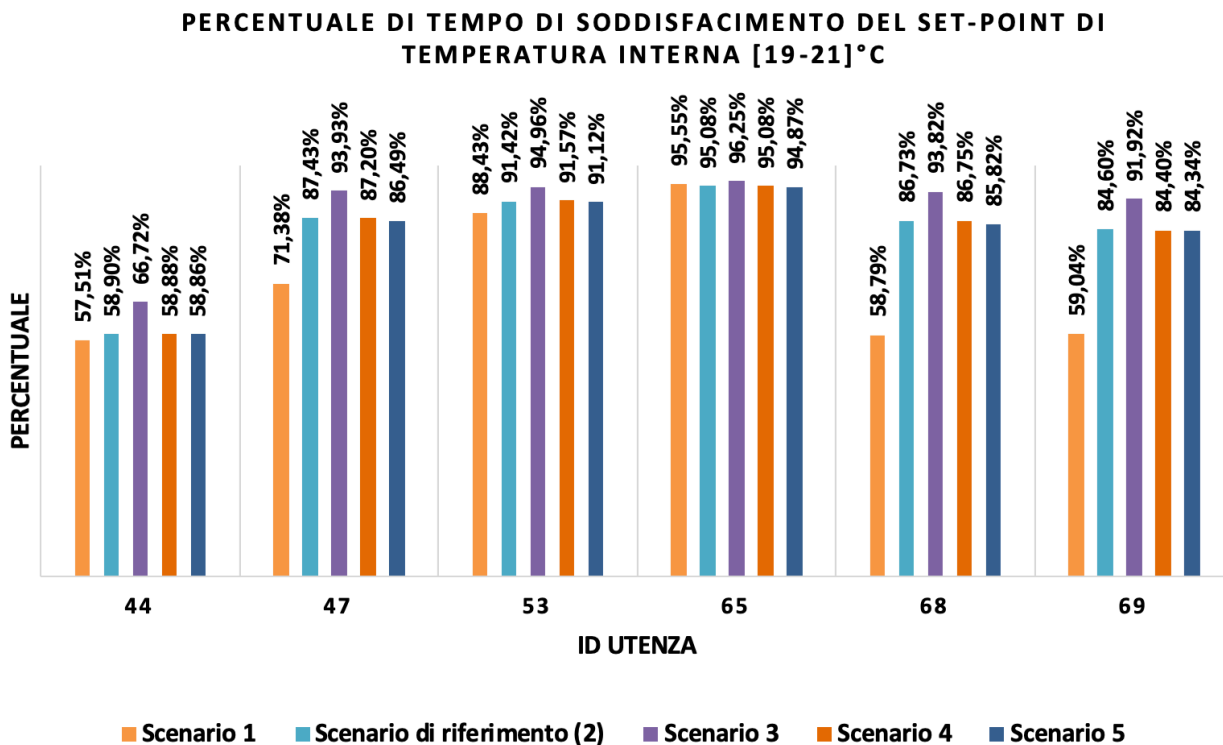


Figura 3.77 Percentuale di tempo di soddisfacimento del set-point di temperatura interna [19-21] °C, utenze dalla 44 alla 69, confronto tra scenari

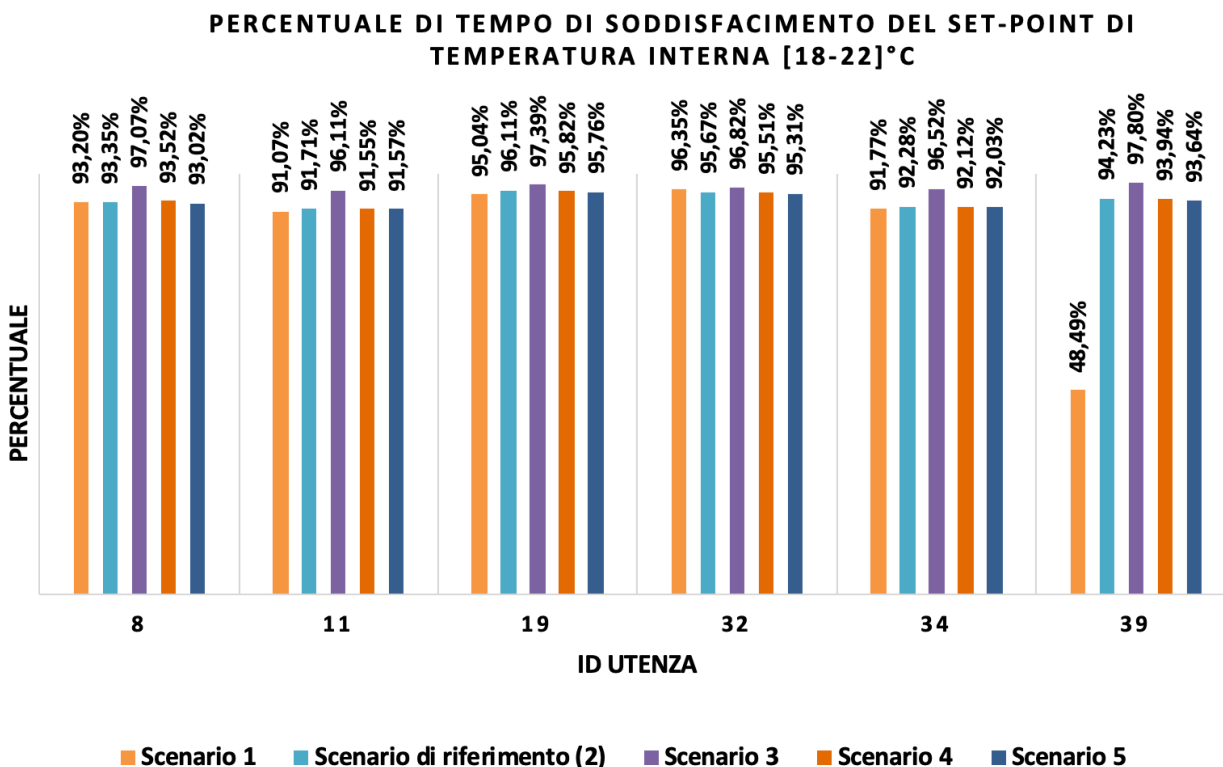


Figura 3.78 Percentuale di tempo di soddisfacimento del set-point di temperatura interna [18-22] °C, utenze dalla 8 alla 39, confronto tra scenari

PERCENTUALE DI TEMPO DI SODDISFACIMENTO DEL SET-POINT DI TEMPERATURA INTERNA [18-22] °C

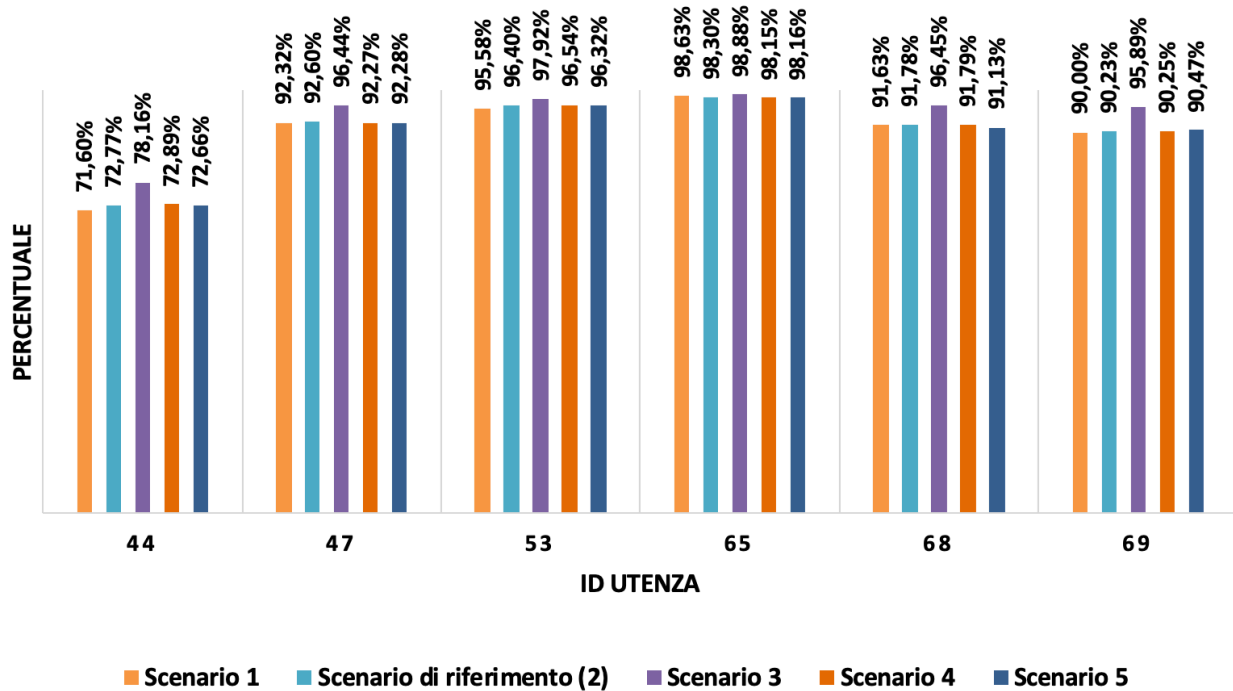
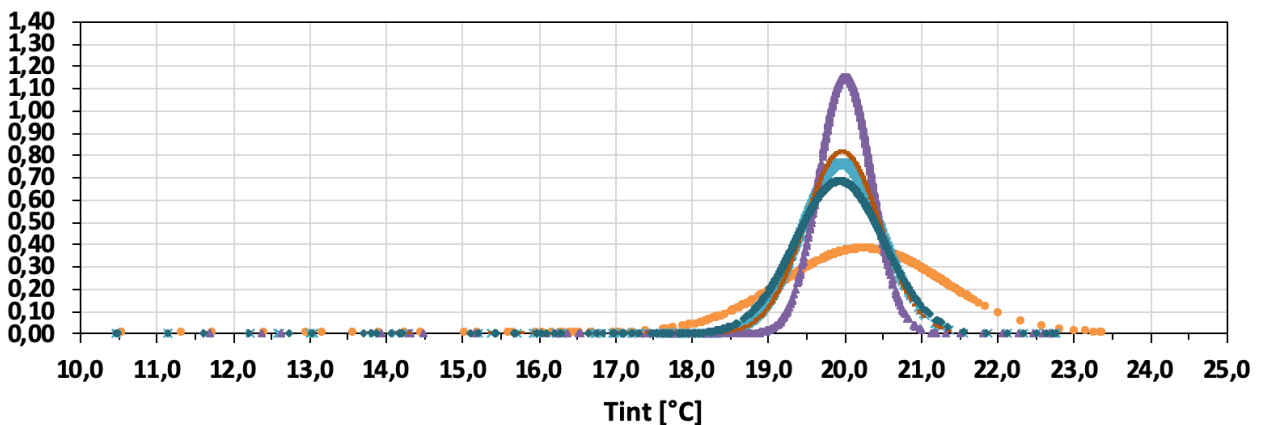


Figura 3.79 Percentuale di tempo di soddisfacimento del set-point di temperatura interna [18-22] °C, utenze dalla 44 alla 69, confronto tra scenari

Utenza 8 - ARCHIVIO STORICO
Distribuzione di probabilità di temperatura interna



- Scenario 1 (Media=20,3°C; σ =1,05; Max=0,38)
- × Scenario di riferimento (2) (Media=20,0°C; σ =0,52; Max=0,77)
- ▲ Scenario 3 (Media=20,0°C; σ =0,35; Max=1,15)
- Scenario 4 (Media=20,0°C; σ =0,49; Max=0,82)
- ◆ Scenario 5 (Media=19,9°C; σ =0,58; Max=0,69)

Figura 3.80 Distribuzione di probabilità di temperatura interna, utenza 8, confronto tra scenari

Utenza 39 - LA GRANDE COPISTERIA Distribuzione di probabilità di temperatura interna

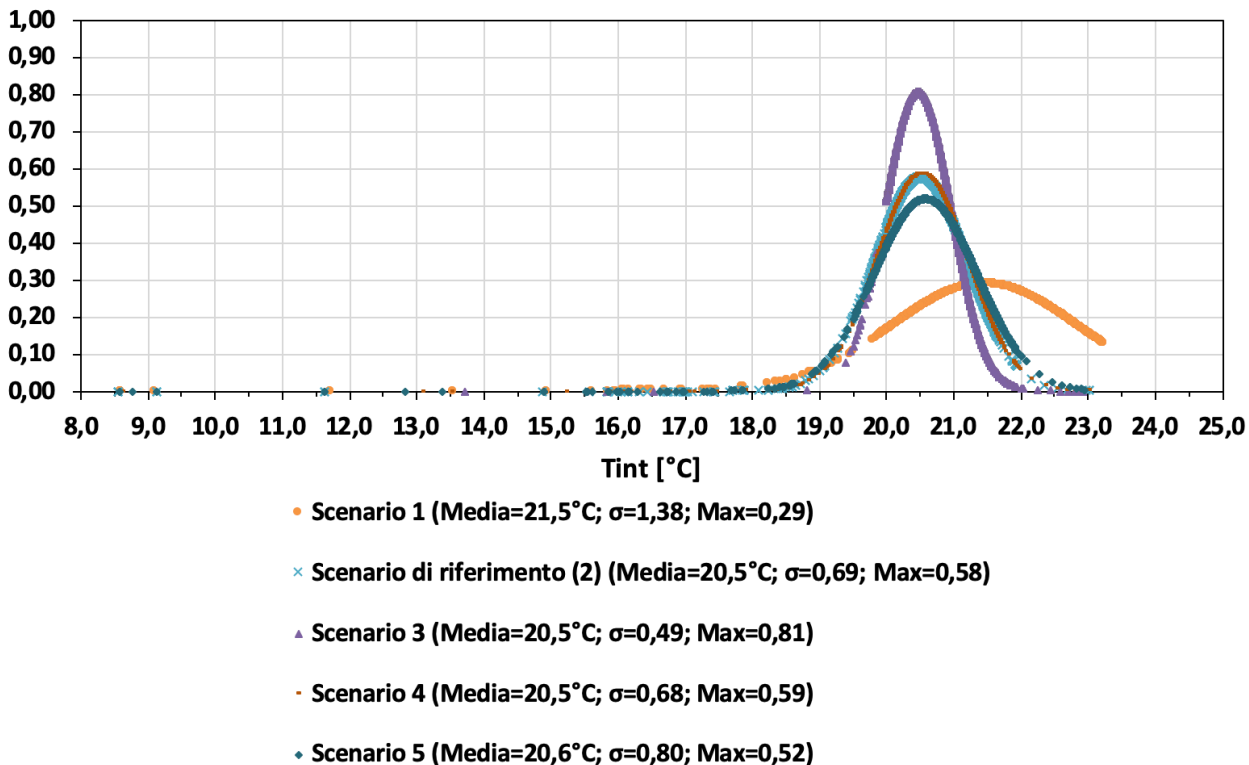


Figura 3.81 Distribuzione di probabilità di temperatura interna, utenza 39, confronto tra scenari

Utenza 44 - BAR Distribuzione di probabilità di temperatura interna

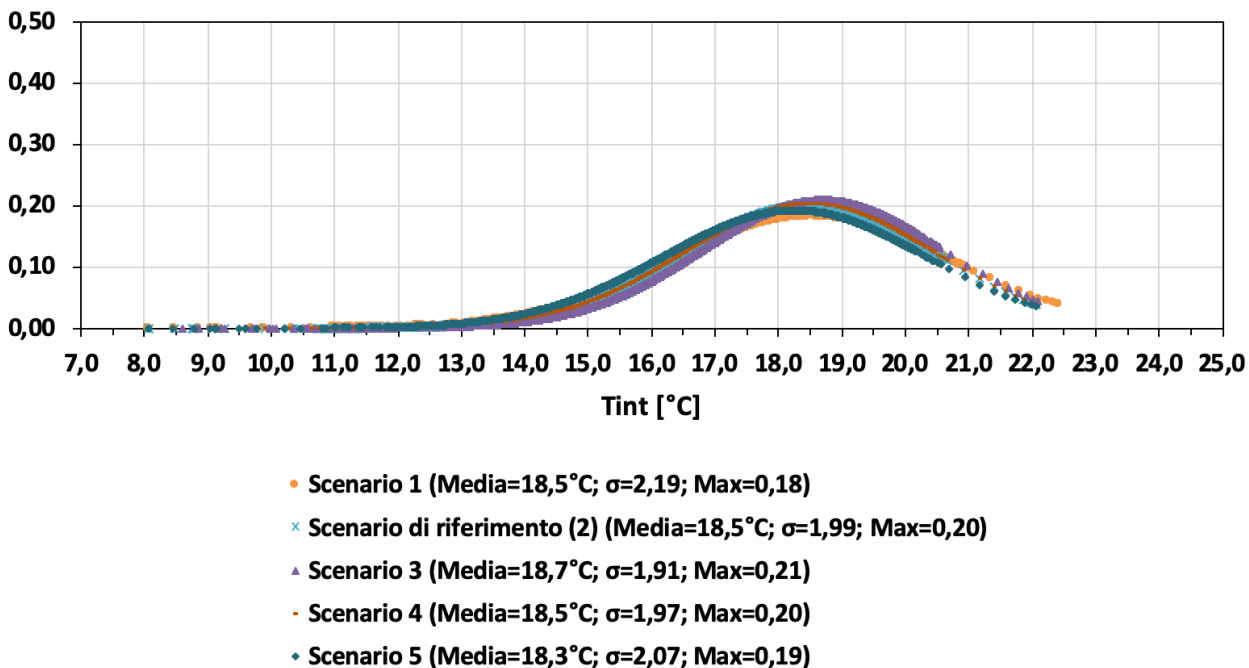
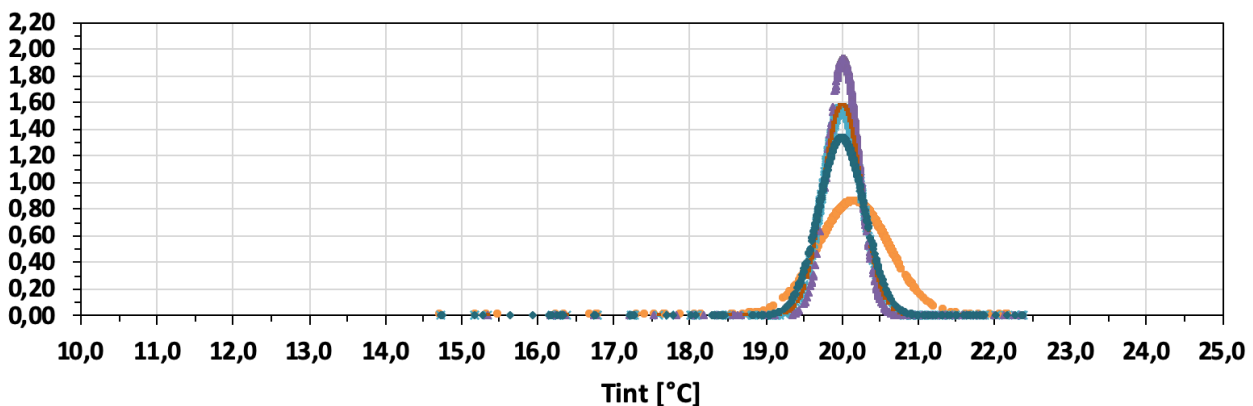


Figura 3.82 Distribuzione di probabilità di temperatura interna, utenza 44, confronto tra scenari

Utenza 65 - PALACAMPUS

Distribuzione di probabilità di temperatura interna



- Scenario 1 (Media=20,2°C; σ =0,47; Max=0,85)
- × Scenario di riferimento (2) (Media=20,0°C; σ =0,27; Max=1,56)
- ▲ Scenario 3 (Media=20,0°C; σ =0,21; Max=1,93)
- Scenario 4 (Media=20,0°C; σ =0,25; Max=1,59)
- ◆ Scenario 5 (Media=20,0°C; σ =0,29; Max=1,34)

Figura 3.83 Distribuzione di probabilità di temperatura interna, utenza 65, confronto tra scenari

Come atteso, l'utenza che per tutti gli scenari mostra il picco di probabilità più alto in corrispondenza di 20 °C e una deviazione standard (σ) minore è la 65 (Palacampus). Tale edificio infatti è dotato delle caratteristiche termofisiche migliori. Seguono l'Archivio Storico (utenza 8) e le due utenze più sfavorite, quali il Centro la Grande Copisteria (utenza 39) e il Bar (utenza 44). In particolare, si osserva che i picchi di probabilità aumentano dallo scenario 1 allo scenario 3, mentre tendenzialmente per lo scenario 4 e lo scenario 5 i valori si mantengono simili a quelli dello scenario di riferimento, seppur con un leggero aumento nel caso dello spegnimento intermittente della centrale ("4") e una piccola riduzione nel caso della temperatura di mandata in centrale variabile ("5"). L'utenza 44, tuttavia, costituisce ancora una volta un'eccezione, in quanto il sottodimensionamento della pompa del circuito secondario rappresenta il fattore maggiormente incidente sulla distribuzione di temperatura interna. Per questo fatto, tale utenza è particolarmente insensibile ai cambi di scenario analizzati.

Per quanto riguarda i consumi energetici, questi sono riportati in Tabella 3.13 per ogni scenario analizzato. Come atteso, l'accensione anticipata del riscaldamento rispetto all'orario di inizio lavoro, che da un lato determina un miglioramento del comfort interno agli edifici, comporta dall'altro un aumento della spesa energetica complessiva, pari allo 0,88%. In particolare, per questo scenario (scenario 3) si osserva un incremento dell'energia termica fornita in caldaia, ma una quantità di energia elettrica consumata dalla pompa in centrale e di energia termica dispersa in rete paragonabili a quelle dello scenario di riferimento. Gli scenari più performanti energeticamente, invece, sono gli scenari 4 e 5, in cui si risparmia rispettivamente il 1,14% e il 1,34% rispetto allo scenario di riferimento in termini di tep totali. Tuttavia, si osserva come le componenti che concorrono al raggiungimento della spesa energetica complessiva variano diversamente nei due scenari. Se da una parte, infatti, modulare la temperatura di mandata in centrale da 70 °C a 80 °C a seconda dalle variazioni di temperatura esterna (scenario 5) comporta un risparmio di energia termica (-2,34%), d'altra parte le temperature di mandata più basse comportano un maggior consumo di energia elettrica della pompa (+12,96%). Ciò non accade nel caso in cui si scelga di mantenere la temperatura di mandata costante a 80 °C soltanto durante le ore di lavoro (scenario 4), in quanto la pompa continua a consumare un'energia simile a quella dello scenario di riferimento.

Tabella 3.13 Confronti energetici tra scenari

Scenari	Energia termica fornita in centrale E_{heater} [kWh _t]	Energia elettrica per pompaggio E_{pump} [kWh _e]	Energia termica dispersa in rete E_{soil} [kWh _t]	[tep] totali consumati
Scenario di riferimento (2)	1.458.454,03	51.268,01	251.892,22	146,39
Scenario 1	1.514.462,97 (+3,84%)	51.743,79 (+0,93%)	252.588,89 (+0,28%)	151,73 (+3,65%)
Scenario 3	1.472.261,11 (+0,95%)	51.257,31 (-0,02%)	251.715,28 (-0,07%)	147,68 (+0,88%)
Scenario 4	1.440.722,22 (-1,22%)	51.256,97 (-0,02%)	237.045,64 (-5,89%)	144,73 (-1,14%)
Scenario 5	1.424.313,89 (-2,34%)	57.914,73 (+12,96%)	229.455,19 (-8,91%)	144,43 (-1,34%)

Come atteso, le dispersioni termiche della rete diminuiscono sia per lo scenario 4 sia per lo scenario 5 rispettivamente del 5,89% del 8,91%. Al fine di analizzare più nel dettaglio questo dato, Figura 3.84 e Figura 3.85 mostrano l'andamento della temperatura di mandata e di ritorno in centrale rispettivamente per lo scenario 4 e 5. In Figura 3.84 si osserva che durante lo spegnimento delle caldaie in centrale nelle ore di mancata richiesta termica la temperatura di mandata scende fino a toccare il minimo di circa 50 °C, mentre durante tutti gli altri giorni arriva ad un valore minimo di circa 70 °C. La Figura 3.85 mostra come, invece, nello scenario 5 la temperatura di mandata sia dipendente dal profilo di temperatura esterna, che essendo nel periodo di simulazione considerato sempre superiore a -5 °C, fa sì che il fluido in uscita dalla caldaia non raggiunga mai il valore massimo di 80 °C.

Scenario 4 Temperatura di mandata e di ritorno in centrale

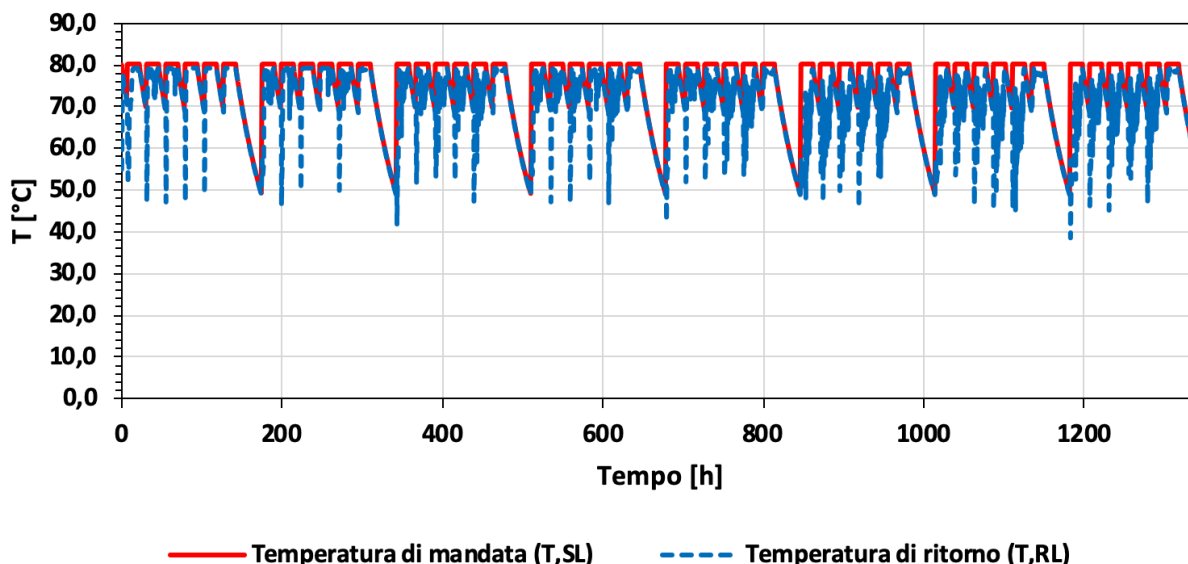


Figura 3.84 Temperatura di mandata e ritorno in centrale, scenario 4

Scenario 5 Temperatura di mandata e di ritorno in centrale - Temperatura esterna

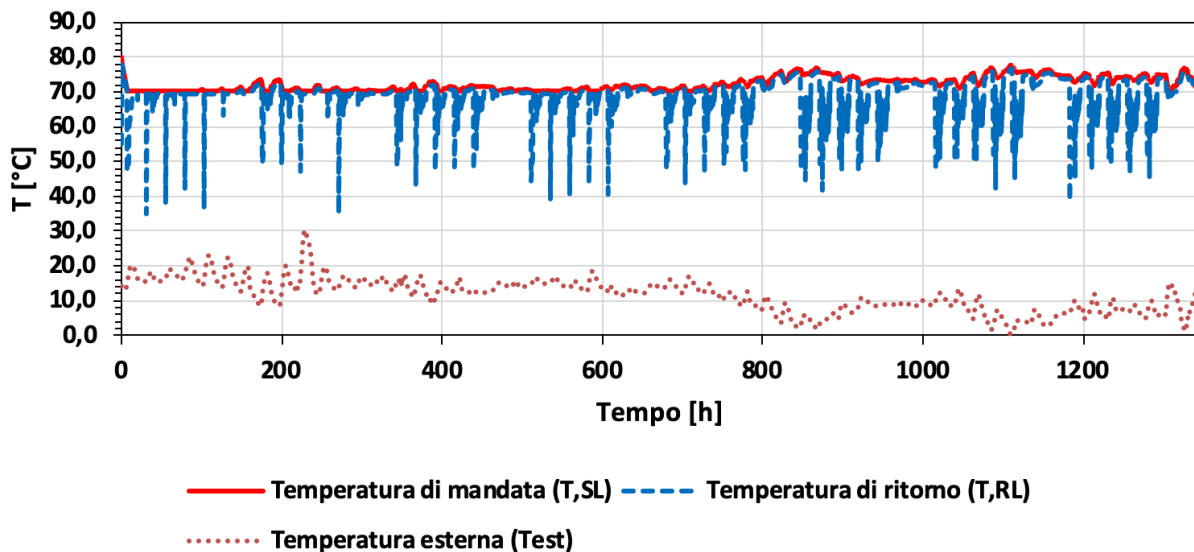


Figura 3.85 Temperatura di mandata e ritorno in centrale - Temperatura esterna, scenario 5

3.5.7 Scelta dello scenario finale

Alla luce dei risultati ottenuti dai confronti illustrati, si può affermare che lo scenario che comporta un *comfort* termico per gli occupanti degli edifici temporalmente più esteso è quello che prevede l'accensione anticipata del riscaldamento rispetto all'orario di inizio lavoro. In termini energetici, tuttavia, questo scenario comporta un aumento dei consumi in centrale rispetto a tutti gli altri scenari. D'altro canto, gli scenari che comportano un risparmio energetico rispetto allo scenario di riferimento, quali lo scenario 4 e lo scenario 5, mantengono percentuali di *comfort* non molto distanti dai valori di riferimento, con addirittura un risparmio energetico nel caso in cui si spegne la centrale termica quando la domanda di riscaldamento è nulla (scenario 4).

Al fine di analizzare uno scenario ottimizzato di gestione della rete, si sceglie di effettuare una simulazione per l'intera stagione di riscaldamento che prevede il confronto tra lo scenario di riferimento e un nuovo scenario, chiamato "scenario ottimizzato", in cui si sono uniti i vantaggi relativi allo spegnimento della centrale in caso di mancata domanda termica ("4") e quelli dovuti alla modulazione della temperatura di mandata in funzione della temperatura esterna ("5").

Essendo il tempo di simulazione esteso all'intera stagione di riscaldamento, si pone il problema di analizzare con attenzione il periodo di chiusura natalizia del campus di 2 settimane. Infatti, nel caso in cui la centrale venga spenta, è importante valutare i valori di temperatura raggiunti dal fluido che scorre in rete, al fine di evitarne il congelamento. Inoltre, alla prima riaccensione dell'impianto dopo le 2 settimane di chiusura, è necessario valutare il tempo che le utenze impiegano per raggiungere la temperatura di *set point* negli ambienti. Per analizzare questi aspetti, sono state effettuate due ulteriori simulazioni per il periodo che va dal 17/12/2018 al 13/01/2019. Nella prima simulazione la centrale viene spenta quando la richiesta termica è nulla, implementando comunque un controllo che può riaccenderla nel caso in cui la temperatura del fluido scende sotto a 5 °C (scenario 6). Nella seconda simulazione invece la centrale mantiene la temperatura del fluido termovettore pari ad un valore minimo di 30 °C (scenario 7). Si mostra in Figura 3.86 il profilo della temperatura di mandata per i due scenari: si nota la dipendenza della temperatura di mandata dalla temperatura esterna nelle ore di carico termico richiesto non nullo e la sua riduzione durante gli spegnimenti. In corrispondenza delle settimane di normale funzionamento il minimo di temperatura raggiunto, che si osserva in corrispondenza delle condizioni climatiche più rigide, è di circa 65 °C. A seguito delle due settimane di chiusura, invece, nello scenario 6 la temperatura di mandata scende a 17,8 °C alle ore 07:00 del lunedì,

quando è prevista la riaccensione degli impianti di riscaldamento alle utenze. Al contrario, nello scenario 7 è mantenuta per tutto il periodo di chiusura la temperatura di 30 °C a partire da circa 3 giorni dagli spegnimenti. Per quanto riguarda le temperature all'interno degli edifici, queste sono riportate in Figura 3.87 e Figura 3.88 per tutte le utenze e per gli scenari 6 e 7. Come si può osservare in tali figure, l'andamento della temperatura interna dell'aria è fortemente dipendente dalle caratteristiche termofisiche di ogni edificio. Si osserva infatti che al momento della riaccensione a seguito del lungo periodo di pausa ogni utenza impiega più o meno tempo a raggiungere il valore di *set-point*. Nello specifico, la Figura 3.88 evidenzia la presenza di un'ulteriore utenza particolarmente sfavorita che si aggiunge a quelle già citate in precedenza, ovvero l'utenza 32, corrispondente al Tecnopolo. Si osserva infatti che questa riesce a raggiungere la temperatura interna di 20 °C soltanto al terzo giorno dopo la prima riaccensione. Infatti, si tratta di un edificio che, seppur caratterizzato da un basso coefficiente di dispersione per trasmissione attraverso l'involucro (*a*), ha un coefficiente di dispersione per ventilazione forzata (*d*) maggiore a tutti gli altri edifici.

Per quanto riguarda i consumi, dalla Tabella 3.14 si osserva che lo scenario 7 comporta una spesa energetica maggiore dello 0,89% rispetto allo scenario 6, pertanto si sceglie di effettuare la simulazione per l'intera stagione di riscaldamento con le ipotesi descritte per lo scenario 6.

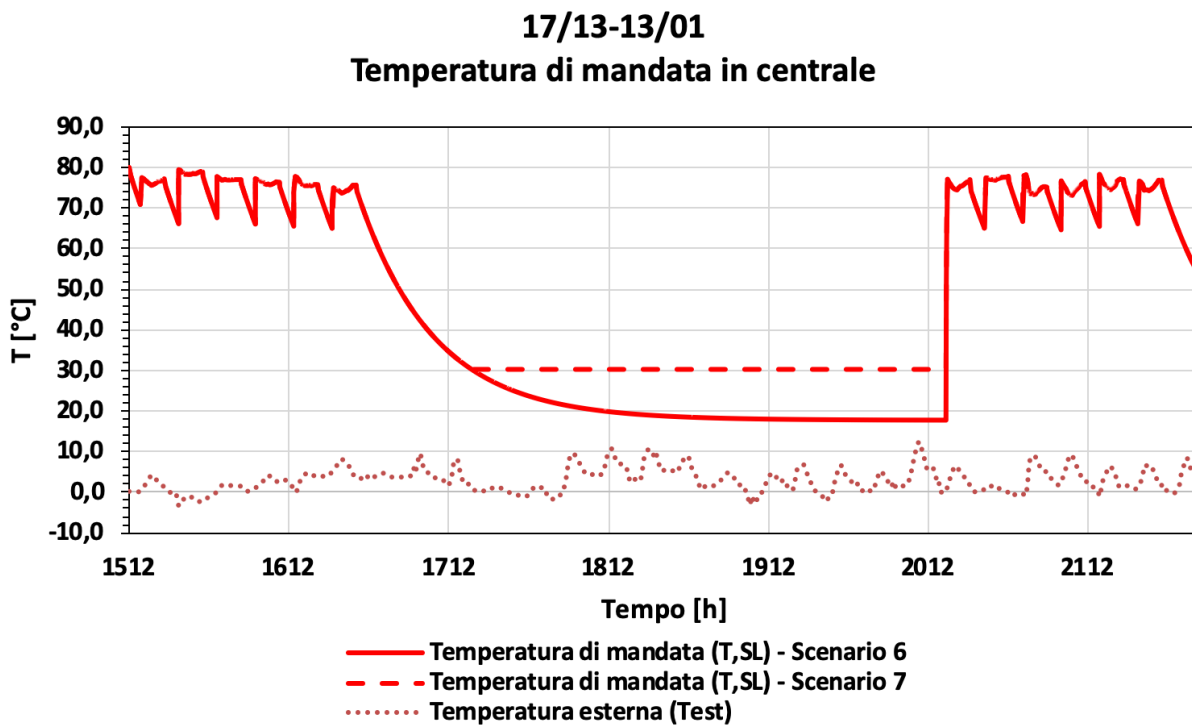


Figura 3.86 Temperatura di mandata in centrale, scenari 6 e 7

17/12-13/01

Temperatura interna agli edifici

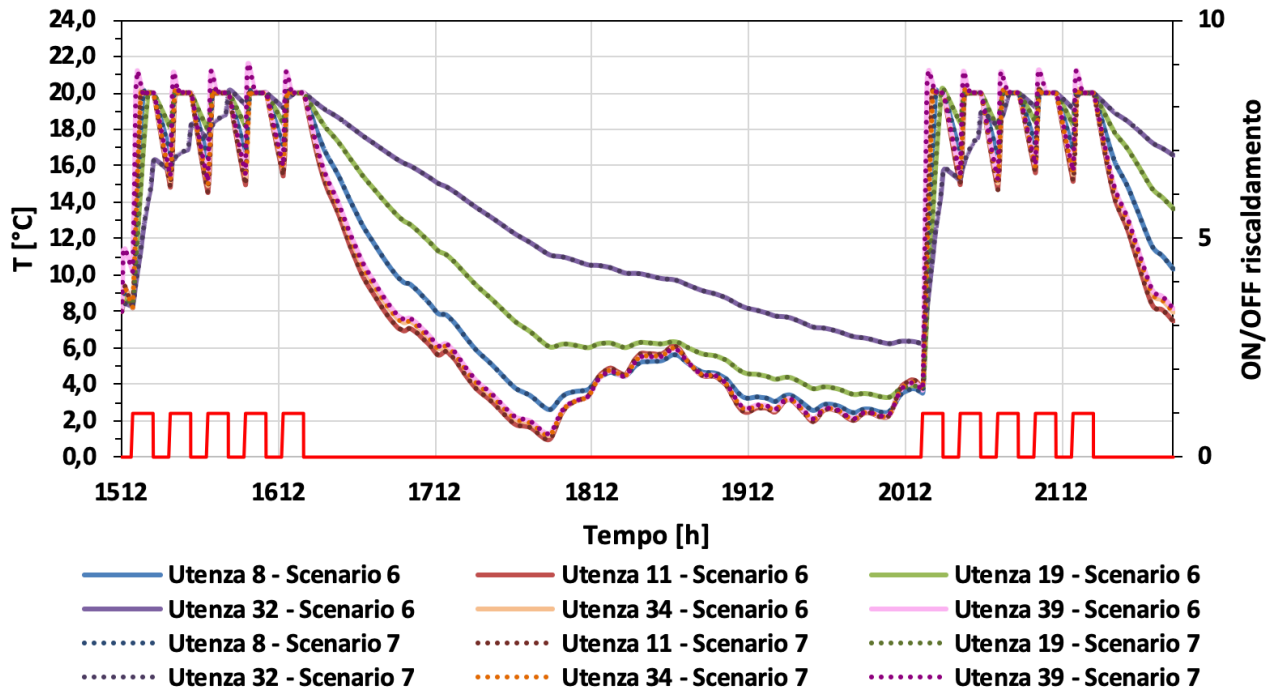


Figura 3.87 Temperatura interna gli edifici, utenze dalla 8 alla 39, scenari 6 e 7

17/12-13/01

Temperatura interna agli edifici

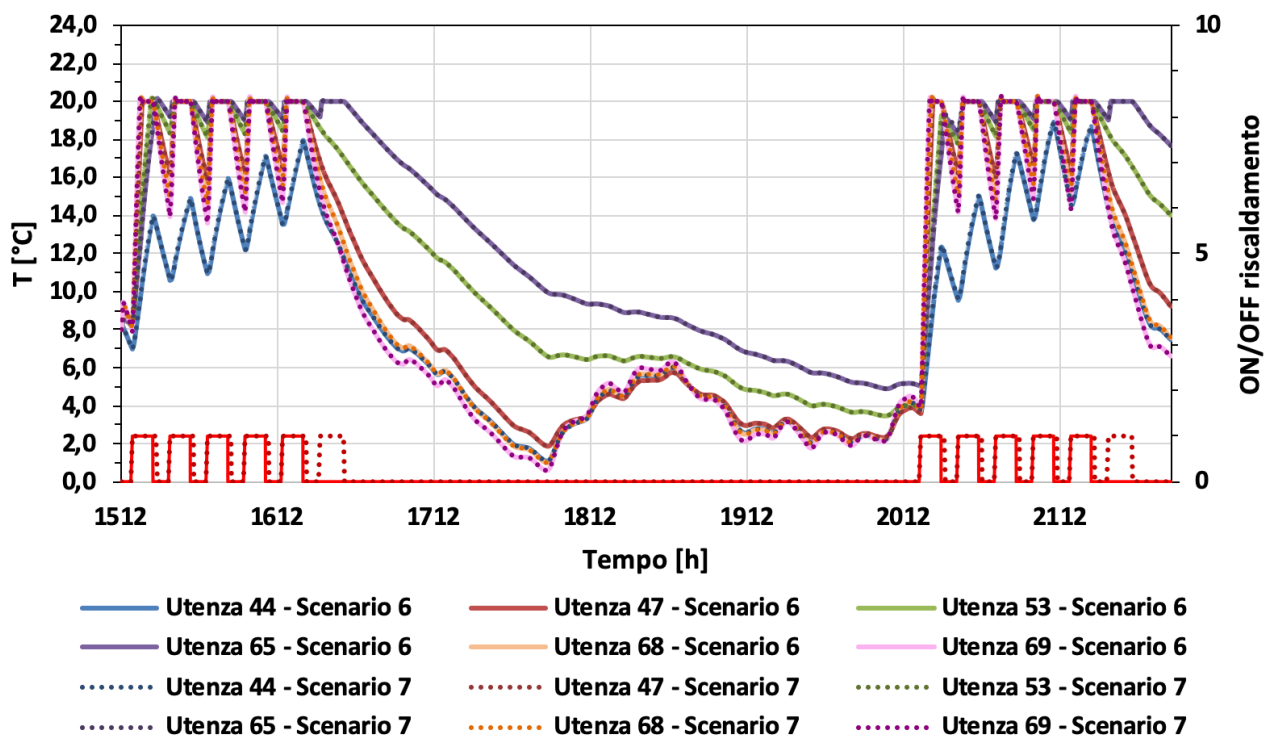


Figura 3.88 Temperatura interna gli edifici, utenze dalla 44 alla 69, scenari 6 e 7

Tabella 3.14 Energie consumate in centrale termica, scenari 6 e 7

Scenari	Energia termica fornita in centrale E_{heater} [kWh _t]	Energia elettrica per pompaggio E_{pump} [kWh _e]	Energia termica dispersa in rete E_{soil} [kWh _t]	[tep] totali consumati
Scenario 6	764.400,00	26.448,16	75.591,41	76,65
Scenario 7	771.650,00 (+0,95%)	26.450,25 (+0,01%)	82.575,46 (+9,24%)	77,33 (+0,89%)

3.6 Simulazione dinamica dell'intera stagione di riscaldamento

3.6.1 Dati di input

Si individuano per la simulazione dinamica dell'intera stagione di riscaldamento gli stessi dati di *input* utilizzati per effettuare i confronti per 8 settimane, proposti nel paragrafo 3.4. Si mostra in Figura 3.89 il profilo di temperatura esterna scelto per la stagione invernale 2018-2019 [7].

Sulla base delle considerazioni conclusive fatte nel paragrafo precedente, si sceglie di effettuare un confronto tra due scenari, le cui principali differenze sono di seguito riassunte.

Scenario di riferimento:

- La temperatura di mandata in centrale termica è impostata a 80 °C nominali per tutta la durata della simulazione.
- In condizioni di carico termico nullo l'impianto mantiene la temperatura di mandata a 80 °C. La portata circolante in rete è quella minima, ovvero è pari alla somma delle portate di *by-pass* alle utenze.

Scenario ottimizzato:

- La temperatura di mandata in centrale è modulata in funzione della temperatura esterna, secondo la curva climatica individuata per lo scenario 5 (descritto in 3.5.5), durante le ore di accensione del riscaldamento previste per il Palacampus (utenza 65).
- In condizioni di carico termico nullo la centrale si spegne, quindi la temperatura del fluido termovettore circolante in rete diminuisce nel tempo a seconda delle dispersioni termiche. La portata circolante in rete è quella minima, ovvero è pari alla somma delle portate di *by-pass* alle utenze.

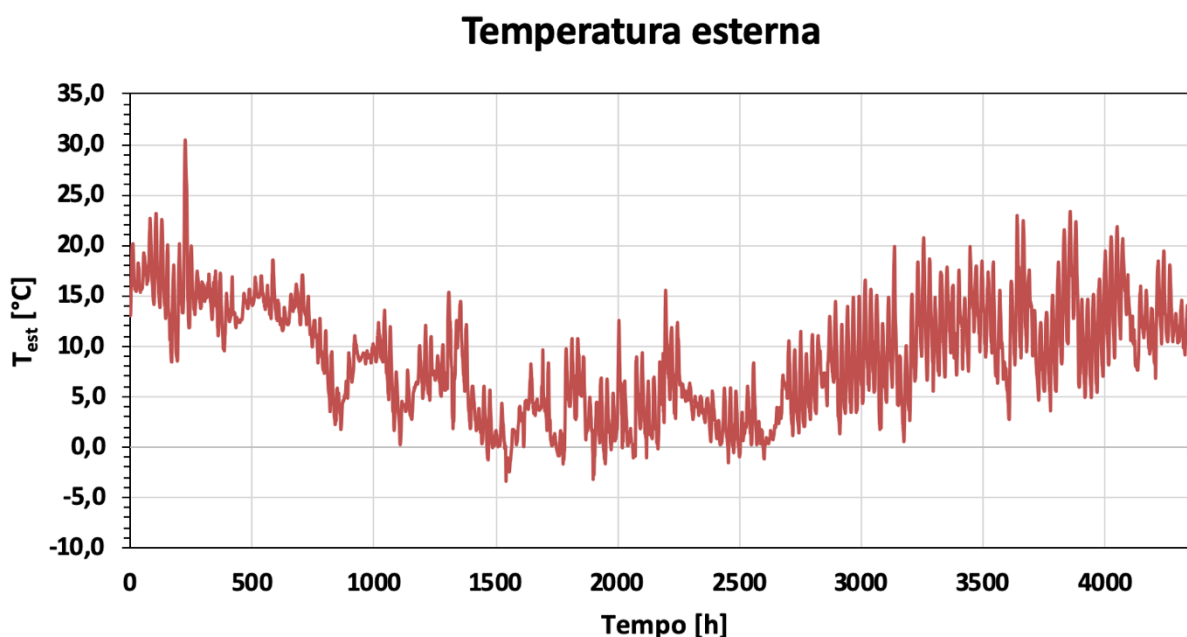


Figura 3.89 Profilo di temperatura medio orario della temperatura dell'aria a 2 m da terra registrato nella stazione meteorologica di Parma Urbana per la stagione di riscaldamento 2018-2019 (database [7])

3.6.2 Analisi comparativa

Si mostrano in Figura 3.90 e Figura 3.91 l'andamento temporale delle temperature di mandata e di ritorno in centrale rispettivamente per lo scenario di riferimento e per lo scenario ottimizzato.

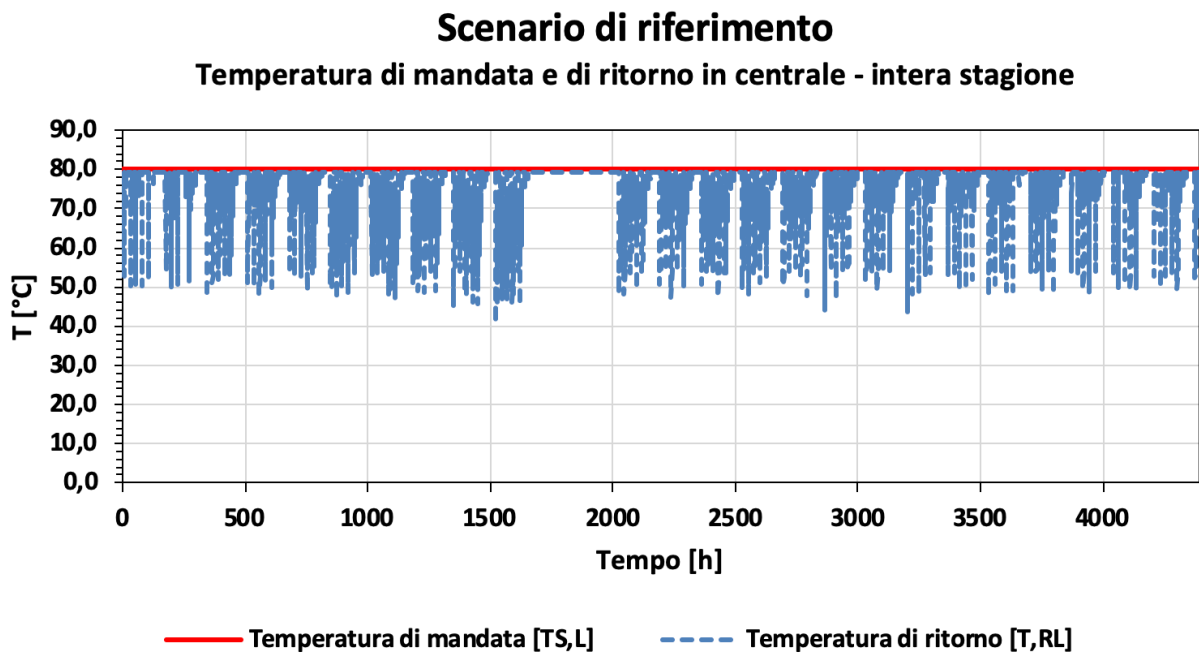


Figura 3.90 Temperatura di mandata e di ritorno in centrale, scenario di riferimento - intera stagione

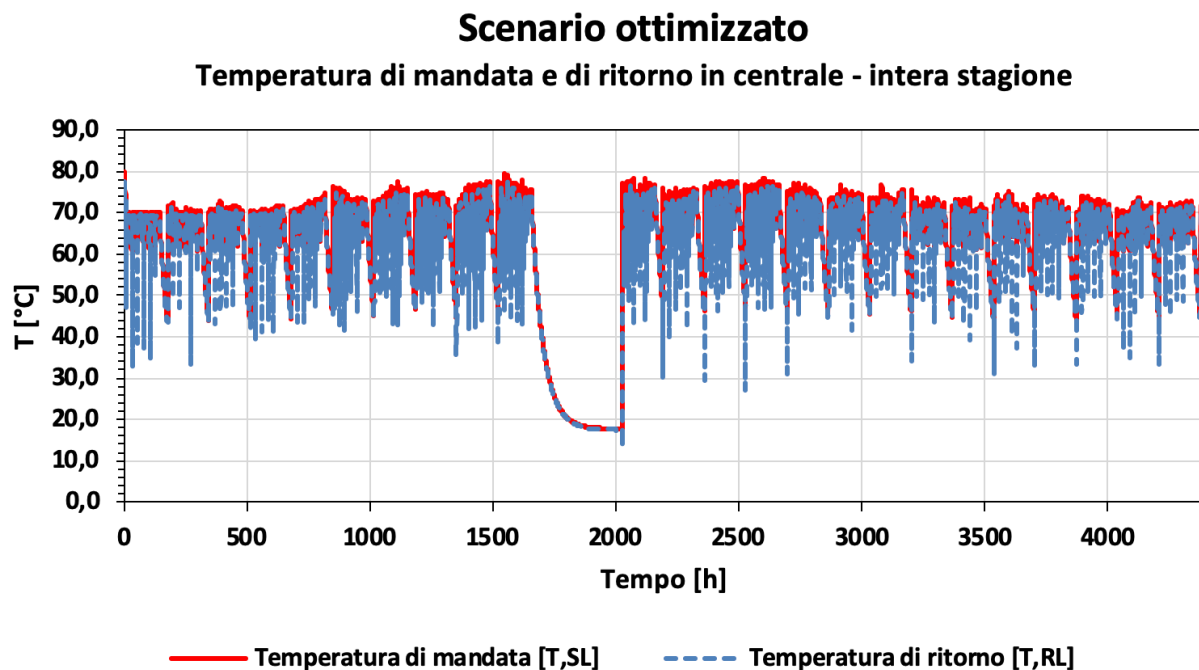


Figura 3.91 Temperatura di mandata e di ritorno in centrale, scenario ottimizzato - intera stagione

Da Figura 3.90 e Figura 3.91 si osserva che durante lo spegnimento che si verifica in corrispondenza della pausa natalizia, lo scenario di riferimento mostra che il fluido termovettore di mantiene a temperature prossime a 80 °C sia nel ramo di mandata che in quello di ritorno. Al contrario, lo scenario ottimizzato mostra che tali temperature diminuiscono fino a toccare un valore minimo di circa 18 °C. Inoltre durante il

funzionamento dell'impianto quando la domanda termica di riscaldamento è non nulla, lo scenario ottimizzato mostra sia temperatura di mandata che di ritorno più basse se confrontate con lo scenario di riferimento. Questo fatto lascia intendere anche che le dispersioni termiche in rete saranno inferiori per lo scenario ottimizzato. Se invece si osservano le portate in massa circolanti in rete riportate in Figura 3.92 e Figura 3.93 per lo scenario di riferimento e per lo scenario ottimizzato, rispettivamente, si osserva come quest'ultimo presenti valori più alti. Infatti, date le inferiori temperature di lavoro della rete, ci si aspetta che per soddisfare il carico termico delle utenze le portate debbano essere più elevate rispetto allo scenario di riferimento, comportando quindi probabilmente anche superiori spese energetiche per il pompaggio.

Per quanto riguarda il *comfort* termico all'interno degli edifici, Figura 3.94 mostra le percentuali di tempo in cui la temperatura interna agli edifici nelle ore di accensione dell'impianto si trova fra [19-21] °C e [18-22] °C, per ogni utenza e per entrambi gli scenari. Da tale figura si osserva che le prestazioni in termini di temperatura interna dell'aria si riducono leggermente per lo scenario ottimizzato rispetto allo scenario di riferimento in tutte le utenze, anche se le differenze risultano minime e nell'ordine dell'1%.

Al fine di fornire un dettaglio ulteriori riguardo le temperature dell'aria all'interno degli edifici, si riportano le distribuzioni di probabilità della temperatura interna dell'aria per le utenze 8, 32, 39, 44 e 65, rispettivamente in Figura 3.95, Figura 3.96, Figura 3.97, Figura 3.98 e Figura 3.99. Come atteso, osservando le distribuzioni di probabilità della temperatura dell'aria all'interno degli edifici si osserva che nello scenario ottimizzato i picchi si riducono leggermente rispetto allo scenario di riferimento, anche se tale diminuzione si reputa essere non significativa.

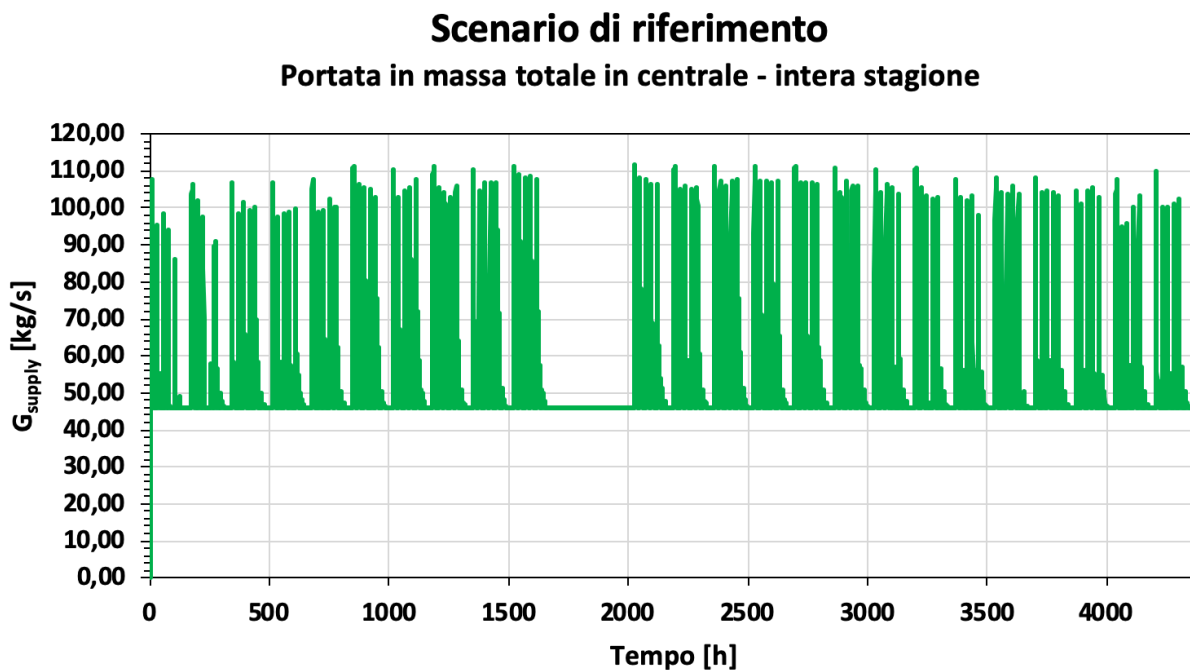


Figura 3.92 Portata in massa totale in centrale, scenario di riferimento - intera stagione

Scenario ottimizzato Portata in massa totale - intera stagione

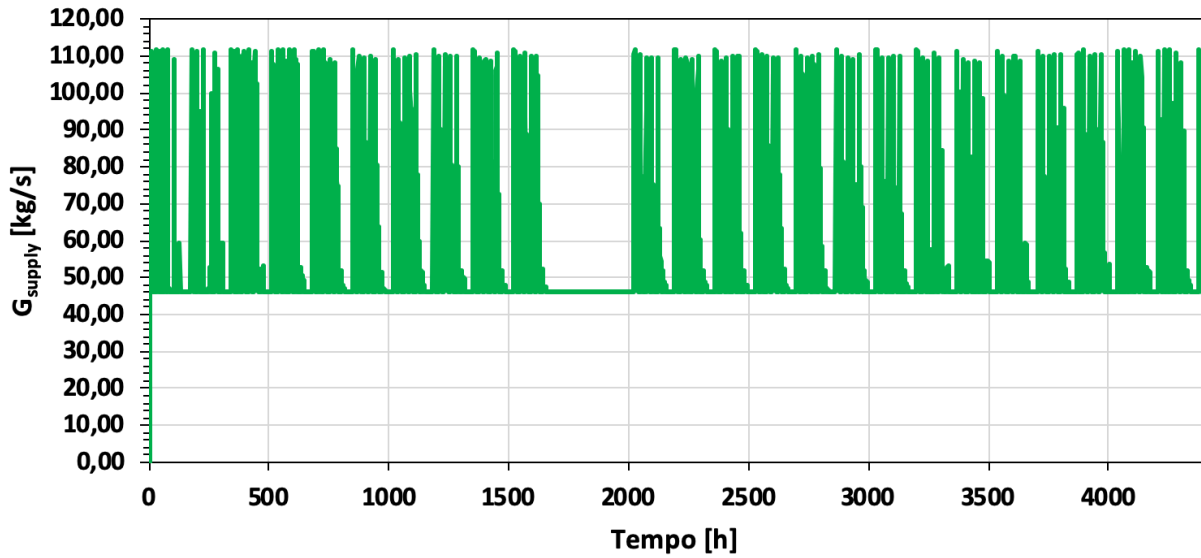


Figura 3.93 Portata in massa totale in centrale, scenario ottimizzato - intera stagione

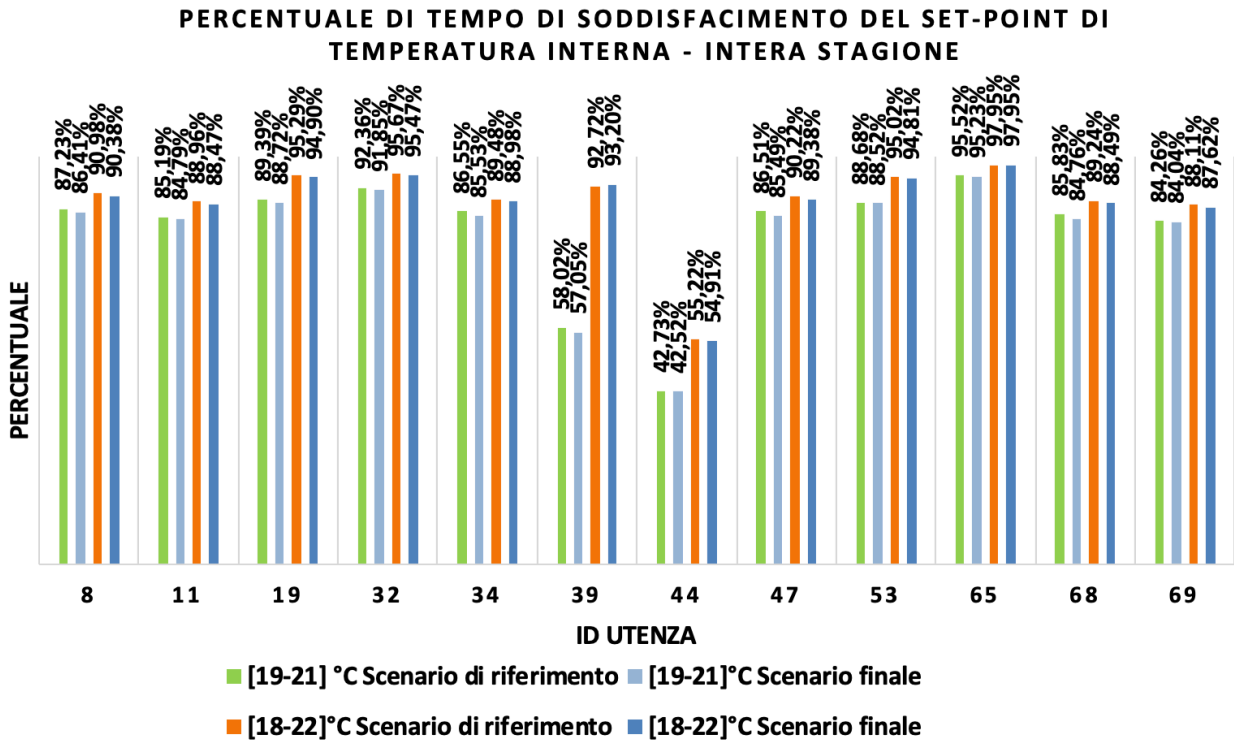


Figura 3.94 Percentuale di tempo di soddisfacimento del set-point di temperatura interna, confronto finale tra scenari per l'intera stagione

Utenza 8 - ARCHIVIO STORICO

Distribuzione di probabilità di temperatura interna - intera stagione

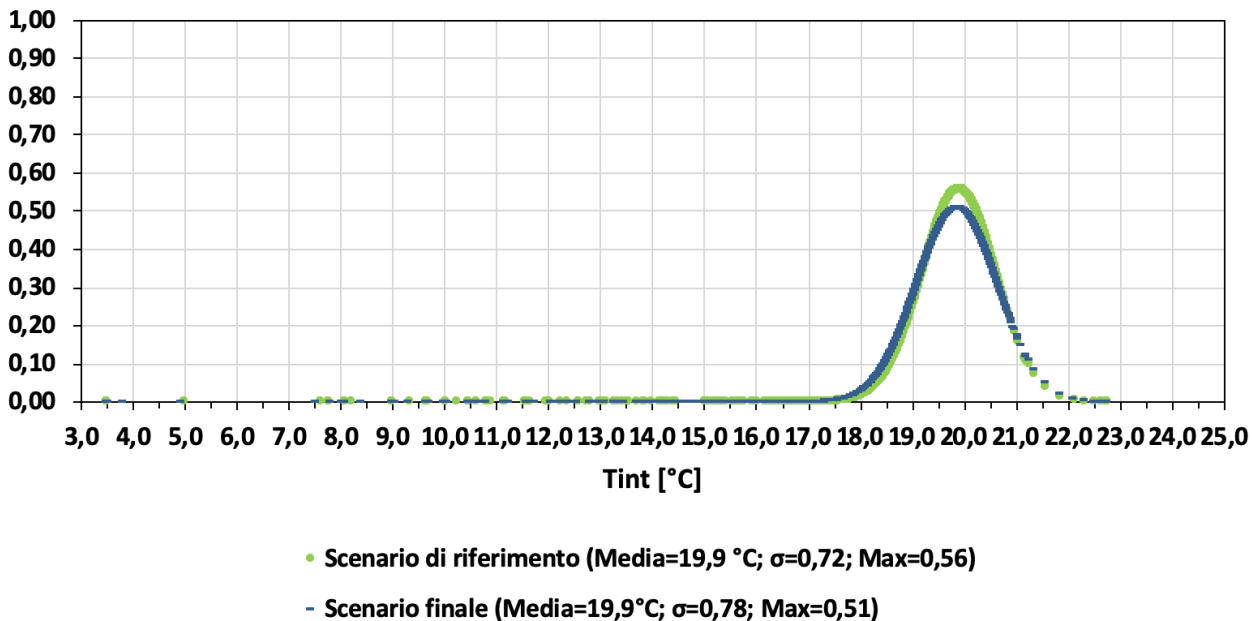


Figura 3.95 Distribuzione di probabilità di temperatura interna, utenza 8, confronto finale tra scenari per l'intera stagione

Utenza 32 - TECNOPOLO

Distribuzione di probabilità di temperatura interna - intera stagione

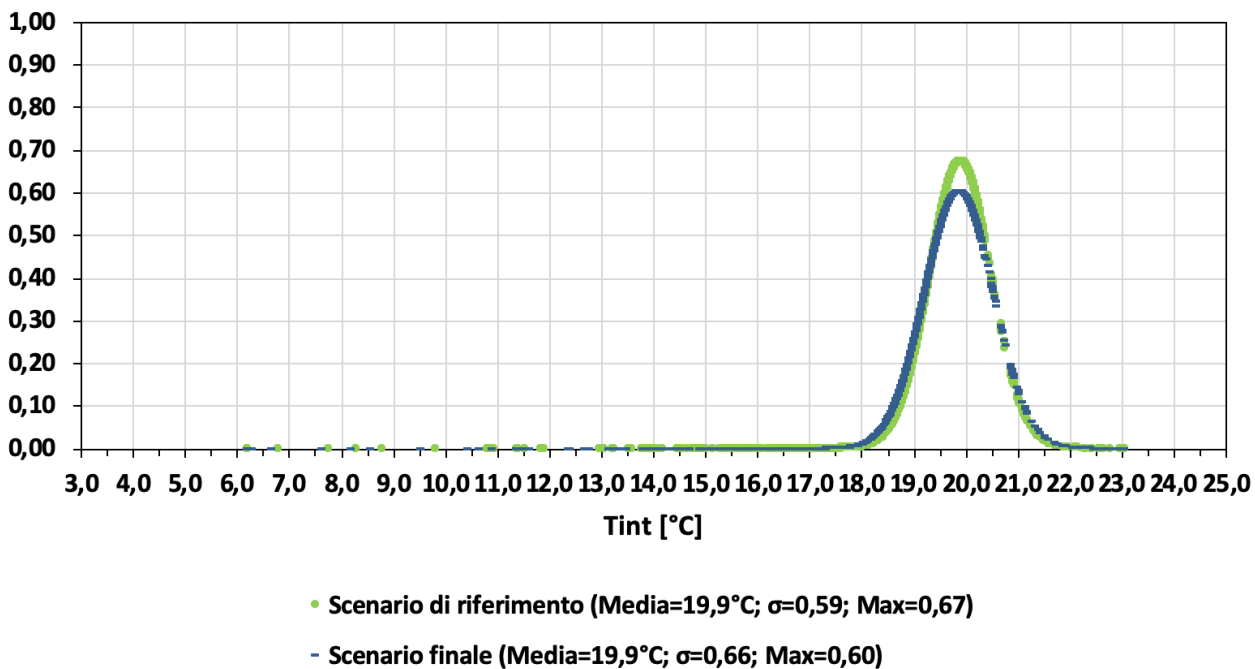


Figura 3.96 Distribuzione di probabilità di temperatura interna, utenza 32, confronto finale tra scenari per l'intera stagione

Utenza 39 - LA GRANDE COPISTERIA
Distribuzione di probabilità di temperatura interna - intera stagione

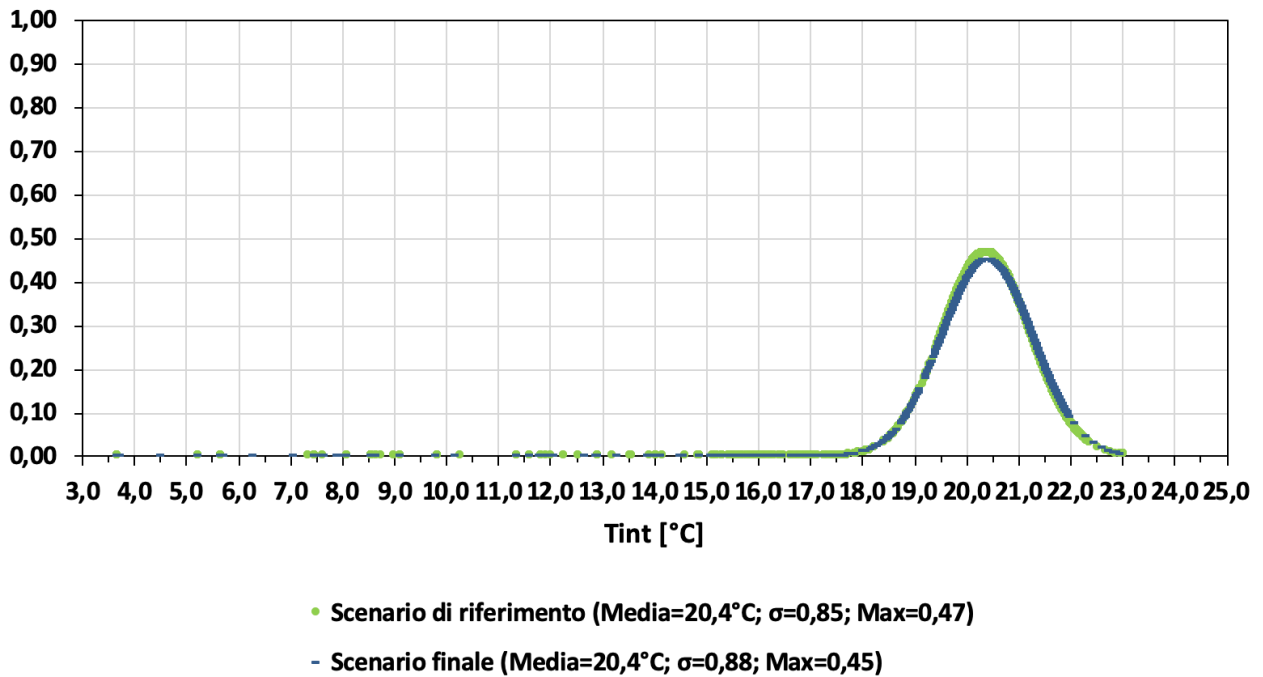


Figura 3.97 Distribuzione di probabilità di temperatura interna, utenza 39, confronto finale tra scenari per l'intera stagione

Utenza 44 - BAR
Distribuzione di probabilità di temperatura interna - intera stagione

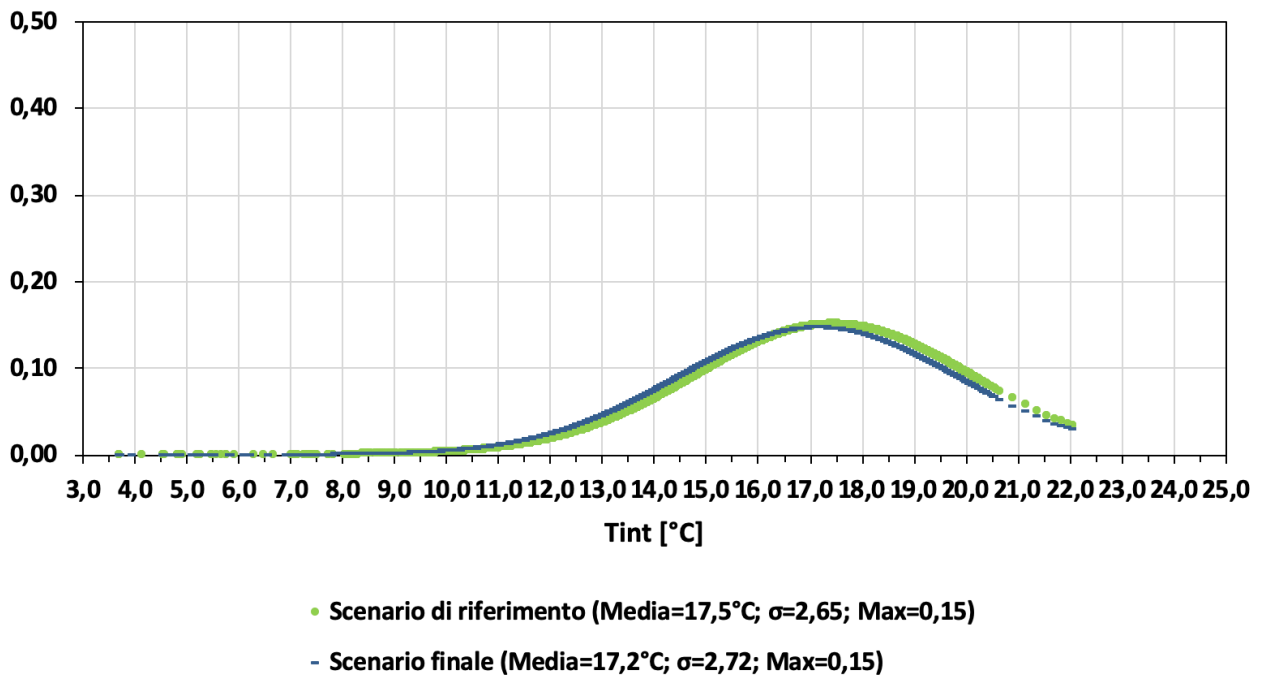
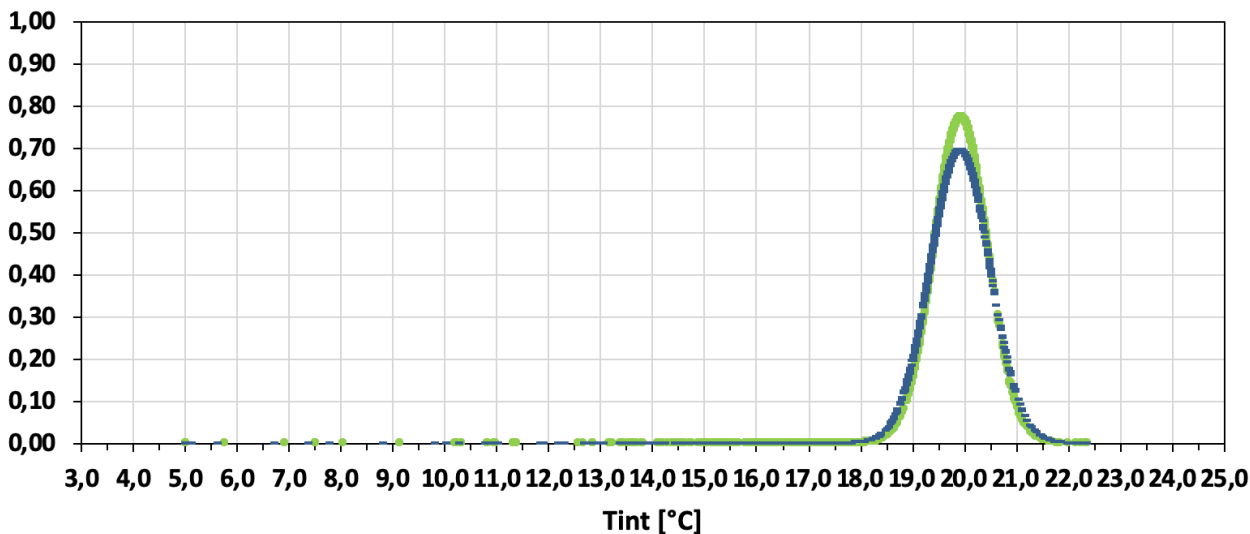


Figura 3.98 Distribuzione di probabilità di temperatura interna, utenza 44, confronto finale tra scenari per l'intera stagione

Utenza 65 - PALACAMPUS Distribuzione di probabilità di temperatura interna - intera stagione



- Scenario di riferimento (Media=20,0; $\sigma=0,52$; Max=0,77)
- Scenario finale (Media=19,9°C; $\sigma=0,57$; Max=0,70)

Figura 3.99 Distribuzione di probabilità di temperatura interna, utenza 65, confronto finale tra scenari per l'intera stagione

Per quanto riguarda i consumi energetici, le energie complessivamente consumate in rete, riportate in Tabella 3.15, mostrano che lo scenario ottimizzato diminuisce del 17,83% l'energia termica dispersa in rete e del 3,54% l'energia termica fornita dalla centrale. Quindi, nonostante lo scenario ottimizzato comporti un incremento dei consumi di pompaggio del 7,76%, complessivamente esso porta a risparmiare il 2,81% in termini di tep. Tale valore è il più alto riscontrato se confrontato con tutti gli scenari descritti in 3.5.6.

Dai risultati ottenuti si può concludere che lo scenario ottimizzato risulta essere quello che comporta i consumi energetici più bassi, senza sostanzialmente peggiorare le condizioni di *comfort* termico all'interno degli edifici.

Al fine di migliorare ulteriormente le prestazioni della rete, risulta necessario effettuare degli interventi di riqualificazione degli edifici che mostrano le caratteristiche termofisiche meno performanti. Unitamente a questi interventi, potrebbe essere interessante analizzare gli effetti di un abbassamento della temperatura di mandata in centrale, che potrebbe portare a ridurre notevolmente le dispersioni termiche in rete. Infine, la riqualificazione degli edifici e l'abbassamento delle temperature di esercizio del fluido termovettore potrebbero essere abbinati alla generazione locale di calore. Tale fonte di energia termica potrebbe infatti essere utilizzata sia per soddisfare parzialmente o totalmente il fabbisogno termico delle utenze sia, in caso su surplus, di immettere nuovamente energia in rete. Tutte queste considerazioni meritano di essere approfondite in ulteriori studi poiché possono potenzialmente portare a risparmi energetici significativi.

Tabella 3.15 Energie consumate in centrale termica, confronto finale tra scenari per l'intera stagione

Scenari	Energia termica fornita in centrale E_{heater} [kWh _t]	Energia elettrica per pompaggio E_{pump} [kWh _e]	Energia termica dispersa in rete E_{soil} [kWh _t]	[tep] totali consumati
Scenario di riferimento	4.927.694,44	168.561,15	823.949,80	493,74
Scenario ottimizzato	4.753.444,44 (-3,54%)	181.649,28 (+7,76%)	677.059,60 (-17,83%)	479,85 (-2,81%)

3.7 Analisi economica e ambientale

Si riporta in Tabella 3.16 e in Figura 3.100 una sintesi della quantità di energia primaria consumata, espressa in tonnellate equivalenti di petrolio, e un confronto tra gli scenari precedentemente analizzati.

Tabella 3.16. Quantità di energia primaria nei diversi scenari, espressa in tep (in campo grigio quelli considerati di riferimento per le analisi comparative)

Scenari	Energia termica fornita dalla centrale	Energia primaria in ingresso alla centrale			Energia elettrica per pompaggio		Totale
	[kWh _t]	[kWh _t]	[m ³]	[tep]	[kWh _e]	[tep]	[tep]
Scenario 2	1.458.454,03	1.568.230,14	163.641	136,80	51.268,01	9,59	146,39
Scenario 1	1.514.462,97	1.628.454,81	169.926	142,06	51.743,79	9,68	151,73
Scenario 3	1.472.261,11	1.583.076,46	165.191	138,10	51.257,31	9,59	147,68
Scenario 4	1.440.722,22	1.549.163,68	161.652	135,14	51.256,97	9,59	144,73
Scenario 5	1.424.313,89	1.531.520,31	159.811	133,60	57.914,73	10,83	144,43
Scenario 6	764.400,00	821.935,48	85.767	71,70	26.448,16	4,95	76,65
Scenario 7	771.650,00	829.731,18	86.581	72,38	26.450,25	4,95	77,33
Scenario di riferimento annuale	4.927.694,44	5.298.596,17	552.897	462,22	168.561,15	31,52	493,74
Scenario ottimizzato annuale	4.753.444,44	5.111.230,58	533.346	445,88	181.649,28	33,97	479,85

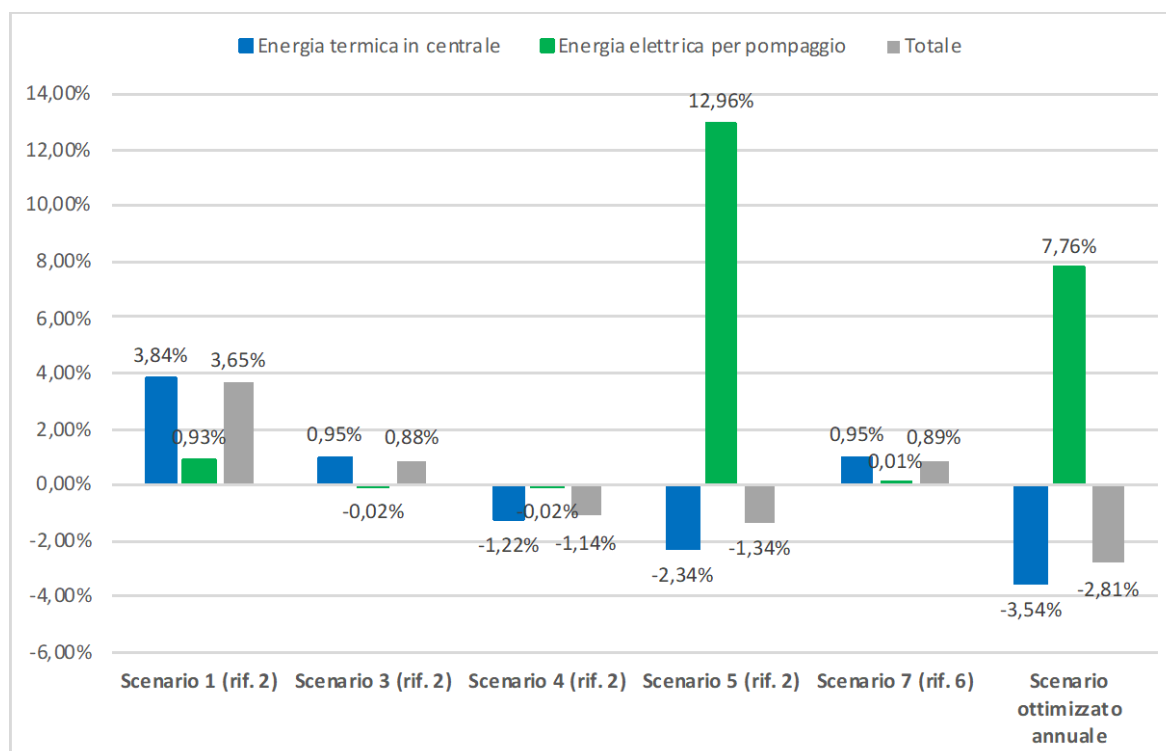


Figura 3.100. Confronto tra le variazioni percentuali di energia termica fornita, elettrica consumata per il pompaggio ed energia primaria, nei diversi scenari analizzati rispetto a quelli di riferimento

In relazione all'analisi economica occorre sottolineare che l'obiettivo è quello di valutare l'effetto dei possibili interventi di ottimizzazione nella gestione della rete rispetto alla situazione attuale (scenario base). Saranno quindi indagate le variazioni di flusso di cassa in fase operativa, senza estendere ad oggi l'analisi ad un modello economico-finanziario di calcolo per la valutazione della profittabilità di un progetto di nuova realizzazione, estensione o modifica della una rete esistente, per il quale si renderebbero necessarie ipotesi su informazioni non note, l'utilizzo di indicatori come VAN, TIR, PBPA, IP, e relativa analisi di sensitività.

Risultano quindi fuori dai confini dell'analisi comparata i costi di investimento: in capitale fisso (es. immobilizzazioni tecniche come fabbricati, impianti termoelettrici, rete di distribuzione del calore, ecc. e immateriali come brevetti, ricerca e sviluppo, formazione, ecc.), circolante (es. scorte di materiali di ricambio per manutenzioni e riparazioni, scorte di combustibili, ecc.) e i contributi amministrativi.

Per il caso in esame si possono identificare sul *lato della fornitura* i risparmi legati a: diminuzione dei costi di combustibile; riduzione delle perdite di calore legate sia al minore LDT e alla temperatura di esercizio; funzionamento e manutenzione della rete e della centrale. A questi vanno affiancati i maggiori costi legati invece al comune di elettricità per le pompe di circolazione e alla mancata vendita di energia termica utile presso le utenze riqualificate. Dal punto di vista dell'*utente finale*, l'intervento di riqualificazione determina una riduzione dei consumi, con i relativi risparmi economici che vanno inclusi nelle analisi costi-benefici degli investimenti, insieme agli eventuali meccanismi incentivanti.

Come descritto al paragrafo 3.1, la rete è alimentata da caldaie a gas naturale, mentre la circolazione del fluido nella rete è garantita da un gruppo di pompaggio. Pertanto in relazione ai *costi di esercizio* sono state valutate le quantità fisiche di gas naturale bruciato e l'energia elettrica assorbita dalla rete, trasformate in costo complessivo mediante l'applicazione di un costo unitario, sotto le seguenti ipotesi:

- Rendimento medio delle caldaie 93% [10].
- Potere calorifico inferiore del gas naturale pari a 8.250 kcal/Sm³ (9,58 kWh/Sm³).
- Prezzo del gas naturale. Non avendo a disposizione il costo reale, si è fatto riferimento ai dati statistici forniti da ARERA sui prezzi finali del gas naturale per i consumatori industriali nel 2019 (c€/m³), al lordo e al netto delle imposte e per fasce di consumo (migliaia di m³), come riportati in Figura 3.101. Si consideri nello specifico il valore di 57,06 c€/Sm³ (relativo alla fascia 26.000-263.000 m³), al lordo delle imposte, pari a 59,48 €/MWh; tenendo conto del rendimento stimato ciò significa 63,93 €/MWh per il calore immesso in rete. Tali valori sono risultati compatibili con altri casi reali di centrali alimentate a gas naturale a servizio di una rete di TLR.
- Prezzo dell'energia elettrica. Analogamente si è fatto riferimento ai dati statistici forniti da ARERA sui prezzi finali per i consumatori industriali nel 2019 (c€/kWh), al lordo e al netto delle imposte e per fasce di consumo (MWh), come riportati in Figura 3.102. Si consideri nello specifico il valore di 22,25 c€/kWh (relativo alla fascia 50-500 MWh), al lordo delle imposte.

Ai costi di combustibile vanno sommati anche quelli legati alla manutenzione dei beni strumentali in forma ordinaria (per garantirne l'originaria capacità produttiva durante la loro prevista vita utile, come la manutenzione programmata) e straordinaria (per l'ampliamento, l'ammodernamento e il miglioramento degli elementi strutturali). Data l'assenza di interventi di modifica/integrazione della rete esistente, con possibili effetti in termini di manutenzione, i relativi costi – generalmente quantificati con incidenze medie percentuali sul capitale investito in immobilizzazioni tecniche (1,5% e 0,25% per manutenzione ordinaria e parti di ricambio stoccate in magazzino), si considerano inalterati. Per l'esercizio e la manutenzione della rete e della centrale termica sono stati ipotizzati costi specifici per unità di energia termica distribuita dalla rete pari rispettivamente a 1,9 €/MWh e 3 €/MWh [11].

Nella successiva Tabella 3.17 e Figura 3.103 si riportano i confronti economici operati tra gli scenari descritti precedentemente. In particolare la taratura del sistema di controllo, operata nello scenario 2 attraverso la modifica dei controllori PI con una conseguente riduzione dell'energia termica fornita in centrale e dell'energia elettrica assorbita per il pompaggio, conserva ovviamente i propri vantaggi anche dal punto di vista economico, con una riduzione del costo operativo del 3,42%; lo scenario 2 è stato mantenuto come riferimento per il confronto con gli altri scenari. L'accensione anticipata del riscaldamento rispetto all'orario di inizio lavoro (scenario 3) determina un incremento dell'energia termica fornita in caldaia, ma una spesa di energia elettrica consumata dalla pompa in centrale e un'energia termica dispersa in rete paragonabili a quelle dello scenario di riferimento, per un aumento della spesa complessiva dello 0,85%. Modulare la temperatura di mandata in centrale da 70 °C a 80 °C a seconda dalle variazioni di temperatura esterna

(scenario 5) comporta un risparmio di energia termica, ma un incremento notevole dei consumi per pompaggio, determinando una riduzione della spesa complessiva dello 0,78%; tale valore si incrementa leggermente fino ad arrivare all'1,09% nel caso in cui si scelga di mantenere la temperatura di mandata costante a 80 °C soltanto durante le ore di lavoro e lo spegnimento della centrale in caso di mancata domanda termica (scenario 4). Occorre però evidenziare che le dispersioni termiche diminuiscono nello scenario 5 dell'8,91%, rispetto al 5,89% dello scenario 4 (Tabella 3.18), con una maggiore potenziale valorizzazione economica del calore prodotto. In relazione alle simulazioni fatte per indagare il periodo di chiusura natalizia del campus, si osserva come il mantenimento da parte della centrale della temperatura del fluido termovettore pari al valore minimo di 30 °C (scenario 7), rispetto ad uno spegnimento quando la richiesta termica è nulla (scenario 6), comporta un incremento dei costi dello 0,85%, che si lega principalmente ad un aumento delle dispersioni. Considerando infine l'estensione delle simulazioni all'intera stagione di riscaldamento, lo scenario ottimizzato – con temperatura di mandata modulata in funzione della temperatura esterna e spegnimento della centrale per carico nullo – determina una riduzione dell'energia termica fornita dalla centrale a fronte di un incremento dei pompaggi, per un costo di esercizio complessivo inferiore del 2,41%; anche in questo caso occorre sottolineare la diminuzione delle dispersioni termiche.

Dai dati di Tabella 3.18, è possibile osservare come la quantità di calore che viene dissipata durante il trasporto del calore dalla centrale termica all'utenza (perdite di rete) è in linea con il valore medio italiano del 15%; oltre che da fattori tecnici legati alle caratteristiche del tubo (isolamento, attrito ecc.), queste dipendono ovviamente anche dalla quantità di calore distribuito lungo la rete: minore è la densità termica lineare (*linear heat density* LTD), come per reti di abitazioni sparse o di cittadine caratterizzate da una prevalenza di abitazioni unifamiliari o piccoli condomini ed edifici bassi, maggiori saranno le perdite; valori minori si riscontrano invece in reti installate in città più densamente popolate, con una prevalenza di condomini di medie e grandi dimensioni e di edifici con molti piani. La densità termica lineare, insieme alla differenza tra la temperatura di mandata e quella di ritorno, rappresentano elementi centrali nella definizione del costo di distribuzione: LTD intorno ai 2,5 MWh/m sono ritenuti idonei a rendere economicamente fattibile il TLR, con valori superiori per grandi città e inferiori per città medio-piccole o reti montane (in questo caso la profittabilità è fortemente dipendente da incentivi in costo capitale o dai ricavi della vendita di energia elettrica cogenerata) [12, 11]. Nel caso in esame è stata calcolata una densità pari a 1,23 MWh/m, inferiore rispetto alla media nazionale di 2,03 MWh/m, a causa dell'estensione della rete.

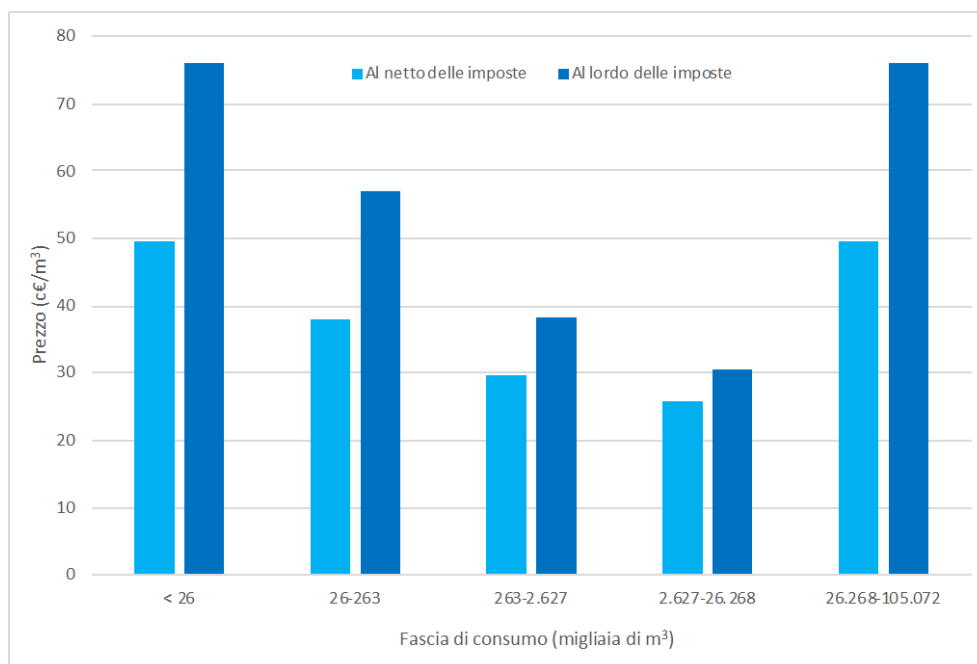


Figura 3.101. Prezzi finali del gas naturale per i consumatori industriali nel 2019. Fonte: ARERA; elaborazione su dati Eurostat

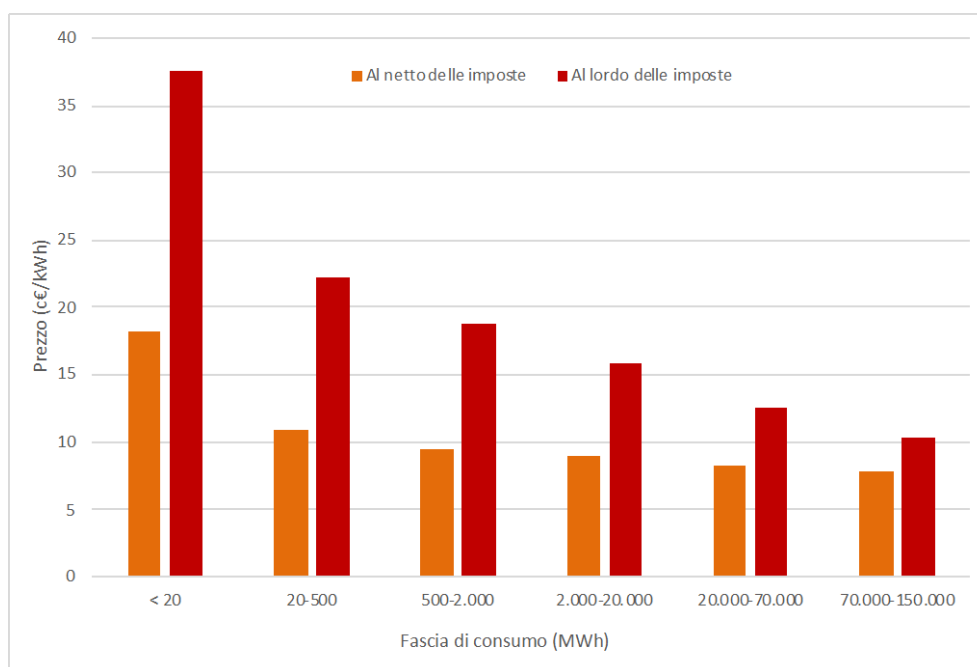


Figura 3.102. Prezzi finali dell'energia elettrica per i consumatori industriali nel 2019. Fonte: ARERA; elaborazione su dati Eurostat

Tabella 3.17. Valutazione dei costi di esercizio nei diversi scenari (in campo grigio quelli considerati di riferimento per le analisi comparative)

Scenari	Energia termica fornita dalla centrale	Energia elettrica per pompaggio	Energia primaria in ingresso alla centrale		Costi combustibile	Costi per esercizio e manutenzione	Costi energia elettrica	Costi totali
	[kWh _t]	[kWh _e]	[kWh _t]	[m ³]	[€]	[€]	[€]	[€]
Scenario 2	1.458.454,03	51.268,01	1.568.230,14	163.641	93.373,79	7.146,42	11.407,13	111.927,34
Scenario 1	1.514.462,97	51.743,79	1.628.454,81	169.926	96.959,62	7.420,87	11.512,99	115.893,48
Scenario 3	1.472.261,11	51.257,31	1.583.076,46	165.191	94.257,75	7.214,08	11.404,75	112.876,58
Scenario 4	1.440.722,22	51.256,97	1.549.163,68	161.652	92.238,55	7.059,54	11.404,68	110.702,77
Scenario 5	1.424.313,89	57.914,73	1.531.520,31	159.811	91.188,05	6.979,14	12.886,03	111.053,22
Scenario 6	764.400,00	26.448,16	821.935,48	85.767	48.938,75	3.745,56	5.884,72	58.569,03
Scenario 7	771.650,00	26.450,25	829.731,18	86.581	49.402,92	3.781,09	5.885,18	59.069,18
Scenario di rif. annuale	4.927.694,44	168.561,15	5.298.596,17	552.897	315.483,02	24.145,70	37.504,86	377.133,58
Scenario ottimizzato annuale	4.753.444,44	181.649,28	5.111.230,58	533.346	304.327,11	23.291,88	40.416,96	368.035,96

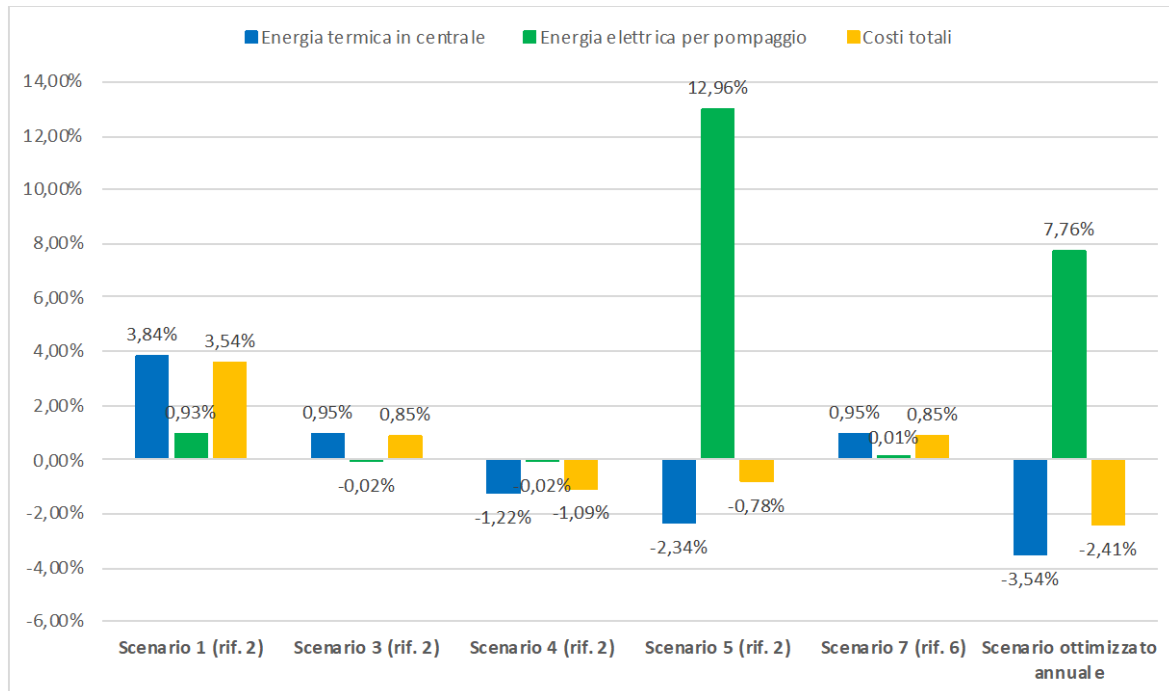


Figura 3.103. Confronto tra le variazioni percentuali di energia termica fornita, elettrica consumata per il pompaggio e costi operativi, nei diversi scenari analizzati rispetto a quelli di riferimento

Tabella 3.18. Dispersioni lungo la rete di teleriscaldamento negli scenari analizzati

Scenari	Energia termica fornita in centrale	Energia termica dispersa in rete	
	[kWh _t]	[kWh _t]	[%]
Scenario 2	1.458.454,03	251.892,22	17,27%
Scenario 1	1.514.462,97	252.588,89	16,68%
Scenario 3	1.472.261,11	251.715,28	17,10%
Scenario 4	1.440.722,22	237.045,64	16,45%
Scenario 5	1.424.313,89	229.455,19	16,11%
Scenario 6	764.400,00	75.591,41	9,89%
Scenario 7	771.650,00	82.575,46	10,70%
Scenario di riferimento annuale	4.927.694,44	823.949,80	16,72%
Scenario ottimizzato annuale	4.753.444,44	677.059,60	14,24%

In riferimento all'analisi ambientale, analogamente a quanto descritto per l'energia primaria, anche per le emissioni clima-alteranti è possibile quantificare un fattore di emissione del sistema per unità di energia termica erogata. La norma EN 15316-4-5 per il teleriscaldamento con caldaie alimentate da gas naturale fornisce un valore di riferimento del fattore di emissione della CO₂ f_{CO_2} pari a 310 gCO₂/kWh. Non essendo noto questo valore per la rete in esame, sono state valutate le emissioni associate alla combustione in caldaia del gas naturale e all'energia elettrica prelevata dalla rete nazionale.

I dati relativi alle emissioni del parco termoelettrico e della produzione elettrica nazionale mostrano che a fronte di un incremento della produzione elettrica dal 1990 al 2019 si è registrata una diminuzione delle emissioni atmosferiche di anidride carbonica; questo si lega all'aumento dell'efficienza nella produzione e

all'utilizzo delle fonti rinnovabili. Il fattore di emissione per consumo di energia elettrica si riduce ulteriormente in ragione della quota di energia elettrica importata dall'estero, le cui emissioni atmosferiche sono originate fuori dal territorio nazionale. Analogamente a quanto riportato in [13], per la stima delle emissioni di CO₂ relative all'approvvigionamento di energia elettrica si è ritenuto preferibile utilizzare un fattore di emissione relativo ai consumi elettrici che non consideri l'energia importata, ma consideri le perdite di rete legate all'utilizzo dell'energia stessa. Questo dato è stimabile in 326 gCO₂/kWh_e a partire dai dati inclusi in [14], come indicato in Tabella 3.19.

Per quanto riguarda il consumo di gas naturale si fa riferimento alla tabella dei parametri standard nazionali, proposta dal Ministero dell'Ambiente, utili per il calcolo delle emissioni dal 1° gennaio 2020 al 31 dicembre 2020. Questa include i coefficienti utilizzati per l'inventario delle emissioni di CO₂ nell'inventario nazionale UNFCCC, come media dei valori degli anni 2017-2019 [15]. Per il gas naturale, considerando un coefficiente di ossidazione di 1, si calcola quindi un fattore di emissione di 1,984 tCO₂/1000 Stdm³ o 56,231 tCO₂/TJ (PCI 35,281 GJ/1000 Stdm³), pari a 207 gCO₂/kWh.

Tabella 3.19. Dati utilizzati per il calcolo del fattore di emissione da consumo di energia elettrica, anno 2018 [14]

Emissione totale dalla produzione di energia elettrica	85,4 MtCO ₂
Produzione netta di energia elettrica destinata al consumo	277,5 TWh _e
Energia richiesta	321,4 TWh _e
Perdite di rete	18 TWh _e
% Perdite di rete	5,6%
Consumi netti legati a emissioni (senza import)	262,0 TWh _e
Fattore di emissione dei consumi elettrici senza import	326,0 gCO₂/kWh_e

Nella successiva Tabella 3.20 e Figura 3.104 si riportano i confronti sulle emissioni legate agli scenari descritti precedentemente, che restituiscono risultati simili a quelli dell'analisi economica. In particolare la taratura del sistema di controllo (scenario 2) conserva ovviamente i propri vantaggi anche dal punto di vista ambientale, con una riduzione delle emissioni del 3,57%. L'accensione anticipata del riscaldamento rispetto all'orario di inizio lavoro (scenario 3) determina un incremento dell'energia termica fornita in caldaia, a cui è principalmente associato l'aumento dello 0,90% delle emissioni. Come già descritto, modulare la temperatura di mandata in centrale da 70 °C a 80 °C a seconda dalle variazioni di temperatura esterna (scenario 5) comporta un risparmio di energia termica, ma un incremento notevole dei consumi per pompaggio: anche dal punto di vista ambientale si determina una riduzione della spesa complessiva delle emissioni dell'1,59%; tale valore si attesta all'1,16% nello scenario 4. In relazione alle simulazioni fatte per indagare il periodo di chiusura natalizia del campus, si osserva come lo scenario 7 – che prevede un aumento dell'energia termica erogata dalla centrale – determina un incremento dello 0,90% delle emissioni. Considerando infine l'estensione delle simulazioni all'intera stagione di riscaldamento, lo scenario ottimizzato – con temperatura di mandata modulata in funzione della temperatura esterna e spegnimento della centrale per carico nullo – determina una riduzione dell'energia termica fornita dalla centrale a fronte di un incremento dei pompaggi, per una riduzione complessiva delle emissioni pari al 3%.

Tabella 3.20. Valutazione delle emissioni di CO₂ nei diversi scenari (in campo grigio quelli considerati di riferimento per le analisi comparative)

Scenari	Energia termica fornita dalla centrale	Energia elettrica per pompaggio	Energia primaria in ingresso alla centrale		Emissioni combustibile	Emissioni energia elettrica	Emissioni totali
	[kWh _e]	[kWh _e]	[kWh _e]	[m ³]	[tCO ₂]	[tCO ₂]	[tCO ₂]
Scenario 2	1.458.454,03	51.268,01	1.568.230,14	163.641	324,66	16,71	341,38
Scenario 1	1.514.462,97	51.743,79	1.628.454,81	169.926	337,13	16,87	354,00
Scenario 3	1.472.261,11	51.257,31	1.583.076,46	165.191	327,74	16,71	344,45
Scenario 4	1.440.722,22	51.256,97	1.549.163,68	161.652	320,72	16,71	337,43

Scenario 5	1.424.313,89	57.914,73	1.531.520,31	159.811	317,06	18,88	335,95
-------------------	--------------	-----------	--------------	---------	--------	-------	--------

Scenario 6	764.400,00	26.448,16	821.935,48	85.767	170,16	8,62	178,78
Scenario 7	771.650,00	26.450,25	829.731,18	86.581	171,78	8,62	180,40

Scenario di rif. annuale	4.927.694,44	168.561,15	5.298.596,17	552.897	1.096,95	54,95	1.151,90
Scenario ottimizzato annuale	4.753.444,44	181.649,28	5.111.230,58	533.346	1.058,16	59,22	1.117,38

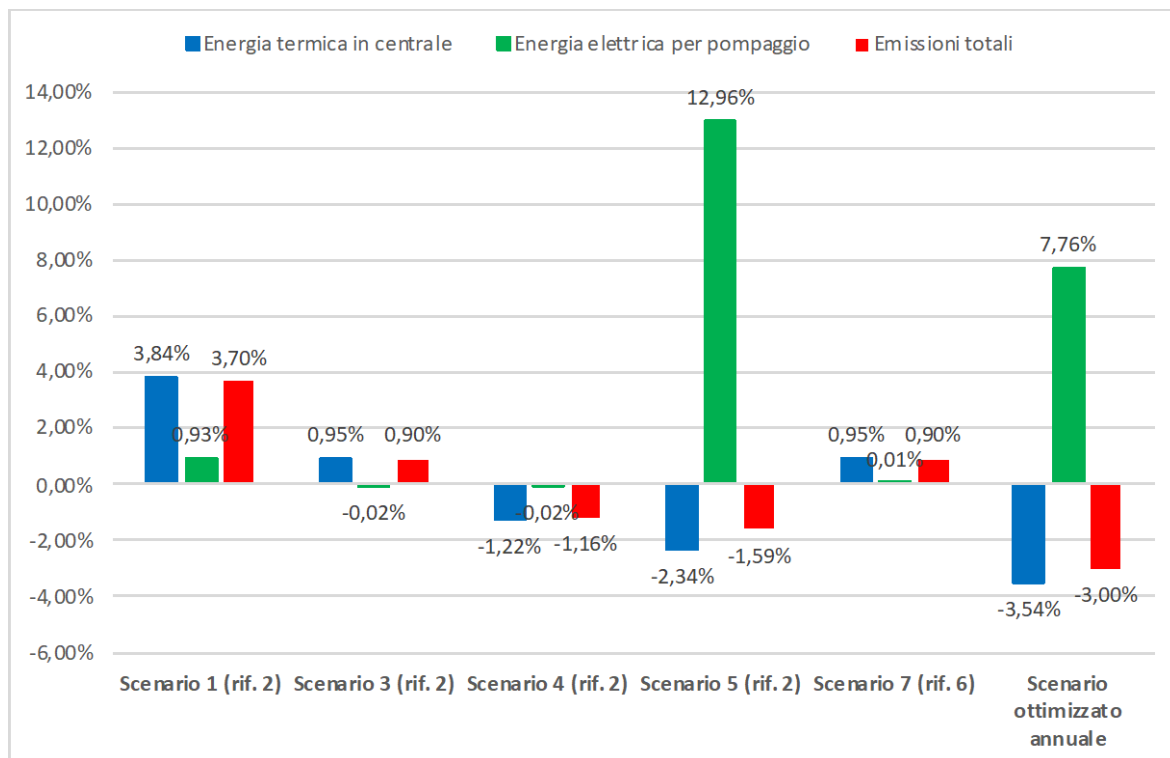


Figura 3.104. Confronto tra le variazioni percentuali di energia termica fornita, elettrica consumata per il pompaggio ed emissioni, nei diversi scenari analizzati rispetto a quelli di riferimento

3.8 Analisi exergetica

L'analisi exergetica combina la prima legge della termodinamica e il concetto di entropia per migliorare l'efficienza di conversione energetica del sistema. Si fa un'analisi che riguarda la qualità dell'energia che consente quindi la valutazione dell'uso razionale di diverse risorse energetiche [16]. Il concetto di exergia è la strada da perseguire per valutare la corrispondenza di qualità tra la domanda di energia e l'energia fornita. Tale analisi determina l'imperfezione dell'utilizzo dell'energia, ed è utile per ridurre l'irreversibile dissipazione dell'exergia nei singoli componenti che costituiscono il sistema. Di conseguenza, l'exergia è una misura del potenziale di trasformazione di un determinato flusso di energia in energia di alta qualità. La richiesta exergetica per il riscaldamento degli ambienti e la produzione di acqua calda sanitaria (ACS) negli edifici è bassa, a causa del basso livello di temperatura richiesto per queste applicazioni. Per quanto riguarda i sistemi di teleriscaldamento, come da letteratura, l'efficienza exergetica assume valori fra il 47 e il 49% [17]. La variabile principale è quindi l'energia termica in ingresso dalla tubazione di teleriscaldamento lato primario. Il comportamento del sistema di teleriscaldamento è quindi caratterizzato dal suo stato exergetico espresso come mostrato dall'equazione 3.23 [18], che rappresenta l'efficienza exergetica. In particolare, poiché nel

caso in esame è considerato l'uso energetico legato al riscaldamento, mentre non è presente il servizio di acqua calda sanitaria, l'efficienza exergetica può essere definita come segue:

$$\psi_{st} = \frac{\dot{Q}_{risc} \left(1 - \frac{T_{0,risc}}{T_r}\right)}{m_{prim} \cdot c_p \left[(T_{in,man} - T_{rit}) - T_{0,risc} \ln \left(\frac{T_{man}}{T_{rit}} \right) \right]} \quad (3.23)$$

In Tabella 3.21 si riassumono tutti i termini presi in considerazione per la valutazione dell'efficienza exergetica.

Tabella 3.21. Termini per l'efficienza exergetica

\dot{Q}_{risc}	[W]	Potenza media di riscaldamento
$T_{0,risc}$	[°C]	Temperatura media nel periodo di riscaldamento
T_r	[°C]	Temperatura media della stanza
m_{prim}	[kg/s]	Portata massica al primario
$T_{in,man}$	[°C]	Temperatura media di mandata
T_{rit}	[°C]	Temperatura medio di ritorno

La temperatura media per la città di Parma per il periodo considerato è stata fissata pari a 9,95 °C. Per effettuare un'analisi exergetica di tipo dinamico, il calcolo dei flussi exergetici viene effettuato per ogni *time step* della simulazione t_k . Nell'equazione 3.24 si mostra il termine che esprime l'exergia termica in ingresso alla rete di teleriscaldamento:

$$E_{X,in}(t_k) = m_{prim}(t_k) \cdot c_p \left[(T_{in,man}(t_k) - T_{rit}(t_k)) - T_{0,risc}(t_k) \ln \left(\frac{T_{in,man}(t_k)}{T_{rit}(t_k)} \right) \right] \quad (3.24)$$

Il flusso di exergia richiesto per il riscaldamento è dato dalla seguente espressione:

$$E_{X,risc}(t_k) = \dot{Q}_{risc}(t_k) \left(1 - \frac{T_{0,risc}(t_k)}{T_r(t_k)}\right) \quad (3.25)$$

Il confronto fra gli scenari studiati è fatto in termini di exergia finale, che viene espressa nell'equazione 3.26:

$$\psi_{fin} = \frac{\frac{\sum_{k=1}^{k=N} E_{X,risc}(t_k)}{N}}{\frac{\sum_{k=1}^{k=N} E_{X,in}(t_k)}{N} + \frac{\sum_{k=1}^{k=N} E_{Pump}(t_k)}{N}} \quad (3.26)$$

dove N sono le ore di simulazione per il sistema di teleriscaldamento, equivalenti a 8 settimane.

In Tabella 3.22 vengono riassunti i valori necessari al confronto exergetico, mentre i risultati in termini di efficienza exergetica vengono riassunti in Tabella 3.23.

Si nota che escluso lo Scenario 1, lo Scenario 2 risulta, seppur di poco, il migliore anche dal punto di vista exergetico. Quello più sfavorito è lo Scenario 3, che prevede l'accensione dell'impianto un'ora prima rispetto alla configurazione iniziale. Si riscontra comunque che i valori di efficienza exergetica ottenuti sono confrontabili con quelli trovati in letteratura [17]-[19]. Una soluzione per migliorare la prestazione exergetica potrebbe essere la riduzione della temperatura di mandata nelle reti di teleriscaldamento, così come la riduzione al minimo necessario della potenza elettrica di pompaggio. Un'ulteriore soluzione è quella di controllare la temperatura di mandata durante gli spegnimenti dell'impianto.

Anche per gli scenari 6 e 7 è stata condotta un'analisi exergetica, i cui valori sono riportati Tabella 3.24. In linea con quanto osservato nell'analisi energetica, si nota che l'efficienza exergetica diminuisce per entrambi gli scenari. In particolare, per lo scenario 6 l'efficienza exergetica assume un calore pari al 19,22%, mentre per lo scenario 7 tale indice scende seppur di poco, al 19,08%. Si nota che rispetto ai primi 5 scenari aumenta

di molto l'exergia in ingresso: l'aumento è pari al 48% per lo scenario 6 e al 49% per lo Scenario 7. Di contro, prendendo come riferimento lo Scenario 2, il termine dell'exergia utile per riscaldamento diminuisce del 43%. Per entrambe le configurazioni aumenta quindi l'exergia distrutta.

In Tabella 3.25 si mostrano i valori exergetici per le simulazioni condotte sull'intera stagione di riscaldamento; l'efficienza exergetica assume valori, pari a 0,25 per lo scenario di riferimento e 0,2488 per quello ottimizzato. Si evince che nonostante una riduzione dell'energia dispersa, dal punto di vista exergetico influisce maggiormente l'aumento dell'energia elettrica di pompaggio, comportando una leggera diminuzione del valore di efficienza exergetica. Per quanto riguarda la configurazione annuale per entrambe gli scenari studiati, il valore di efficienza exergetica è minore di quelli che si riscontrano in letteratura [17].

Tabella 3.22. Valori exergetici per gli scenari da 1 a 5

Scenari	<i>Energia termica fornita dalla centrale</i>	<i>Energia elettrica consumata dalla pompa</i>	<i>Exergia in ingresso</i>	<i>Exergia per il riscaldamento</i>	<i>Energia termica dispersa</i>
	[kWh _t]	[kWh _e]	[kWh _t]	[kWh _t]	[kWh _t]
Scenario 2	1.458.454,03	51.268,01	1.200.121,65	606.182,40	251.892,22
Scenario 1	1.514.462,97	51.743,79	1.200.121,65	633.971,55	252.588,89
Scenario 3	1.472.261,11	51.257,31	1.200.121,65	613.119,14	251.715,28
Scenario 4	1.440.722,22	51.256,97	1.200.121,65	604.732,85	203.745,64
Scenario 5	1.424.313,89	57.914,73	1.200.121,65	600.302,70	229.455,19

Tabella 3.23. Efficienza exergetica nei diversi scenari

Scenari	Efficienza exergetica
Scenario 2	0,484
Scenario 1	0,506
Scenario 3	0,422
Scenario 4	0,483
Scenario 5	0,477

Tabella 3.24. Valori exergetici per gli scenari 6 e 7

Scenari	<i>Energia termica fornita dalla centrale</i>	<i>Energia elettrica consumata dalla pompa</i>	<i>Exergia in ingresso</i>	<i>Exergia per il riscaldamento</i>	<i>Energia termica dispersa</i>
	[kWh _t]	[kWh _e]	[kWh _t]	[kWh _t]	[kWh _t]
Scenario 6	764.400,00	26.448,16	1.779.374,50	346.060,72	75.591,41
Scenario 7	771.650,00	26.450,25	1.787.829,606	346.194,33	82.575,46

Tabella 3.25. Scenari annuali, valori exergetici

Scenari	<i>Energia termica fornita dalla centrale</i>	<i>Energia elettrica consumata dalla pompa</i>	<i>Exergia in ingresso</i>	<i>Exergia per il riscaldamento</i>	<i>Energia termica dispersa</i>
	[kWh _t]	[kWh _e]	[kWh _t]	[kWh _t]	[kWh _t]
Scenario riferimento	4.927.694,44	168.561,15	8.048.519,12	2.061.740,85	823.949,8
Scenario attualizzato	4.753.444,44	181.649,28	8.048.519,12	2.047.955,12	677.059,60

4 Reti di quarta generazione e riqualificazione energetica

4.1 Contesto di riferimento

L'utilizzo dei flussi di calore in eccesso e di impianti alimentati a fonte rinnovabile permette di diminuire la domanda complessiva della fornitura di energia primaria, condizione che viene ulteriormente favorita attraverso interventi di ristrutturazione e riqualificazione energetica degli edifici e la realizzazione di edifici ad energia (quasi) zero. Una minore domanda di energia primaria comporta importanti vantaggi: minore dipendenza dalle importazioni di energia, minori effetti ambientali, minore pressione sulle risorse energetiche in esaurimento, e minori costi del sistema energetico. L'aumento delle prestazioni energetiche degli edifici è sia una sfida che un'opportunità per i sistemi di TLR: i margini economici della distribuzione del calore diminuiscono con densità di calore lineari più basse; d'altra parte è necessario poter fare affidamento su sistemi di riscaldamento che garantiscano le condizioni di comfort con temperature di esercizio inferiori. Questo contesto determina condizioni favorevoli per la diffusione di sistemi di teleriscaldamento di quarta generazione (Figura 4.1), con *livelli di temperatura previsti di mandata e ritorno* nella rete rispettivamente nell'intorno di 50 °C e 20 °C (valori medi annuali). Il funzionamento a bassa temperatura comporta benefici legati a [20]: uso efficiente delle risorse energetiche rinnovabili anche a bassa temperatura (es. geotermico, solare); utilizzo di calore di scarto derivante da processi industriali; maggiore accessibilità del calore derivante da processi di raffreddamento e raffrescamento (es. condizionamento dei data center); le pompe di calore utilizzano fonti di calore ambientale con una minore richiesta di elettricità; l'efficienza della condensazione dei gas di scarico migliora; ottimizzazione degli impianti di cogenerazione; diminuzione delle perdite di calore nella rete di distribuzione (riducendo la temperatura da 80 °C a 35-45 °C, le perdite possono diminuire fino al 55 % [21]); uso di tubi in plastica (almeno due all'interno di un'unica tubazione, ricoperti di materiale isolante per la riduzione delle dispersioni), con costi inferiori e maggiore facilità di montaggio legata alla flessibilità. Un'analisi degli effetti dell'abbassamento della temperatura operativa sul sistema di produzione, sulle dispersioni termiche nella rete e sull'energia elettrica richiesta dal sistema di pompaggio è inclusa nel Report RdS/PTR2019/057.

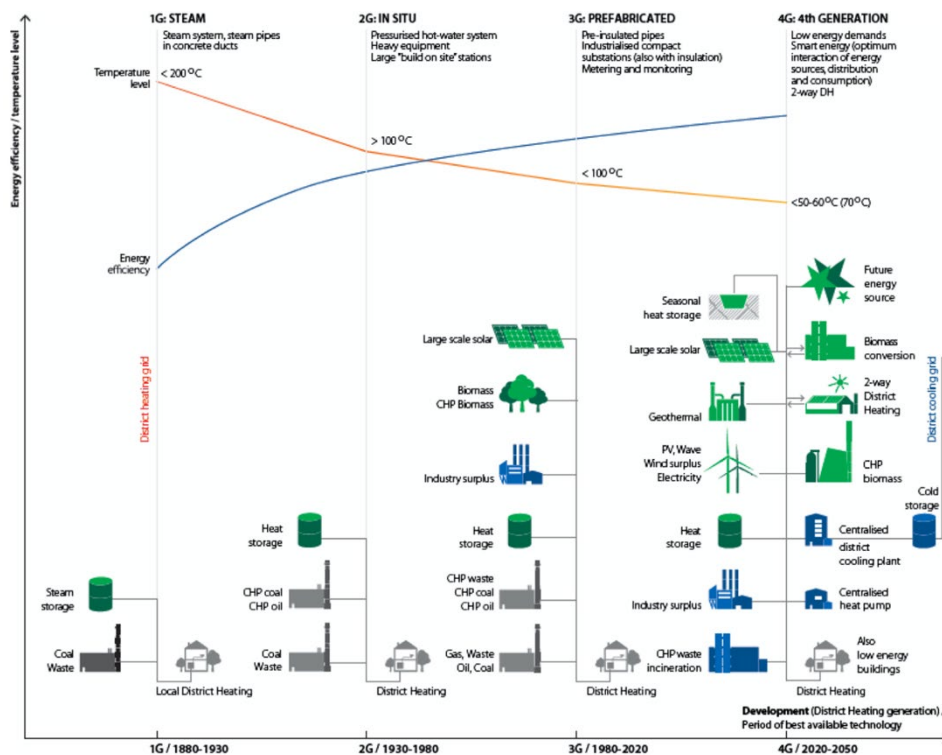


Figura 4.1. TLR di Quarta Generazione e confronto con le generazioni precedenti [20]

L'attenzione a questo tipo di sistemi da parte del mondo scientifico e della ricerca risale almeno agli anni '80, e nel tempo sono stati indagati specifici argomenti, tra i quali i possibili *sistemi di produzione del calore* utile ad alimentare reti a bassa temperatura. Oltre alle fonti rinnovabili come l'energia solare, geotermica o una combinazione di queste [22] (inclusi i relativi sistemi di stoccaggio stagionale, in molti casi necessari a causa di una mancata corrispondenza tra la disponibilità di energia solare e l'uso del calore negli edifici), sono state indagate configurazioni con impianti di cogenerazione e pompe di calore [23], fino ad arrivare a considerare la possibilità di utilizzare vecchie miniere come risorse a bassa temperatura [24]. Molti studi sono stati condotti per analizzare sotto diversi profili – energetico, ambientale ed economico – possibili configurazioni alternative, come in [25], considerando inoltre di poter utilizzare il calore contenuto nel ritorno di una rete di teleriscaldamento esistente come fornitura per una nuova area di distribuzione [26]. Come già introdotto precedentemente [27], in presenza di una rete operante a bassa temperatura si rileva la necessità una soluzione alternativa per la fornitura di acqua calda sanitaria. È stata analizzata la fattibilità di un sistema dotato di una micro pompa di calore ad alta efficienza (COP pari a 5,3) in corrispondenza delle utenze allo scopo di aumentare la temperatura fornita dalla rete (40 °C) per la preparazione di acqua calda sanitaria (53 °C). Oltre alle buone prestazioni termodinamiche e di efficienza energetica, l'analisi tecnico-economica mostra come il sistema a pompa di calore è caratterizzato dall'investimento annualizzato più alto (390 EUR/anno) e le spese di funzionamento più basse (320 EUR/anno), mentre soluzioni che utilizzano lo scaldabagno elettrico presentano consumi elettrici molto più elevati (5-14 volte), che portano a costi annuali di funzionamento relativamente alti (530-970 EUR/anno), con costi di investimento inferiori (76-326 EUR/anno) [28]. Sono stati inoltre valutati sistemi a pompa di calore centralizzati e booster localizzati in corrispondenza di utenze o gruppi di utenze [29-30], che hanno mostrato interessanti risultati in termini di riduzione della richiesta di calore, minori dispersioni termiche, a fronte di un aumento della potenza elettrica richiesta dalla rete.

Una diminuzione della densità termica lineare e della temperatura di esercizio determina necessariamente minori perdite di calore lungo la *rete di distribuzione*. Al fine di ridurle ulteriormente, soprattutto nei momenti caratterizzati dalla sola richiesta di calore per acqua calda sanitaria e aumentare così il margine economico del calore utilmente conferito, sono stati indagati interventi legati alla dimensione dei tubi [31], schemi di rete in combinazione [32] con diversi tipi di stazioni secondarie (es. pompe di calore per ACS) [33]. In riferimento alle sottostazioni sono stati condotti molti studi finalizzati a determinare le migliori condizioni per un funzionamento a bassa temperatura. È stata in particolare affrontata la questione del flusso di ricircolo utilizzando il riscaldamento a pavimento nei bagni (fuori dalla stagione termica) per diminuire le temperature di ritorno [34]; numerosi studi si sono concentrati sulle diverse configurazioni di sottostazioni per il teleriscaldamento a bassa temperatura, in riferimento alla produzione di acqua calda sanitaria e alla problematica legata alla proliferazione della legionella [35-36].

Oltre a valutare le caratteristiche specifiche degli scambiatori di calore e i possibili adattamenti per reti a bassa temperatura [37], è stato indagato l'impatto legato all'utilizzo di specifici scambiatori di calore progettati per funzionare con una piccola differenza di temperatura media logaritmica (dT intorno a 5 °C), rispetto a quelli operanti in reti tradizionali (10-15°C). Un dT più basso può essere ottenuto in linea di principio da tutti i tipi di scambiatori di calore con un aumento della superficie; il vantaggio della tipologia a piastre, oltre al miglior trasferimento convettivo, è che l'area di scambio può essere notevolmente aumentata senza rendere il dispositivo eccessivamente grande e costoso. Prendendo in considerazione il caso specifico di uno scambiatore da 33 kW (abitazione unifamiliare), l'acqua sanitaria viene riscaldata da 10 °C a 45 °C, con valori di temperatura di mandata e di ritorno della rete che variano in ragione di dT , il cui abbassamento ha un impatto drastico sulla superficie di scambio termico necessaria e quindi sul costo dello scambiatore di calore. Fissando dT costante e aumentando la perdita di pressione da 10 kPa a 50 kPa si può risparmiare circa il 37% della superficie di scambio, valore che arriva al 57 % per perdite di pressione di 200 kPa, con un conseguente aumento dell'energia spesa per il pompaggio. Maggiori approfondimenti legati all'uso di reti a bassa temperatura (55 °C/25 °C o 45 °C/25 °C) rispetto a quelle tradizionali (80 °C/40 °C) per l'allacciamento di edifici di nuova costruzione nel contesto danese sono inclusi in [38]. Se da un lato infatti il costo della sottostazione aumenta, a causa della maggiore superficie dello scambiatore di calore, ed in generale aumentano i costi di investimento (+3-9%), dall'altro diminuiscono le perdite di calore lungo la rete (si passa dal 16% al 13% e 11%), mentre aumenta l'energia necessaria al pompaggio: il costo annuale operativo è

stimato essere inferiore del 17-32%. Infine a basse temperature aumenta l'efficienza dell'impianto di generazione (+5-10%) e pertanto il livello ottimale di temperatura operativa della rete dipende dall'equilibrio dei suddetti parametri: il caso descritto mostra come una temperatura di mandata di 55 °C è ancora economicamente favorevole.

Se da un lato temperature ridotte nella fornitura offrono la possibilità di erogare il servizio di TLR per edifici riqualificati dal punto di vista energetico o di nuova costruzione (poco energivori), dall'altro si rende necessario porre particolare attenzione ad alcuni aspetti per garantire adeguati livelli di comfort e la fornitura di acqua calda sanitaria senza rischi di proliferazione di legionella. Si procede quindi all'inserimento di impianti idonei a lavorare a temperature ridotte (es. pannelli radianti a pavimento o a parete) o in alternativa i terminali devono essere dimensionati correttamente sulla base della temperatura di esercizio, mentre l'impianto per l'acqua calda deve evitare serbatoi per l'acqua e tubature lunghe (prevedendo al più sistemi localizzati per un eventuale aumento della temperatura). Nel caso di interventi di riqualificazione in edifici dotati di impianti progettati per il riscaldamento con temperature elevate, i miglioramenti della coibentazione possono rendere i radiatori sovradimensionati nelle nuove condizioni di dispersione termica: la fornitura a temperatura inferiore potrebbe risultare quindi possibile; in alternativa si rende necessario un intervento che includa anche l'impianto interno.

Con l'obiettivo di migliorare le prestazioni delle reti di teleriscaldamento inefficienti, attraverso la realizzazione di interventi specifici in casi dimostrativi che possono essere replicati in Europa, è stato avviato il progetto H2020 *Upgrade DH Upgrading the performance of district heating networks in Europe*, in chiusura alla fine di aprile 2021 [39]. Oltre agli aspetti tecnici legati alle azioni di aggiornamento e retrofitting, sono indagati i migliori strumento – software e non – di riqualificazione, la definizione di interventi di capacity building sui sistemi di finanziamento e i modelli di business, così come lo sviluppo di piani d'azione a diverse scale territoriali. Sono presentate inoltre una serie di buone pratiche portate avanti da vari paesi europei che includono misure di efficientamento (es. serbatoio di stoccaggio, gruppo di pompaggio), integrazione con energie rinnovabili (impianti solari decentralizzati, caldaia a biomassa), combinazione di infrastrutture energetiche termiche ed elettriche (ORC e fotovoltaico), fino all'interconnessione di reti separate. Tra queste è descritto il caso della città di Albertslund, in Danimarca, dove è stata operata una riqualificazione energetica degli edifici e un retrofit della rete, coinvolgendo 1.500 unità abitative distribuite in case a schiera, condomini e case unifamiliari, nonché scuole ed edifici pubblici (anni '60-'70): ciò ha portato alla riduzione delle perdite di calore e una conversione graduale al TLR a bassa temperatura. In primo luogo sono state mappate le aree della città che avevano i principali problemi legati al consumo energetico e alle cattive condizioni della rete di teleriscaldamento; in secondo luogo, sono state studiate e implementate le soluzioni; è stato infine operato un monitoraggio costante delle prestazioni del sistema (consumo di calore e la temperatura di fornitura/ritorno) per singola unità, portando ad una maggiore consapevolezza degli utenti sui propri consumi (con particolare attenzione all'impianto di riscaldamento, in cui impianti radianti a pavimento hanno sostituito radiatori ad alta temperatura). Gli appartamenti ristrutturati vengono collegati in maniera coordinata con il piano di rinnovamento e la dismissione del sistema di distribuzione ad alta temperatura: il circuito a bassa temperatura viene alimentato dal ritorno del sistema tradizionale, miscelato a 55 °C con una valvola di derivazione [40].

Obiettivo del progetto H2020 *TEMPO Temperature Optimisation for Low Temperature District Heating across Europe*, attualmente in corso e in chiusura a Settembre 2021, è quello di favorire lo sviluppo di reti a bassa temperatura attraverso la riduzione dei livelli di temperatura sulla linea di mandata e di ritorno in centrale, migliorando l'efficienza del sistema di trasporto e distribuzione con conseguente riduzione dei costi, e il recupero del calore da fonti a bassa temperatura. Il progetto prevede di analizzare specifiche innovazioni tecnologiche, combinate in pacchetti per applicazioni dedicate con i relativi casi studio. Come evidenziato nel corso delle attività progettuali, il processo di ottimizzazione delle temperature dei sistemi di teleriscaldamento si basa sulle seguenti azioni chiave: digitalizzazione, i.e. l'introduzione di sistemi smart per la raccolta ed elaborazione dati è di fondamentale importanza per la digitalizzazione e l'ottimizzazione dei processi, sia in relazione alla domanda di calore (reale e potenziale attraverso nuove aree di espansione) che alla prevenzione di eventuali errori o guasti (in modo da ridurre la manutenzione e garantire la stabilità del servizio); nuovi sistemi di tubazioni; miglioramento degli impianti presso gli edifici privati e introduzione di serbatoi di accumulo decentralizzati, che consentano l'utilizzo di tubazioni di dimensioni minori [41]. In riferimento ai casi studio, quello su una rete reale è condotto da A2A Calore e Servizi, società del Gruppo

A2A, a Brescia dove è presente una rete di TLR che si estende per 670 km di doppie tubazioni; il sito scelto per la dimostrazione è una piccola area cittadina, via Fornaci, per complessive 30 abitazioni singole e un condominio con 43 appartamenti. Per avviare la sperimentazione è stato necessario realizzare 100 m di nuove tubazioni e il posizionamento della stazione che consente di miscelare l'acqua di mandata ad alta temperatura (circa 120 °C) con quella di ritorno (con una temperatura inferiore) in modo da abbassarne la temperatura attorno agli 80 °C [42]. L'ulteriore caso dimostrativo si trova nel comune di Windsbach, a 35 km a sud-ovest di Norimberga, dove è previsto un nuovo progetto di edilizia residenziale (alti standard di isolamento termico), sviluppato in zona rurale e connesso ad una rete di teleriscaldamento con un sistema centralizzato di produzione di calore e accumuli in corrispondenza delle utenze. Questa configurazione – particolarmente efficiente nel caso di piccole reti – permette sospensioni della fornitura sotto certe condizioni, con riduzione delle dispersioni e del consumo per pompaggio, oltre all'utilizzo di diametri inferiori per le tubazioni, poiché i brevi picchi di domanda di calore possono essere alimentati dal buffer, mentre con una rete centralizzata la connessione deve essere progettata per la maggiore potenza di questi picchi; maggiori informazioni sono disponibili in [43]. In riferimento alle soluzioni tecnologiche sulla rete di distribuzione, sono ripresi i risultati derivanti da [44] descritti al paragrafo 5.6, dove la tubazione di ritorno destinata al ricircolo della mandata è stata ipotizzata della stessa dimensione delle altre. È stato quindi condotto un approfondimento per valutare il corretto dimensionamento della rete di distribuzione del calore a tre tubi, focalizzando l'attenzione sulle perdite di calore e di pressione differenziale lungo la rete e determinando – in forma preliminare che: le perdite di calore possono definirsi dello stesso ordine di grandezza di quelle presenti nei tradizionali sistemi a due tubi, essendo possibile ridurre la dimensione del tubo di ricircolo (Figura 4.2); il sistema a tre tubi produce un aumento marginale della domanda di potenza di pompaggio per inviare il flusso di ricircolo nel terzo tubo; quest'ultimo può essere progettato 2-3 volte più piccolo degli altri senza compromettere l'integrità del sistema mantenendo valide; la linea dicata ai sistemi di ricircolo può essere inoltre funzionale a raccogliere i flussi di calore dai prosumer che possono immettere localmente il calore nelle reti a bassa temperatura, senza raggiungere la temperatura di fornitura prescritta (in questo caso si renderà necessario un aumento delle dimensioni) [45].

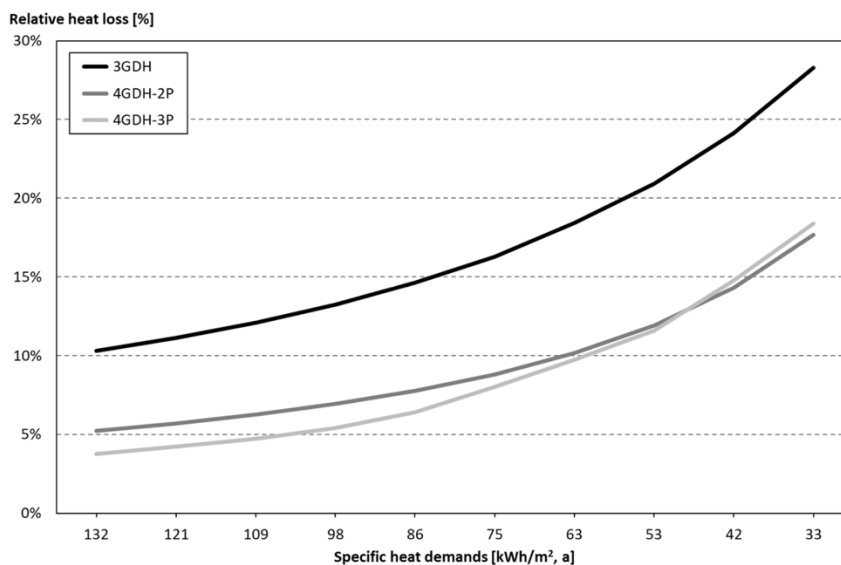


Figura 4.2. Perdita di calore relativa nelle diverse configurazioni analizzate (TLR di terza generazione 3GDH, TLR di quarta generazione con tubo doppio, 4GDH-2P, e triplo, 4GDH-3P), al variare della richiesta [45]

In Italia, come nel resto d'Europa, i requisiti di rendimento energetico per i nuovi edifici stabiliscono limiti progressivamente più bassi sul consumo di energia per il riscaldamento e la preparazione dell'acqua calda sanitaria. Allo stesso tempo la riqualificazione del patrimonio edilizio, supportata da importanti misure incentivanti, determina la messa in opera di misure di risparmio energetico, legate ad esempio all'isolamento di tetti e pareti e la sostituzione delle finestre con altre più efficienti, ecc. La diminuzione delle richieste di energia, la riduzione dei costi operativi e l'aumento delle richieste di comfort sono i driver principali di operazioni importanti di riqualificazione.

Attraverso un modello orario di rete di TLR che include l'analisi delle perdite di calore e di pressione sono state valutate le possibilità di sviluppo di sistemi a bassa temperatura in zone caratterizzate da diversa densità di calore, fattore considerato determinante per la competitività del sistema stesso. In particolare è stata analizzata un'area costituita da case passive ed edifici a basso consumo energetico a Trondheim, Norvegia, servita da due diverse reti con LTD pari a 1,3 MWh/m e 2,3 MWh/m [46]. La transizione da un sistema tradizionale (80 °C, 50-250 Pa/m) verso quello a bassa temperatura è stata pianificata in due fasi: diminuendo la temperatura di alimentazione, senza cambiare le dimensioni delle tubazioni; intervenendo sulla rete. I risultati mostrano come, diminuendo la temperatura di mandata a 55 °C: le perdite di carico raddoppiano, determinando un aumento della potenza e dell'energia necessaria al pompaggio (il fenomeno è meno evidente nella rete con LTD maggiore a causa della minore estensione della rete); le perdite di calore si riducono fino al 25%; il trade-off tra i suddetti risultati sembra spingere verso la riduzione delle perdite di calore, mentre l'aumento dell'uso annuale di energia per il pompaggio non appare elevato (Figura 4.3). Lo studio ha esaminato anche le cause che potrebbero portare all'aumento della temperatura di ritorno: bypass delle sottostazioni; capacità degli scambiatori per riscaldamento e acqua calda sanitaria; temperatura di set-point interna (il passaggio da 21 °C a 25 °C determina un aumento della portata di massa dell'11% per il sistema a bassa temperatura e del 7% per il sistema esistente, con un aumento dell'energia di pompaggio del 15% e del 7,5% rispettivamente); scelta corretta della curva di compensazione della temperatura esterna. Considerando valori di LTD decrescenti, si evidenziano perdite di calore percentuali maggiori e un aumento significativo dell'energia per il pompaggio nel caso di valori inferiori a 1 MWh/m per la rete più estesa di riscaldamento a lunga distanza.

Un altro studio realizzato in Danimarca si è concentrato sulla possibilità di ridurre la temperatura di fornitura in un sistema di TLR, senza ridurre il livello di comfort termico per gli occupanti o l'efficienza della rete [47]. In particolare è stata simulata una tipica casa monofamiliare danese degli anni '70, collegata ad una rete con temperatura di mandata pari a 50 °C, in diversi scenari di riqualificazione rilevando che:

- In assenza di interventi (scenario più sfavorevole), le condizioni di comfort (22 °C) sono raggiunte per il 59% (3600 ore) della stagione termica; la temperatura della rete dovrebbe essere aumentata sopra i 60 °C per circa l'8% del tempo (700 h), senza però mai raggiungere le condizioni operative tradizionali (circa 80 °C).
- I radiatori a bassa temperatura permettono, in assenza di altri interventi, di ridurre la curva della temperatura di mandata (valore minimo variabile in base alla temperatura esterna, nel rispetto del limite di portata e di comfort termico) da 78 a 67,3 °C, come mostrato in Figura 4.4. Allo stesso tempo, la temperatura esterna che richiede di aumentare la temperatura di mandata oltre i 50 °C passa da 5,5 a 1 °C.
- Nel caso di sostituzione degli infissi, intervento considerato molto diffuso nella tipologia edilizia considerata, si passa al 2% (175 h) della stagione termica in cui la temperatura di mandata dovrebbe essere aumentata sopra i 60 °C, evidenziando come per la maggior parte dell'anno la rete può essere operativa con livelli di temperatura compatibili con le FER.
- Prevedendo anche l'installazione di radiatori a bassa temperatura, la temperatura massima di alimentazione può essere ridotta a 59 °C. A risultati simili si arriva anche nei casi di riqualificazione con nuove finestre a basso consumo energetico e isolamento della copertura, senza interventi sul sistema di riscaldamento.
- Quando gli interventi di riqualificazione prevedono anche la sostituzione del sistema di riscaldamento con radiatori a bassa temperatura, l'alimentazione della rete può mantenersi entro i 50 °C.
- Per temperature di mandata della rete inferiori ai 60 °C si rende necessario utilizzare specifici scambiatori di calore e serbatoi di stoccaggio a bassa temperatura per l'acqua calda sanitaria.
- La riduzione percentuale della domanda di riscaldamento non è la stessa della richiesta di picco: in una ristrutturazione leggera si assiste a una riduzione del 25% della domanda di riscaldamento, ma solo al 20% della potenza termica di picco; in una ristrutturazione profonda le percentuali arrivano al 50% e 45% rispettivamente.

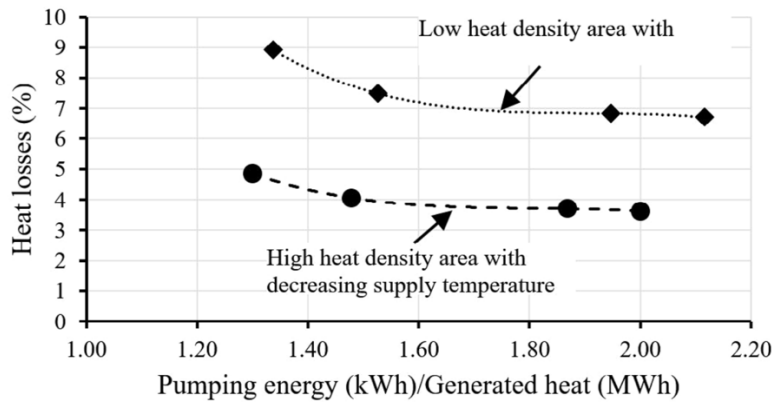


Figura 4.3. Perdite di calore ed energia necessaria al pompaggio, considerando una riduzione della temperatura di fornitura (riferimento a 80 °C, passando a 70 °C, 60 °C e infine 55 °C - da sinistra a destra) [46]

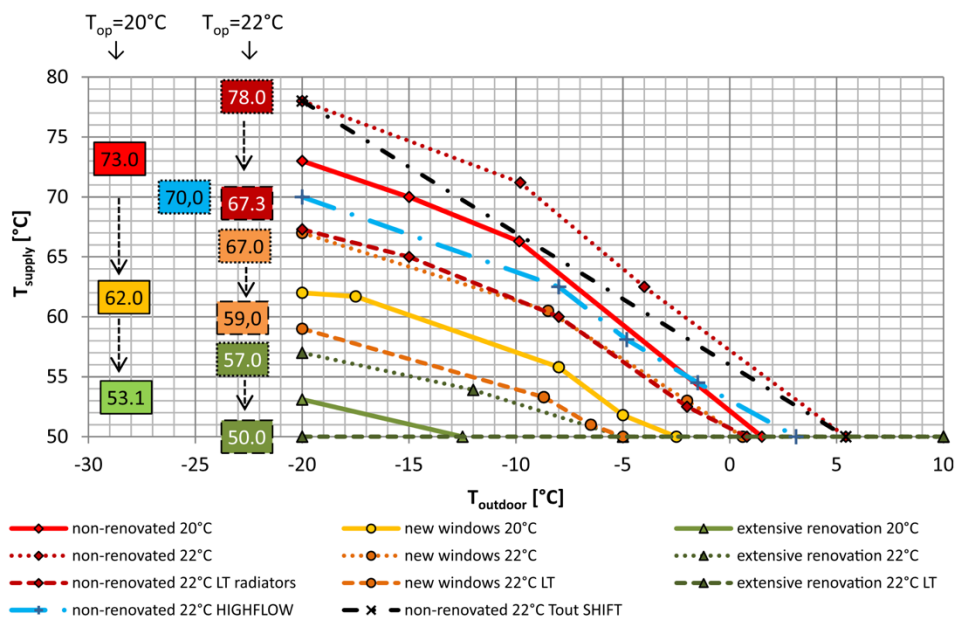


Figura 4.4. Curve della temperatura di mandata del sistema di TLR per gli scenari considerati [47]

Numerosi sono gli studi condotti per valutare il potenziale di risparmio energetico legato alla riqualificazione del patrimonio edilizio esistente alla scala dell'edificio, con particolare attenzione a specifici interventi e alla dipendenza dei relativi benefici nei diversi contesti climatici [48], fino ad arrivare allo sviluppo e validazione di metodi, come quello della firma energetica che permette di legare i consumi di un generatore (o la domanda di energia termica al sistema di TLR) alle variabili climatiche esterne [49].

L'approccio a scala distrettuale si sta dimostrando efficace per accelerare il processo di riqualificazione. In questo contesto il programma Energy in Buildings and Communities della IEA (IEA-EBC) ha iniziato nel 2017 il progetto "Annex 75: Cost-Effective Building renovation at District Level Combining Energy Efficiency and Renewables" che mira ad indagare le migliori soluzioni di efficienza energetica e utilizzo di fonti rinnovabili estese a un agglomerato di edifici, tenendo in considerazione i relativi costi-benefici sia nel caso di connessione a un sistema di TLR che nel caso di generazione decentralizzata. Una descrizione dettagliata della metodologia e l'applicazione ad un caso studio in Portogallo è riportata in [50].

Nell'ottica di interventi operati su scala di quartiere, si riporta il caso di un complesso di edifici residenziali in Danimarca dove sono stati realizzati: un miglioramento dell'isolamento dell'involucro edilizio; la sostituzione delle finestre; la sostituzione del sistema centralizzato di riscaldamento (a singolo tubo, collegato a una rete di TLR) e acqua calda sanitaria (centralizzato, con distribuzione orizzontale e verticale); la ristrutturazione di cucine e bagni. Pur non agendo direttamente sul sistema di TLR, si è scelto installare un sistema a due tubi con sottostazione in corrispondenza di ogni utenza e di eliminare caldaie centralizzate per la produzione di

ACS; ciò ha permesso di minimizzare la temperatura di ritorno e le perdite di calore nella rete di distribuzione. Le misurazioni effettuate successivamente alla riqualificazione hanno permesso di rilevare una riduzione della temperatura di ritorno da circa 65 °C a 35 °C e un risparmio energetico annuale di circa il 30 % (che arriva anche al 40 % in estate su base stagionale), dovuto in parte anche all'aumento di consapevolezza dei propri consumi da parte dell'utenza (12 %, grazie ad un'esatta lettura e comunicazione dei consumi) [51].

La riduzione nella domanda di energia degli edifici si lega alle linee di intervento stabilite dalle nuove politiche di efficienza energetica, ma anche al cambiamento delle condizioni climatiche causato dal riscaldamento globale. Con lo scopo di indagare le possibili conseguenze sui parametri tecnico-economici e quindi sulla fattibilità e sulle prestazioni dei sistemi di teleriscaldamento, è stata realizzata un'analisi su un caso studio sul distretto di St. Felix, Nantes (Francia) costituito da 622 edifici di diversa epoca costruttiva [52]. In particolare sono stati sviluppati scenari meteorologici e di ristrutturazione degli edifici per il periodo 2010-2050, con un passo temporale di dieci anni, utili alla valutazione dinamica della domanda di calore (modello resistivo-capacitivo RC sviluppato in Matlab) e conseguentemente delle prestazioni tecnico-economiche della rete (modello realizzato dal partner industriale del progetto). I risultati mostrano nel primo step di valutazione (2020) una diminuzione della domanda di calore del 52% rispetto allo scenario base del 2010, con un valore di densità termica lineare che scende al di sotto della soglia di redditività per le reti di teleriscaldamento tradizionali (4 MWh/m; gli autori ipotizzano valori inferiori per reti a bassa temperatura). Ad una progressiva diminuzione della domanda di calore corrisponde un aumento delle perdite di distribuzione, che raggiungono il 18% nel 2015, e un impatto sul mix di combustibili per la produzione di calore (il contributo della caldaia a biomassa al carico di base passa da 76% dello scenario base, al 50% del 2030 e fino all'1% del 2050). È stata inoltre considerata l'integrazione di collettori solari come fonti di produzione di calore decentralizzate, rilevando produzioni annuali che possono superare la richiesta di energia termica e prefigurando scenari di utenti prosumer. Infine è stato calcolato del prezzo del calore venduto, sia per una rete di TLR esistente che nel caso di una nuova realizzazione, con un limite – imposto dal modello – al 2030: al fine di ottenere il ritorno dell'investimento si evidenzia un aumento in entrambi gli scenari (al 2030 49 €/MWh +4% e 76 €/MWh +15%, rispettivamente), con possibile insoddisfazione dei consumatori e rischi di disconnessione.

Si riportano di seguito ulteriori studi condotti sull'analisi tecnico economica di sistemi di teleriscaldamento nei casi di riqualificazione energetica o allaccio di utenze a ridotto consumo: ottimizzazione di una rete secondaria (una sottorete collegata alla rete principale) di teleriscaldamento a bassa temperatura in Corea del Sud [53]; valutazione dell'impatto legato alla connessione di edifici con ridotta domanda energetica a reti tradizionali, attraverso una sottorete a bassa temperatura, attraverso un modello in ambiente Matlab/Simulink e la stima dei costi operativi annuali del teleriscaldamento e dei ricavi ottenuti dalla riduzione delle temperature di ritorno della rete (e quindi dalla riduzione delle perdite di calore e dell'uso di combustibile) [54]; gestione flessibile di una serie utenze collegate a una rete di teleriscaldamento, attraverso l'applicazione di strategie di controllo *demand-response* basate sul carico termico della rete e sul costo di generazione (es. preriscaldamento), in cui la massa termica degli edifici è utilizzata come accumulo e i cui risultati mostrano uno spostamento e una riduzione del carico (*load-shifting*, che determina complessivamente un aumento della domanda di picco e del consumo di energia, che si verifica però nei periodi di basso carico quando i prezzi di produzione del calore sono più bassi) [55]; valutazione dell'energia termica utile e primaria necessaria a coprire i consumi di edifici di nuova costruzione collegati ad una rete di TLR, in funzione del livello di sfruttamento dell'area (diversi tipi e prestazioni energetiche degli edifici) e delle temperature di mandata/ritorno della rete (valori rispettivamente di 50/20 °C permettono di ridurre le perdite di rete, con un aumento dell'energia elettrica necessaria ad alimentare le pompe di calore per ACS presso le utenze contro il rischio di legionella, determinando un potenziale aumento del consumo di energia primaria) [56].

Con la diminuzione della domanda di calore e il progressivo passaggio a impianti operanti con temperature di esercizio inferiori, il teleriscaldamento a bassa temperatura rappresenta una soluzione efficiente applicabile ad una quota crescente del patrimonio edilizio.

4.2 Riqualificazione Energetica di un edificio

La riqualificazione energetica degli edifici consiste in una serie di interventi, eseguiti in modo coordinato, sul sistema edificio - impianto per ridurre il fabbisogno energetico. Per fare questo si può intervenire principalmente sull'involucro edilizio e sulle componenti di impianto.

Gli interventi di riqualificazione energetica sull'involucro edilizio sono finalizzati al contenimento delle dispersioni e consistono nell'isolamento termico delle pareti perimetrali, dei tetti e dei solai su pilotis. Gli interventi sugli impianti hanno lo scopo di migliorare l'efficienza dei sistemi di produzione termica per soddisfare i nuovi fabbisogni energetici dell'edificio a seguito dell'isolamento termico. Operare su un edificio esistente con un approccio integrato significa ridurre drasticamente il fabbisogno energetico risparmiando in modo concreto ed economicamente tangibile. Inoltre si tagliano i costi delle bollette energetiche e si riducono gli sprechi con un conseguente abbattimento delle emissioni nell'ambiente.

Migliorare le caratteristiche energetiche di un edificio comporta:

- un aumento del comfort abitativo sia nel periodo invernale che nella stagione estiva;
- evitare la creazione di ponti termici con conseguente formazione di muffe e condense;
- aumentare nel contempo il valore patrimoniale dell'immobile;
- usufruire delle detrazioni fiscali.

4.2.1 Fattori che influenzano i consumi energetici di un'abitazione e potenziale risparmio

Il primo fattore da tener conto per valutare il fabbisogno di energia primaria di un edificio è quello climatico. Infatti gli scambi termici tra un edificio e l'ambiente dipendono dalla differenza di temperatura tra l'interno e l'esterno. Se la temperatura interna di un edificio può essere mantenuta costante, la temperatura ambiente invece può variare da alcune decine di gradi sotto lo zero a oltre 30 °C; questo però è un fattore su cui non si può agire per ridurre i consumi. Un secondo elemento è la composizione del nucleo familiare che occupa l'edificio; ad incidere sui consumi di una abitazione, vi sono inoltre fattori quali l'età, le condizioni sociali e gli stili di vita dei componenti. Il terzo fattore che influenza i consumi di un edificio è di tipo comportamentale. Infatti, tenere accesi i riscaldamenti o il condizionatore quando non necessario, o regolare i termostati su temperature eccessivamente elevate o troppo basse, sono tutti fattori comportamentali che hanno un impatto notevole sui consumi energetici. Il quarto fattore è quello tecnologico, che riguarda le strutture e i sistemi di impianto di cui è composta l'abitazione, fondamentale per ridurre il fabbisogno di energia primaria. Il fattore tecnologico è strettamente collegato al miglioramento dell'efficienza energetica di un edificio. Un intervento di efficientamento energetico ha l'obiettivo di aumentare il comfort abitativo di un edificio diminuendone al contempo i consumi energetici. Sono però il fattore comportamentale e quello tecnologico le uniche soluzioni per diminuire i consumi energetici e i relativi costi. Con un uso razionale dell'energia, si evitano gli sprechi e si ottiene un risparmio energetico, mentre con l'utilizzo di soluzioni tecnologiche più efficienti, si migliora l'efficienza energetica del sistema edificio impianto (Figura 4.5, [57]).

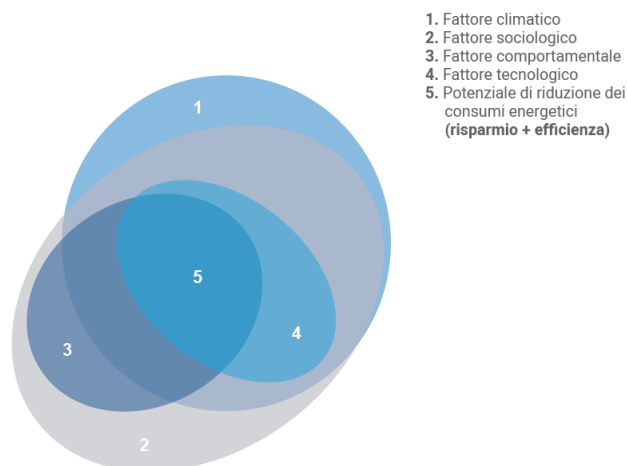


Figura 4.5. I principali fattori che influenzano i consumi energetici di un edificio residenziale [57]

Per poter stimare il potenziale risparmio energetico bisogna tenere in considerazione la collocazione geografica dell'edificio, l'epoca e la tipologia costruttiva, gli impianti esistenti, il numero e le abitudini degli utilizzatori dell'edificio. Effettuando un intervento di isolamento con cappotto termico si stima un risparmio dei consumi tra il 30% e il 50%. Con un intervento di sostituzione della centrale termica il risparmio dei consumi, sempre stimato, va dal 10% al 20%. Un ulteriore risparmio del 10%–15% è ottenibile tramite l'impiego di apparecchiature ad alta efficienza, come ad esempio le lampadine o gli elettrodomestici. Anche l'utilizzo di dispositivi di domotica consente un risparmio nell'ordine del 10–15%. Eseguendo più interventi sul sistema edificio – impianto – utente, si può ottenere un risparmio complessivo pari a 70% dei consumi. Ovviamente tutti questi interventi comportano un investimento iniziale più o meno corposo. Per poter riscontrare e diagnosticare lo stato energetico dell'edificio oggetto dell'intervento è utile, se non necessario, effettuare un accurato audit energetico. Le modalità per poter effettuare una corretta diagnosi energetica [58] sono le seguenti:

- la raccolta e l'analisi delle spese energetiche;
- la raccolta e l'analisi delle documentazioni tecniche disponibili e la definizione dei controlli e delle verifiche edili ed impiantistiche;
- la definizione dei fattori di aggiustamento dei consumi fatturati;
- l'analisi dei servizi energetici;
- la costruzione dell'inventario energetico;
- il calcolo degli indicatori di prestazione energetica;
- l'individuazione di azioni di miglioramento dell'efficienza energetica;
- l'analisi costi-benefici;
- la valutazione della priorità degli interventi.

Affinché l'analisi sia attendibile è opportuno esaminare almeno i dati di consumo di tre anni, attraverso l'andamento mensile, che consente di valutarne la coerenza e di ricercare le cause di eventuali anomalie. Tale analisi è utile anche per valutare i profili di carico/utilizzo reale delle singole utenze. Dopo aver verificato e simulato l'efficacia dei possibili interventi, singolarmente o in vari scenari e aver quantificato i relativi risparmi energetici, si procede ad una valutazione di carattere economico, con l'obiettivo di individuare quale soluzione abbia un rapporto costi/benefici più favorevole, ed è importante garantire che il tempo di ritorno di un intervento sia minore del tempo di vita utile dello stesso.

4.2.2 Applicazione al caso studio

Per poter valutare gli interventi di miglioramento dell'efficienza energetica degli edifici presi in esame, si andrà ad intervenire sui coefficienti prestazionali denominati a e b, dove il primo descrive il valore della trasmittanza termica delle pareti dell'edificio, mentre il secondo ne valuta la capacità termica (paragrafo 3.4.1).

Per questo motivo sono state fatte delle analisi per valutare i valori della trasmittanza e della capacità areica di varie stratigrafie, nelle condizioni di pre e post riqualificazione energetica. L'intervento consiste nella posa in opera di un cappotto termico da applicare principalmente alle facciate esterne degli edifici con spessore di 10 cm, avente un valore di trasmittanza termica pari a 0,026 W/m²K. Non potendo accedere ai dati degli edifici allacciati alla rete, sono state prese in considerazione tre tipologie di pareti di spessore pari a 30 cm, le cui caratteristiche termofisiche sono riportate in Tabella 4.1. Per tutte e tre le strutture prese in esame il valore di trasmittanza post intervento risulta essere inferiore al valore riportato nell'allegato E del Decreto 6 agosto 2020, che definisce Requisiti tecnici per l'accesso alle detrazioni fiscali per la riqualificazione energetica degli edifici - cd. Ecobonus (GU Serie Generale n.246 del 05-10-2020). Tali valori sono riportati in Tabella 4.2.

In Tabella 4.3 invece sono riportati i valori in termini percentuali del miglioramento della trasmittanza termica grazie alla coibentazione delle superfici verticali. Riguardo la capacità termica si può notare che diminuisce in maniera molto minore rispetto alla trasmittanza. Tali valori vanno dal 3% per la muratura in blocchi di laterizio fino al 9% per la muratura in cemento.

Dalla Tabella 3.8 si nota che le utenze più sfavorite dal punto di vista termofisico dell'edificio sono la 39 e la 44; per quest'ultima inoltre è stato rilevato anche un sottodimensionamento di impianto. Per valutare il miglioramento dell'efficienza energetica sono state effettuate delle analisi prendendo in esame solo l'utenza

39; a tale scopo ne sono stati rivalutati i coefficienti, considerando l'ipotesi della muratura in blocchi di laterizio, con un miglioramento della trasmittanza termica pari al 76% e con diminuzione della capacità termica pari al 3%. I valori dei nuovi coefficienti risultano $a = 0,006285$ [1/h] e $b = 7,102 \text{ E-6}$ [°C/kJ]; le caratteristiche termofisiche della stratigrafia presa in esame post intervento sono incluse in Tabella 4.4.

Tabella 4.1. Caratteristiche termofisiche pre intervento

Pre intervento	Trasmittanza λ [W/m ² K]	Massa superficiale globale [kg/m ²]	Capacità termica areica [kJ/m ² K]
Muratura in blocchi di laterizio	1,3285	378,00	60,907
Muratura in cemento	2,2463	540,00	75,566
Muratura in mattone semipieno o tufo	1,5749	540,00	66,185

Tabella 4.2. Caratteristiche termofisiche post intervento

Post intervento	Trasmittanza λ [W/m ² K]	Massa superficiale globale [kg/m ²]	Capacità termica areica [kJ/m ² K]
Muratura in blocchi di laterizio	0,2447	381,50	55,096
Muratura in cemento	0,2330	543,50	67,755
Muratura in mattone semipieno o tufo	0,2233	543,50	60,702

Tabella 4.3. Miglioramento delle prestazioni energetiche, in termini di trasmittanza

Tipologia di parete	Miglioramento in termini percentuali (%)
Muratura in blocchi di laterizio	-76,00 %
Muratura in cemento	-89,6%
Muratura in mattone semipieno o tufo	-85,19%

Tabella 4.4. Caratteristiche termofisiche della stratigrafia presa in esame post intervento

Strato	Descrizione	Spessore [mm]	Conduttività [W/mK]	Conduttanza [W/m ² K]	Calore specifico [J/kgK]	Resistenza [m ² K/W]
	Adduttanza interna	0		7,7000		0,1299
1	Intonaco di calce e gesso	15	0,700	46,6667	1.000	0,0214
2	Mattoni pieni, forati, leggeri - densità 1400	270	0,500	1,8519	840	0,5400
3	Isolamento termico Poliuretano Espanso	100	0,030	0,3000	1.450	3,3333
4	Intonaco di calce e gesso	15	0,700	46,6667	1.000	0,0214
	Adduttanza esterna	0		25,0000		0,0400

Per il confronto fra la configurazione dell'edificio standard con quello riqualificato è stato impostato un periodo di simulazione pari a 10 giorni. Per entrambe le configurazioni prese in analisi, la temperatura di mandata in centrale termica è impostata a 80 °C nominali per tutta la durata della simulazione. Infine è stato effettuato un ulteriore confronto prendendo in esame una rete di teleriscaldamento a bassa temperatura. Il confronto è stato realizzato tenendo conto della sola configurazione riqualificata, la temperatura di mandata è posta pari a 55 °C, con la temperatura di ritorno pari a 30 °C.

I risultati vengono proposti in termini di profili di temperatura: in particolare, viene illustrata la temperatura di ritorno della rete e la temperatura interna dell'edificio. A partire dai dati rappresentati in Figura 4.6 si evince che per la configurazione riqualificata i valori minimi della temperatura di ritorno raggiunti sono più alti rispetto alla configurazione standard.

In Figura 4.7 viene illustrato l'andamento della temperatura interna per le due configurazioni prese in esame. Si può notare che per l'edificio riqualificato la temperatura interna è sempre molto prossima ai 20 °C e che

anche nel periodo di spegnimento dell’impianto, per gran parte del tempo i valori di temperatura scendono di poco oltre i 15 °C. Questo consente di migliorare notevolmente il benessere all’interno dell’edificio, come visibile anche dalla Figura 4.8, che mostra la percentuale di tempo in cui la temperatura interna dell’edificio è compresa tra i 19 e i 21 °C con l’impianto di riscaldamento in funzione: seppur di poco, la configurazione riqualificata ha una percentuale di tempo in zona di benessere termico maggiore e pari al 94,93%. Nelle Tabella 4.5 e Tabella 4.6 si riportano i valori di caratteristici di energia termica ed elettrica per le due configurazioni analizzate.

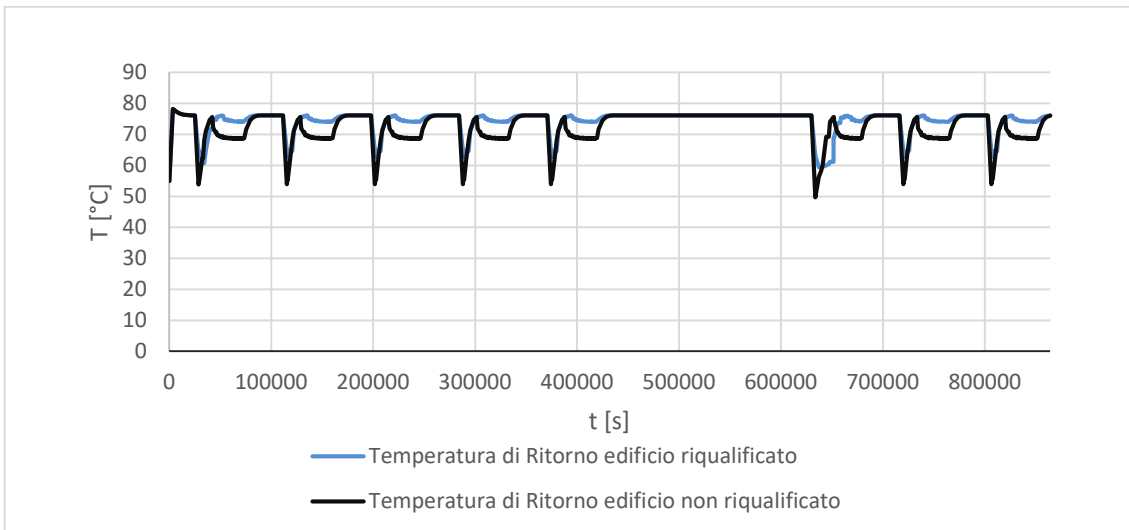


Figura 4.6. Temperatura di ritorno per l’edificio standard e per l’edificio riqualificato

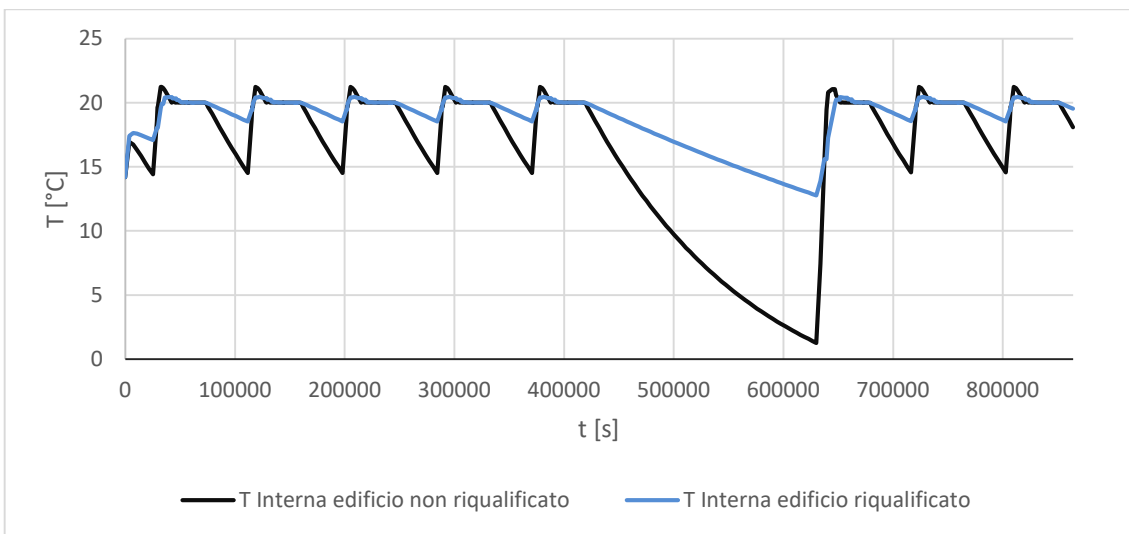


Figura 4.7. Temperatura interna per l’edificio standard e per l’edificio riqualificato

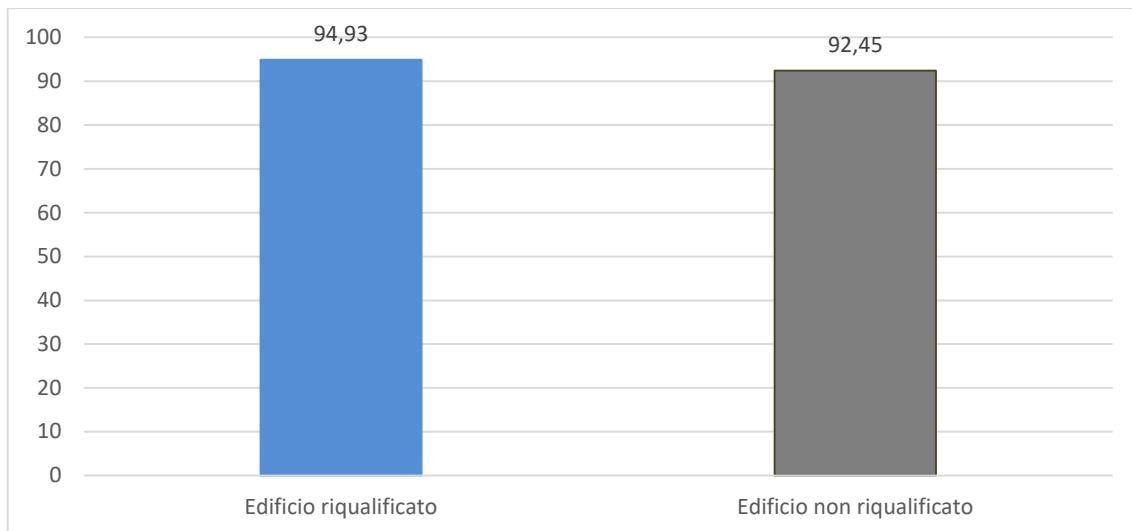


Figura 4.8. Percentuale di tempo in cui la temperatura interna dell'edificio è compresa tra i 19 e i 21 °C, con l'impianto di riscaldamento acceso

Tabella 4.5. Valori di energia per la configurazione non riqualificata

Edificio non riqualificato	
Energia termica fornita in centrale $E_{heater} [kWh_t]$	9.825,73
Energia elettrica consumata dalla pompa $E_{pump} [kWh_e]$	227,73
Energia termica dispersa in rete $E_{soil} [kWh_t]$	2.542,43

Tabella 4.6. Valori di energia per la configurazione riqualificata

Edificio riqualificato	
Energia termica fornita in centrale $E_{heater} [kWh_t]$	4.254,69
Energia elettrica consumata dalla pompa $E_{pump} [kWh_e]$	173,74
Energia termica dispersa in rete $E_{soil} [kWh_t]$	2.465,99

Si può notare che grazie alla riqualificazione energetica i valori di energia impiegata e dispersa diminuiscono molto: in particolare l'energia termica fornita in centrale diminuisce del 56,70%, l'energia elettrica di pompaggio diminuisce del 23,71%, mentre l'energia dispersa in rete diminuisce del 3%.

È stata presa in esame anche una configurazione a *bassa temperatura*, solo per la soluzione con edificio riqualificato. Il confronto per le due configurazioni prese in esame viene fatto con una rappresentazione grafica dei profili di temperatura di ritorno della rete e di temperatura interna dell'edificio. In Figura 4.9 si mostra il confronto delle temperature di ritorno per la configurazione standard e quella a bassa temperatura. Per entrambe le soluzioni l'edificio considerato è quello riqualificato. Si nota che l'andamento delle temperature è molto simile, ovviamente i valori raggiunti per la configurazione a bassa temperatura sono minori. Inoltre si nota che gli *overshoot* di temperatura, corrispondenti all'accensione dell'impianto sono meno marcati per la configurazione a bassa temperatura. Dalla Figura 4.10 si evince che i due profili di temperatura sono praticamente sovrapponibili, come viene confermato anche dalla Figura 4.11, che riporta la percentuale di tempo in cui la temperatura interna dell'edificio è compresa fra i 19 e i 21 °C.

In Tabella 4.7 si riportano i valori di energia termici ed elettrici dati dalla configurazione a bassa temperatura, dove è possibile osservare una diminuzione di energia termica fornita in centrale del 22,38% per la configurazione a bassa temperatura. Seppur minimo si rileva un aumento dell'energia elettrica di pompaggio pari al 3,28%, mentre risulta notevole la diminuzione della perdita di energia in rete, pari al 28,11%. Il termine energetico che usufruisce meno della riqualificazione dell'edificio è l'energia dispersa in rete, che diminuisce sensibilmente con una rete a bassa temperatura.

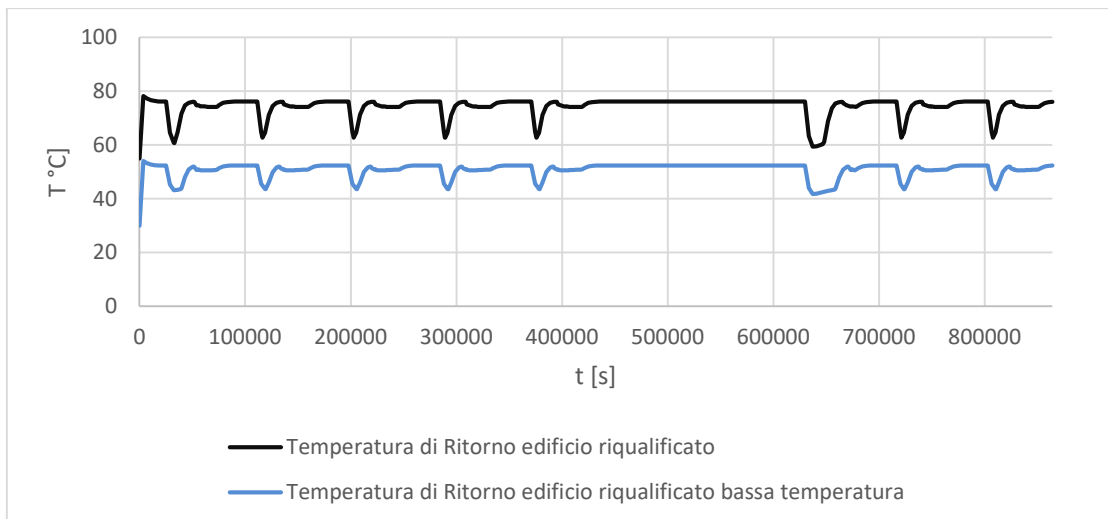


Figura 4.9. Temperatura di ritorno per l'edificio riqualificato, confronto con rete a bassa temperatura

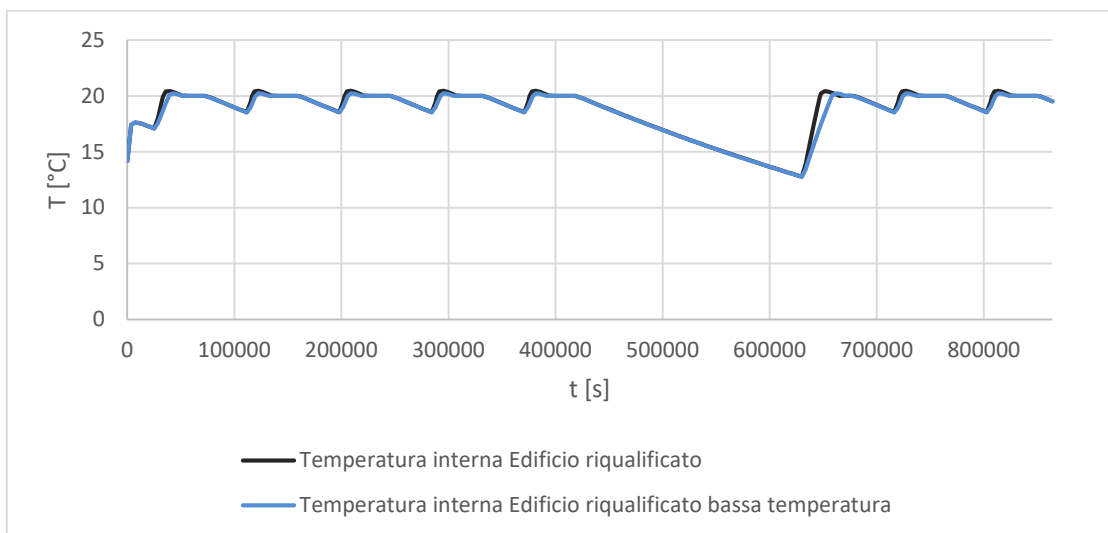


Figura 4.10. Temperatura interna per l'edificio riqualificato, confronto con rete a bassa temperatura

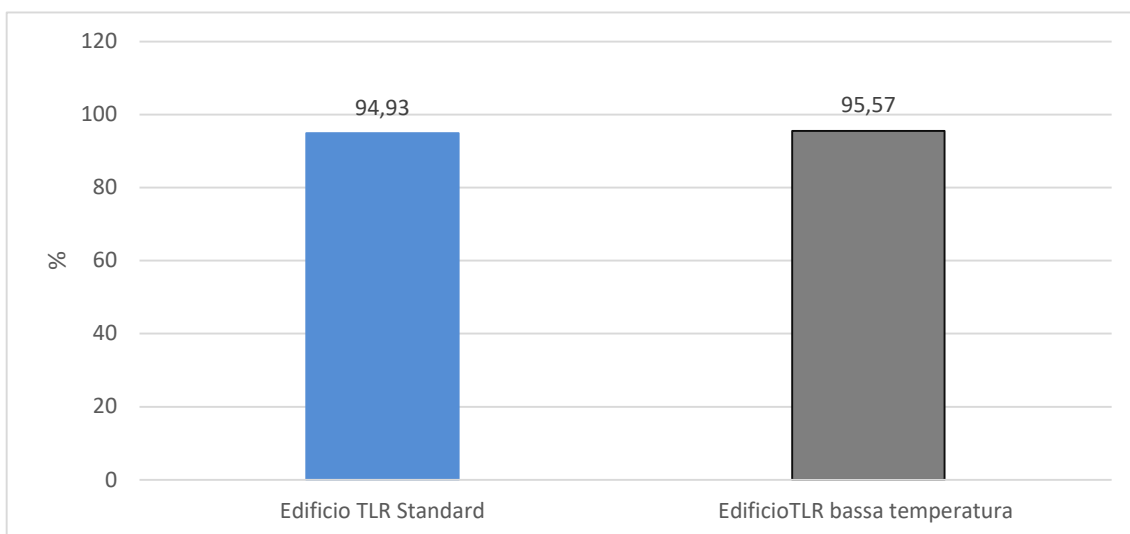


Figura 4.11. Percentuale di tempo in cui la temperatura interna dell'edificio riqualificato è compresa tra i 19 e i 21°C, con l'impianto di riscaldamento acceso

Tabella 4.7. Valori caratteristici di energia per la configurazione TLR a bassa temperatura

Edificio riqualificato bassa temperatura	
Energia termica fornita in centrale E_{heater} [kWh_t]	3.302,51
Energia elettrica consumata dalla pompa E_{pump} [kWh_e]	179,43
Energia termica dispersa in rete E_{soil} [kWh_t]	1.772,90

Dati gli interessanti risultati ottenuti per il caso di un singolo edificio nel corso della terza annualità si prevede di modellare il funzionamento dell'intera rete quando questa lavora in condizioni di bassa temperatura. La modellazione del funzionamento della rete in queste condizioni richiede un opportuno approfondimento sia sugli scambiatori di calore a piastre presenti nelle sottostazioni sia sui terminali di emissione presenti nelle utenze. Per quanto riguarda i primi, sarà necessario analizzare nel dettaglio come varia l'efficienza dello scambio termico quando le temperature di ingresso dei fluidi variano, mentre per quanto riguarda i terminali, sarà necessario approfondire anche con opportuni modelli dedicati come lo scambio termico avviene quando lavorano a temperature inferiori rispetto a quelle per le quali sono stati progettati e dimensionati.

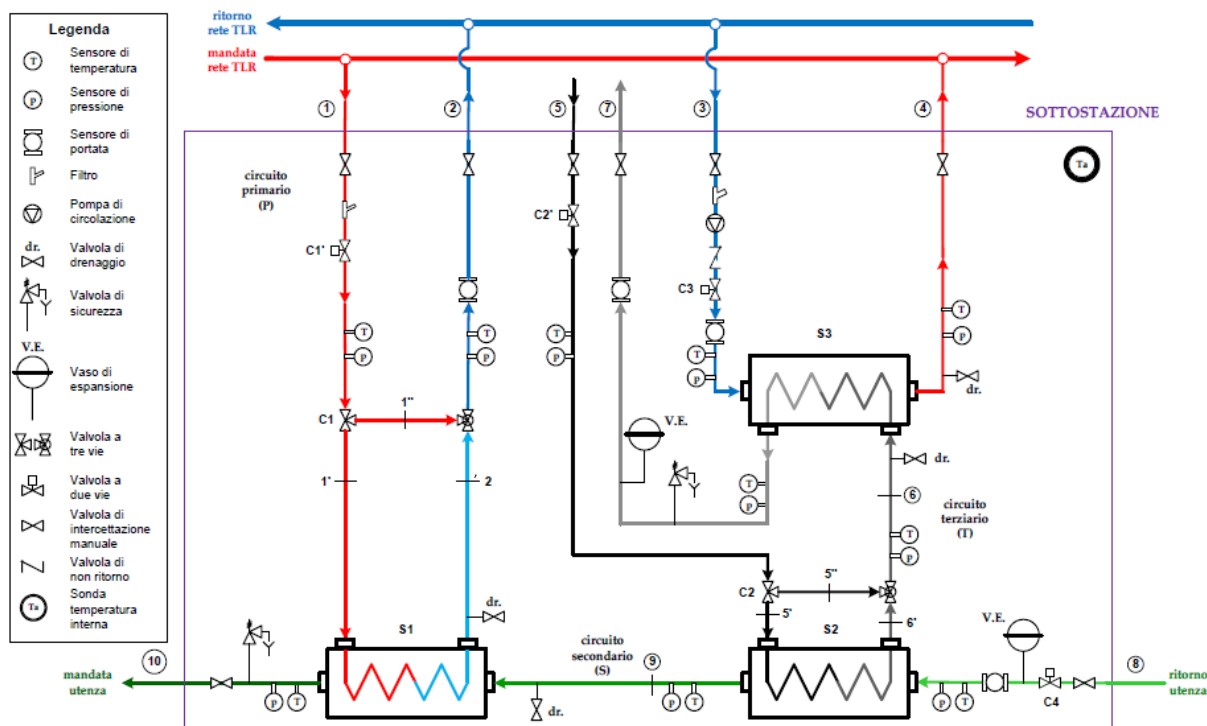
5 Sottostazione di scambio termico bidirezionale per teleriscaldamento attivo

La presente sezione mira a descrivere il sistema di acquisizione, monitoraggio e controllo di un prototipo di sottostazione di scambio termico bidirezionale per teleriscaldamento, nonché le prove sperimentali eseguite su tale prototipo per caratterizzarne le prestazioni. Tale prototipo è stato progettato da ENEA in collaborazione con l'Università di Bologna e l'analisi delle prestazioni energetiche è stata eseguita da Eurac Research presso il proprio laboratorio Energy Exchange con sede a Bolzano. Lo sviluppo ed implementazione del sistema hardware e software di acquisizione, controllo e monitoraggio è stata parte integrante del lavoro svolto da Eurac Research in collaborazione con ENEA ed è da ritenersi come lavoro preliminare e necessario al fine di testare, in condizioni di funzionamento controllate di laboratorio, la sottostazione in oggetto.

La campagna di misura sperimentale è stata condotta da EURAC, secondo due fasi principali:

- *Fase A.* È stato dapprima analizzato il funzionamento delle sottostazioni in condizioni sostanzialmente stazionarie secondo 5 scenari (per un totale di 7 prove) descritti al paragrafo 5.2.2.
- *Fase B.* Sono state effettuate transizioni tra uno scenario e l'altro, in modo da poter analizzare il funzionamento della sottostazione in condizioni di funzionamento dinamico secondo 8 scenari descritti al paragrafo 5.2.3.

La sottostazione permette di raccogliere energia solare termica prodotta dall'utenza, di utilizzarla direttamente all'utenza quando necessario, di cederne il surplus alla rete di teleriscaldamento quando la domanda dell'edificio è minore della disponibilità e infine di ricorrere alla rete come sorgente di calore per l'edificio nei momenti di assenza di fonte solare. A tal fine, sono stati installati diversi sensori per poter monitorare e acquisire i flussi energetici e diversi attuatori che permettono di controllare tali flussi energetici. In Figura 5.1 è riportato uno schema della sottostazione con l'indicazione della strumentistica installata e suo posizionamento. Maggiori informazioni sulla sottostazione, il luogo di installazione presso il laboratorio Energy Exchange di Eurac Research nonché una descrizione della strumentistica installata, sono incluse nel report RdS/PTR2019/057 della Linea di Attività 4.11.



5.1 Sistema di acquisizione, monitoraggio e controllo della sottostazione di scambio termico bidirezionale

Il sistema software + hardware di monitoraggio della sottostazione acquisisce e registra con un time step di 1 secondo tutti i segnali prodotti dai sensori (temperatura, portata, pressione) e dai componenti regolabili (circolatore, valvole motorizzate) della sottostazione. Il software di acquisizione e monitoraggio è realizzato in ambiente LabVIEW ed installato nell'hardware interfacciato con la sottostazione che è essenzialmente costituito da un acquisitore posizionato all'interno del quadro elettrico della sottostazione. Maggiori informazioni sono incluse nel report RdS/PTR2019/057 della Linea di Attività 4.11.

Le logiche di controllo della sottostazione, sviluppate da ENEA e implementate da Eurac Research, si basano essenzialmente sul controllo di temperature e portate nei vari circuiti della sottostazione mediante l'utilizzo delle valvole motorizzate e del circolatore (o pompa). Per il controllo delle valvole, che basano il loro funzionamento sulla lettura delle temperature e delle portate nei vari rami del circuito interessati, è necessaria la definizione di grandezze di set-up ed i loro relativi valori nominali, così come riportato nel seguito:

- Portata nominale del sistema di generazione ($M_{7,nom}$): 0,78 kg/s = 2,8 m³/h;
- Portata prelevata dalla rete TLR per scambio convenzionale ($M_{2,nom}$): 0,50 kg/s = 1,8 m³/h;
- Portata nominale del circuito utenza ($M_{8,nom}$): 0,50 kg/s = 1,8 m³/h;
- Portata minima di immissione in rete TLR per scambio attivo ($M_{3,min}$): 0,22 kg/s = 0,8 m³/h;
- Temperatura obiettivo mandata utenza ($T_{10,nom}$): 60 °C;
- Temperatura immissione in rete TLR per scambio attivo ($T_{4,nom}$): 80 °C;
- Temperatura rete TLR ramo di ritorno ($T_{3,nom}$): 50 °C;
- Differenza di temperatura minima sistema di generazione-utenza ($\Delta T_{5,min}$): 10 °C;
- Temperatura minima sistema di generazione per immissione in rete ($T_{min,immTLR}$): 82 °C;

Tutte le grandezze di set up previste sono impostabili nel software di controllo.

Di seguito vengono descritte, con maggiore dettaglio rispetto a quanto incluso nel report RdS/PTR2019/057 della Linea di Attività 4.11, le logiche di controllo delle valvole e del circolatore presenti nella sottostazione. Per ogni controllo viene indicato anche il relativo PID implementato nel software di controllo (si veda di seguito per ulteriori informazioni sui PID).

Valvola C1'

La valvola C1' (anche indicata come C1A) mantiene costante e pari al valore di nominale ($M_{2,nom}$) la portata M_2 o esclude lo scambio termico su S1 quando non necessario per il raggiungimento della temperatura obiettivo dell'utenza ($T_{10,nom}$). Più in dettaglio:

- se $T_9 \geq T_{10,nom}$, la valvola C1' chiude completamente;
- se $T_9 < T_{10,nom}$ controlla $M_2 = M_{2,nom}$;
- se $M_8 = 0$ chiude completamente.

Il controllo di questa valvola è stato implementato nel software di controllo usando il PID 2 (costante di guadagno K pari a 1 e costante di tempo del blocco integratore pari a 0,6 s). Al fine di evitare accensioni e spegnimenti dello scambiatore S1 ad intermittenza e quindi migliorare l'interazione tra S1 ed S2, è stata aggiunta un'isteresi di 2 °C (H) sul valore nominale di controllo usato per l'accensione, ovvero $T_{10,nom}$; modificando il controllo così come riportato in Figura 5.2.

Valvola C1

La valvola C1 regola la portata proveniente dal ramo di mandata della rete di teleriscaldamento da inviare allo scambiatore di calore S1, basandosi sulla temperatura nella sezione 10. La regolazione avviene deviando una parte del flusso lungo un ramo che bypassa lo scambiatore S1. In questo modo si cerca di mantenere costante il valore della temperatura di mandata dell'utenza ($T_{10} = T_{10,nom}$). Nel dettaglio:

- se $T_{10} > T_{10,nom}$, devia il fluido, bypassando S1;
- se $T_{10} < T_{10,nom}$, la valvola C1 aumenta la portata inviata a S1;
- se $T_{10} = T_{10,nom}$, la valvola C1 mantiene la posizione corrente di apertura;

- se la valvola C1' è chiusa allora C1 non lavora.

Il controllo di questa valvola è stato implementato nel software di controllo usando il PID 1 (costante di guadagno K pari a 1 e costante di tempo del blocco integratore pari a 0,6 s).

Valvola C4

La valvola C4 mantiene costante e pari al valore nominale ($M_{8,nom}$) la portata M_8 . Il controllo di questa valvola è stato implementato nel software di controllo usando il PID 5 (costante di guadagno K pari a 2 e costante di tempo del blocco integratore pari a 0,5 s).

Valvola C2'

La valvola C2' (anche indicata con C2A) mantiene la portata M_7 pari al valore nominale ($M_{7,nom}$) o esclude lo scambio termico su S2 quando la temperatura T_5 è inferiore al valore nominale ($T_8 + \Delta T_{5,min}$) e su S3 quando la temperatura T_5 è inferiore al valore nominale ($T_{min,immTLR}$). Ne segue che:

- se $T_5 < T_8 + \Delta T_{5,min}$, la valvola C2' chiude completamente;
- se $T_5 \geq T_8 + \Delta T_{5,min}$ e $M_8 > 0$ controlla $M_7 = M_{7,nom}$;
- se $T_5 < T_{min,immTLR}$ e $M_8 = 0$ controlla $M_7 = 0$;
- se $T_5 \geq T_{min,immTLR}$ e $M_8 = 0$ controlla $M_7 = M_{7,nom}$.

Il controllo di questa valvola è stato implementato nel software di controllo usando il PID 4 (costante di guadagno K pari a 0,8 e costante di tempo del blocco integratore pari a 0,5 s).

Valvola C2

La valvola C2 regola la portata proveniente dal sistema di generazione distribuita da inviare allo scambiatore di calore S2, basandosi sulla temperatura nella sezione 9 (al fine di ottenere $T_9 = T_{10,nom}$). La regolazione avviene deviando una parte del flusso lungo un ramo che bypassa lo scambiatore S2. In questo modo si cerca di mantenere costante il valore della temperatura di mandata dell'utenza o comunque di sfruttare al massimo la potenza termica prodotta dal sistema di generazione. Nel dettaglio:

- se $T_9 > T_{10,nom}$, devia il fluido, bypassando S2;
- se $T_9 < T_{10,nom}$, la valvola C2 aumenta la portata inviata a S2;
- se $T_9 = T_{10,nom}$, la valvola C2 mantiene la posizione corrente di apertura.

Il controllo di questa valvola è stato implementato nel software di controllo usando il PID 3 (costante di guadagno K pari a 0,5 e costante di tempo del blocco integratore pari a 0,6 s).

Valvola C3

A seguito dell'installazione del modulo di controllo elettronico della velocità della pompa P, la valvola C3 è mantenuta completamente aperta.

Pompa P

La pompa P regola la portata (M_3) prelevata dal ramo di ritorno della rete di teleriscaldamento da inviare allo scambiatore di calore S3. Inoltre, esclude lo scambio termico su S3 nel caso in cui la temperatura T_6 risulti inferiore ad un valore minimo ($T_{min,immTLR}$). Più in dettaglio, solo nel caso in cui $T_6 \geq T_{min,immTLR}$:

- la valvola C3 è completamente aperta;
- se $T_4 < T_{4,nom}$, la pompa P riduce la portata inviata a S3;
- se $T_4 > T_{4,nom}$, la pompa P aumenta la portata inviata a S3;
- se $T_4 = T_{4,nom}$, la pompa P mantiene la portata corrente.

Inoltre:

- se $M_7 = 0$, la pompa P si spegne e la valvola C3 si chiude completamente.

Il controllo di questa valvola è stato implementato nel software di controllo usando il PID 6 (costante di guadagno K pari a -0,8 e costante di tempo del blocco integratore pari a 0,5 s). Al fine di evitare accensioni e spegnimenti dello scambiatore S3 ad intermittenza e quindi migliorare l'interazione tra S3 ed S2, è stata aggiunta un'isteresi di 1 °C (H) sul valore nominale di controllo usato per l'accensione, ovvero $T_{min,immTLR}$, modificando il controllo così come riportato in Figura 5.3.

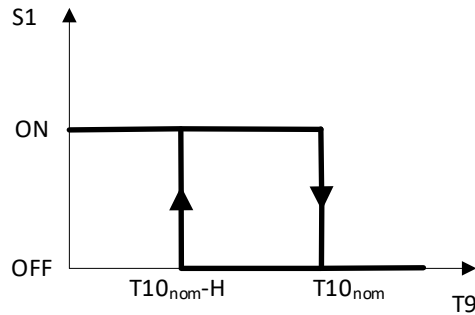


Figura 5.2. Schema d'attivazione dello scambiatore S1

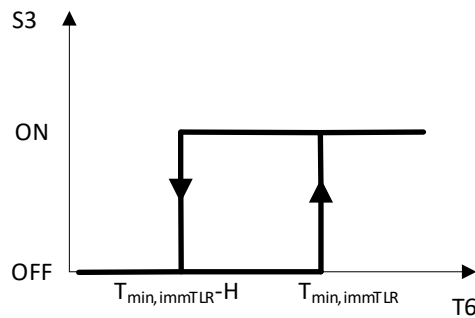


Figura 5.3. Schema d'attivazione dello scambiatore S3

Il sistema software + hardware di controllo della sottostazione è realizzato secondo le logiche di controllo e funzionamento della sottostazione sopra descritte, implementate nel software di controllo della sottostazione tramite dei controlli Proporzionali-Integrali-Derivativi (PID). Nell'interfaccia software è presente un apposito menu denominato "PID configuration" che permette di impostare, per ogni PID, i valori dei parametri tipici di questo tipo di controllo, così come riportato in Figura 5.4. In figura sono anche riportati i coefficienti dei PID usati durante le prove sperimentali descritte in seguito. Maggiori informazioni sulla componentistica elettronica (hardware), inclusi il tipo di segnale usato per ogni attuatore, sono riportati nel report Rds/PTR2019/057 della Linea di Attività 4.11.



Figura 5.4. Menu configurazione dei PID nell'interfaccia grafica del software di acquisizione e controllo della sottostazione

5.1.1 Incertezza di misura e grandezze derivate

Sono di seguito riportate le incertezze della sensoristica installata, le grandezze derivate usate per la valutazione delle prestazioni della sottostazione e le relative incertezze di misura.

- Sensori di temperatura. I sensori installati sono del tipo Pt100 Classe B. Il range di temperatura nell'applicazione considerata è 30-90 °C. In tale range, l'incertezza di misura (σ_T) del solo sensore di temperatura può essere calcolata con la seguente espressione, che deriva dall'interpolazione della curva caratteristica:

$$\sigma_T = \pm(0,005 \cdot T + 0,3) [^{\circ}\text{C}] \quad (5.1)$$

Nella Tabella 5.1 sono riportate le incertezze assolute per diversi valori di temperatura nel range di interesse.

Tabella 5.1. Incertezza assoluta dei sensori di temperatura

T [°C]	σ_T [°C]
30	+/-0,45
50	+/-0,55
70	+/-0,65
90	+/-0,75

- Misuratori di portata. I misuratori di portata installati si basano sull'induzione elettromagnetica. L'incertezza di misura dipende dalla velocità del fluido, secondo una specifica curva. Il range di portata, indicata nel seguito con M, nell'applicazione considerata è 0,8-3 m³/h e i sensori installati hanno un diametro DN25. Nella Tabella 5.2 sono riportate le velocità del fluido e relative incertezze di misura per diversi valori di portata.

Tabella 5.2. Portate, velocità e incertezza di misura dei misuratori di portata

DN	\varnothing_{est} [mm]	\varnothing_{int} [mm]	F[m ³ /h]	V [m/s]	E [%]
25	33,7	27,9	0.8	0,36	0,68%
25	33,7	27,9	1	0,45	0,62%
25	33,7	27,9	1.5	0,68	0,55%
25	33,7	27,9	2	0,91	0,51%
25	33,7	27,9	3	1,36	0,47%

- Differenza di temperatura. Al fine di valutare le potenze termiche scambiate dalla sottostazione, è necessario valutare le differenze di temperatura nei diversi punti del circuito. Considerando una differenza di temperatura $\Delta T = T_1 - T_2$, la relativa incertezza propagata è $\sigma_{\Delta T} = \sqrt{\sigma_{T_1}^2 + \sigma_{T_2}^2}$. In Tabella 5.3 sono riportati diversi valori di temperature tipiche per i test considerati, con le relative differenze di temperatura e incertezze su tali differenze. Si può notare che per $\Delta T \approx 20$ °C l'incertezza è dell'ordine del 4%, mentre per $\Delta T \approx 10$ °C l'incertezza è dell'ordine del 10%.

Tabella 5.3. Differenze di temperatura e incertezza di misura

T ₁ [°C]	σ_{T_1} [°C]	T ₂ [°C]	σ_{T_2} [°C]	$\sigma_{\Delta T}$ [°C]	ΔT [°C]	$\sigma_{\Delta T}$ [%]
30	0,45	50	0,55	0,71	20	3,55%
40	0,50	60	0,60	0,78	20	3,91%
50	0,55	60	0,60	0,81	10	8,14%
60	0,60	80	0,70	0,92	20	4,61%
80	0,70	90	0,75	1,03	10	10,26%

- **Potenza termica.** La Potenza termica, P_{th} , rappresenta la principale grandezza derivata utile per caratterizzare il funzionamento della sottostazione e per il calcolo dell'energia termica, $E_{th} = \int P_{th} dt$, scambiata dai diversi scambiatori. Per il calcolo della potenza termica si fa riferimento alla seguente espressione:

$$P_{th} = M \cdot \rho \cdot c_p \cdot \Delta T [kW] \quad (5.2)$$

dove:

- M è la portata volumetrica espressa in m^3/h . Nell'espressione riportata essa viene divisa per 3600 al fine di convertirla in m^3/s .
- ρ è la densità del fluido considerato. in questo caso acqua, espressa in kg/m^3 . L'espressione utilizzata per il calcolo è la seguente:

$$\rho = 1E^{-5}T_F^3 - 5,6E^{-3}T_F^2 + 3,7E^{-3}T_F + 1000,3 \quad (5.3)$$

con T_F che rappresenta la temperatura in corrispondenza del misuratore di portata.

- c_p è il calore specifico del fluido considerato, in questo caso acqua, espresso in kJ/kgK . L'espressione utilizzata per il calcolo è la seguente:

$$c_p = -5E^{-11}\overline{T}_m^5 + 2E^{-8}\overline{T}_m^4 - 2E^{-6}\overline{T}_m^3 + 1E^{-4}\overline{T}_m^2 - 3,6E^{-3}\overline{T}_m + 4,218 \quad (5.4)$$

con \overline{T}_m si intende la temperatura media nel punto in cui si vuole valutare la potenza termica, calcolato sulla base delle due temperature usate per la differenza di temperatura.

- ΔT è la differenza di temperatura $\Delta T = T_1 - T_2$
- In accordo a quanto descritto precedentemente, l'incertezza di misura della potenza termica viene valutata con la seguente espressione:

$$\sigma_{P_{th}}/P_{th} = \sqrt{(\sigma_{\Delta T}/\Delta T)^2 + (\sigma_F/F)^2} \quad (5.5)$$

Poiché l'incertezza del misuratore di portata è decisamente inferiore rispetto a quella sulla differenza di temperatura, nella propagazione dell'incertezza relativa alla misura della potenza termica prevale l'incertezza sul ΔT . È possibile assumere la stessa incertezza di misura anche per l'energia termica.

- **Scostamento variabile controllata rispetto al riferimento.** Durante l'esecuzione delle prove ci sono state diverse variabili controllate (temperature indicate con T e portate indicate con M) da opportuni controlli, principalmente PID. Per verificare la bontà del controllo, per ogni variabile controllata sono calcolate lo scostamento istantaneo in termini assoluti e in termini percentuali rispetto al valore di riferimento, secondo le seguenti espressioni:

$$\Delta T = T_{misurata} - T_{riferimento}$$

$$\Delta T_{\%} = \frac{T_{misurata} - T_{riferimento}}{T_{riferimento}} \cdot 100 [\%] \quad (5.6)$$

$$\Delta M = M_{misurata} - M_{riferimento} \quad (5.7)$$

$$\Delta M_{\%} = \frac{M_{misurata} - M_{riferimento}}{M_{riferimento}} \cdot 100 [\%] \quad (5.8)$$

È stato calcolato anche il valore medio su tutta la prova degli scostamenti appena descritti.

- Efficienza termica scambiatori. Al fine di valutare le prestazioni energetiche degli scambiatori e quindi della sottostazione, sono calcolate (ove possibile) le efficienze termiche come rapporto tra l'energia al secondario e l'energia al primario dello scambiatore considerato:

$$\eta = \frac{E_{th,secondario}}{E_{th,primario}} \cdot 100 [\%] \quad (5.9)$$

- Sensori di pressione. I sensori installati sono del tipo piezo-resistivi con un'incertezza di misura pari a 0,3% del fondo scala che è 4 bar. Tali sensori hanno quindi un'incertezza assoluta, σ_p , di 0,012 bar sul valore misurato. Nel caso di differenza di pressione, l'incertezza diventa $\sigma_{\Delta p} = \sqrt{\sigma_{p_1}^2 + \sigma_{p_2}^2}$, ovvero 0,017 bar.

5.2 Campagna prove sperimentali

5.2.1 Test preliminari

Sulla sottostazione sono stati condotti una serie di test preliminari con diverse finalità:

1. verificare il corretto collegamento della sottostazione con la test facility e setup della test facility per le diverse condizioni di funzionamento previste per la sottostazione;
2. verificare la corretta corrispondenza tra segnali e movimentazione degli attuatori della sottostazione;
3. verificare la corretta acquisizione e il salvataggio dei segnali;
4. confrontare la conformità dei segnali e della sensoristica della test facility con quelli della sottostazione;
5. verificare il rispetto dei requisiti di sicurezza (continuità e affidabilità del funzionamento);
6. verificare il corretto funzionamento della sottostazione con riferimento alla condizione di design.

Nel seguito sono riportate alcune osservazioni riguardo il punto 1 e il punto 6, necessarie al fine di una chiara interpretazione dei risultati delle prove effettuate.

Per quanto riguarda il punto 1, ovvero il collegamento della sottostazione alla test facility e il setup della stessa al fine di testare la sottostazione nelle diverse condizioni richieste, si riporta uno schema semplificato di collegamento in Figura 5.5.

In tale schema è riportato solo il collegamento della test facility al circuito lato primario degli scambiatori S1 ed S2/S3 della sottostazione. Nella gran parte delle prove, descritte nel seguito, è richiesto di fornire alla sottostazione energia termica ad 80 °C al primario dello scambiatore S1 (controllando T1) e a 90 °C al primario degli scambiatori S2/S3 (controllando T5). Il controllo di queste temperature è affidato alla test facility. Con riferimento allo schema in Figura 5.5, il sensore di temperatura T1 della sottostazione è in serie al sensore W.PS1:TM01 della test facility, mentre il sensore T5 della sottostazione è in serie al sensore W.PS2:TM01 della test facility. L'energia termica da fornire al primario degli scambiatori è prodotta nella test facility utilizzando una caldaia con potenza nominale di 75 kW. Poiché il fluido termovettore usato nella caldaia è olio diatermico, viene utilizzato uno scambiatore olio-acqua per trasferire l'energia termica alla parte del circuito in cui è utilizzata acqua e quindi alla sottostazione. Al fine di avere T5 = 90 °C, viene controllata la temperatura W.HE:TM01 (in uscita dallo scambiatore olio-acqua) con un controllo PID il cui attuatore è la pompa lato olio dello scambiatore stesso, ovvero O.TPS:VP01. Tale temperatura viene controllata a 92 °C. Questa temperatura viene abbassata a 90 °C (in W.HE:TM02) con un controllo PID il cui attuatore è la valvola a 3 vie W.HE:MV01. Tale temperatura è in serie a W.PS2:TM01 e quindi a T5.

Per quanto riguarda S1, al fine di avere T1 = 80 °C, viene controllata la temperatura W.PS1:TM01 con un controllo PID il cui attuatore è la valvola a 3 vie W.PS1:MV01: il fluido caldo a 90 °C viene prelevato dal ramo proveniente dallo scambiatore olio-acqua della test facility e controllato alla temperatura desiderata. Si può notare che nella configurazione descritta ci sono diversi PID che lavorano in serie. L'interazione di tali PID causa delle oscillazioni nei valori di temperatura da controllare e fornire alla sottostazione (T1 e T5), come si può osservare nei grafici riportati per le singole prove in 5.2.2 e 5.2.3. Inoltre, anche le portate M2 ed M5 nei due circuiti considerati possono in alcuni casi essere influenzate dalla configurazione circuitale considerata.

Può accadere che durante il funzionamento del circuito S2/S3, principalmente dello scambiatore S2, si attivi anche lo scambiatore S1: questo crea degli sbilanciamenti nelle portate M2 ed M3 che possono indurre delle oscillazioni e/o picchi principalmente nella fase iniziale, come si può osservare nei grafici riportati per le singole prove in 5.2.2 e 5.2.3. L'interazione tra gli scambiatori considerati crea anche dei picchi e/o cadute di temperatura in T1 e T5. Questi squilibri si risolvono in breve tempo grazie ai controlli implementati sulla sottostazione; tali oscillazioni sono stati ritenuti accettabili per gli scopi di queste prove.

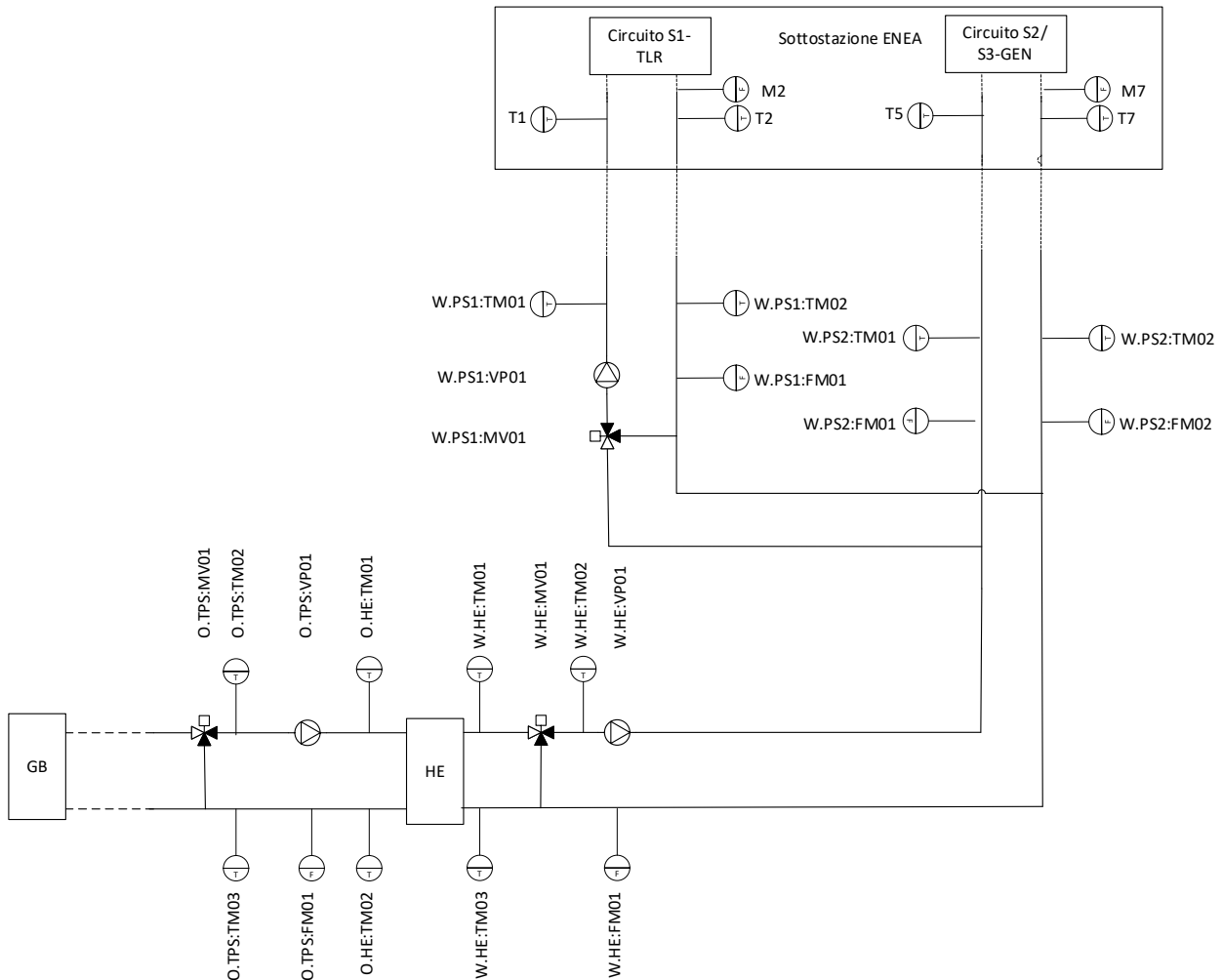


Figura 5.5. Schema semplificato di collegamento della sottostazione al laboratorio Energy Exchange di Eurac

Il punto 6, ovvero la verifica del corretto funzionamento della sottostazione con riferimento alla condizione di design, consisteva essenzialmente nel verificare che i 3 scambiatori installati sulla sottostazione potessero funzionare nella condizione prevista e successivamente descritta nel paragrafo 5.2.2. Tale verifica ha dato esito positivo per gli scambiatori S1 (teleriscaldamento-utenza) ed S2 (sistema di generazione-utenza). Per quanto riguarda invece lo scambiatore S3 (sistema di generazione-teleriscaldamento), è emersa una difformità rispetto alla condizione di design. Tale scambiatore è risultato sovradimensionato. Con riferimento alla Figura 5.1, è stato quindi necessario individuare una nuova condizione di funzionamento che rispettasse i seguenti vincoli:

- avere sul secondario (lato teleriscaldamento) una differenza di temperatura di 30 °C con una temperatura di ingresso di 50 °C, quella di uscita di 80 °C, una portata adatta al circolatore installato su tale circuito nonché una potenza scambiata inferiore o uguale a quella massima della test facility che è pari a 75 kW;
- avere una temperatura in T6, che rappresenta la temperatura di ingresso S3 lato sistema di generazione, di 90 °C in caso di funzionamento del solo scambiatore S3, e superiore alla temperatura minima del sistema di generazione per immissione in rete, ovvero 81,5 °C, in caso di funzionamento

contemporaneo degli scambiatori S3 e S2 con quest'ultimo alla minima potenza considerata. Quest'ultima condizione è necessaria al fine di poter consentire il corretto funzionamento dello scambiatore S3 (produzione di energia termica ad 80 °C) quando funziona anche S2.

Al fine di rispettare i vincoli appena esposti, è stato individuato un valore di portata al primario (lato sistema di generazione) adatto. Tale valore è 2,8 m³/h anziché 4,5 m³/h (valore previsto nella condizione di design iniziale). È stato quindi necessario ridefinire i test che coinvolgono lo scambiatore S3 sulla base del nuovo valore di portata individuato. È da aggiungere che tale portata rappresenta la portata del circuito del sistema di generazione che è collegato anche allo scambiatore S2: è stato quindi necessario ridefinire i test che coinvolgono tale scambiatore sulla base del nuovo valore di portata considerato.

5.2.2 Test fase A

La campagna di test sperimentali è stata suddivisa in due fasi (Fase A e Fase B). Nel corso della Fase A sono state eseguite prove in regime stazionario corrispondenti agli scenari riportati di seguito:

- Scenario 1: Utenza soddisfatta dalla rete di teleriscaldamento (funziona solo lo scambiatore S1 della rete TLR) – utenza in condizioni di design;
- Scenario 1: Utenza soddisfatta dalla rete di teleriscaldamento (funziona solo lo scambiatore S1 della rete TLR) – utenza in condizioni di minima richiesta;
- Scenario 1: Utenza soddisfatta dalla rete di teleriscaldamento (funziona solo lo scambiatore S1 della rete TLR) – utenza in condizioni di massima richiesta;
- Scenario 2: Utenza soddisfatta dal sistema di generazione (funziona solo lo scambiatore S2 del sistema di generazione) – utenza in condizioni di design;
- Scenario 3: Sistema di generazione che alimenta l'utenza e la rete TLR (scambiatori S2 e S3 in funzione) – richiesta utenza minima;
- Scenario 4: Utenza soddisfatta dalla rete TLR e dal sistema di generazione (scambiatori S1 e S2 in funzione) – richiesta utenza massima;
- Scenario 5: Sistema di generazione che alimenta la rete di teleriscaldamento (scambiatore S3 in funzione) – richiesta utenza nulla.

Ciascuna prova include 1 ora di funzionamento stabilizzato nelle condizioni previste. In particolare, per condizioni stazionarie si intende:

- oscillazioni di temperatura rispetto al riferimento di +/- 1 °C;
- oscillazioni di portata rispetto al valore di riferimento di +/- 3%.

L'obiettivo di queste prove è quello di valutare le prestazioni della sottostazione per quanto riguarda lo scambio di energia nei diversi scambiatori, le logiche di controllo implementate e la bontà di tali controlli in condizioni stazionarie.

5.2.2.1 Scenario 1

Le prove dello scenario 1 mirano a caratterizzare il funzionamento del solo scambiatore S1 della sottostazione. Con riferimento alla Figura 5.1, tale scambiatore permette lo scambio di energia termica dal circuito simulante la rete di teleriscaldamento al circuito simulante l'utenza. Per questo scenario, quindi, la richiesta termica dell'utenza è soddisfatta esclusivamente dalla rete di teleriscaldamento. Sono state condotte 3 prove, con 3 livelli di richiesta termica dell'utenza indicati come (i) richiesta in condizioni di design, (ii) richiesta minima e (iii) richiesta massima. Nella Tabella 5.4 sono riportate le condizioni di prova previste e i risultati sperimentali per ogni prova dello scenario 1. In particolare, i dati sperimentali sono da considerarsi come valore medio di tutta la prova.

Tabella 5.4. Condizioni di funzionamento previste e risultati prove sperimentali per lo scenario 1

		Scenario 1					
		Design		Richiesta utenza minima		Richiesta utenza massima	
		Design	Prova	Design	Prova	Design	Prova
M2	[m ³ /h]	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8
M2'	[m ³ /h]	1,18		1,18		1,18	
M8	[m ³ /h]	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8
T1	[°C]	80	80,41	80	80,19	80	80,48
T2'	[°C]	50	50,47	50	53,06	50	49,38
T2	[°C]	60	58,70	70	67,83	50	50,54
T8	[°C]	40	40,61	50	50,34	30	30,79
T9	[°C]	40	40,32	50	50,07	30	30,48
T10	[°C]	60	60,01	60	60,00	60	59,90
S1_US	[kW]	41,87	41,22	20,94	20,80	62,81	61,60
S1_TLR	[kW]	41,87	45,46	20,94	25,86	62,81	62,69

Per tutte e tre le prove le grandezze controllate dalla test facility sono state:

- Temperature T1, ovvero temperature di mandata teleriscaldamento con riferimento pari a 80 °C;
- Temperature T8, ovvero temperature di ritorno utenza con riferimento variabile tra 30 °C e 50 °C, a seconda della richiesta utente considerata per ogni prova.

Le grandezze controllate dalla logica di controllo implementata sulla sottostazione sono state:

- Portata M₂, ovvero portata del circuito dello scambiatore S1 simulante il teleriscaldamento. Tale portata è controllata dalla valvola C1A tramite il PID 2;
- Portata M₈, ovvero portata del circuito dello scambiatore S1 simulante l'utenza. Tale portata è controllata dalla valvola C4 tramite il PID 5;
- Temperatura T10, ovvero temperatura di mandata utenza con riferimento a 60°C. Tale temperatura è controllata dalla valvola C1 tramite il PID 1.

Le grandezze non direttamente controllate, ma risultanti dallo scambio termico sono state:

- Temperatura T2', ovvero temperatura di uscita dallo scambiatore S1 lato teleriscaldamento;
- Temperatura T2, ovvero temperature di ritorno al circuito simulante il teleriscaldamento che differisce da T2' per effetto della valvola miscelatrice C1;
- Portata M2', ovvero portata circolante nello scambiatore S1 lato teleriscaldamento.

In tabella sono anche riportate le potenze termiche lato utente (secondario S1) e lato teleriscaldamento (primario S1). Tali potenze sono state calcolate considerando rispettivamente le temperature T8-T10 e T1-T2.

Dal confronto tra le condizioni di funzionamento previste con quelle effettivamente ottenute durante le prove, non emergono discrepanze evidenti se non per il valore di T2 che si riflette sul valore di potenza lato teleriscaldamento. In particolare, risulta che T2 è più basso rispetto al valore di design di circa 2 °C nella prova con richiesta di design e richiesta minima. Ciò non accade per la prova con richiesta utenza massima. La causa è un errore nel posizionamento di tale sensore, troppo vicino al punto di miscelazione tra il ricircolo di T1 e T2' dovuto all'azione della valvola C1A. In quel punto, ancora non si ha una completa miscelazione tra T1 e T2' e quindi la temperatura T2 non è la temperatura del fluido completamente miscelato. Nel caso di richiesta utenza massima ciò non si verifica in quanto la valvola C1 è completamente aperta e non sta miscelando, quindi T2' = T2.

Nel seguito sono riportati alcuni grafici con gli andamenti delle temperature, portate, potenze e confronti con i valori di riferimento per ogni prova (Figura 5.6-Figura 5.26). Da notare che le grandezze riportate nei grafici fanno riferimento ai valori istantanei acquisiti con un tempo di campionamento di 1 secondo. Per il calcolo delle grandezze derivate (potenze termiche e scostamenti rispetto al riferimento di una variabile controllate) far riferimento al paragrafo 5.1.1.

Richiesta utenza in condizioni di design

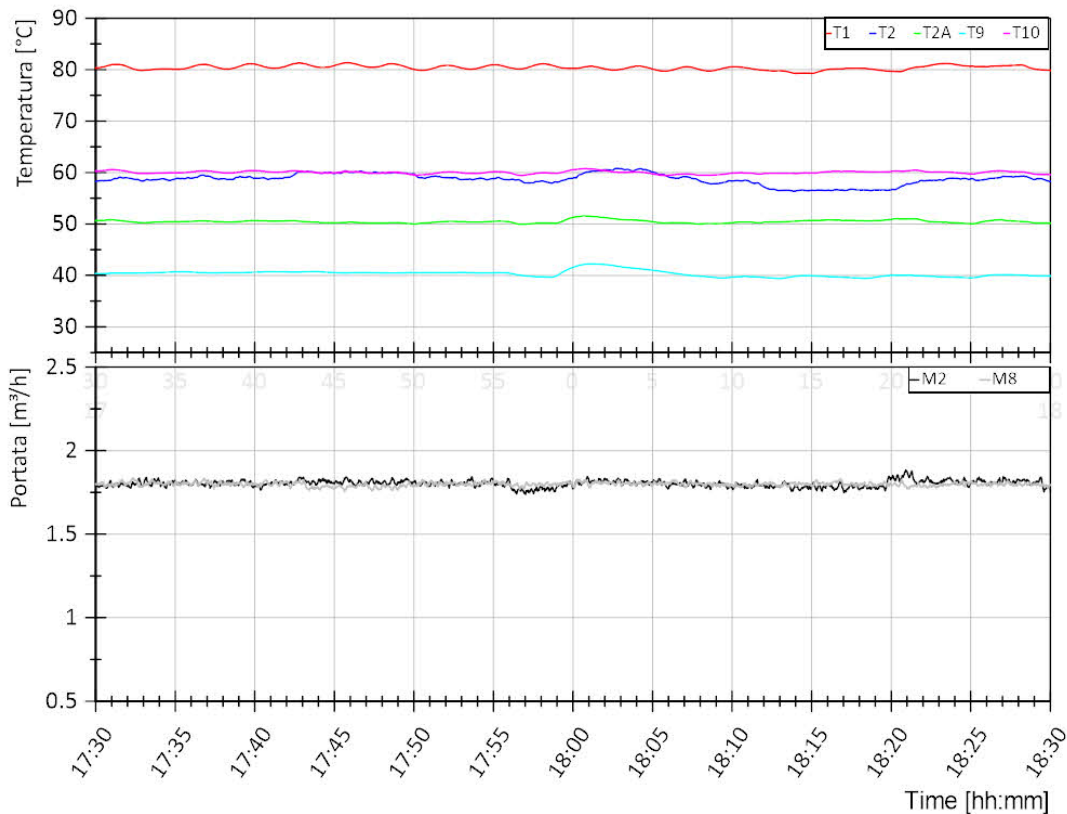


Figura 5.6. Scenario 1, richiesta utenza di design. Andamento delle temperature lato teleriscaldamento (mandata dal teleriscaldamento T1, ritorno al teleriscaldamento T2 e uscita scambiatore S1 T2A) e lato utenza (ritorno dall’utenza T9, mandata all’utenza T10) dello scambiatore S1 (grafico superiore). Andamento della portata lato teleriscaldamento (M2) e lato utenza (M8) dello scambiatore S1 (grafico inferiore).

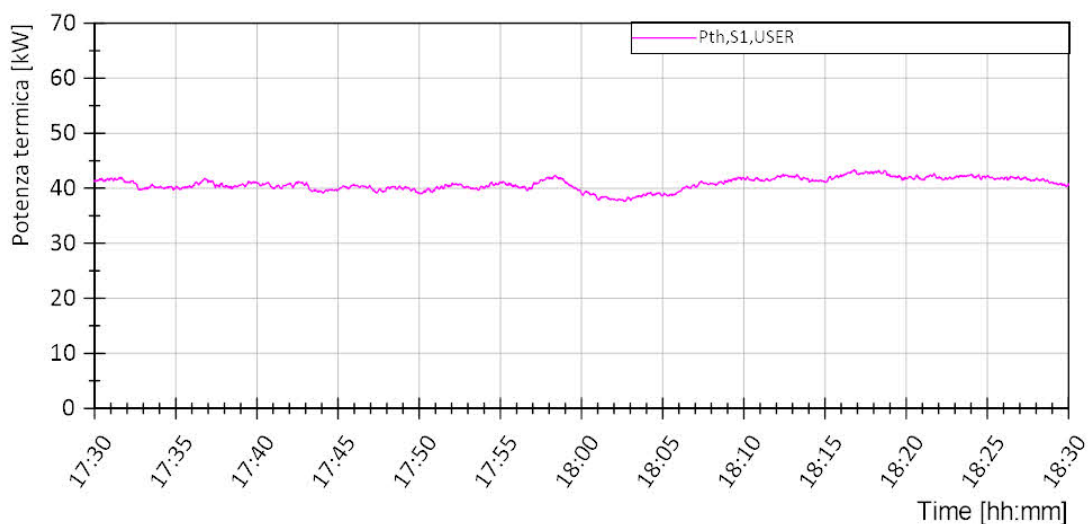


Figura 5.7. Scenario 1, richiesta utenza di design. Andamento della potenza termica lato utenza dello scambiatore S1

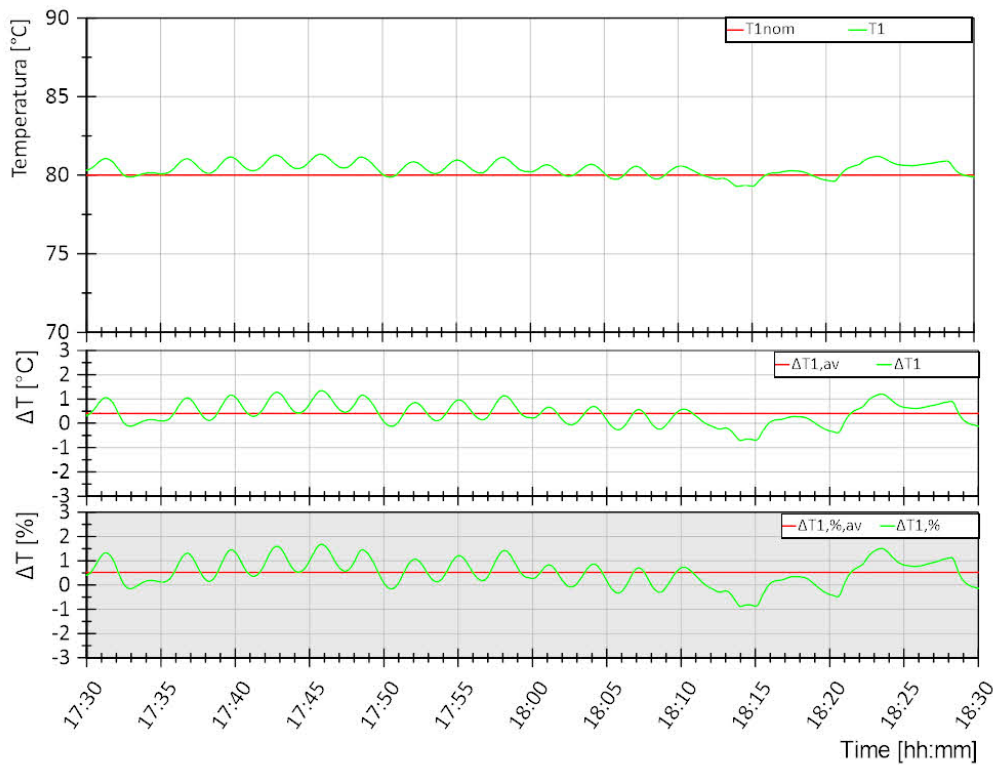


Figura 5.8. Scenario 1, richiesta utenza di design. Andamento della temperatura di mandata dal teleriscaldamento T1 (curva verde, grafico superiore) e differenza rispetto al valore di riferimento T1nom in termini assoluti (curva verde, grafico intermedio) e percentuali (curva verde, grafico inferiore). Per ogni grandezza nei grafici sono riportati i valori medi di tutta la prova in rosso.

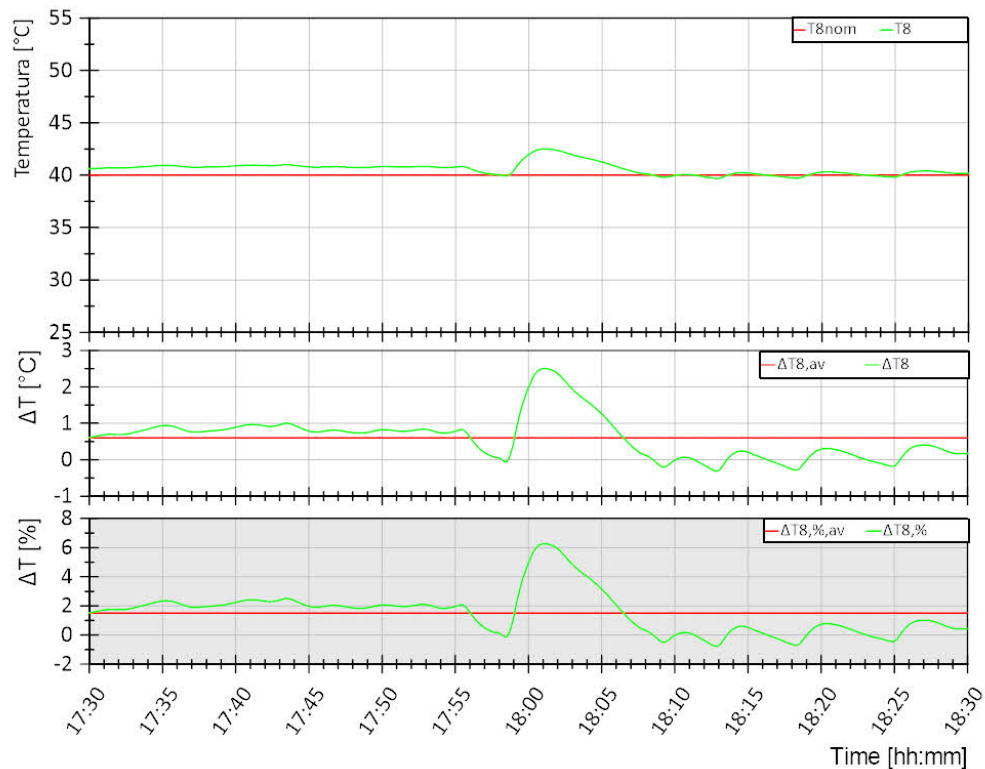


Figura 5.9. Scenario 1, richiesta utenza di design. Andamento della temperatura di ritorno dall'utenza T8 (curva verde, grafico superiore) e differenza rispetto al valore di riferimento T8nom in termini assoluti (curva verde, grafico intermedio) e percentuali (curva verde, grafico inferiore). Per ogni grandezza nei grafici sono riportati i valori medi di tutta la prova in rosso.

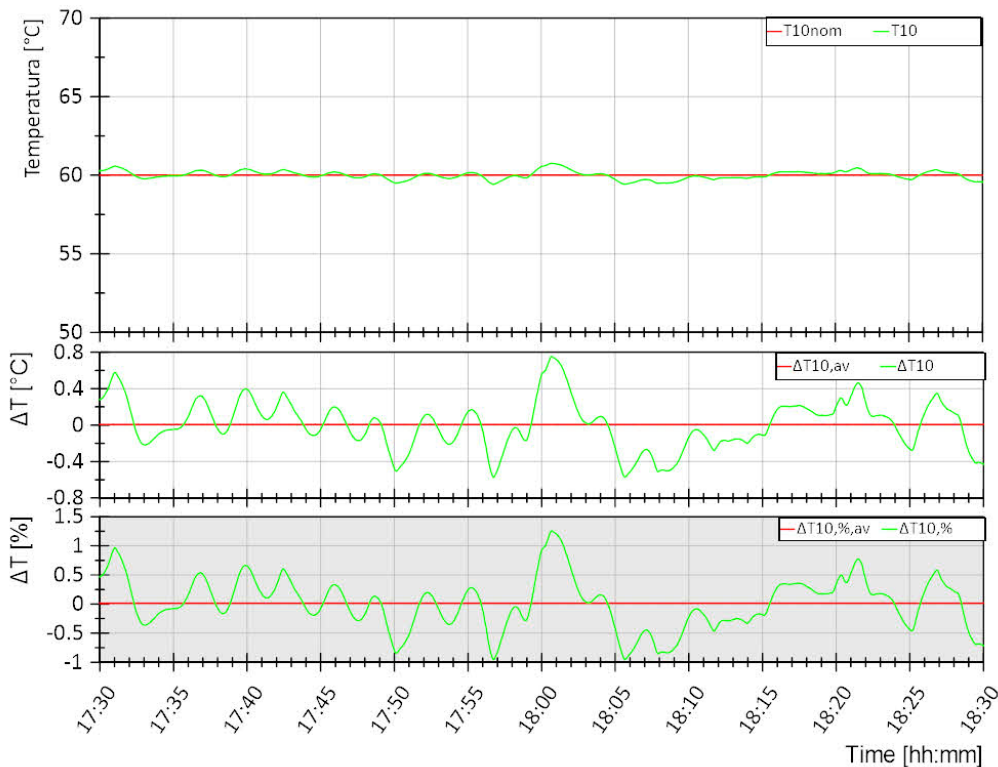


Figura 5.10. Scenario 1, richiesta utenza di design. Andamento della temperatura di mandata all’utenza T10 (curva verde, grafico superiore) e differenza rispetto al valore di riferimento T10nom in termini assoluti (curva verde, grafico intermedio) e percentuali (curva verde, grafico inferiore). Per ogni grandezza nei grafici sono riportati i valori medi di tutta la prova in rosso.

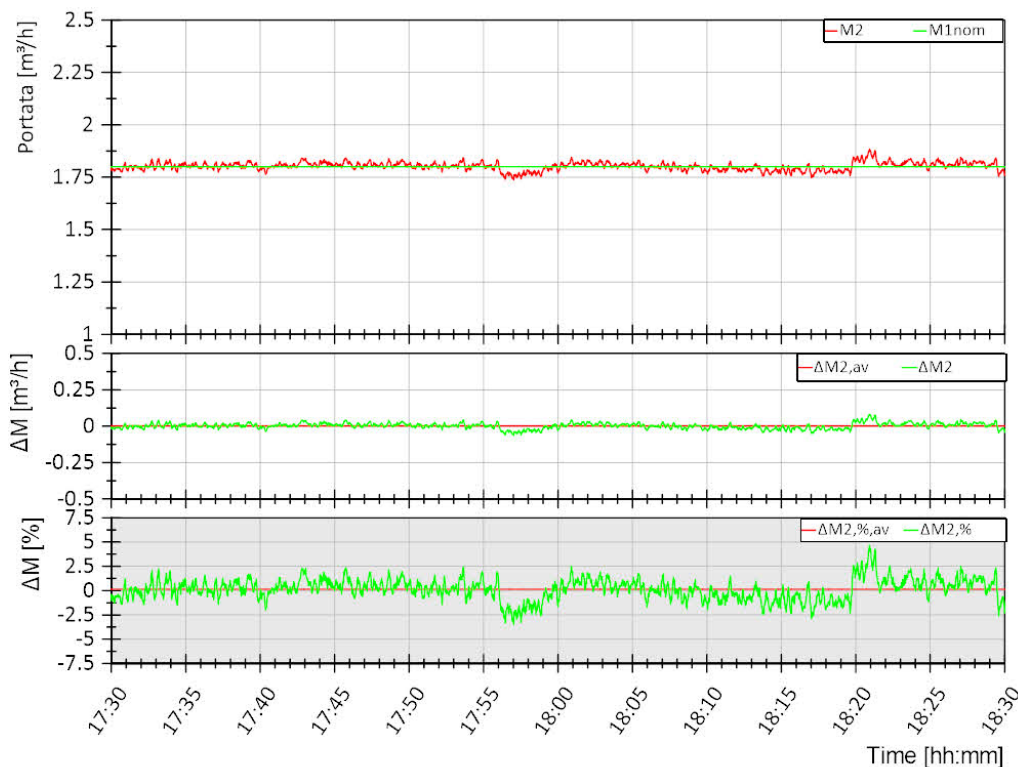


Figura 5.11. Scenario 1, richiesta utenza di design. Andamento della portata del circuito teleriscaldamento M2 (curva verde, grafico superiore) e differenza rispetto al valore di riferimento M1nom in termini assoluti (curva verde, grafico intermedio) e percentuali (curva verde, grafico inferiore). Per ogni grandezza nei grafici sono riportati i valori medi di tutta la prova in rosso.

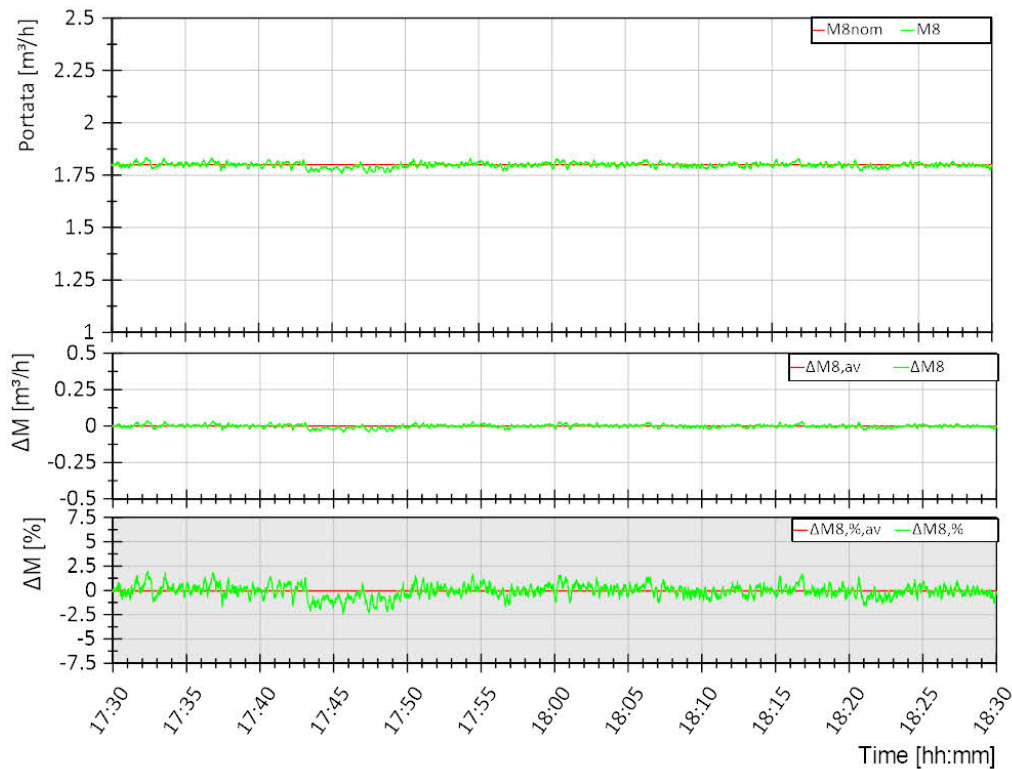


Figura 5.12. Scenario 1, richiesta utenza di design. Andamento della portata del circuito utenza M8 (curva verde, grafico superiore) e differenza rispetto al valore di riferimento M8nom in termini assoluti (curva verde, grafico intermedio) e percentuali (curva verde, grafico inferiore). Per ogni grandezza nei grafici sono riportati i valori medi di tutta la prova in rosso.

In Tabella 5.5 sono riportati i valori medi su tutta la prova per le diverse grandezze controllate e i relativi scostamenti medi in termini assoluti e percentuali rispetto al valore di riferimento.

Tabella 5.5. Scenario 1, richiesta utenza di design. Valori medi su tutta la prova per le diverse grandezze controllate e i relativi scostamenti medi in termini assoluti e percentuali rispetto al valore di riferimento

Variabile	Valore medio misurato	Scostamento assoluto	Scostamento percentuale [%]
T1 [°C]	80,41	0,41	0,52
T8 [°C]	40,6	0,60	1,5
T10 [°C]	60	8,6E-3	0,0014
M2 [m³/h]	1,8	2,4E-3	0,14
M8 [m³/h]	1,8	-1,3E-3	-0,077

Richiesta utenza minima

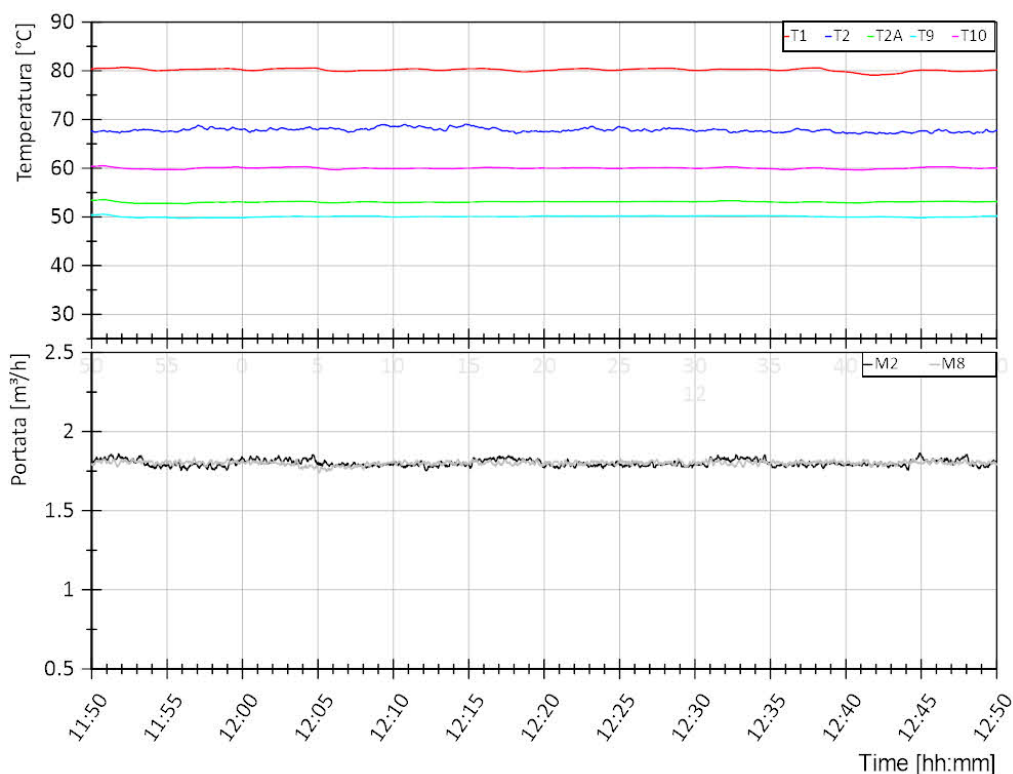


Figura 5.13. Scenario 1, richiesta utenza minima. Andamento delle temperature lato teleriscaldamento (mandata dal teleriscaldamento T1, ritorno al teleriscaldamento T2 e uscita scambiatore S1 T2A) e lato utenza (ritorno dall'utenza T9, mandata all'utenza T10) dello scambiatore S1 (grafico superiore). Andamento della portata lato teleriscaldamento (M2) e lato utenza (M8) dello scambiatore S1 (grafico inferiore).

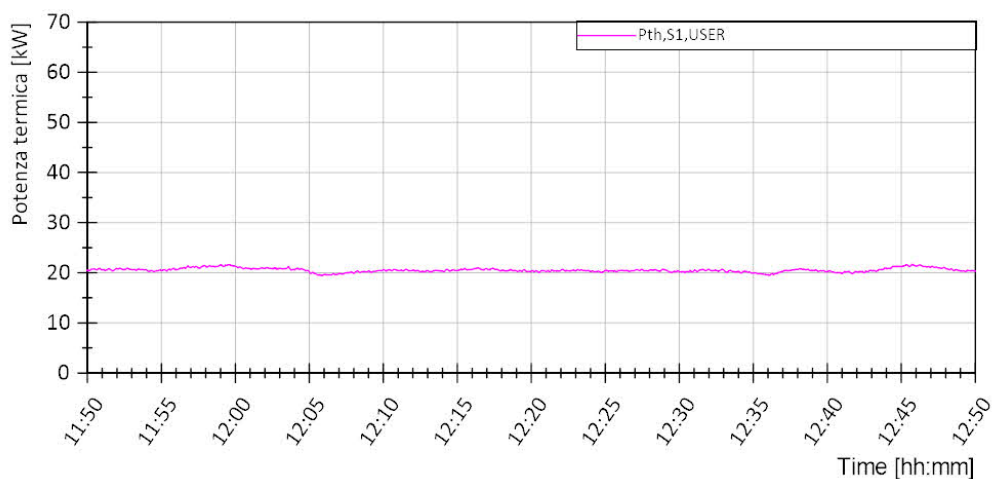


Figura 5.14. Scenario 1, richiesta utenza minima. Andamento della potenza termica lato utenza dello scambiatore S1

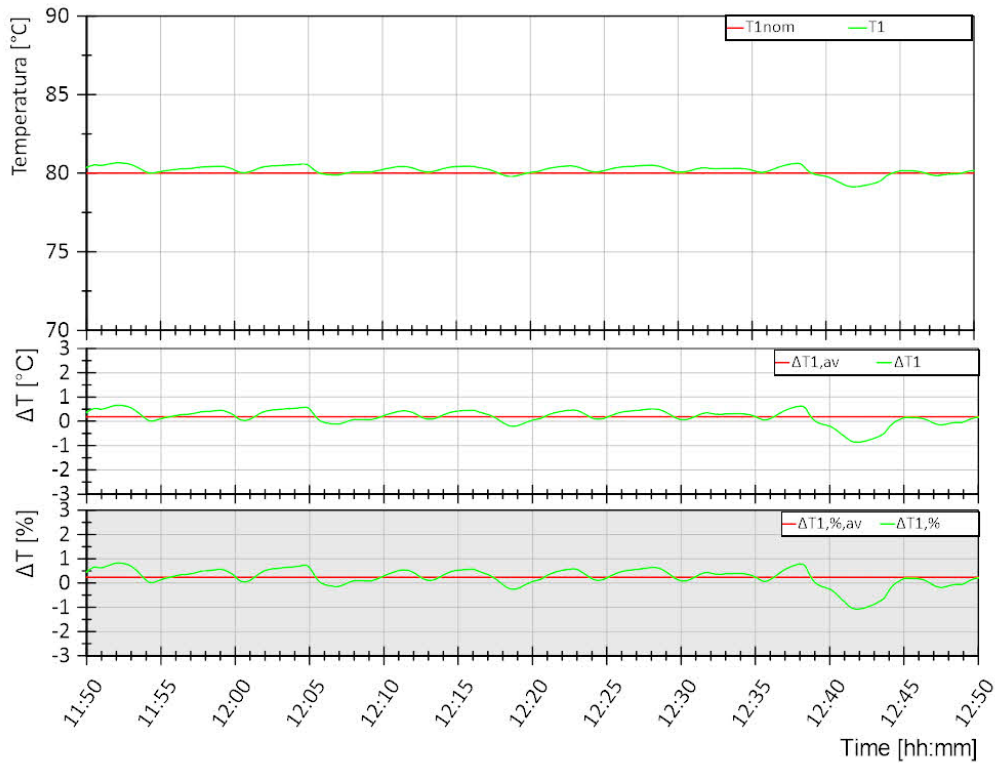


Figura 5.15. Scenario 1, richiesta utenza minima. Andamento della temperatura di mandata dal teleriscaldamento T1 (curva verde, grafico superiore) e differenza rispetto al valore di riferimento T1nom in termini assoluti (curva verde, grafico intermedio) e percentuali (curva verde, grafico inferiore). Per ogni grandezza nei grafici sono riportati i valori medi di tutta la prova in rosso.

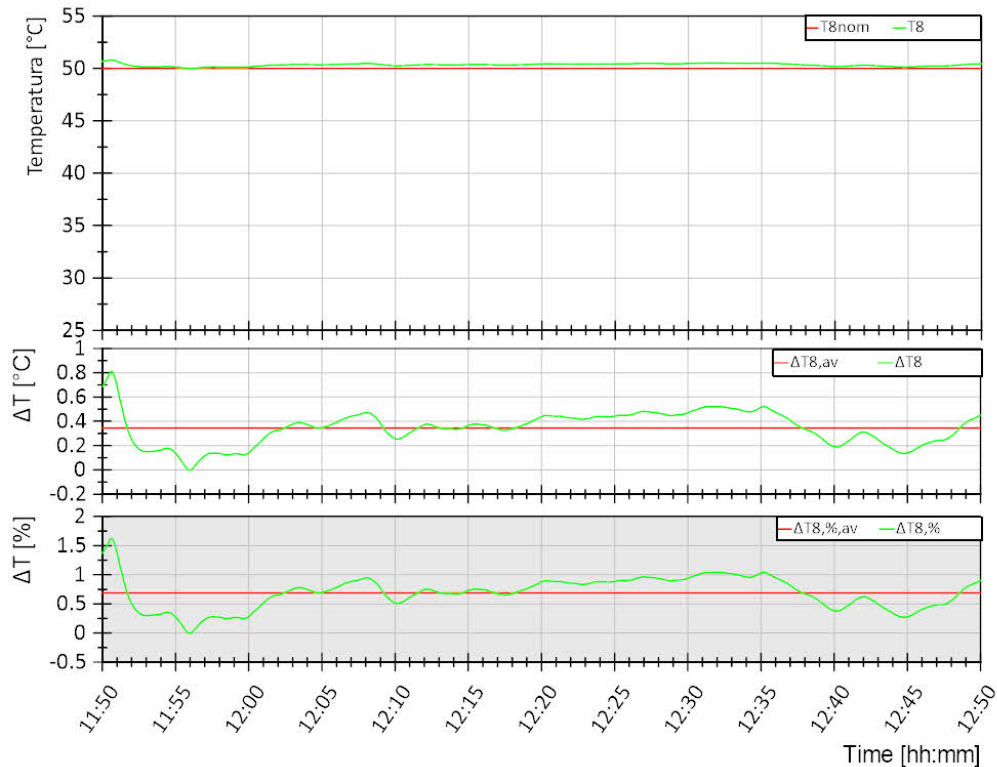


Figura 5.16. Scenario 1, richiesta utenza minima. Andamento della temperatura di ritorno dall'utenza T8 (curva verde, grafico superiore) e differenza rispetto al valore di riferimento T8nom in termini assoluti (curva verde, grafico intermedio) e percentuali (curva verde, grafico inferiore). Per ogni grandezza nei grafici sono riportati i valori medi di tutta la prova in rosso.

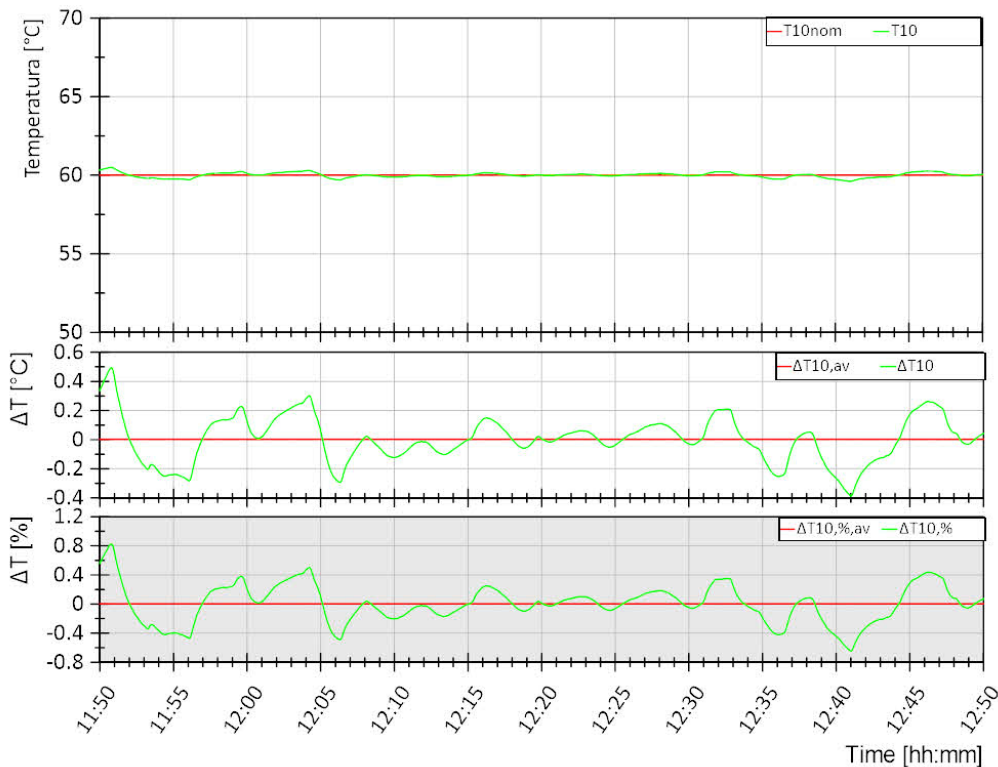


Figura 5.17. Scenario 1, richiesta utenza minima. Andamento della temperatura di mandata all’utenza T10 (curva verde, grafico superiore) e differenza rispetto al valore di riferimento T10nom in termini assoluti (curva verde, grafico intermedio) e percentuali (curva verde, grafico inferiore). Per ogni grandezza nei grafici sono riportati i valori medi di tutta la prova in rosso.

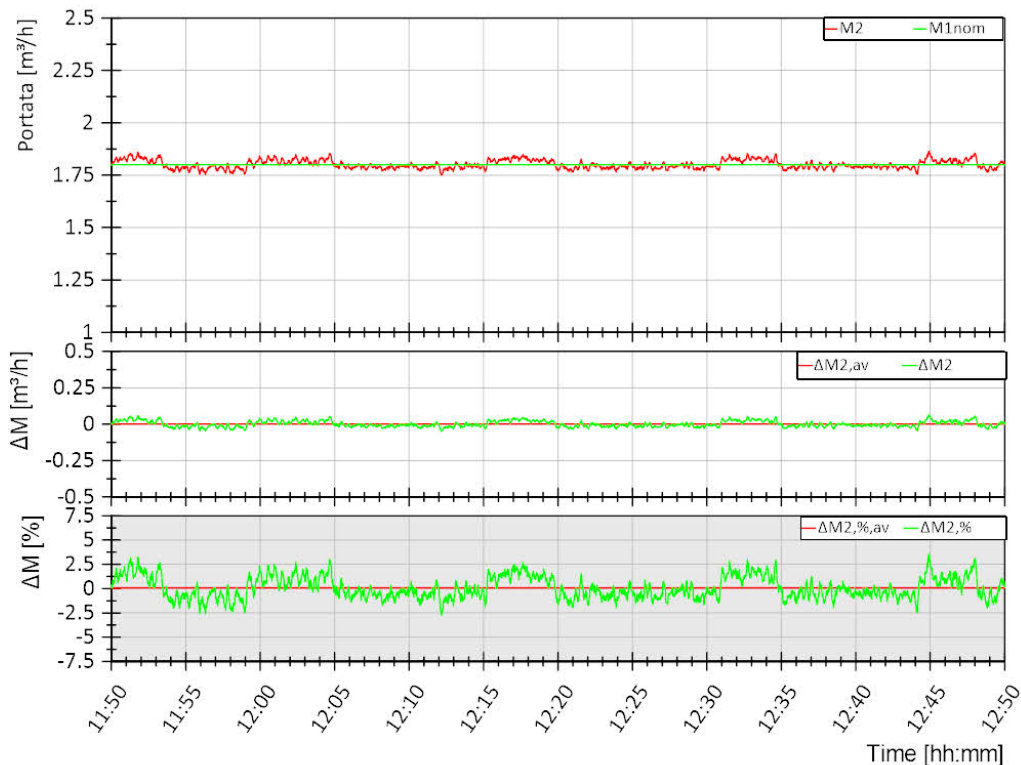


Figura 5.18. Scenario 1, richiesta utenza minima. Andamento della portata del circuito teleriscaldamento M2 (curva verde, grafico superiore) e differenza rispetto al valore di riferimento M1nom in termini assoluti (curva verde, grafico intermedio) e percentuali (curva verde, grafico inferiore). Per ogni grandezza nei grafici sono riportati i valori medi di tutta la prova in rosso.

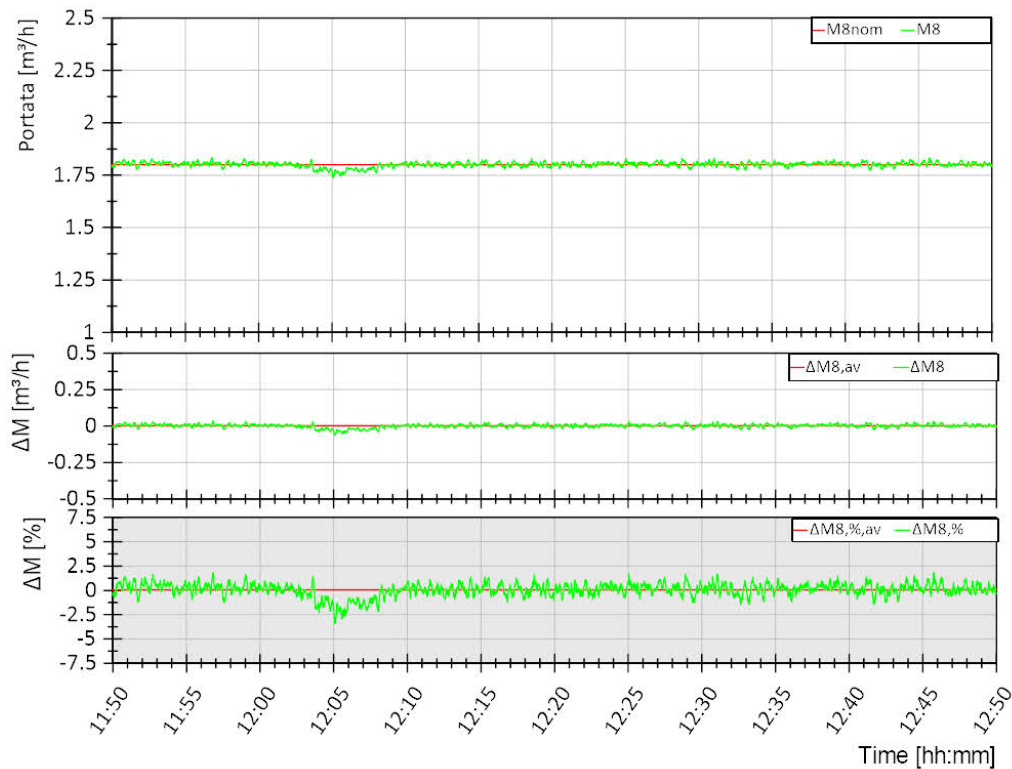


Figura 5.19. Scenario 1, richiesta utenza minima. Andamento della portata del circuito utenza M8 (curva verde, grafico superiore) e differenza rispetto al valore di riferimento M8nom in termini assoluti (curva verde, grafico intermedio) e percentuali (curva verde, grafico inferiore). Per ogni grandezza nei grafici sono riportati i valori medi di tutta la prova in rosso.

In Tabella 5.6 sono riportati i valori medi su tutta la prova per le diverse grandezze controllate e i relativi scostamenti medi in termini assoluti e percentuali rispetto al valore di riferimento.

Tabella 5.6. Scenario 1, richiesta utenza minima. Valori medi su tutta la prova per le diverse grandezze controllate e i relativi scostamenti medi in termini assoluti e percentuali rispetto al valore di riferimento

Variabile	Valore medio misurato	Scostamento assoluto	Scostamento percentuale [%]
T1 [°C]	80,19	0,19	0,23
T8 [°C]	50,34	0,34	0,69
T10 [°C]	60	2,2E-3	3,7E-3
M2 [m ³ /h]	1,8	1,2E-3	0,068
M8 [m ³ /h]	1,8	1,1E-3	0,062

Richiesta utenza massima

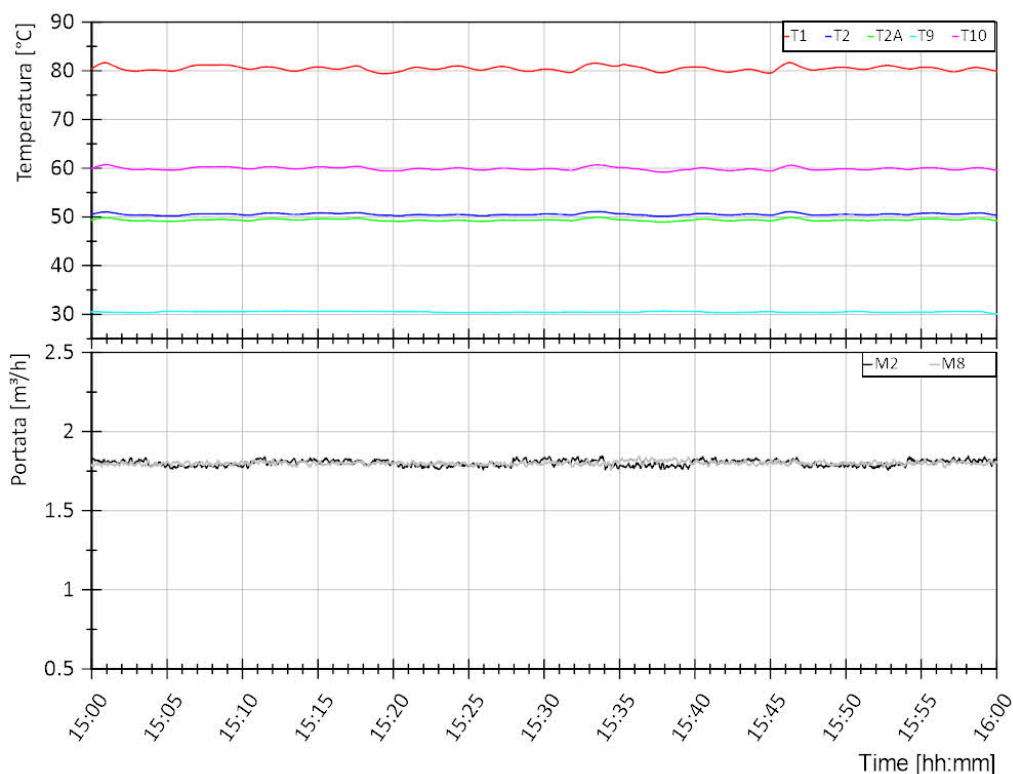


Figura 5.20. Scenario 1, richiesta utenza massima. Andamento delle temperature lato teleriscaldamento (mandata dal teleriscaldamento T1, ritorno al teleriscaldamento T2 e uscita scambiatore S1 T2A) e lato utenza (ritorno dall’utenza T9, mandata all’utenza T10) dello scambiatore S1 (grafico superiore). Andamento della portata lato teleriscaldamento (M2) e lato utenza (M8) dello scambiatore S1 (grafico inferiore).

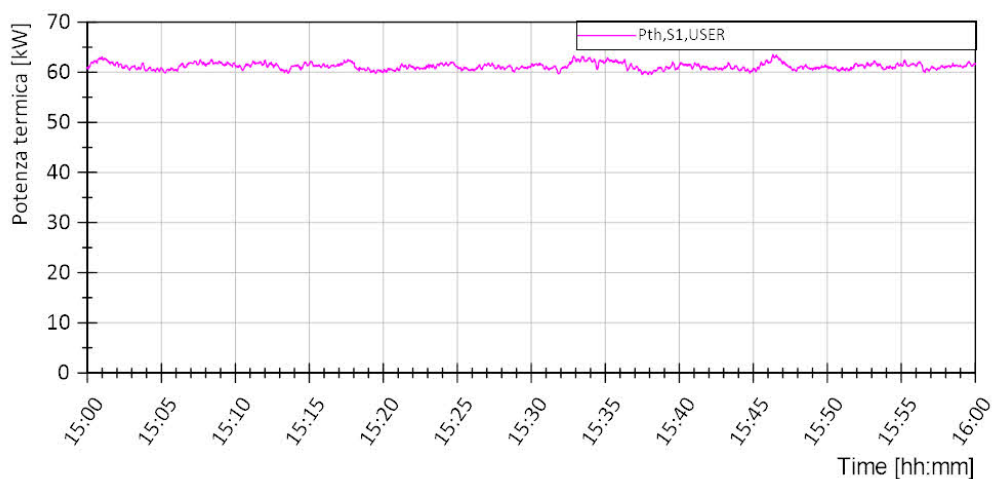


Figura 5.21. Scenario 1, richiesta utenza massima. Andamento della potenza termica lato utenza dello scambiatore S1

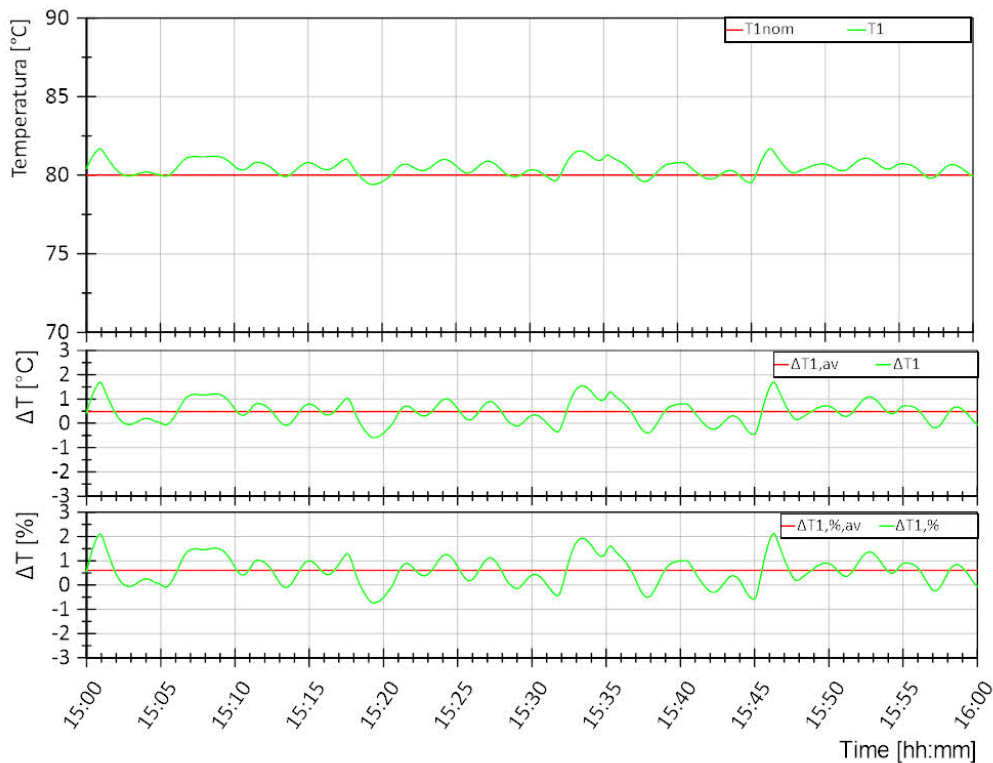


Figura 5.22. Scenario 1, richiesta utenza massima. Andamento della temperatura di mandata dal teleriscaldamento T1 (curva verde, grafico superiore) e differenza rispetto al valore di riferimento T1nom in termini assoluti (curva verde, grafico intermedio) e percentuali (curva verde, grafico inferiore). Per ogni grandezza nei grafici sono riportati i valori medi di tutta la prova in rosso.

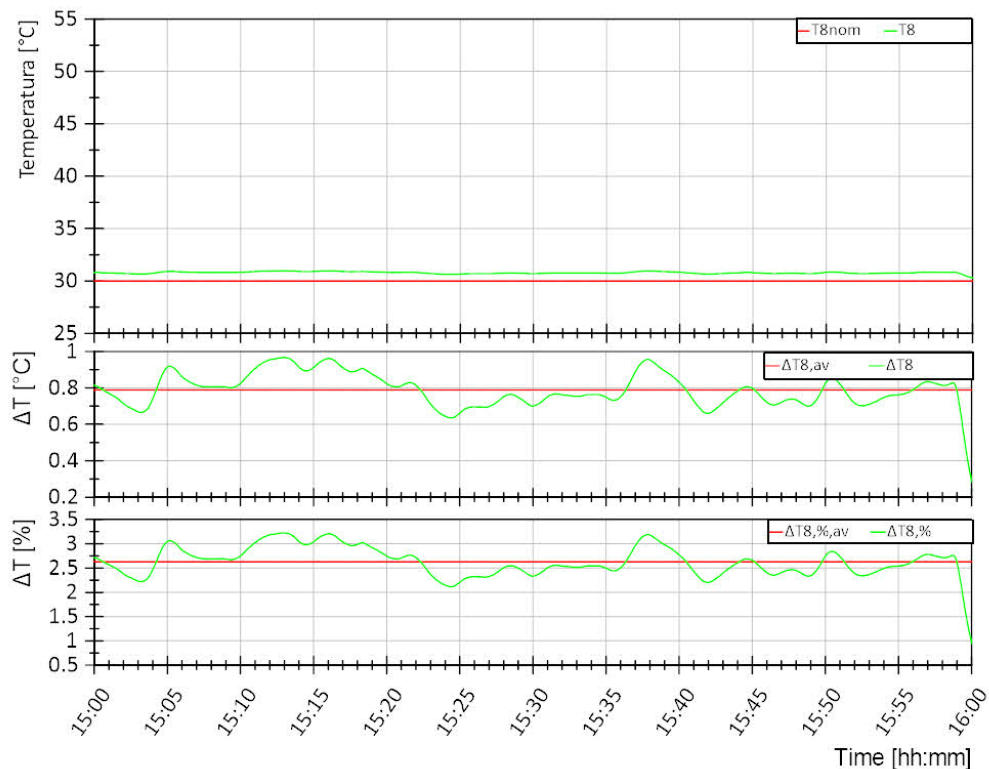


Figura 5.23. Scenario 1, richiesta utenza massima. Andamento della temperatura di ritorno dall'utenza T8 (curva verde, grafico superiore) e differenza rispetto al valore di riferimento T8nom in termini assoluti (curva verde, grafico intermedio) e percentuali (curva verde, grafico inferiore). Per ogni grandezza nei grafici sono riportati i valori medi di tutta la prova in rosso.

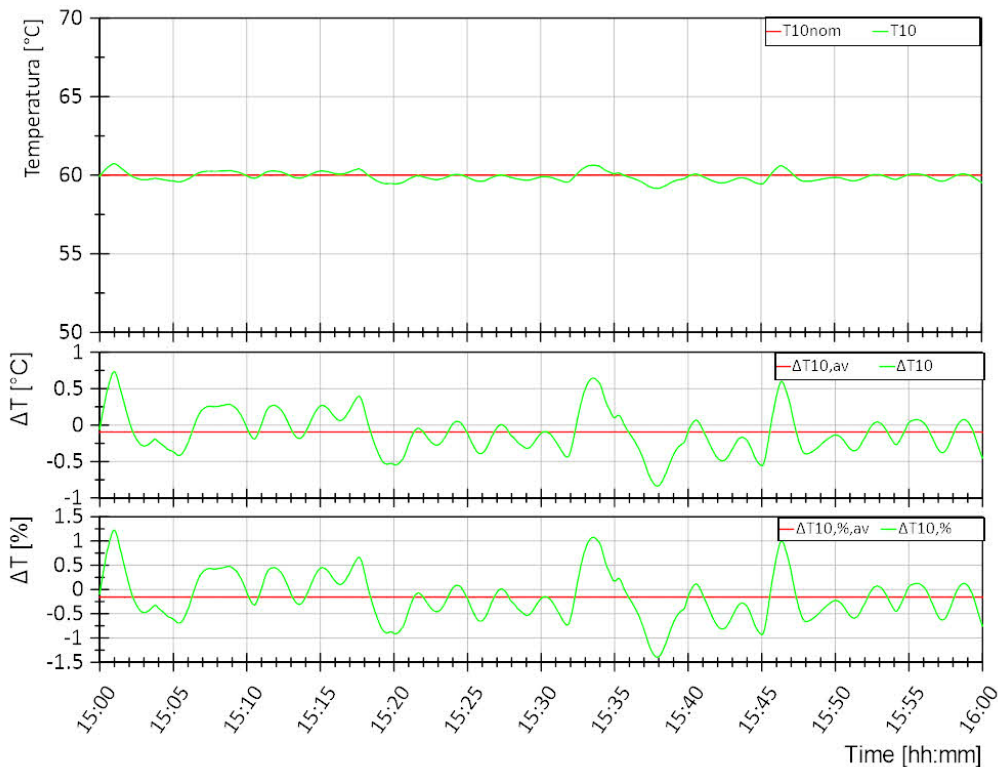


Figura 5.24. Scenario 1, richiesta utenza massima. Andamento della temperatura di mandata all’utenza T10 (curva verde, grafico superiore) e differenza rispetto al valore di riferimento T10nom in termini assoluti (curva verde, grafico intermedio) e percentuali (curva verde, grafico inferiore). Per ogni grandezza nei grafici sono riportati i valori medi di tutta la prova in rosso.



Figura 5.25. Scenario 1, richiesta utenza massima. Andamento della portata del circuito teleriscaldamento M2 (curva verde, grafico superiore) e differenza rispetto al valore di riferimento M1nom in termini assoluti (curva verde, grafico intermedio) e percentuali (curva verde, grafico inferiore). Per ogni grandezza nei grafici sono riportati i valori medi di tutta la prova in rosso.

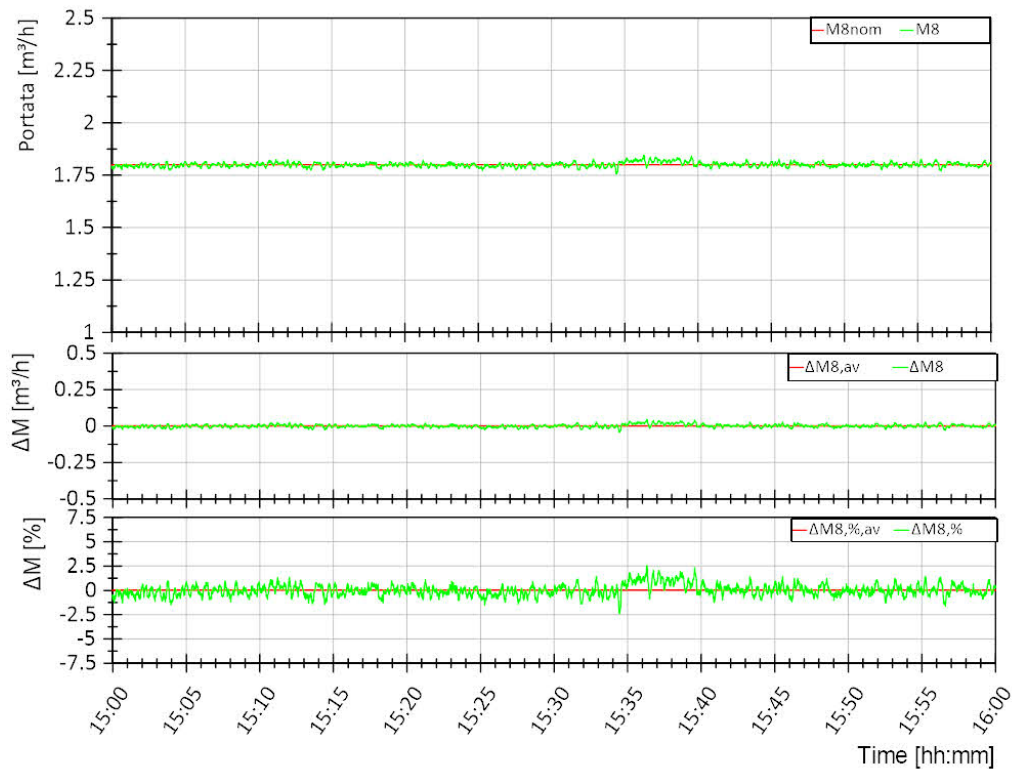


Figura 5.26. Scenario 1, richiesta utenza massima. Andamento della portata del circuito utenza M8 (curva verde, grafico superiore) e differenza rispetto al valore di riferimento M8nom in termini assoluti (curva verde, grafico intermedio) e percentuali (curva verde, grafico inferiore). Per ogni grandezza nei grafici sono riportati i valori medi di tutta la prova in rosso.

In Tabella 5.7 sono riportati i valori medi su tutta la prova per le diverse grandezze controllate e i relativi scostamenti medi in termini assoluti e percentuali rispetto al valore di riferimento.

Tabella 5.7. Scenario 1, richiesta utenza massima. Valori medi su tutta la prova per le diverse grandezze controllate e i relativi scostamenti medi in termini assoluti e percentuali rispetto al valore di riferimento

Variabile	Valore medio misurato	Scostamento assoluto	Scostamento percentuale [%]
T1 [°C]	80,48	0,48	0,60
T8 [°C]	30,79	0,79	2,6
T10 [°C]	59,9	-0,095	-0,16
M2 [m ³ /h]	1,8	6,2E-4	0,034
M8 [m ³ /h]	1,8	3,7E-4	0,021

5.2.2.2 Scenario 2

La prova dello scenario 2 mira a caratterizzare il funzionamento del solo scambiatore S2 della sottostazione. Con riferimento alla Figura 5.1, tale scambiatore permette lo scambio di energia termica dal circuito simulante il sistema di generazione al circuito simulante l'utenza. Per questo scenario la richiesta termica dell'utenza è quindi soddisfatta esclusivamente dal sistema di generazione. La richiesta termica dell'utenza considerata per questa prova è quella in condizioni di design. Nella Tabella 5.8 sono riportate le condizioni di prova previste e i risultati sperimentali per lo scenario 2. In particolare, i dati sperimentali sono da considerarsi come valore medio di tutta la prova. Da notare che la portata considerata in condizioni di design è quella originariamente prevista (4,5 m³/h) e poi modificata in 2,8 m³/h in seguito al sovradimensionamento di S3, come riportato nel paragrafo 5.2.1.

Tabella 5.8. Condizioni di funzionamento previste e risultati prova sperimentali per lo scenario 2

		Scenario 2	
		Design	Prova
M8	[m ³ /h]	1,8	1,8
M7	[m ³ /h]	4,5	2,8
T5	[°C]	90	90,44
T6	[°C]	82	77,89
T6'	[°C]	82	77,47
T7	[°C]	82	77,63
T8	[°C]	40	40,59
T9	[°C]	60	59,98
T10	[°C]	60	59,59
S2_US	[kW]	41,87	40,60
S2_GEN	[kW]	41,87	41,74

Per la prova considerata le grandezze controllate dalla test facility sono state:

- Temperature T5, ovvero temperature di mandata del sistema di generazione con riferimento pari a 90 °C;
- Temperature T8, ovvero temperature di ritorno utenza con riferimento pari a 40 °C, corrispondente alla richiesta utente in condizione di design;

Le grandezze controllate dalla logica di controllo implementata sulla sottostazione sono state:

- Portata M₇, ovvero portata del circuito dello scambiatore S2 simulante il sistema di generazione; tale portata è controllata dalla valvola C2A tramite il PID 4;
- Portata M₈, ovvero portata del circuito dello scambiatore S2 simulante l'utenza; tale portata è controllata dalla valvola C4 tramite il PID 5;
- Temperatura T9, ovvero temperatura di mandata utenza con riferimento a 60 °C; tale temperatura è controllata dalla valvola C2 tramite il PID 3.

Le grandezze non direttamente controllate, ma risultanti dallo scambio termico sono state:

- Temperatura T6', ovvero temperatura di uscita dallo scambiatore S2 lato sistema di generazione;
- Temperatura T6 e T7, ovvero temperature di ritorno al circuito simulante il sistema di generazione che potrebbero differire da T6' per effetto della valvola miscelatrice C2; questo effetto non si verifica in questa prova.

In tabella sono anche riportate le potenze termiche lato utente (secondario S2) e lato sistema di generazione (primario S2). Tali potenze sono state calcolate considerando rispettivamente le temperature T8-T9 e T5-T7. Dal confronto tra le condizioni di funzionamento previste con quelle effettivamente ottenute durante le prove, emergono discrepanze per le temperature T6', T6 e T7 che risultano più basse di circa 4,5 °C rispetto al valore di design. Questa discrepanza è dovuta ad un valore di portata M7 più basso rispetto a quello originariamente previsto. A parità quindi di potenza termica scambiata e temperatura di mandata del sistema di generazione rispetto alle condizioni di design, una portata più bassa nel sistema di generazione determina una differenza di temperatura maggiore e quindi una temperatura di ritorno più bassa.

Nel seguito sono riportati alcuni grafici con gli andamenti delle temperature, portate, potenze e confronti con i valori di riferimento per la prova considerata (Figura 5.27-Figura 5.33). Da notare che le grandezze riportate nei grafici fanno riferimento ai valori istantanei acquisiti con un tempo di campionamento di 1 secondo. Per il calcolo delle grandezze derivate (potenze termiche e scostamenti rispetto al riferimento di una variabile controllate) far riferimento al paragrafo 5.1.1.

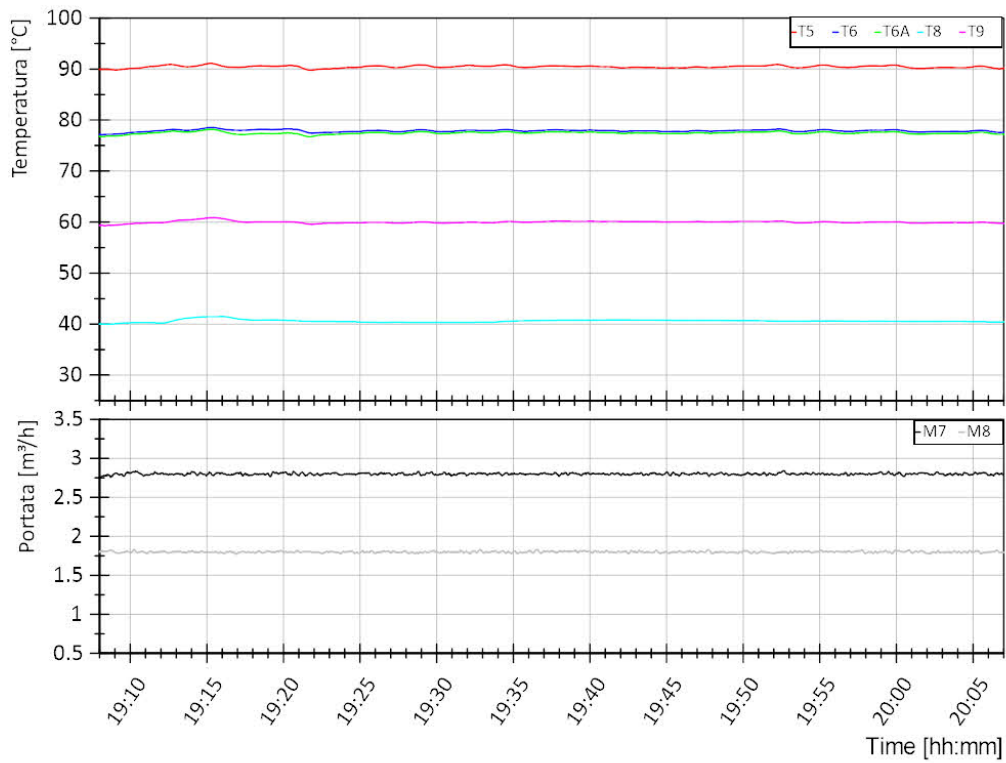


Figura 5.27. Scenario 2. Andamento delle temperature lato sistema di generazione (mandata dal sistema di generazione T5, ritorno al sistema di generazione T6 e uscita scambiatore S2 T6A) e lato utenza (ritorno dall'utenza T8, mandata all'utenza T9) dello scambiatore S2 (grafico superiore). Andamento della portata lato sistema di generazione (M7) e lato utenza (M8) dello scambiatore S2 (grafico inferiore).

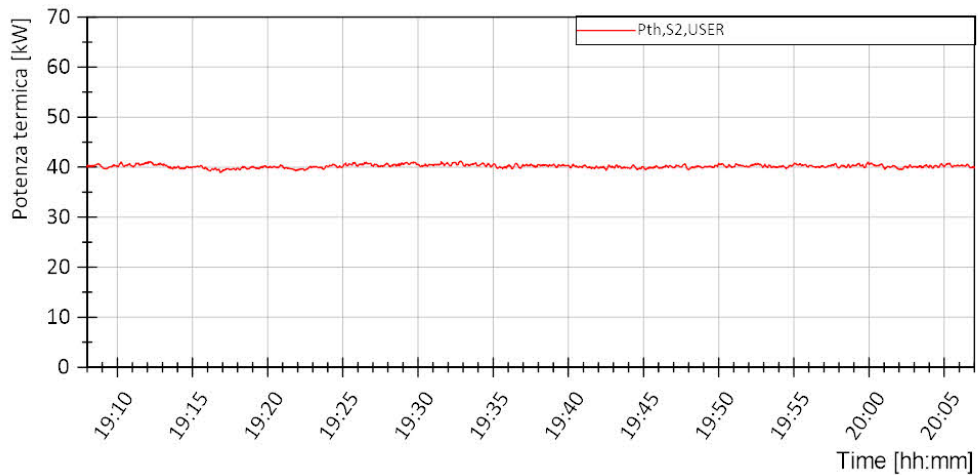


Figura 5.28. Scenario 2. Andamento della potenza termica lato utenza dello scambiatore S2



Figura 5.29. Scenario 2. Andamento della temperatura di mandata dal sistema di generazione T5 (curva verde, grafico superiore) e differenza rispetto al valore di riferimento T5nom in termini assoluti (curva verde, grafico intermedio) e percentuali (curva verde, grafico inferiore). Per ogni grandezza nei grafici sono riportati i valori medi di tutta la prova in rosso.

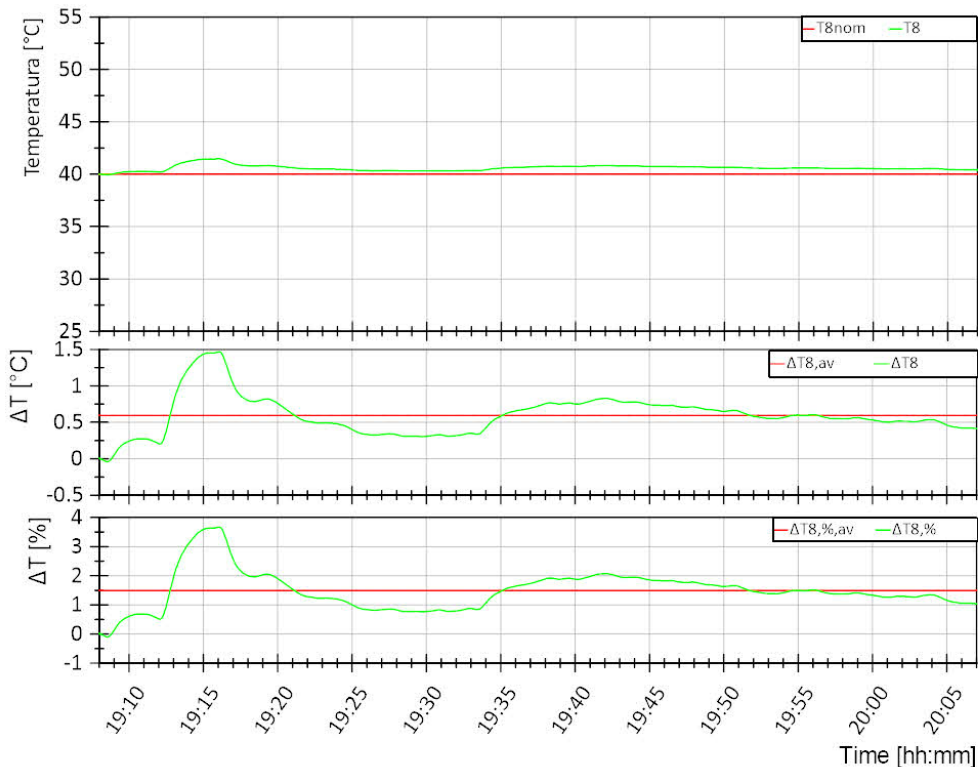


Figura 5.30. Scenario 2. Andamento della temperatura di ritorno dall'utenza T8 (curva verde, grafico superiore) e differenza rispetto al valore di riferimento T8nom in termini assoluti (curva verde, grafico intermedio) e percentuali (curva verde, grafico inferiore). Per ogni grandezza nei grafici sono riportati i valori medi di tutta la prova in rosso.

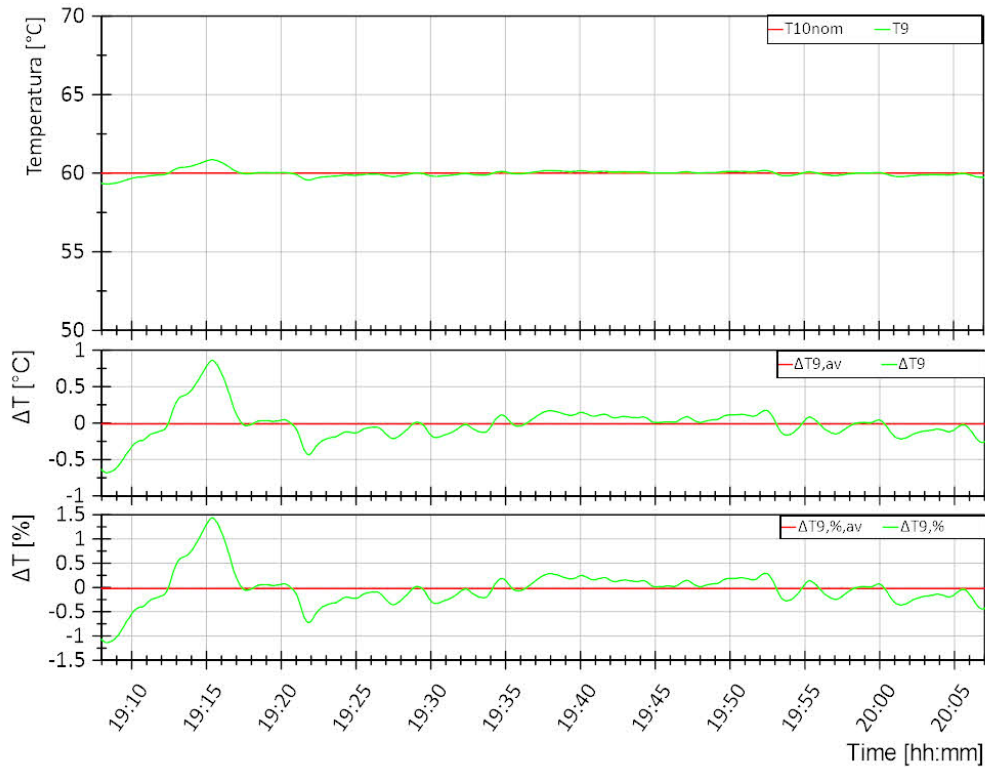


Figura 5.31. Scenario 2. Andamento della temperatura di mandata all'utenza T9 (curva verde, grafico superiore) e differenza rispetto al valore di riferimento T10nom in termini assoluti (curva verde, grafico intermedio) e percentuali (curva verde, grafico inferiore). Per ogni grandezza nei grafici sono riportati i valori medi di tutta la prova in rosso.

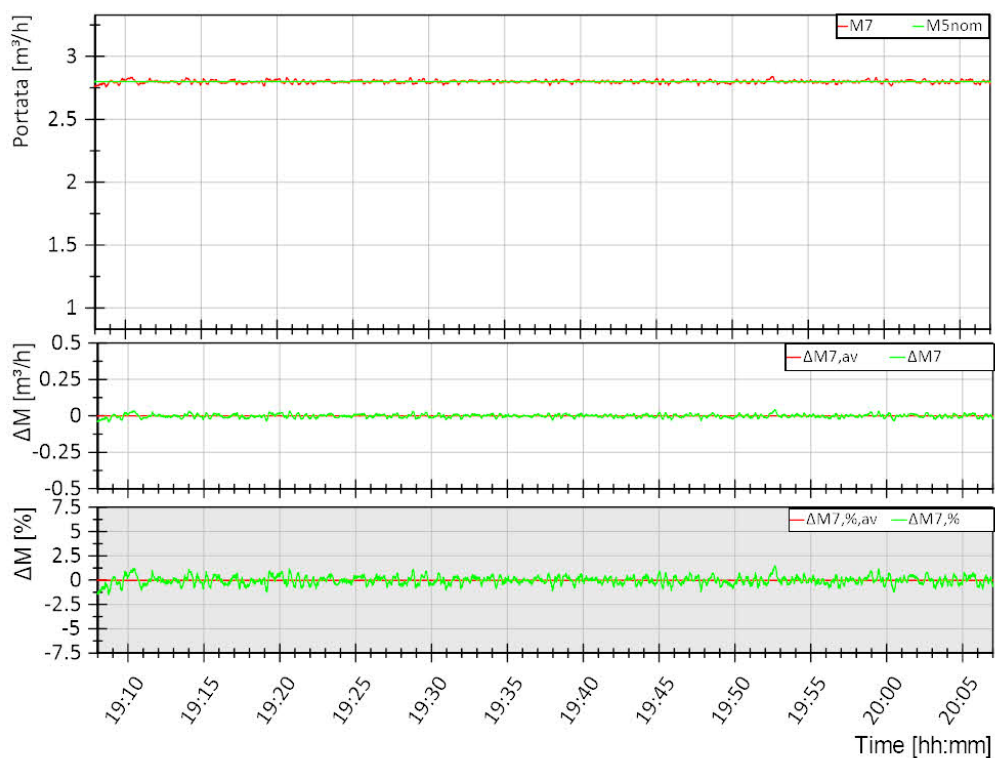


Figura 5.32. Scenario 2. Andamento della portata del circuito del sistema di generazione M7 (curva verde, grafico superiore) e differenza rispetto al valore di riferimento M5nom(=M7nom) in termini assoluti (curva verde, grafico intermedio) e percentuali (curva verde, grafico inferiore). Per ogni grandezza nei grafici sono riportati i valori medi di tutta la prova in rosso.

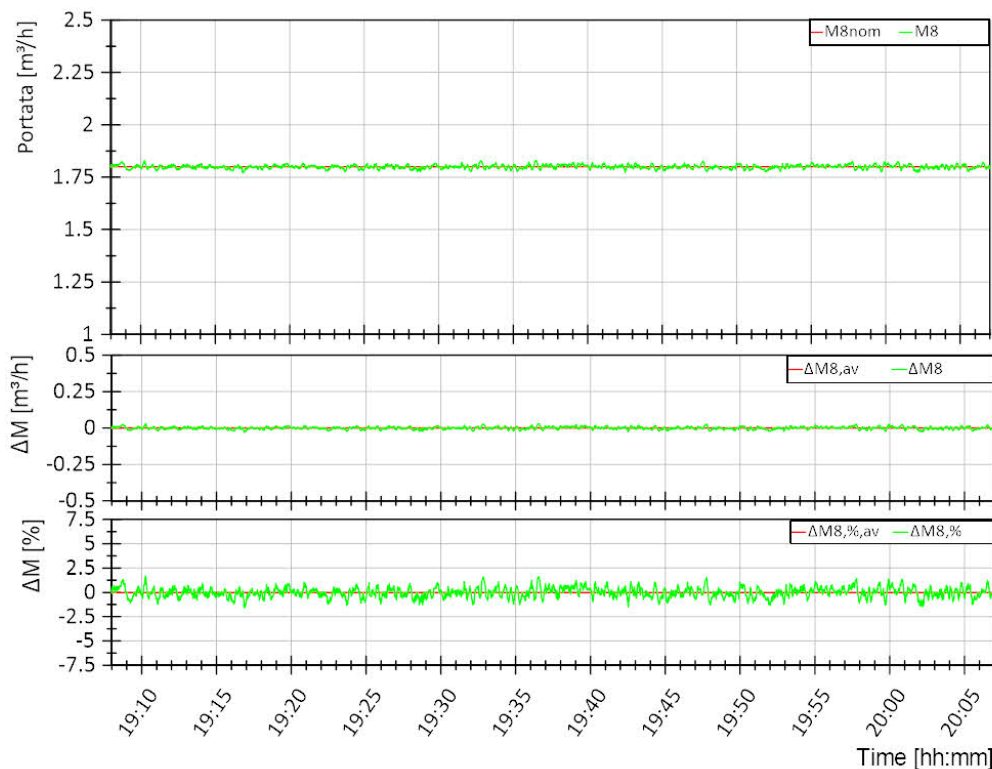


Figura 5.33. Scenario 2. Andamento della portata del circuito utenza M8 (curva verde, grafico superiore) e differenza rispetto al valore di riferimento M8nom in termini assoluti (curva verde, grafico intermedio) e percentuali (curva verde, grafico inferiore). Per ogni grandezza nei grafici sono riportati i valori medi di tutta la prova in rosso.

In Tabella 5.9 sono riportati i valori medi su tutta la prova per le diverse grandezze controllate e i relativi scostamenti medi in termini assoluti e percentuali rispetto al valore di riferimento.

Tabella 5.9. Scenario 2. Valori medi su tutta la prova per le diverse grandezze controllate e i relativi scostamenti medi in termini assoluti e percentuali rispetto al valore di riferimento

Variabile	Valore medio misurato	Scostamento assoluto	Scostamento percentuale [%]
T5 [°C]	90,45	0,45	0,5
T8 [°C]	40,6	0,6	1,5
T9 [°C]	60	-0,013	-0,021
M7 [m³/h]	2,8	-3,2E-4	-0,012
M8 [m³/h]	1,8	-3,0E-4	-0,017

5.2.2.3 Scenario 3

La prova dello scenario 3 mira a caratterizzare il funzionamento contemporaneo degli scambiatori S2 ed S3 della sottostazione. Con riferimento alla Figura 5.1, tali scambiatori permettono lo scambio di energia termica dal circuito simulante il sistema di generazione al circuito simulante l’utenza tramite S2, e il surplus di energia viene inviato al circuito simulante la rete di teleriscaldamento tramite S3. Per questo scenario la richiesta termica dell’utenza è quindi soddisfatta esclusivamente dal sistema di generazione. La richiesta termica dell’utenza considerata per questa prova è quella minima. Nella Tabella 5.10 sono riportate le condizioni di prova previste e i risultati sperimentali per lo scenario 3. In particolare, i dati sperimentali sono da considerarsi come valore medio di tutta la prova. Da notare che la portata considerata in condizioni di design è quella originariamente prevista (4,5 m³/h) e poi modificata in 2,8 m³/h in seguito al sovradimensionamento di S3, come riportato nel paragrafo 5.2.1.

Tabella 5.10. Condizioni di funzionamento previste e risultati prova sperimentali per lo scenario 3

		Scenario 3	
		Design	Prova
M8	[m ³ /h]	1,8	1,8
M7	[m ³ /h]	4,5	2,8
M3	[m ³ /h]	0,83	1,39
T3	[°C]	50	50,15
T4	[°C]	80	80,00
T5	[°C]	90	90,47
T6	[°C]	86	84,49
T6'	[°C]		68,84
T7	[°C]	80	69,31
T8	[°C]	50	50,56
T9	[°C]	60	60,01
T10	[°C]	60	59,59
S2_US	[kW]	20,9	19,77
S2_GEN	[kW]		19,47
S3_TLR	[kW]	29,0	48,27
S3_GEN	[kW]		49,45

Per la prova considerata le grandezze controllate dalla test facility sono state:

- Temperature T5, ovvero temperatura di mandata del sistema di generazione con riferimento pari a 90 °C;
- Temperature T8, ovvero temperature di ritorno utenza con riferimento pari a 50 °C, corrispondente alla richiesta utente minima;
- Temperature T3, ovvero temperature di ritorno dal teleriscaldamento con riferimento pari a 50 °C.

Le grandezze controllate dalla logica di controllo implementata sulla sottostazione sono state:

- Portata M7, ovvero portata del circuito dello scambiatore S2 simulante il sistema di generazione. Tale portata è controllata dalla valvola C2A tramite il PID 4;
- Portata M8, ovvero portata del circuito dello scambiatore S2 simulante l'utenza. Tale portata è controllata dalla valvola C4 tramite il PID 5;
- Temperatura T9, ovvero temperatura di mandata utenza con riferimento a 60 °C. Tale temperatura è controllata dalla valvola C2 tramite il PID 3;
- Temperatura T4, ovvero temperatura di mandata al circuito simulante il teleriscaldamento con riferimento a 80 °C. Tale temperatura è controllata dalla pompa P della sottostazione tramite il PID 6.

Le grandezze non direttamente controllate, ma risultanti dallo scambio termico sono state:

- Temperatura T6', ovvero temperatura di uscita dallo scambiatore S2 lato sistema di generazione;
- Temperature T6 e T7, ovvero temperature di ritorno al circuito simulante il sistema di generazione che potrebbero differire da T6' per effetto della valvola miscelatrice C2; questo effetto si verifica in questa prova;
- Portata M3, ovvero portata nello scambiatore S3 lato teleriscaldamento.

In tabella sono anche riportate le potenze termiche lato utente e lato sistema di generazione per S2 (secondario e primario S2), lato sistema di generazione per S3 (primario S3) e lato teleriscaldamento per S3 (secondario S3). Tali potenze sono state calcolate considerando rispettivamente le temperature T8-T9, T5-T6, T6-T7 e T3-T4. Confrontando le potenze al primario e secondario dello scambiatore S2 emerge che la potenza al secondario è inferiore rispetto a quella al primario di 0,3 kW, ovvero 1,6%. Tale differenza rientra nell'incertezza di misura sulla potenza che, per la differenza di temperatura considerata, è dell'ordine del 10%, come riportato al paragrafo 5.1.1

Dal confronto tra le condizioni di funzionamento previste con quelle effettivamente ottenute durante le prove, emergono discrepanze per le temperature T6 e T7 che risultano più basse rispetto al valore di design. Questa discrepanza è dovuta ad un valore di portata M7 più basso rispetto a quello originariamente previsto. In particolare:

- T6 relativa allo scambiatore S2. A parità quindi di potenza termica scambiata lato utente e temperatura di mandata del sistema di generazione rispetto alle condizioni di design, una portata più bassa nel sistema di generazione determina una differenza di temperatura maggiore e quindi una temperatura di ritorno più bassa.
- T7 relativa allo scambiatore S3. Per effetto del sovradimensionamento di S3, a parità di differenza di temperatura lato teleriscaldamento, la potenza termica scambiata in S3 è maggiore rispetto alle condizioni di design. Questo determina una portata più alta lato teleriscaldamento di S3 (M3) e una differenza di temperatura maggiore e quindi una temperatura di ritorno più bassa lato sistema di generazione.

Nel seguito sono riportati alcuni grafici con gli andamenti delle temperature, portate, potenze e confronti con i valori di riferimento per la prova considerata (Figura 5.34-Figura 5.43). Da notare che le grandezze riportate nei grafici fanno riferimento ai valori istantanei acquisiti con un tempo di campionamento di 1 secondo. Per il calcolo delle grandezze derivate (potenze termiche e scostamenti rispetto al riferimento di una variabile controllate) far riferimento al paragrafo 5.1.1.

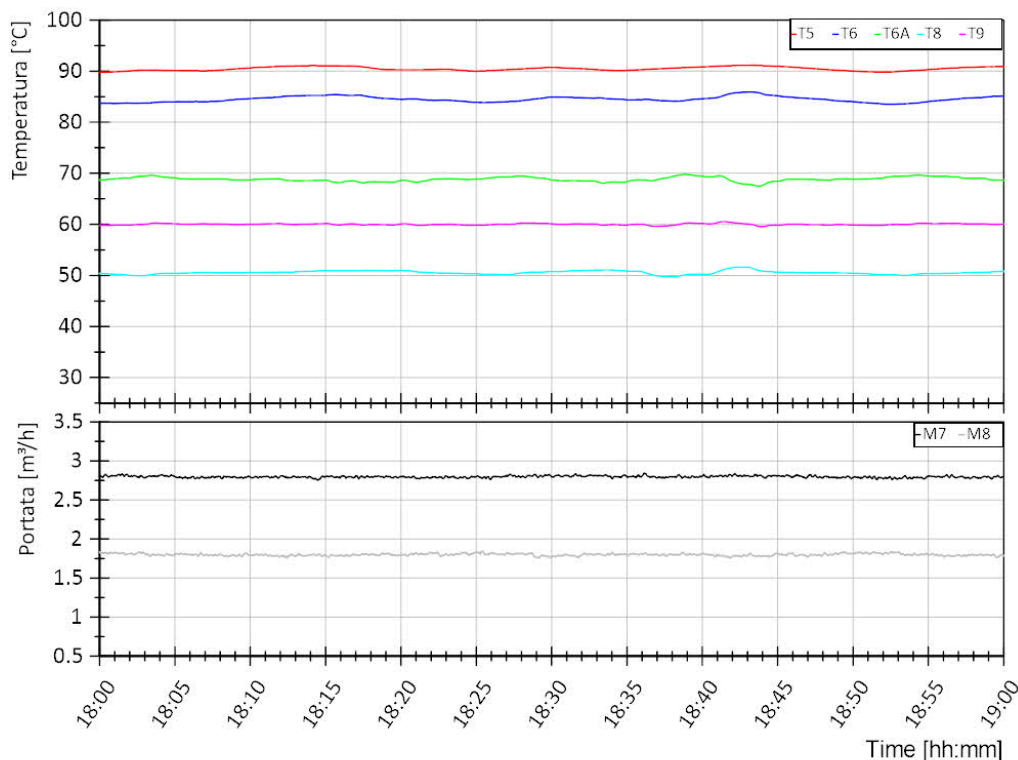


Figura 5.34. Scenario 3. Andamento delle temperature lato sistema di generazione (mandata dal sistema di generazione T5, ritorno al sistema di generazione T6 e uscita scambiatore S2 T6A) e lato utente (ritorno dall'utente T8, mandata all'utente T9) dello scambiatore S2 (grafico superiore). Andamento della portata lato sistema di generazione (M7) e lato utente (M8) dello scambiatore S2 (grafico inferiore).

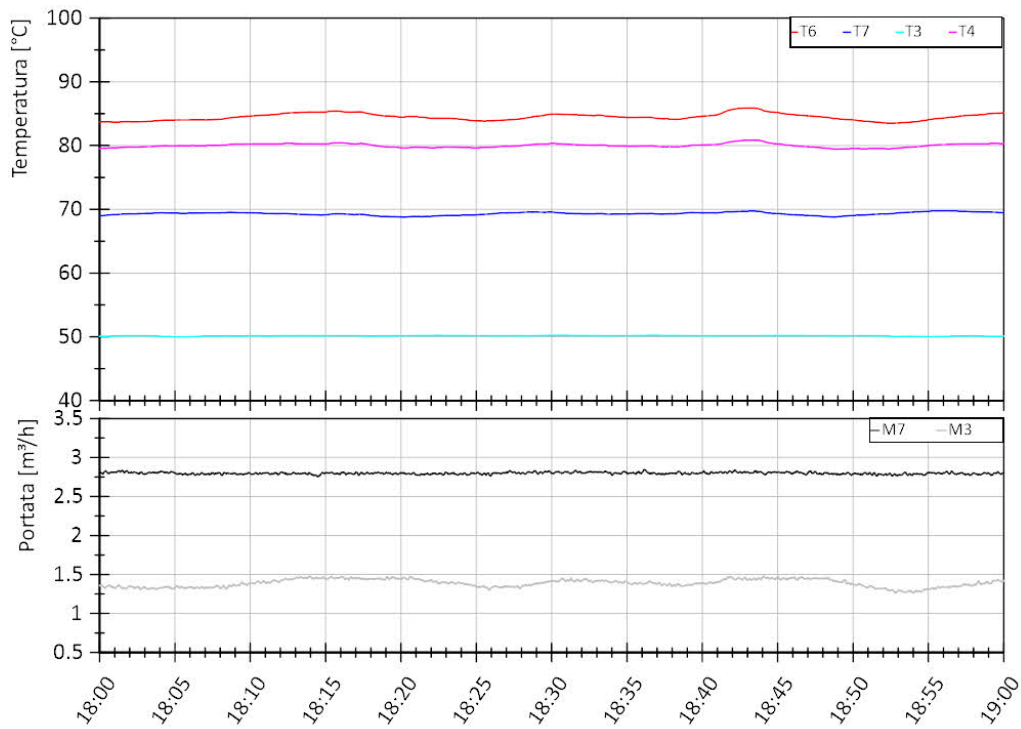


Figura 5.35. Scenario 3. Andamento delle temperature lato sistema di generazione (ritorno dallo scambiatore S2 T6, ritorno al sistema di generazione T7) e lato teleriscaldamento (ritorno dal teleriscaldamento T3, mandata al teleriscaldamento T4) dello scambiatore S3 (grafico superiore). Andamento della portata lato sistema di generazione (M7) e lato teleriscaldamento (M3) dello scambiatore S3 (grafico inferiore).

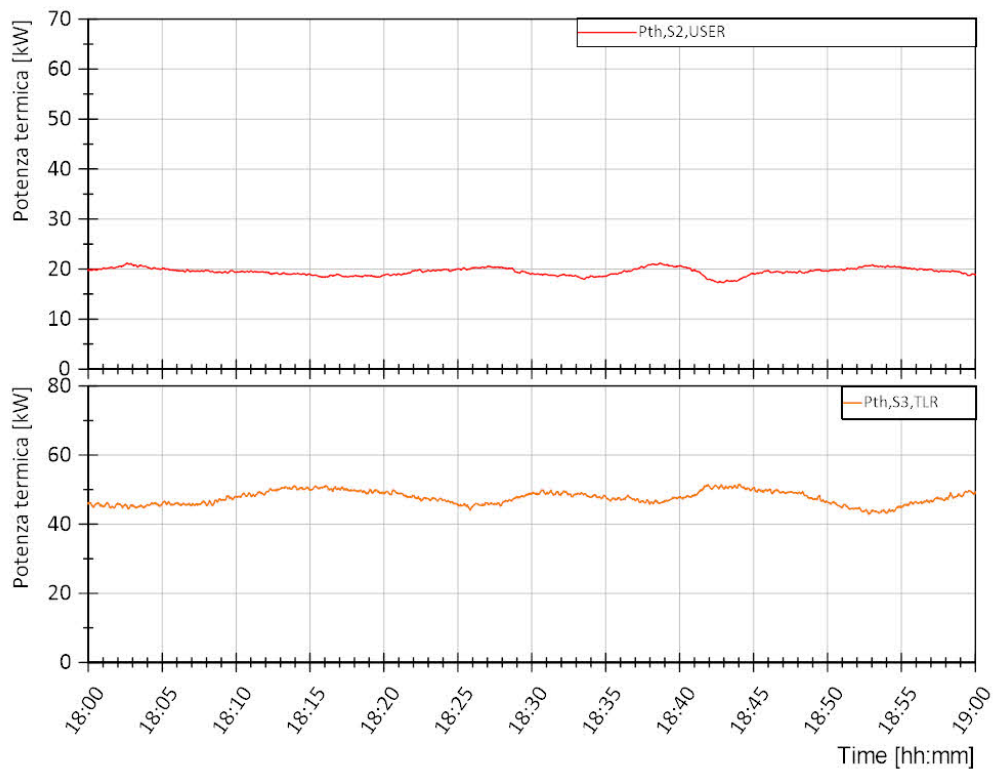


Figura 5.36. Scenario 3. Andamento della potenza termica lato utenza dello scambiatore S2 (grafico superiore) e lato teleriscaldamento dello scambiatore S3 (grafico inferiore)

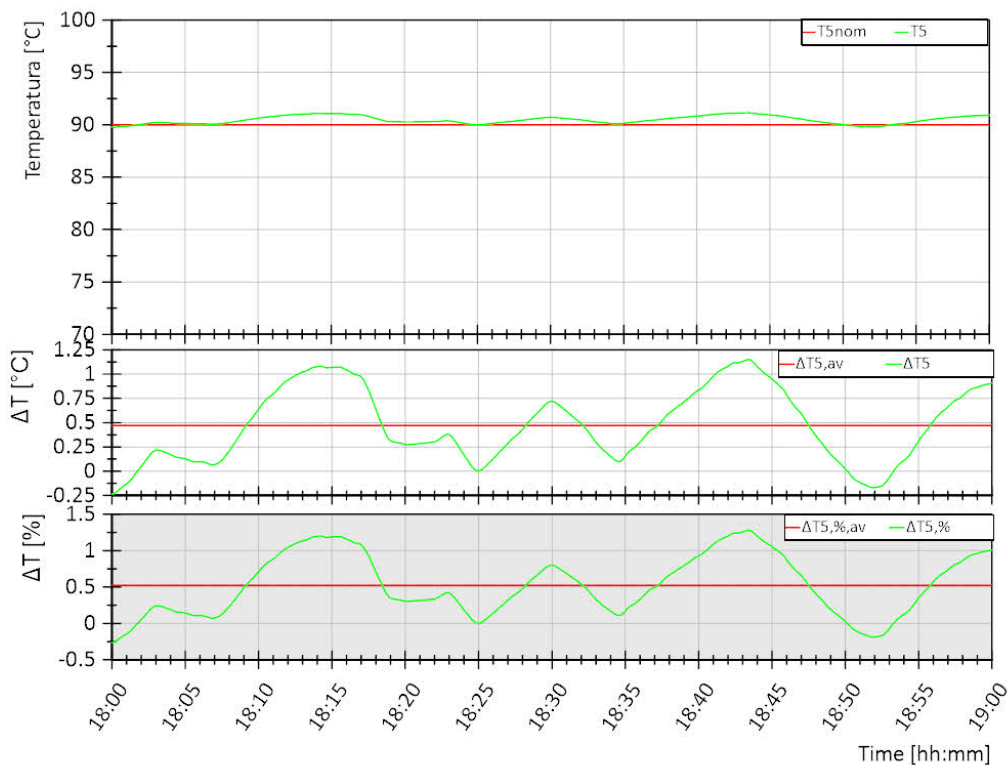


Figura 5.37. Scenario 3. Andamento della temperatura di mandata dal sistema di generazione T5 (curva verde, grafico superiore) e differenza rispetto al valore di riferimento T5nom in termini assoluti (curva verde, grafico intermedio) e percentuali (curva verde, grafico inferiore). Per ogni grandezza nei grafici sono riportati i valori medi di tutta la prova in rosso.

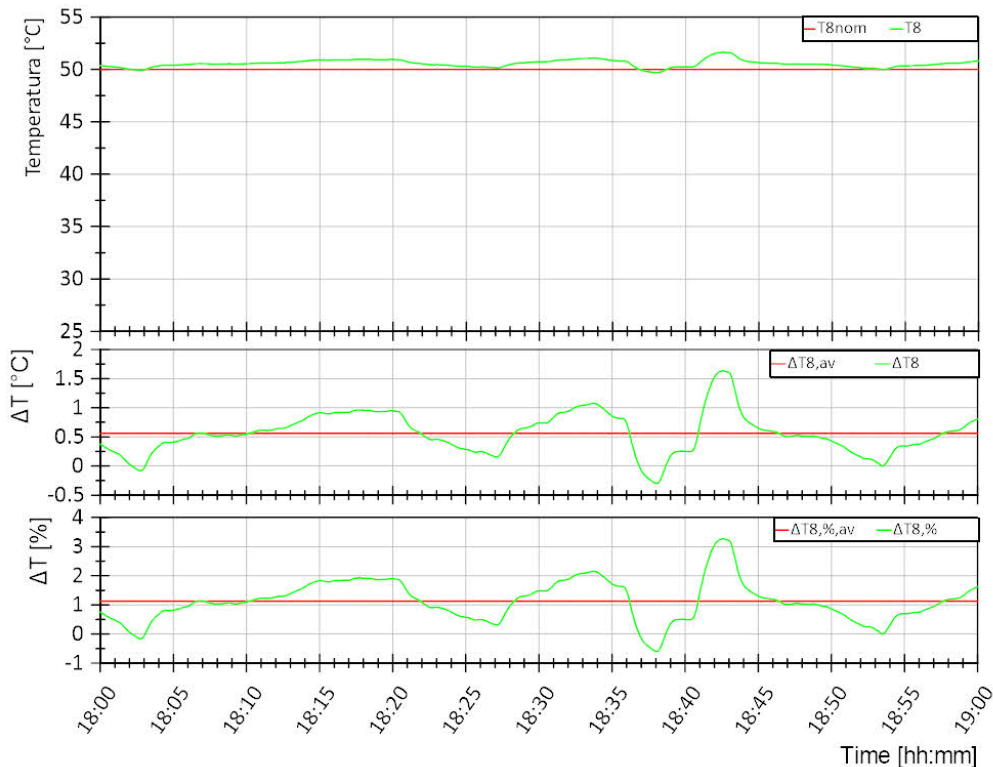


Figura 5.38. Scenario 3. Andamento della temperatura di ritorno dall'utenza T8 (curva verde, grafico superiore) e differenza rispetto al valore di riferimento T8nom in termini assoluti (curva verde, grafico intermedio) e percentuali (curva verde, grafico inferiore). Per ogni grandezza nei grafici sono riportati i valori medi di tutta la prova in rosso.

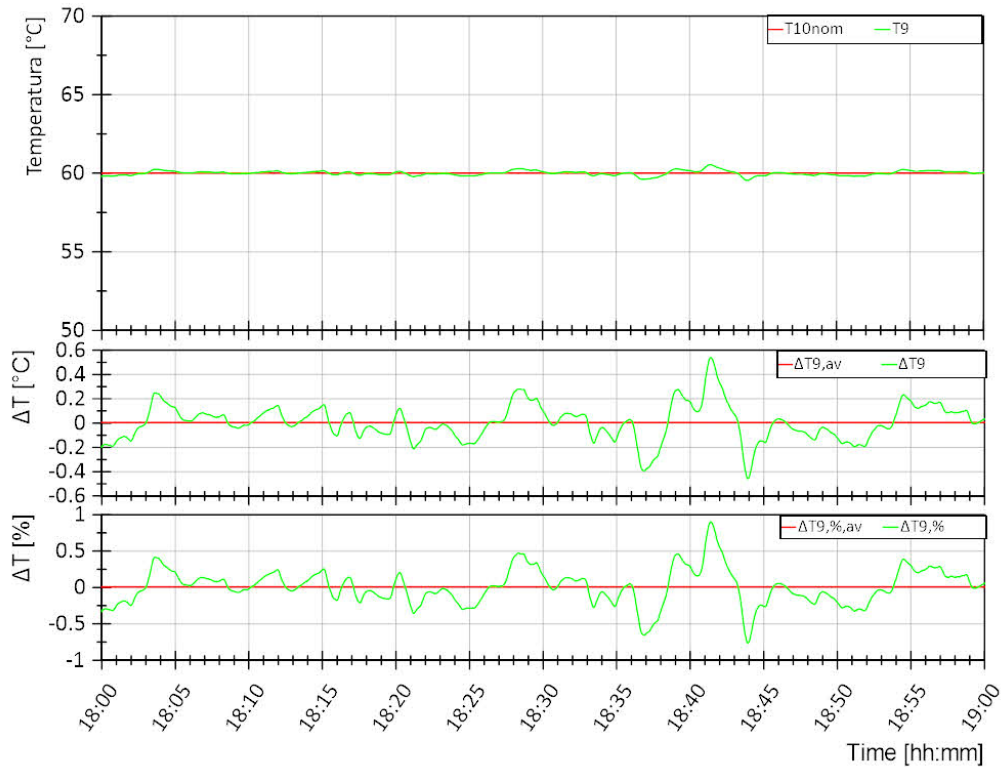


Figura 5.39. Scenario 3. Andamento della temperatura di mandata all'utenza T9 (curva verde, grafico superiore) e differenza rispetto al valore di riferimento T10nom in termini assoluti (curva verde, grafico intermedio) e percentuali (curva verde, grafico inferiore). Per ogni grandezza nei grafici sono riportati i valori medi di tutta la prova in rosso.

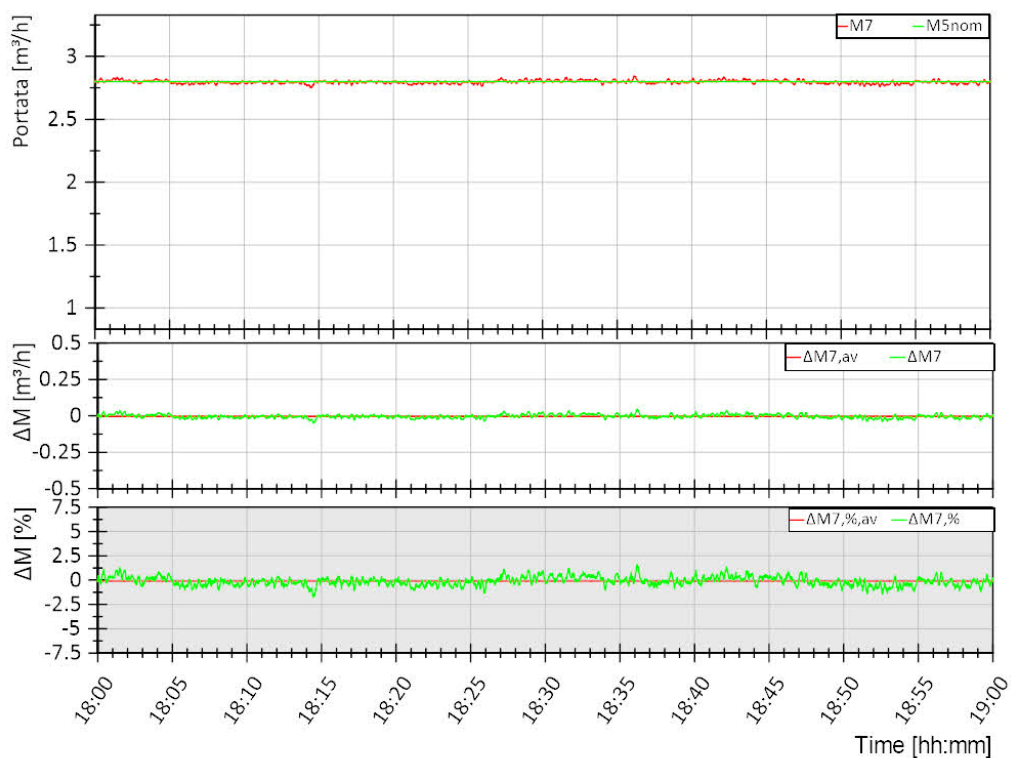


Figura 5.40. Scenario 3. Andamento della portata del circuito del sistema di generazione M7 (curva verde, grafico superiore) e differenza rispetto al valore di riferimento M5nom (=M7nom) in termini assoluti (curva verde, grafico intermedio) e percentuali (curva verde, grafico inferiore). Per ogni grandezza nei grafici sono riportati i valori medi di tutta la prova in rosso.

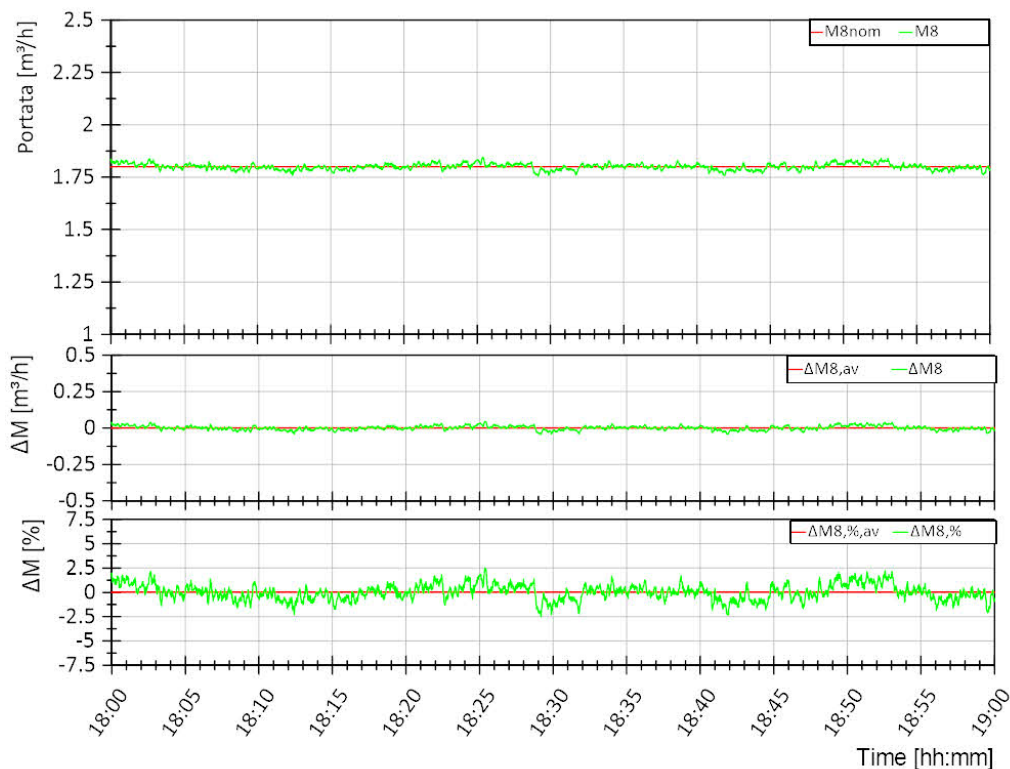


Figura 5.41. Scenario 3. Andamento della portata del circuito utenza M8 (curva verde, grafico superiore) e differenza rispetto al valore di riferimento M8nom in termini assoluti (curva verde, grafico intermedio) e percentuali (curva verde, grafico inferiore). Per ogni grandezza nei grafici sono riportati i valori medi di tutta la prova in rosso.

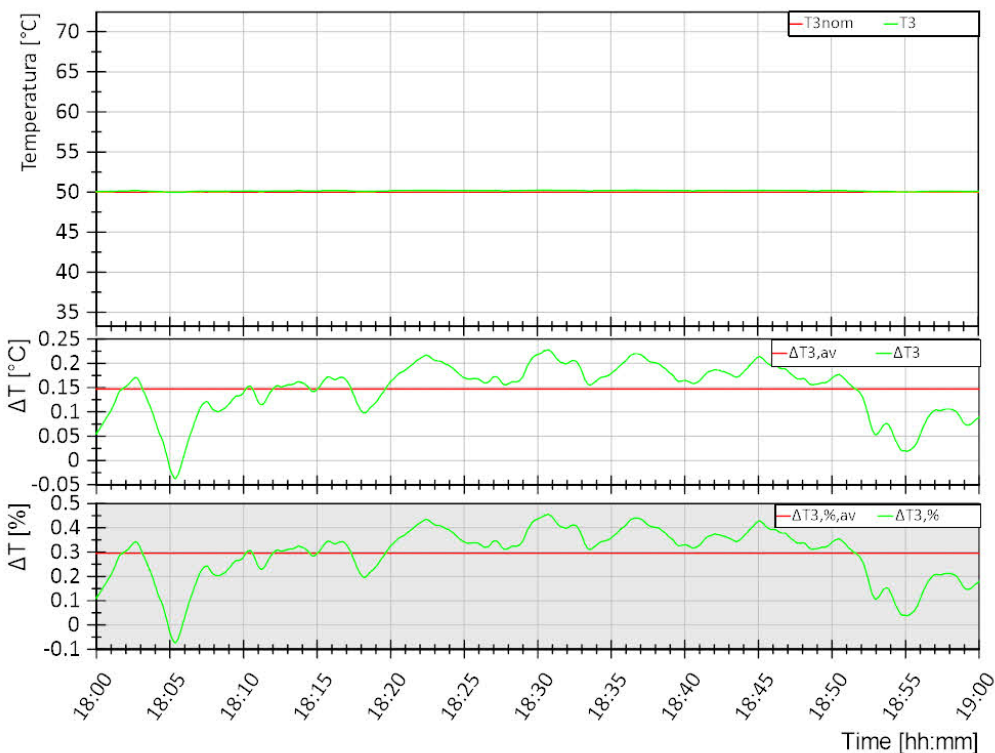


Figura 5.42. Scenario 3. Andamento della temperatura di ritorno dal teleriscaldamento T3 (curva verde, grafico superiore) e differenza rispetto al valore di riferimento T3nom in termini assoluti (curva verde, grafico intermedio) e percentuali (curva verde, grafico inferiore). Per ogni grandezza nei grafici sono riportati i valori medi di tutta la prova in rosso.

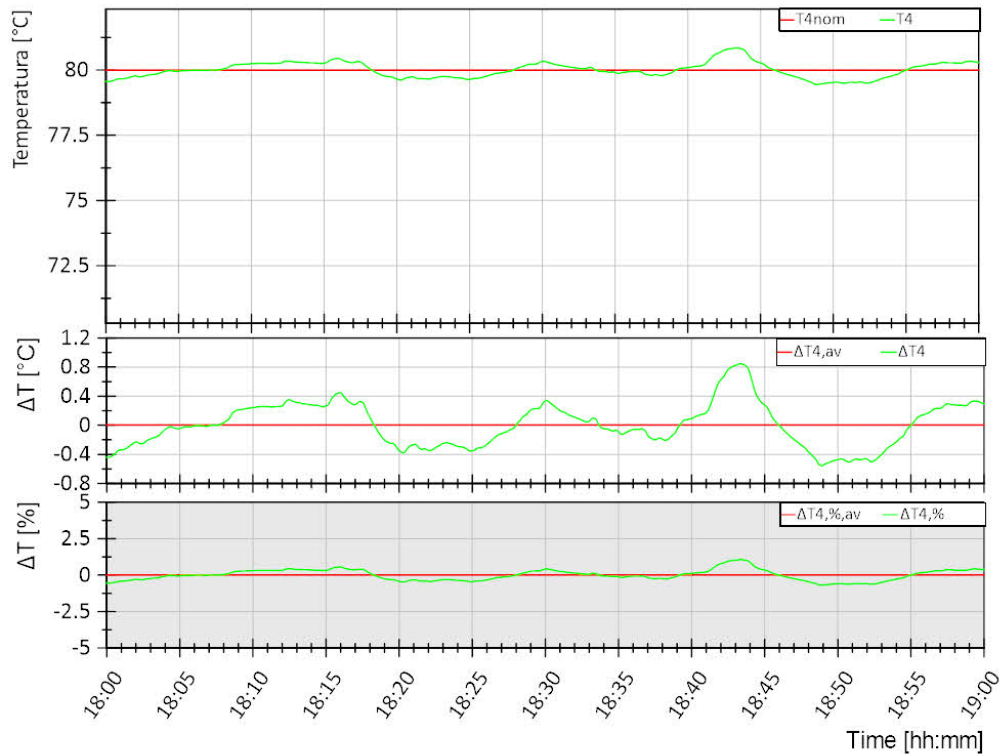


Figura 5.43. Scenario 3. Andamento della temperatura di mandata al teleriscaldamento T4 (curva verde, grafico superiore) e differenza rispetto al valore di riferimento T4nom in termini assoluti (curva verde, grafico intermedio) e percentuali (curva verde, grafico inferiore). Per ogni grandezza nei grafici sono riportati i valori medi di tutta la prova in rosso.

In Tabella 5.11 sono riportati i valori medi su tutta la prova per le diverse grandezze controllate e i relativi scostamenti medi in termini assoluti e percentuali rispetto al valore di riferimento.

Tabella 5.11. Scenario 3. Valori medi su tutta la prova per le diverse grandezze controllate e i relativi scostamenti medi in termini assoluti e percentuali rispetto al valore di riferimento

Variabile	Valore medio misurato	Scostamento assoluto	Scostamento percentuale [%]
T3 [°C]	50,15	0,15	0,3
T4 [°C]	80	4,5E-3	5,7E-3
T5 [°C]	90,47	0,47	0,52
T8 [°C]	50,56	0,56	1,1
T9 [°C]	60	5,2E-3	8,6E-3
M7 [m ³ /h]	2,8	-2,9E-3	-0,10
M8 [m ³ /h]	1,8	2,7E-4	0,015

5.2.2.4 Scenario 4

La prova dello scenario 4 mira a caratterizzare il funzionamento contemporaneo degli scambiatori S1 ed S2 della sottostazione. Con riferimento alla Figura 5.1, tali scambiatori permettono lo scambio di energia termica dai circuiti simulanti il teleriscaldamento e il sistema di generazione al circuito simulante l'utenza rispettivamente tramite S1 e S2. In particolare, l'energia termica necessaria al soddisfacimento dell'utenza viene fornita dapprima dal sistema di generazione tramite S2. Se il sistema di generazione non riesce a soddisfare l'utenza, allora interviene il teleriscaldamento, tramite S1, andando a fornire la restante energia necessaria. La richiesta termica dell'utenza considerata per questa prova è quella massima. Nella Tabella 5.12 sono riportate le condizioni di prova previste e i risultati sperimentali per lo scenario 4. In particolare, i dati sperimentali sono da considerarsi come valore medio di tutta la prova. Da notare che la portata considerata

in condizioni di design è quella originariamente prevista (4,5 m³/h) e poi modificata in 2,8 m³/h in seguito al sovradimensionamento di S3, come riportato nel paragrafo 5.2.1.

Tabella 5.12. Condizioni di funzionamento previste e risultati prova sperimentali per lo scenario 4

		Scenario 4	
		Design	Prova
M2	[m ³ /h]	1,8	1,8
M2'	[m ³ /h]		
M8	[m ³ /h]	1,8	1,8
M7	[m ³ /h]	4,5	2,8
T1	[°C]	80	79,25
T2'	[°C]		55,10
T2	[°C]	74	70,20
T5	[°C]	90	90,48
T6	[°C]	80	75,59
T6'	[°C]		75,27
T7	[°C]	80	75,25
T8	[°C]	30	30,74
T9	[°C]	54	53,72
T10	[°C]	60	60,00
S1_US	[kW]	12,6	13,2
S1_TLR	[kW]		18,93
S2_US	[kW]	50,2	48,1
S2_GEN	[kW]		49,58

Per la prova considerata le grandezze controllate dalla test facility sono state:

- Temperature T1, ovvero temperature di mandata teleriscaldamento con riferimento pari a 80 °C;
- Temperature T5, ovvero temperatura di mandata del sistema di generazione con riferimento pari a 90 °C;
- Temperature T8, ovvero temperature di ritorno utenza con riferimento pari a 30 °C, corrispondente alla richiesta utente massima.

Le grandezze controllate dalla logica di controllo implementata sulla sottostazione sono state:

- Portata M2, ovvero portata del circuito dello scambiatore S1 simulante il teleriscaldamento; tale portata è controllata dalla valvola C1A tramite il PID 2;
- Portata M7, ovvero portata del circuito dello scambiatore S2 simulante il sistema di generazione; tale portata è controllata dalla valvola C2A tramite il PID 4;
- Portata M8, ovvero portata del circuito dello scambiatore S2 simulante l'utenza; tale portata è controllata dalla valvola C4 tramite il PID 5;
- Temperatura T9, ovvero temperatura di mandata utenza (in uscita da S2) con riferimento a 60 °C; tale temperatura è controllata dalla valvola C2 tramite il PID 3;
- Temperatura T10, ovvero temperatura di mandata utenza (in uscita da S1) con riferimento a 60 °C; tale temperatura è controllata dalla valvola C1 tramite il PID 1.

Le grandezze non direttamente controllate, ma risultanti dallo scambio termico sono state:

- Temperatura T2', ovvero temperatura di uscita dallo scambiatore S1 lato teleriscaldamento;
- Temperatura T2, ovvero temperature di ritorno al circuito simulante il teleriscaldamento che differisce da T2' per effetto della valvola miscelatrice C1;
- Portata M2', ovvero portata circolante nello scambiatore S1 lato teleriscaldamento;
- Temperatura T6', ovvero temperatura di uscita dallo scambiatore S2 lato sistema di generazione;

- Temperature T6 e T7, ovvero temperature di ritorno al circuito simulante il sistema di generazione che potrebbero differire da T6' per effetto della valvola miscelatrice C2; questo effetto non si verifica in questa prova.

In tabella sono anche riportate le potenze termiche lato teleriscaldamento per S1 (primario S1), lato utente per S1 (secondario S1), lato sistema di generazione per S2 (primario S2), lato utente per S2 (secondario S2). Tali potenze sono state calcolate considerando rispettivamente le temperature T1-T2, T9-T10, T5-T7 e T8-T9. Dal confronto tra le condizioni di funzionamento previste con quelle effettivamente ottenute durante le prove, emergono discrepanze per le temperature T2 e T6 che risultano più basse rispetto al valore di design. Per quanto riguarda T2, la discrepanza è imputabile all'errato posizionamento del sensore, come discusso nel paragrafo 5.2.2.1. Tale discrepanza si riflette anche sul calcolo della potenza termica lato teleriscaldamento di S1. La discrepanza nel valore di T6 è invece dovuta ad un valore di portata M7 più basso rispetto a quello originariamente previsto. Infatti, a parità quindi di potenza termica scambiata lato utente e temperatura di mandata del sistema di generazione rispetto alle condizioni di design, una portata più bassa nel sistema di generazione determina una differenza di temperatura maggiore e quindi una temperatura di ritorno più bassa.

Nel seguito sono riportati alcuni grafici con gli andamenti delle temperature, portate, potenze e confronti con i valori di riferimento per la prova considerata (Figura 5.44-Figura 5.53). Da notare che le grandezze riportate nei grafici fanno riferimento ai valori istantanei acquisiti con un tempo di campionamento di 1 secondo. Per il calcolo delle grandezze derivate (potenze termiche e scostamenti rispetto al riferimento di una variabile controllate) far riferimento al paragrafo 5.1.1.

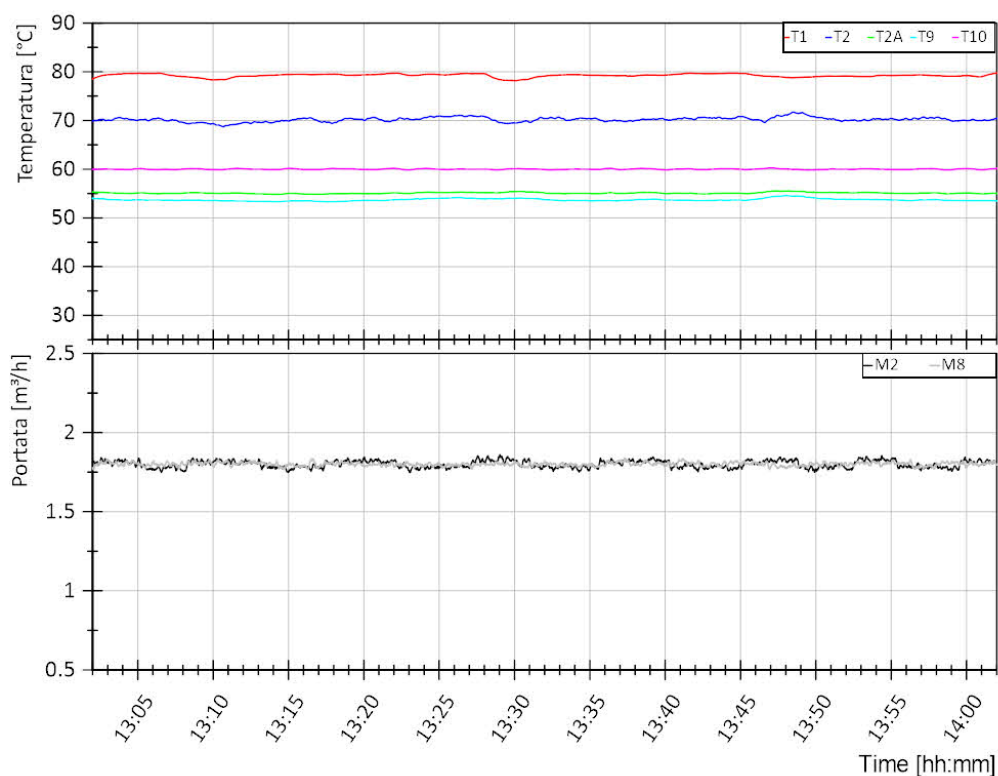


Figura 5.44. Scenario 4. Andamento delle temperature lato teleriscaldamento (mandata dal teleriscaldamento T1, ritorno al teleriscaldamento T2 e uscita scambiatore S1 T2A) e lato utenza (ritorno dall'utenza T9, mandata all'utenza T10) dello scambiatore S1 (grafico superiore). Andamento della portata lato teleriscaldamento (M2) e lato utenza (M8) dello scambiatore S1 (grafico inferiore).

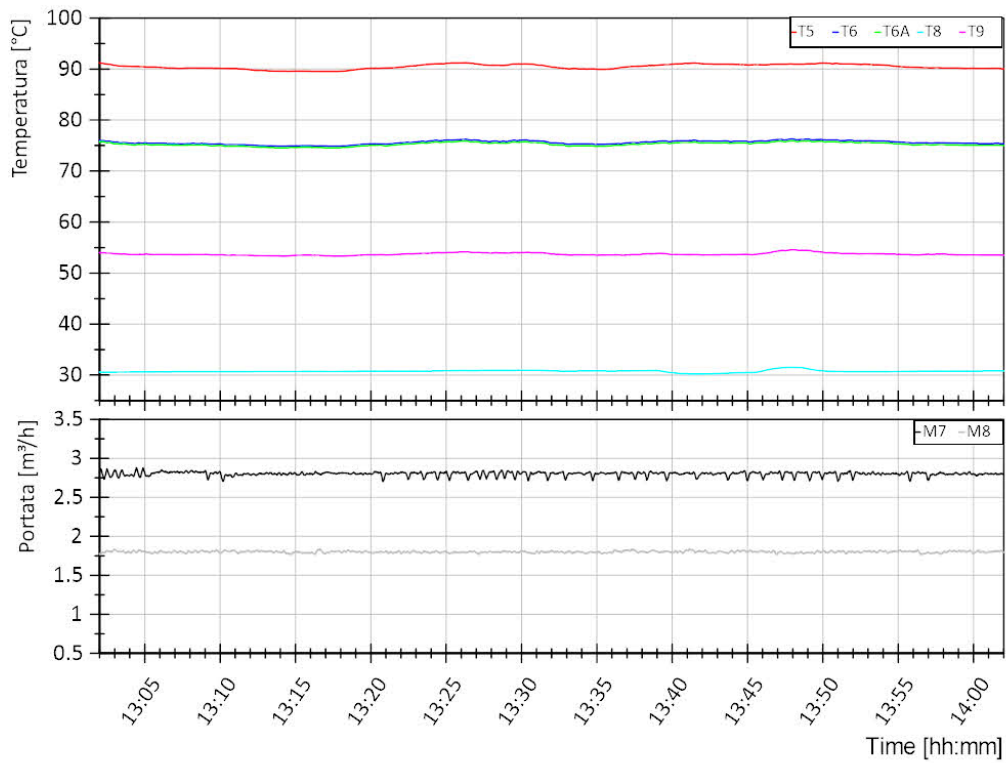


Figura 5.45. Scenario 4. Andamento delle temperature lato sistema di generazione (mandata dal sistema di generazione T5, ritorno al sistema di generazione T6 e uscita scambiatore S2 T6A) e lato utenza (ritorno dall'utenza T8, mandata all'utenza T9) dello scambiatore S2 (grafico superiore). Andamento della portata lato sistema di generazione (M7) e lato utenza (M8) dello scambiatore S2 (grafico inferiore).

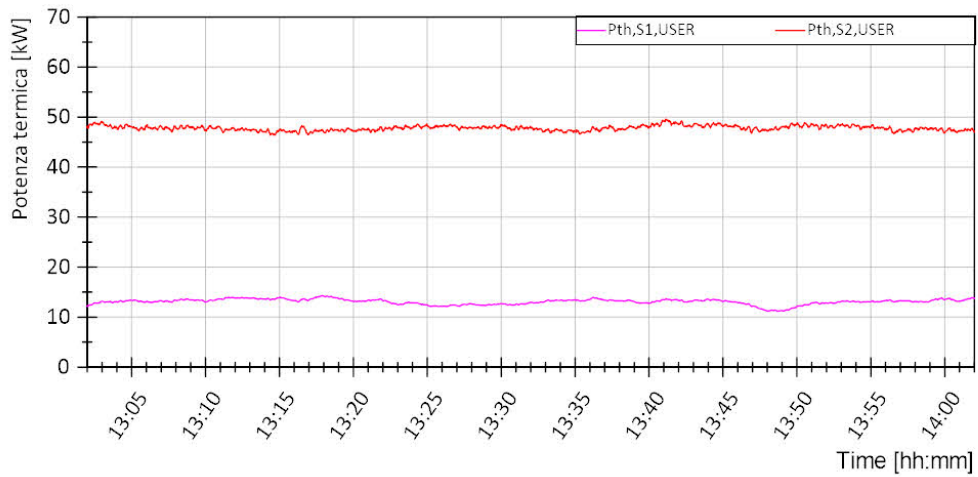


Figura 5.46. Scenario 4. Andamento della potenza termica lato utenza dello scambiatore S1 (curva magenta) e lato utenza dello scambiatore S2 (curva rossa)

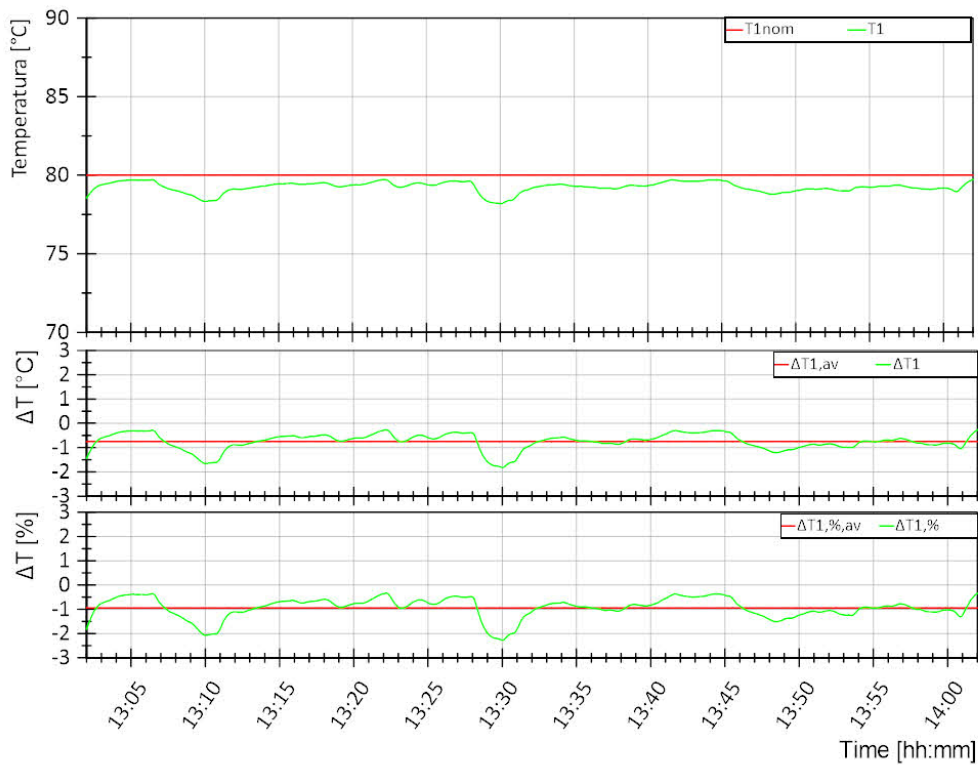


Figura 5.47. Scenario 4. Andamento della temperatura di mandata dal teleriscaldamento T1 (curva verde, grafico superiore) e differenza rispetto al valore di riferimento T1nom in termini assoluti (curva verde, grafico intermedio) e percentuali (curva verde, grafico inferiore). Per ogni grandezza nei grafici sono riportati i valori medi di tutta la prova in rosso.

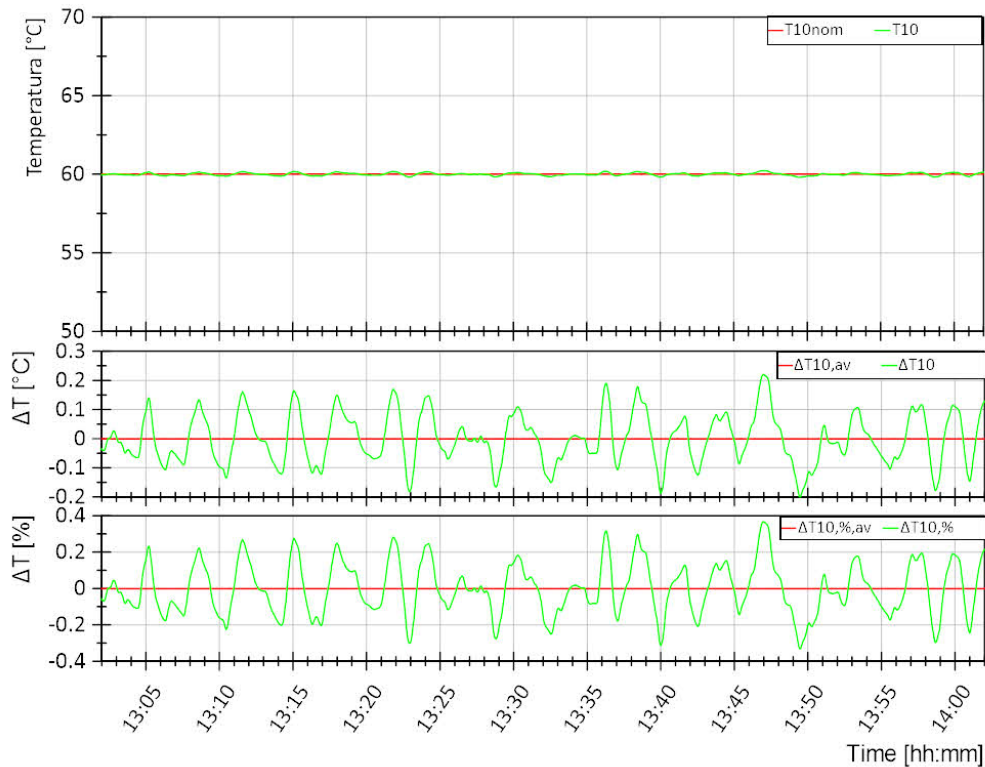


Figura 5.48. Scenario 4. Andamento della temperatura di mandata all'utenza T10 (curva verde, grafico superiore) e differenza rispetto al valore di riferimento T10nom in termini assoluti (curva verde, grafico intermedio) e percentuali (curva verde, grafico inferiore). Per ogni grandezza nei grafici sono riportati i valori medi di tutta la prova in rosso.

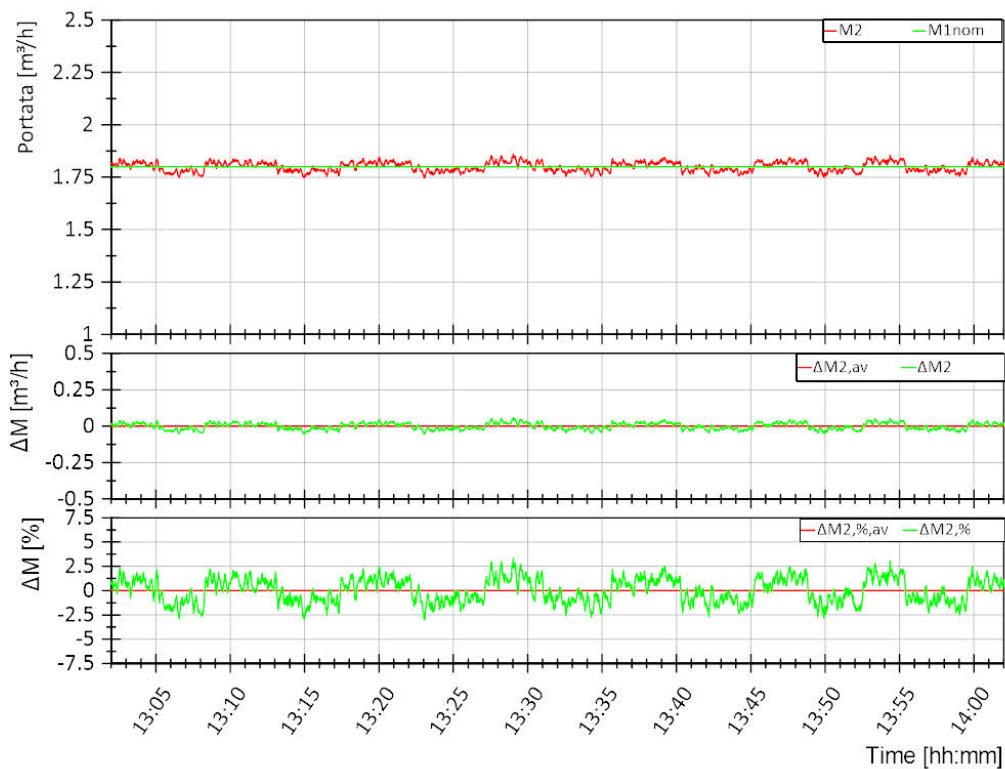


Figura 5.49. Scenario 4. Andamento della portata del circuito teleriscaldamento M2 (curva verde, grafico superiore) e differenza rispetto al valore di riferimento M1nom in termini assoluti (curva verde, grafico intermedio) e percentuali (curva verde, grafico inferiore). Per ogni grandezza nei grafici sono riportati i valori medi di tutta la prova in rosso.

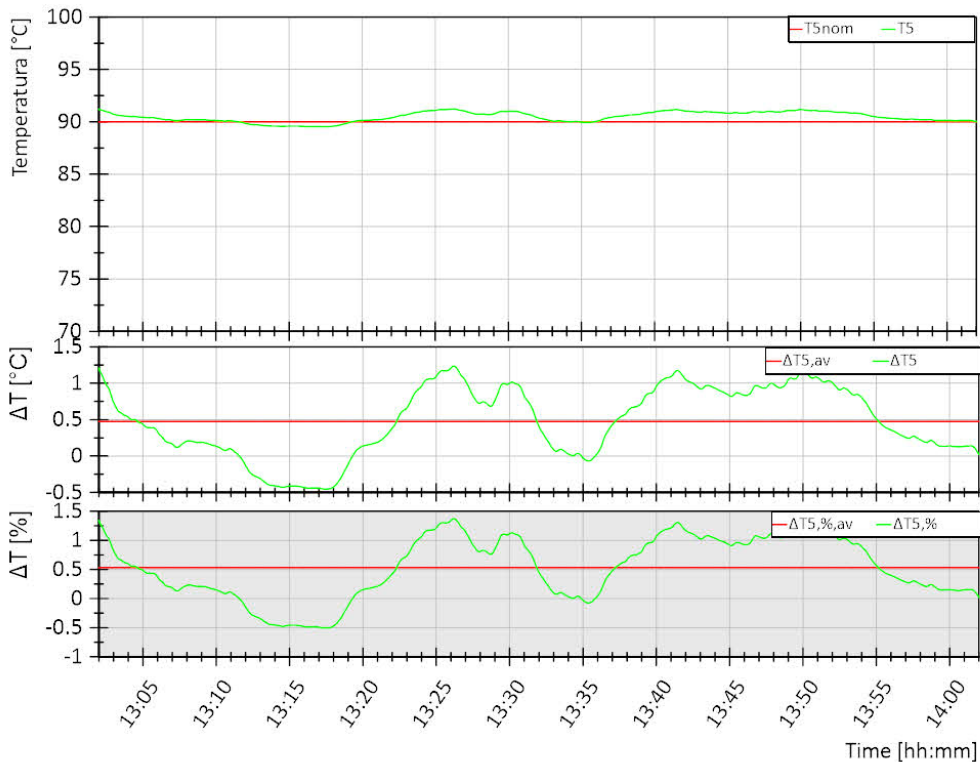


Figura 5.50. Scenario 4. Andamento della temperatura di mandata dal sistema di generazione T5 (curva verde, grafico superiore) e differenza rispetto al valore di riferimento T5nom in termini assoluti (curva verde, grafico intermedio) e percentuali (curva verde, grafico inferiore). Per ogni grandezza nei grafici sono riportati i valori medi di tutta la prova in rosso.

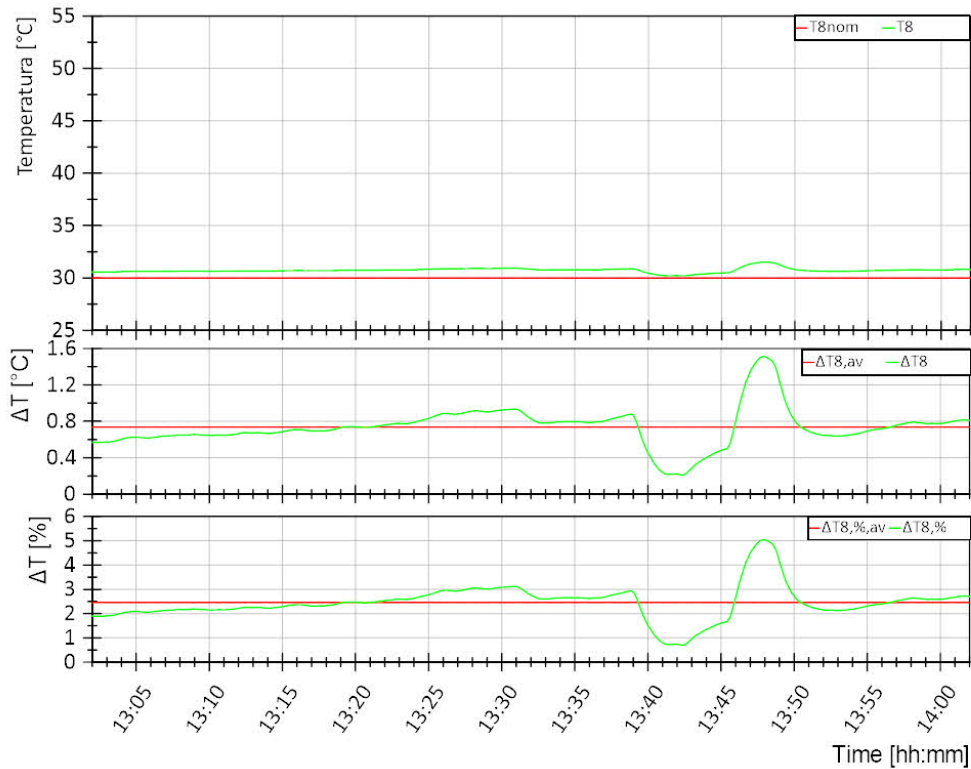


Figura 5.51. Scenario 4. Andamento della temperatura di ritorno dall'utenza T8 (curva verde, grafico superiore) e differenza rispetto al valore di riferimento T8nom in termini assoluti (curva verde, grafico intermedio) e percentuali (curva verde, grafico inferiore). Per ogni grandezza nei grafici sono riportati i valori medi di tutta la prova in rosso.

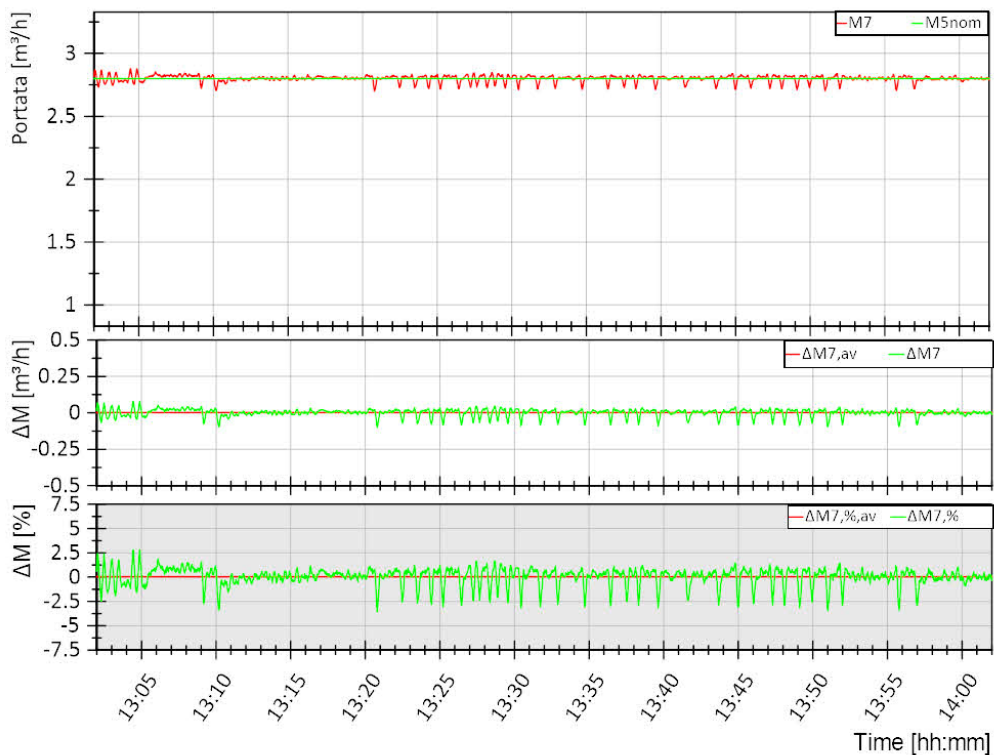


Figura 5.52. Scenario 4. Andamento della portata del circuito del sistema di generazione M7 (curva verde, grafico superiore) e differenza rispetto al valore di riferimento M5nom (=M7nom) in termini assoluti (curva verde, grafico intermedio) e percentuali (curva verde, grafico inferiore). Per ogni grandezza nei grafici sono riportati i valori medi di tutta la prova in rosso.

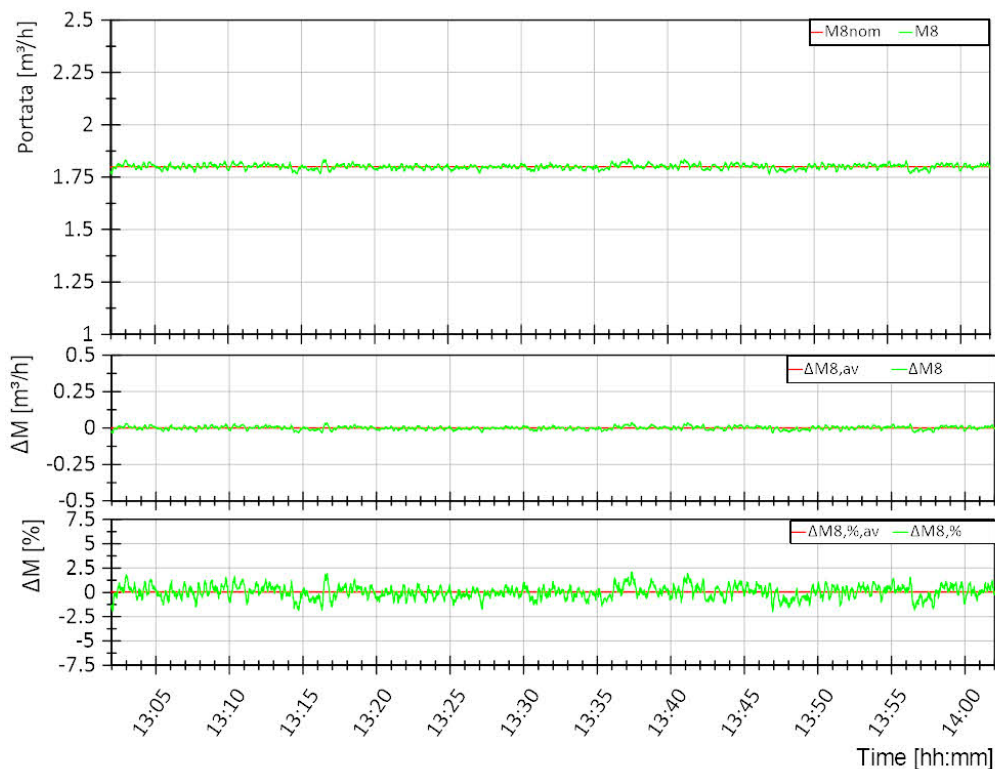


Figura 5.53. Scenario 4. Andamento della portata del circuito utenza M8 (curva verde, grafico superiore) e differenza rispetto al valore di riferimento M8nom in termini assoluti (curva verde, grafico intermedio) e percentuali (curva verde, grafico inferiore). Per ogni grandezza nei grafici sono riportati i valori medi di tutta la prova in rosso.

In Tabella 5.13 sono riportati i valori medi su tutta la prova per le diverse grandezze controllate e i relativi scostamenti medi in termini assoluti e percentuali rispetto al valore di riferimento.

Tabella 5.13. Scenario 4. Valori medi su tutta la prova per le diverse grandezze controllate e i relativi scostamenti medi in termini assoluti e percentuali rispetto al valore di riferimento

Variabile	Valore medio misurato	Scostamento assoluto	Scostamento percentuale [%]
T1 [°C]	79,25	-0,75	-0,94
T5 [°C]	90,48	0,48	0,53
T8 [°C]	30,74	0,74	2,5
T10 [°C]	60	-6,9E-4	-1,2E-3
M2 [m³/h]	1,8	6,1E-5	3,4E-3
M7 [m³/h]	2,8	1,2E-3	0,043
M8 [m³/h]	1,8	6,2E-4	0,034

5.2.2.5 Scenario 5

La prova dello scenario 5 mira a caratterizzare il funzionamento del solo scambiatore S3 della sottostazione. Con riferimento alla Figura 5.1, tale scambiatore permette lo scambio di energia termica dal circuito simulante il sistema di generazione al circuito simulante la rete di teleriscaldamento tramite S3. Per questo scenario la richiesta termica dell’utenza è nulla. Nella Tabella 5.14 sono riportate le condizioni di prova previste e i risultati sperimentali per lo scenario 5. In particolare, i dati sperimentali sono da considerarsi come valore medio di tutta la prova. Da notare che la portata considerata in condizioni di design è quella originariamente prevista (4,5 m³/h) e poi modificata in 2,8 m³/h in seguito al sovradimensionamento di S3, come riportato nel paragrafo 5.2.1.

Tabella 5.14. Condizioni di funzionamento previste e risultati prova sperimentali per lo scenario 5

		Scenario 3	
		Design	Prova
M7	[m ³ /h]	4,5	2,8
M3	[m ³ /h]	1,44	2,14
T3	[°C]	50	50,74
T4	[°C]	80	80,04
T5	[°C]	90	90,06
T6	[°C]	90	90,05
T7	[°C]	80	67,33
S3_sec	[kW]	50,2	72,9
S3_prim	[kW]		74,02

Per la prova considerata le grandezze controllate dalla test facility sono state:

- Temperature T5, ovvero temperatura di mandata del sistema di generazione con riferimento pari a 90 °C;
- Temperature T3, ovvero temperature di ritorno dal teleriscaldamento con riferimento pari a 50 °C.

Le grandezze controllate dalla logica di controllo implementata sulla sottostazione sono state:

- Portata M7, ovvero portata del circuito dello scambiatore S3 simulante il sistema di generazione. Tale portata è controllata dalla valvola C2A tramite il PID 4;
- Temperatura T4, ovvero temperatura di mandata al circuito simulante il teleriscaldamento con riferimento a 80 °C. Tale temperatura è controllata dalla pompa P della sottostazione tramite il PID 6.

Le grandezze non direttamente controllate, ma risultanti dallo scambio termico sono state:

- Temperatura T7, ovvero temperature di ritorno al circuito simulante il sistema di generazione;
- Portata M3, ovvero portata nello scambiatore S3 lato teleriscaldamento;

In tabella sono anche riportate le potenze termiche lato sistema di generazione per S3 (primario S3) e lato teleriscaldamento per S3 (secondario S3). Tali potenze sono state calcolate considerando rispettivamente le temperature T6-T7 e T3-T4.

Dal confronto tra le condizioni di funzionamento previste con quelle effettivamente ottenute durante le prove, emergono discrepanze per la temperatura T7 che risulta più bassa rispetto al valore di design. Questa discrepanza è dovuta ad un valore di portata M7 più basso rispetto a quello originariamente previsto. In particolare, per effetto del sovradimensionamento di S3, a parità di differenza di temperatura lato teleriscaldamento, la potenza termica scambiata in S3 è maggiore rispetto alle condizioni di design. Questo determina una portata più alta lato teleriscaldamento di S3 (M3) e una differenza di temperatura maggiore e quindi una temperatura di ritorno più bassa lato sistema di generazione.

Nel seguito sono riportati alcuni grafici con gli andamenti delle temperature, portate, potenze e confronti con i valori di riferimento per la prova considerata (Figura 5.54-Figura 5.59). Da notare che le grandezze riportate nei grafici fanno riferimento ai valori istantanei acquisiti con un tempo di campionamento di 1 secondo. Per il calcolo delle grandezze derivate (potenze termiche e scostamenti rispetto al riferimento di una variabile controllate) far riferimento al paragrafo 5.1.1.

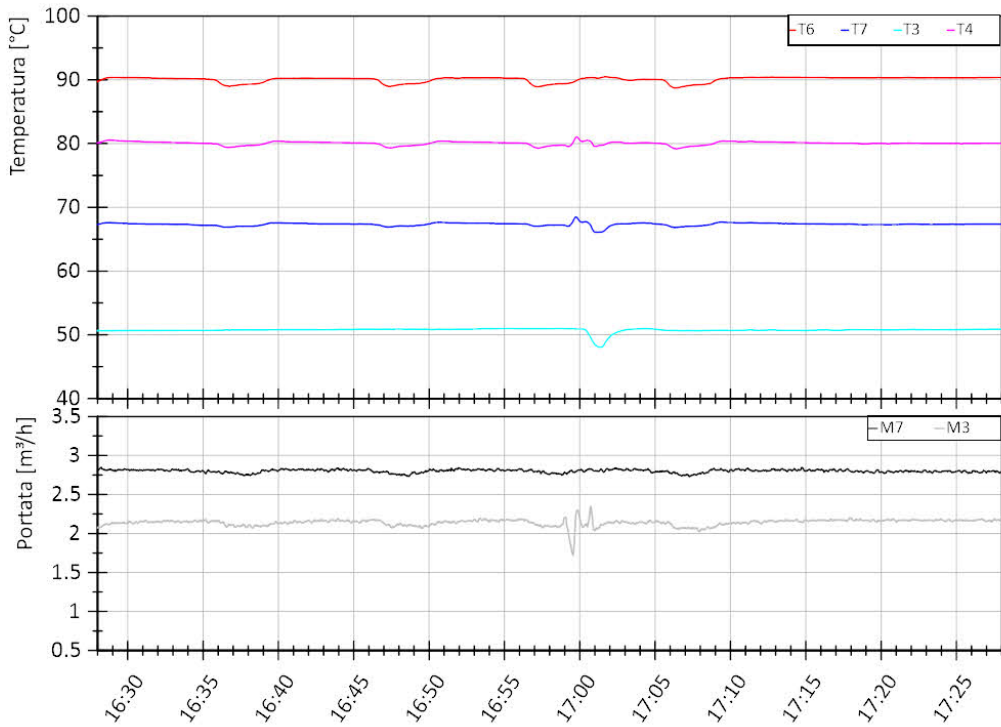


Figura 5.54. Scenario 5. Andamento delle temperature lato sistema di generazione (ritorno dallo scambiatore S2 T6, ritorno al sistema di generazione T7) e lato teleriscaldamento (ritorno dal teleriscaldamento T3, mandata al teleriscaldamento T4) dello scambiatore S3 (grafico superiore). Andamento della portata lato sistema di generazione (M7) e lato teleriscaldamento (M3) dello scambiatore S3 (grafico inferiore).

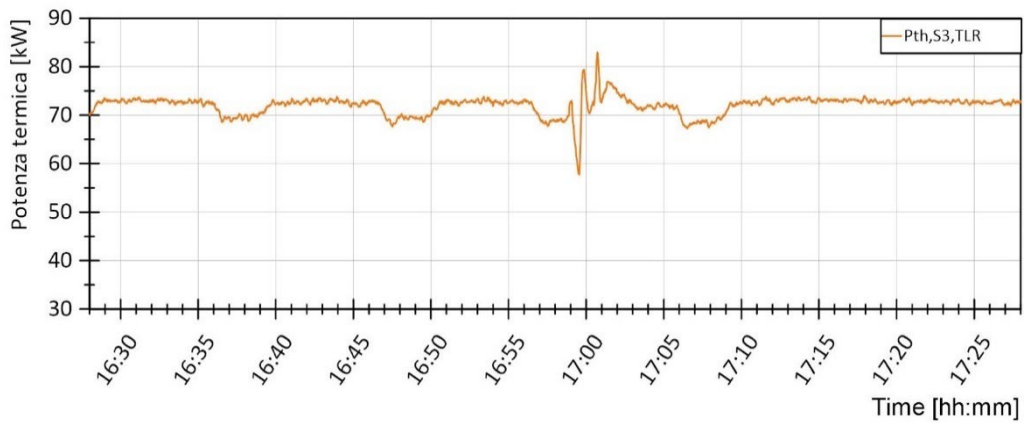


Figura 5.55. Scenario 5. Andamento della potenza termica lato teleriscaldamento dello scambiatore S3



Figura 5.56. Scenario 5. Andamento della temperatura di mandata dal sistema di generazione T5 (curva verde, grafico superiore) e differenza rispetto al valore di riferimento T5nom in termini assoluti (curva verde, grafico intermedio) e percentuali (curva verde, grafico inferiore). Per ogni grandezza nei grafici sono riportati i valori medi di tutta la prova in rosso.

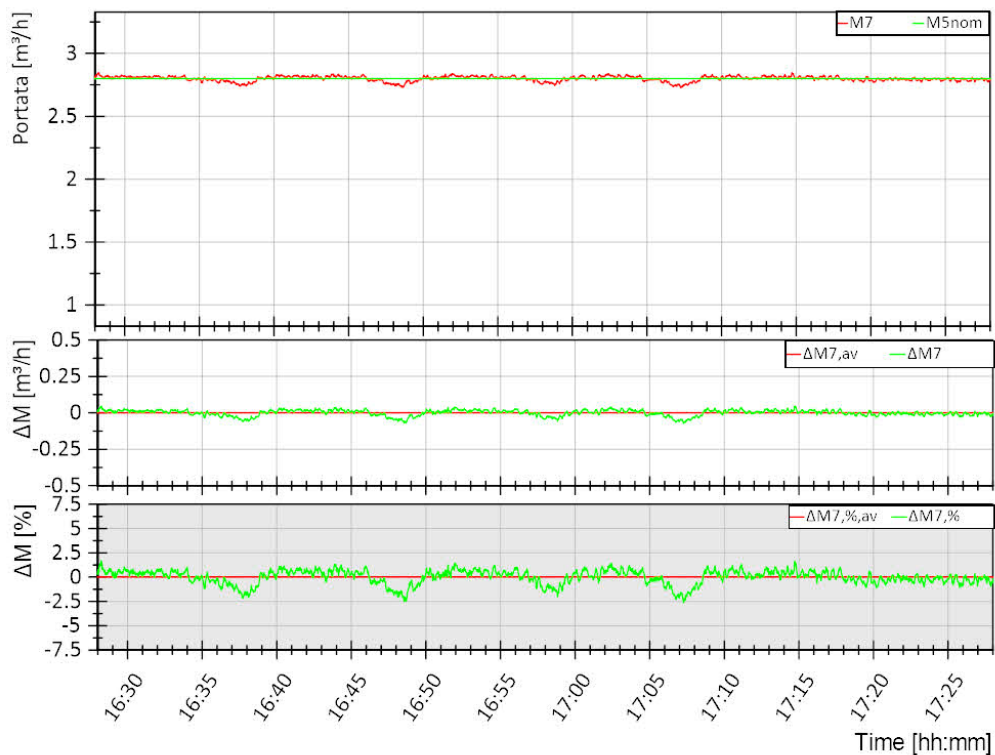


Figura 5.57. Scenario 5. Andamento della portata del circuito del sistema di generazione M7 (curva verde, grafico superiore) e differenza rispetto al valore di riferimento M5nom (=M7nom) in termini assoluti (curva verde, grafico intermedio) e percentuali (curva verde, grafico inferiore). Per ogni grandezza nei grafici sono riportati i valori medi di tutta la prova in rosso.

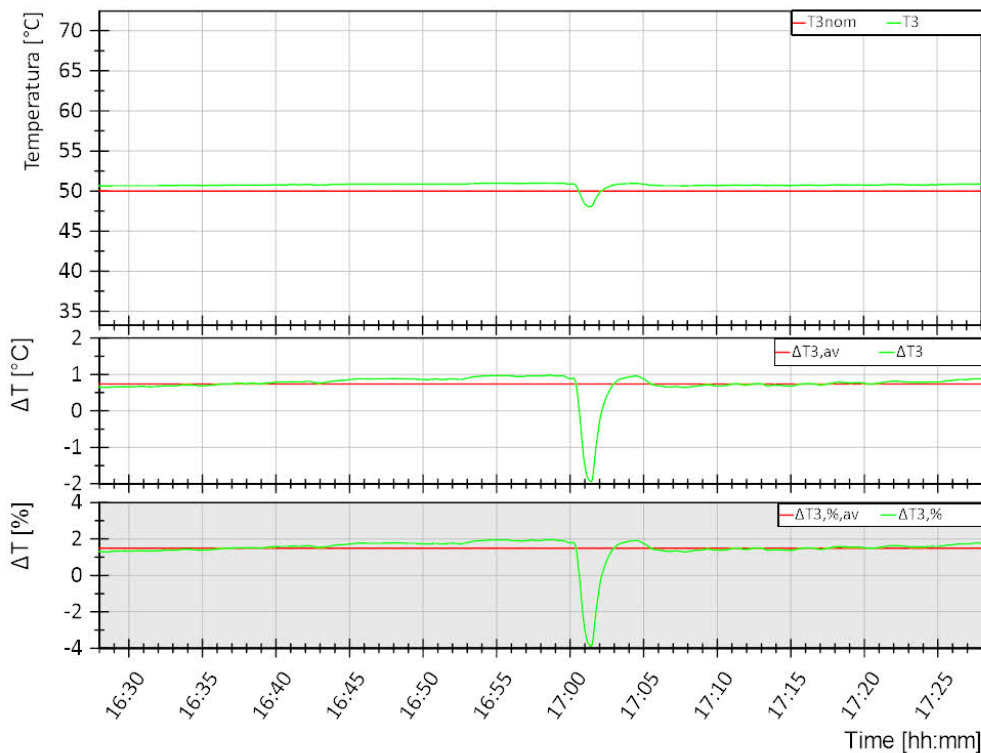


Figura 5.58. Scenario 5. Andamento della temperatura di ritorno dal teleriscaldamento T3 (curva verde, grafico superiore) e differenza rispetto al valore di riferimento T3nom in termini assoluti (curva verde, grafico intermedio) e percentuali (curva verde, grafico inferiore). Per ogni grandezza nei grafici sono riportati i valori medi di tutta la prova in rosso.

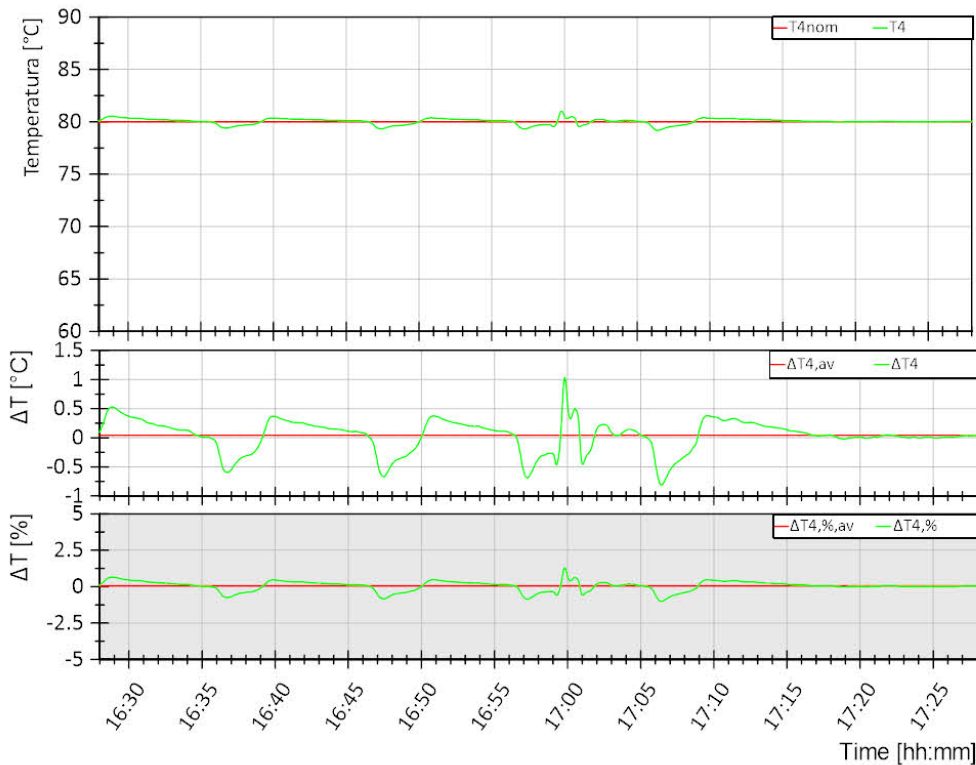


Figura 5.59. Scenario 5. Andamento della temperatura di mandata al teleriscaldamento T4 (curva verde, grafico superiore) e differenza rispetto al valore di riferimento T4nom in termini assoluti (curva verde, grafico intermedio) e percentuali (curva verde, grafico inferiore). Per ogni grandezza nei grafici sono riportati i valori medi di tutta la prova in rosso.

In Tabella 5.15 sono riportati i valori medi su tutta la prova per le diverse grandezze controllate e i relativi scostamenti medi in termini assoluti e percentuali rispetto al valore di riferimento.

Tabella 5.15. Scenario 5. Valori medi su tutta la prova per le diverse grandezze controllate e i relativi scostamenti medi in termini assoluti e percentuali rispetto al valore di riferimento

Variabile	Valore medio misurato	Scostamento assoluto	Scostamento percentuale [%]
T3 [°C]	50,74	0,74	1,5
T4 [°C]	80,04	0,042	0,052
T5 [°C]	90,06	0,059	0,066
M7 [m ³ /h]	2,8	1,4E-4	4,9E-3

5.2.3 Test fase B

Le prove sperimentali della fase B della campagna di test sono prove in regime dinamico. In particolare, sono stati individuati 8 scenari nei quali sono previsti diversi livelli di interazioni tra i 3 scambiatori della sottostazione. In queste prove vengono variati dinamicamente il profilo di richiesta da parte dell'utenza e il profilo di produzione del sistema di generazione. L'obiettivo di queste prove è quello di andare a valutare come le logiche di controllo implementate sulla sottostazione rispondono a queste variazioni. Si riportano nella Tabella 5.16 i valori nominali delle variabili controllate nelle diverse prove al fine di facilitare l'individuazione delle condizioni di funzionamento per ogni prova.

Tabella 5.16. Valori nominali delle variabili controllate dalla sottostazione

	Valore nominale
M7 [m³/h]	2,8
M2[m³/h]	1,8
M8 [m³/h]	1,8
T1 [°C]	80
T3 [°C]	50
T4 [°C]	80
T5 [°C]	90
T8 [°C]	40
T10 [°C]	60

Nelle successive pagine sono descritte e analizzate le otto prove dinamiche condotte. Per ogni prova sono riportati dei grafici con gli andamenti delle grandezze (temperature, portate, potenze) di interesse esclusivamente durante il periodo di funzionamento dello scambiatore di calore al quale esse sono associate. Per una corretta interpretazione degli andamenti delle variabili controllate dalla test facility si rimanda al paragrafo 5.2.1 nel quale è descritto il collegamento della sottostazione alla test facility stessa. Per quanto riguarda le variabili controllate dalla sottostazione, ed in particolare T9 e T10 e T4 (temperature in uscita al secondario di S2, S1 ed S3 rispettivamente), si verificano delle oscillazioni notevoli durante gli avviamenti dei relativi scambiatori: tali oscillazioni sono dovute al riscaldamento/raffreddamento, per conduzione, del fluido al secondario a scambiatore non attivo. Per la valutazione delle prestazioni energetiche della sottostazione vengono calcolate le efficienze degli scambiatori, come riportato in 5.1.1. Tale indice può essere calcolato solo per gli scambiatori S2 ed S3. Infatti, così come descritto in 5.2.2.1, per lo scambiatore S1 non è possibile calcolare l'energia al primario a causa di un errato posizionamento del sensore T2. Per quanto riguarda gli scambiatori S2 ed S3, le energie verranno calcolate considerando solo i periodi di funzionamento. Con riferimento alla Figura 5.1, le temperature considerate per lo scambiatore S2 sono T8-T9 al secondario (lato

utente) e T5-T6 al primario (lato generazione); per lo scambiatore S3 sono T3-T4 al secondario (lato teleriscaldamento) e T6-T7 al primario (lato generazione).

5.2.3.1 Prova dinamica 1

La prova dinamica 1 prevede il funzionamento del solo scambiatore S1 (teleriscaldamento-utenza) per diversi livelli di richiesta termica dell'utenza variabile tra richiesta minima, massima e nominale. Tale prova può essere considerata come una combinazione delle tre prove costituenti lo scenario 1 descritto nel paragrafo 5.2.2.1. Nel seguito si riportano in sintesi le condizioni di funzionamento previste per questa prova:

- Scambiatore attivo:
 - S1, prelievo dalla rete di teleriscaldamento per soddisfare l'utenza.
- Richiesta utenza variabile. La variazione è ottenuta variando la temperatura T8 e mantenendo costante la portata M8 e pari al valore nominale. L'andamento di T8 è riportato in Figura 5.60.
- Le variabili che non prevedono variazioni dinamiche sono assunte pari al valore nominale riportato in Tabella 5.16.
- Durata prova: 5 ore (13:54-18:54).

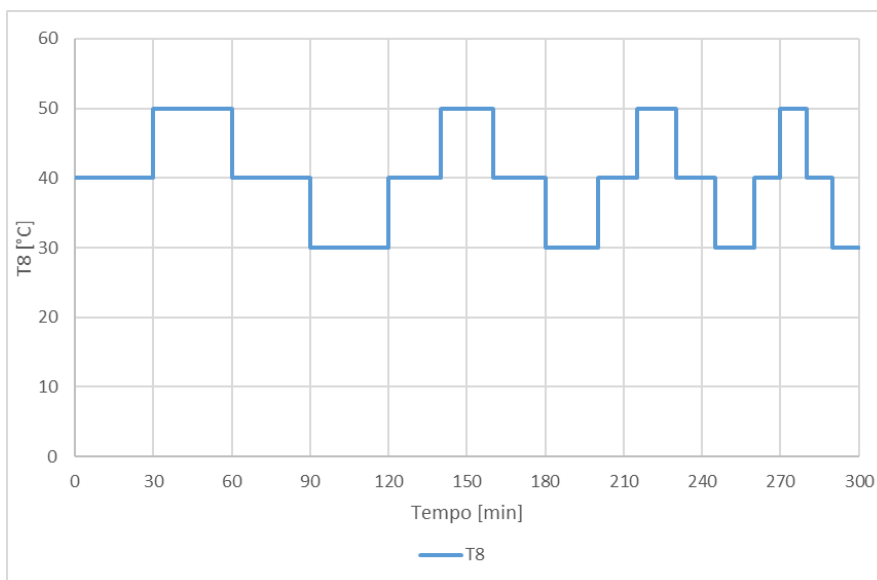


Figura 5.60. Profilo T8 per la prova dinamica 1

Nel seguito sono riportati alcuni grafici con gli andamenti delle temperature, portate, potenze e confronti con i valori di riferimento per la prova considerata (Figura 5.61-Figura 5.67). Da notare che le grandezze riportate nei grafici fanno riferimento ai valori istantanei acquisiti con un tempo di campionamento di 1 secondo. Per il calcolo delle grandezze derivate (potenze termiche e scostamenti rispetto al riferimento di una variabile controllate) far riferimento al paragrafo 5.1.1.

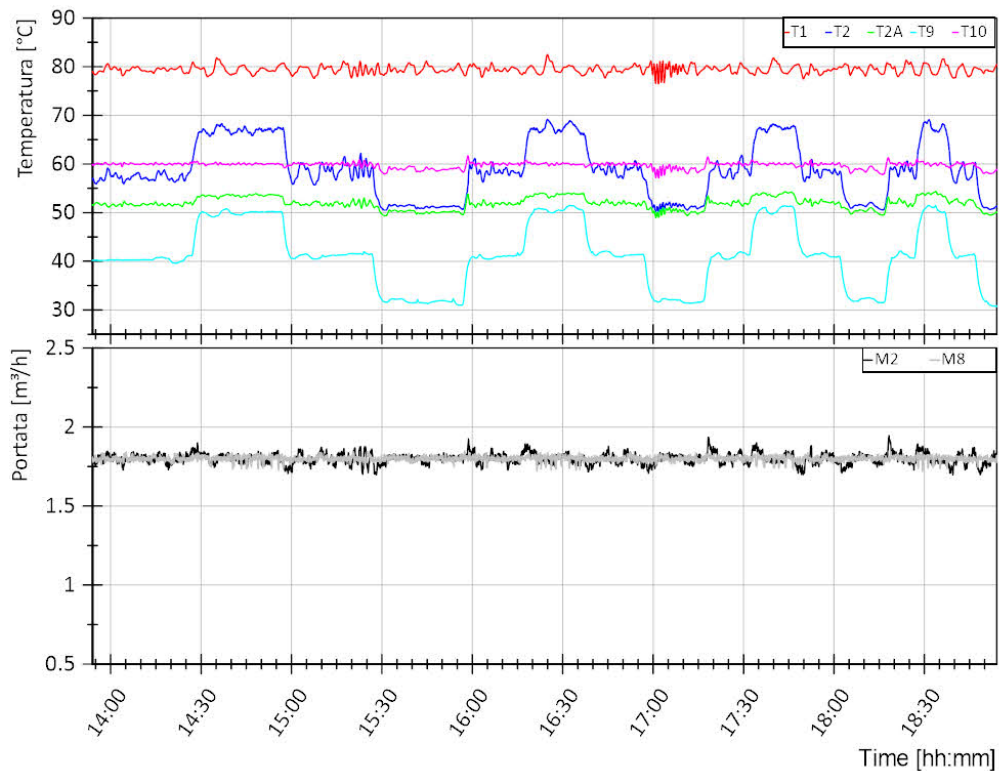


Figura 5.61. Prova dinamica 1. Andamento delle temperature lato teleriscaldamento (mandata dal teleriscaldamento T1, ritorno al teleriscaldamento T2 e uscita scambiatore S1 T2A) e lato utenza (ritorno dall'utenza T9, mandata all'utenza T10) dello scambiatore S1 (grafico superiore). Andamento della portata lato teleriscaldamento (M2) e lato utenza (M8) dello scambiatore S1 (grafico inferiore).

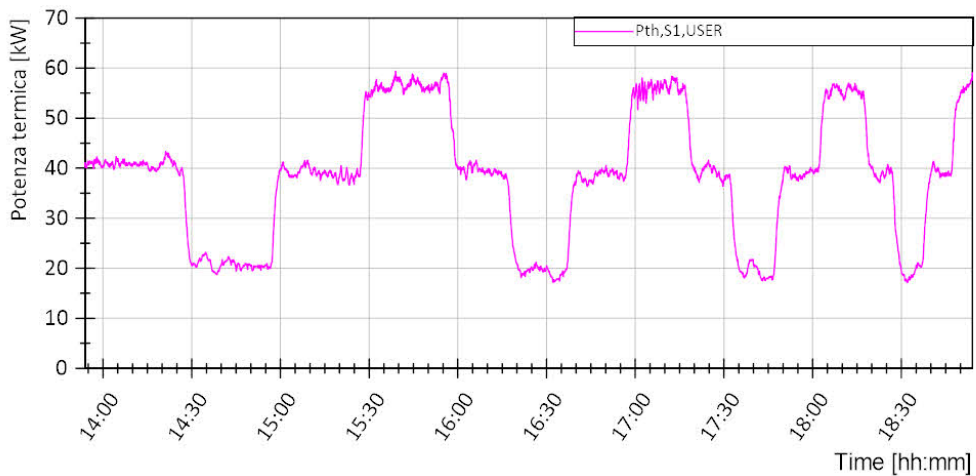


Figura 5.62. Prova dinamica 1. Andamento della potenza termica lato utenza dello scambiatore S1

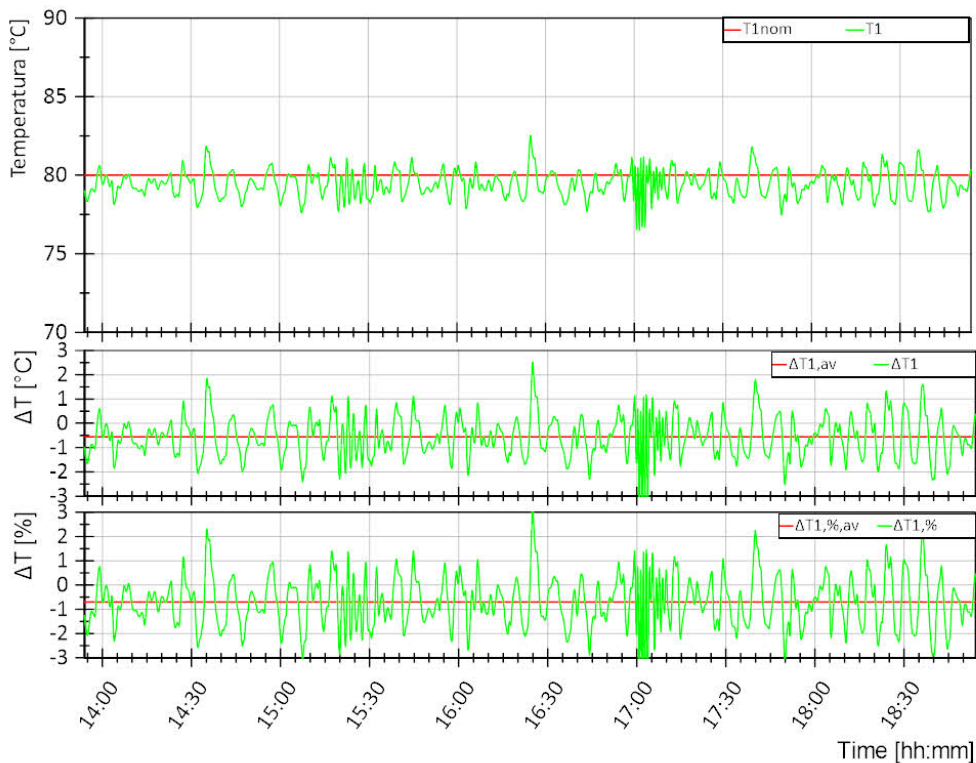


Figura 5.63. Prova dinamica 1. Andamento della temperatura di mandata dal teleriscaldamento T1 (curva verde, grafico superiore) e differenza rispetto al valore di riferimento T1nom in termini assoluti (curva verde, grafico intermedio) e percentuali (curva verde, grafico inferiore). Per ogni grandezza nei grafici sono riportati i valori medi di tutta la prova in rosso.

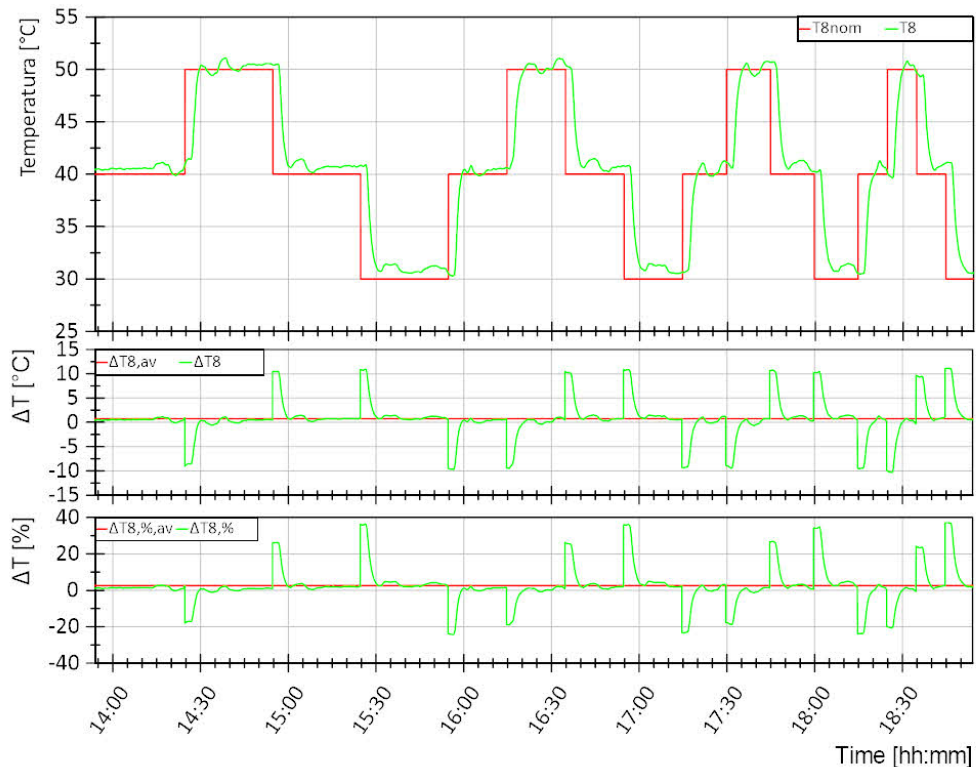


Figura 5.64. Prova dinamica 1. Andamento della temperatura di ritorno dall’utenza T8 (curva verde, grafico superiore) e differenza rispetto al valore di riferimento T8nom in termini assoluti (curva verde, grafico intermedio) e percentuali (curva verde, grafico inferiore). Per ogni grandezza nei grafici sono riportati i valori medi di tutta la prova in rosso.

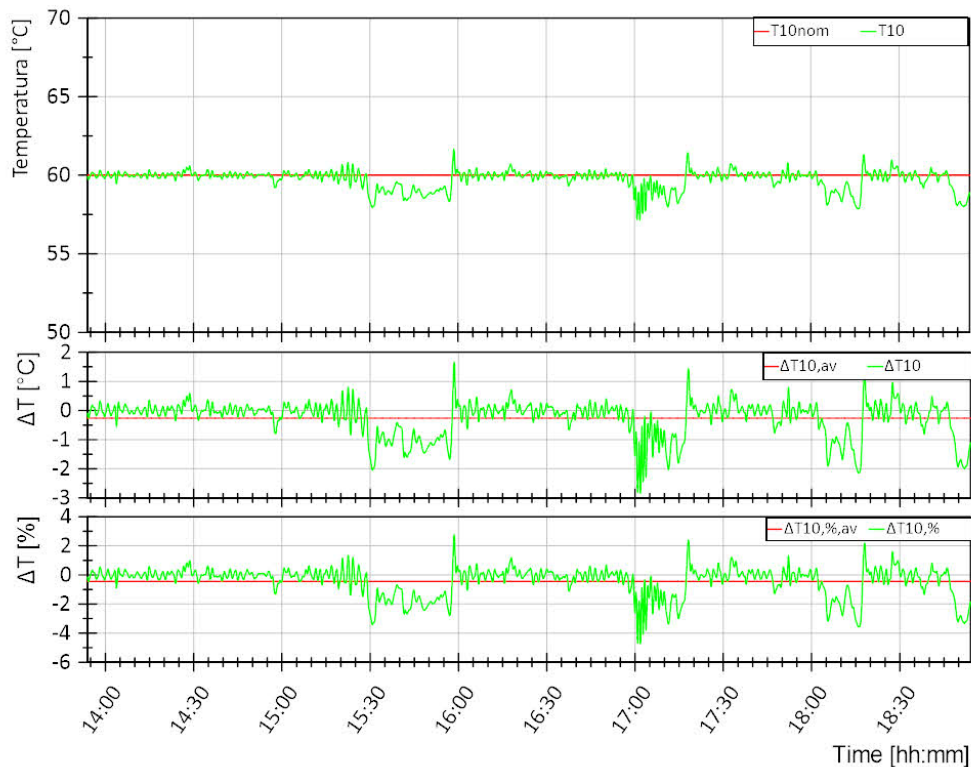


Figura 5.65. Prova dinamica 1. Andamento della temperatura di mandata all'utenza T10 (curva verde, grafico superiore) e differenza rispetto al valore di riferimento T10nom in termini assoluti (curva verde, grafico intermedio) e percentuali (curva verde, grafico inferiore). Per ogni grandezza nei grafici sono riportati i valori medi di tutta la prova in rosso.

Con riferimento alla Figura 5.63, si può notare come l'andamento del valore misurato T1 (curva verde nel grafico superiore) sia caratterizzato da oscillazioni. Tali oscillazioni sono dovute al controllo di temperatura della test facility a monte del punto di collegamento 1-2 con la sottostazione, così come descritto in 5.2.1. Lo scostamento medio assoluto valutato su tutta la prova e riportato in Tabella 5.17 resta comunque contenuto in ± 1 °C.

Con riferimento alla Figura 5.64, si può notare come l'andamento del valore misurato T8 (curva verde nel grafico superiore) sia in ritardo rispetto all'andamento del valore di riferimento T8nom (curva rossa nel grafico superiore). Questo ritardo è dovuto essenzialmente alla distanza circuitale tra il punto della test facility in cui T8 viene controllata al valore di riferimento e il punto della sottostazione in cui T8 viene misurata. Di conseguenza si hanno scostamenti assoluti e percentuali rispetto al valore di riferimento in corrispondenza di una variazione del valore di riferimento. Lo scostamento medio assoluto valutato su tutta la prova e riportato in Tabella 5.17 resta comunque contenuto in ± 1 °C.

Con riferimento alla Figura 5.65, si può notare come la differenza tra il valore di riferimento T10nom e il valore misurato T10 sia inferiore a $\pm 0,5$ °C per la gran parte del test. Questo risultato va a confermare il corretto funzionamento del controllo della T10 da parte della sottostazione, nonostante le oscillazioni registrate in ingresso allo scambiatore S1. Da notare che la maggiore discrepanza si ha nella condizione di richiesta massima da parte dell'utenza: questa condizione rappresenta quella limite di funzionamento dello scambiatore S1 (la valvola C1 è completamente aperta) e a causa delle oscillazioni in T1 e delle perdite termiche non si riescono ad ottenere 60 °C in T10.

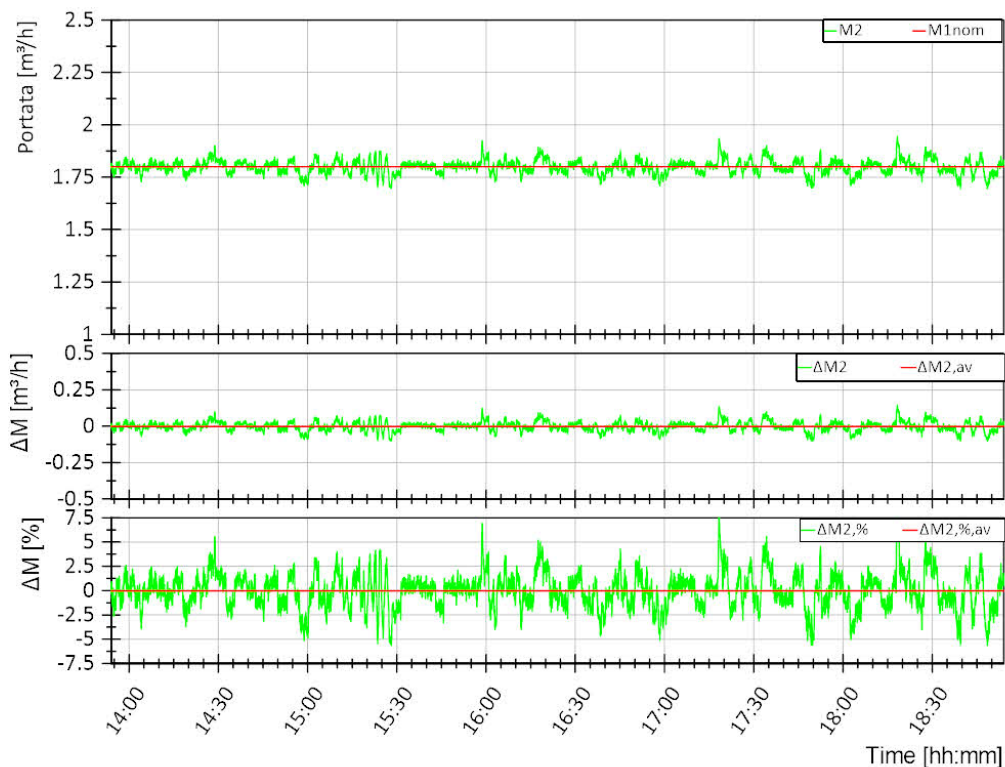


Figura 5.66. Prova dinamica 1. Andamento della portata del circuito teleriscaldamento M2 (curva verde, grafico superiore) e differenza rispetto al valore di riferimento M1nom in termini assoluti (curva verde, grafico intermedio) e percentuali (curva verde, grafico inferiore). Per ogni grandezza nei grafici sono riportati i valori medi di tutta la prova in rosso.

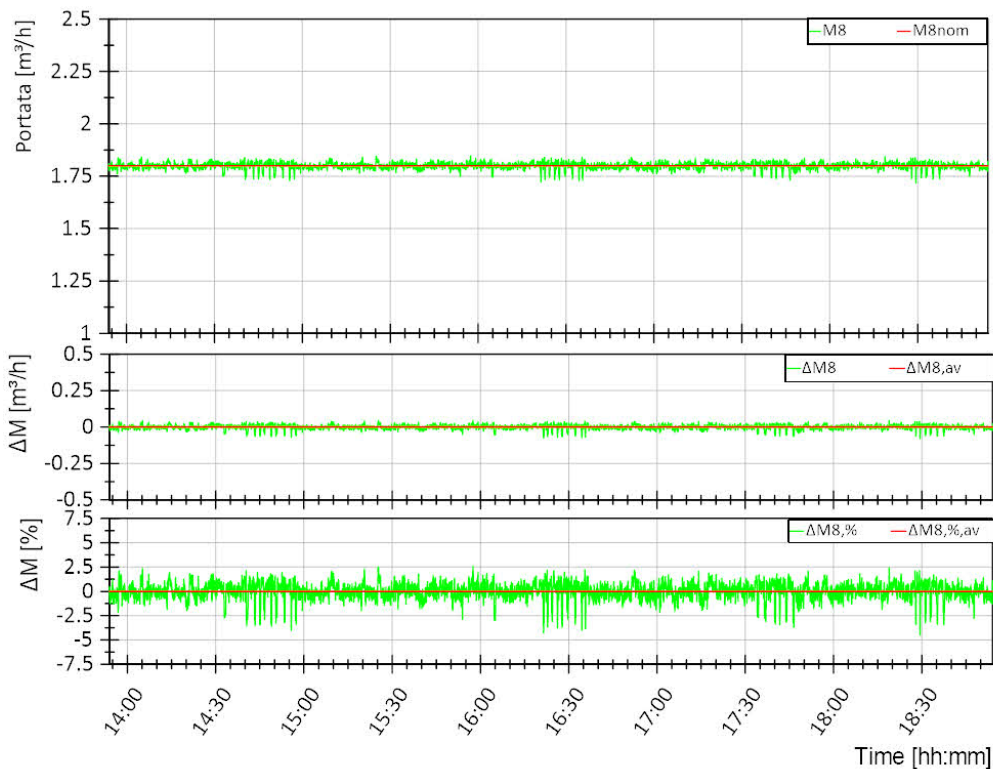


Figura 5.67. Prova dinamica 1. Andamento della portata del circuito utenza M8 (curva verde, grafico superiore) e differenza rispetto al valore di riferimento M8nom in termini assoluti (curva verde, grafico intermedio) e percentuali (curva verde, grafico inferiore). Per ogni grandezza nei grafici sono riportati i valori medi di tutta la prova in rosso.

In Tabella 5.17 sono riportati i valori medi su tutta la prova per le diverse grandezze controllate e i relativi scostamenti medi in termini assoluti e percentuali rispetto al valore di riferimento. L'energia termica totale fornita dalla sottostazione all'utenza tramite S1 per la prova considerata è 193 kWh.

Tabella 5.17. Prova dinamica 1. Valori medi su tutta la prova per le diverse grandezze controllate e i relativi scostamenti medi in termini assoluti e percentuali rispetto al valore di riferimento

Variabile	Valore medio misurato	Scostamento assoluto	Scostamento percentuale [%]
T1 [°C]	79,44	-0,56	-0,70
T8 [°C]	40,75	0,73	2,6
T10 [°C]	59,74	-0,26	-0,44
M2 [m ³ /h]	1,8	-5,9E-4	-0,033
M8 [m ³ /h]	1,8	-1,2E-4	-6,8E-3

5.2.3.2 Prova dinamica 2

La prova dinamica 2 prevede il funzionamento degli scambiatori S2 (sistema di generazione-utenza) ed S3 (sistema di generazione-teleriscaldamento) per diversi livelli di richiesta termica dell'utenza variabile tra richiesta in condizione di design, minima e nulla. Tale prova può essere considerata come una variante dinamica dello scenario 3 descritto nel paragrafo 5.2.2.3. Nel seguito si riportano in sintesi le condizioni di funzionamento previste per questa prova:

- Scambiatore attivo:
 - S2, prelievo dal sistema di generazione per soddisfare l'utenza;
 - S3, cessione alla rete di teleriscaldamento del surplus di energia prodotta dal sistema di generazione e non necessario all'utenza;
- Richiesta utenza variabile. La variazione è ottenuta variando la temperatura T8 e la portata M8 tra 0 e il valore nominale; l'andamento di T8 ed M8 è riportato in Figura 5.68;
- Le variabili che non prevedono variazioni dinamiche sono assunte pari al valore nominale riportato in Tabella 5.16;
- Durata prova: 7 ore (21:03-04:03).

Nel seguito sono riportati alcuni grafici con gli andamenti delle temperature, portate, potenze e confronti con i valori di riferimento per la prova considerata (Figura 5.69-Figura 5.78). Da notare che le grandezze riportate nei grafici fanno riferimento ai valori istantanei acquisiti con un tempo di campionamento di 1 secondo. Per il calcolo delle grandezze derivate (potenze termiche e scostamenti rispetto al riferimento di una variabile controllate) far riferimento al paragrafo 5.1.1.

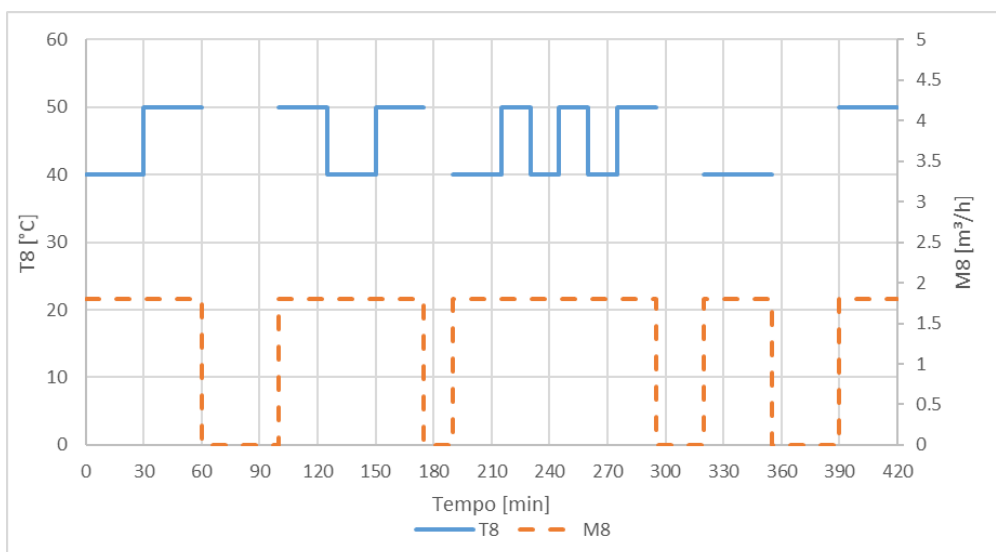


Figura 5.68. Profilo T8 e M8 per la prova dinamica 2

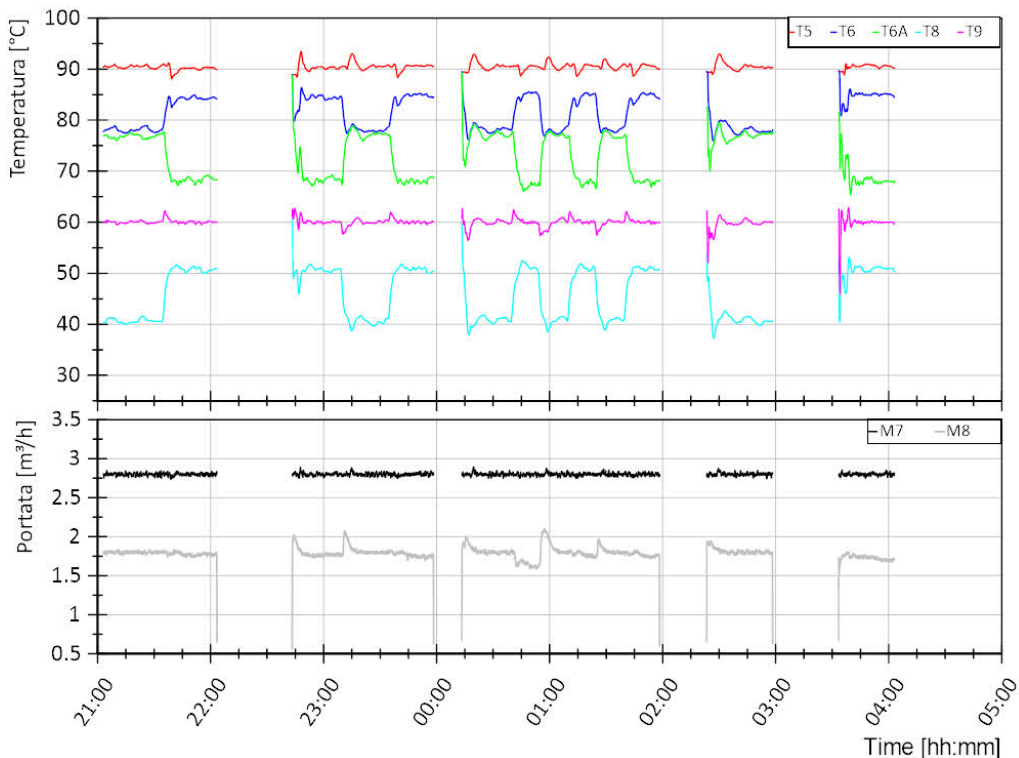


Figura 5.69. Prova dinamica 2. Andamento delle temperature lato sistema di generazione (mandata dal sistema di generazione T5, ritorno al sistema di generazione T6 e uscita scambiatore S2 T6A) e lato utenza (ritorno dall’utenza T8, mandata all’utenza T9) dello scambiatore S2 (grafico superiore). Andamento della portata lato sistema di generazione (M7) e lato utenza (M8) dello scambiatore S2 (grafico inferiore).

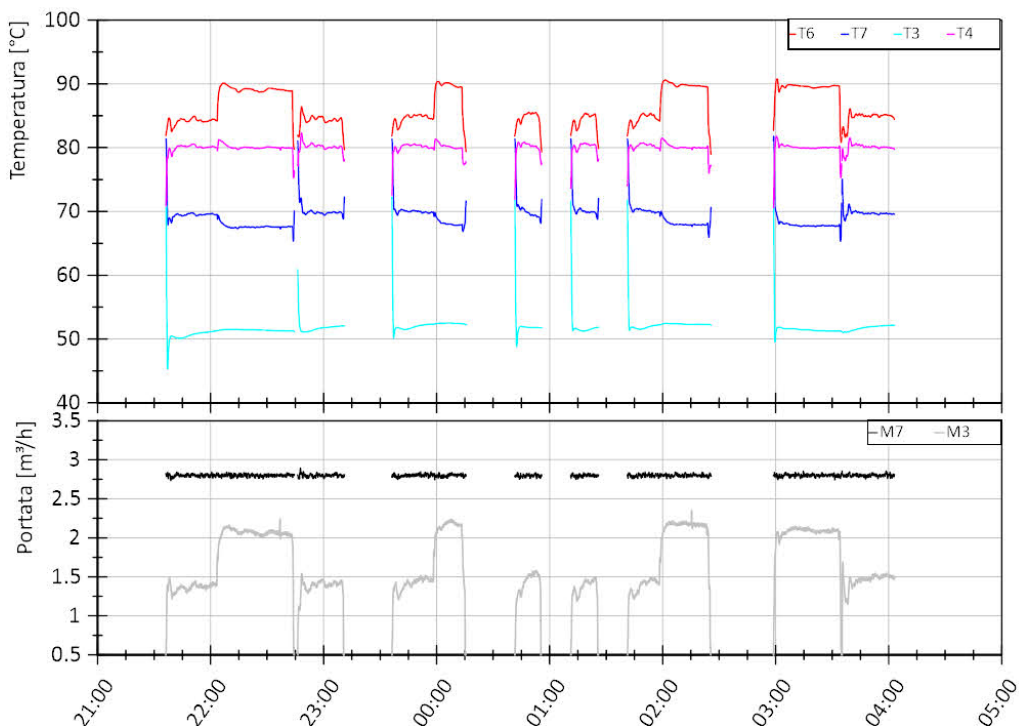


Figura 5.70. Prova dinamica 2. Andamento delle temperature lato sistema di generazione (ritorno dallo scambiatore S2 T6, ritorno al sistema di generazione T7) e lato teleriscaldamento (ritorno dal teleriscaldamento T3, mandata al teleriscaldamento T4) dello scambiatore S3 (grafico superiore). Andamento della portata lato sistema di generazione (M7) e lato teleriscaldamento (M3) dello scambiatore S3 (grafico inferiore).

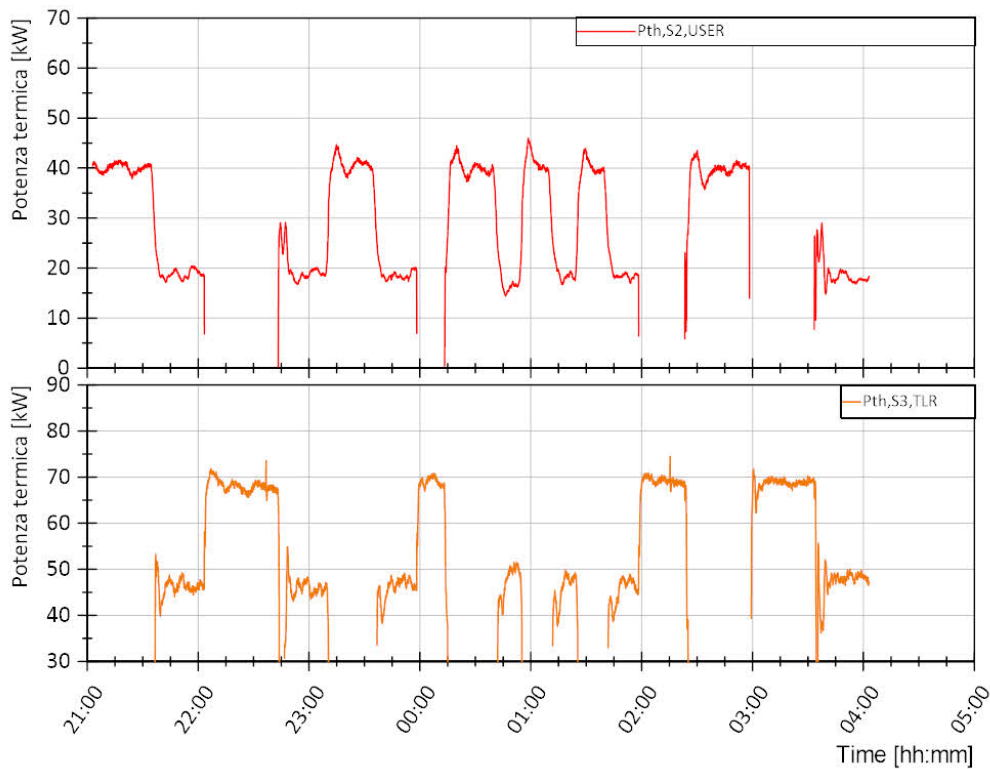


Figura 5.71. Prova dinamica 2. Andamento della potenza termica lato utenza dello scambiatore S2 (grafico superiore) e lato teleriscaldamento dello scambiatore S3 (grafico inferiore)

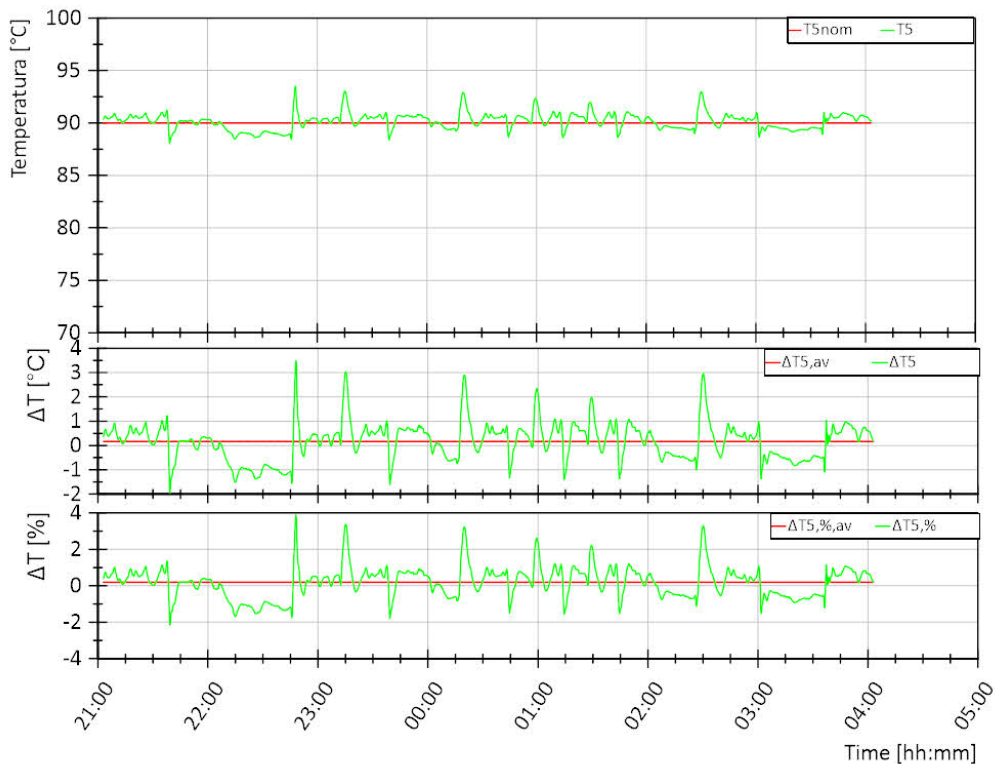


Figura 5.72. Prova dinamica 2. Andamento della temperatura di mandata dal sistema di generazione T5 (curva verde, grafico superiore) e differenza rispetto al valore di riferimento T5nom in termini assoluti (curva verde, grafico intermedio) e percentuali (curva verde, grafico inferiore). Per ogni grandezza nei grafici sono riportati i valori medi di tutta la prova in rosso.

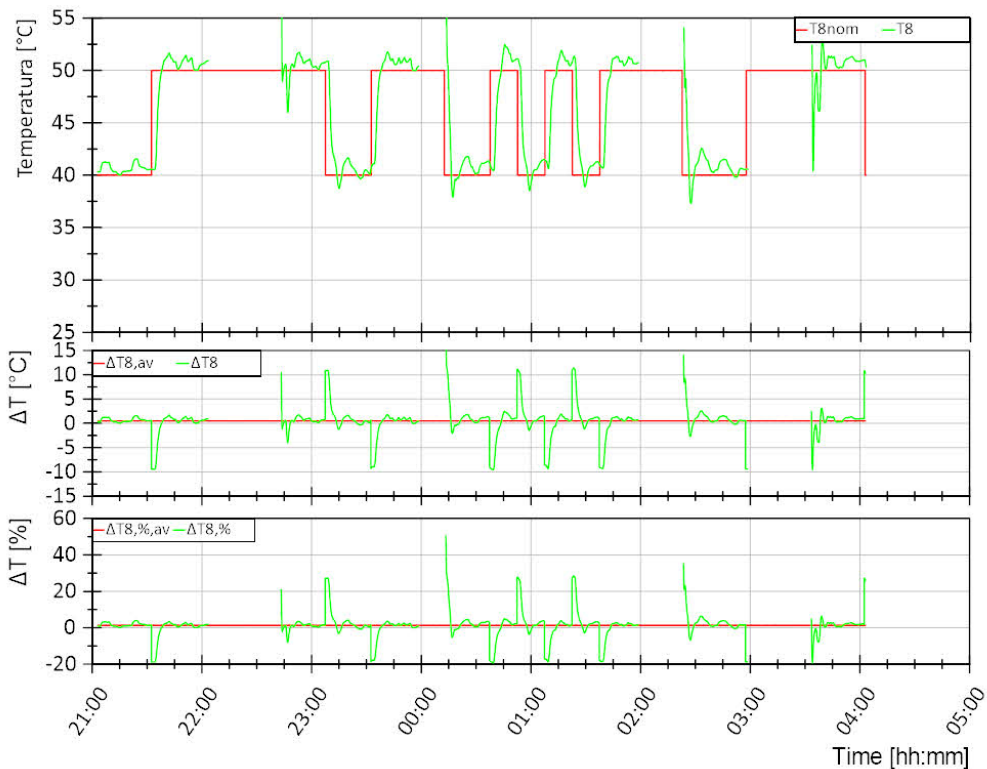


Figura 5.73. Prova dinamica 2. Andamento della temperatura di ritorno dall’utenza T8 (curva verde, grafico superiore) e differenza rispetto al valore di riferimento T8nom in termini assoluti (curva verde, grafico intermedio) e percentuali (curva verde, grafico inferiore). Per ogni grandezza nei grafici sono riportati i valori medi di tutta la prova in rosso.



Figura 5.74. Prova dinamica 2. Andamento della temperatura di mandata all’utenza T9 (curva verde, grafico superiore) e differenza rispetto al valore di riferimento T10nom in termini assoluti (curva verde, grafico intermedio) e percentuali (curva verde, grafico inferiore). Per ogni grandezza nei grafici sono riportati i valori medi di tutta la prova in rosso.

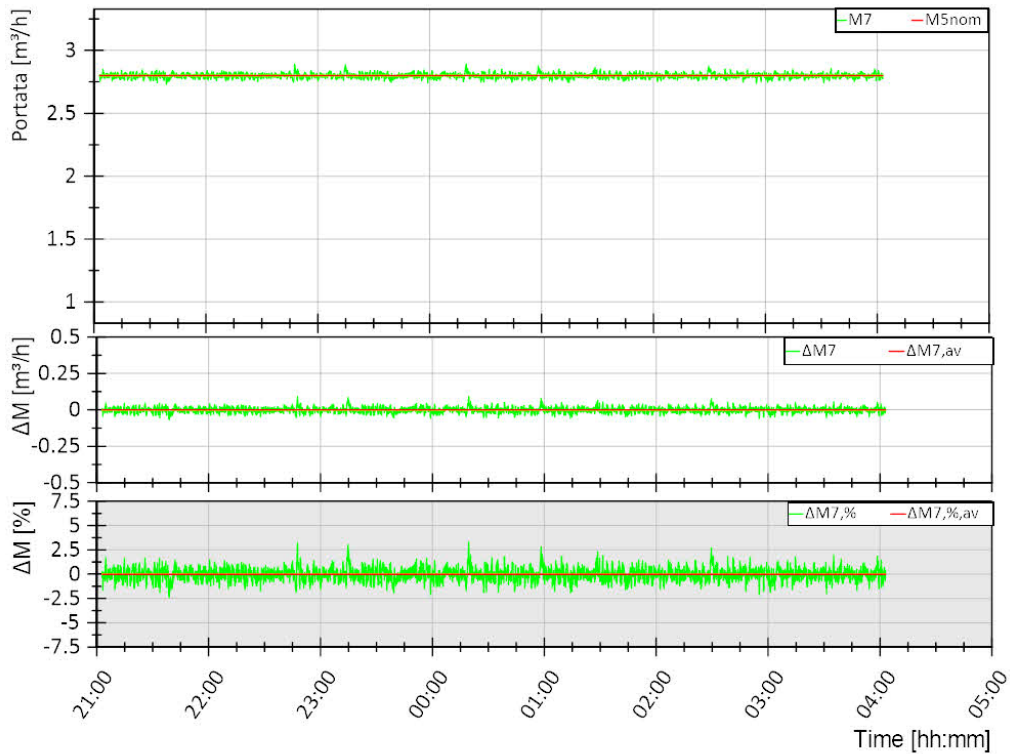


Figura 5.75. Prova dinamica 2. Andamento della portata del circuito del sistema di generazione M7 (curva verde, grafico superiore) e differenza rispetto al valore di riferimento M5nom (=M7nom) in termini assoluti (curva verde, grafico intermedio) e percentuali (curva verde, grafico inferiore). Per ogni grandezza nei grafici sono riportati i valori medi di tutta la prova in rosso.

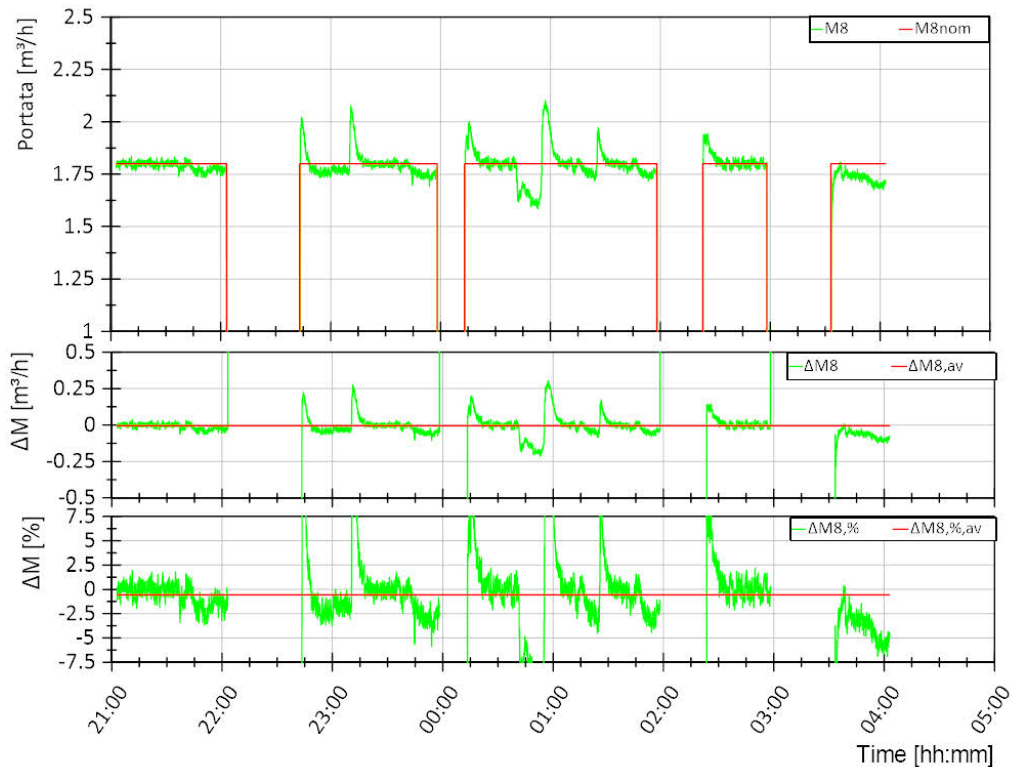


Figura 5.76. Prova dinamica 2. Andamento della portata del circuito utenza M8 (curva verde, grafico superiore) e differenza rispetto al valore di riferimento M8nom in termini assoluti (curva verde, grafico intermedio) e percentuali (curva verde, grafico inferiore). Per ogni grandezza nei grafici sono riportati i valori medi di tutta la prova in rosso.

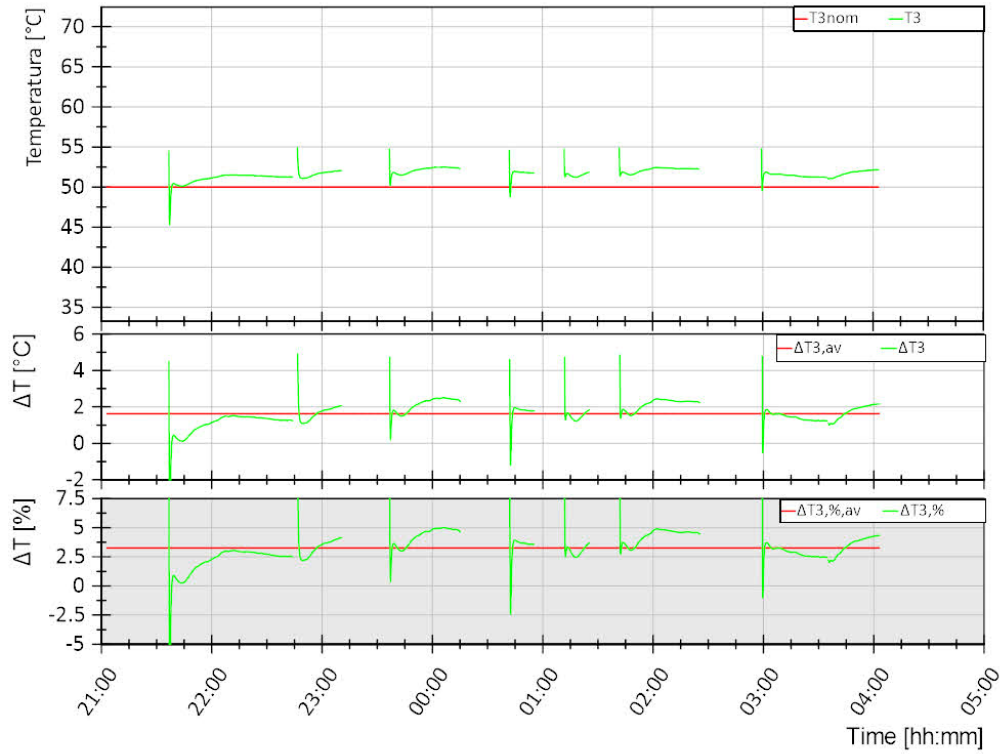


Figura 5.77. Prova dinamica 2. Andamento della temperatura di ritorno dal teleriscaldamento T3 (curva verde, grafico superiore) e differenza rispetto al valore di riferimento T3nom in termini assoluti (curva verde, grafico intermedio) e percentuali (curva verde, grafico inferiore). Per ogni grandezza nei grafici sono riportati i valori medi di tutta la prova in rosso.



Figura 5.78. Prova dinamica 2. Andamento della temperatura di mandata al teleriscaldamento T4 (curva verde, grafico superiore) e differenza rispetto al valore di riferimento T4nom in termini assoluti (curva verde, grafico intermedio) e percentuali (curva verde, grafico inferiore). Per ogni grandezza nei grafici sono riportati i valori medi di tutta la prova in rosso.

Dai grafici riportati in Figura 5.71 si può notare come i due scambiatori S2 ed S3 interagiscono. In particolare, quando la richiesta da parte dell'utenza è quella di design (circa 40 kW), la temperatura T6 non è sufficiente a far funzionare lo scambiatore S3 secondo i valori di temperatura stabiliti e tali da poter garantire una cessione di calore alla rete di teleriscaldamento ad una temperatura di 80 °C. In questa condizione lo scambiatore S3 non è attivo. Nel caso in cui la richiesta utenza sia minima (circa 20 kW) o nulla, lo scambiatore S3 è attivo e può inviare alla rete di teleriscaldamento l'energia prodotta dal sistema di generazione. Con riferimento alla Figura 5.76, si può notare come ci siano dei picchi improvvisi nell'andamento del valore misurato M8 (curva verde nel grafico superiore). Questi picchi sono dovuti agli effetti causati sulla test facility dagli avviamenti e spegnimenti dei diversi scambiatori della sottostazione. Sono comunque delle variazioni che si risolvono nel giro di pochi minuti mantenendo quindi lo scostamento medio percentuale rispetto al valore di riferimento al di sotto del +/- 3%.

In Tabella 5.18 sono riportati i valori medi su tutta la prova per le diverse grandezze controllate e i relativi scostamenti medi in termini assoluti e percentuali rispetto al valore di riferimento.

Tabella 5.18. Prova dinamica 2. Valori medi su tutta la prova per le diverse grandezze controllate e i relativi scostamenti medi in termini assoluti e percentuali rispetto al valore di riferimento

Variabile	Valore medio misurato	Scostamento assoluto	Scostamento percentuale [%]
T3 [°C]	51,63	1,6	3,25
T4 [°C]	80,11	0,11	0,13
T5 [°C]	90,17	0,17	0,19
T8 [°C]	45,79	0,48	1,3
T9 [°C]	59,96	-0,036	-0,06
M7 [m ³ /h]	2,8	0	0
M8 [m ³ /h]	1,8	0	0

In Tabella 5.19 si riporta l'energia termica totale fornita dal sistema di generazione all'utenza tramite S2 (Eth,S2), l'energia termica totale fornita dal sistema di generazione (Eth,GEN), l'energia termica totale fornita dal sistema di generazione al teleriscaldamento tramite S3 (Eth,S3) per la prova considerata, con relative percentuali.

Tabella 5.19. Prova dinamica 2. Energie termiche scambiate dai diversi scambiatori della sottostazione

Eth,GEN [kWh]	Eth,S2 [kWh]	Eth,S3 [kWh]	Eth,S2/Eth,GEN [%]	Eth,S3/Eth,GEN [%]
399	149	246	37%	61%

Confrontando le energie riportate in Tabella 5.19 si può notare che la somma delle energie al secondario di S2 ed S3 (Eth,S2+Eth,S3) è inferiore rispetto all'energia totale al primario di tali scambiatori (Eth,GEN) di circa il 2%. Questa differenza è imputabile all'efficienza termica degli scambiatori e all'incertezza di misura che per le grandezze in gioco è almeno del 4%, come descritto in 5.1.1.

In Tabella 5.20 si riporta l'energia termica al primario e al secondario dei diversi scambiatori e le relative efficienze per la prova considerata. Si può notare che η_{S2} supera il 100%: questo evento termodinamicamente improbabile è imputabile all'incertezza di misura che per le grandezze in gioco è almeno del 4%, come descritto in 5.1.1.

Tabella 5.20. Prova dinamica 2. Energie termiche al primario e al secondario dei diversi scambiatori della sottostazione e relative efficienze

Eth,S2_US [kWh]	Eth,S2_GEN [kWh]	η_{S2} [%]	Eth,S3_TLR [kWh]	Eth,S3_GEN [kWh]	η_{S3} [%]
149,3	146,5	101,9%	246,3	249,2	98,8%

5.2.3.3 Prova dinamica 3

La prova dinamica 3 prevede il funzionamento degli scambiatori S1 (teleriscaldamento-utenza) ed S2 (sistema di generazione-utenza) per diversi livelli di richiesta termica dell'utenza variabile tra richiesta in condizione

di design e di massimo carico. Tale prova può essere considerata come una variante dinamica dello scenario 4 descritto nel paragrafo 5.2.2.4. Nel seguito si riportano in sintesi le condizioni di funzionamento previste per questa prova:

- Scambiatore attivo:
 - S1, prelievo dalla rete di teleriscaldamento per soddisfare l'utenza in subordine al prelievo dal sistema di generazione tramite S2;
 - S2, prelievo dal sistema di generazione per soddisfare l'utenza;
- Richiesta utenza variabile. La variazione è ottenuta variando la temperatura T8; l'andamento di T8 in Figura 5.79;
- Le variabili che non prevedono variazioni dinamiche sono assunte pari al valore di nominale riportato in Tabella 5.16;
- Durata prova: 7 ore (03:21-10:21).

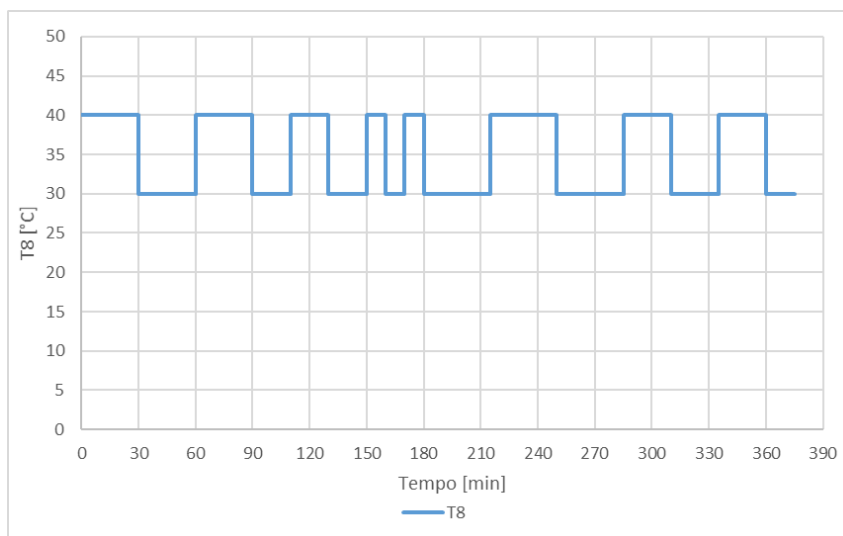


Figura 5.79. Profilo T8 per la prova dinamica 3.

Nel seguito sono riportati alcuni grafici con gli andamenti delle temperature, portate, potenze e confronti con i valori di riferimento per la prova considerata (Figura 5.80-Figura 5.89). Da notare che le grandezze riportate nei grafici fanno riferimento ai valori istantanei acquisiti con un tempo di campionamento di 1 secondo. Per il calcolo delle grandezze derivate (potenze termiche e scostamenti rispetto al riferimento di una variabile controllate) far riferimento al paragrafo 5.1.1.

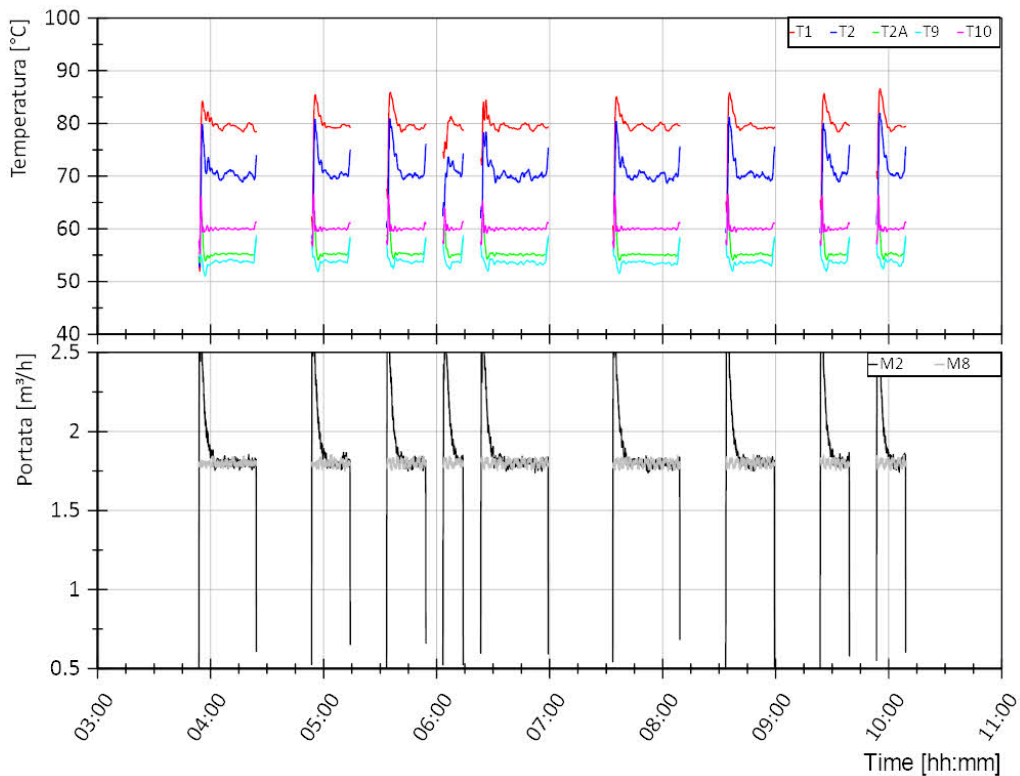


Figura 5.80. Prova dinamica 3. Andamento delle temperature lato teleriscaldamento (mandata dal teleriscaldamento T1, ritorno al teleriscaldamento T2 e uscita scambiatore S1 T2A) e lato utenza (ritorno dall'utenza T9, mandata all'utenza T10) dello scambiatore S1 (grafico superiore). Andamento della portata lato teleriscaldamento (M2) e lato utenza (M8) dello scambiatore S1 (grafico inferiore).

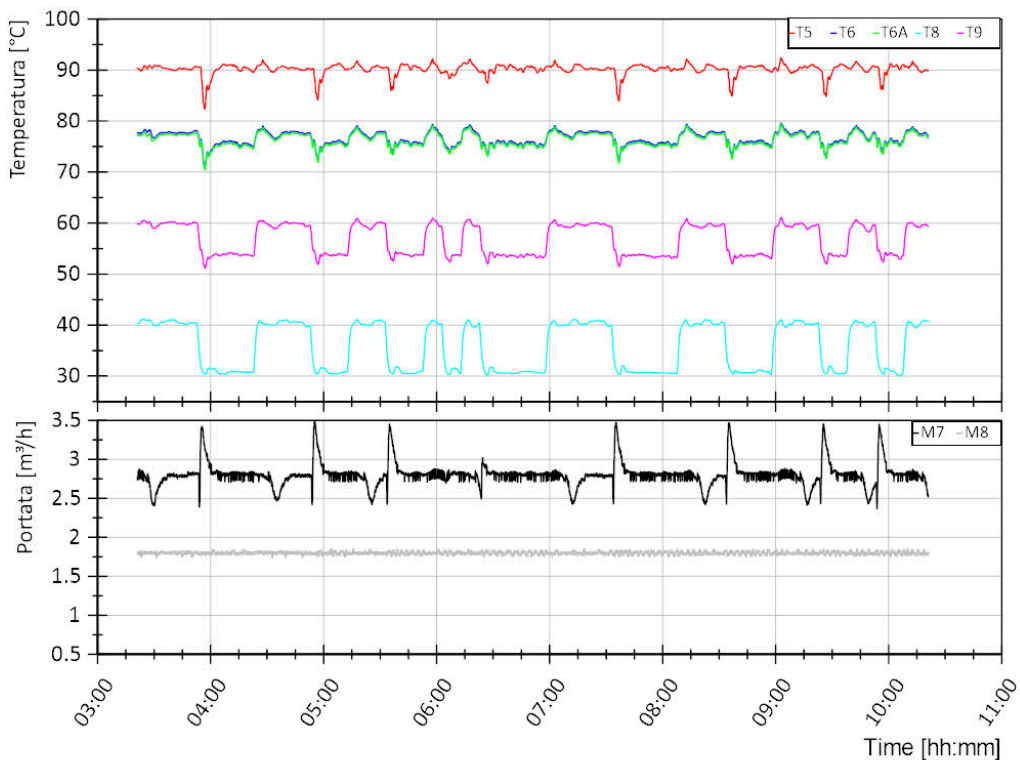


Figura 5.81. Prova dinamica 3. Andamento delle temperature lato sistema di generazione (mandata dal sistema di generazione T5, ritorno al sistema di generazione T6 e uscita scambiatore S2 T6A) e lato utenza (ritorno dall'utenza T8, mandata all'utenza T9) dello scambiatore S2 (grafico superiore). Andamento della portata lato sistema di generazione (M7) e lato utenza (M8) dello scambiatore S2 (grafico inferiore).

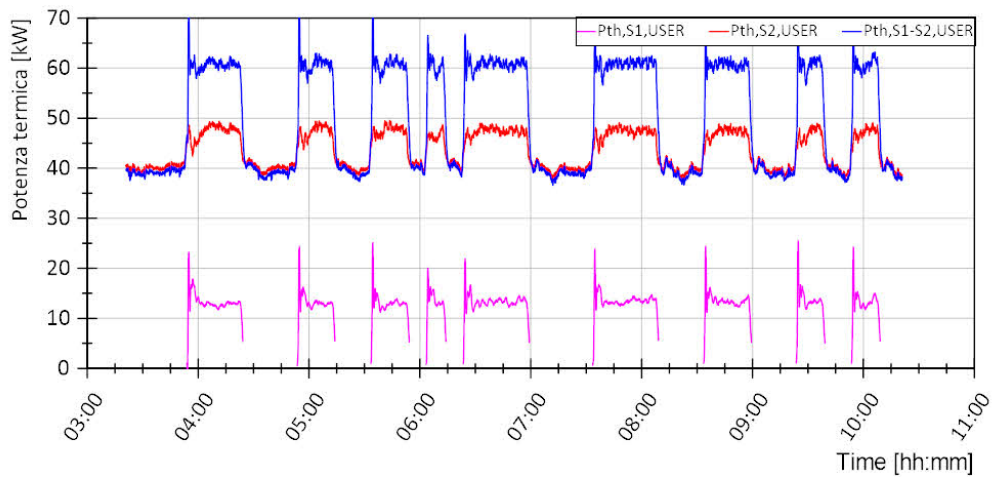


Figura 5.82. Prova dinamica 3. Andamento della potenza termica lato utenza dello scambiatore S1 ed S2

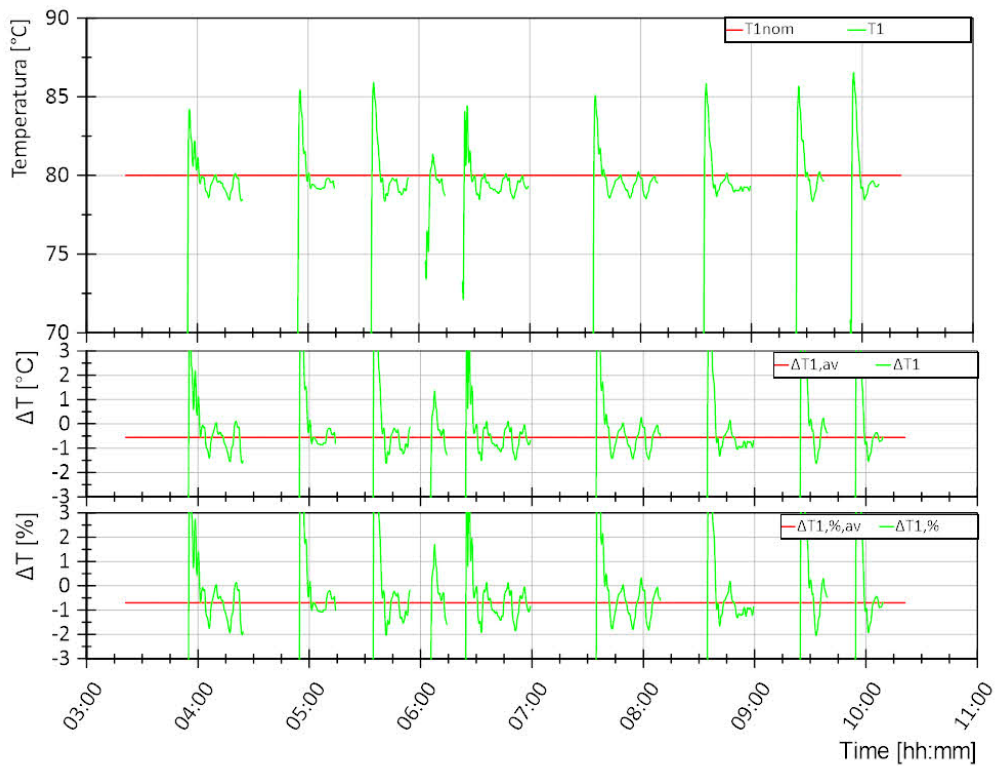


Figura 5.83. Prova dinamica 3. Andamento della temperatura di mandata dal teleriscaldamento T1 (curva verde, grafico superiore) e differenza rispetto al valore di riferimento T1nom in termini assoluti (curva verde, grafico intermedio) e percentuali (curva verde, grafico inferiore). Per ogni grandezza nei grafici sono riportati i valori medi di tutta la prova in rosso.

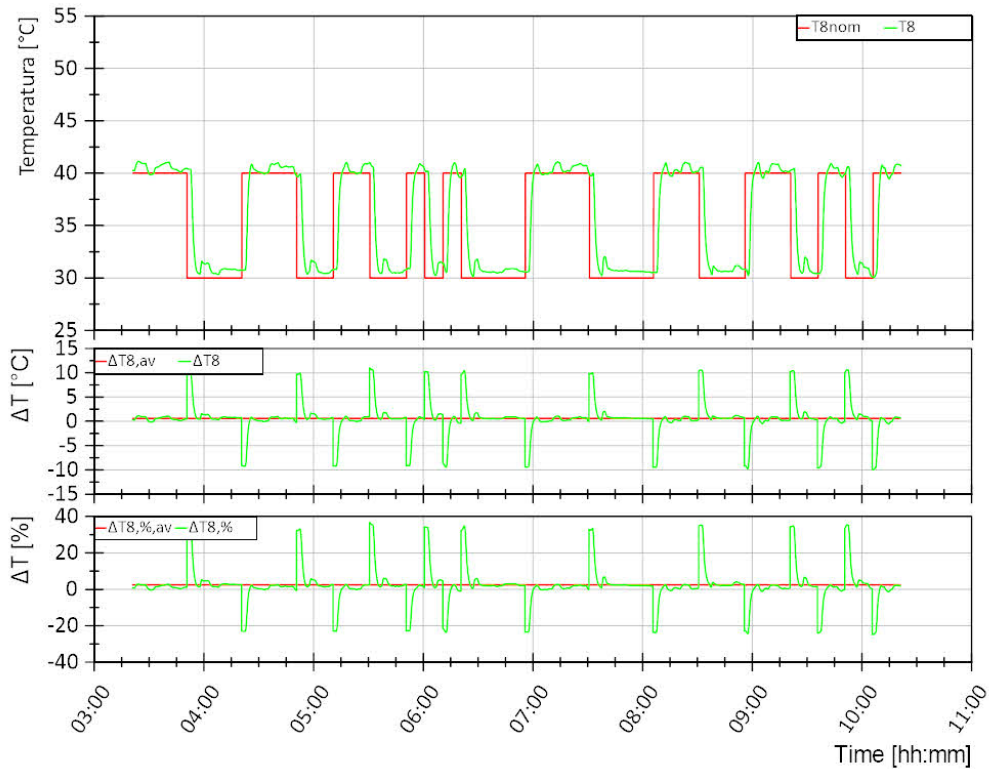


Figura 5.84. Prova dinamica 3. Andamento della temperatura di ritorno dall'utenza T8 (curva verde, grafico superiore) e differenza rispetto al valore di riferimento T8nom in termini assoluti (curva verde, grafico intermedio) e percentuali (curva verde, grafico inferiore). Per ogni grandezza nei grafici sono riportati i valori medi di tutta la prova in rosso.

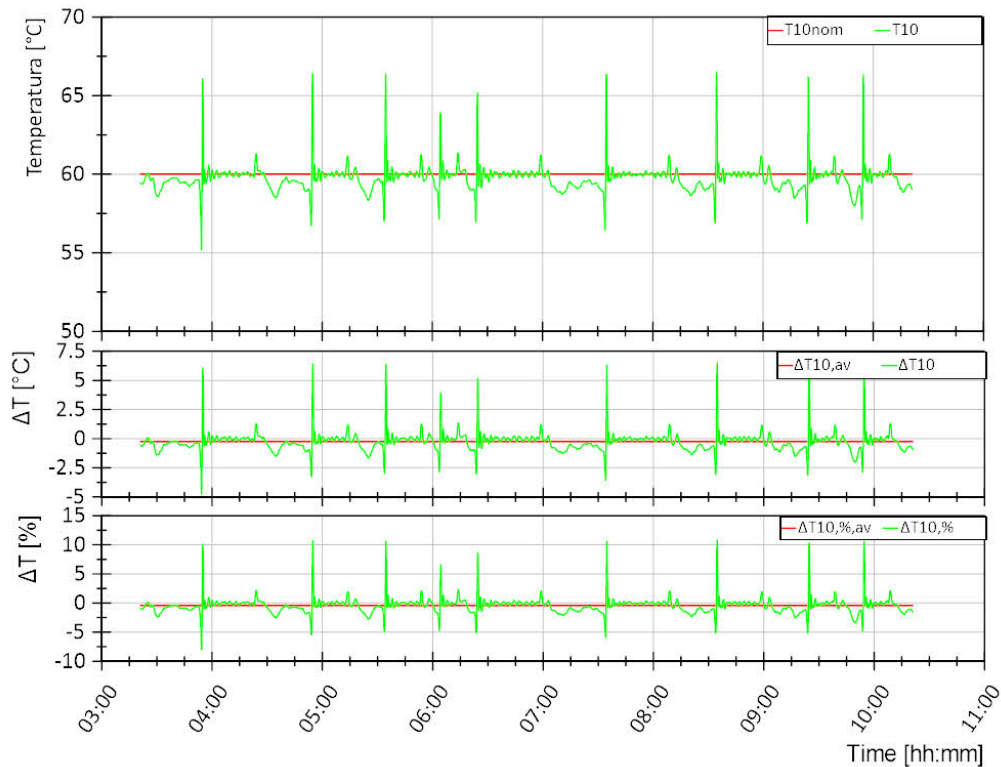


Figura 5.85. Prova dinamica 3. Andamento della temperatura di mandata all'utenza T10 (curva verde, grafico superiore) e differenza rispetto al valore di riferimento T10nom in termini assoluti (curva verde, grafico intermedio) e percentuali (curva verde, grafico inferiore). Per ogni grandezza nei grafici sono riportati i valori medi di tutta la prova in rosso.

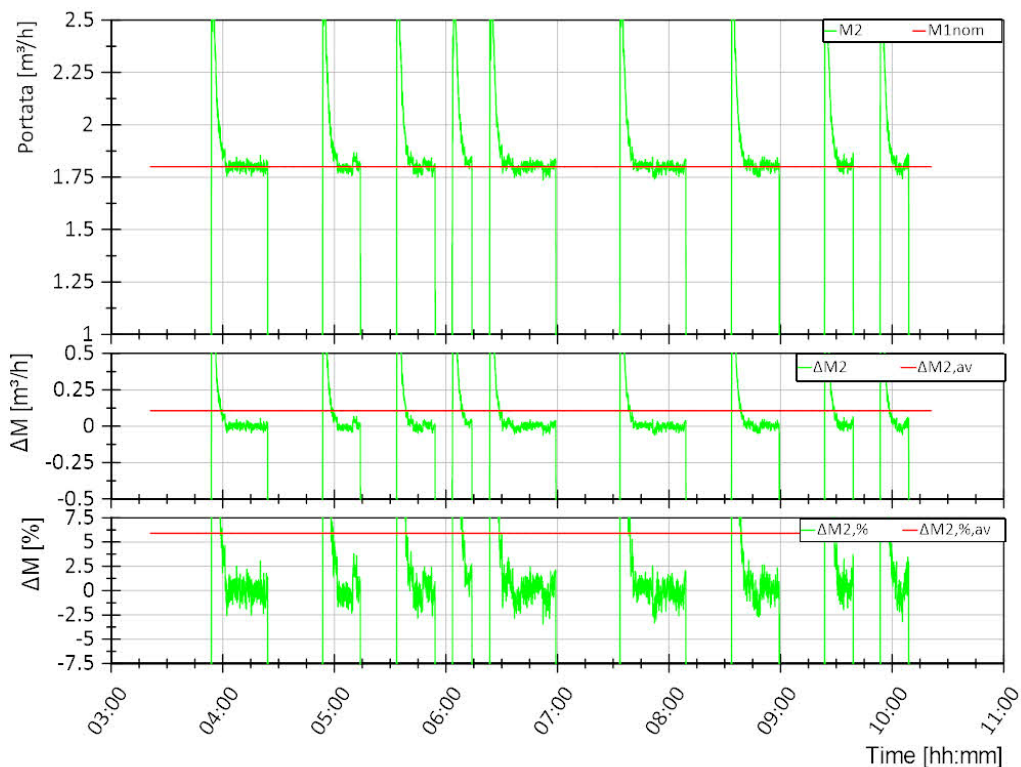


Figura 5.86. Prova dinamica 3. Andamento della portata del circuito teleriscaldamento M2 (curva verde, grafico superiore) e differenza rispetto al valore di riferimento M1nom in termini assoluti (curva verde, grafico intermedio) e percentuali (curva verde, grafico inferiore). Per ogni grandezza nei grafici sono riportati i valori medi di tutta la prova in rosso.

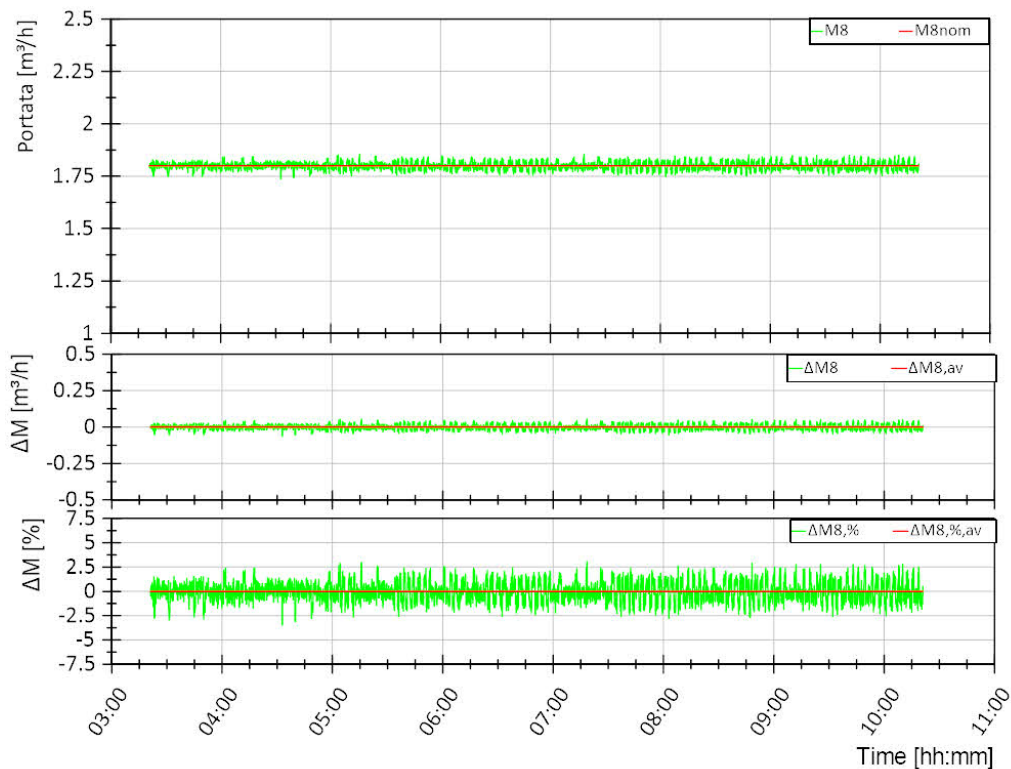


Figura 5.87. Prova dinamica 3. Andamento della portata del circuito utenza M8 (curva verde, grafico superiore) e differenza rispetto al valore di riferimento M8nom in termini assoluti (curva verde, grafico intermedio) e percentuali (curva verde, grafico inferiore). Per ogni grandezza nei grafici sono riportati i valori medi di tutta la prova in rosso.

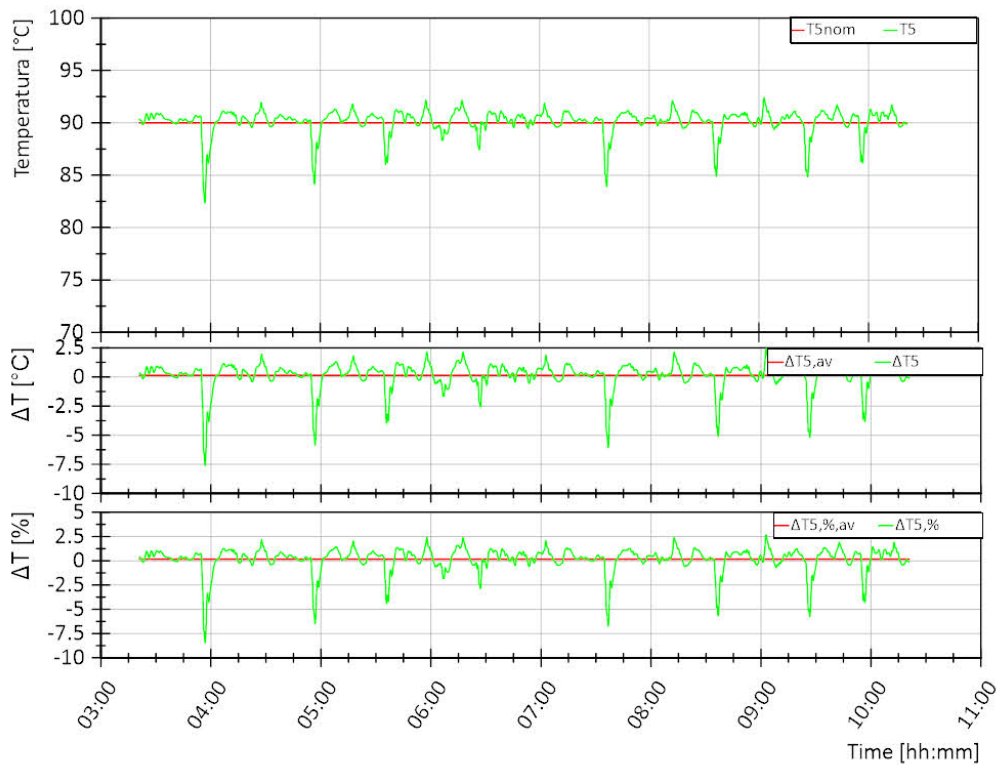


Figura 5.88. Prova dinamica 3. Andamento della temperatura di mandata dal sistema di generazione T5 (curva verde, grafico superiore) e differenza rispetto al valore di riferimento T5nom in termini assoluti (curva verde, grafico intermedio) e percentuali (curva verde, grafico inferiore). Per ogni grandezza nei grafici sono riportati i valori medi di tutta la prova in rosso.

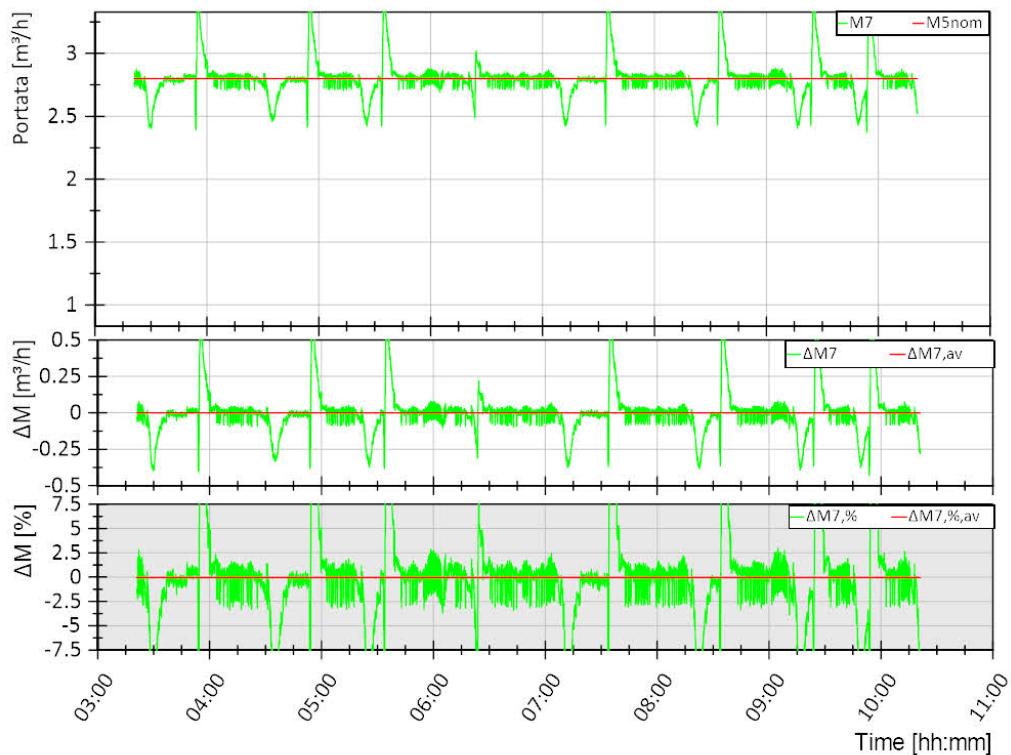


Figura 5.89. Prova dinamica 3. Andamento della portata del circuito del sistema di generazione M7 (curva verde, grafico superiore) e differenza rispetto al valore di riferimento M5nom (=M7nom) in termini assoluti (curva verde, grafico intermedio) e percentuali (curva verde, grafico inferiore). Per ogni grandezza nei grafici sono riportati i valori medi di tutta la prova in rosso.

In Tabella 5.21 sono riportati i valori medi su tutta la prova per le diverse grandezze controllate e i relativi scostamenti medi in termini assoluti e percentuali rispetto al valore di riferimento.

Tabella 5.21. Prova dinamica 3. Valori medi su tutta la prova per le diverse grandezze controllate e i relativi scostamenti medi in termini assoluti e percentuali rispetto al valore di riferimento

Variabile	Valore medio misurato	Scostamento assoluto	Scostamento percentuale [%]
T1 [°C]	79,44	-0,56	-0,7
T5 [°C]	90,15	0,15	0,17
T8 [°C]	35,73	0,61	2,4
T10 [°C]	59,74	-0,26	-0,43
M2 [m ³ /h]	1,91	0,11	5,9
M8 [m ³ /h]	1,8	-1,2E-4	-6,8E-3

In Tabella 5.22 si riporta l'energia termica totale fornita dal teleriscaldamento all'utenza tramite S1 (Eth,S1), dal sistema di generazione all'utenza tramite S2 (Eth,S2), l'energia termica totale fornita all'utenza (Eth,US) con relative percentuali.

Tabella 5.22. Prova dinamica 3. Energie termiche scambiate dai diversi scambiatori della sottostazione

Eth,US [kWh]	Eth,S1 [kWh]	Eth,S2 [kWh]	Eth,S1/ Eth,US [%]	Eth,S2/ Eth,US [%]
351,26	46,06	305,2	13%	87%

In Tabella 5.23 si riporta l'energia termica al primario e al secondario dello scambiatore S2 e la relativa efficienza per la prova considerata. Si può notare che essa supera il 100%: questo evento termodinamicamente improbabile è imputabile all'incertezza di misura che per le grandezze in gioco è almeno del 4%, come descritto in 5.1.1.

Tabella 5.23. Prova dinamica 3. Energie termiche al primario e al secondario dei diversi scambiatori della sottostazione e relative efficienze

Eth,S2_US [kWh]	Eth,S2_GEN [kWh]	η_{S2} [%]
305,2	299,5	101,9

5.2.3.4 Prova dinamica 4

La prova dinamica 4 prevede il funzionamento degli scambiatori S1 (teleriscaldamento-utenza), S2 (sistema di generazione-utenza) ed S3 (sistema di generazione-teleriscaldamento) per diversi livelli di richiesta termica dell'utenza variabile tra richiesta in condizione di design, minima e nulla e diversi livelli di produzione da parte del sistema di generazione. Tale prova può essere considerata come una combinazione degli scenari 3 e 4 descritti nei paragrafi 5.2.2.3 e 5.2.2.4. Nel seguito si riportano in sintesi le condizioni di funzionamento previste per questa prova:

- Scambiatore attivo:
 - S1, prelievo dalla rete di teleriscaldamento per soddisfare l'utenza in subordine al prelievo dal sistema di generazione tramite S2;
 - S2, prelievo dal sistema di generazione per soddisfare l'utenza;
 - S3, cessione alla rete di teleriscaldamento del surplus di energia prodotta dal sistema di generazione e non necessario all'utenza;
- Richiesta utenza variabile. La variazione è ottenuta variando la temperatura T8 e la portata M8 tra 0 e il valore nominale: l'andamento di T8 ed M8 è riportato in Figura 5.90;
- Le variabili che non prevedono variazioni dinamiche sono assunte pari al valore di nominale riportato in Tabella 5.16;
- Durata prova: 7 ore (12:51-19:51).

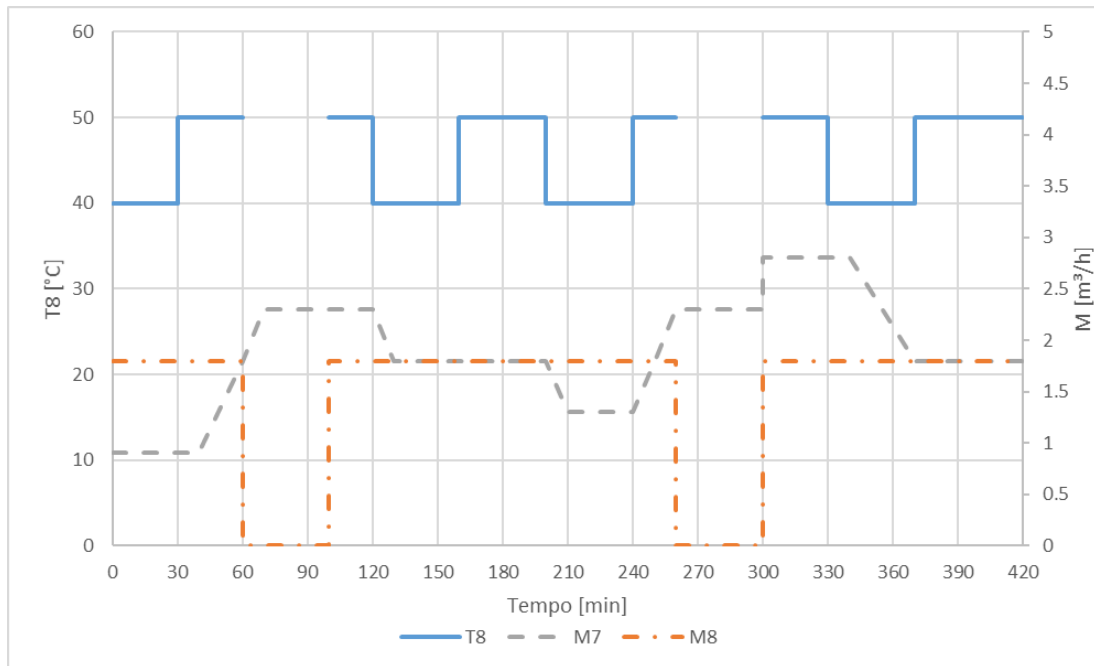


Figura 5.90. Profilo T8, M8 e M7 per la prova dinamica 4

Nel seguito sono riportati alcuni grafici con gli andamenti delle temperature, portate, potenze e confronti con i valori di riferimento per la prova considerata (Figura 5.91-Figura 5.103). Da notare che le grandezze riportate nei grafici fanno riferimento ai valori istantanei acquisiti con un tempo di campionamento di 1 secondo. Per il calcolo delle grandezze derivate (potenze termiche e scostamenti rispetto al riferimento di una variabile controllate) far riferimento al paragrafo 5.1.1.

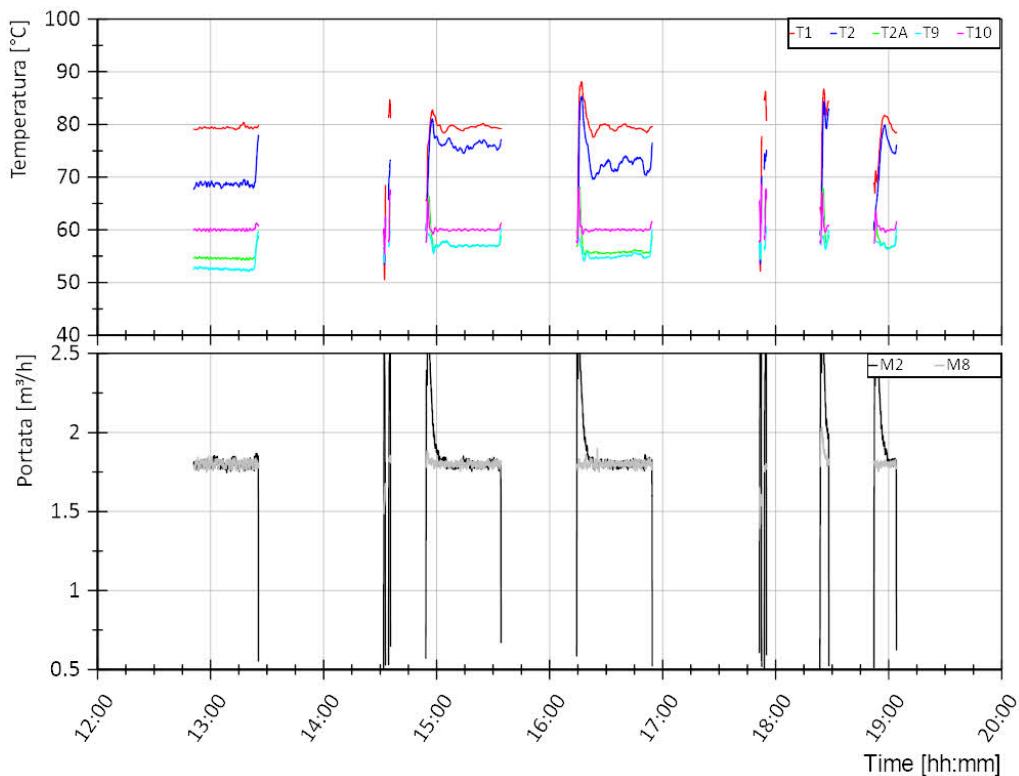


Figura 5.91. Prova dinamica 4. Andamento delle temperature lato teleriscaldamento (mandata dal teleriscaldamento T1, ritorno al teleriscaldamento T2 e uscita scambiatore S1 T2A) e lato utenza (ritorno dall'utenza T9, mandata all'utenza T10) dello scambiatore S1 (grafico superiore). Andamento della portata lato teleriscaldamento (M2) e lato utenza (M8) dello scambiatore S1 (grafico inferiore).

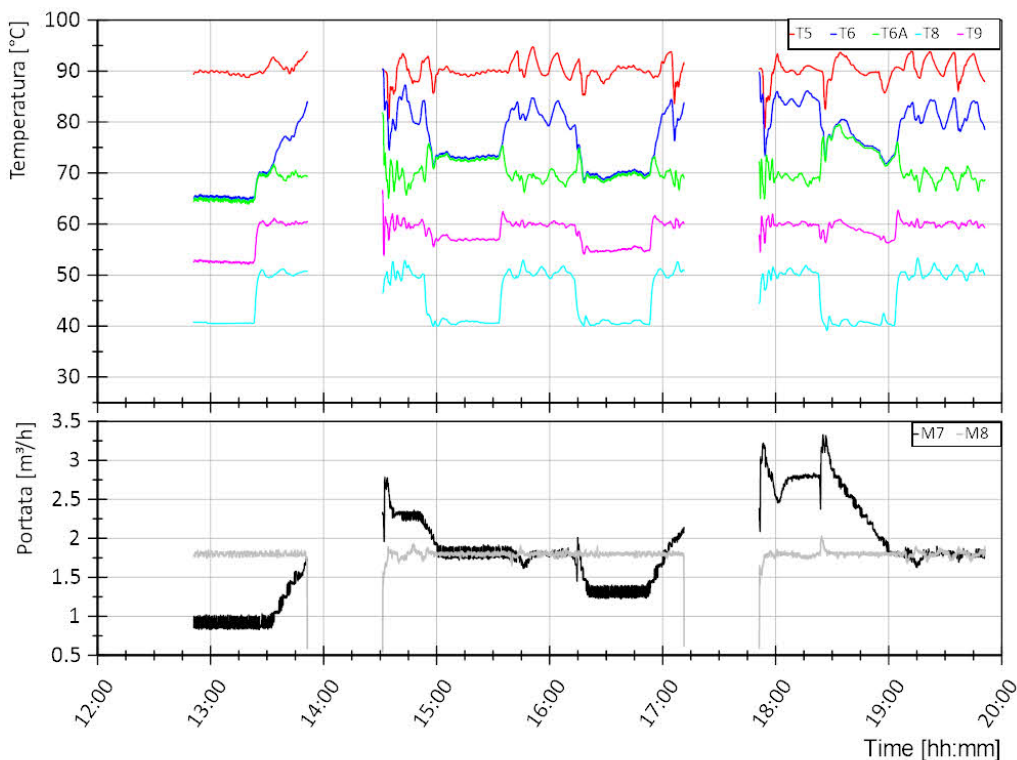


Figura 5.92. Prova dinamica 4. Andamento delle temperature lato sistema di generazione (mandata dal sistema di generazione T5, ritorno al sistema di generazione T6 e uscita scambiatore S2 T6A) e lato utenza (ritorno dall’utenza T8, mandata all’utenza T9) dello scambiatore S2 (grafico superiore). Andamento della portata lato sistema di generazione (M7) e lato utenza (M8) dello scambiatore S2 (grafico inferiore).

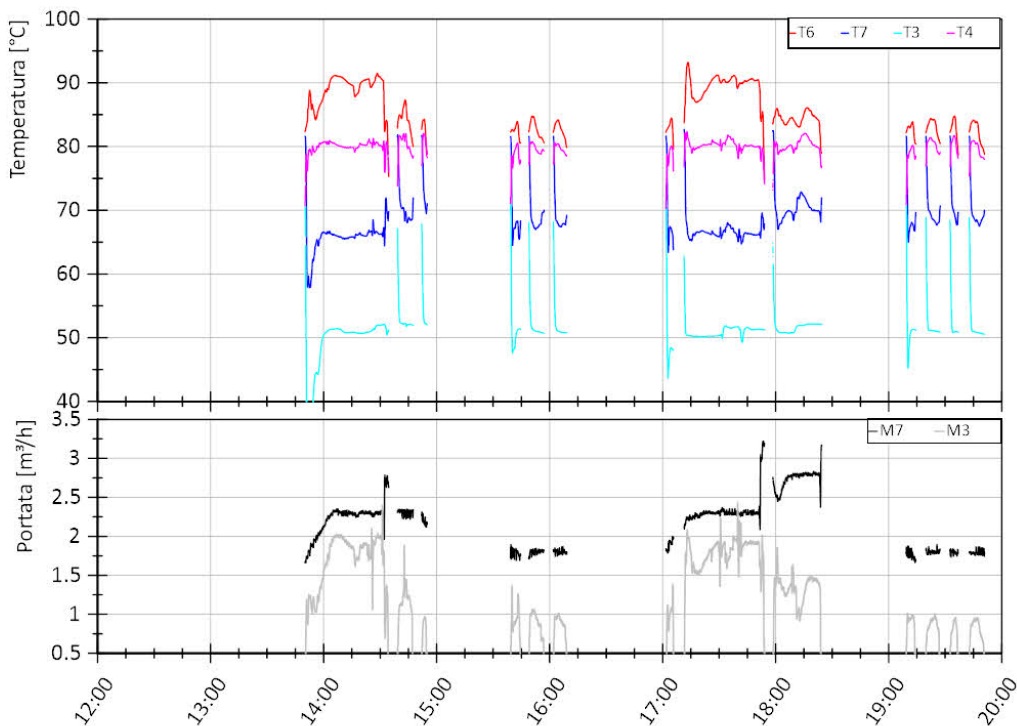


Figura 5.93. Prova dinamica 4. Andamento delle temperature lato sistema di generazione (ritorno dallo scambiatore S2 T6, ritorno al sistema di generazione T7) e lato teleriscaldamento (ritorno dal teleriscaldamento T3, mandata al teleriscaldamento T4) dello scambiatore S3 (grafico superiore). Andamento della portata lato sistema di generazione (M7) e lato teleriscaldamento (M3) dello scambiatore S3 (grafico inferiore).

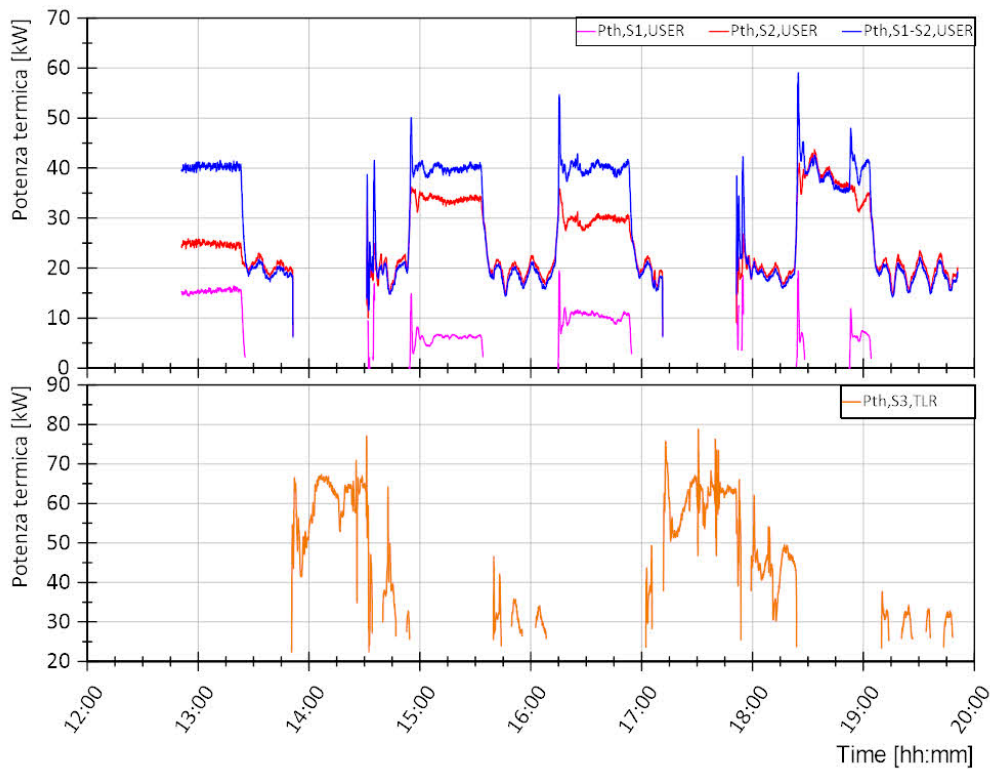


Figura 5.94. Prova dinamica 4. Andamento della potenza termica lato utente dello scambiatore S1 ed S2 (grafico superiore) e lato teleriscaldamento dello scambiatore S3 (grafico inferiore)

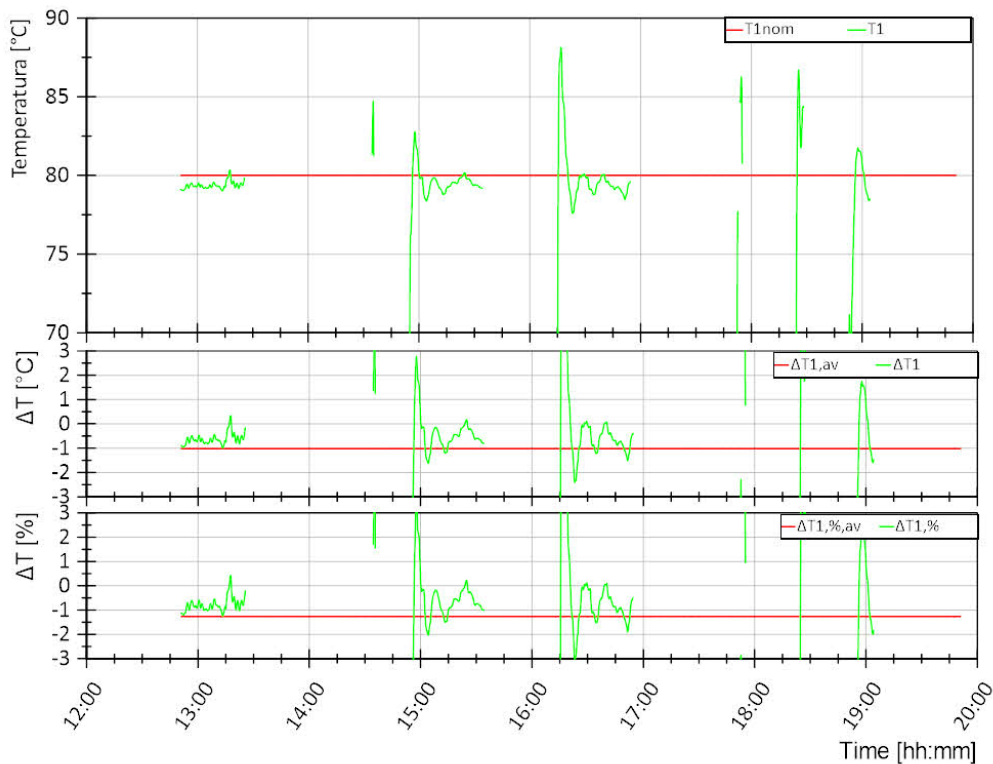


Figura 5.95. Prova dinamica 4. Andamento della temperatura di mandata dal teleriscaldamento T1 (curva verde, grafico superiore) e differenza rispetto al valore di riferimento T1nom in termini assoluti (curva verde, grafico intermedio) e percentuali (curva verde, grafico inferiore). Per ogni grandezza nei grafici sono riportati i valori medi di tutta la prova in rosso.



Figura 5.96. Prova dinamica 4. Andamento della temperatura di ritorno dall’utenza T8 (curva verde, grafico superiore) e differenza rispetto al valore di riferimento T8nom in termini assoluti (curva verde, grafico intermedio) e percentuali (curva verde, grafico inferiore). Per ogni grandezza nei grafici sono riportati i valori medi di tutta la prova in rosso.

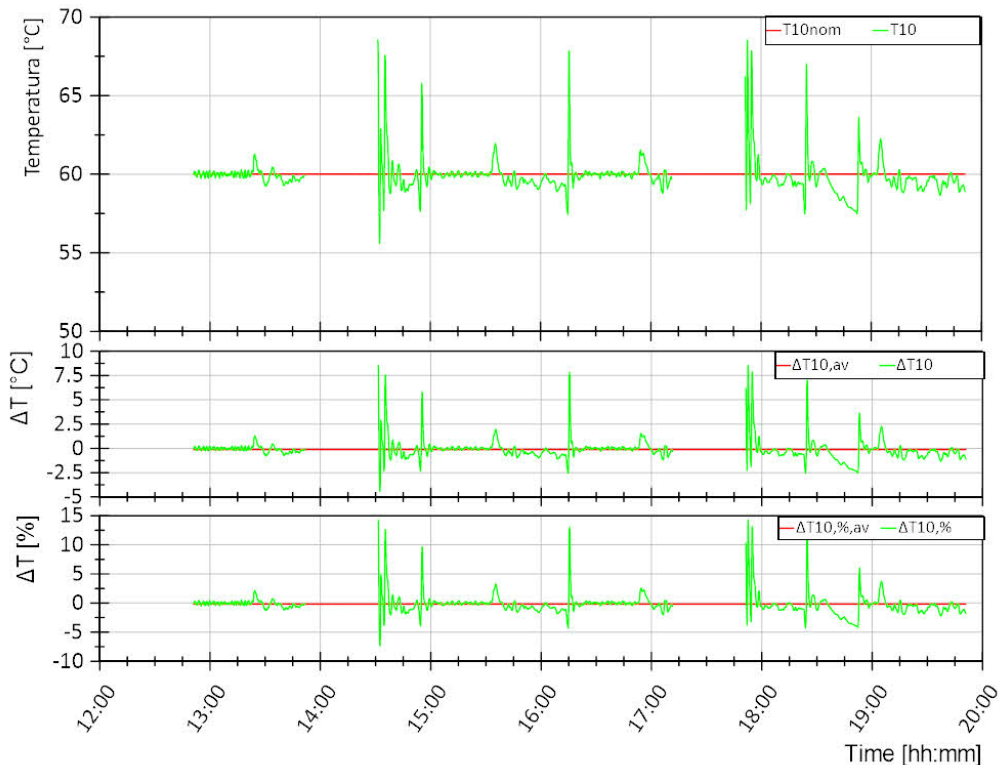


Figura 5.97. Prova dinamica 4. Andamento della temperatura di mandata all’utenza T10 (curva verde, grafico superiore) e differenza rispetto al valore di riferimento T10nom in termini assoluti (curva verde, grafico intermedio) e percentuali (curva verde, grafico inferiore). Per ogni grandezza nei grafici sono riportati i valori medi di tutta la prova in rosso.

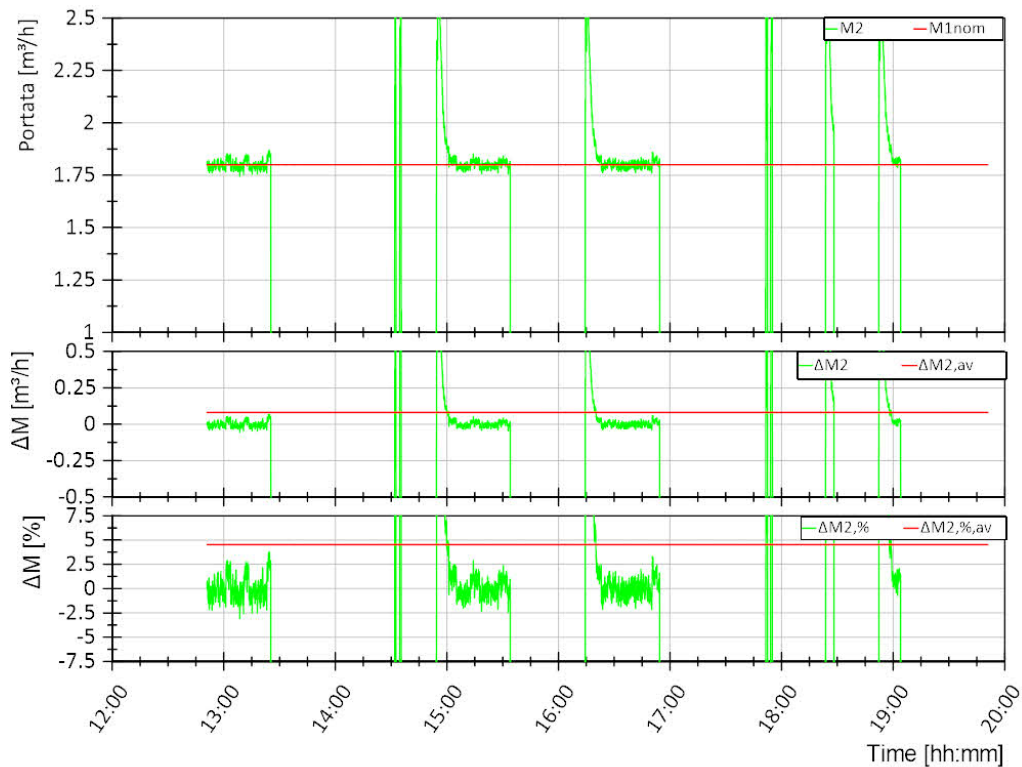


Figura 5.98. Prova dinamica 4. Andamento della portata del circuito teleriscaldamento M2 (curva verde, grafico superiore) e differenza rispetto al valore di riferimento M1nom in termini assoluti (curva verde, grafico intermedio) e percentuali (curva verde, grafico inferiore). Per ogni grandezza nei grafici sono riportati i valori medi di tutta la prova in rosso.

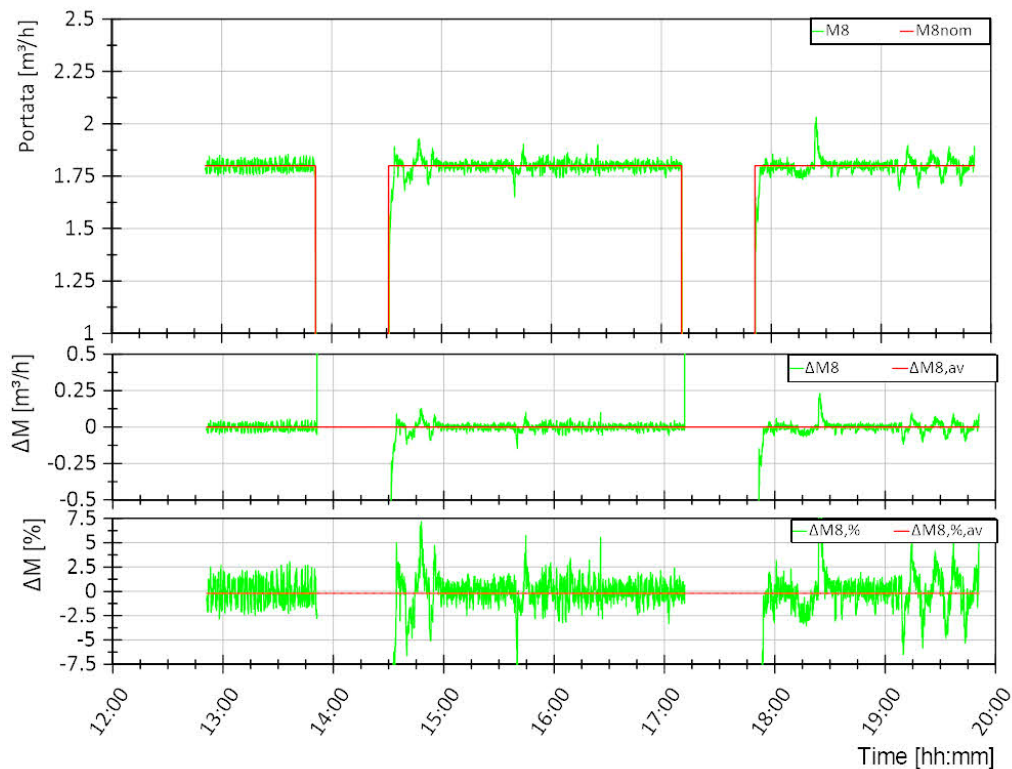


Figura 5.99. Prova dinamica 4. Andamento della portata del circuito utenza M8 (curva verde, grafico superiore) e differenza rispetto al valore di riferimento M8nom in termini assoluti (curva verde, grafico intermedio) e percentuali (curva verde, grafico inferiore). Per ogni grandezza nei grafici sono riportati i valori medi di tutta la prova in rosso.



Figura 5.100. Prova dinamica 4. Andamento della temperatura di mandata dal sistema di generazione T5 (curva verde, grafico superiore) e differenza rispetto al valore di riferimento T5nom in termini assoluti (curva verde, grafico intermedio) e percentuali (curva verde, grafico inferiore). Per ogni grandezza nei grafici sono riportati i valori medi di tutta la prova in rosso.

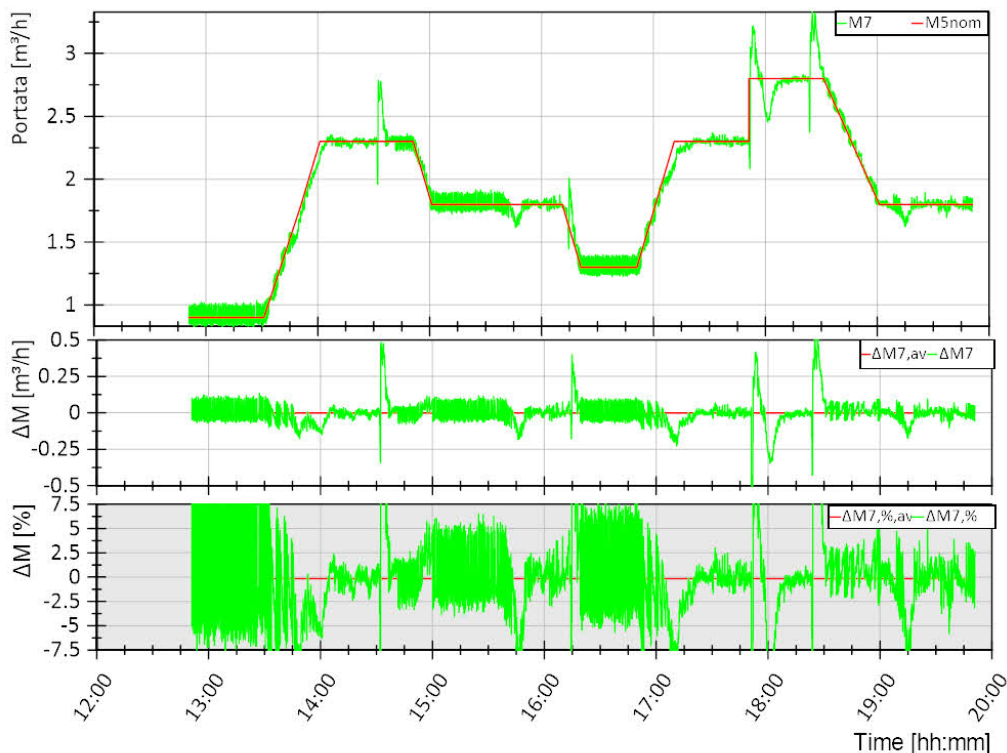


Figura 5.101. Prova dinamica 4. Andamento della portata del circuito del sistema di generazione M7 (curva verde, grafico superiore) e differenza rispetto al valore di riferimento M5nom (=M7nom) in termini assoluti (curva verde, grafico intermedio) e percentuali (curva verde, grafico inferiore). Per ogni grandezza nei grafici sono riportati i valori medi di tutta la prova in rosso.

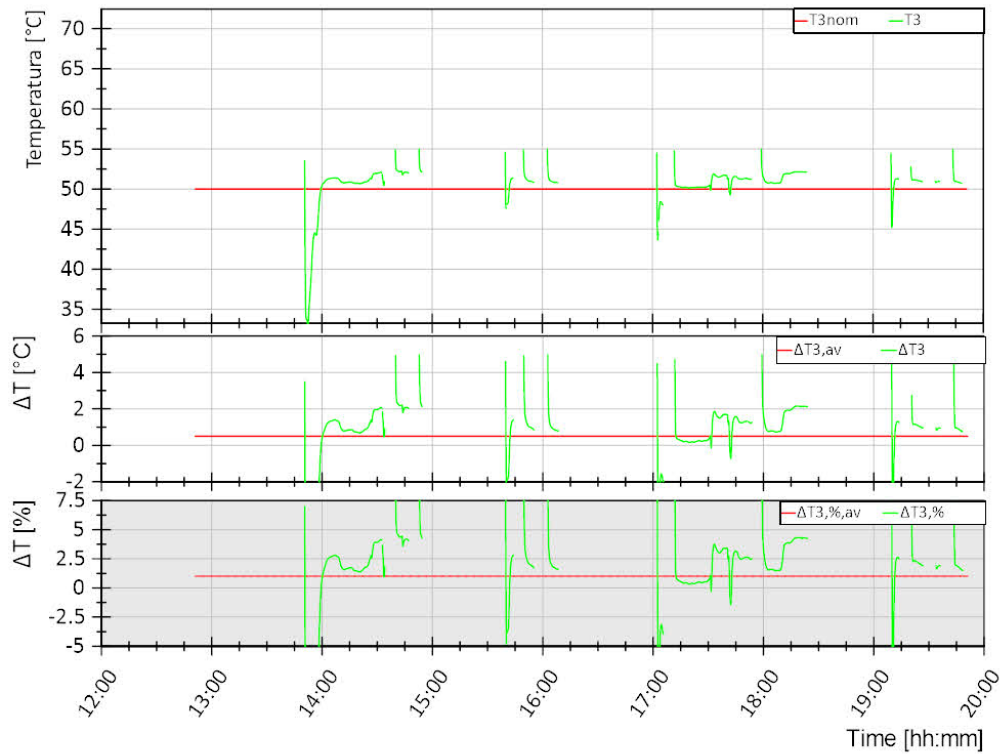


Figura 5.102. Prova dinamica 4. Andamento della temperatura di ritorno dal teleriscaldamento T3 (curva verde, grafico superiore) e differenza rispetto al valore di riferimento T3nom in termini assoluti (curva verde, grafico intermedio) e percentuali (curva verde, grafico inferiore). Per ogni grandezza nei grafici sono riportati i valori medi di tutta la prova in rosso.

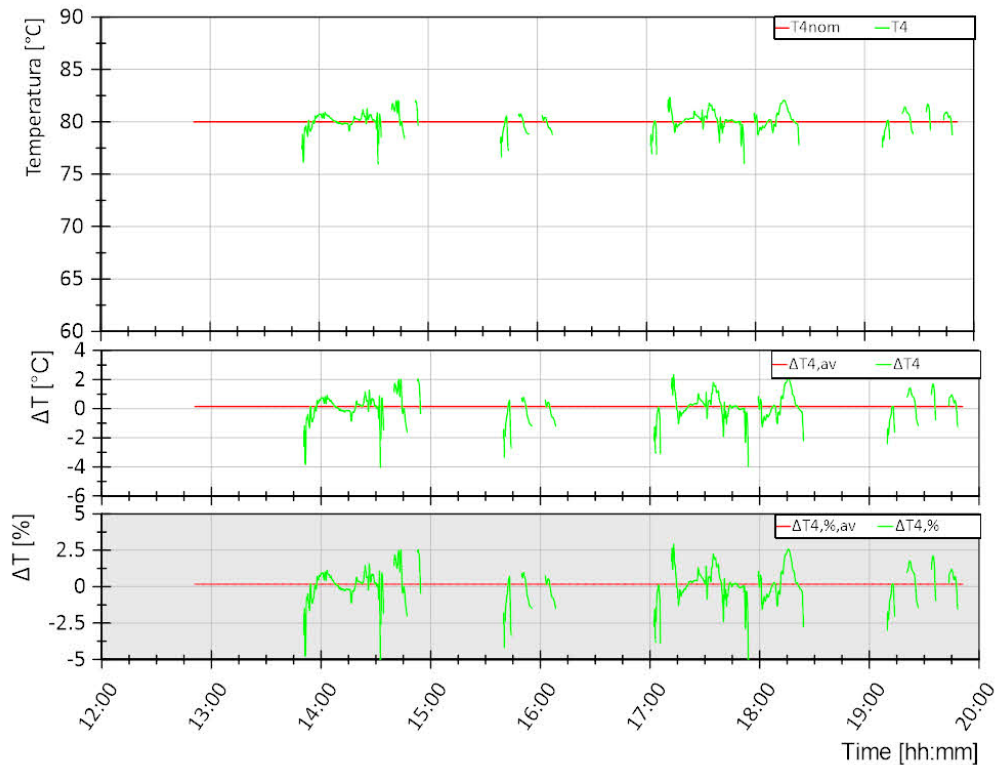


Figura 5.103. Prova dinamica 4. Andamento della temperatura di mandata al teleriscaldamento T4 (curva verde, grafico superiore) e differenza rispetto al valore di riferimento T4nom in termini assoluti (curva verde, grafico intermedio) e percentuali (curva verde, grafico inferiore). Per ogni grandezza nei grafici sono riportati i valori medi di tutta la prova in rosso.

In Tabella 5.24 sono riportati i valori medi su tutta la prova per le diverse grandezze controllate e i relativi scostamenti medi in termini assoluti e percentuali rispetto al valore di riferimento.

Tabella 5.24. Prova dinamica 4. Valori medi su tutta la prova per le diverse grandezze controllate e i relativi scostamenti medi in termini assoluti e percentuali rispetto al valore di riferimento

Variabile	Valore medio misurato	Scostamento assoluto	Scostamento percentuale [%]
T1 [°C]	78,98	-1,02	-1,3
T3 [°C]	50,50	0,5	1
T4 [°C]	80,14	0,14	0,17
T5 [°C]	90,07	0,073	0,08
T8[°C]	46,01	0,42	1,1
T10 [°C]	59,88	-0,12	-0,2
M2 [m³/h]	1,88	0,08	4,5
M7 [m³/h]	1,9	-2E3	-0,15
M8 [m³/h]	1,8	-1,4E-3	-0,2

In Tabella 5.25 si riporta l'energia termica totale fornita dal teleriscaldamento all'utenza tramite S1 (Eth,S1), dal sistema di generazione all'utenza tramite S2 (Eth,S2), dal sistema di generazione al teleriscaldamento tramite S3 (Eth,S3), l'energia termica totale fornita all'utenza (Eth,US), l'energia termica totale fornita dal sistema di generazione (Eth,GEN) con relative percentuali. Si può notare che la somma delle energie al secondario di S2 ed S3 (Eth,S2+Eth,S3) è inferiore rispetto all'energia totale al primario di tali scambiatori (Eth,GEN) di circa il 2%. Questa differenza è imputabile all'efficienza termica degli scambiatori e all'incertezza di misura che per le grandezze in gioco è almeno del 4%, come descritto in 5.1.1.

Tabella 5.25. Prova dinamica 4. Energie termiche scambiate dai diversi scambiatori della sottostazione

Eth,US [kWh]	Eth,S1 [kWh]	Eth,S2 [kWh]	Eth,GEN [kWh]	Eth,S3 [kWh]	Eth,S1/Eth,US [%]	Eth,S2/Eth,US [%]	Eth,S2/Eth,GEN [%]	Eth,S3/Eth,GEN [%]
165,04	21,8	143,24	280	132	13%	87%	51%	47%

In Tabella 5.26 si riporta l'energia termica al primario e al secondario dei diversi scambiatori e le relative efficienze per la prova considerata. Si può notare che η_{S2} supera il 100%: questo evento termodinamicamente improbabile è imputabile all'incertezza di misura che per le grandezze in gioco è almeno del 4%, come descritto in 5.1.1.

Tabella 5.26. Prova dinamica 4. Energie termiche al primario e al secondario dei diversi scambiatori della sottostazione e relative efficienze

Eth,S2_US [kWh]	Eth,S2_GEN [kWh]	η_{S2} [%]	Eth,S3_TLR [kWh]	Eth,S3_GEN [kWh]	η_{S3} [%]
143,2	141,9	100,9%	132,7	133	99,8%

5.2.3.5 Prova dinamica 5

La prova dinamica 5 prevede il funzionamento del solo scambiatore S3 (sistema di generazione-teleriscaldamento) per diversi livelli di produzione del sistema di generazione. Tale prova può essere considerata come una variante dinamica dello scenario 5 descritto nel paragrafo 5.2.2.5. Nel seguito si riportano in sintesi le condizioni di funzionamento previste per questa prova:

- Scambiatore attivo:
 - S3, cessione alla rete di teleriscaldamento del surplus di energia prodotta dal sistema di generazione e non necessario all'utenza;
- Richiesta utenza nulla. Produzione dal sistema di generazione variabile, variando la portata M7 come riportato in Figura 5.104;

- Le variabili che non prevedono variazioni dinamiche sono assunte pari al valore di nominale riportato in Tabella 5.16;
- Durata prova: 7 ore (19:38-02:38).

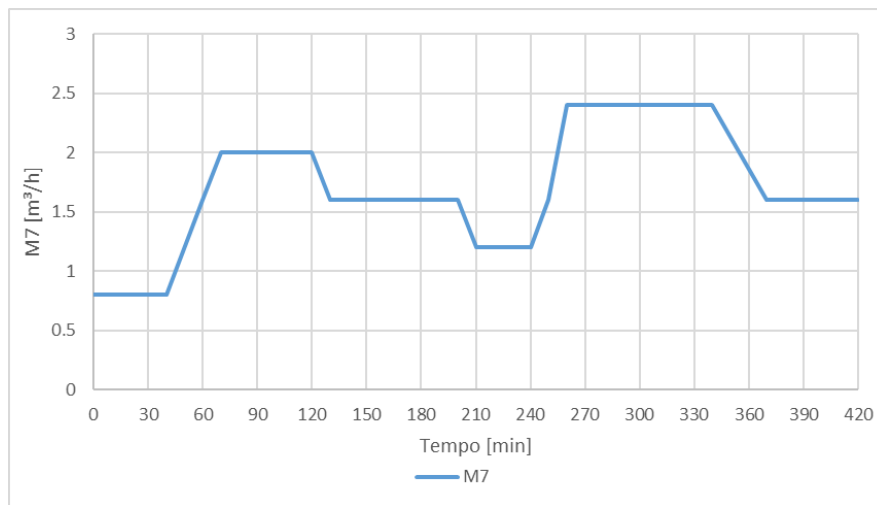


Figura 5.104. Profilo M7 per la prova dinamica 5

Nel seguito sono riportati alcuni grafici con gli andamenti delle temperature, portate, potenze e confronti con i valori di riferimento per la prova considerata (Figura 5.105-Figura 5.110). Da notare che le grandezze riportate nei grafici fanno riferimento ai valori istantanei acquisiti con un tempo di campionamento di 1 secondo. Per il calcolo delle grandezze derivate (potenze termiche e scostamenti rispetto al riferimento di una variabile controllate) far riferimento al paragrafo 5.1.1.

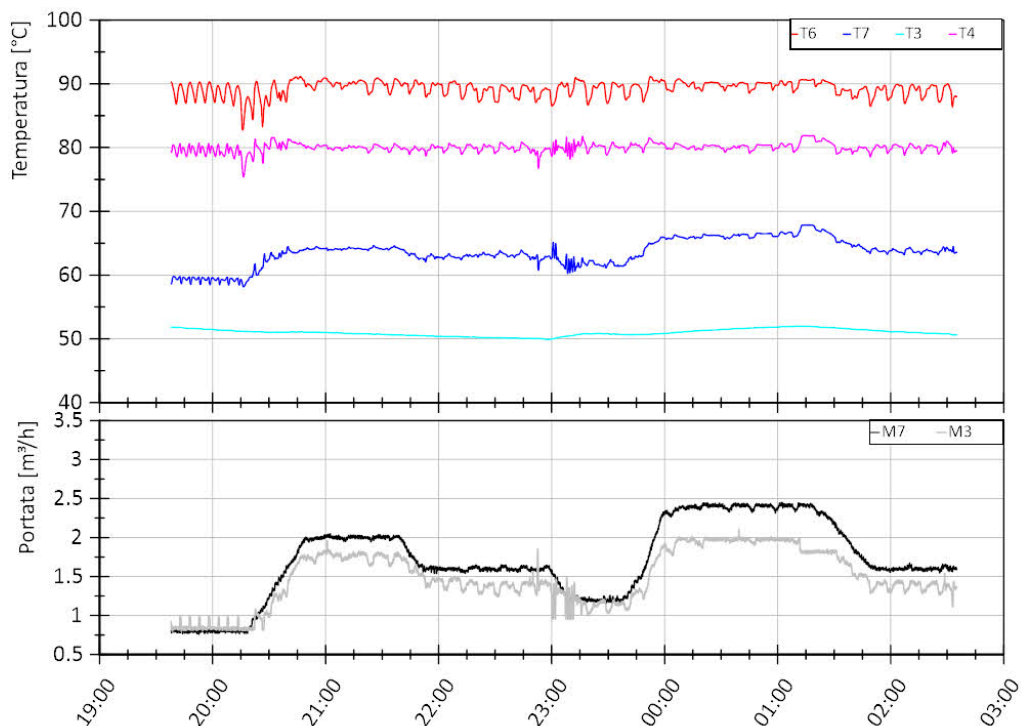


Figura 5.105. Prova dinamica 5. Andamento delle temperature lato sistema di generazione (ritorno dallo scambiatore S2 T6, ritorno al sistema di generazione T7) e lato teleriscaldamento (ritorno dal teleriscaldamento T3, mandata al teleriscaldamento T4) dello scambiatore S3 (grafico superiore). Andamento della portata lato sistema di generazione (M7) e lato teleriscaldamento (M3) dello scambiatore S3 (grafico inferiore).

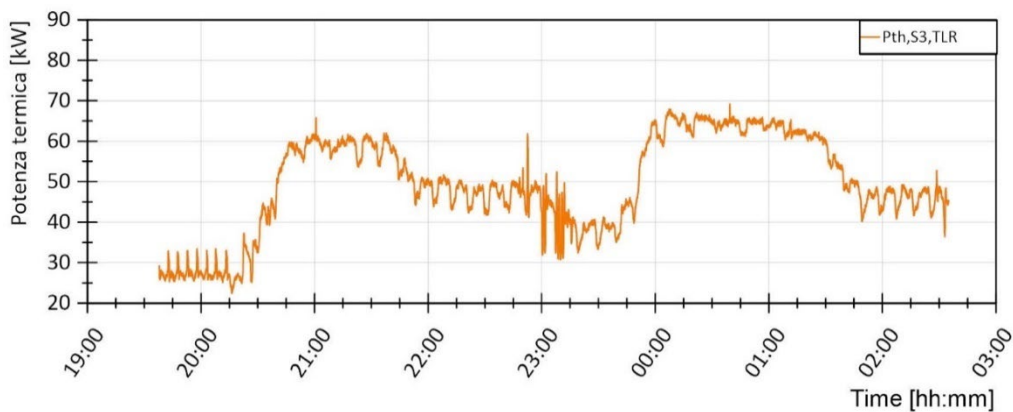


Figura 5.106. Prova dinamica 5. Andamento della potenza termica lato teleriscaldamento dello scambiatore S3

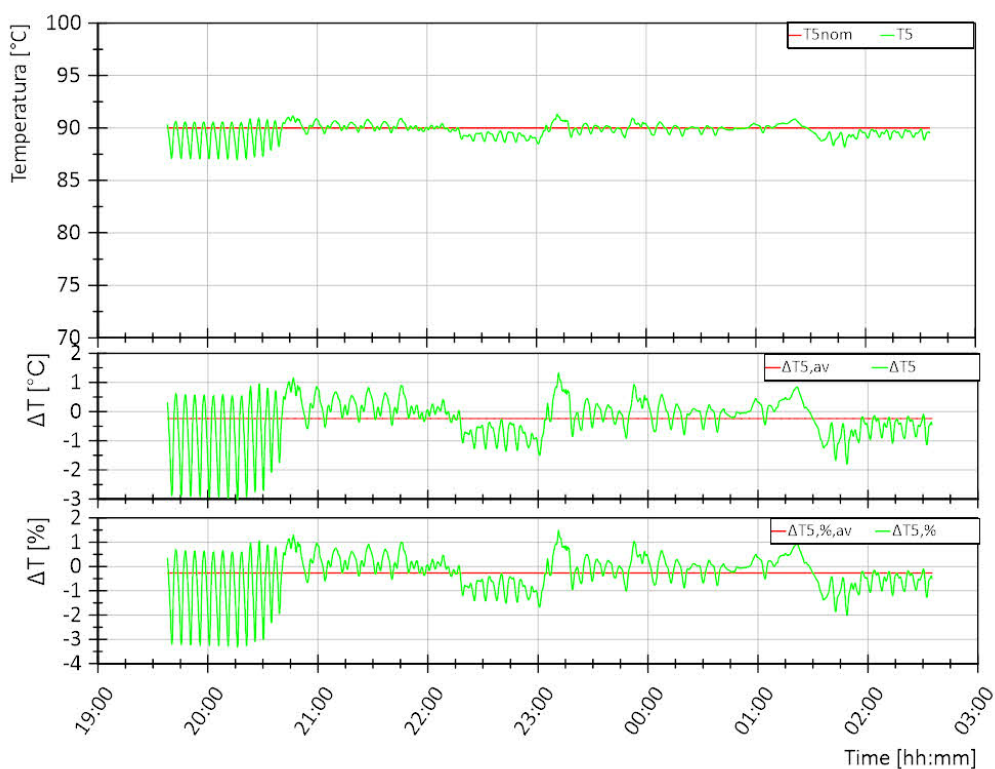


Figura 5.107. Prova dinamica 5. Andamento della temperatura di mandata dal sistema di generazione T5 (curva verde, grafico superiore) e differenza rispetto al valore di riferimento T5nom in termini assoluti (curva verde, grafico intermedio) e percentuali (curva verde, grafico inferiore). Per ogni grandezza nei grafici sono riportati i valori medi di tutta la prova in rosso.

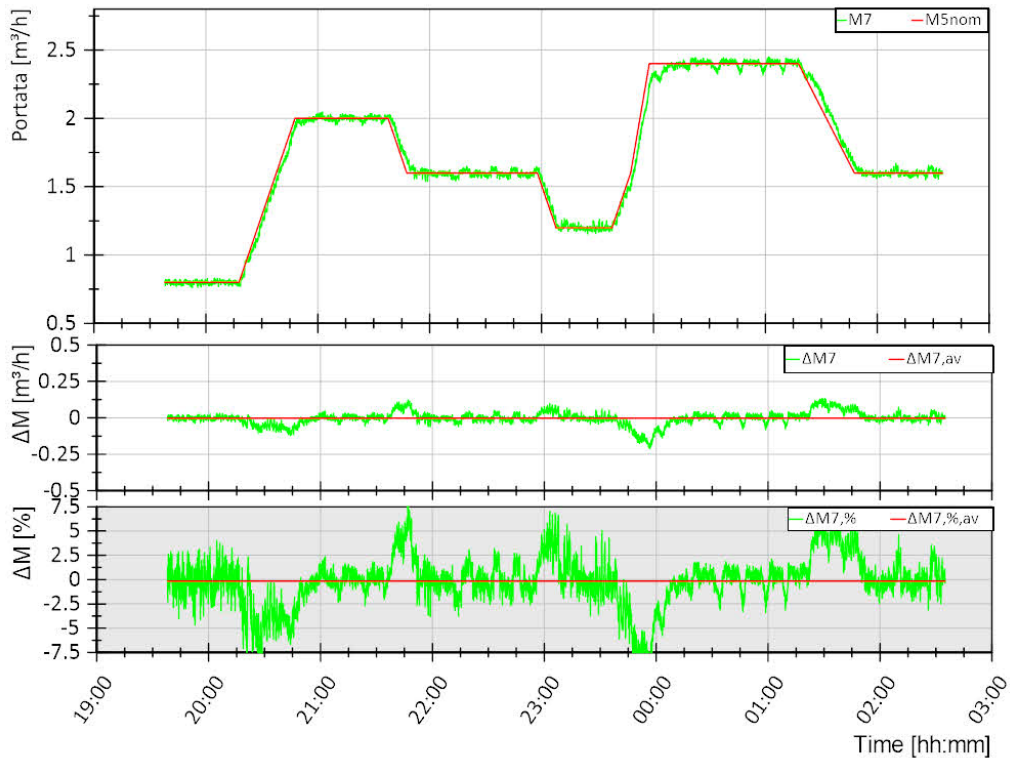


Figura 5.108. Prova dinamica 5. Andamento della portata del circuito del sistema di generazione M7 (curva verde, grafico superiore) e differenza rispetto al valore di riferimento M5nom (=M7nom) in termini assoluti (curva verde, grafico intermedio) e percentuali (curva verde, grafico inferiore). Per ogni grandezza nei grafici sono riportati i valori medi di tutta la prova in rosso.

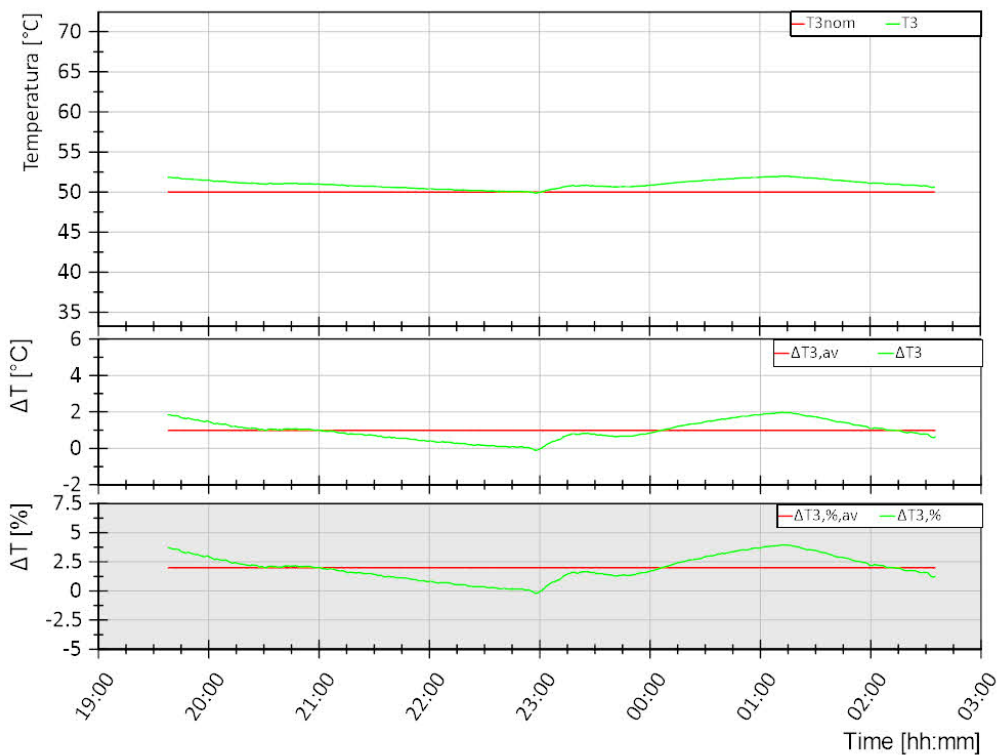


Figura 5.109. Prova dinamica 5. Andamento della temperatura di ritorno dal teleriscaldamento T3 (curva verde, grafico superiore) e differenza rispetto al valore di riferimento T3nom in termini assoluti (curva verde, grafico intermedio) e percentuali (curva verde, grafico inferiore). Per ogni grandezza nei grafici sono riportati i valori medi di tutta la prova in rosso.

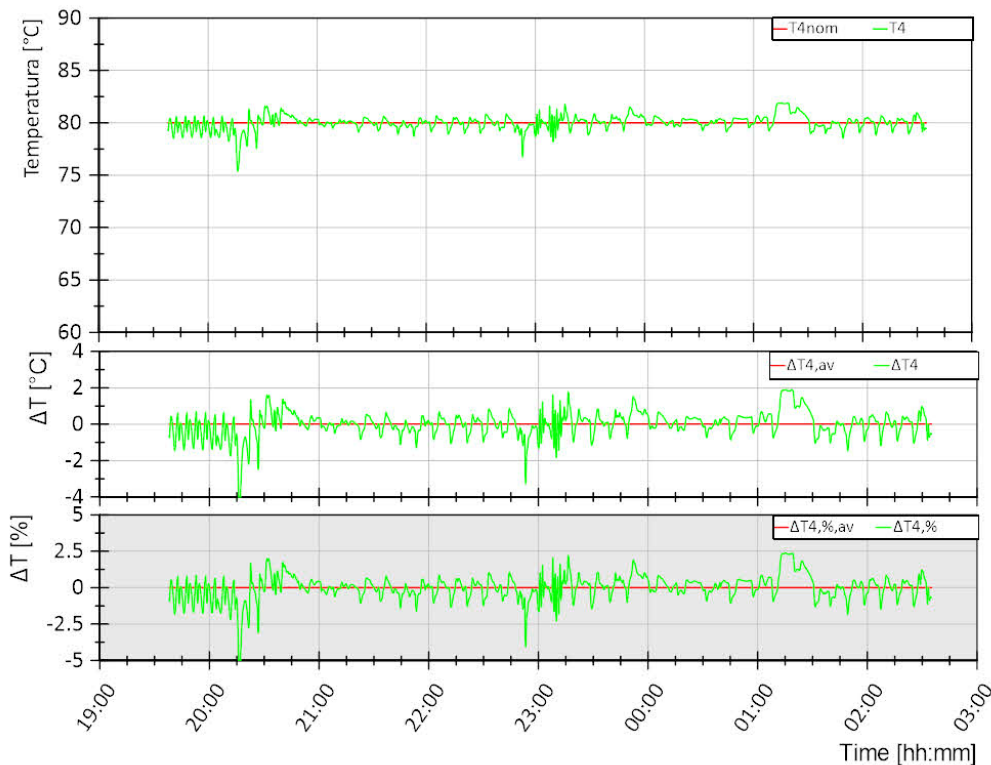


Figura 5.110. Prova dinamica 5. Andamento della temperatura di mandata al teleriscaldamento T4 (curva verde, grafico superiore) e differenza rispetto al valore di riferimento T4nom in termini assoluti (curva verde, grafico intermedio) e percentuali (curva verde, grafico inferiore). Per ogni grandezza nei grafici sono riportati i valori medi di tutta la prova in rosso.

In Tabella 5.27 sono riportati i valori medi su tutta la prova per le diverse grandezze controllate e i relativi scostamenti medi in termini assoluti e percentuali rispetto al valore di riferimento. L’energia termica totale fornita dal sistema di generazione al teleriscaldamento tramite S3 (Eth,S3) per la prova considerata è pari a 344 kWh.

Tabella 5.27. Prova dinamica 5. Valori medi su tutta la prova per le diverse grandezze controllate e i relativi scostamenti medi in termini assoluti e percentuali rispetto al valore di riferimento

Variabile	Valore medio misurato	Scostamento assoluto	Scostamento percentuale [%]
T3 [°C]	50,97	0,97	1,9
T4 [°C]	80,02	0,019	0,024
T5 [°C]	89,82	-0,18	-0,20
M7 [m ³ /h]	1,73	-4,7E-3	-0,3

In Tabella 5.28 si riporta l’energia termica al primario e al secondario dello scambiatore S3 e la relativa efficienza per la prova considerata. Si può notare che η_{S3} supera il 100%: questo evento termodinamicamente improbabile è imputabile all’incertezza di misura che per le grandezze in gioco è almeno del 4%, come descritto in 5.1.1.

Tabella 5.28. Prova dinamica 5. Energie termiche al primario e al secondario dei diversi scambiatori della sottostazione e relative efficienze

Eth,S3_TLR [kWh]	Eth,S3_GEN [kWh]	η_{S3} [%]
344	343,5	100,1%

5.2.3.6 Prova dinamica 6

La prova dinamica 6 prevede il funzionamento degli scambiatori S1 (teleriscaldamento-utenza), S2 (sistema di generazione-utenza) ed S3 (sistema di generazione-teleriscaldamento) per diversi livelli di richiesta termica dell'utenza. Tale prova può essere considerata come una combinazione degli scenari 3 e 4 descritti nei paragrafi 5.2.2.3 e 5.2.2.4. Nel seguito si riportano in sintesi le condizioni di funzionamento previste per questa prova:

- Scambiatore attivo:
 - S1, prelievo dalla rete di teleriscaldamento per soddisfare l'utenza in subordine al prelievo dal sistema di generazione tramite S2;
 - S2, prelievo dal sistema di generazione per soddisfare l'utenza;
 - S3, cessione alla rete di teleriscaldamento del surplus di energia prodotta dal sistema di generazione e non necessario all'utenza;
- Richiesta utenza variabile: la variazione è ottenuta variando la portata M8 come riportato in Figura 5.111;
- Le variabili che non prevedono variazioni dinamiche sono assunte pari al valore di nominale riportato in Tabella 5.16;
- Durata prova: 5 ore (13:49-18:49).

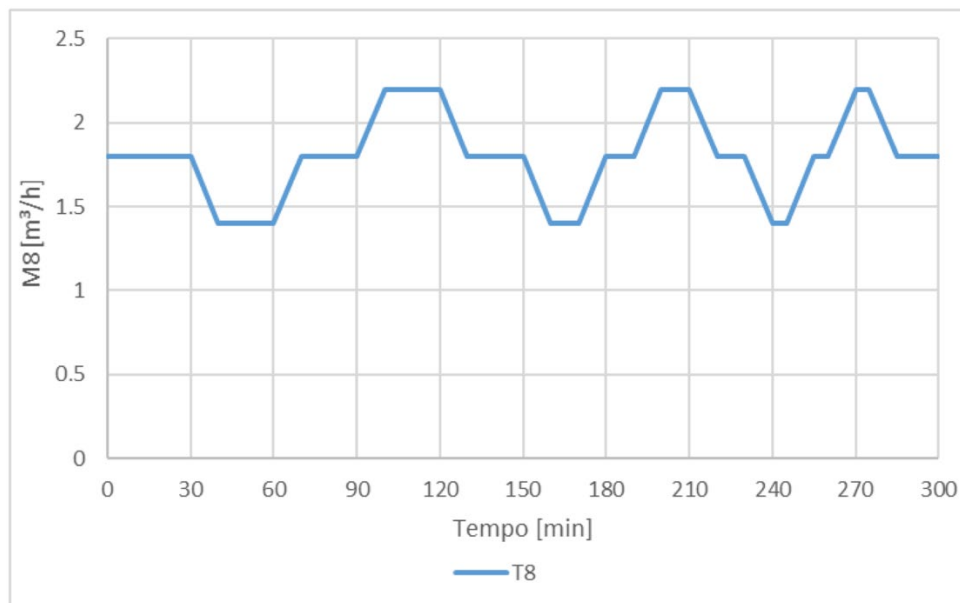


Figura 5.111. Profilo M8 per la prova dinamica 6

Nel seguito sono riportati alcuni grafici con gli andamenti delle temperature, portate, potenze e confronti con i valori di riferimento per la prova considerata (Figura 5.112-Figura 5.118). Le grandezze riportate nei grafici fanno riferimento ai valori istantanei acquisiti con un tempo di campionamento di 1 secondo. Per il calcolo delle grandezze derivate (potenze termiche e scostamenti rispetto al riferimento di una variabile controllate) far riferimento al paragrafo 5.1.1.

Da notare che i grafici seguenti sono relativi al solo scambiatore S2, in quanto gli scambiatori S1 ed S3 si attivano solo per qualche minuto principalmente a causa delle oscillazioni che si hanno sul controllo della temperatura T5.

Dai grafici riportati in Figura 5.113 si può notare quando gli scambiatori S1 ed S3 si attivano solo per qualche minuto.

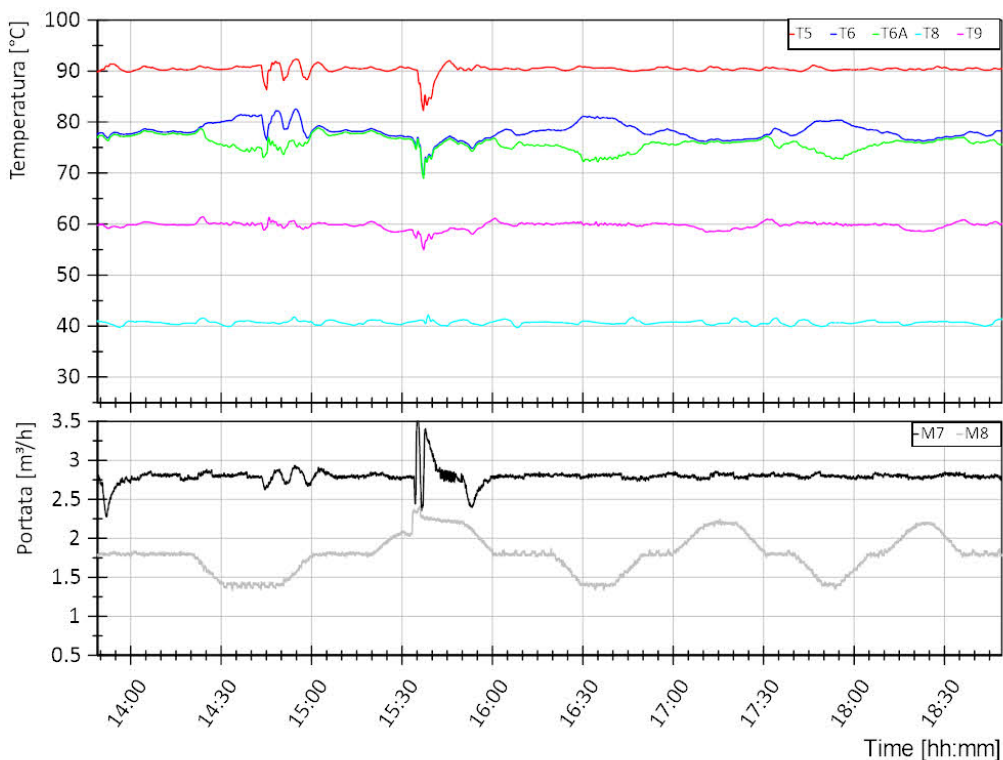


Figura 5.112. Prova dinamica 6. Andamento delle temperature lato sistema di generazione (mandata dal sistema di generazione T5, ritorno al sistema di generazione T6 e uscita scambiatore S2 T6A) e lato utenza (ritorno dall’utenza T8, mandata all’utenza T9) dello scambiatore S2 (grafico superiore). Andamento della portata lato sistema di generazione (M7) e lato utenza (M8) dello scambiatore S2 (grafico inferiore).

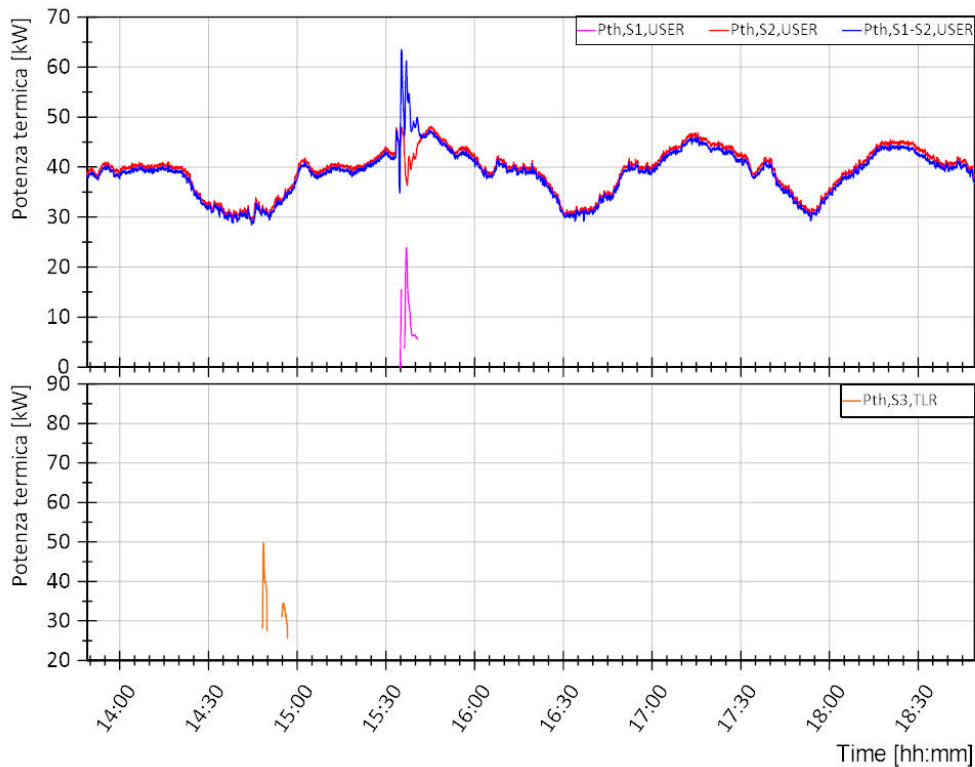


Figura 5.113. Prova dinamica 6. Andamento della potenza termica lato utenza dello scambiatore S2 (grafico superiore) e lato teleriscaldamento dello scambiatore S3 (grafico inferiore).

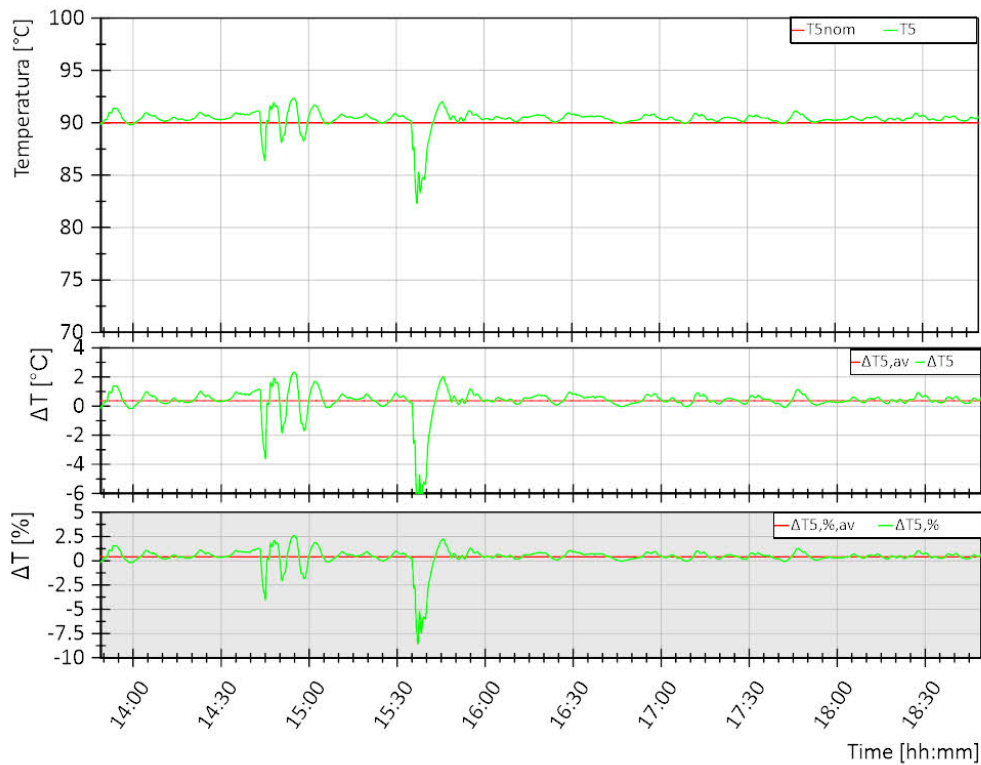


Figura 5.114. Prova dinamica 6. Andamento della temperatura di mandata dal sistema di generazione T5 (curva verde, grafico superiore) e differenza rispetto al valore di riferimento T5nom in termini assoluti (curva verde, grafico intermedio) e percentuali (curva verde, grafico inferiore). Per ogni grandezza nei grafici sono riportati i valori medi di tutta la prova in rosso.



Figura 5.115. Prova dinamica 6. Andamento della temperatura di ritorno dall'utenza T8 (curva verde, grafico superiore) e differenza rispetto al valore di riferimento T8nom in termini assoluti (curva verde, grafico intermedio) e percentuali (curva verde, grafico inferiore). Per ogni grandezza nei grafici sono riportati i valori medi di tutta la prova in rosso.



Figura 5.116. Prova dinamica 6. Andamento della temperatura di mandata all’utenza T9 (curva verde, grafico superiore) e differenza rispetto al valore di riferimento T10nom in termini assoluti (curva verde, grafico intermedio) e percentuali (curva verde, grafico inferiore). Per ogni grandezza nei grafici sono riportati i valori medi di tutta la prova in rosso.

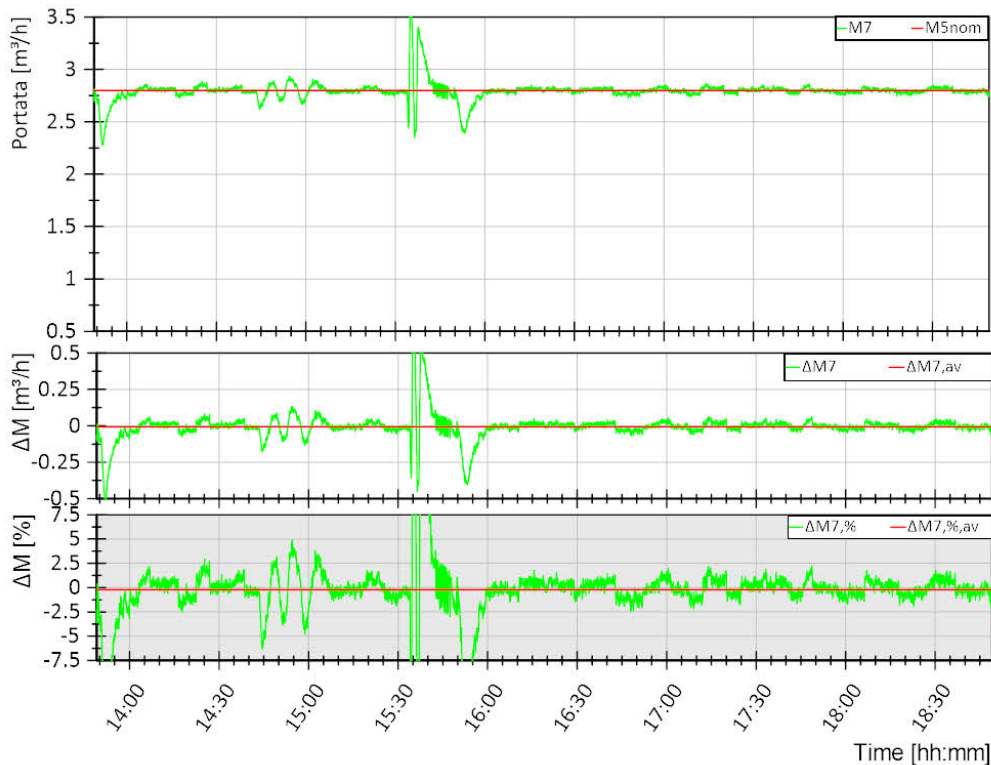


Figura 5.117. Prova dinamica 6. Andamento della portata del circuito del sistema di generazione M7 (curva verde, grafico superiore) e differenza rispetto al valore di riferimento M5nom (=M7nom) in termini assoluti (curva verde, grafico intermedio) e percentuali (curva verde, grafico inferiore). Per ogni grandezza nei grafici sono riportati i valori medi di tutta la prova in rosso.

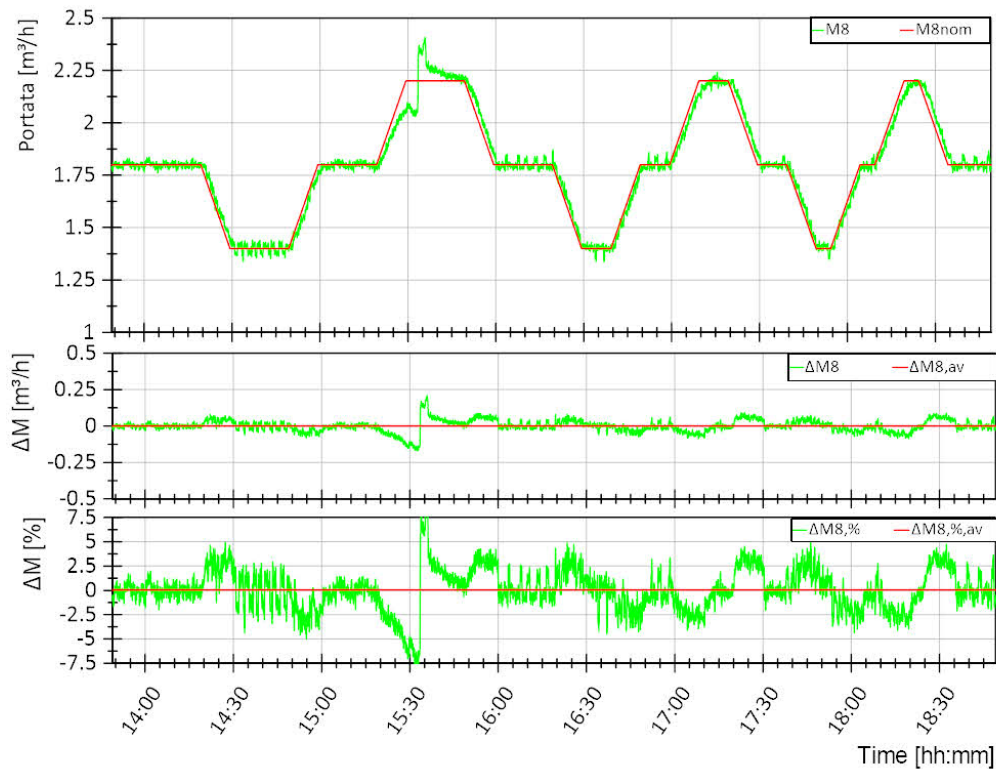


Figura 5.118. Prova dinamica 6. Andamento della portata del circuito utenza M8 (curva verde, grafico superiore) e differenza rispetto al valore di riferimento M8nom in termini assoluti (curva verde, grafico intermedio) e percentuali (curva verde, grafico inferiore). Per ogni grandezza nei grafici sono riportati i valori medi di tutta la prova in rosso.

In Tabella 5.29 sono riportati i valori medi su tutta la prova per le diverse grandezze controllate e i relativi scostamenti medi in termini assoluti e percentuali rispetto al valore di riferimento. L'energia termica totale fornita dal sistema di generazione all'utenza tramite S2 (Eth,S2) per la prova considerata è pari a 196.5 kWh.

Tabella 5.29. Prova dinamica 6. Valori medi su tutta la prova per le diverse grandezze controllate e i relativi scostamenti medi in termini assoluti e percentuali rispetto al valore di riferimento

Variabile	Valore medio misurato	Scostamento assoluto	Scostamento percentuale [%]
T5 [°C]	90,36	0,36	0,40
T8 [°C]	40,68	0,68	1,7
T9 [°C]	59,7	-0,30	-0,50
M7 [m³/h]	2,8	0	0
M8 [m³/h]	1,8	0	0

In Tabella 5.30 si riporta l'energia termica al primario e al secondario dello scambiatore S2 e la relativa efficienza per la prova considerata. Si può notare che η_{S2} supera il 100%: questo evento termodinamicamente improbabile è imputabile all'incertezza di misura che per le grandezze in gioco è almeno del 4%, come descritto in 5.1.1.

Tabella 5.30. Prova dinamica 6. Energie termiche al primario e al secondario dei diversi scambiatori della sottostazione e relative efficienze

Eth,S2_US [kWh]	Eth,S2_GEN [kWh]	η_{S2} [%]
196,5	193	101,8%

5.2.3.7 Prova dinamica 7

La prova dinamica 7 prevede il funzionamento del solo scambiatore S1 (teleriscaldamento-utenza) per diversi livelli di richiesta termica dell'utenza variabile tra richiesta minima, massima e in condizione di design. Tale prova può essere considerata come una riformulazione della prova dinamica 1 con delle variazioni di temperatura non a gradino, ma gradualmente con rampe di 1 °C/minuto a crescere e decrescere. Nel seguito si riportano in sintesi le condizioni di funzionamento previste per questa prova:

- Scambiatore attivo:
 - S1, prelievo dalla rete di teleriscaldamento per soddisfare l'utenza
- Richiesta utenza variabile. La variazione è ottenuta variando la temperatura T8 e mantenendo costante la portata M8 e pari al valore nominale: l'andamento di T8 è riportato in Figura 5.119;
- Le variabili che non prevedono variazioni dinamiche sono assunte pari al valore di nominale riportato in Tabella 5.16;
- Durata prova: 6 ore circa (12:58-18:48).

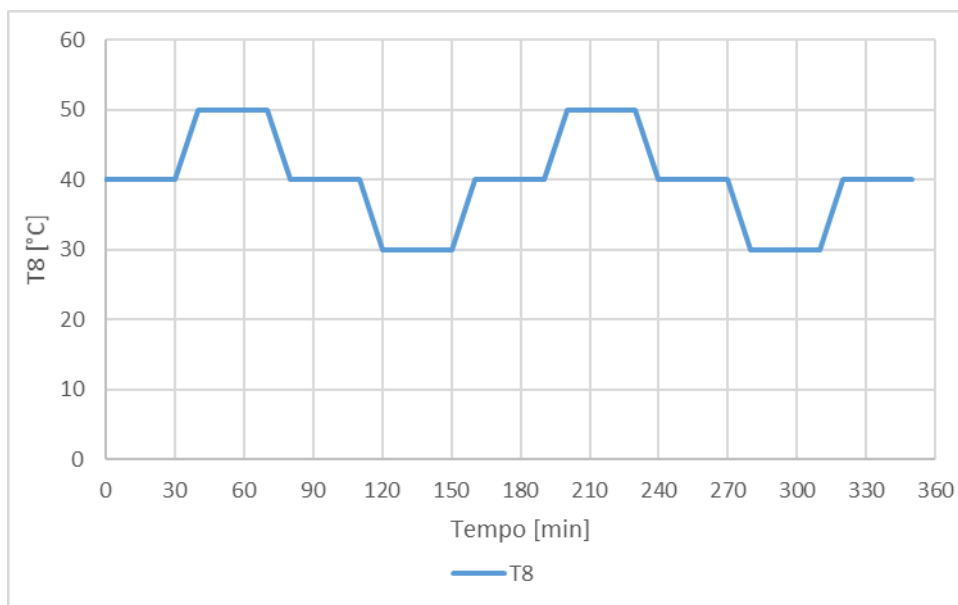


Figura 5.119. Profilo T8 per la prova dinamica 7

Nel seguito sono riportati alcuni grafici con gli andamenti delle temperature, portate, potenze e confronti con i valori di riferimento per la prova considerata (Figura 5.120-Figura 5.126). Da notare che le grandezze riportate nei grafici fanno riferimento ai valori istantanei acquisiti con un tempo di campionamento di 1 secondo. Per il calcolo delle grandezze derivate (potenze termiche e scostamenti rispetto al riferimento di una variabile controllate) far riferimento al paragrafo 5.1.1.

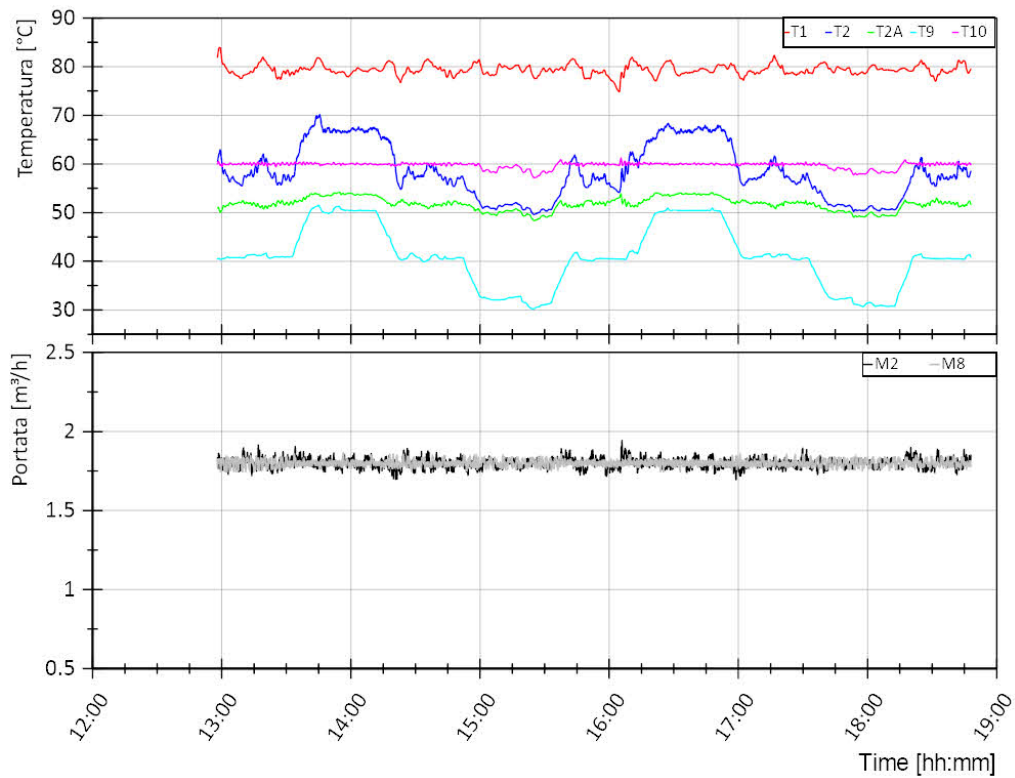


Figura 5.120. Prova dinamica 7. Andamento delle temperature lato teleriscaldamento (mandata dal teleriscaldamento T1, ritorno al teleriscaldamento T2 e uscita scambiatore S1 T2A) e lato utenza (ritorno dall'utenza T9, mandata all'utenza T10) dello scambiatore S1 (grafico superiore). Andamento della portata lato teleriscaldamento (M2) e lato utenza (M8) dello scambiatore S1 (grafico inferiore).

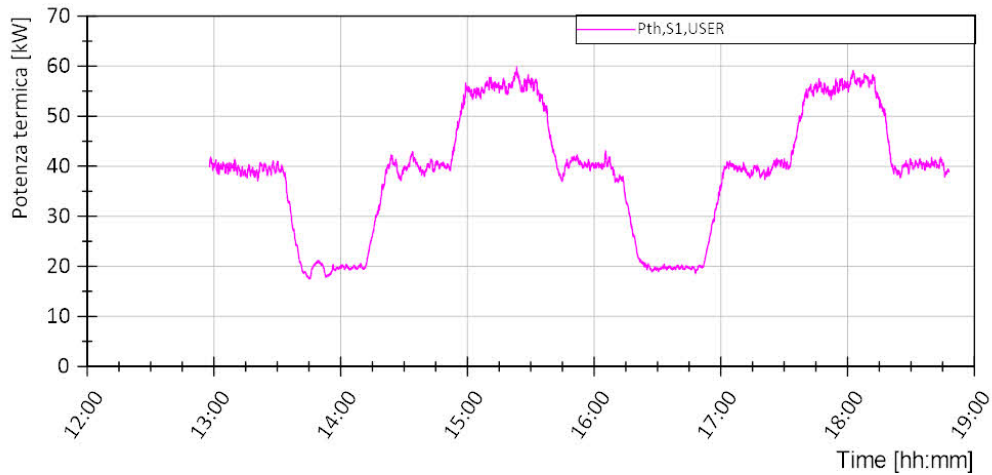


Figura 5.121. Prova dinamica 7. Andamento della potenza termica lato utenza dello scambiatore S1

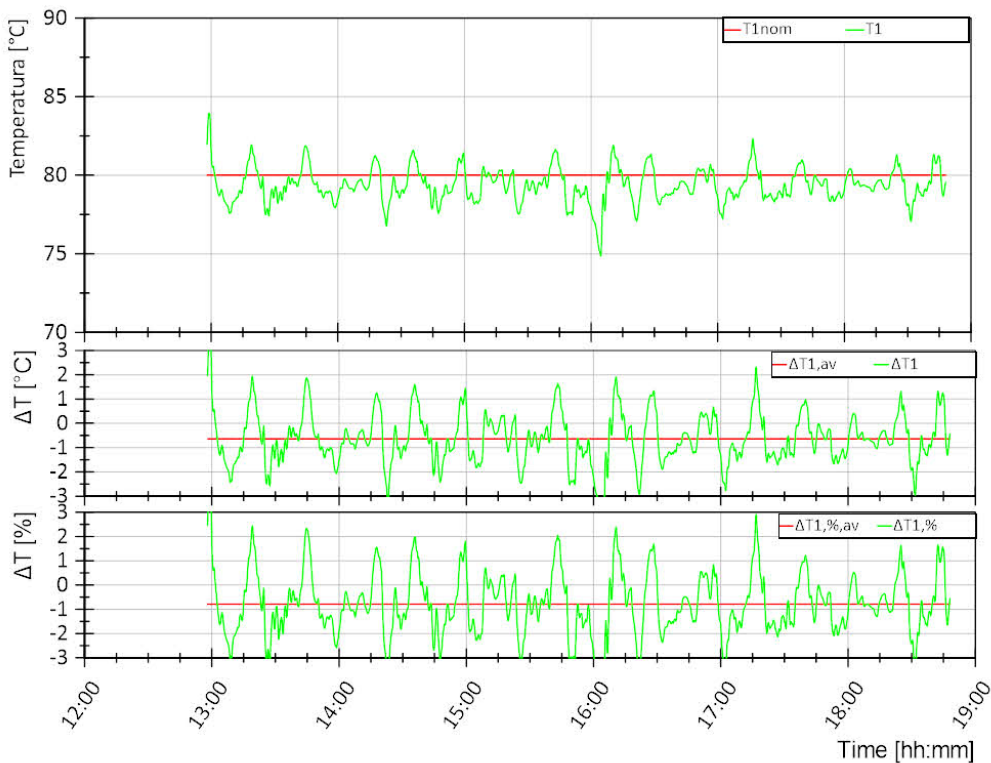


Figura 5.122. Prova dinamica 7. Andamento della temperatura di mandata dal teleriscaldamento T1 (curva verde, grafico superiore) e differenza rispetto al valore di riferimento T1nom in termini assoluti (curva verde, grafico intermedio) e percentuali (curva verde, grafico inferiore). Per ogni grandezza nei grafici sono riportati i valori medi di tutta la prova in rosso.

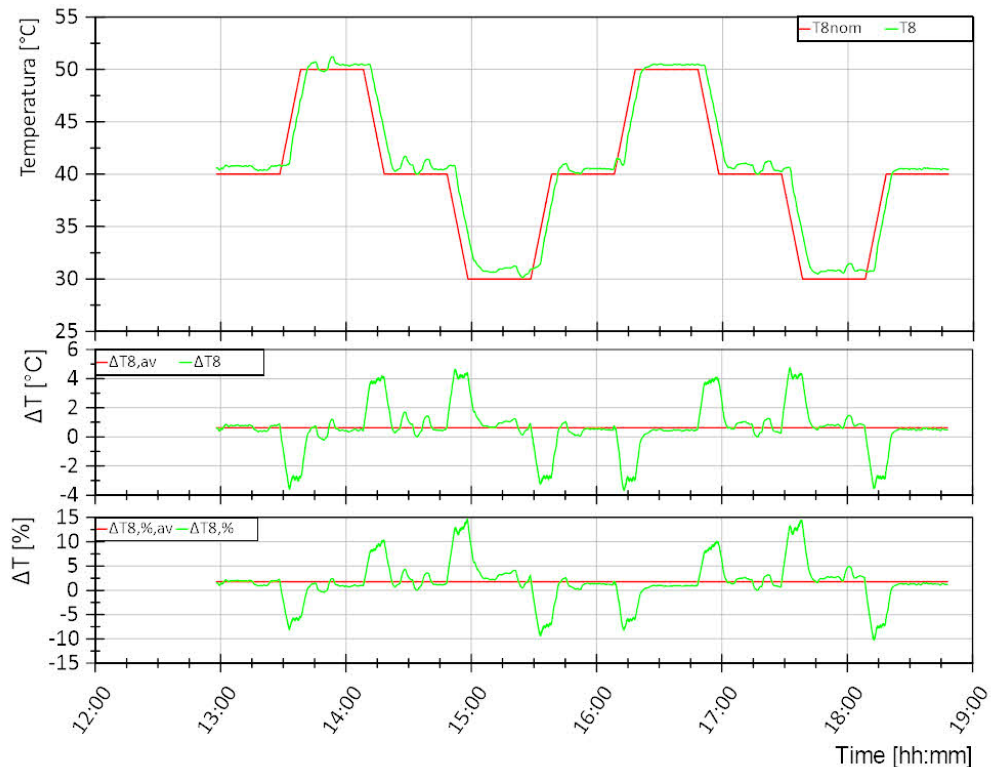


Figura 5.123. Prova dinamica 7. Andamento della temperatura di ritorno dall'utenza T8 (curva verde, grafico superiore) e differenza rispetto al valore di riferimento T8nom in termini assoluti (curva verde, grafico intermedio) e percentuali (curva verde, grafico inferiore). Per ogni grandezza nei grafici sono riportati i valori medi di tutta la prova in rosso.

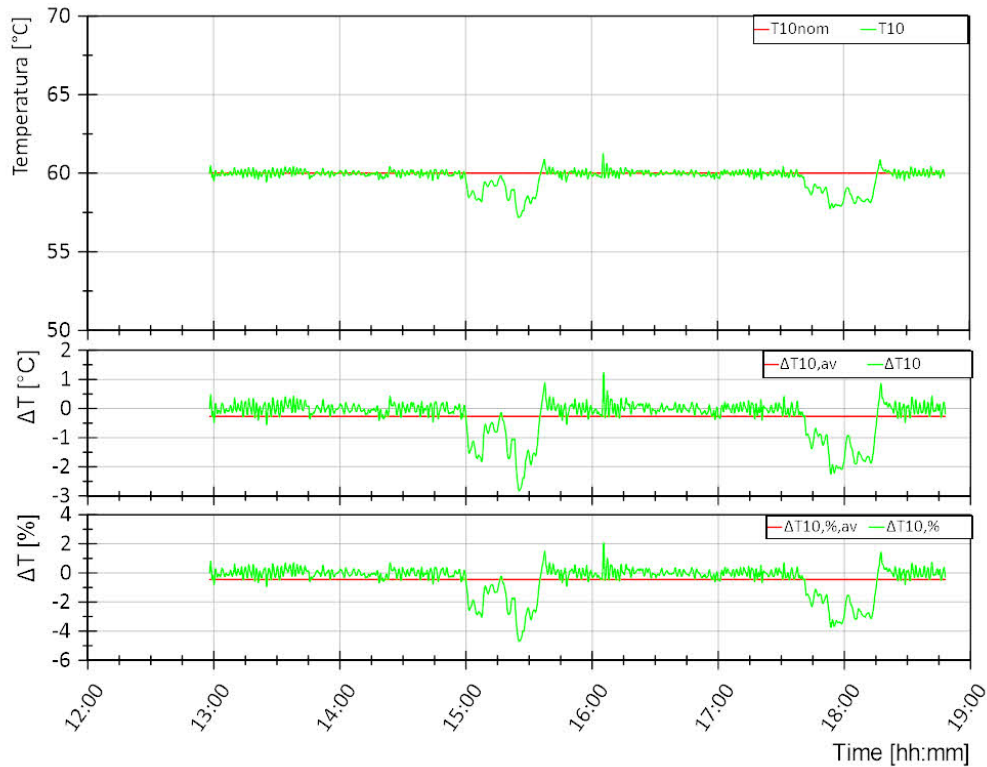


Figura 5.124. Prova dinamica 7. Andamento della temperatura di mandata all'utenza T10 (curva verde, grafico superiore) e differenza rispetto al valore di riferimento T10nom in termini assoluti (curva verde, grafico intermedio) e percentuali (curva verde, grafico inferiore). Per ogni grandezza nei grafici sono riportati i valori medi di tutta la prova in rosso.

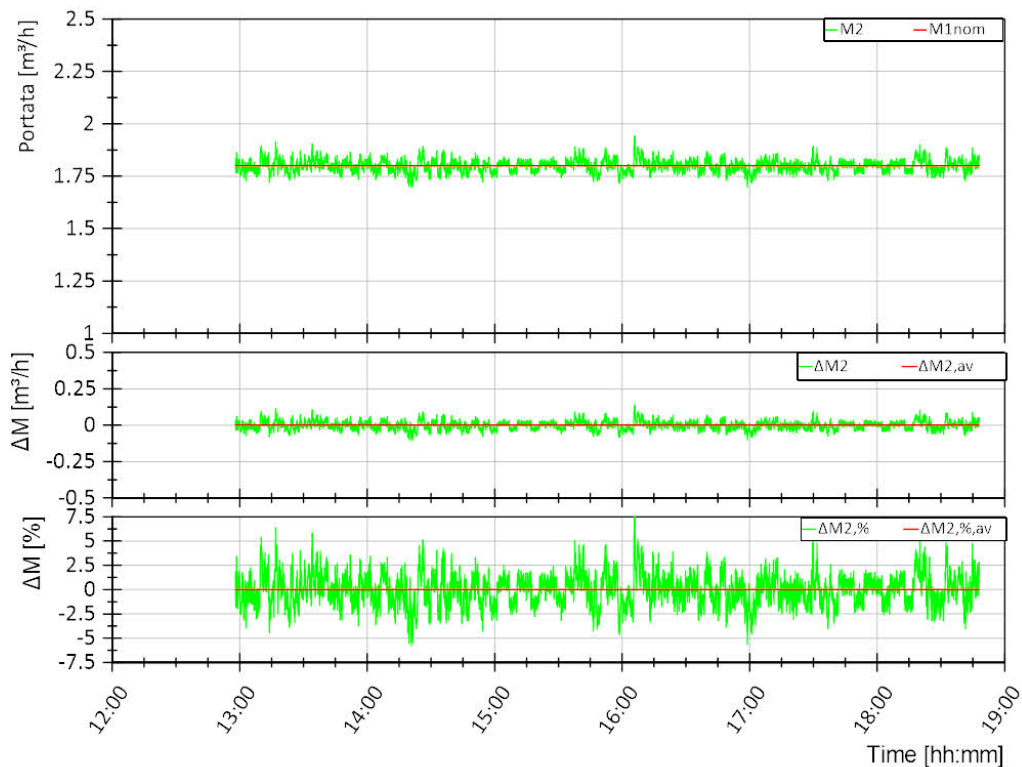


Figura 5.125. Prova dinamica 7. Andamento della portata del circuito teleriscaldamento M2 (curva verde, grafico superiore) e differenza rispetto al valore di riferimento M1nom in termini assoluti (curva verde, grafico intermedio) e percentuali (curva verde, grafico inferiore). Per ogni grandezza nei grafici sono riportati i valori medi di tutta la prova in rosso.

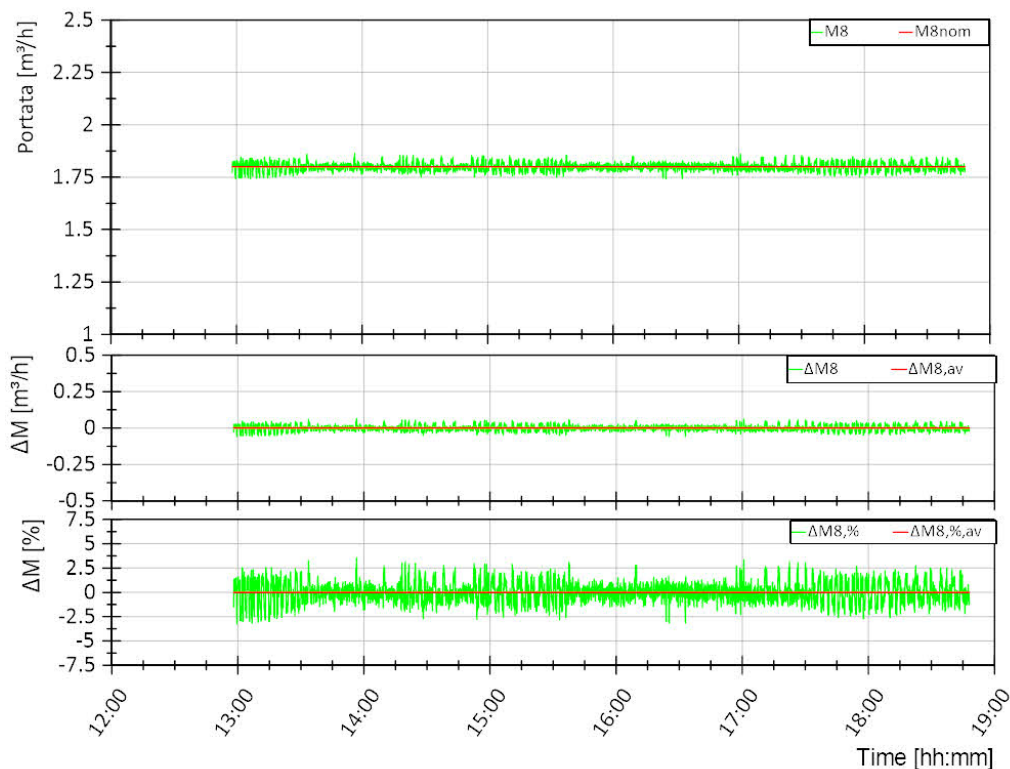


Figura 5.126. Prova dinamica 7. Andamento della portata del circuito utenza M8 (curva verde, grafico superiore) e differenza rispetto al valore di riferimento M8nom in termini assoluti (curva verde, grafico intermedio) e percentuali (curva verde, grafico inferiore). Per ogni grandezza nei grafici sono riportati i valori medi di tutta la prova in rosso.

In Tabella 5.31 sono riportati i valori medi su tutta la prova per le diverse grandezze controllate e i relativi scostamenti medi in termini assoluti e percentuali rispetto al valore di riferimento. L’energia termica totale fornita dalla sottostazione all’utenza tramite S1 per la prova considerata è 228 kWh.

Tabella 5.31. Prova dinamica 7. Valori medi su tutta la prova per le diverse grandezze controllate e i relativi scostamenti medi in termini assoluti e percentuali rispetto al valore di riferimento

Variabile	Valore medio misurato	Scostamento assoluto	Scostamento percentuale [%]
T1 [°C]	79,37	-0,63	-0,79
T8 [°C]	40,63	0,63	1,8
T10 [°C]	59,73	-0,27	-0,45
M2 [m³/h]	1,8	0	0
M8 [m³/h]	1,8	0	0

Nel confrontare gli andamenti di T1, T8 e T10 della prova dinamica 1 e 7 e i valori medi riportati in Tabella 5.17 e Tabella 5.31 sono si notano apprezzabili differenze nei controlli di tali temperature in funzione delle due tipologie di profili per T8 considerati. Nel caso di T8, in apparenza sembra seguire meglio il profilo nella prova 7. Verificando nel dettaglio i grafici di ΔT8 per i due test (Figura 5.64 e Figura 5.123), si nota che in corrispondenza della variazione di temperatura nel test 1 si ha un ΔT8 di 10 °C per circa 5 minuti, nel test 7 un ΔT8 di 4 °C per circa 10 minuti. Quindi mediamente si ha la stessa differenza.

5.2.3.8 Prova dinamica 8

La prova dinamica 8 prevede il funzionamento degli scambiatori S1 (teleriscaldamento-utenza), S2 (sistema di generazione-utenza) ed S3 (sistema di generazione-teleriscaldamento) per diversi livelli di richiesta termica dell'utenza. Tale prova può essere considerata come una riformulazione della prova dinamica 6 al fine di individuare le condizioni dinamiche di funzionamento contemporaneo di S2 ed S3 per questo tipo di profilo di richiesta dell'utenza. Infatti, nella prova 6 era previsto il funzionamento di tali scambiatori insieme, ma non si è verificato. Nel seguito si riportano in sintesi le condizioni di funzionamento previste per questa prova:

- Scambiatore attivo:
 - S1, prelievo dalla rete di teleriscaldamento per soddisfare l'utenza in subordine al prelievo dal sistema di generazione tramite S2;
 - S2, prelievo dal sistema di generazione per soddisfare l'utenza;
 - S3, cessione alla rete di teleriscaldamento del surplus di energia prodotta dal sistema di generazione e non necessario all'utenza;
- Richiesta utenza variabile. La variazione è ottenuta variando sia la portata M8 che la temperatura T8 come riportato in Figura 5.127; in particolare, per lo stesso profilo di portata M8 si testano due livelli di temperatura per T8;
- Le variabili che non prevedono variazioni dinamiche sono assunte pari al valore di nominale riportato in Tabella 5.16;
- Durata prova: 5,5 ore (11:53-17:13).

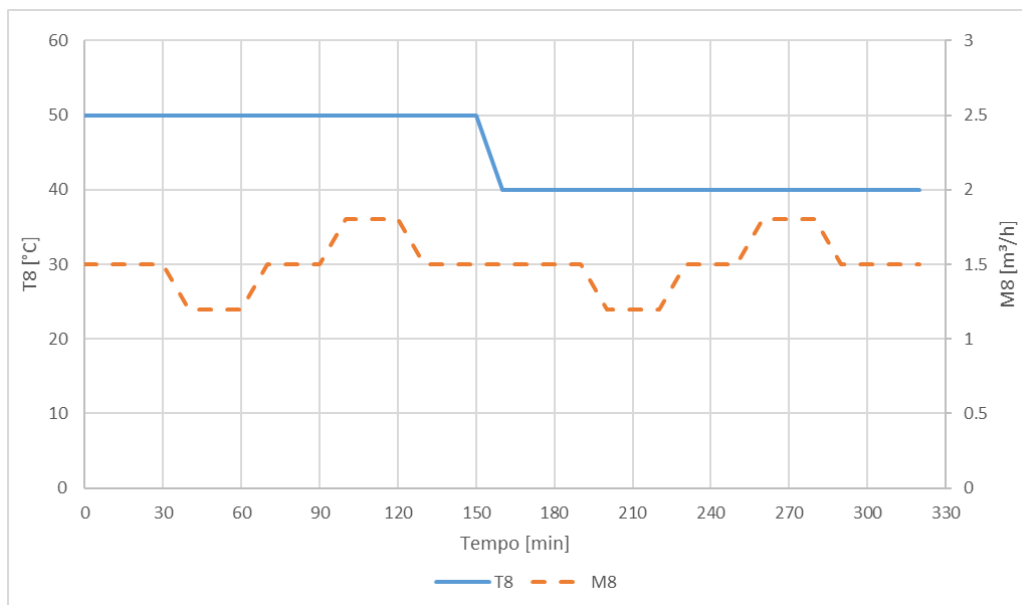


Figura 5.127. Profilo T8 ed M8 per la prova dinamica 8

Nel seguito sono riportati alcuni grafici con gli andamenti delle temperature, portate, potenze e confronti con i valori di riferimento per la prova considerata (Figura 5.128-Figura 5.137). Le grandezze riportate nei grafici fanno riferimento ai valori istantanei acquisiti con un tempo di campionamento di 1 secondo. Per il calcolo delle grandezze derivate (potenze termiche e scostamenti rispetto al riferimento di una variabile controllate) far riferimento al paragrafo 5.1.1.

Da notare che i grafici seguenti sono relativi agli scambiatori S2 ed S3 in quanto lo scambiatore S1 non si attiva.

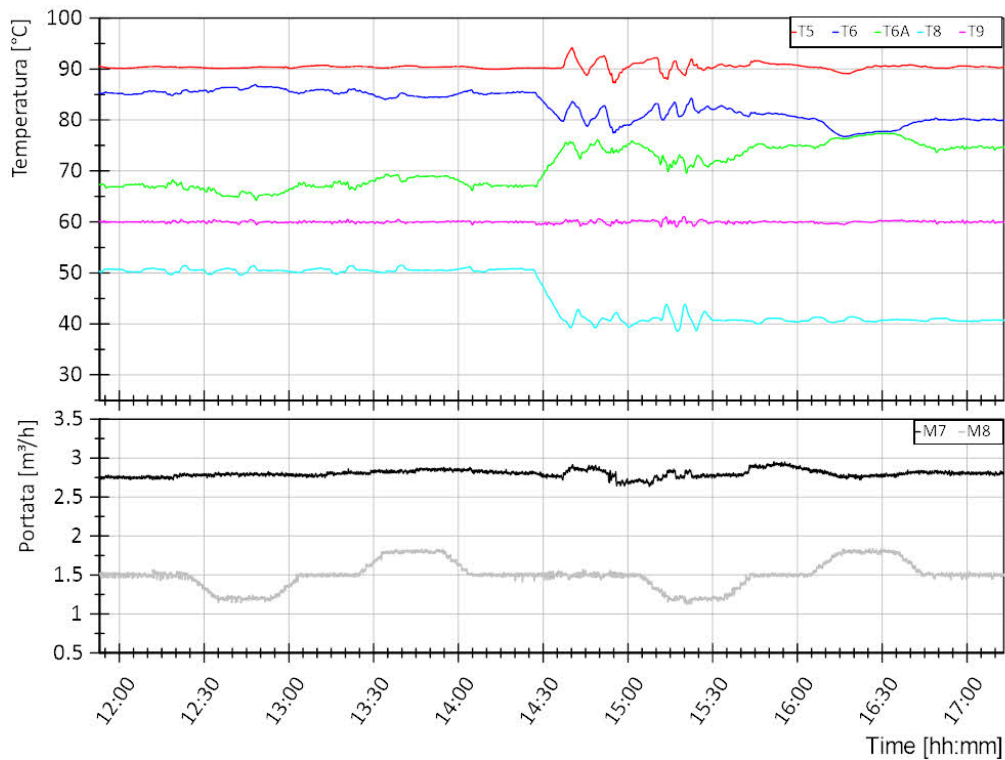


Figura 5.128. Prova dinamica 8. Andamento delle temperature lato sistema di generazione (mandata dal sistema di generazione T5, ritorno al sistema di generazione T6 e uscita scambiatore S2 T6A) e lato utenza (ritorno dall'utenza T8, mandata all'utenza T9) dello scambiatore S2 (grafico superiore). Andamento della portata lato sistema di generazione (M7) e lato utenza (M8) dello scambiatore S2 (grafico inferiore).

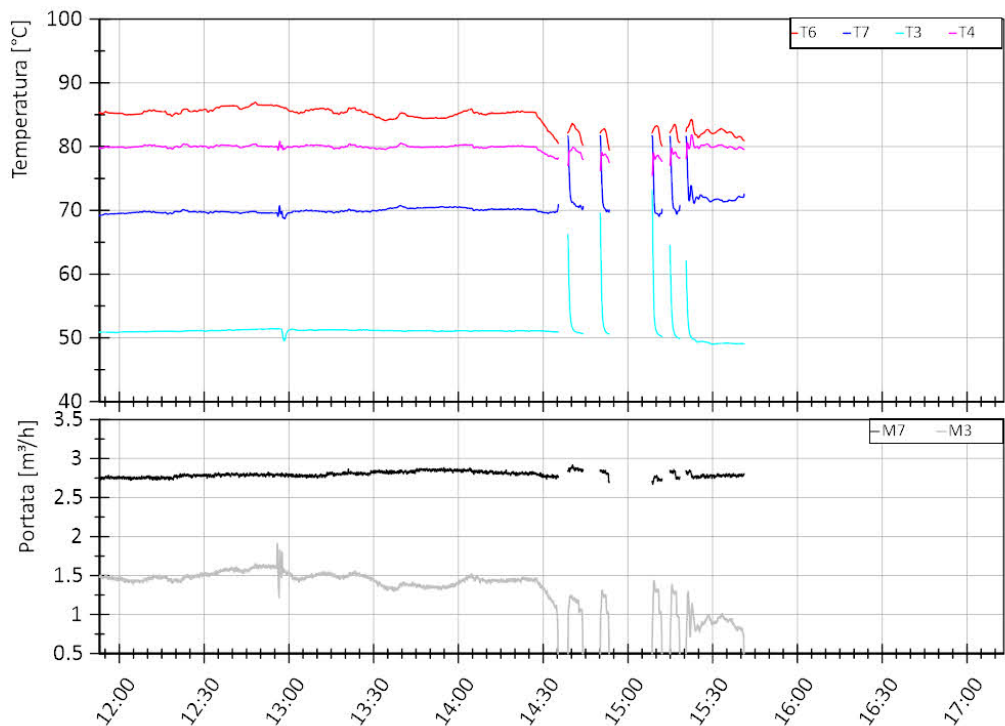


Figura 5.129. Prova dinamica 8. Andamento delle temperature lato sistema di generazione (ritorno dallo scambiatore S2 T6, ritorno al sistema di generazione T7) e lato teleriscaldamento (ritorno dal teleriscaldamento T3, mandata al teleriscaldamento T4) dello scambiatore S3 (grafico superiore). Andamento della portata lato sistema di generazione (M7) e lato teleriscaldamento (M3) dello scambiatore S3 (grafico inferiore).

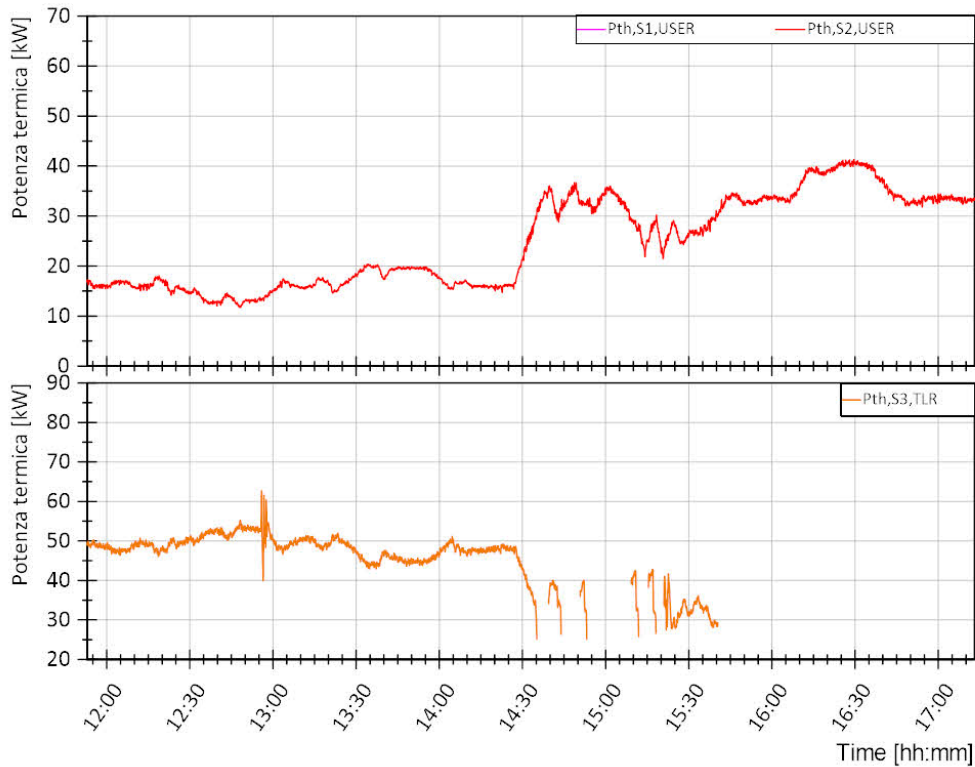


Figura 5.130. Prova dinamica 8. Andamento della potenza termica lato utenza dello scambiatore S2 (grafico superiore) e lato teleriscaldamento dello scambiatore S3 (grafico inferiore)

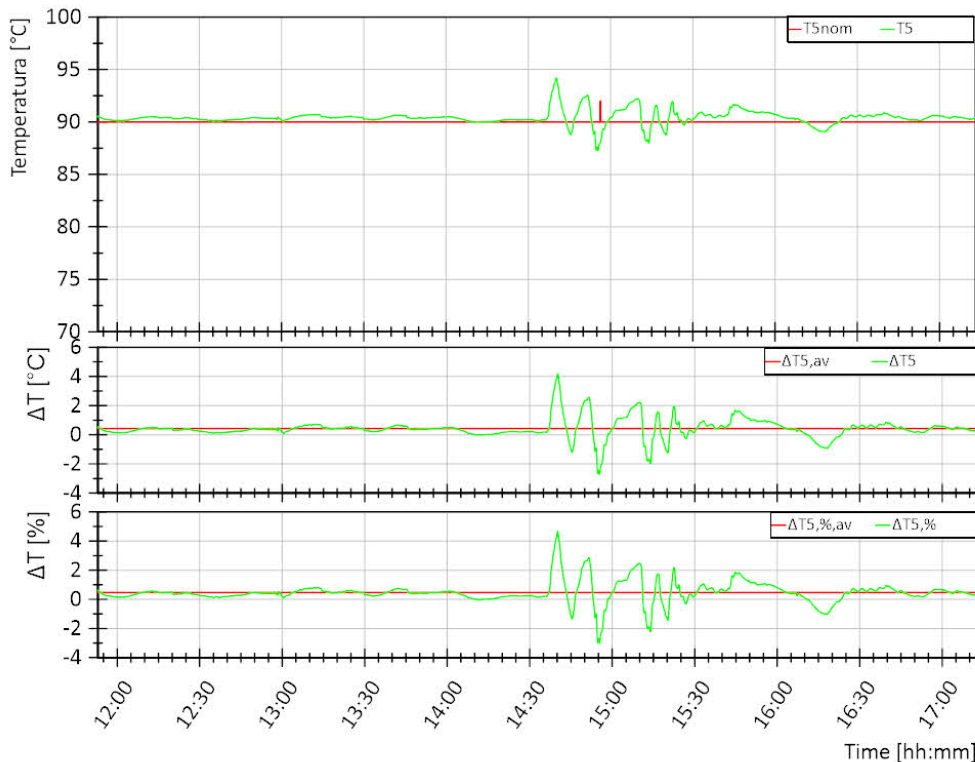


Figura 5.131. Prova dinamica 8. Andamento della temperatura di mandata dal sistema di generazione T5 (curva verde, grafico superiore) e differenza rispetto al valore di riferimento T5nom in termini assoluti (curva verde, grafico intermedio) e percentuali (curva verde, grafico inferiore). Per ogni grandezza nei grafici sono riportati i valori medi di tutta la prova in rosso.

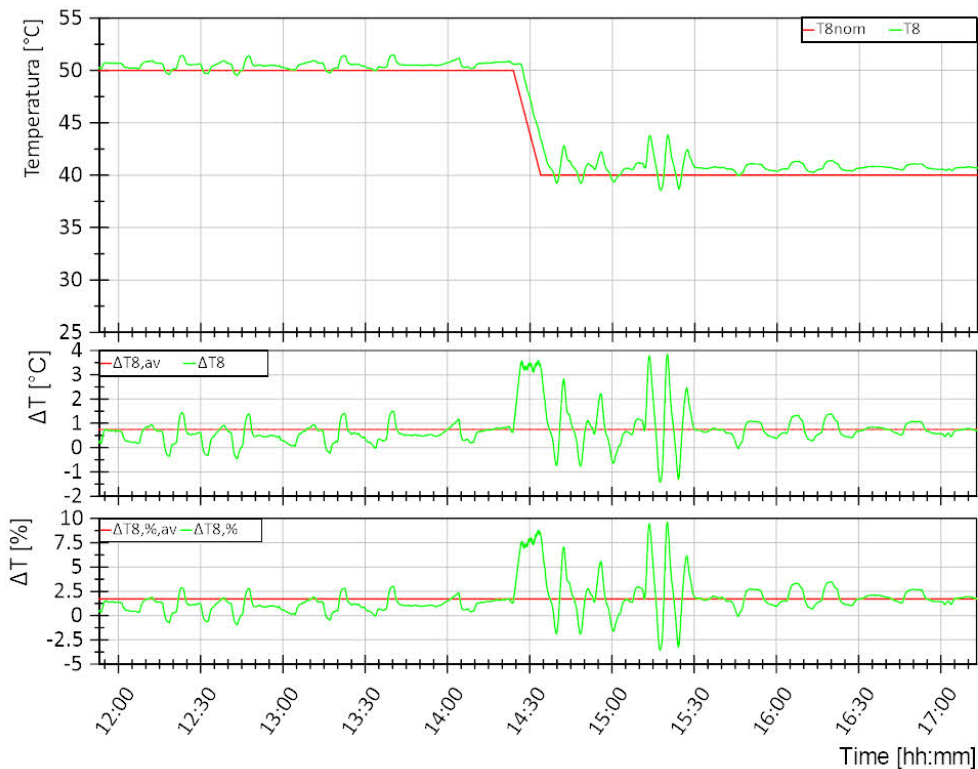


Figura 5.132. Prova dinamica 8. Andamento della temperatura di ritorno dall’utenza T8 (curva verde, grafico superiore) e differenza rispetto al valore di riferimento T8nom in termini assoluti (curva verde, grafico intermedio) e percentuali (curva verde, grafico inferiore). Per ogni grandezza nei grafici sono riportati i valori medi di tutta la prova in rosso.

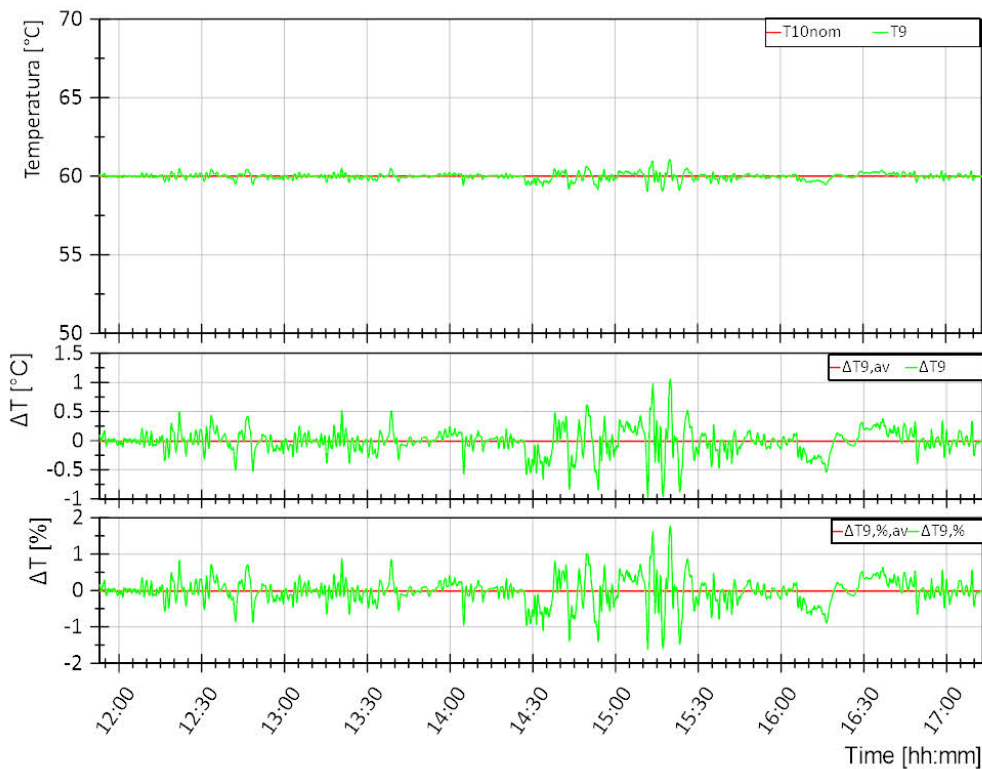


Figura 5.133. Prova dinamica 8. Andamento della temperatura di mandata all’utenza T9 (curva verde, grafico superiore) e differenza rispetto al valore di riferimento T10nom in termini assoluti (curva verde, grafico intermedio) e percentuali (curva verde, grafico inferiore). Per ogni grandezza nei grafici sono riportati i valori medi di tutta la prova in rosso.

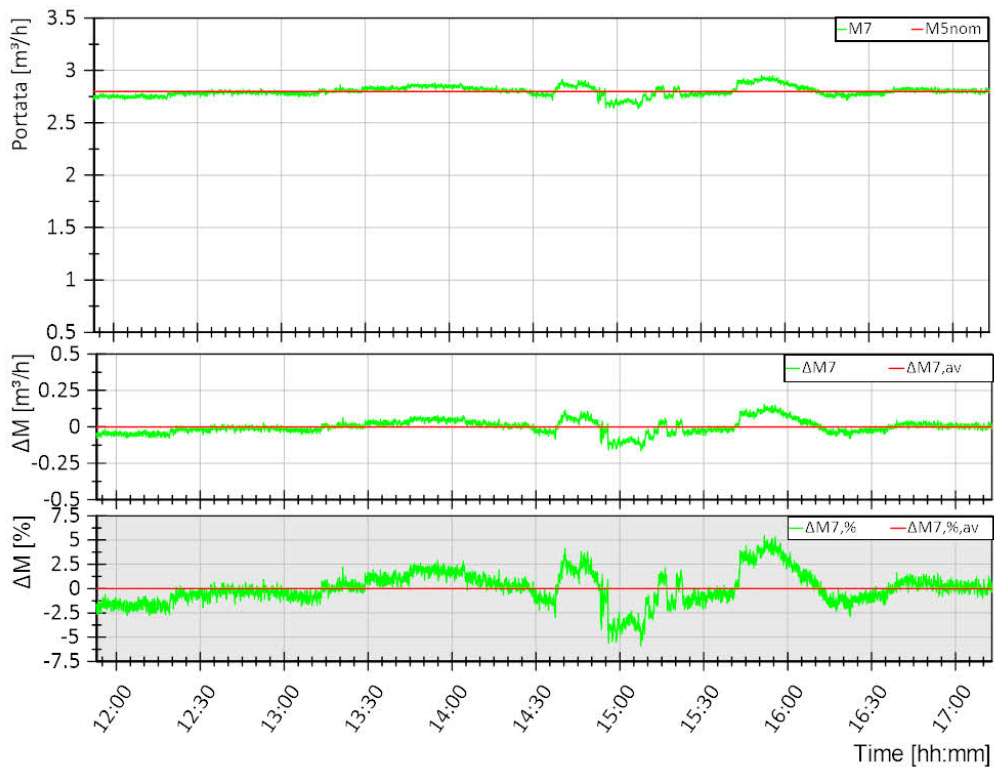


Figura 5.134. Prova dinamica 8. Andamento della portata del circuito del sistema di generazione M7 (curva verde, grafico superiore) e differenza rispetto al valore di riferimento M5nom (=M7nom) in termini assoluti (curva verde, grafico intermedio) e percentuali (curva verde, grafico inferiore). Per ogni grandezza nei grafici sono riportati i valori medi di tutta la prova in rosso.

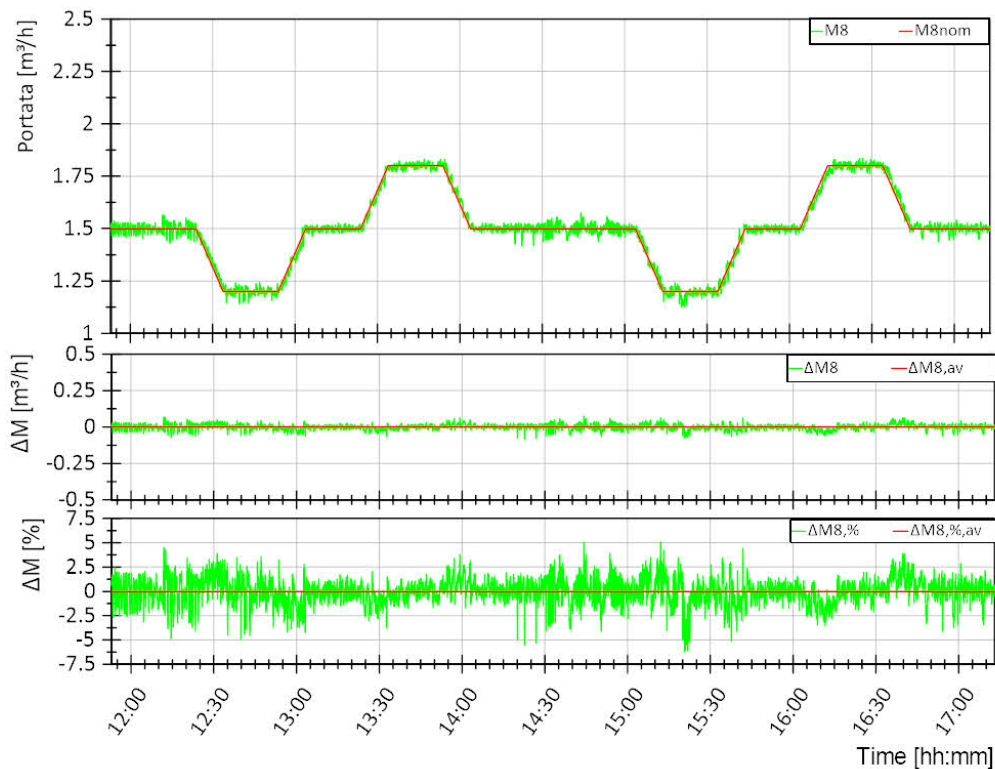


Figura 5.135. Prova dinamica 8. Andamento della portata del circuito utenza M8 (curva verde, grafico superiore) e differenza rispetto al valore di riferimento M8nom in termini assoluti (curva verde, grafico intermedio) e percentuali (curva verde, grafico inferiore). Per ogni grandezza nei grafici sono riportati i valori medi di tutta la prova in rosso.

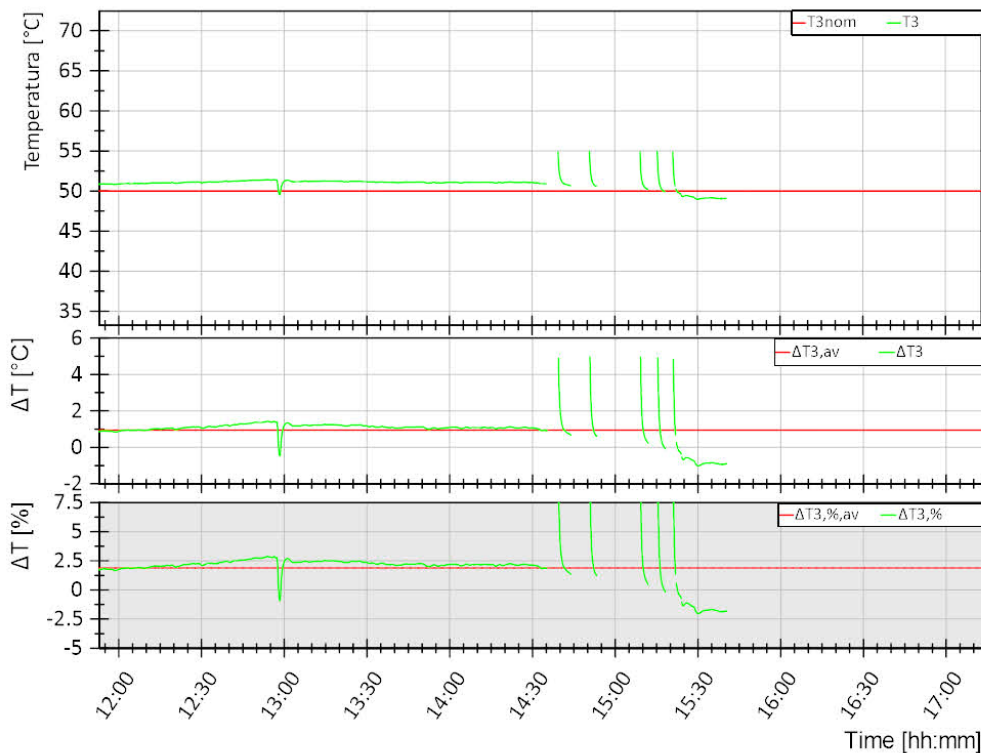


Figura 5.136. Prova dinamica 8. Andamento della temperatura di ritorno dal teleriscaldamento T3 (curva verde, grafico superiore) e differenza rispetto al valore di riferimento T3nom in termini assoluti (curva verde, grafico intermedio) e percentuali (curva verde, grafico inferiore). Per ogni grandezza nei grafici sono riportati i valori medi di tutta la prova in rosso.

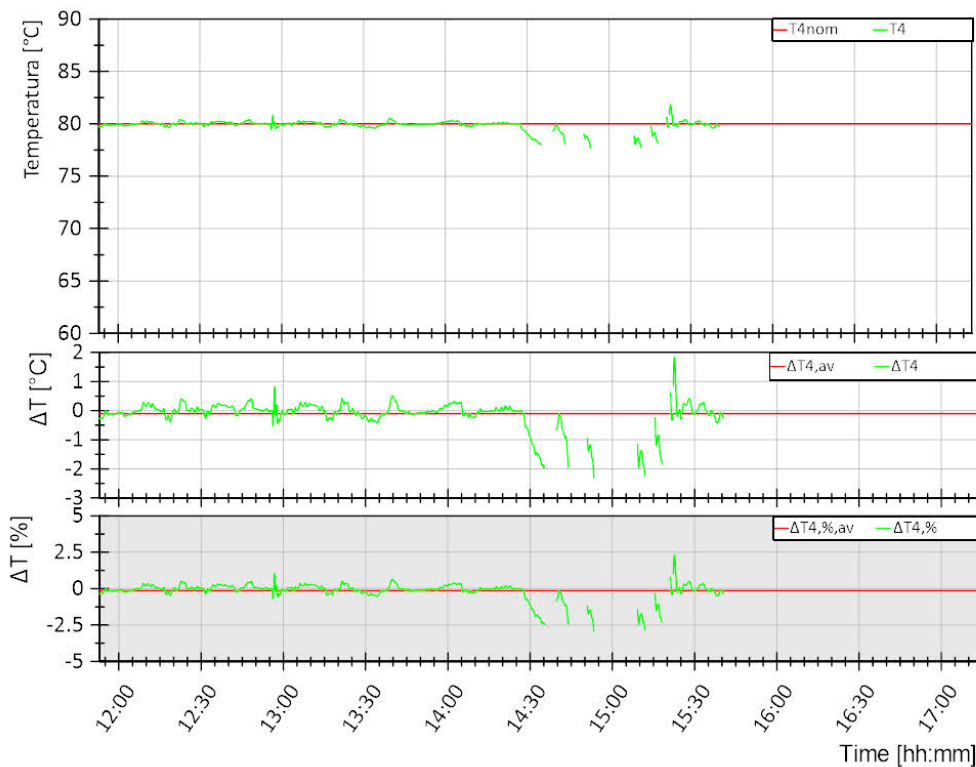


Figura 5.137. Prova dinamica 8. Andamento della temperatura di mandata al teleriscaldamento T4 (curva verde, grafico superiore) e differenza rispetto al valore di riferimento T4nom in termini assoluti (curva verde, grafico intermedio) e percentuali (curva verde, grafico inferiore). Per ogni grandezza nei grafici sono riportati i valori medi di tutta la prova in rosso.

In Tabella 5.32 sono riportati i valori medi su tutta la prova per le diverse grandezze controllate e i relativi scostamenti medi in termini assoluti e percentuali rispetto al valore di riferimento.

Tabella 5.32. Prova dinamica 8. Valori medi su tutta la prova per le diverse grandezze controllate e i relativi scostamenti medi in termini assoluti e percentuali rispetto al valore di riferimento

Variabile	Valore medio misurato	Scostamento assoluto	Scostamento percentuale [%]
T3 [°C]	50,94	0,94	1,9
T4 [°C]	79,89	-0,11	-0,14
T5 [°C]	90,42	0,42	0,47
T8 [°C]	45,61	0,74	1,7
T9 [°C]	60	0	0
M7 [m ³ /h]	2,8	0	0
M8 [m ³ /h]	1,5	-1,9E-4	-0,016

In Tabella 5.33 si riporta l'energia termica totale fornita dal sistema di generazione all'utenza tramite S2 (Eth,S2), l'energia termica totale fornita dal sistema di generazione (Eth,GEN), l'energia termica totale fornita dal sistema di generazione al teleriscaldamento tramite S3 (Eth,S3) per la prova considerata, con relative percentuali. Confrontando le energie riportate in Tabella 5.33 si può notare che la somma delle energie al secondario di S2 ed S3 (Eth,S2+Eth,S3) è inferiore rispetto all'energia totale al primario di tali scambiatori (Eth,GEN) di circa l' 1%. Questa differenza è imputabile all'efficienza termica degli scambiatori e all'incertezza di misura che per le grandezze in gioco è almeno del 4%, come descritto in 5.1.1.

Tabella 5.33. Prova dinamica 8. Energie termiche scambiate dai diversi scambiatori della sottostazione

Eth,GEN [kWh]	Eth,S2 [kWh]	Eth,S3 [kWh]	Eth,S2/ Eth,GEN [%]	Eth,S3/ Eth,GEN [%]
285	132	150	46%	53%

In Tabella 5.34 si riporta l'energia termica al primario e al secondario dei diversi scambiatori e le relative efficienze per la prova considerata. Si può notare che η_{S2} supera il 100%: questo evento termodinamicamente improbabile è imputabile all'incertezza di misura che per le grandezze in gioco è almeno del 4%, come descritto in 5.1.1.

Tabella 5.34. Prova dinamica 8. Energie termiche al primario e al secondario dei diversi scambiatori della sottostazione e relative efficienze

Eth,S2_US [kWh]	Eth,S2_GEN [kWh]	η_{S2} [%]	Eth,S3_TLR [kWh]	Eth,S3_GEN [kWh]	η_{S3} [%]
132,3	129,3	102,3%	150,2	152,3	98,6%

5.2.4 Perdite di carico

Il sistema di monitoraggio della sottostazione comprende dei sensori di pressione utili per la valutazione delle perdite di carico negli scambiatori. La posizione dei diversi sensori è riportata in Figura 5.1, nella quale tali sensori di pressione sono indicati con p. Al fine di poter analizzare e quindi caratterizzare le perdite di carico del sono scambiatore, è necessario che tra il sensore di pressione e lo scambiatore non ci siano valvole motorizzate. Questa situazione si verifica per lo scambiatore S3, sia lato generazione che lato teleriscaldamento, e per gli scambiatori S1 ed S2 lato utente. Gli scambiatori S1 ed S2 sono di dimensioni confrontabili e attraversati dalla stessa portata. Si è quindi assunto di analizzare le perdite di carico del solo scambiatore S1, non avendo acquisito il valore di pressione p8 per ragioni tecniche.

Per gli scambiatori considerati si è quindi calcolata la differenza di pressione tra ingresso e uscita, ed in particolare:

$$\Delta p_{S3,GEN} = p_6 - p_7 \quad (5.10)$$

$$\Delta p_{S3,TLR} = p_3 - p_4 \quad (5.11)$$

$$\Delta p_{S1,US} = p_9 - p_{10} \quad (5.12)$$

I diversi sensori sono installati ad altezze diverse nel circuito. In particolare, la differenza tra sensori relativi allo stesso lato dello scambiatore è variabile tra 40 e 50 cm, a seconda dello scambiatore stesso. Per tale ragione, al fine di valutare correttamente le perdite di carico è necessario tenere in conto della differenza di pressione statica tra i sensori di ogni coppia. Tale differenza è stata valutata sperimentalmente per ogni coppia di sensori a fluido fermo e risulta pari a 0,0443 bar e -0,0385 bar rispettivamente al lato teleriscaldamento e generazione di S3, e pari a 0,0344 al lato utente di S1. Partendo da queste considerazioni, sono state calcolate le perdite di carico medie per gli scambiatori considerati per ogni prova. Nei calcoli si è tenuto conto dei soli istanti in cui lo scambiatore sia percorso da una portata non nulla. I risultati sono riportati in Tabella 5.35 e in Figura 5.138, insieme alle relative portate medie che attraversano gli scambiatori.

Tabella 5.35. Perdite di carico e portate medie per ogni prova per gli scambiatori S3 (lato generazione e teleriscaldamento) e S1 (lato utente)

	Prova	$\Delta p_{S1,US}$ [bar]	M8 [m ³ /h]	$\Delta p_{S3,GEN}$ [bar]	M7 [m ³ /h]	$\Delta p_{S3,TLR}$ [bar]	M3 [m ³ /h]	
Test fase A	1 design	0,10	1,80					
	1 minima	0,10	1,80					
	1 massima	0,10	1,80					
	2	0,11	1,80	0,13	2,80			
	3	0,11	1,80	0,13	2,80	0,031	1,39	
	4	0,11	1,80	0,13	2,80			
	5				0,13	2,80	0,066	2,14
Test fase B	1	0,11	1,80					
	2	0,10	1,80	0,12	2,80	0,037	1,68	
	3	0,11	1,80	0,12				
	4	0,11	1,80	0,062	1,90	0,035	1,36	
	5				0,043	1,73	0,032	1,48
	6	0,11	1,80	0,12	2,80	0,015		
	7	0,11	1,80					
	8	0,075	1,50	0,12	2,80	0,034	1,37	

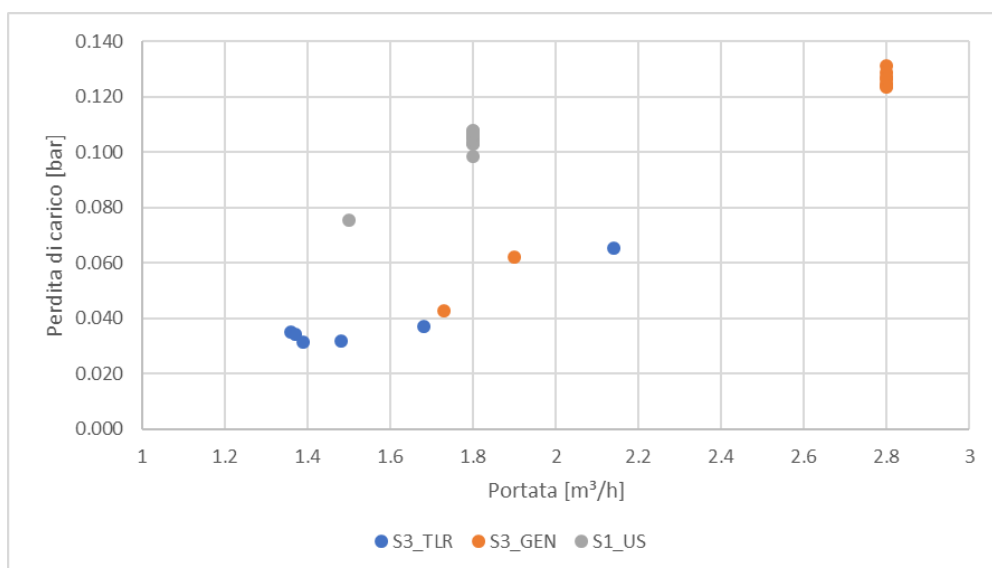


Figura 5.138. Perdite di carico in funzione delle portate medie per ogni prova per gli scambiatori S3 (lato generazione e teleriscaldamento) e S1 (lato utente)

Analizzando i dati in Figura 5.138 si può notare come al lato generazione al lato teleriscaldamento dello scambiatore S3 si abbiano perdite di carico con lo stesso andamento in funzione della portata. Inoltre, le perdite di carico dello scambiatore S1 sono maggiori, a parità di portata, dello scambiatore S3 proprio perché quest'ultimo è dimensionato per scambiare potenze maggiori. Di seguito si riportano in Figura 5.139 le perdite di carico istantanee in funzione della portata per gli scambiatori considerati con riferimento alle prove dinamiche 2, 4, 5 e 8. Gli andamenti confermano quanto appena osservato.

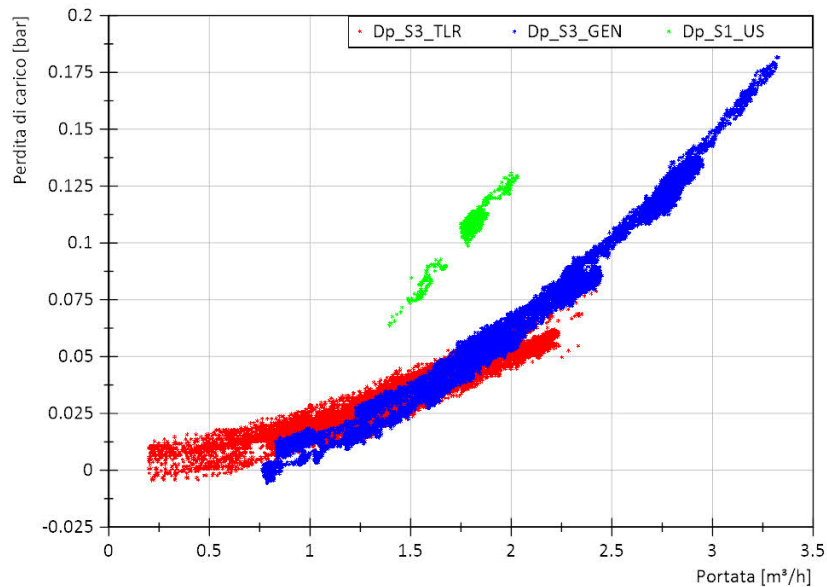


Figura 5.139. Perdite di carico istantanee in funzione delle portate per le prove 2, 4, 5 e 8 relativamente agli scambiatori S3 (lato generazione e teleriscaldamento) e S1 (lato utente)

5.2.5 Considerazioni finali sulla campagna di prove sperimentali

Il prototipo di sottostazione di scambio termico bidirezionale per teleriscaldamento permette di raccogliere energia solare termica prodotta dall'utente, di utilizzarla direttamente all'utente quando necessario, di cederne il surplus alla rete di teleriscaldamento quando la domanda dell'edificio è minore della disponibilità e infine di ricorrere alla rete come sorgente di calore per l'edificio nei momenti di assenza di fonte solare. Le prove della fase A, ovvero quelle in regime stazionario hanno permesso di valutare le prestazioni della sottostazione per quanto riguarda lo scambio di energia nei diversi scambiatori e hanno anche messo in luce la stabilità dei controlli della sottostazione in condizioni stazionarie. Le prove della fase B, invece, hanno permesso di testare la sottostazione in condizioni di funzionamento dinamico andando a variare il profilo di richiesta da parte dell'utente e il profilo di produzione del sistema di generazione e verificare quindi che la sottostazione garantisca sempre il soddisfacimento dell'utente usando energia dalla rete di teleriscaldamento e/o proveniente dalla fonte solare e rispettasse i requisiti d'immissione di energia nella rete di teleriscaldamento. In particolare:

- **Soddisfacimento utente:** nelle prove eseguite si è supposto di soddisfare la richiesta dell'utente fornendo energia ad una temperatura di 60 °C tramite gli scambiatori S2 ed S1 (temperature T9 e T10 rispettivamente). Le oscillazioni nel controllo di temperatura della test facility (T1, T5 e T8) hanno messo in evidenza la necessità di rendere l'interazione tra i due scambiatori graduale e quindi non basarsi su un preciso valore di temperatura per accendere/spegnere l'uno o l'altro. A tal fine è stata aggiunta un'isteresi di 2 °C per regolare l'accensione dello scambiatore S1. Questo determina, da un lato una più stabile interazione tra gli scambiatori (si evitano accensioni ad intermittenza), dall'altro la fornitura di energia all'utente anche a temperatura inferiore a 60 °C, ma comunque superiore a 58 °C. Le oscillazioni nel controllo di temperatura della test facility hanno messo in evidenza anche l'efficacia del controllo della temperatura di mandata all'utente, implementato sulla sottostazione. Andando ad osservare gli scostamenti medi di T10 (o T9 se funziona solo S2) delle diverse prove, si può notare come siano contenuti in +/- 0,5 °C. Inoltre, con riferimento ai valori istantanei, tale

controllo riesce a ridurre notevolmente le oscillazioni di temperatura al primario (T1 o T5): per oscillazioni al primario di +/- 2 °C si riesce a fornire energia con oscillazioni di +/- 0,5 °C.

- Immissione di energia nella rete di teleriscaldamento: nelle prove eseguite si è supposto di cedere il surplus di energia proveniente dalla fonte solare alla rete di teleriscaldamento ad una temperatura di 80 °C (T4), tipica delle reti di teleriscaldamento. Le oscillazioni nel controllo di temperatura della test facility (T5 e T3) hanno messo in evidenza l'efficacia del controllo della temperatura di mandata al teleriscaldamento, implementato sulla sottostazione. Andando ad osservare gli scostamenti medi di T4 delle diverse prove, si può notare come siano contenuti in +/- 0,5 °C. Inoltre, con riferimento ai valori istantanei, tale controllo riesce a ridurre notevolmente le oscillazioni di temperatura al primario (T5/T6): per oscillazioni al primario di +/- 2 °C si riesce a fornire energia con oscillazioni di +/- 0,5 °C.

5.3 Modello di uno scambiatore a efficienza variabile per la simulazione dinamica di una sottostazione attiva

Uno sviluppo futuro di particolare interesse è l'installazione della sottostazione di scambio termico bidirezionale in una rete reale. Prima di procedere in tal senso, si rende necessario realizzare un modello numerico della sottostazione che possa essere inserito in un modello di rete. Questa implementazione renderebbe possibile effettuare alcune campagne numeriche preliminari in grado di ottimizzare la posizione della sottostazione nella rete, di verificarne il corretto funzionamento ed eventualmente di intervenire con delle modifiche prima della sua posa in opera effettiva.

A tal fine, è importante osservare che un ruolo fondamentale nel funzionamento della sottostazione di scambio termico bidirezionale è svolto dagli scambiatori di calore. All'interno della libreria Fluid di IBPSA, è disponibile un componente denominato "ConstantEffectiveness" che modella il funzionamento di uno scambiatore di calore a efficienza costante. Poiché però il comportamento della sottostazione è caratterizzato da diverse dinamiche e situazioni in cui ogni scambiatore si trova a lavorare in condizioni di off-design, è stato necessario implementare in Dymola un nuovo modello di scambiatore caratterizzato da un'efficienza dello scambio termico variabile. In particolare, è stato sviluppato un nuovo modello di scambiatore di calore, denominato "VariableEffectiveness", sulla base del metodo *Thermal Resistance Scaling*, che consente di calcolare l'efficienza dello scambio termico durante la simulazione a partire dai parametri di design dello scambiatore stesso. Il metodo, descritto anche nel report RdS/PAR2017/094, prevede inizialmente di calcolare la resistenza termica totale dello scambiatore in condizioni di progetto (denominata R_{TD})², espressa in K/kW, come:

$$R_{TD} = \frac{1}{(UA)_D} \quad (5.11)$$

In seguito, questo valore di resistenza termica totale viene suddiviso nelle sue componenti, ovvero le resistenze termiche per convezione e per conduzione, tenendo conto dei rispettivi fattori f_{lc} , f_{lf} , f_c (adimensionali):

$$R_{lc,D} = R_{TD} f_{lc} \quad f_{lc} = 0,46 \quad (5.12)$$

$$R_{c,D} = R_{TD} f_c \quad f_c = 0,13 \quad (5.13)$$

$$R_{lf,D} = R_{TD} f_{lf} \quad f_{lf} = 0,46 \quad (5.14)$$

Le resistenze termiche così calcolate in condizioni di *design* vengono utilizzate per calcolare i valori di *off-design* come segue:

² Con il pedice "D" si fa riferimento alle condizioni di design

$$R_{lc,OD} = R_{lc,D} \left(\frac{\dot{m}_{lc,D}}{\dot{m}_{lc,OD}} \right)^{0,8} \quad (5.15)$$

$$R_{lf,OD} = R_{lf,D} \left(\frac{\dot{m}_{lc,D}}{\dot{m}_{lc,OD}} \right)^{0,8} \quad (5.16)$$

$$R_{C,OD} = R_{C,D} \quad (5.17)$$

dove \dot{m}_{lc} e \dot{m}_{lf} rappresentano la portata in massa del fluido caldo e del fluido freddo, rispettivamente, mentre i pedici "D" e "OD" si riferiscono alle condizioni di design e di off-design, rispettivamente. Si nota che la componente di resistenza termica per conduzione resta invariata.

La resistenza termica totale in condizioni di *off-design*, il coefficiente globale di scambio termico, il numero di unità di trasporto (NTU) e l'efficienza possono quindi essere calcolate come segue:

$$R_{T,OD} = R_{lc,OD} + R_{lf,OD} + R_{C,OD} \quad (5.18)$$

$$(UA)_{OD} = \frac{1}{R_{T,OD}} \quad (5.19)$$

$$NTU_{OD} = \frac{(UA)_{OD}}{(Cmin)_{OD}} \quad (5.20)$$

$$\varepsilon_{OD} = \frac{1 - e^{-\left(1 - \frac{C_{min,OD}}{C_{max,OD}}\right) \cdot NTU_{OD}}}{1 - \frac{C_{min,OD}}{C_{max,OD}} \cdot e^{-\left(1 - \frac{C_{min,OD}}{C_{max,OD}}\right) \cdot NTU_{OD}}} \quad (5.21)$$

dove $C_{min,OD}$ e $C_{max,OD}$ sono le capacità termiche riferite all'unità di tempo minime e massime in condizioni di off-design.

Il modello è stato implementato in Dymola utilizzando il linguaggio Modelica e partendo dalla classe che definisce lo scambiatore a efficienza costante. Al fine di validare il modello di scambiatore a efficienza variabile, per ogni scambiatore della sottostazione sono state effettuate alcune analisi numeriche confrontando i risultati di *design* e di *off-design*. A titolo di esempio, si riportano di seguito i risultati ottenuti per lo scambiatore S1.

Lo schema dello scambiatore S1 è riportato in Figura 5.140, mentre Tabella 5.36 riassume le condizioni di design per tale scambiatore. Il modello in Dymola per validare l'implementazione dello scambiatore a efficienza variabile è riportato in Figura 5.141.

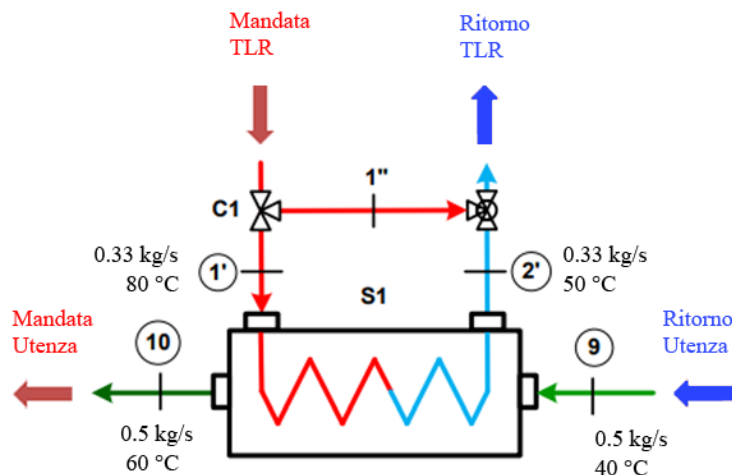


Figura 5.140. Schema di funzionamento dello scambiatore S1

Tabella 5.36. Condizioni di design per lo scambiatore S1

-	UA	2,90 kW/°C
	Q	41,92 kW
	ε	0,75
Fluido Caldo	M1'=M2'	0,33 kg/s
	T1'	80 °C
	T2'	50 °C
Fluido Freddo	M9=M10	0,5 kg/s
	T9	40 °C
	T10	60 °C

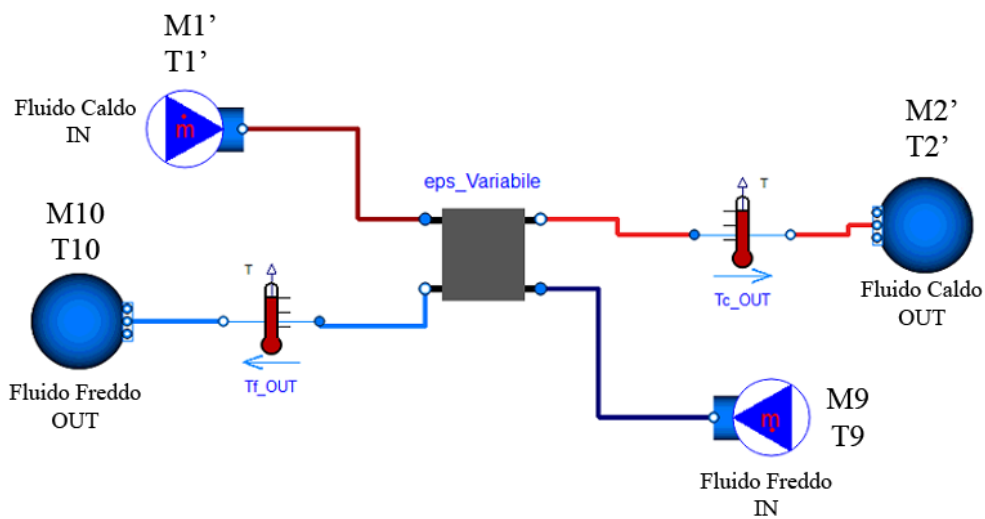


Figura 5.141. Modello in Dymola dello scambiatore S1

Per validare il comportamento dello scambiatore in condizioni di *off-design* sono state effettuate diverse simulazioni variando M1' e T9, mentre T10, M9 e T1' sono mantenute costanti (vedi Tabella 5.37). Per ogni simulazione effettuata sono stati confrontati i valori numerici ottenuti di T2', Q, UA e di efficienza ε con quelli calcolati analiticamente. Un riepilogo dei risultati ottenuti è mostrato in Tabella 5.38 e in Tabella 5.37.

Come si può osservare da Tabella 5.38, i risultati del modello numerico implementato in Dymola sono in ottimo accordo con quelli attesi (analitici). L'efficienza dello scambio termico ottenuta dalle simulazioni è confrontata con il valore atteso in Tabella 5.39 e anche in questo caso i due *datasets* sono in ottimo accordo fra loro.

Infine, lo scambiatore S1 è stato caratterizzato per via analitica facendo variare in maniera continua la portata M1'=M2' e tramite il metodo *Thermal Resistance Scaling* è stato calcolato l'andamento dell'efficienza al variare di NTU. Tale grafico è riportato in Figura 5.142.

Tabella 5.37. Validazione del modello di scambiatore ad efficienza variabile: condizioni al contorno

	Test 1	Test 2	Test 3 (design)	Test 4	Test 5	Test 6
M9=M10 [kg/s]	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
T9 [°C]	30,0	35,0	40,0	45,0	50,0	55,0
M1'=M2' [kg/s]	0,48	0,41	0,33	0,2	0,19	0,1
T1' [°C]	80,0	80,0	80,0	80,0	80,0	80,0
T10 [°C]	60,0	60,0	60,0	60,0	60,0	60,0

Tabella 5.38. Validazione del modello di scambiatore ad efficienza variabile: confronto fra risultati numerici ed analitici

	T2'			Q			UA		
	Analitico [°C]	Dymola [°C]	err [%]	Analitico [kW]	Dymola [kW]	err [%]	Analitico [kW/°C]	Dymola [kW/°C]	err [%]
Test 1	48,7	48,64	0,12	63,77	62,98	1,24	3,25	3,27	-0,62
Test 2	49,2	49,28	-0,16	52,35	52,7	-0,67	3,09	3,12	-0,97
Test 3 (design)	50,0	49,88	0,24	41,92	41,59	0,79	2,90	2,89	0,34
Test 4	51,3	51,17	0,25	31,45	31,36	0,29	2,66	2,66	0,00
Test 5	53,1	53,18	-0,15	20,97	21,32	-1,67	2,31	2,34	-1,30
Test 6	55,8	55,75	0,09	10,54	10,15	3,70	1,75	1,72	1,71

Tabella 5.39. Validazione del modello di scambiatore ad efficienza variabile: efficienza calcolata dal modello

	ε Dymola	ε Analitico
Test 1	0,63	0,62
Test 2	0,68	0,67
Test 3 (design)	0,75	0,74
Test 4	0,82	0,87
Test 5	0,89	0,88
Test 6	0,97	0,96

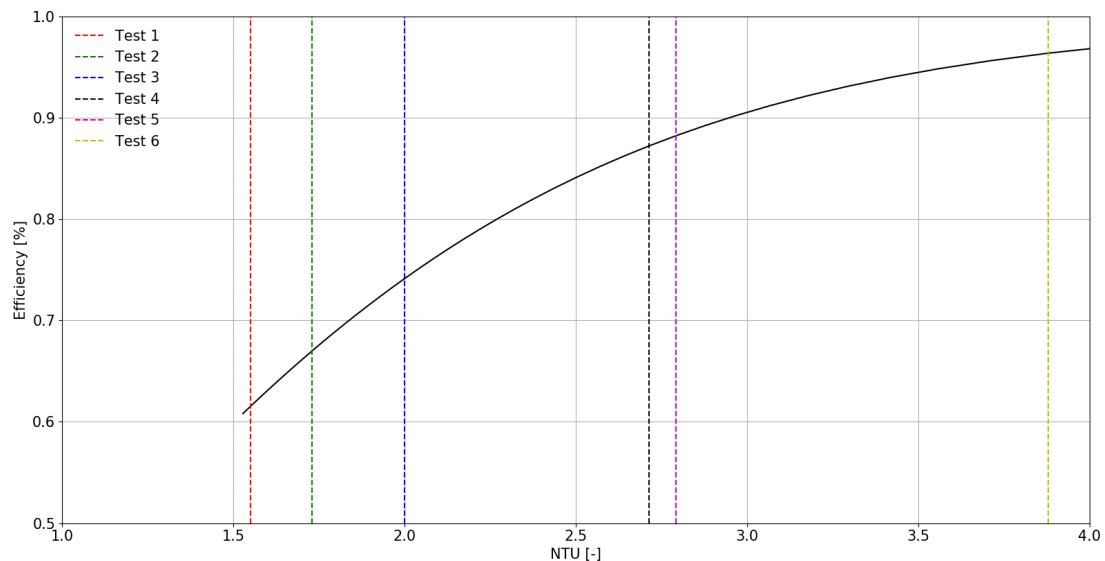


Figura 5.142. Efficienza al variare di NTU per lo scambiatore S1

5.4 Upgrade della sottostazione bidirezionale

A partire da alcuni aspetti emersi nel corso delle prove sperimentali e nell'analisi dei risultati, già citati precedentemente, è stato condotto un approfondimento orientato ad individuare interventi per un upgrade della sottostazione bidirezionale. In particolare sono stati realizzati i seguenti interventi di miglioramento.

5.4.1 Sostituzione dello scambiatore S3

Nel corso della verifica sul corretto funzionamento della sottostazione in condizioni di design è emersa una difformità per lo scambiatore S3 (sistema di generazione-teleriscaldamento), risultato sovradimensionato. È stata pertanto individuata una nuova condizione di funzionamento, con un valore di portata lato sistema di

generazione pari a 2,8 m³/h, anziché 4,5 m³/h (valore previsto nella condizione di design iniziale), ridefinendo i test che coinvolgono lo scambiatore S3 e conseguentemente S2. Questo ha determinato differenze tra condizioni di funzionamento previste con quelle effettivamente ottenute durante le prove per le temperature T6', T6 e T7, poiché:

- a parità di potenza termica scambiata lato utente (S2) e temperatura di mandata del sistema di generazione rispetto alle condizioni di design, una portata più bassa nel sistema di generazione determina una differenza di temperatura maggiore e quindi una temperatura di ritorno più bassa;
- per effetto del sovradimensionamento di S3, a parità di differenza di temperatura lato teleriscaldamento, la potenza termica scambiata in S3 è maggiore rispetto alle condizioni di design: questo determina una portata più alta lato teleriscaldamento di S3 (M3) e una differenza di temperatura maggiore e quindi una temperatura di ritorno più bassa lato sistema di generazione.

È stato pertanto realizzato un adattamento dello scambiatore S3 alla potenza nominale della sottostazione. Le condizioni di design del nuovo scambiatore sono di seguito elencate:

- $\dot{m}_3 = 0,48$ kg/s;
- T3 = 50 °C;
- T4 = 80 °C;
- $\dot{m}_6 = 1,25$ kg/s;
- T6 = 90 °C;
- T7 = 78 °C;
- Q = 60 kW;
- UA = 3,37 kW/°C.

Si è provveduto ad individuare uno scambiatore che potesse soddisfare le iniziali condizioni di funzionamento previste; si è optato per uno scambiatore della stessa marca, ovvero AlfaLaval, modello CB30-18M. Si riporta in Figura 5.143 un estratto della scheda tecnica fornita dal rivenditore in sede di individuazione dello scambiatore stesso.

Tale scambiatore è stato quindi installato in sostituzione a quello precedente usando degli opportuni raccordi, essendo di dimensioni più contenute. Si riporta, in Figura 5.144, una foto dello scambiatore sovradimensionato e una di quello sostitutivo installato, in cui è possibile notare la raccorderia utilizzata.

Sono state eseguite una serie di prove per verificare le prestazioni del nuovo scambiatore e quindi confrontarle con quelle di progetto. In particolare, sono state controllate dalla test facility le seguenti condizioni di funzionamento al fine di verificare le prestazioni:

- temperatura ingresso primario lato caldo (T6), pari a circa 90°C;
- temperatura ingresso secondario lato freddo (T3), pari a circa 50°C;
- portata primario lato caldo pari a circa 4,45 m³/h;
- portata secondario lato freddo pari a circa 1,75 m³/h.

Tali condizioni di funzionamento sono riassunte in Tabella 5.40 e sono evidenziate in verde. In giallo si riportano le temperature di uscita lato primario (T7) e secondario (T4) risultanti dallo scambio termico.

In particolare, la temperatura di ingresso lato freddo è leggermente più bassa di quella di progetto (50 °C) il che dovrebbe risultare in uno scambio termico migliore. Risulta una potenza scambiata di 53 kW anziché 60 kW che porta ad avere una temperatura di uscita al secondario di circa 75 °C anziché 80 °C, valore di progetto necessario per immettere energia in una rete di teleriscaldamento. Ulteriori verifiche sono state condotte relativamente alla difformità tra le prestazioni reali e quelle dichiarate.

5.4.2 Spostamento del sensore di temperatura T2

Dal confronto tra le condizioni di funzionamento previste con quelle effettivamente ottenute durante le prove non emergono discrepanze evidenti se non per il valore di T2, che risulta più basso rispetto al valore di design. La causa è legata al posizionamento di tale sensore, troppo vicino al punto di miscelazione tra il ricircolo di T1 e T2' dovuto all'azione della valvola C1A e non permetteva di misurare la temperatura del fluido completamente miscelato. Questa condizione si riflette anche sul calcolo della potenza termica lato teleriscaldamento, determinando l'impossibilità di calcolare l'efficienza dello scambiatore S1. Il sensore di temperatura T2 è stato pertanto riposizionato così da evitare il fenomeno sopradescritto (Figura 5.145).

Specifica Tecnica

Scambiatore di calore saldobrasato



Project ref: Eurac
Line ref:
Modello: CB30-18M
Id articolo: 3287083369
N° di unità: 1

Pagina: 1(2)
Data: 22/04/2021

		Lato caldo S1 -> S2	Lato freddo S3 -> S4
Process data			
Capacity:	kW	62.1	
Fluido:		Water	Water
Flusso volume:	m ³ /h	4,50	1,75
Temperatura di entrata:	°C	90,0	50,0
Temperatura di uscita:	°C	77,7	81,0
Total pressure drop calculated (allowed)	kPa	13,7 (20,00)	3,3 (20,00)
Velocity connections:	m/s	1,77	1,19

Heat exchanger specification			
Area di scambio termico:	m ²	0,5	
Direzione relativa dei fluidi:		Countercurrent	
Numero di piastre:		18	
Numero di passaggi:		1	1
Sistemazioni del canale:		1*9MH	1*8ML
Channel volume:	dm ³	0,5	0,4
Numero di circuiti:		1	1
Pressione nominale max. -196 °C	bar	41	41
Pressione nominale max. 225 °C	bar	34	34
Temperatura di progetto min./max del prodotto:	°C	-196 / 225	
Codice pressione:		PED	
Material Channel plates / Sealing:		ALLOY 316 / Cu	
Connessione S1 (Caldo-Ingresso):		Threaded (External) 1 1/4" ISO 228/1-G	
Connessione S2 (Caldo-Uscita):		Threaded (External) 1 1/4" ISO 228/1-G	
Connessione S3 (Freddo-Ingresso):		Threaded (External) 1" ISO 228/1-G	
Connessione S4 (Freddo-Uscita):		Threaded (External) 1" ISO 228/1-G	
Lunghezza totale x larghezza x altezza:	mm	100 x 113 x 313	
Peso netto, a vuoto / in funzione:	kg	3,9 / 4,83	
Lunghezza con imballo x larghezza x altezza:	mm	160,0 x 149 x 380,0	
Peso con imballo:	kg	4,03	

Figura 5.143. Estratto specifica tecnica scambiatore CB30-18M

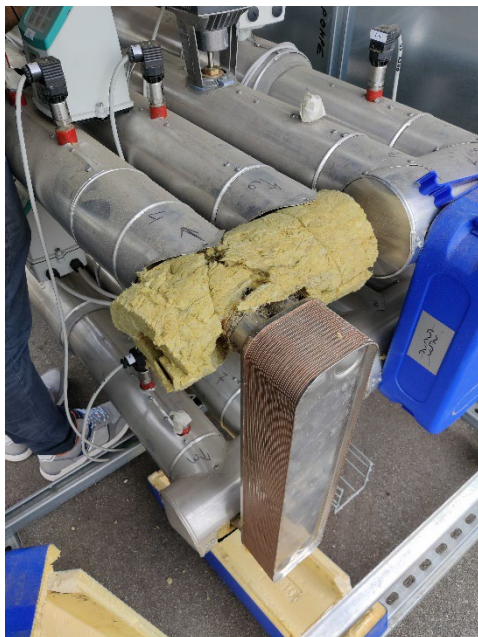


Figura 5.144. Scambiatore sovradimensionato (sinistra) e scambiatore sostitutivo (destra)

Tabella 5.40. Condizione di test del nuovo scambiatore S3

		Lato caldo (T6->T7)	Lato freddo (T3->T4)
Temperatura ingresso	°C	90,4	48,8
Temperatura uscita	°C	79,9	75,2
Portata	m ³ /h	4,47	1,74
Potenza	kW	53	



Figura 5.145. Posizione sensore di temperatura T2 prima (sinistra) e dopo (destra) lo spostamento

La nuova posizione di T2 consente di valutare correttamente la potenza termica e quindi l’energia prelevata dalla rete di TLR al primario dello scambiatore S1 e quindi di valutare l’efficienza dello scambiatore stesso, così come confermato da test preliminari eseguiti.

5.4.3 Taratura dei sensori di temperatura

La sottostazione è dotata di 12 sensori di temperatura costituiti da termoresistenze del tipo PT100. Durante la campagna di prove di cui al paragrafo 5.2 sono stati notati degli scostamenti delle misure rispetto ai sensori installati in serie nel laboratorio Energy Exchange. Si è deciso quindi di procedere alla taratura di tali sensori attraverso il Calibration Lab di Eurac, laboratorio indoor dell’istituto per le energie rinnovabili i cui locali sono climatizzati e ventilati in maniera da garantire una temperatura nel range di 23 ± 3 °C e tassi di umidità compresi fra 40% e 60%, ottimali per le apparecchiature elettroniche utilizzate.

Il campione di riferimento utilizzato è tarato da LAT in modo da garantire la riferibilità metrologica con un opportuno intervallo di taratura. Per realizzare la procedura di taratura è stato necessario inserire la sonda del campione di riferimento e dello strumento in taratura all’interno di un comparatore, in cui entrambe le sonde siano sottoposte alla stessa temperatura con un livello di incertezza molto basso. Per garantire questa condizione è stato utilizzato un bagno termostatico denominato “Calibration Bath Fluke 7320” (indicato per tutte le tarature tra -40 e 150 °C ove sia possibile introdurre le sonde nel bagnetto), il comparatore più omogeneo a disposizione del laboratorio, che garantisce uniformità e stabilità di 0,005 °C. In Figura 5.146 si

riporta come esempio un'immagine del bagno termostatico e del posizionamento dei sensori da tarare e del riferimento durante la taratura di alcuni sensori.

La taratura è stata eseguita per 5 punti compresi nel range di funzionamento dei sensori da tarare, ovvero 5 °C, 22,5 °C, 50 °C, 72,5 °C, 95 °C. Il punto a 22,5 °C è stato ripetuto a fine taratura per valutare la stabilità a breve termine. Ad ogni punto di taratura impostato è stata attesa la stabilizzazione della temperatura osservando la temperatura del termometro campione e della sonda in taratura (indicativamente > 5min). Per ogni punto di taratura sono state effettuate 10 letture delle temperature di riferimento e del termometro in taratura distanziate di 60 secondi tra loro.

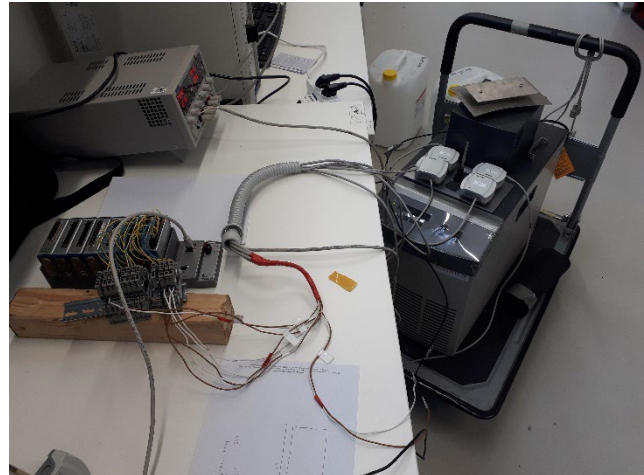


Figura 5.146. Bagno termostatico e posizionamento dei sensori da tarare e del sensore di riferimento durante la taratura

È stata effettuata dapprima una taratura pre-aggiustamento, durante la quale è emerso una differenza tra il valore misurato dal sensore in taratura e il valore del sensore di riferimento. Tale errore risultava variabile da sensore a sensore e imputabile alla resistenza del cavo (maggiore all'aumentare della lunghezza, fino ad arrivare a circa 1,5 °C), essendo il sensore in oggetto di taratura una PT100 a due fili. Si è provveduto a ricalcolare i coefficienti di conversione A, B e R0 per i diversi sensori in modo da minimizzare l'errore quadratico medio tra sensore di riferimento e sensore in taratura. In Tabella 5.41 vengono riportati i coefficienti standard implementati nei moduli di acquisizione dei sensori al fine di effettuare la conversione da resistenza a temperatura, e i coefficienti risultanti da taratura.

Tabella 5.41. Coefficienti A, B e R0 standard e risultanti dalla taratura per ogni sensore

Sensore	Coefficienti standard			Coefficienti da taratura		
	A	B	R0	A	B	R0
T1	3,9083E-03	-5,7750E-07	100,00	3,9098E-03	-6,3945E-07	100,06
T2	3,9083E-03	-5,7750E-07	100,00	3,9085E-03	-6,3484E-07	100,15
T2A	3,9083E-03	-5,7750E-07	100,00	3,9111E-03	-6,3665E-07	100,16
T9	3,9083E-03	-5,7750E-07	100,00	3,9059E-03	-6,3512E-07	100,20
T3	3,9083E-03	-5,7750E-07	100,00	3,8970E-03	-6,4000E-07	100,43
T4	3,9083E-03	-5,7750E-07	100,00	3,8945E-03	-6,3648E-07	100,46
T5	3,9083E-03	-5,7750E-07	100,00	3,9052E-03	-6,3148E-07	100,24
T6	3,9083E-03	-5,7750E-07	100,00	3,8967E-03	-6,3755E-07	100,41
T6A	3,9083E-03	-5,7750E-07	100,00	3,9095E-03	-6,5954E-07	100,23
T7	3,9083E-03	-5,7750E-07	100,00	3,9060E-03	-6,4335E-07	100,28
T8	3,9083E-03	-5,7750E-07	100,00	3,9005E-03	-6,4132E-07	100,33
T10	3,9083E-03	-5,7750E-07	100,00	3,9107E-03	-6,4031E-07	100,11

È stata poi eseguita una seconda taratura al fine di verificare la correzione effettuata ed è stato quindi compilato il budget di incertezza, comprensivo del contributo proveniente dal laboratorio u_{lab} (Tabella 5.42) e di quello imputabile al sensore in taratura u_{sens} (Tabella 5.43).

Tabella 5.42. Contributi considerati all'interno di u_{lab}

Incertezza standard	Descrizione	Tipo	Distribuzione	Espressione
U_{rif}	Incertezza dello strumento di riferimento, risultante dalla taratura presso centro LAT del riferimento. Se presente deve essere comprensiva dell'errore di indicazione.	B	Normale	U_{rif}/k
U_{bath}	Contributo di incertezza legato alla non uniformità del bagnetto dichiarata dal costruttore	B	Rettangolare	$Uniformity/\sqrt{3}$
U_{stab}	Contributo di incertezza legato alla stabilità del bagnetto dichiarata dal costruttore	B	Rettangolare	$Stability/\sqrt{3}$
S_{rip}	Contributo di incertezza proveniente dalla ripetibilità del metodo	A	Normale	S_r

Tabella 5.43. Contributi considerati all'interno di u_{sens}

U_{ris}	Incertezza legata alla risoluzione dello strumento in taratura	B	Rettangolare	Risoluzione/ $2\sqrt{3}$
U_{rip}	Contributo di ripetibilità stimato con lo scarto tipo della media delle 10 misure.	A	Normale	$u_{rip} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (T_i - \bar{T})^2}{n(n-1)}}$
U_{stb}	Contributo dovuto alla stabilità a breve termine definita come differenza tra le due misure a 25°C	A	Rettangolare	$\Delta T_{mean25^\circ C}/2\sqrt{3}$

Il calcolo dell'incertezza composta passa attraverso il calcolo dell'incertezza del laboratorio come:

$$U_{lab} = 2 \cdot \sqrt{u_{rif}^2 + u_{bath}^2 + u_{stab}^2 + S_{rip}^2} \quad (5.22)$$

La stima dell'incertezza estesa composta dello strumento in taratura, per ogni punto di taratura è il risultato della formula (5.23):

$$U = 2 \cdot \sqrt{\left(\frac{U_{lab}}{2}\right)^2 + u_{ris}^2 + u_{rip}^2 + u_{stb}^2} \quad (5.23)$$

mentre il risultato complessivo di incertezza dello strumento è il valore massimo nei punti di taratura.

Di seguito si riportano alcuni grafici (Figura 5.147-Figura 5.152) che mostrano lo scarto medio per ogni punto di taratura per tutti i sensori, dapprima nella taratura pre-aggiustamento e poi nella taratura finale. In particolare, lo scarto medio è valutato per ogni punti di taratura come differenza tra il valore medio delle 10 misure del sensore in taratura e del sensore di riferimento.

Si riporta in Tabella 5.44 l'incertezza estesa composta dei sensori di temperatura, per ogni punto di taratura: come si può notare, l'incertezza massima è pari a 0,14 °C per tutti i punti di taratura e per tutti i sensori; si può quindi assumere tale valore come incertezza di misura dei sensori tarati.

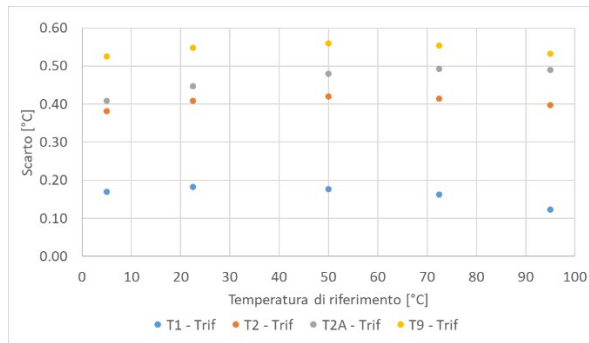


Figura 5.147. Scarto medio dei sensori T1, T2, T2A, T9 rispetto al sensore di riferimento per ogni punto di taratura nella taratura pre-aggiustamento

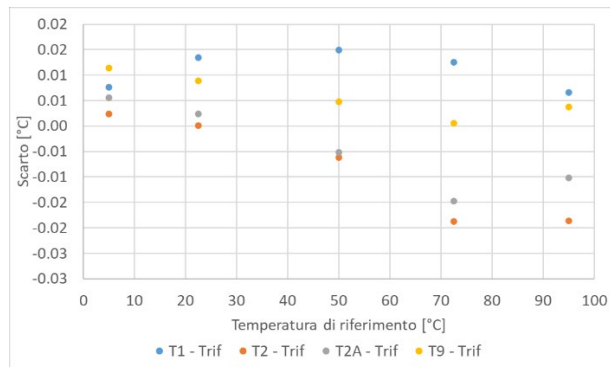


Figura 5.148. Scarto medio dei sensori T1, T2, T2A, T9 rispetto al sensore di riferimento per ogni punto di taratura nella taratura finale

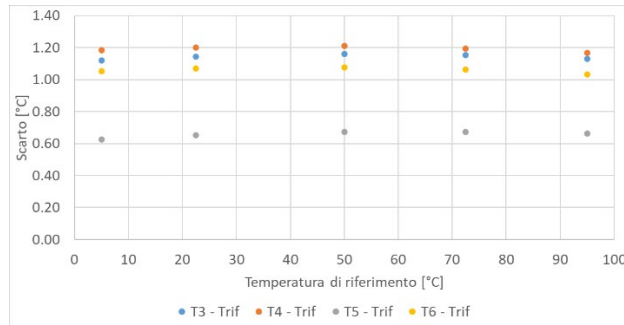


Figura 5.149. Scarto medio dei sensori T3, T4, T5, T6 rispetto al sensore di riferimento per ogni punto di taratura nella taratura pre-aggiustamento

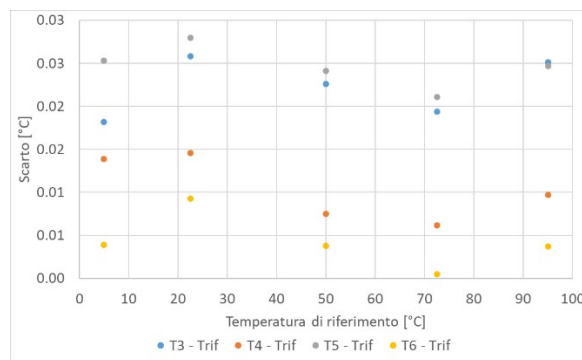


Figura 5.150. Scarto medio dei sensori T3, T4, T5, T6 rispetto al sensore di riferimento per ogni punto di taratura nella taratura finale

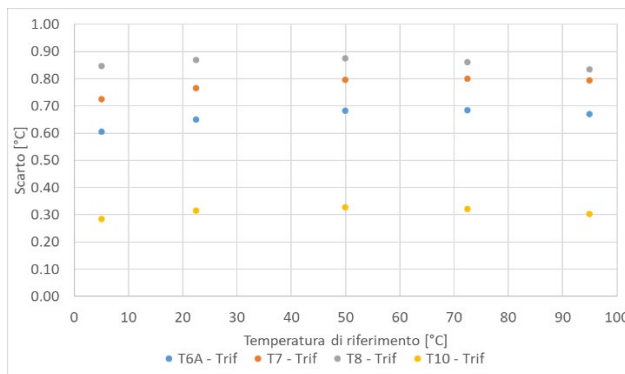


Figura 5.151. Scarto medio dei sensori T6A, T7, T8, T10 rispetto al sensore di riferimento per ogni punto di taratura nella taratura pre-aggiustamento

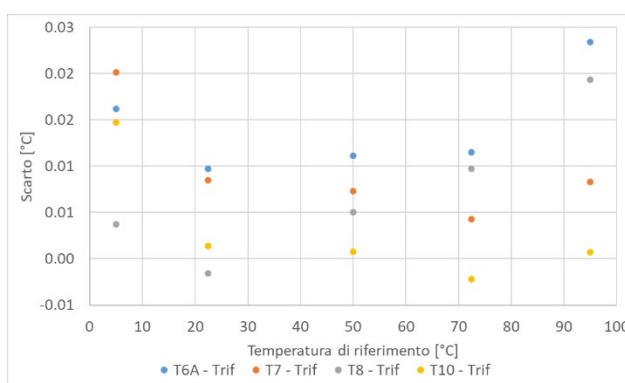


Figura 5.152. Scarto medio dei sensori T6A, T7, T8, T10 rispetto al sensore di riferimento per ogni punto di taratura nella taratura finale

Tabella 5.44. Incertezza estesa composta dei sensori in taratura, per ogni punto di taratura

Valore nominale [°C]	U del termometro in taratura [°C]							
	T1	T2	T2A	T9	T3	T4	T5	T6
5	0,14	0,14	0,14	0,14	0,14	0,14	0,14	0,14
22,5	0,14	0,14	0,14	0,14	0,14	0,14	0,14	0,14
50	0,14	0,14	0,14	0,14	0,14	0,14	0,14	0,14
72,5	0,14	0,14	0,14	0,14	0,14	0,14	0,14	0,14
95	0,14	0,14	0,14	0,14	0,14	0,14	0,14	0,14

5.5 Pianificazione della seconda campagna di test sperimentali

La campagna sperimentale ha come obiettivo la verifica di corretto funzionamento e la caratterizzazione delle prestazioni del prototipo di sottostazione in condizioni operative controllate in una adeguata test facility sperimentale. La campagna sarà preceduta dalla verifica del corretto setup del sistema a valle delle modifiche descritte al paragrafo precedente (5.4). Saranno eseguiti due test in condizioni stazionarie al fine di verificare il corretto funzionamento in condizioni di design della sottostazione in seguito agli interventi stessi. In particolare i due test saranno tratti dalla campagna di prove descritta al paragrafo 5.2: sarà eseguito lo scenario 1 per la verifica del riposizionamento del sensore di temperatura T2 e lo scenario 5 per la verifica del corretto funzionamento del nuovo scambiatore S3.

Nel corso della seconda campagna sperimentale saranno eseguiti nuovi test per provare la sottostazione bidirezionale in condizioni dinamiche e con profili realistici di carico utente e di generazione locale. I nuovi test verranno eseguiti in due diverse sessioni come di seguito indicate.

Sessione A: rete operante in condizioni standard

Nel corso della sessione A verranno eseguiti dei test considerando una rete di TLR operante in condizioni standard, con temperatura di mandata e di immissione in rete per scambio attivo (T_{4,nom}) pari a 80 °C, e temperatura di ritorno (T_{3,nom}) pari a 50 °C.

Tramite apposita interfaccia saranno utilizzati modelli TRNSYS inseriti nell'hardware-in-the-loop per la gestione e controllo della sottostazione bidirezionale. I modelli saranno forniti dalla test facility e saranno utilizzati per generare in condizioni dinamiche:

- Il profilo di carico termico per *riscaldamento e ACS* di una utenza residenziale (tramite Type 56) compatibile con la potenza termica nominale della sottostazione bidirezionale, ovvero 60 kW. L'utenza residenziale che sarà usata durante i test è costituita da un edificio residenziale multifamiliare pluripiano, con un'area complessiva presumibilmente tra 400 e 500 m². La distribuzione modellata nella simulazione è un impianto a radiatori. La temperatura di ritorno dall'utenza sul circuito secondario (T₈) sarà controllata in regime dinamico dalla test facility sulla base del modello TRNSYS. La temperatura di mandata all'utenza (T₁₀) sarà controllata dalla sottostazione ad un valore costante pari a 70 °C.
- Il profilo dinamico della potenza termica generata da un *impianto a pannelli solari piani* installato presso il prosumer e connesso alla rete di TLR tramite la stessa sottostazione bidirezionale. Il modello sarà dotato anche di un accumulo termico e del relativo sistema di controllo accoppiato all'impianto, che prevede l'invio di energia termica alla sottostazione solo quando la temperatura nell'accumulo supera gli 80 °C. Il profilo di generazione termica sarà compatibile con la potenza nominale della sottostazione bidirezionale sperimentale, ovvero 60 kW. La potenza scambiata dai generatori termici locali con la rete di TLR terrà conto della potenza termica autoconsumata localmente dal prosumer.

Al fine di avere una stima realistica delle prestazioni annuali della sottostazione saranno individuati sei giorni non consecutivi che meglio rappresentano la variabilità di condizioni climatiche dell'intero anno. La selezione dei giorni di riferimento sarà eseguita tramite una procedura, che prevede il raggruppamento dei giorni dell'intero anno in sei insiemi "coerenti" per temperatura e irraggiamento medi giornalieri e l'identificazione degli insiemi con il medoide (punto più vicino al centroide) dell'insieme stesso. Le condizioni climatiche di tali giorni saranno utilizzate come input ai modelli TRNSYS inseriti nell'hardware in the loop per emulare in real-time il carico termico dell'edificio e il profilo di generazione dell'impianto a fonte rinnovabile scelto. La durata complessiva di questa sessione di test sarà quindi di sei giorni. L'estrapolazione dei dati all'intero anno sarà eseguita pesando le prestazioni dell'impianto relative ad ognuno dei sei giorni rispetto al numero di giorni contenuti nel rispettivo raggruppamento.

Sessione B: rete a bassa temperatura

Nel corso della sessione B verranno eseguiti dei test considerando una rete di TLR operante in condizioni di bassa temperatura, con temperatura di mandata e di immissione in rete per scambio attivo (T_{4,nom}) pari a 60 °C, e temperatura di ritorno (T_{3,nom}) pari a 30 °C.

Tramite apposita interfaccia saranno utilizzati modelli TRNSYS inseriti nell'hardware-in-the-loop per la gestione e controllo della sottostazione bidirezionale. I modelli saranno forniti dalla test facility e saranno utilizzati per generare in condizioni dinamiche:

- Il profilo di carico termico per *riscaldamento e ACS* della stessa utenza residenziale usata durante i test della sessione A, opportunamente riqualficata (involucro) al fine di poter garantire il soddisfacimento del fabbisogno con lo stesso sistema di emissione a radiatori, ma con temperature più basse e fino a 55 °C. La temperatura di ritorno dall'utenza sul circuito secondario (T₈) sarà controllata in regime dinamico dalla test facility sulla base del modello TRNSYS. La temperatura di mandata all'utenza (T₁₀) sarà controllata dalla sottostazione ad un valore costante compatibilmente con le efficienze dello scambiatore.
- Il profilo dinamico della potenza termica generata da un *impianto a pannelli solari piani* installato presso il prosumer e connesso alla rete di TLR tramite la stessa sottostazione bidirezionale. Il modello sarà lo

stesso usato durante i test della sessione A, prevedendo di gestire l'accumulo termico ad una temperatura superiore ai 60 °C.

La durata complessiva di questa sessione di test sarà di sei giorni, ovvero gli stessi giorni (numero e tipologia) di test della sessione A. L'extrapolazione dei dati all'intero anno sarà eseguita pesando le prestazioni dell'impianto relative ad ognuno dei sei giorni rispetto al numero di giorni contenuti nel rispettivo raggruppamento.

Nelle stesse condizioni di prova appena descritte per la sessione B, la sottostazione bidirezionale verrà testata considerando un profilo di produzione reale di un sistema di recupero di calore di scarto ad integrazione/sostituzione dell'impianto a pannelli solari (opportunamente ridimensionato), considerando una massima potenza di 60 kW e una minima temperatura del sistema di generazione di 60 °C. L'eventuale integrazione con l'impianto a pannelli solari verrà fatta a monte dell'accumulo presente nel modello usato per l'emulazione.

5.6 Nuove configurazioni di rete per il teleriscaldamento attivo

Le attività di ricerca condotte nei precedenti PAR sul tema del teleriscaldamento attivo si sono concentrate sulle possibilità offerte dalla trasformazione di reti di esistenti in poligenerative, grazie all'introduzione del solare termico come ulteriore fonte di calore. A questo scopo sono state analizzate e modellate reti esistenti a dimensione di quartiere e l'installazione di più campi solari distribuiti sulle coperture degli edifici, con schema di collegamento ipotizzato per l'immissione in rete di "mandata su ritorno" con autoconsumo (Report RdS/PAR2014/015). Con riferimento ad uno specifico caso reale monitorato è stata valutata la trasformazione di uno o più utenti da "passivi" ad "attivi" (Report RdS/PAR2015/137). Valutati i possibili schemi di connessione alla rete di TLR degli impianti solari distribuiti (Report RdS/PAR2013/053) è stata inoltre implementata la modalità "ritorno su ritorno", che non coinvolge direttamente l'impianto dell'edificio stesso, ma si adatta al caso di generazione distribuita con generatori di proprietà del gestore della rete termica (Report RdS/PAR2016/072). Monitorate le prestazioni di una rete in assetto passivo è stata valutata la trasformazione della stessa in attiva (Report RdS/PAR2014/019), fino alla progettazione di una sottostazione di scambio termico attivo con i relativi criteri di dimensionamento e logiche di controllo (Report RdS/PAR2017/094).

Sia nel caso di impianti per la produzione distribuita a FER di proprietà del singolo utente o un consorzio costituito dai proprietari degli edifici su cui sono installati, sia per utility che li gestiscono direttamente – affittando le superfici per l'installazione e garantendo tariffe agevolate, le configurazioni analizzate si possono intendere tradizionali, nella misura in cui si interfacciano con una rete caratterizzata dalla presenza di una mandata e di un ritorno, indipendentemente dalla distribuzione delle utenze, dalla tipologia di sottostazione di scambio o dalla presenza di accumuli stagionali (utili per aumentare la frazione di FER nel caso di impianti di maggiori dimensioni).

Le simulazioni sono state inoltre realizzate considerando diversi livelli di temperatura della rete, con mandata variabile tra 70 °C e 90 °C e ritorno tra 50 °C e 60 °C, con le conseguenti esclusioni in relazione alle tecnologie localizzate di produzione termica. Una prima ipotesi alternativa è rappresentata dalla possibilità di ridurre la temperatura di esercizio della rete, con limiti e specifiche condizioni operative che variano per reti esistenti, estensioni o nuove realizzazioni, in relazione alle caratteristiche delle utenze. Sotto il profilo energetico, lo spostamento verso le reti di quarta generazione (bassa temperatura, mandata 50-55 °C e ritorno 30-35 °C) comporta la possibilità di sfruttare a pieno le potenzialità di impiego di alcune tecnologie di produzione o recupero per immettere in rete calore utile. Oltre a impianti solari a media temperatura o sistemi microgenerativi, potranno essere valorizzati i contributi a medio-bassa temperatura derivanti da sistemi solari con pannelli piani, dal circuito di olio e acqua di raffreddamento del motore, dal recupero di calore di scarto derivante non solo dalle industrie, ma anche da altre fonti come gli impianti di refrigerazione dei supermercati o le sale server dei grandi uffici. Questo permette di avere a disposizione una pluralità di fonti di calore, con minori dispersioni termiche attraverso i tubi e un aumento del consumo elettrico per pompaggio da monitorare; allo stesso tempo le attività produttive possono smaltire il calore prodotto senza sostenere costi aggiuntivi. Questo tipo di soluzioni, sia nel caso di nuova realizzazione che in quello di retrofit di reti esistenti, implica: una valutazione che include le diverse parti del sistema tra loro interconnesse (es.

generazione e recupero termico, gruppi di pompaggio, distribuzione, riscaldamento degli edifici), con particolare attenzione a componenti di sistema più efficienti; un grado di flessibilità limitato per mantenersi nelle condizioni di comfort per gli utenti e di funzionamento ottimale dal punto di vista tecnico ed economico. Considerazioni analoghe si realizzano muovendosi verso temperature di funzionamento inferiori (reti neutre, mandata 35-45 °C e ritorno 25-30 °C), in cui è possibile rilevare una drastica riduzione delle perdite di calore e la necessità una soluzione alternativa alla rete per la fornitura di acqua calda sanitaria.

Negli ultimi anni sono state indagate configurazioni di reti alternative a temperatura non uniforme, che prevedono due diverse condizioni di fornitura per acqua calda sanitaria (alta temperatura) e riscaldamento (bassa temperatura), posizionandosi quindi tra una rete tradizionale e una a bassissima temperatura. In sistemi come questi sono quindi presenti due linee di mandata e una di ritorno (singolo tubo), come nel caso della rete di teleriscaldamento di Berlino, in Germania. In alcuni studi viene proposto un funzionamento alternativo, con temperature di alimentazione di 40 °C e 70 °C, e accumuli localizzati per coprire la domanda di acqua calda sanitaria degli utenti finali quando è attiva la modalità a bassa temperatura [59]; alternativamente è stato valutato l'utilizzo di pompe di calore per mantenere la dorsale principale a bassa temperatura, e variare quella delle diramazioni in relazione alle esigenze specifiche nell'arco della giornata [27]. Con l'obiettivo di ottimizzare i costi di realizzazione di un sistema *capital intensive* come una rete di teleriscaldamento e di migliorarne l'efficienza termica, è stato approfondito l'utilizzo di tubi tripli (due mandate/un ritorno nella stessa tubazione di TLR), anziché tubi doppi (mandata/ritorno), attraverso modellazioni dinamiche e valutazioni sulle perdite di calore, come quelle condotte in [31] e [60]. In particolare sono state rilevate riduzioni attese delle perdite di calore fino al 45% e al 24% rispetto ai comuni tubi singoli e doppi rispettivamente, con costi di investimento inferiori del 21% rispetto alle coppie di tubi singoli, ma superiori del 6% rispetto ai tubi doppi.

È stata inoltre realizzata un'analisi delle prestazioni termoidrauliche dei tubi tripli in diverse configurazioni, operando un confronto dei risultati ottenuti, nelle stesse condizioni operative e di carichi termici, con quelli relativi a tubi tripli e doppi disponibili in letteratura [61]. Mentre un tubo doppio è caratterizzato da una linea di mandata e una di ritorno che sono uguali tra loro, un tubo triplo presenta due tubi di mandata, uno più piccolo per la copertura dell'acqua sanitaria e uno più grande per il riscaldamento (linea che potrebbe restare disattivata fuori dalla stagione termica), e un tubo di ritorno più grande di entrambi, dimensionato per essere in grado di restituire tutto il fluido termovettore dopo aver coperto il carico richiesto dagli utenti (Figura 5.153).

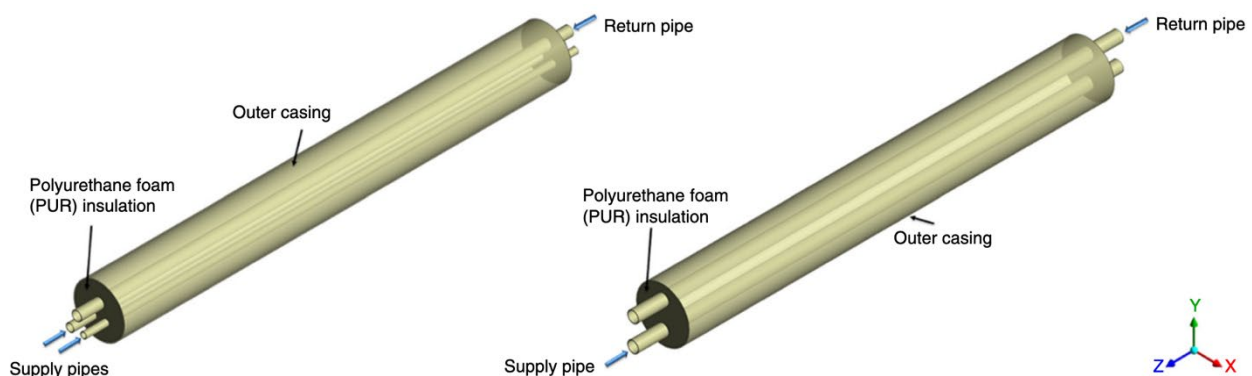


Figura 5.153. Schema di tubi tripli e doppi e dei loro componenti [61]

In entrambi i casi la presenza di schiuma poliuretana garantisce un efficace isolamento che minimizza le perdite di calore verso l'ambiente circostante e lo scambio di calore dei tubi. In relazione alla disposizione reciproca delle tubazioni sono state realizzate diverse ipotesi (4) e ipotizzate specifiche dimensioni. Definite le proprietà termofisiche dei componenti e le equazioni di governo del sistema, fissate le condizioni al contorno per gli ingressi (flusso uniforme), le uscite (pressione statica) e le pareti (no-slip), sono state eseguite analisi numeriche della prestazione termica attraverso strumenti della fluidodinamica computazionale (CFD, metodo dei volumi finiti, software commerciale di ANSYS FLUENT). È stata condotta un'analisi di sensitività in relazione alla dimensione della *mesh* di calcolo e il modello è stato validato in una

delle configurazioni proposte. I risultati delle simulazioni mostrano la distribuzione della temperatura lungo la sezione trasversale dei tubi ipotizzati, dalla quale risulta evidente l'influenza della linea di alimentazione ad alta temperatura (il tubo più piccolo) sia sulle perdite verso l'esterno dell'intera tubazione, sia sugli scambi termici con gli altri tubi a temperatura inferiore (Figura 5.154). La modellazione è stata inoltre estesa al terreno circostante che agisce come un isolamento secondario per i tubi, rilevando temperature superiori in corrispondenza del bordo vicino alla linea di alimentazione calda [62]. Avendo ipotizzato le temperature di mandata e ritorno pari a 70/40/30 °C per il tubo triplo e 70/35 °C per quello doppio (oltre a 10 °C circostante la tubazione) è stato indagato l'andamento della temperatura nei tre tubi lungo una distanza di 10 km (alla velocità di 2 m/s): la configurazione 1 – con disposizione triangolare – si è dimostrata la migliore, evidenziando cali di temperatura di 0,6 °C, 0,2 °C e 0 °C nella linea dell'acqua calda sanitaria, del riscaldamento e di ritorno rispettivamente; nel tubo doppio i risultati mostrano invece riduzioni pari a 1 °C nella mandata e 0,22 °C nel ritorno. Ulteriori approfondimenti sono stati condotti variando la velocità del fluido nelle tubazioni, che se mantenuta all'interno di un intervallo realistico di 0,2-2 m/s non mostra effetti significativi sulle perdite di calore: il confronto tra le diverse configurazioni mostra come, indipendentemente dalla disposizione dei tubi, in un tubo triplo si realizzano dispersioni inferiori rispetto ad uno doppio; le minori perdite su una tubazione di 10 km, dopo che il numero di Reynolds della linea di ritorno raggiunge circa 270.000, si rilevano per la configurazione 1, come visibile in Figura 5.154.

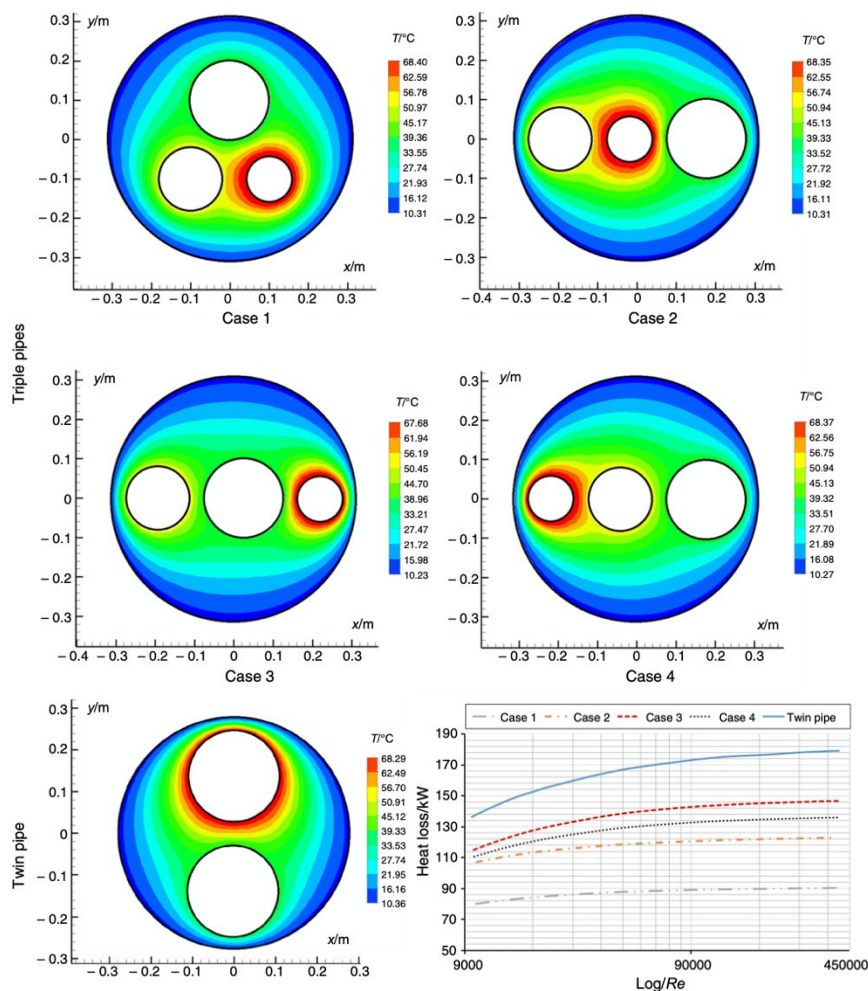


Figura 5.154. Distribuzione della temperatura e andamento delle perdite nelle configurazioni di tubo ipotizzate [61]

Un recente studio [63] approfondisce una specifica configurazione di tubo triplo (due mandate/un ritorno) che separa i tubi destinati all'acqua calda sanitaria e al riscaldamento, collocati nella stessa tubazione avvolti da materiale isolante, da quello di ritorno (Figura 5.155). Sulla base del metodo di calcolo multipolare è stato proposto un nuovo modello di calcolo matematico della perdita di calore, combinando i modelli analitici

propri del tubo singolo e di quello doppio; un'analisi comparativa sui dati del rapporto sperimentale di Danfoss Corporation ha permesso di verificare l'accuratezza della soluzione analitica. I risultati mostrano come, attraverso una riduzione della distanza tra i tubi di alimentazione dell'acqua da 114,1 mm a 84,1 mm, la perdita totale di calore dal sistema si riduce da 24,13 W/m a 20,16 W/m; tuttavia, la quantità di scambio di calore tra i tubi di mandata aumenta da 0,82 W/m a 1,52 W/m, con una conseguente riduzione dell'efficienza nell'utilizzo del calore da parte dell'utente. Se da un lato questo tipo di soluzione permette di sfruttare i sistemi di produzione di tubi doppi e singoli già esistenti e di rilevare rapidamente possibili malfunzionamenti della rete, dall'altro la posizione reciproca dei due tubi di mandata può influire in modo determinante sul rapporto tra perdite e scambio reciproco di calore (Figura 5.156).

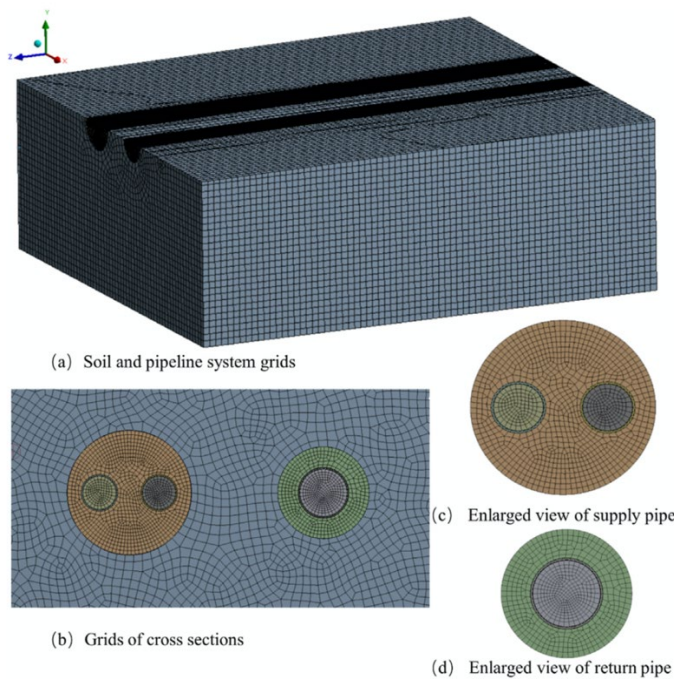


Figura 5.155. Modello del sistema a tre tubi [63]

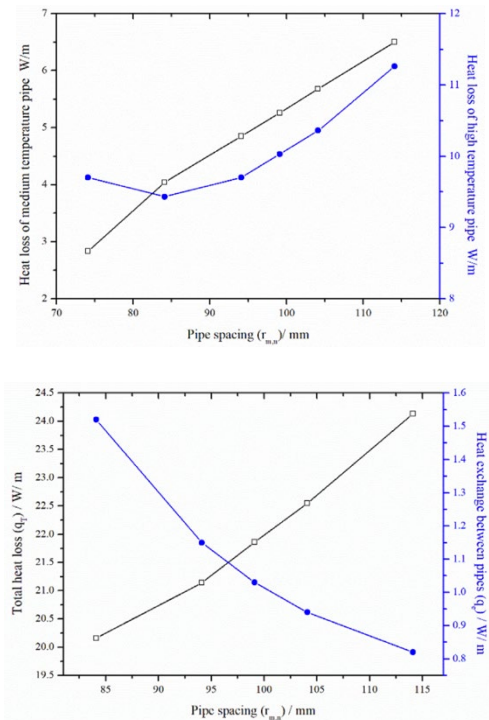


Figura 5.156. Perdite di calore e calore scambiato reciprocamente, al variare della distanza nelle tubazioni di mandata [63]

Altri studi hanno esteso il campo di indagine oltre alla rete di distribuzione, includendo sottostazioni e scambiatori di calore, verso innovativi schemi di teleriscaldamento a bassa temperatura, con l'obiettivo di ottenere temperature di ritorno inferiori e in particolare riferimento all'allacciamento di nuovi utenti residenziali (Figura 5.157). Oltre a condizioni che determinano un miglioramento della redditività del sistema TLR, per aumentare le prestazioni energetiche degli edifici è mostrata la necessità di separare il flusso di ritorno da quello di ricircolo nelle sottostazioni residenziali. Per coprire i fabbisogni di acqua calda sanitaria nei periodi di ridotta (o nulla) richiesta di riscaldamento – tipicamente nella stagione estiva o in assenza di utenti – è infatti necessaria l'introduzione di un ricircolo, generalmente realizzato mediante una valvola di bypass che veicola parte del flusso di mandata allo scambiatore e parte alla linea di ritorno. Ciò determina una diminuzione della temperatura di alimentazione a causa delle perdite di calore e un aumento della temperatura di ritorno (c.d. contaminazione termica), che non permettono di raggiungere i livelli previsti per reti di quarta generazione; è stato stimato per il caso analizzato un aumento della temperatura media annuale di ritorno di 8 °C rispetto ai 30 °C desiderati. È quindi introdotta la possibilità di una rete a tre tubi, uno per la mandata e due per il ritorno (linea di ritorno e linea di ricircolo); sono stati quindi ipotizzati interventi sulle sottostazioni (con un numero di unità di trasporto NTU che passa da 4 a 8) e sui sistemi di riscaldamento secondari in corrispondenza delle utenze (per le temperature di progetto dei radiatori di

80 °C/60 °C si ottiene un NTU di 0,4, mentre un sistema a bassa temperatura sui 45 °C/30 °C si passa a 1,0) così da ottenere più elevati NTU compatibili con minori richieste di calore. Dai risultati mostrati in Figura 5.158 è possibile osservare come per reti a tre tubi con valori elevati di NTU si riescono ad ottenere temperature medie annuali di ritorno tra 17 °C e 21 °C, a seconda delle richieste specifiche di calore [44].



Figura 5.157. Schema di un sistema di rete di TLR di quarta generazione con rete a tre tubi e specifiche riguardanti sottostazioni e radiatori [44]

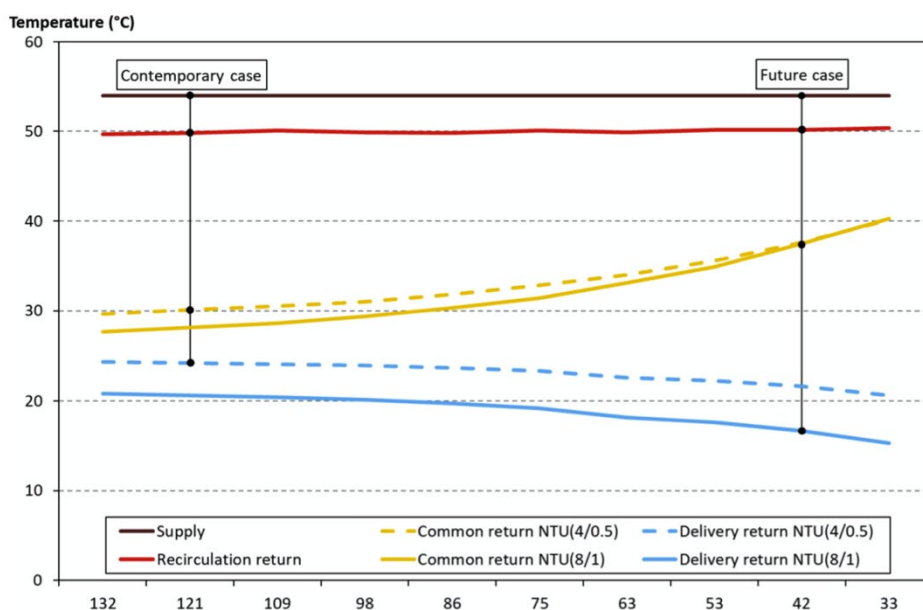


Figura 5.158. Risultati annuali della simulazione per quanto riguarda il livello di temperatura al variare della richiesta specifiche di calore in kWh/(m²*anno) [44]

Con l'obiettivo di fornire condizioni operative più favorevoli per implementare il sistema di scambio bilaterale di calore tra la rete e i prosumer (nel caso specifico dotati di cogenerazione), sono state indagate le possibili configurazioni e le regole di funzionamento ottimali di una rete dotata di un circuito idraulico dedicato al recupero termico, come mostrato in Figura 5.159, che veicola il calore per preriscaldare il fluido sulla linea di ritorno. Questo tipo di soluzione permette di evitare le problematiche legate, ad esempio, agli effetti sulle temperature di mandata/ritorno o a possibili squilibri idraulici connessi ai prelievi/immissioni, senza richiedere un incremento elevato della potenza di pompaggio e con costi di investimento inferiori (nel caso di posa delle tubazioni contemporanea a quella delle linee di mandata e ritorno) rispetto alla realizzazione di importanti accumuli per lo stoccaggio del calore; la maggiore economia si rileva soprattutto considerando che il contesto di realizzazione di questo tipo di sistemi sono quartieri o piccole comunità. Un modello di calcolo dinamico è stato sviluppato utilizzando Matlab/Simulink, simulando diversi scenari di fornitura e combinazione di edifici, dai quali è possibile osservare un risparmio sul consumo totale di energia primaria compreso tra il 10 e il 25%, con una conseguente riduzione delle emissioni di CO₂ [64].

Il recente studio sul potenziale di diffusione del teleriscaldamento efficiente in Italia, realizzato da Politecnico di Milano e Politecnico di Torino (commissionato da AIRU e UTILITALIA) [65], si è concentrato sul recupero di fonti di *calore di scarto*³ e sulle *energie rinnovabili*. A tal fine è stata realizzata un'analisi dettagliata per la caratterizzazione spaziale della densità di domanda, la disponibilità delle fonti di calore e la distanza relativa

³ Energia in eccesso derivante da tutti quei processi produttivi che hanno come sottoprodotto una quota di calore, che viene già emessa in ambiente ma non è utilizzabile se non integrata in un sistema di teleriscaldamento [65].

fra domanda e sorgenti di calore disponibile, puntando alla minimizzazione del costo complessivo del sistema (investimento e costi operativi). I risultati dell'analisi mostrano 329 TWh (100%) di fabbisogno di calore (riscaldamento ambiente e acqua calda sanitaria) per il settore civile residenziale e terziario, di cui 114 TWh (35%) tecnicamente idonei alla connessione a un'eventuale rete di TLR. Lo studio si è inoltre concentrato sulle possibili sorgenti di calore distribuite, sia calore di scarto (nello specifico impianti termoelettrici, impianti industriali a bassa e alta temperatura, impianti di trattamento delle acque e termovalorizzatori), sia fonti rinnovabili (geotermia, solare termico e biomassa), giungendo ad una stima delle disponibilità sul territorio quantificata in 90 TWh, per la maggior parte caratterizzati da una temperatura idonea per essere recuperati e veicolati agli edifici tramite teleriscaldamento. In particolare l'approccio utilizzato per il calcolo del calore recuperabile segue quello elaborato nell'ambito del progetto Heat Roadmap Europe, attraverso l'applicazione di coefficienti che, a partire dal dato di consumo di energia primaria del singolo processo, permettono di quantificare la quota di calore di scarto e – attraverso il cosiddetto *heat recovery rate* – l'energia termica recuperabile (Figura 5.160). Nel caso in cui la temperatura del fluido in uscita dalla fonte sia sufficientemente alta il contenuto energetico può essere recuperato direttamente nella rete attraverso un semplice scambiatore di calore; se invece la temperatura è inferiore, il recupero è diretto nel caso di reti di quarta generazione (non considerato nello studio) o indiretto per quelle tradizionali, attraverso l'integrazione di una pompa di calore per incrementare la temperatura; si ipotizza infine che i processi industriali abbiano un numero di ore equivalenti pari a 7000 (disponibilità relativamente uniforme durante l'anno), mentre un profilo tipico di rete di teleriscaldamento va dalle 4500 alle 2500 a seconda delle zone climatiche.

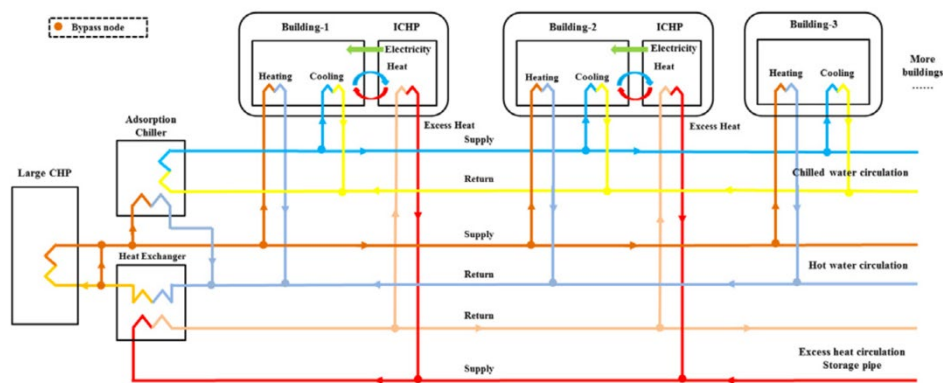


Figura 5.159. Sistema di teleriscaldamento e teleraffrescamento dotato di un circuito dedicato al recupero termico [64]

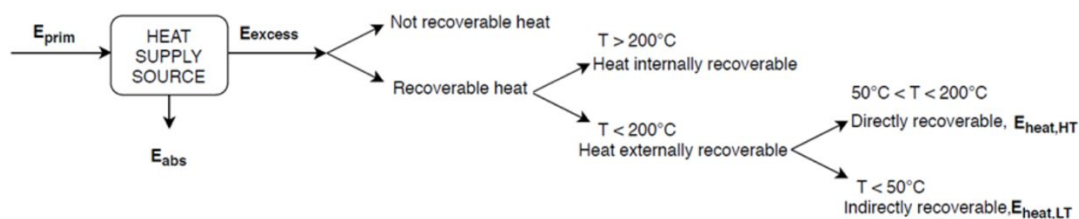


Figura 5.160. Procedura utilizzata per il calcolo del calore in eccesso recuperabile in un sistema di TLR [65]

È stata infine elaborata una metodologia che mette in relazione domanda e offerta, in cui le variabili decisionali del problema di ottimizzazione permettono di ottenere: la fornitura del calore economicamente sostenibile (TLR/individuale); la quota di domanda da riservare al TLR; la composizione in termini di fonti energetiche. Dall'analisi risulta pertanto che dei 114 TWh di domanda teleriscaldabile, applicando il criterio di minimizzazione dei costi, il potenziale di diffusione rispetto alle soluzioni individuali si riduce a 38 TWh (12%, - 5.7 MtCO₂; calore di recupero 22 TWh, geotermia 11 TWh, cogenerazione 3 TWh e solare termico 2 TWh), a fronte dei 9,3 TWh (3%) attualmente coperti. Tra gli sviluppi futuri della ricerca vengono

espressamente citate sia l'interazione con il sistema elettrico che un'estensione dello studio all'ambito delle reti a bassa temperatura in funzione di scenari di riqualificazione edilizia spinti.

In riferimento alle fonti rinnovabili, come citato precedentemente, l'abbassamento della temperatura di esercizio del sistema di TLR permette una maggiore integrazione del calore solare termico. Questo è descritto nella Figura 5.161 che mostra la dipendenza della produzione di calore specifica dalle condizioni atmosferiche in Germania, con diverse tipologie di collettori e differenti temperature di esercizio del teleriscaldamento. Esistono molti esempi di impianti solari collegati, in serie o in parallelo, con la centrale di generazione; in presenza di numero sistemi di piccole dimensioni si ricorre all'integrazione decentralizzata che non prevede – come nel caso precedente – stoccaggio del calore prodotto, ma il collegamento con sottostazioni di scambio bidirezionali e l'immissione a temperature costanti. Un discorso analogo può essere fatto per l'energia geotermica profonda (> 400 m, la cui applicazione nei sistemi di TLR richiede la corrispondenza tra un potenziale geotermico elevato e un'elevata domanda di calore) e superficiale (utile per il riscaldamento/raffrescamento decentralizzato degli edifici). Diversamente l'installazione di nuove caldaie e cogeneratori alimentati a biomassa oppure la sostituzione di impianti a combustibile fossile con impianti a biomassa sembrano gli approcci principali per l'integrazione della biomassa nei sistemi di TLR.

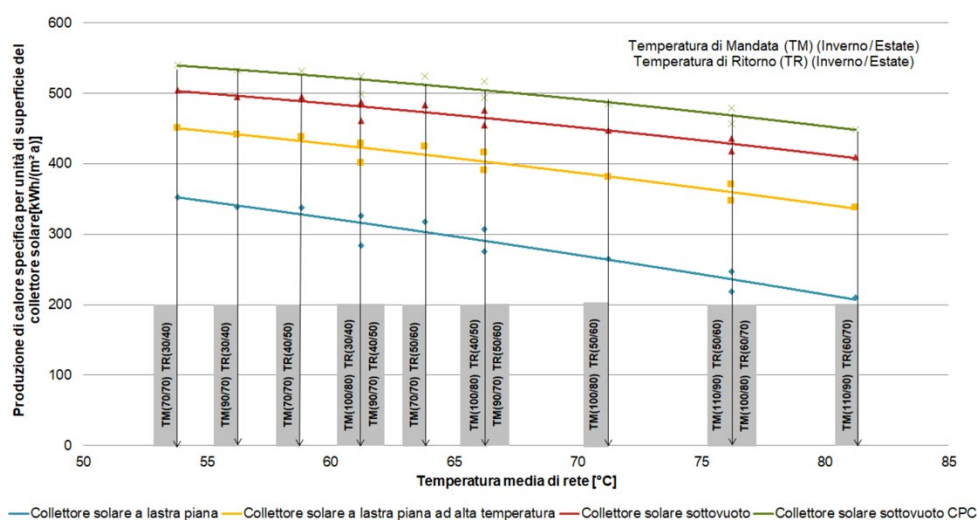


Figura 5.161. Resa di calore solare specifica dei collettori solari, rispetto alle temperature della rete di TLR (dati atmosferici per la Germania meridionale) [39]

Nel possibile utilizzo del calore in eccesso sono molti i fattori che intervengono, tra questi ci sono la quantità di energia e il livello di temperatura, la tipologia di vettore, la disponibilità, la simultaneità, la durata e la distanza. Il calore industriale è generalmente è disponibile in grandi quantità e in parte ad alte temperature: un esempio è costituito dal settore metallurgico, dove è stato valutato il potenziale dell'integrazione del calore in eccesso di due acciaierie in Cina selezionando diverse fonti di calore in eccesso (es. acqua di lavaggio delle scorie degli altiforni <100°C) [66]; nello stesso contesto territoriale, il confronto tra un impianto con caldaie a carbone e un sistema a pompa di calore alimentato con calore di scarto di un sito produttivo chimico ha mostrato vantaggi dal punto di vista economico e ambientale [67]. Per impianti centralizzati con pompe di calore è inoltre previsto l'utilizzo di acque reflue che alimentano le pompe di calore con temperature variabili tra 12 e 20 °C [68].

Nel caso di reti a bassa temperatura le possibilità di integrazione si estendono anche ad altre possibili fonti, come *data center* dove i sistemi di condizionamento hanno il compito di rimuovere il calore in eccesso che si forma nei locali server; in questo modo l'energia termica del condensatore della pompa di calore può essere utilizzata, anche in presenza di un sistema di stoccaggio, per aumentare la temperatura nella rete di teleriscaldamento. Uno studio condotto in Finlandia [69] ha messo in evidenza come, nel caso di quote rilevanti di calore di scarto immesse nel sistema, si realizzano risparmi sui costi operativi dell'impianto considerato compresi tra 0,6 e 7,3%, con una diminuzione delle ore di utilizzo sia degli impianti di cogenerazione che delle caldaie di integrazione; pur rilevando l'influenza del prezzo del calore di scarto, in tutti gli scenari analizzati le ore di utilizzo superano il 95%. Di particolare interesse è il monitoraggio diretto

effettuato presso i data center, che ha permesso di rilevare un profilo di carico simile per ogni ora della giornata, con consumi di elettricità fortemente correlati a quelli delle unità HVAC e fluttuazioni legate alla temperatura media mensile dell'aria esterna (Figura 5.162), arrivando alla conclusione che i data center possono essere considerati una fonte costante di calore di scarto. Un recente studio condotto sullo stesso contesto territoriale del precedente ha analizzato l'integrazione delle fonti rinnovabili (solare, eolico, biomassa) e del recupero di calore in un sobborgo progettato con elevati livelli di efficienza e basse emissioni [70]. Sono studiate diverse soluzioni per recuperare il calore generato, oltre che in un sito farmaceutico, anche dai dispositivi elettronici in un centro dati (1 MW) e nelle stazioni 5G (100 pali, 1 kW ogni palo) – che diminuisce la capacità di trasferimento dei dati e l'efficienza del sistema – per utilizzarlo in una rete di teleriscaldamento a bassa temperatura. Nello specifico il sistema può fornire circa il 38,8% dell'intera domanda di riscaldamento nel caso di edifici moderni e ben isolati (30% data center e 8,8% stazione 5G).

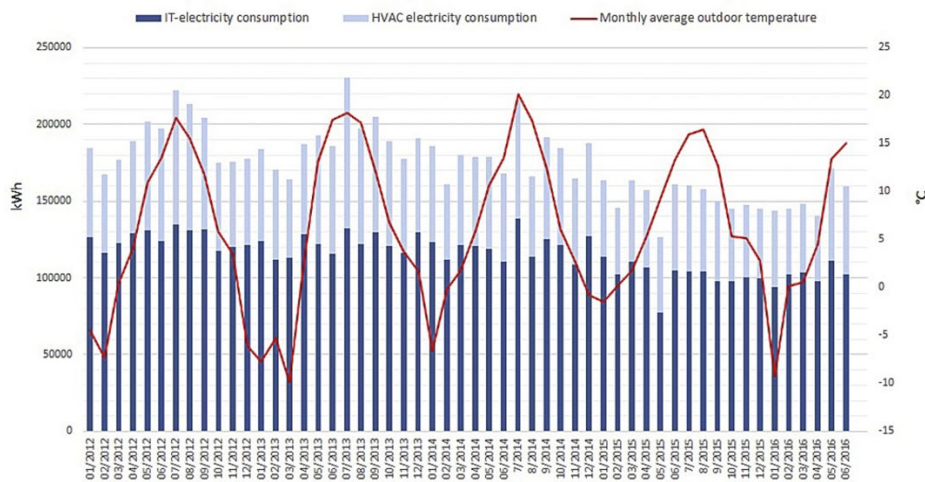


Figura 5.162. Consumo mensile di elettricità e temperature esterne medie mensili a Espoo (Finlandia) [69]

Riassumendo, nelle attività di ricerca future potrebbe essere particolarmente interessante modellare diversi scenari di rete nei quali la sottostazione di scambio termico bidirezionale, descritta nel presente documento, potrebbe essere inserita. In particolare, potrebbe essere interessante approfondire il processo per il quale una rete di teleriscaldamento tradizionale può essere convertita a bassa temperatura con la presenza di utenti attivi. In questo ambito, potrebbero anche essere valutate le prestazioni di una configurazione di rete a tre tubi e la sua convenienza in termini energetici rispetto a una configurazione tradizionale a due tubi. Tale studio richiede comunque non solo la modellazione numerica della nuova configurazione di rete, ma anche la creazione di un componente *ad hoc* in grado di simulare accuratamente il comportamento della sottostazione di scambio termico bidirezionale.

6 Quadro normativo sul teleriscaldamento efficiente e prospettive di sviluppo

Tra la fine del 2018 e la prima metà del 2019 è stato adottato il pacchetto legislativo “*Energia pulita per tutti gli europei*” (cd. Clean energy package), che fissa il quadro regolatorio delle politiche europee per l’energia e il clima, finalizzato al raggiungimento degli obiettivi al 2030 e nel percorso di decarbonizzazione verso il 2050. Sono comprese diverse misure legislative nei settori dell’efficienza energetica, delle energie rinnovabili e del mercato interno dell’energia elettrica. Tra queste il Regolamento 2018/1999 del Parlamento Europeo e del Consiglio dell’11 dicembre 2018 sulla governance dell’Unione dell’energia e dell’azione per il clima [71] delinea cinque assi fondamentali di azione (sicurezza energetica, mercato interno dell’energia, efficienza energetica, decarbonizzazione, ricerca, innovazione e competitività) per il raggiungimento dei seguenti obiettivi al 2030: riduzioni delle emissioni di gas ad effetto serra di almeno il 40% rispetto ai livelli del 1990 (il nuovo Regolamento 2018/842, all’articolo 4 e allegato I, fissa per l’Italia un livello vincolante del -33% rispetto ai valori nazionale 2005); quota di energia da fonti rinnovabili nel consumo finale lordo di energia dell’Unione almeno pari al 32% (Direttiva 2018/2001/UE, articolo 3), con valori minimi per ciascuno Stato Membro a decorrere dal 1° gennaio 2021 (per l’Italia tale quota è pari al 17%, valore già raggiunto); miglioramento pari ad almeno il 32,5% dell’efficienza energetica rispetto allo scenario 2007 (Direttiva 2018/2002/UE, articolo 1), corrispondente al 43% per il contesto nazionale. I suddetti campi d’azione e relativi target nazionali 2030 per contribuire al raggiungimento degli obiettivi comuni sono fissati nel Piano nazionale integrati per l’energia e il clima – PNIEC, elaborato dall’Italia alle istituzioni europee nel dicembre 2019. Contemporaneamente è stato avviato il processo di recepimento del suddetto pacchetto; ne sono un esempio il Decreto legislativo n. 48 del 10 giugno 2020, di recepimento della Direttiva 2018/844/UE sulla prestazione energetica nell’edilizia (*Energy Performance of Buildings Directive*), e il Decreto legislativo n. 73 del 14 luglio 2020, che ha recepito la Direttiva 2018/2002/UE sull’efficienza energetica.

All’interno del suddetto contesto normativo che delinea le politiche europee e nazionali è sottolineato chiaramente il ruolo del teleriscaldamento efficiente⁴ (TLR) per il raggiungimento degli obiettivi di efficienza, sostenibilità energetica, utilizzo delle fonti rinnovabili e riduzione dell’uso dei combustibili fossili. Nel settore termico, in riferimento alle soluzioni che favoriscano la penetrazione delle fonti rinnovabili, il PNIEC fa riferimento al potenziale di sviluppo del teleriscaldamento in un’ottica di sinergia tra impiego di Cogenerazione ad Alto Rendimento CAR e FER, con specifico riferimento al solare termico per sistemi integrati di produzione di calore efficiente e rinnovabile. L’espansione dell’uso del teleriscaldamento e teleraffrescamento efficiente resta infatti tra gli obiettivi da perseguire come sistema Paese, sfruttando il potenziale economicamente sostenibile di incremento dell’energia erogata (4.000 GWh, per un’estensione complessiva di 900 km di reti aggiuntiva rispetto ai 4.100 km esistenti, con descritto nel Rapporto di valutazione del potenziale di applicazione di CAR e TLR efficiente [11]). A tal fine saranno potenziati gli strumenti oggi a disposizione per favorire interventi sugli impianti che comportano un incremento della producibilità termica finalizzato al mantenimento o raggiungimento di un assetto di sistema di teleriscaldamento efficiente, e che si abbinano a un’estensione della rete in termini di aumento della capacità di trasporto [72].

Come noto, la Direttiva UE 2018/2001 sulla promozione dell’uso dell’energia da fonti rinnovabili definisce la necessità di stabilire livelli minimi d’uso di FER negli edifici, secondo criteri di fattibilità tecnica, economica e finanziaria, e realizzare a livello nazionale una valutazione del potenziale in termini di energia da fonti rinnovabili e del recupero di calore e freddo di scarto; in entrambi i casi è sottolineata l’opportunità di ricorrere al teleriscaldamento e teleraffrescamento competitivo ed efficiente, al quale è riconosciuto un elevato potenziale per la decarbonizzazione grazie a una maggiore efficienza energetica e allo sviluppo delle energie rinnovabili. Stante il suddetto quadro di riferimento, oltre all’accesso e alla gestione delle reti (art. 20), all’articolo 24 la Direttiva fornisce indicazioni per la tutela dei consumatori finali circa l’accesso a informazioni sull’efficienza dei sistemi di teleriscaldamento e teleraffrescamento e sulla quota di energia da FER nella loro specifica fornitura (paragrafo 1) e definisce, nel caso di sistemi non efficienti o non tali al

⁴ Basato sulla distribuzione, in alternativa, di almeno a) il 50 per cento di energia derivante da fonti rinnovabili, b) il 50 per cento di calore di scarto, c) il 75 per cento di calore cogenerato, d) il 50 per cento di una combinazione delle precedenti, ai sensi della Direttiva 2012/27/UE sull’efficienza energetica recepita in Italia dal D.Lgs. 102/2014.

31.12.2025, la possibilità di risolvere o modificare il contratto al fine di generare in proprio il riscaldamento o il raffrescamento da fonti rinnovabili, con una serie di specifiche incluse nei paragrafi 2 e 3. Al paragrafo 4 è inoltre richiesto ad ogni Stato Membro di adottare misure per aumentare la quota di energia da FER e da fonti di calore e freddo di scarto di almeno un punto percentuale, quale media annua calcolata per i periodi dal 2021 al 2025 e dal 2026 al 2030, tenendo come riferimento la quota 2020, rispetto al consumo di energia finale per il teleriscaldamento e teleraffrescamento. In alternativa i gestori sono tenuti a connettere i fornitori di energia da fonti rinnovabili e calore di scarto o offrire la connessione e l'acquisto da parte di fornitori terzi, sulla base di criteri non discriminatori stabiliti dall'Autorità competente dello Stato membro interessato, quando si verifica la necessità di soddisfare la domanda di nuovi clienti, sostituire la capacità esistente di produzione di calore o freddo, ampliare la capacità esistente di produzione di calore o freddo, con una serie di possibili esoneri inclusi nei commi 5 e 6 [73].

In riferimento al quadro normativo in materia di efficienza energetica, la Direttiva UE 2018/2002 ha modificato la precedente 2012/27/UE [74] ed è stata recepita nell'ordinamento nazionale con il Decreto Legislativo n. 73 del 14 luglio 2020 [75] che integra e modifica il Decreto Legislativo 4 luglio 2014 n. 102. Il quadro complessivo di riferimento per il TLR efficiente permane inalterato, mentre sono integrate una serie di indicazioni sulla contabilizzazione, ripartizione delle spese e requisiti minimi in materia di informazioni di fatturazione e consumo per riscaldamento, raffreddamento e acqua calda per uso domestico. Sono inoltre incluse modifiche all'articolo 10 sulla promozione dell'efficienza per il riscaldamento e il raffreddamento, che prevede una valutazione del potenziale nazionale di applicazione della cogenerazione ad alto rendimento nonché del teleriscaldamento e teleraffreddamento efficienti, elaborata sulla base delle indicazioni di cui all'allegato VIII della direttiva 2012/27/UE come sostituito dal Regolamento 4 marzo 2019, n. 2019/826/UE. Con il suddetto obiettivo può risultare interessante condurre un'analisi approfondita ad ampio spettro tenendo conto di:

- Una nuova generazione di impianti di teleriscaldamento (quarta generazione), caratterizzata dal basso livello di temperatura del fluido termovettore. Questi sistemi sono orientati a coprire un fabbisogno progressivamente decrescente – legato ad interventi di riqualificazione del parco immobiliare esistente – con temperature operative prevedibilmente inferiori, con la possibilità di incrementare la quota di calore distribuito e prodotto da fonti rinnovabili o recuperato come calore di scarto.
- Possibile integrazione di alcune tecnologie potenzialmente promettenti in tessuto urbano ad alta densità, quali ad esempio il solare termico, le pompe di calore centralizzate o il recupero di scarti di energia termica da impianti dislocati sul territorio. Grazie al teleriscaldamento attivo, gli utenti prosumer⁵ hanno la possibilità di immettere in rete energia termica, valorizzando eccessi di produzione distribuita oggi non utilizzati.

Al fine di promuovere lo sviluppo del teleriscaldamento e teleraffrescamento, il Decreto Legislativo 4 luglio 2014 n. 102 e s.m.i. [76] attribuisce all'Autorità di Regolazione per Energia Reti e Ambiente (ARERA) specifiche funzioni (artt. 9 e 10) in relazione a:

- le modalità con cui le imprese distributrici, in qualità di esercenti l'attività di misura, forniscono ai clienti finali contatori di fornitura;
- standard di continuità, qualità e sicurezza del servizio, inclusi gli impianti per la fornitura del calore e i relativi sistemi di contabilizzazione (specifiche abilitanti dei sistemi di misurazione intelligenti);
- criteri per la determinazione delle tariffe di allacciamento e modalità per l'esercizio del diritto di scollegamento, definizione delle tariffe di cessione del calore esclusivamente nei casi di nuove reti di teleriscaldamento qualora sussista l'obbligo di allacciamento alla rete di teleriscaldamento (imposto da Comuni o Regioni);
- modalità con cui i gestori delle reti rendono pubblici i prezzi per la fornitura del calore, l'allacciamento e la disconnessione, le attrezzature accessorie;
- condizioni di riferimento per la connessione alle reti, al fine di favorire l'integrazione di nuove unità di generazione del calore e il recupero del calore utile disponibile in ambito locale;

⁵ La parola prosumer si basa su produttore e consumatore (**producer and consumer**). Nel caso del TLR, un utente prosumer fornisce e consuma calore a o da una rete. Al contrario dei prosumer, i produttori di calore decentralizzati forniscono calore in un punto di immissione, ma non consumano alcun calore.

- controllo, ispezione e sanzione previsti dalla legge 14 novembre 1995, n. 481.

Nel recente passato sono stati pertanto oggetto di attività di regolazione da parte dell’Autorità diversi degli aspetti sopra elencati, attraverso l’elaborazione di testi integrati inerenti obblighi informativi (OITLR, 574/2018/R/tlr), qualità commerciale (RQCT, 661/2018/R/tlr) e tecnica (RQTT, 548/2019/R/tlr) dei servizi, misura nel servizio (TIMT, 478/2020/R/tlr), trasparenza (TITT, 313/2019/R/tlr) e criteri di determinazione dei corrispettivi di allacciamento e delle modalità di esercizio da parte dell’utente del diritto di recesso (TUAR, 24/2018/R/tlr). Nel contesto della regolazione di settore, ARERA ha istituito una collaborazione con il Comitato Termotecnico Italiano (CTI)⁶ al cui interno è stata attivata la *Commissione Tecnica CT 235 “Teleriscaldamento e Teleraffrescamento”* per la gestione dei lavori normativi. Il contesto operativo entro cui la CT 235, a cui partecipa anche ENEA, si muove è quello prevalentemente definito dalla Deliberazione 17 dicembre 2019, 548/2019/R/TLR, Regolazione della Qualità Tecnica del servizio di Teleriscaldamento e teleraffrescamento (RQTT) e sue modifiche ed integrazioni. Al momento sono state pubblicate le prime due Prassi di Riferimento UNI: UNI/PrR 93.1 Linee Guida di Pronto Intervento e Gestione delle Emergenze per il servizio di Teleriscaldamento e Teleraffrescamento e UNI/PdR 93.2 Linee guida per le caratteristiche e la qualità del fluido termovettore delle reti; si trova invece in fase di consultazione pubblica la PdR Linee Guida per l’attività di ispezione finalizzata alla localizzazione delle dispersioni nelle reti di trasporto e distribuzione del Teleriscaldamento e Teleraffrescamento. Sono attualmente in fase di elaborazione le Linee guida per la verifica metrologica non legale dei contatore di calore su richiesta del cliente, mentre si sta procedendo verso il coinvolgimento della parti interessate del CT negli studi richiesti da ARERA sulla metodologia di calcolo delle emissioni inquinanti ad effetto serra e dei consumi di energia primaria, nel quadro della normativa tecnica che definisce le prestazioni energetiche degli edifici, e sui requisiti tecnici di allacciamento di terzi.

In relazione a quest’ultimo aspetto, tra le varie modalità di accesso rientra il modello dell’acquirente unico, in cui il gestore della rete mantiene il ruolo di unico compratore all’ingrosso ed unico venditore del calore agli utenti e l’unica fase aperta alla concorrenza è la generazione; in alternativa si parla di modello dell’accesso pieno alla rete (come per il settore gas ed elettricità), dove ciascun produttore vende direttamente il calore agli utenti allacciati pagando una quota di accesso alla rete di distribuzione. Quest’ultimo introduce difficoltà tecniche, organizzative ed economiche tali da generare costi di transazione e inefficienze che potrebbero superare i benefici [12]. In ciascuno dei casi sopra esposti, l’introduzione di un soggetto terzo determina, soprattutto nel caso di reti esistenti come previsto dal D.Lgs. 102/2014 e s.m.i., la necessità di regolare o fornire indicazioni su numerosi elementi legati ad aspetti tecnici (es. temperatura di immissione in rete, portata, pressione), punto di fornitura e strumentazione, sicurezza del personale che opera interventi di manutenzione, ecc. lasciando quelli di natura economico-finanziaria principalmente al rapporto tra privati.

È necessario sottolineare come nessun Paese in Europa è intervenuto nella regolamentazione del cosiddetto accesso dei terzi alla rete (*third party access, TPA*), cioè della fornitura del calore agli utenti della rete da parte di soggetti diversi dal gestore della rete, ad eccezione della Svezia. Dopo le prime indicazioni normative del 2008, l’anno successivo è stata avviata dal governo svedese un’analisi per regolamentare l’accesso di terzi alle reti di teleriscaldamento, con l’obiettivo di creare concorrenza nel mercato. L’indagine ha evidenziato che il potenziale aumento dei costi (10-15% legato ad aspetti di natura amministrativa e gestionale dell’infrastruttura rete nella fornitura da parte di soggetto terzi) determinerebbe limiti alla concorrenzialità del servizio. Questi ed altri aspetti hanno portato nel 2014 alla revisione (non sostanziale) della normativa svedese sul teleriscaldamento del 2008 [77], secondo la quale se un operatore riceve una richiesta di accesso da parte di un soggetto che desidera vendere calore all’operatore o utilizzare la rete per la distribuzione, il gestore è tenuto a indagare questa possibilità e condurre le relative trattative (lasciando alle parti la definizione delle modalità). Se non fosse possibile raggiungere un accordo, la società di teleriscaldamento deve indicare i motivi per cui non consente l’accesso.

Le attività di modellazione e simulazione sul teleriscaldamento a bassa temperatura (legate alla valutazione dei fabbisogni termici prima e dopo gli interventi di *deep renovation* degli edifici, alla scelta del livello di temperatura operativa della rete e all’analisi dell’effetto di un abbassamento sul sistema di produzione, sulle dispersioni termiche e sull’energia elettrica richiesta dal sistema di pompaggio) e le sperimentazioni condotte

⁶ Deliberazione ARERA 8 febbraio 2018, 78/2018/A che istituisce una collaborazione con il CTI per il supporto tecnico all’attività di regolazione per il periodo 2018-2020, estesa al triennio 2021-2024 con Deliberazione 15 dicembre 2020, 556/2020/R/TLR.

sulla sottostazione bidirezionale (legate alla verifica del funzionamento e delle prestazioni in condizioni sia standard che reali, connessa ad un sistema di produzione locale di calore) costituiscono un supporto alle sopracitate attività. In particolare i risultati ottenuti nel corso del triennio sono progressivamente veicolati a supporto dell'attività di regolazione – soprattutto sul tema della connessione di fornitori di energia da FER non programmabili e calore di scarto, per contribuire a valutare il potenziale tecnico ed economico delle diverse tecnologie per il riscaldamento e il raffreddamento, come già accaduto per [11].

In riferimento alle reti di teleriscaldamento di IV generazione si ritiene che queste possano avere interessanti prospettive di sviluppo sul territorio nazionale, in particolare quando abbinata ad interventi di *deep renovation* degli edifici. Infatti i risultati ottenuti nel corso delle attività mostrano come la riqualificazione energetica degli edifici serviti da una rete tradizionale possa consentire l'abbassamento delle temperature di esercizio del fluido termovettore, incentivando quindi la conversione della rete da tradizionale verso una rete a bassa temperatura. In certi casi, questa conversione può avvenire con investimenti minimi nei confronti della rete e degli impianti che servono le utenze. Infatti, seppure questi ultimi possano mostrare una riduzione dello scambio termico ai terminali dovuta all'abbassamento delle loro temperature di esercizio, la riduzione del fabbisogno energetico dell'edificio in seguito ad una sua riqualificazione può compensare questo fenomeno e portare comunque ad ottenere buone condizioni di *comfort* termico all'interno degli ambienti. Nel breve periodo, quindi, si ritiene che lo studio della conversione delle reti esistenti verso reti a bassa temperatura rappresenti un primo e necessario approfondimento da effettuare, con lo scopo di ottenere in tempi ridotti importanti risparmi energetici a fronte di investimenti contenuti che non impattano direttamente sulla rete stessa.

7 Conclusioni

Il recente quadro normativo europeo e nazionale nel percorso di decarbonizzazione verso il 2050 pone l'accento sul ruolo del teleriscaldamento per il raggiungimento degli obiettivi di efficienza, sostenibilità energetica, utilizzo delle fonti rinnovabili e riduzione dell'uso dei combustibili fossili. Nel settore termico, il Piano Nazionale Integrato per l'Energia e il Clima (PNIEC), elaborato dall'Italia fa riferimento al potenziale di sviluppo del teleriscaldamento in un'ottica di sinergia tra impiego di Cogenerazione ad Alto Rendimento (CAR) e Fonti Energetiche Rinnovabili, con specifico riferimento al solare termico per sistemi integrati di produzione di calore efficiente e rinnovabile. La Direttiva UE 2018/2001 sulla promozione dell'uso dell'energia da fonti rinnovabili sottolinea l'opportunità di ricorrere al teleriscaldamento e al teleraffrescamento efficiente fornendo indicazioni – oltre che sull'accesso, sulla gestione delle reti e sulla tutela dei consumatori finali – sulla quota di energia da FER e da fonti di calore e freddo di scarto rispetto al consumo di energia finale; alternativamente i gestori possono connettere utenti attivi o offrire la connessione e l'acquisto da parte di fornitori terzi, sulla base di criteri non discriminatori stabiliti dall'autorità competente. L'utilizzo dei flussi di calore in eccesso e di impianti alimentati a fonte rinnovabile permette di diminuire la domanda complessiva della fornitura di energia primaria, condizione che viene ulteriormente favorita attraverso interventi di ristrutturazione e riqualificazione energetica degli edifici e la realizzazione di edifici ad energia (quasi) zero, con una prevedibile diminuzione della temperatura degli impianti di riscaldamento domestici.

Questo contesto determina condizioni favorevoli per la diffusione di sistemi di teleriscaldamento di quarta generazione, con livelli di temperatura previsti di mandata e ritorno nella rete rispettivamente nell'intorno di 50-55 °C e 30-35 °C, caratterizzati da limiti e specifiche condizioni operative che variano per reti esistenti, estensioni o nuove realizzazioni, in relazione alle caratteristiche delle utenze. Sotto il profilo energetico, lo spostamento verso le reti di quarta generazione comporta la possibilità di sfruttare a pieno le potenzialità di impiego di alcune tecnologie di produzione o recupero per immettere in rete calore utile. Oltre a impianti solari a media temperatura o sistemi microcogenerativi, potranno essere valorizzati i contributi a medio-bassa temperatura derivanti da sistemi solari con pannelli piani, dal circuito di olio e acqua di raffreddamento del motore, dal recupero di calore di scarto derivante non solo dalle industrie, ma anche da altre fonti come gli impianti di refrigerazione dei supermercati o le sale server dei grandi uffici. Questo permette di avere a disposizione una pluralità di fonti di calore, con minori dispersioni termiche attraverso i tubi e allo stesso tempo le attività produttive possono smaltire il calore prodotto senza sostenere costi aggiuntivi. Ulteriori opportunità sono legate all'integrazione di utenti attivi, dotati di sottostazioni di scambio termico bidirezionali, che agiscono come produttori e consumatori (*prosumer*) fornendo e consumando calore alla o dalla rete rispettivamente. Ciò implica la necessità di approfondimenti sia da un punto di vista tecnico, ad esempio per gli effetti sulle temperature di mandata/ritorno in base alla configurazione della sottostazione o a possibili squilibri idraulici connessi ai prelievi/immissioni (che hanno portato allo studio di configurazioni alternative come quella di una rete dotata di un circuito idraulico dedicato al recupero termico), che regolatorio.

Data la complessità (e i costi) di testare sperimentalmente soluzioni innovative di reti di teleriscaldamento, un ruolo molto importante è rappresentato dalla modellazione numerica, che tramite codici di calcolo opportunamente validati è in grado di riprodurre il comportamento energetico ed idraulico delle reti nelle loro reali condizioni di funzionamento. Sulla base dei limiti riscontrati da alcuni *software* nelle annualità precedenti per la modellazione della rete di teleriscaldamento, in termini di definizione del *layout* della rete e di analisi idraulica (es. assenza del moto bidirezionale del fluido nel tratto di tubazione), sono state approfondite le potenzialità del linguaggio Modelica per la simulazione numerica di reti di teleriscaldamento efficienti. Modelica è linguaggio *open source object-oriented*, basato su approccio a-casuale, in cui il codice è organizzato sotto forma di classi (modelli). Per ottimizzare la simulazione multi-dominio e la progettazione *model-based* di sistemi dinamici è stata utilizzata la piattaforma *software* Dymola, che fornisce un ambiente grafico interattivo e la possibilità di simulare facilmente, grazie ad un solutore misto simbolico e numerico, le interazioni complesse fra sistemi in molti campi dell'ingegneria. Per poter realizzare il modello numerico di rete di teleriscaldamento sono state analizzate le librerie *Fluid*, *Thermal*, *IBPSA* e *DisHeatLib*, comprese le

relative classi utilizzate nella simulazione dei diversi componenti della rete, i.e. centrale termica, sottostazioni, accumulo, tubazioni, edifici/utenze.

La conoscenza acquisita sul *software* è stata applicata per la modellazione della rete del Campus Universitario di Parma, scelta come caso studio in questa annualità, con particolare riferimento alla parte di rete di teleriscaldamento denominata la Nuova Sud: caratterizzata da un'estensione di circa 4 km, da temperature di progetto pari a 80 °C/55 °C (mandata/ritorno), alimenta 12 edifici che richiedono alla centrale termica una potenza totale di picco pari a circa 12 MW, per un volume riscaldato di circa 150.000 m³. Inizialmente è stato scelto di modellare funzionamento della rete in regime stazionario e in condizioni di progetto, al fine di validare il modello numerico implementato in un contesto relativamente semplice e controllabile. A tal fine è stato implementato un modello numerico della rete Nuova Sud mediante il *software* OpenModelica (OM), sfruttando i componenti messi a disposizione dalle librerie open source e sviluppando modelli (classi) *ad hoc*. Un esempio è costituito dalla classe denominata "DualDynamicPipe" utile all'inserimento diretto delle linee di mandata e ritorno della rete; questa consente di modellare il flusso turbolento nelle tubazioni sia in regime stazionario sia in regime transitorio, risolvendo nel tempo le equazioni differenziali che descrivono la conservazione di massa, energia e momento della quantità di moto con il metodo dei volumi finiti, implementando quindi sia le caratteristiche idrauliche che termiche caratterizzanti la tubazione. Una volta ricostruita la rete sulla base dei dati di *input* forniti dal gruppo di Sistemi Energetici del Dipartimento DIN dell'Università di Bologna (es. diametri, spessori, lunghezze, carico, ecc.), definite le condizioni al contorno (es. salto termico, pressione in centrale, temperatura di mandata, ecc.) e le perdite di carico concentrate e distribuite, gli *output* della simulazione per la condizione di *design* vengono confrontati con i risultati numerici ottenuti dall'Università di Bologna mediante il software I.H.E.N.A. evidenziando una corrispondenza ottimale in termini di portata in massa nei rami (0,53% di scostamento massimo) e pressioni e temperature ai nodi (rispettivamente 2,39% – riconducibile alla modalità di calcolo delle perdite di carico – e 0,38%).

Al fine di indagare il comportamento dinamico della rete è stato necessario modificare i componenti con cui sono modellate le utenze; inoltre, prevedendo un aumento del costo computazionale del modello, dovuto ad un maggior numero di equazioni da risolvere da estendere fino all'intera stagione di riscaldamento, è stato necessario utilizzare il software Dymola, che implementa algoritmi di risoluzione delle equazioni proprietari riducendo significativamente i tempi di calcolo. Per la modellazione della domanda termica in condizioni di regime dinamico è stato dapprima implementato un semplice modello per lo scambio termico tra il circuito secondario e il circuito primario, che richiede in *input* i profili di carico termico che caratterizzano la domanda di ogni utenza (potenze termiche medie orarie richieste per il riscaldamento degli edifici durante l'anno 2018) valutate sotto determinate ipotesi di funzionamento del servizio. Una volta modellata la centrale termica, comprensiva della caldaia e del gruppo di pompaggio sono state eseguite simulazioni dinamiche, inizialmente per un intervallo temporale di 8 giorni, comprensivo del momento di massimo carico (11,28 MW). La curva di potenza termica di riscaldamento fornita alle utenze segue la curva della domanda, che risulta dunque soddisfatta. Considerando a titolo esemplificativo l'utenza 8, quando si verifica il massimo carico la potenza effettivamente fornita dai terminali è pari al 97,5% di quella richiesta (249,82 kW), la portata media oraria nel circuito secondario raggiunge il suo valore nominale pari a 3,98 kg/s, la portata in massa nel circuito primario della sottostazione segue l'andamento della portata al secondario coerentemente con il controllo imposto alla valvola; la temperatura di mandata varia di poco nell'intorno di 80 °C, in relazione alle variazioni di portata in rete, mentre la temperatura di ritorno quando il carico termico è massimo raggiunge un valore minimo pari 54,9 °C (valore nominale di 55 °C). Estendendo considerazioni simili anche alle grandezze caratterizzanti la centrale termica, si può affermare che il modello rappresenta in modo soddisfacente la dinamica della rete reale, lasciando aperta la possibilità di ulteriori approfondimenti per analisi energetiche ancora più accurate.

Uno di questi ha riguardato lo studio di una nuova classe per simulare ciascun edificio allacciato alla rete Nuova Sud del Campus di Parma, sostituendo il profilo di potenza richiesto con un modello di edificio vero e proprio, caratterizzato da un comportamento termodinamico definito. A tale scopo, per evitare che il costo computazionale del modello di calcolo risulti eccessivo, ogni edificio è stato modellato tramite alcuni parametri sintetici che ne descrivono il comportamento termodinamico ed energetico, secondo il modello resistivo-capacitivo "RCBuilding". Pertanto la potenza termica fornita all'edificio passa dall'essere un dato definito in *input* a una funzione della temperatura di *set-point*, della temperatura esterna, della portata del fluido termovettore, della sua temperatura così come delle caratteristiche termofisiche (resistenza e capacità

termica) dell'edificio. In questo modo, l'energia complessivamente richiesta da ogni utenza al fine di mantenere una data temperatura di *set point* diventa un vero e proprio *output* del modello. Una volta validati i modelli di edificio in Dymola è stato necessario integrarli con il modello di impianto; pertanto il componente che rappresenta la domanda di riscaldamento è stato sostituito con un nuovo componente creato *ad hoc* (cd. "DemandRC"), identificando opportuni controllori PI per confrontare la temperatura interna all'edificio, *output* del modello "RCBuilding", con il valore di *set point* definito dall'utente e implementare le logiche di accensione e di spegnimento dell'impianto (agendo sulle pompe di circolazione poste sul circuito secondario). Definite ulteriori modifiche (es. modello di radiatore, che riceve in *input* la temperatura dell'aria così come viene calcolata dal modello di edificio), il modello di edificio e impianto è stato inserito in quello di rete e sotto opportune condizioni al contorno – legate alla zona climatica e agli orari di accensione/spegnimento – sono state eseguite le simulazioni dinamiche per un tempo pari a 8 settimane (scenario 1). I risultati in termini di temperatura interna nelle utenze permettono di evidenziare le differenze nelle caratteristiche termofisiche degli edifici; come atteso, appena la temperatura scende al di sotto del valore di *set-point* viene dato un segnale non nullo in ingresso alla pompa, che quindi aumenta i suoi giri producendo una portata proporzionale al valore della portata nominale imposto. Riguardo la rete, in assenza di domanda termica nell'impianto circola sempre una portata minima alla temperatura di mandata, pari alla somma delle portate di *by-pass* alle singole utenze; la temperatura di mandata è mantenuta costante, mentre quella di ritorno varia a seconda delle variazioni di portata agli scambiatori nelle utenze e delle dispersioni termiche in rete.

Al fine di ottimizzare il funzionamento della rete, sono state effettuate una serie di simulazioni cambiando alcune impostazioni a partire dallo scenario 1; l'obiettivo è stato quello di individuare un possibile scenario ottimale, che massimizzi il *comfort* all'interno degli edifici – inteso come la percentuale di tempo, nei soli orari di accensione dell'impianto, durante il quale la temperatura dell'aria all'interno dell'edificio è compresa in un determinato intervallo – e al contempo minimizzi il consumo di energia termica ed energia elettrica fornite in centrale (quantificate in tonnellate equivalenti di petrolio). Il primo intervento ha riguardato la taratura dei controllori PI che regolano l'azione delle pompe al circuito, modificati applicando il metodo di taratura di Ziegler-Nichols (scenario 2). Le percentuali di tempo di soddisfacimento del *set-point* di temperatura aumentano in tutte le utenze rispetto allo scenario 1, seppur con pesi differenti a seconda dei coefficienti prestazionali di ciascuna di esse. Questo scenario mostra una riduzione del 3,70% in termini di energia termica fornita in centrale, e un risparmio dello 0,92% in termini di energia elettrica per il pompaggio; dal momento che per entrambi gli scenari la temperatura di mandata in centrale è la stessa, le dispersioni termiche in rete si mantengono pressoché allo stesso valore, con una riduzione del solo 0,28%. Poiché lo scenario 2 mostra migliori prestazioni sia in termini di *comfort* sia in termini di consumi energetici rispetto allo scenario 1, si è scelto di considerare lo scenario 2 come riferimento per i successivi confronti. Sono stati quindi predisposti modelli per analizzare i seguenti scenari:

- scenario 3: accensione anticipata degli impianti di riscaldamento di 1h in tutte le utenze;
- scenario 4: spegnimento della caldaia in centrale nelle ore di richiesta termica nulla;
- scenario 5: modulazione della temperatura di mandata in funzione della variazione di temperatura esterna.

Analizzando i risultati si evince che lo scenario per il quale si registrano le prestazioni più performanti in termini di temperatura ed in tutte le utenze è lo scenario 3; le condizioni di *comfort* termico sono strettamente correlate alle caratteristiche termofisiche degli edifici, mostrando le utenze chiaramente più svantaggiate (39 e 44). Per quanto riguarda lo scenario 4 e lo scenario 5, le percentuali restano molto simili ai valori dello scenario di riferimento: questo significa che gli interventi sulla variazione della temperatura di mandata in centrale, volti principalmente a ridurre le dispersioni termiche in rete, incidono minimamente sulla variazione di temperatura interna agli edifici (negli orari di accensione degli impianti). Per quanto riguarda i consumi energetici, l'accensione anticipata del riscaldamento rispetto all'orario di inizio lavoro comporta un aumento della spesa energetica complessiva, pari allo 0,88%. Se da una parte modulare la temperatura di mandata in centrale da 70 °C a 80 °C, a seconda delle variazioni di temperatura esterna (scenario 5), comporta un risparmio di energia termica (-2,34%), d'altra parte le temperature di mandata più basse comportano un maggior consumo di energia elettrica della pompa (+12,96%), determinando comunque una riduzione complessiva del consumo energetico dell'1,34%; lo stesso andamento si rileva anche sotto il profilo economico (-0,78%) e ambientale (-1,59%). Ciò non accade nel caso in cui si scelga di

mantenere la temperatura di mandata costante a 80 °C soltanto durante le ore di lavoro (scenario 4), in quanto la pompa continua a consumare un'energia simile a quella dello scenario di riferimento. Come atteso, le dispersioni termiche della rete diminuiscono sia per lo scenario 4 sia per lo scenario 5 rispettivamente del 5,89% del 8,91%.

Alla luce dei risultati ottenuti e per analizzare uno scenario ottimizzato di gestione della rete, si è scelto di effettuare una simulazione per l'intera stagione di riscaldamento che prevede il confronto tra lo scenario di riferimento e un nuovo scenario, chiamato scenario "ottimizzato", in cui si sono uniti i vantaggi relativi allo spegnimento della centrale in caso di mancata domanda termica e quelli dovuti alla modulazione della temperatura di mandata in funzione della temperatura esterna. Essendo il tempo di simulazione esteso all'intera stagione di riscaldamento è stato necessario un approfondimento per il periodo di chiusura natalizia del campus di 2 settimane (scenario 6 vs scenario 7), prevedendo lo spegnimento della spenta quando la richiesta termica è nulla e implementando un controllo nel caso in cui la temperatura del fluido scenda sotto a 5 °C. L'analisi comparativa dei risultati mostra che per lo scenario ottimizzato si hanno temperature di mandata e di ritorno più basse, ma conseguentemente crescono le portate in massa circolanti. Le prestazioni in termini di temperatura interna dell'aria si riducono leggermente per lo scenario ottimizzato rispetto allo scenario di riferimento in tutte le utenze, anche se le differenze risultano minime e nell'ordine dell'1%. Inoltre nello scenario ottimizzato diminuisce del 17,83% l'energia termica dispersa in rete e del 3,54% l'energia termica fornita dalla centrale; nonostante si rilevi un incremento dei consumi di pompaggio del 7,76%, complessivamente lo scenario ottimizzato porta a risparmiare il 2,81% in termini di tep. Considerazioni simili possono essere estese anche agli aspetti economici – per un costo di esercizio complessivo inferiore del 2,41% – ambientali – con una riduzione complessiva del 3% delle emissioni. Dal punto di vista exergetico i valori di efficienza raggiunti sono simili e si riscontra che l'aumento dell'energia elettrica di pompaggio ha un'influenza maggiore rispetto alla minor energia termica dispersa.

Verificata la validità dei modelli sviluppati, l'accoppiamento del problema idraulico ed energetico e la possibilità di agire sulle caratteristiche termofisiche delle utenze (edifici), l'attività si è concentrata valutazione dei fabbisogni termici prima e dopo possibili interventi di *deep renovation* degli edifici, sulla scelta del livello di temperatura operativa della rete, sull'analisi dell'effetto di un abbassamento sul sistema di produzione, sulle dispersioni termiche e sull'energia elettrica richiesta dal sistema di pompaggio. In prima analisi sono stati ipotizzati interventi di miglioramento dell'efficienza energetica degli edifici considerati nel caso studio della rete del Campus di Parma, agendo sui coefficienti prestazionali legati alla trasmittanza e alla capacità termica. In particolare, è stata ipotizzata la posa in opera di un cappotto termico con spessore di 10 cm sull'utenza 39 (particolarmente sfavorita), avente un valore di trasmittanza termica pari a 0,026 W/m²K. Per il confronto fra la configurazione dell'edificio standard con quello riqualificato è stato impostato un periodo di simulazione pari a 10 giorni e una connessione diretta dell'utenza con la centrale attraverso la rete operante in condizioni standard (temperatura di mandata impostata a 80 °C). Gli effetti della riqualificazione sono evidenti in relazione alla temperatura interna dell'edificio e, come atteso, i valori minimi della temperatura di ritorno raggiunti sono più alti rispetto alla configurazione standard; questo ovviamente comporta che l'energia termica fornita in centrale diminuisce del 56,70%, che l'energia elettrica di pompaggio diminuisce del 23,71%, mentre l'energia dispersa in rete diminuisce del 3%. Prendendo in esame il solo edificio riqualificato, un ulteriore confronto è stato realizzato simulando un abbassamento della temperatura operativa della rete, ipotizzando una temperatura di mandata pari a 55 °C e di ritorno pari a 30 °C. I risultati ottenuti mostrano che l'andamento delle temperature di ritorno è molto simile fra la configurazione tradizionale e a bassa temperatura, anche se si gli *overshoot* di temperatura in corrispondenza dell'accensione dell'impianto sono meno marcati per la configurazione a bassa temperatura. Si osserva inoltre una diminuzione di energia termica fornita in centrale del 22,38%, un ridotto aumento dell'energia elettrica di pompaggio pari al 3,28% e una notevole la diminuzione della perdita di energia in rete pari al 28,11%. Dati gli interessanti risultati ottenuti per il caso di un singolo edificio si prevede di poter modellare il funzionamento dell'intera rete a bassa temperatura, con i necessari approfondimenti sia sugli scambiatori di calore a piastre presenti nelle sottostazioni, sia sui terminali di emissione presenti nelle utenze.

In riferimento al teleriscaldamento attivo, sono stati introdotti il sistema di acquisizione e monitoraggio e sono state descritte le logiche di controllo di un prototipo di sottostazione di scambio termico bidirezionale. Sono inoltre stati presentati i risultati delle prove sperimentali eseguite da Eurac Research presso il proprio laboratorio Energy Exchange con sede a Bolzano, finalizzate a caratterizzarne le prestazioni sia in condizioni

stazionarie (5 scenari, Fase A) che dinamiche (8 scenari con relativi transitori, Fase B), come pianificate nel corso della precedente annualità. Le prove della Fase A hanno permesso di valutare le prestazioni della sottostazione per quanto riguarda lo scambio di energia nei diversi scambiatori e hanno anche messo in luce la stabilità dei controlli della sottostazione in condizioni stazionarie. Le prove della fase B hanno permesso di testare la sottostazione in condizioni di funzionamento dinamico – andando a variare il profilo di richiesta da parte dell’utenza e il profilo di produzione del sistema di generazione – e verificare che la sottostazione garantisse sempre il soddisfacimento dell’utenza usando energia dalla rete di teleriscaldamento e/o proveniente dalla fonte solare e rispettasse i requisiti d’immissione di energia nella rete di teleriscaldamento. Nelle prove eseguite è stato ipotizzato di soddisfare la richiesta dell’utenza fornendo energia ad una temperatura di 60 °C tramite gli scambiatori S2 ed S1 (temperature T9 e T10 rispettivamente). Le oscillazioni nel controllo di temperatura della test facility (T1, T5 e T8) hanno messo in evidenza: la necessità di rendere l’interazione tra i due scambiatori graduale e quindi non basarsi su un preciso valore di temperatura per accendere/spegnere l’uno o l’altro (a tal fine è stata aggiunta un’isteresi di 2 °C che ha determinato la fornitura di energia all’utenza per temperature comprese tra 58 °C e 60 °C); l’efficacia del controllo della temperatura di mandata all’utenza implementato sulla sottostazione. Andando ad osservare gli scostamenti medi di T10 (o T9 se funziona solo S2) delle diverse prove, si può notare come siano contenuti in +/- 0,5 °C. Con riferimento ai valori istantanei tale controllo riesce a ridurre notevolmente le oscillazioni di temperatura al primario (T1 o T5): per oscillazioni al primario di +/- 2 °C si riesce a fornire energia con oscillazioni di +/- 0,5 °C. Nelle prove eseguite è stato supposto di cedere il surplus di energia proveniente dalla fonte solare alla rete di teleriscaldamento ad una temperatura di 80 °C (T4), tipica delle reti di teleriscaldamento. Le oscillazioni nel controllo di temperatura della test facility (T5 e T3) hanno messo in evidenza l’efficacia del controllo della temperatura di mandata al teleriscaldamento, implementato sulla sottostazione. Andando ad osservare gli scostamenti medi di T4 delle diverse prove, si può notare come siano contenuti in +/- 0,5 °C. Inoltre, con riferimento ai valori istantanei tale controllo riesce a ridurre notevolmente le oscillazioni di temperatura al primario (T5/T6): per oscillazioni al primario di +/- 2 °C si riesce a fornire energia con oscillazioni di +/- 0,5 °C.

Il prototipo di sottostazione rappresenta il caso studio ideale per il teleriscaldamento attivo, data la rilevante quantità di dati sperimentali registrati nel corso delle prove. Con l’obiettivo di realizzare un modello numerico della sottostazione, è stato prima di tutto implementato in Dymola un nuovo modello di scambiatore caratterizzato da un’efficienza dello scambio termico variabile (cd. “VariableEffectiveness”). Al fine di validare il modello, per ogni scambiatore della sottostazione sono state effettuate alcune analisi numeriche confrontando i risultati di *design* e di *off-design*, verificando come i valori numerici ottenuti della temperatura in uscita, Q, UA e di efficienza ϵ sono in ottimo accordo con quelli attesi (analitici). Una volta modellato e validato l’intero modello di sottostazione sarà interessante prevedere l’inserimento della stessa in una rete come ad esempio quella del Campus di Parma, fino a valutare le prestazioni di nuove configurazioni di rete per il TLR attivo, come quelle a tre tubi, e.g. due linee di mandata (riscaldamento e ACS) e una di ritorno, in un tubo singolo o doppio, o reti dotata di un circuito idraulico dedicato al recupero termico.

A partire da alcuni aspetti emersi nel corso delle prove sperimentali e nell’analisi dei risultati è stato condotto un approfondimento orientato ad individuare interventi per un *upgrade* della sottostazione bidirezionale. In particolare sono stati realizzati i seguenti interventi di miglioramento: adattamento dello scambiatore S3 alla potenza nominale della sottostazione; riposizionamento del sensore di temperatura T2, troppo vicino al punto di miscelazione tra il ricircolo di T1 e T2’; taratura dei sensori di temperatura. È stata quindi pianificata la seconda campagna sperimentale per verificare il corretto funzionamento e caratterizzare le prestazioni del prototipo di sottostazione in condizioni operative dinamiche e con profili realistici di carico utente e di generazione locale. Dopo la necessaria verifica del corretto setup del sistema a valle delle modifiche sopradescritte saranno eseguiti nuovi test in due diverse sessioni come di seguito indicate:

- Sessione A: rete operante in condizioni standard (80 °C/50 °C). Tramite apposita interfaccia saranno utilizzati modelli TRNSYS inseriti nell’*hardware-in-the-loop* per la gestione e controllo della sottostazione bidirezionale. La temperatura di ritorno dall’utenza sul circuito secondario (T8) sarà controllata in regime dinamico dalla *test facility* sulla base del modello TRNSYS di una utenza residenziale (carico termico per riscaldamento e ACS). Il profilo dinamico della potenza termica locale sarà considerato come generato da un impianto a pannelli solari piani installato presso il *prosumer*, dotato di accumulo.

- Sessione B: rete a bassa temperatura (60 °C/30 °C). I modelli per la generazione dei profili di carico sono gli stessi della sessione precedente (riscaldamento e ACS, impianto a pannelli solari piani) con gli opportuni aggiustamenti in termini di temperatura, prevedendo una riqualificazione dell'utenza (involucro). La sottostazione bidirezionale verrà inoltre testata considerando un profilo di produzione reale di un sistema di recupero di calore di scarto ad integrazione/sostituzione dell'impianto a pannelli solari (opportunamente ridimensionato).

Al fine di ottenere una stima realistica delle prestazioni annuali della sottostazione saranno individuati sei giorni non consecutivi che meglio rappresentano la variabilità di condizioni climatiche dell'intero anno.

I risultati ottenuti nel corso del triennio saranno progressivamente veicolati a supporto dell'attività di regolazione – soprattutto sul tema della connessione di fornitori di energia da FER non programmabili e calore di scarto, per contribuire a valutare il potenziale tecnico ed economico delle diverse tecnologie per il riscaldamento e il raffreddamento.

Riferimenti bibliografici

1. Kusuda T, Achenbach P.R., *Earth temperature and thermal diffusivity at selected stations in the United States*, in National Bureau of Standards Report 8972, Alexandria, 1965.
2. Ancona M.A, Branchini L., De Lorenzi A., De Pascale A., Gambarotta A., Melino F., Morini M., *Application of different modeling approaches to a district heating network*, in AIP Conference Proceedings 2191, 2019.
3. Swamee P.K., Jain A.K., *Explicit equations for pipe-flow problems*, Journal of the Hydraulics Division, vol. 102, n. 5, pp. 657-664, 1976.
4. Colebrook C.F., White C.M., *Experiments with Fluid Friction in Roughened Pipes*, Proceedings of the Royal Society of London A, Mathematical and Physical Sciences, vol. 906, n. 161, pp. 367-381, 1937.
5. Decreto del Presidente della Repubblica 26 agosto 1993, n. 412, *Regolamento recante norme per la progettazione, l'installazione, l'esercizio e la manutenzione degli impianti termici degli edifici ai fini del contenimento dei consumi di energia, in attuazione dell'art. 4, comma 4, della legge 9 gennaio 1991, n. 10, e s.m.i.*
6. M. Stonfer, M. Morini, A. Gambarotta e M. Rossi, Tesi di laurea: *Sviluppo di un modello dinamico per la simulazione di reti di teleriscaldamento in ottica Smart Energy e applicazione al Campus Universitario*, Università di Parma, Parma, 2016.
7. Arpae Emilia-Romagna, «Dexter,» [Online], <https://simc.arpae.it/dext3r/>
8. Ministero dello Sviluppo Economico, *Circolare del 18 dicembre 2014 - Nuove modalità di nomina degli energy manager*.
9. Ziegler J.G., Nichols N.B., *Optimum Settings for Automatic Controllers*, Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, vol. 115, n. 2B, pp. 220-222, 1993.
10. Sdringola P., Proietti S., Astolfi D., Castellani F., *Combined Heat and Power Plant and District Heating and Cooling Network: A Test-Case in Italy With Integration of Renewable Energy*, ASME Journal of Solar Energy Engineering, Volume 140, Issue 5, 2018. <https://doi.org/10.1115/1.4040196>
11. GSE, *Valutazione del potenziale nazionale e regionale di applicazione della cogenerazione ad alto rendimento e del teleriscaldamento efficiente*, studio è stato elaborato in ottemperanza all'articolo 10 del D.Lgs 102/2014 di attuazione della direttiva 2012/27/UE sull'efficienza energetica, Dicembre 2016.
12. Autorità Garante della Concorrenza e del Mercato, *Indagine conoscitiva sul settore del teleriscaldamento (IC 46)*, 2014.
13. Caserini S., Baglione P., Cottafava D., Gallo M., Laio F., Magatti G., Maggi V., Maugeri M., Moreschi L., Perotto E., Pizzol L., Semenzin E., Senese A., *Fattori di emissione di CO2 per consumi energetici e trasporti per gli inventari di gas serra degli atenei italiani*, Ingegneria dell'Ambiente Vol. 6 n. 1/2019, [dx.doi.org/10.32024/ida.v6i1.207](https://doi.org/10.32024/ida.v6i1.207)
14. ISPRA Istituto Superiore per la Protezione e la Ricerca Ambientale, *Fattori di emissione atmosferica di gas a effetto serra nel settore elettrico nazionale e nei principali Paesi Europei*, 317/2020, ISBN: 978-88-448-0945-4.

15. Ministero dell’Ambiente, della Tutela del Territorio e del Mare, *Tabella parametri standard nazionali Coefficienti utilizzati per l’inventario delle emissioni di CO2 nell’inventario nazionale UNFCCC (media dei valori degli anni 2017-2019). Tali dati possono essere utilizzati per il calcolo delle emissioni dal 1 Gennaio 2020 al 31 Dicembre 2020.*
16. Li H., Svendsen S., *Energy and exergy analysis of low temperature district heating network*, Energy, Volume 45, Issue 1, 2012, Pages 237-246, ISSN 0360-5442, <https://doi.org/10.1016/j.energy.2012.03.056>.
17. Ozgener L., Hepbasli A., Dincer I., *Effect of reference state on the performance of energy and exergy evaluation of geothermal district heating systems: Balçova example*, Building and Environment, Volume 41, Issue 6, 2006, Pages 699-709, ISSN 0360-1323, <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2005.03.007>.
18. Torío H., Schmidt D., *Development of system concepts for improving the performance of a waste heat district heating network with exergy analysis*, Energy and Buildings, Volume 42, Issue 10, 2010, Pages 1601-1609, ISSN 0378-7788, <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2010.04.002>.
19. Çomaklı K., Yüksel B., Çomaklı O., *Evaluation of energy and exergy losses in district heating network*, Applied Thermal Engineering, Volume 24, Issue 7, 2004, Pages 1009-1017, ISSN 1359-4311, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2003.11.014>.
20. Lund H., Werner S., Wiltshire R., Svendsen S., Thorsen J.E., Hvelplund F., Vad Mathiesen B., *4th Generation District Heating (4GDH): Integrating smart thermal grids into future sustainable energy systems*, Energy, Volume 68, 2014, Pages 1-11, ISSN 0360-5442. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2014.02.089>.
21. Markussen M., Elmegaard B., Ommen T. S., Brand M., Thorsen, J. E., *Heat Pumps for Domestic Hot Water Preparation in Connection with Low Temperature District Heating*, DTU Library, 2013.
22. Østergaard P.A., Mathiesen B.V., Möller B., Lund H., *A renewable energy scenario for Aalborg Municipality based on low-temperature geothermal heat, wind power and biomass*, Energy, Volume 35, Issue 12, 2010, Pages 4892-4901, ISSN 0360-5442, <https://doi.org/10.1016/j.energy.2010.08.041>.
23. Ommen T., Markussen W.B., Elmegaard B., *Lowering district heating temperatures – Impact to system performance in current and future Danish energy scenarios*, Energy, Volume 94, 2016, Pages 273-291, ISSN 0360-5442, <https://doi.org/10.1016/j.energy.2015.10.063>.
24. Verhoeven R., Willems E., Harcouët-Menou V., De Boever E., Hiddes L., Veld P.O., Demollin E., *Minewater 2.0 Project in Heerlen the Netherlands: Transformation of a Geothermal Mine Water Pilot Project into a Full Scale Hybrid Sustainable Energy Infrastructure for Heating and Cooling*, Energy Procedia, Volume 46, 2014, Pages 58-67, ISSN 1876-6102, <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2014.01.158>.
25. Köfinger M., Basciotti D., Schmidt R.R., Meissner E., Doczekal C., Giovannini A., *Low temperature district heating in Austria: Energetic, ecologic and economic comparison of four case studies*, Energy, Volume 110, 2016, Pages 95-104, ISSN 0360-5442, <https://doi.org/10.1016/j.energy.2015.12.103>.
26. Ianakiev A. I., Cui J. M., Garbett S., Filer A., *Innovative system for delivery of low temperature district heating*, International Journal of Sustainable Energy Planning and Management, Volume 12, 2017, Pages 19–28, <https://doi.org/10.5278/ijsepm.2017.12.3>.
27. Arabkoohsar A. *Non-uniform temperature district heating system with decentralized heat pumps and standalone storage tanks*, Energy, Volume 170, 2019, Pages 931-941, ISSN 0360-5442, <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.12.209>.

28. Zvingilaite E., Ommen T.S., Elmegaard B., Franck M.L., *Low Temperature District Heating Consumer Unit with Micro Heat Pump for Domestic Hot Water Preparation*, 13th International Symposium on District Heating and Cooling, 3-4 Settembre 2012, Copenhagen, Danimarca.
29. Cai H., You S., Wang J., Bindner H.W., Klyapovskiy S., *Technical assessment of electric heat boosters in low-temperature district heating based on combined heat and power analysis*, Energy, Volume 150, 2018, Pages 938-949, ISSN 0360-5442, <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.02.084>.
30. Østergaard P.A., Andersen A.N., *Economic feasibility of booster heat pumps in heat pump-based district heating systems*, Energy, Volume 155, 2018, Pages 921-929, ISSN 0360-5442, <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.05.076>.
31. Bøhm B., Kristjansson H., *Single, twin and triple buried heating pipes: On potential savings in heat losses and costs*, International Journal of Energy Research, Volume 29, 2005, Pages 1301-1312. <https://doi.org/10.1002/er.1118>.
32. Tol H.I., Svendsen S., *Improving the dimensioning of piping networks and network layouts in low-energy district heating systems connected to low-energy buildings: a case study in Roskilde, Denmark*, Energy, Volume 38, Issue 1, 2012, Pages 276-290, ISSN 0360-5442, <https://doi.org/10.1016/j.energy.2011.12.002>.
33. Tol H.I., Svendsen S., *A comparative study on substation types and network layouts in connection with low-energy district heating systems*, Energy Conversion and Management, Volume 64, 2012, Pages 551-561, ISSN 0196-8904, <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2012.04.022>.
34. Brand M., Dalla Rosa A., Svendsen S., *Energy-efficient and cost-effective in-house substations bypass for improving thermal and DHW (domestic hot water) comfort in bathrooms in low-energy buildings supplied by low-temperature district heating*, Energy, Volume 67, 2014, Pages 256-267, ISSN 0360-5442, <https://doi.org/10.1016/j.energy.2014.01.064>.
35. Elmegaard B., Schmidt Ommen T., Markussen M., Iversen J., *Integration of space heating and hot water supply in low temperature district heating*, Energy and Buildings, Volume 124, 2016, Pages 255-264, ISSN 0378-7788, <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2015.09.003>.
36. Yang X., Li H., Svendsen S., *Energy, economy and exergy evaluations of the solutions for supplying domestic hot water from low-temperature district heating in Denmark*, Energy Conversion and Management, Volume 122, 2016, Pages 142-152, ISSN 0196-8904, <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2016.05.057>.
37. Tunzi M., Østergaard D.S., Svendsen S., Boukhanouf R., Cooper E., *Method to investigate and plan the application of low temperature district heating to existing hydraulic radiator systems in existing buildings*, Energy, Volume 113, 2016, Pages 413-421, ISSN 0360-5442, <https://doi.org/10.1016/j.energy.2016.07.033>.
38. Thorsen J.E., Iversen J., *Impact of lowering dT for heat exchangers used in district heating systems*, 13th International Symposium on District Heating and Cooling, 3-4 Settembre 2012, Copenhagen, Danimarca.
39. H2020, Progetto Europeo *Upgrade DH Upgrading the performance of district heating networks in Europe*, H2020-EE-2017-CSA-PPI. ID dell'accordo di sovvenzione: 785014
40. AA.VV., *WP2, Task 2.1, Deliverable 2.1 Good/ best practice examples on upgrading projects*, Upgrade DH, 2018.
41. H2020, Progetto Europeo *TEMPO Temperature Optimisation for Low Temperature District Heating across Europe*, H2020-EE-2017-RIA-IA. ID dell'accordo di sovvenzione: 768936.

42. Leoni P., Marini I., Bres A., Johansson C., *Deliverable 4.2: Report integrated innovations in A2A network*, TEMPO, 2020.
43. Baeten R., Geysen D., Fiegl A., Brage J., Bres A., *Deliverable 3.2: Report - Integrated innovations in ENERPIPE network*, TEMPO, 2020.
44. Averfalk H., Werner S., *Novel low temperature heat distribution technology*, Energy, Volume 145, 2018, Pages 526-539, ISSN 0360-5442, <https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.12.157>.
45. Averfalk H., Ottermo F., Werner S., *Pipe Sizing for Novel Heat Distribution Technology*, Energies, Volume 12, no. 7, 2019. <https://doi.org/10.3390/en12071276>
46. Nord N., Nielsen E.K.L., Kauko H., Tereshchenko T., *Challenges and potentials for low-temperature district heating implementation in Norway*, Energy, Volume 151, 2018, Pages 889-902, ISSN 0360-5442, <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.03.094>.
47. Brand M., Svendsen S., *Renewable-based low-temperature district heating for existing buildings in various stages of refurbishment*, Energy, Volume 62, 2013, Pages 311-319, ISSN 0360-5442, <https://doi.org/10.1016/j.energy.2013.09.027>.
48. Fotopoulou A., Semprini G., Cattani E., Schihin Y., Weyer J., Gulli R., Ferrante A., *Deep renovation in existing residential buildings through façade additions: A case study in a typical residential building of the 70s*, Energy and Buildings, Volume 166, 2018, Pages 258-270, ISSN 0378-7788, <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2018.01.056>.
49. Eriksson M., Akander J., Moshfegh B., *Development and validation of energy signature method – Case study on a multi-family building in Sweden before and after deep renovation*, Energy and Buildings, Volume 210, 2020, 109756, ISSN 0378-7788, <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2020.109756>.
50. Terés-Zubiaga J., Bolliger R., Almeida M.G., Barbosa R., Rose J., Thomsen K.E., Montero E., Briones-Llorente R., *Cost-effective building renovation at district level combining energy efficiency & renewables – Methodology assessment proposed in IEA EBC Annex 75 and a demonstration case study*, Energy and Buildings, Volume 224, 2020, 110280, ISSN 0378-7788, <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2020.110280>.
51. Thorsen J.E., Christensen H., Boysen H., *Trend for heating system renovation in multi - family buildings*, Danfoss, 2017.
52. Andrić I., Fournier J., Lacarrière B., Le Corre O., Ferrão P., *The impact of global warming and building renovation measures on district heating system techno-economic parameters*, Energy, Volume 150, 2018, Pages 926-937, ISSN 0360-5442, <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.03.027>.
53. Park B., Imran M., Hoon I., Usman M., *Thermo-economic optimization of secondary distribution network of low temperature district heating network under local conditions of South Korea*, Applied Thermal Engineering, Volume 126, 2017, Pages 117-133, ISSN 1359-4311, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.07.080>.
54. Castro Flores J.F., Lacarrière B., Chiu J.N.W., Martin V., *Assessing the techno-economic impact of low-temperature subnets in conventional district heating networks*, Energy Procedia, Volume 116, 2017, Pages 260-272, ISSN 1876-6102, <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.05.073>.
55. Luc K.M., Li R., Xu L., Nielsen T.R., Hensen J.L.M., *Energy flexibility potential of a small district connected to a district heating system*, Energy and Buildings, Volume 225, 2020, 110074, ISSN 0378-7788, <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2020.110074>.

56. Le Truong N., Dodoo A., Gustavsson L., *Final and primary energy use for heating new residential area with varied exploitation levels, building energy performance and district heat temperatures*, Energy Procedia, Volume 158, 2019, Pages 6544-6550, ISSN 1876-6102, <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2019.01.103>.
57. Boriani A., Cariani W., Romani R., *Guida pratica alla ristrutturazione e riqualificazione energetica degli edifici per Amministratori di Condominio*, Febbraio 2020, Ebook Agenzia Nazionale Efficienza Energetica – ENEA.
58. Calabrese N., Carderi A., Lavinia C., Caffari F., Passafaro E., *Linee Guida Per La Diagnosi Energetica Degli Edifici Pubblici, ES.PA, energia e sostenibilità per la pubblica amministrazione*”.
59. Moallemi A., Arabkoohsar A., Pujatti F.J.P., Valle R.M., Ismail K.A.R., *Non-uniform temperature district heating system with decentralized heat storage units, a reliable solution for heat supply*, Energy, Volume 167, 2019, Pages 80-91, ISSN 0360-5442, <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.10.188>.
60. Dalla Rosa A., Li H., Svendsen S., *Method for optimal design of pipes for low- energy district heating, with focus on heat losses*, Energy, Volume 36, Issue 5, 2011, Pages 2407-2418, ISSN 0360-5442, <https://doi.org/10.1016/j.energy.2011.01.024>.
61. Arabkoohsar A., Alsagri A.S., Khosravi M., *Thermal performance analysis of triple pipes for district heating systems*, Journal of Thermal Analysis and Calorimetry, Volume 139, 2020, Pages 1993–2003, <https://doi.org/10.1007/s10973-019-08643-5>
62. Arabkoohsar A., Khosravi M., Alsagri A.S., *CFD analysis of triple-pipes for a district heating system with two simultaneous supply temperatures*, International Journal of Heat and Mass Transfer, Volume 141, 2019, Pages 432-443, ISSN 0017-9310. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.06.101>.
63. Xu Q., Wang K., Zou Z., Zhong L., Akkurt N., Feng J., Xiong Y., Han J., Wang J., Du Y., *A new type of two-supply, one-return, triple pipe-structured heat loss model based on a low temperature district heating system*, Energy, Volume 218, 2021, 119569, ISSN 0360-5442, <https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.119569>.
64. Im Y.H., Liu J., *Feasibility study on the low temperature district heating and cooling system with bi-lateral heat trades model*, Energy, Volume 153, 2018, Pages 988-999, ISSN 0360-5442, <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.04.094>.
65. Politecnico di Milano e Politecnico di Torino (commissionato da AIRU e UTILITALIA), *Valutazione del potenziale di diffusione del teleriscaldamento efficiente sul territorio nazionale - Focus su sistemi di nuova generazione con fonti di calore di scarto e rinnovabile*, 28.12.2020
66. Li Y., Xia J., Fang H., Su Y., Jiang Y., *Case study on industrial surplus heat of steel plants for district heating in Northern China*, Energy, Volume 102, 2016, Pages 397-405, ISSN 0360-5442, <https://doi.org/10.1016/j.energy.2016.02.105>.
67. Li Y., Xia J., Su Y., Jiang Y., *Systematic optimization for the utilization of low-temperature industrial excess heat for district heating*, Energy, Volume 144, 2018, Pages 984-991, ISSN 0360-5442, <https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.12.048>.
68. H2020, Progetto Europeo *REUSEHEAT Recovery of Urban Excess Heat*, H2020-EE-2017-RIA-IA, ID dell'accordo di sovvenzione: 767429

69. Wahlroos M., Pärssinen M., Manner J., Syri S., *Utilizing data center waste heat in district heating – Impacts on energy efficiency and prospects for low-temperature district heating networks*, Energy, Volume 140, Part 1, 2017, Pages 1228-1238, ISSN 0360-5442, <https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.08.078>.
70. Khosravi A., Laukkanen T., Vuorinen V., Syri S., *Waste heat recovery from a data centre and 5G smart poles for low-temperature district heating network*, Energy, Volume 218, 2021, 119468, ISSN 0360-5442, <https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.119468>.
71. Regolamento (UE) 2018/1999 del Parlamento Europeo e del Consiglio dell'11 dicembre 2018 sulla *governance dell'Unione dell'energia e dell'azione per il clima* che modifica le direttive (CE) n. 663/2009 e (CE) n. 715/2009 del Parlamento europeo e del Consiglio, le direttive 94/22/CE, 98/70/CE, 2009/31/CE, 2009/73/CE, 2010/31/UE, 2012/27/UE e 2013/30/UE del Parlamento europeo e del Consiglio, le direttive del Consiglio 2009/119/CE e (UE) 2015/652 e che abroga il regolamento (UE) n. 525/2013 del Parlamento europeo e del Consiglio, Gazzetta ufficiale dell'Unione europea L 328 del 21.12.2018.
72. Ministero dello Sviluppo Economico, Ministero dell'Ambiente e della Tutela del Territorio e del Mare, Ministero delle Infrastrutture e dei Trasporti, *Proposta di piano nazionale integrato per l'energia e il clima*, Dicembre 2019
73. *Direttiva (UE) 2018/2001 del Parlamento Europeo e del Consiglio dell'11 dicembre 2018 sulla promozione dell'uso dell'energia da fonti rinnovabili*, Gazzetta Ufficiale dell'Unione europea L 328 del 21.12.2018.
74. *Direttiva (UE) 2018/2002 del Parlamento Europeo e del Consiglio dell'11 dicembre 2018 che modifica la direttiva 2012/27/UE sull'efficienza energetica*, Gazzetta Ufficiale dell'Unione europea L 328 del 21.12.2018.
75. Decreto Legislativo 14 luglio 2020, n. 73, *Attuazione della direttiva (UE) 2018/2002 che modifica la direttiva 2012/27/UE sull'efficienza energetica*, Gazzetta Ufficiale Serie Generale n. 175 del 14.7.2020.
76. Decreto Legislativo 4 luglio 2014, n. 102, *Attuazione della direttiva 2012/27/UE sull'efficienza energetica, che modifica le direttive 2009/125/CE e 2010/30/UE e abroga le direttive 2004/8/CE e 2006/32/CE*, Gazzetta Ufficiale Serie Generale n. 165 del 18.7.2014.
77. *Legge svedese sul teleriscaldamento* (testo originale Fjärrvärmelag) 2008:263.