

Politecnico di Torino

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Energetica e Nucleare



Tesi di Laurea Magistrale

**Studio e caratterizzazione di un modello compatto  
per l'analisi di sottostazioni di scambio termico di  
teleriscaldamento**

**Relatore:**

Prof. Vittorio Verda

**Correlatore:**

Ing. Elisa Guelpa

**Candidato:**

Daniele Farina



# Indice

<b>Introduzione</b> .....	5
<b>I. Il Teleriscaldamento</b> .....	7
1.1 Lo scenario Energetico Europeo.....	7
1.2 Teleriscaldamento: la tecnologia .....	19
1.2.1 Il fluido termovettore.....	20
1.2.2 La generazione di calore .....	23
1.2.3 La rete di distribuzione .....	25
1.2.4 La sottostazione di scambio termico .....	29
1.3 La rete di Teleriscaldamento di Torino .....	30
<b>II. Il Caso Studio</b> .....	32
2.1 Sottostazione di scambio termico: Il funzionamento.....	32
2.2 Le Utenze .....	36
<b>III. Modellazione della sottostazione di scambio termico</b> .....	48
3.1 Il Modello .....	48
3.2 Lo scambiatore di calore.....	50
3.3 La rete di distribuzione secondaria.....	52
3.4 L'utenza .....	54
3.4.1 Il modello ad una Capacità termica .....	55
3.4.2 Il modello a due Capacità termiche .....	57
3.5 Il tempo di ritardo idraulico .....	58
3.6 Il sistema di regolazione .....	61
3.7 Lo spegnimento.....	65
3.7.1 La fase di over-run.....	66
3.7.2 La fase di spegnimento .....	67
<b>IV. Caratterizzazione del Modello</b> .....	71



4.1 Parametri caratteristici ed estrazione dei dati.....	71
4.1.1 Valutazione della portata in massa al secondario.....	71
4.1.2 Valutazione del prodotto UA.....	74
4.1.2 Valutazione delle costanti di tempo.....	75
4.2 Lo scambiatore di calore.....	90
4.3 Il tempo di ritardo idraulico.....	107
4.4 L'Utenza.....	115
4.4.1 Il modello ad una Capacità termica: $k_d$ e $k_r$ .....	115
4.4.2 Il modello ad una Capacità termica: $C_{ed}$ .....	119
4.5 Il sistema di regolazione.....	150
4.6 Presentazione dei risultati.....	165
<b>Conclusioni</b> .....	171
Appendice.....	176
Lista delle Tabelle.....	179
Lista delle Figure.....	182
Bibliografia.....	193

## Introduzione

Il seguente lavoro di tesi è volto ad investigare le potenzialità offerte da modelli di tipo compatto al fine di riprodurre i fenomeni che caratterizzano le sottostazioni di scambio termico di una rete di teleriscaldamento.

Uno degli elementi fondamentali di una rete di teleriscaldamento è infatti la sottostazione di scambio termico. In essa il fluido primario che circola nelle condotte principali della rete, e che funge da vettore termico, raggiunge i pressi delle utenze, con le quali si interfaccia a mezzo di uno scambiatore di calore del tipo (generalmente) a piastre. All'interno dello scambiatore di calore il fluido primario è destinato a cedere parte del quantitativo energetico che porta con sé all'acqua circolante all'interno dei terminali di riscaldamento, la quale raggiunge lo scambiatore di calore sul lato secondario. Il calore, così trasferito all'interno dello scambiatore stesso, raggiungerà, per mezzo dell'acqua circolante all'interno della rete di distribuzione finale, i terminali di riscaldamento delle utenze, che provvederanno alla sua cessione all'aria presente negli ambienti da riscaldare, al fine di mantenere le necessarie condizioni di comfort all'interno degli edifici. A tale scopo, il fluido termovettore che giunge ai terminali di riscaldamento deve possedere un livello termico adeguato a garantirne l'adempimento. L'intera sottostazione è pertanto regolata sulla base di questo principio.

All'instaurarsi delle condizioni di comfort concorrono, inoltre, numerosi fattori che riguardano le caratteristiche specifiche dell'edificio e delle parti interne che lo costituiscono. L'aria infatti scambia calore con tutti i componenti presenti all'interno degli ambienti riscaldati, e l'edificio, nel suo complesso, costituisce un sistema termodinamico unico, che scambia calore e massa con l'ambiente esterno. L'involucro edilizio, inoltre, limita le variazioni di temperatura che l'ambiente interno subisce al mutare delle

condizioni esterne che si sviluppano sulla base, oltre che delle specifiche condizioni meteorologiche, dell'alternarsi del giorno e della notte.

Numerosi e complessi sono dunque i fenomeni coinvolti nel funzionamento di una sottostazione di scambio termico e per il loro studio si è fatto uso di un modello zero-dimensionale. A tal fine è stata elaborata una opportuna rappresentazione fisica del sistema, che è stata successivamente sottoposta a molteplici processi di validazione con lo scopo di verificarne l'attendibilità.

I dati impiegati per il processo di validazione sono stati rilevati presso le sottostazioni di scambio termico della rete di teleriscaldamento di Torino, gestita da **IREN S.p.a.** A tal fine sono state prese in considerazione **9 utenze** appartenenti alla rete di teleriscaldamento.

# I. Il Teleriscaldamento

Con il termine teleriscaldamento (**TLR**) si intende il complesso dei sistemi di distribuzione che consentono il trasferimento di energia termica dal luogo in cui essa viene prodotta fino all'utilizzatore finale. Per sua natura il TLR rappresenta uno strumento essenziale ed indispensabile per l'adempimento degli obiettivi proposti per il 2050 dall'UE, collocandosi preponderantemente tra le migliori soluzioni disponibili all'interno del panorama energetico europeo e mondiale. Le potenzialità che questo tipo di tecnologia offre appaiono essere ormai ben definite, sebbene controverso e discusso sia lo scenario che si prospetta negli anni che verranno in materia di cambiamenti climatici ed approvvigionamento energetico. Nel seguente capitolo verrà pertanto illustrata la situazione energetica europea attuale, con l'obiettivo di comprendere quelli che sono gli aspetti critici che suggeriscono un impiego crescente del teleriscaldamento in aree ad alta densità urbana fornendone successivamente una descrizione tecnica.

## 1.1 Lo scenario Energetico Europeo

L'obiettivo che la Commissione Europea si prefigge di raggiungere nei prossimi anni è quello di una economia sempre meno dipendente dai combustibili fossili ad elevato contenuto di carbonio a fronte di un conseguente aumento nell'approvvigionamento energetico da fonti rinnovabili ed un forte abbattimento dei gas responsabili dell'effetto serra (**GreenHouse Gas**). Al fine di ottemperare a tali principi una delle vie percorribili è quella intrapresa dall'UE: la **decarbonizzazione** (1).

Per decarbonizzazione si intende infatti l'impiego di fonti di energia primaria in cui il rapporto tra atomi di carbonio ed atomi di idrogeno risulti modesto. Tuttavia, tale processo non trova limitazione solo ai tempi moderni. La prima fonte di energia per l'uomo è stata, infatti, la legna, la quale, nonostante una composizione percentuale estremamente variabile, presenta un elevato quantitativo di atomi di carbonio (**C**) rispetto a quelli di idrogeno (**H**). Ciò deriva dagli ingenti quantitativi di lignina (15-30%), emicellulosa (15-25%) e cellulosa (35-50%) in essa presenti (2).

Con l'avvento della rivoluzione industriale il carbone diventa la principale fonte di approvvigionamento energetico con un rapporto C/H pari a circa 2. Successivamente, la comparsa del petrolio e dei suoi derivati introduce un nuovo combustibile il cui rapporto C/H è pari a 0,5. Infine, l'avvento del **Gas Naturale (NG)** porta tale rapporto a 0,25. Conseguentemente, l'evoluzione storica della società e delle tecnologie muove verso combustibili ad elevato quantitativo di idrogeno come descritto da Jeremy Rifkin in una sua reinterpretazione in chiave energetica dei processi evolutivi antropologici (3). Così, un basso rapporto C/H nelle fonti di energia primaria limita le emissioni di CO<sub>2</sub> per penuria proprio di uno dei suoi costituenti fondamentali (il carbonio) e fornisce combustibili ad elevata densità energetica.

Da questo punto di vista la risorsa energetica per eccellenza è certamente quella rinnovabile. Per **risorsa energetica rinnovabile** si intende una fonte primaria di energia che per le sue caratteristiche intrinseche detiene la capacità di rigenerarsi nel tempo. Se il tasso di rigenerazione di detta risorsa è uguale o superiore al suo tasso di utilizzo essa si dirà anche **sostenibile** in relazione a quanto sancito dal rapporto Brundtland (4). Avendo ciò stabilito, tra le principali fonti energetiche rinnovabili si distinguono: **Eolica, Solare, Aerotermica, Geotermica, Idrotermica e Oceanica, Idraulica, Biomassa, Gas di discarica, Gas residuati dai processi di depurazione e Biogas** (5). Tra le risorse citate le biomasse legnose sono le uniche generalmente accompagnate ad un processo di combustione per il loro impiego. Questo fa sì che il loro utilizzo sia associato ad emissione di anidride carbonica oltre che ad uno sfruttamento intensivo delle terre. L'impatto ambientale che questa risorsa produce non è pertanto trascurabile e tra le fonti rinnovabili è certamente quella più controversa.

Inoltre, in accordo col medesimo principio, l'uso di **combustibili nucleari** in impianti a fissione consente la produzione di energia elettrica senza emissione di anidride carbonica. In questo caso però lo smaltimento dei rifiuti radioattivi rimane ad oggi una tematica estremamente complessa.

Strategie alternative per adempiere al principio della decarbonizzazione consistono nella manipolazione di alcune fonti primarie (carbone e biomasse), al fine di ottenere combustibili nobili e/o prodotti chimici di largo impiego nelle moderne industrie. Attraverso il processo di **Gassificazione del carbone** è possibile infatti ottenere combustibili gassosi (syngas) a basso contenuto di carbonio. Il processo di **Gassificazione e Pirolisi delle biomasse** costituisce invece il principale processo per la produzione di **biofuel** (2).

Alternativamente a quanto fin qui esposto è possibile ottenere una riduzione dei GHG attraverso l'ausilio di metodi volti al trattenimento dell'anidride carbonica emessa dalle centrali energetiche. Se da un lato l'adozione di combustibili a basso contenuto di

carbonio contiene il problema delle emissioni di CO<sub>2</sub> già alla base del processo di trasformazione dell'energia primaria in energia elettrica, dall'altro, proprio la mancanza di tale componente nella composizione dei fumi derivanti dalla combustione, determina temperature degli esausti estremamente elevate, se confrontate con quelle dei normali combustibili, richiedendo per il loro impiego tecnologie molto costose e di nuova generazione. Per gli impianti di vecchia generazione l'unica soluzione plausibile è quella di una riqualificazione degli stessi mediante l'adozione di sistemi per la Carbon Capture and Sequestration (CCS), attraverso la quale è possibile prelevare e stoccare in luoghi sicuri l'anidride carbonica prodotta dagli impianti (2).

Da quanto esposto deriva che una **variazione del mix energetico** adottato per il soddisfacimento dei fabbisogni di energia primaria debba subire una significativa variazione nell'ottica di porre in essere un'azione di tipo **preventivo** nei confronti dei GHG, unitamente all'usilio (ove non diversamente possibile) di sistemi per il **trattenimento dei gas effetto serra** secondo una logica di tipo **mitigativo**.

Infine, l'adozione di metodi per l'**efficientamento energetico** si pone come condizione essenziale per la costruzione di una economia energetica sostenibile. Un aumento dell'efficienza relativa ai sistemi di produzione, alla limitazione delle perdite energetiche associate alla distribuzione di energia e al parco edilizio, produrrebbe, infatti, un aumento di energia utile ottenuta a parità di energia primaria impiegata ed un abbattimento dei fabbisogni energetici cui sopperire.

L'insieme delle alternative di cui sopra è stato ampiamente investigato ed analizzato dalla Commissione Europea, in *Energy Roadmap 2050 (anno: 2011)*, in cui chiaramente si esprime: " *The European 2020 strategy includes a general commitment to establish [...] structural and technological changes required to move to a low carbon [...] economy by 2050*" (6). Il target imposto prevede, in particolare, una riduzione dei gas effetto serra dell'80-95% rispetto ai livelli registrati al 1990 entro il 2050, unitamente ad una forte attenzione al problema delle importazioni estere per l'approvvigionamento energetico e al processo di elettrificazione da fonti alternative (come il fotovoltaico o l'eolico). Per raggiungere tali obiettivi vengono analizzati 6 scenari differenti (escludendo lo scenario relativo alla Current Policy initiatives):

1. **Reference Scenario:** si ipotizza il raggiungimento degli obiettivi prefissi per il 2020 senza attuare successivamente nuove politiche per il 2050
2. **High Energy Efficiency:** si analizzano gli effetti provocati da forti aumenti dell'efficienza nei processi produttivi, di distribuzione ed in ambito edilizio promuovendo un forte aumento nei risparmi di energia primaria (Primary Energy Savings)

3. **Diversified supply technologies:** si analizzano gli effetti provocati da forti politiche di decarbonizzazione e dall'impiego dei sistemi per la CCS unitamente alle tecnologie nucleari
4. **High RES:** si analizzano gli effetti provocati da una forte penetrazione delle energie rinnovabili in riferimento al panorama energetico attuale
5. **Delayed CCS:** Simile allo scenario 3; si ipotizza però una maggiore difficoltà nell'impiego delle tecnologie CCS in riferimento ai siti di stoccaggio ed ai sistemi di distribuzione. La mancanza di una forte penetrazione della CCS viene compensata con un aumento della quantità di energia derivata da combustibili nucleari
6. **Low nuclear:** Simile allo scenario 3; si ipotizza una maggiore difficoltà nell'impiego delle tecnologie nucleari legata alla percezione pubblica e al problema dello smaltimento delle scorie. La minore penetrazione delle tecnologie nucleari verrà compensata con un aumento delle tecnologie per la CCS

I risultati dello studio mostrano come con le **politiche attuali** non sia possibile raggiungere i traguardi prefissati in quanto le emissioni dei **GHG** si ridurrebbero solo del **40%** rispetto al 1990, evidenziando la necessità di nuove politiche e misure di intervento.

In tutti gli altri scenari proposti, l'efficientamento energetico risulta imprescindibile. Ad ogni modo tutti gli scenari alternativi consentono di ottenere la percentuale di abbattimento dei GHG desiderata, con una significativa penetrazione delle energie rinnovabili ed un forte aumento nell'energia primaria risparmiata per il soddisfacimento dei fabbisogni energetici.

Tra i risultati evidenziati dalla Commissione Europea, particolare enfasi è posta alla riduzione dei fabbisogni di calore e freddo distribuito, che si ottiene in tutti gli scenari proposti (tra il 46% ed il 20% rispetto al caso studio di riferimento in relazione al 2050), segnalando una variazione significativa delle quantità di energia destinate a ciascun utilizzatore finale.

Come si evidenzia in [fig.1](#), si riscontra una notevole variazione nei consumi per il settore terziario e residenziale accompagnato ad un considerevole aumento per il settore industriale.

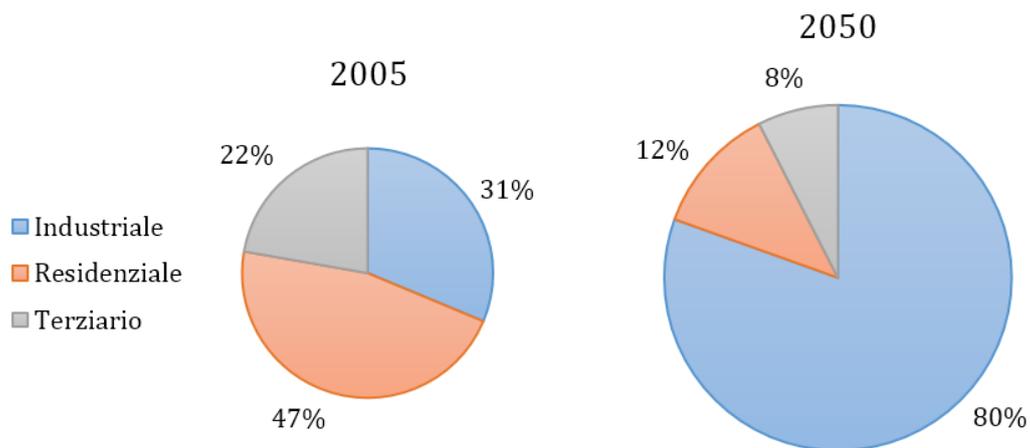


Figura 1: Confronto tra la composizione del fabbisogno termico distribuito presso l'utilizzatore finale nel 2005 e nel prospetto fornito dall'UE per il 2050. I valori rappresentati per l'anno 2050 costituiscono una media tra i range forniti dalla Commissione Europea

Tale risultato è diretta conseguenza delle assunzioni che stanno alla base delle analisi effettuate dalla Commissione Europea. La riduzione dei fabbisogni in ambito residenziale è infatti sostanzialmente dovuta all'ipotesi secondo cui il parco edilizio europeo venga sottoposto ad una riqualificazione intensiva degli edifici (con un tasso che si aggira approssimativamente al 2% annuo) e ad un ammodernamento degli attuali impianti autonomi di riscaldamento (7).

Tale visione, oltre a risultare eccessivamente ottimistica, conduce a costi di investimento ed incentivazione considerevoli, senza considerare il fatto che lo studio non tiene nella giusta considerazione le potenzialità offerte dal **teleriscaldamento** a tal fine. Sebbene il TLR sia infatti una tecnologia estremamente adeguata all'ottemperanza dei detti fabbisogni di calore in ambito residenziale ed industriale a bassa temperatura, la sua diffusione rimane comunque limitata in Europa. Le ragioni, come evidenziato in uno studio condotto dall'Euroheat & Power (8) sono molteplici: storiche, climatiche, legislative, disponibilità di adeguate risorse energetiche etc. Sarebbe dunque opportuno sottolineare l'importanza ed il ruolo che una soluzione di questo tipo offre al raggiungimento degli obiettivi europei. Le potenzialità offerte dal TLR vengono trattate, conseguentemente, in modo approfondito in uno studio condotto da Connolly et al. (9). Il TLR si configura infatti come soluzione ideale se associato ad aree ad elevata densità urbana (vedi paragrafo 1.2).

Stando ai dati forniti dallo United Nations-Department of Economic and Social Affairs al 2015 (10), oltre il 54% della popolazione mondiale vive in aree urbane. In Europa la

percentuale cresce al 73.6%, mentre in Italia raggiunge il 69%. Entro il 2050 tale valore è destinato a crescere significativamente sfiorando il 59% in riferimento alla popolazione mondiale, l'82% in Europa ed il 79% in Italia (fig.3). La densificazione delle aree urbane risulta dunque evidente, ed il conseguente soddisfacimento dei fabbisogni associati è un problema tutt'altro che semplice da affrontare.

La problematica risulta ancora più evidente se si osserva la mappatura della richiesta di calore, fornita sempre nel medesimo studio di cui sopra (fig.2), in cui è evidente che la maggior parte del territorio europeo presenta **fabbisogni termici** in ambito residenziale tra **0-15 TJ/Km<sup>2</sup>**. Nelle aree del centro Europa il valore in alcune regioni è compreso tra i 50 ed i 150 TJ/Km<sup>2</sup>.

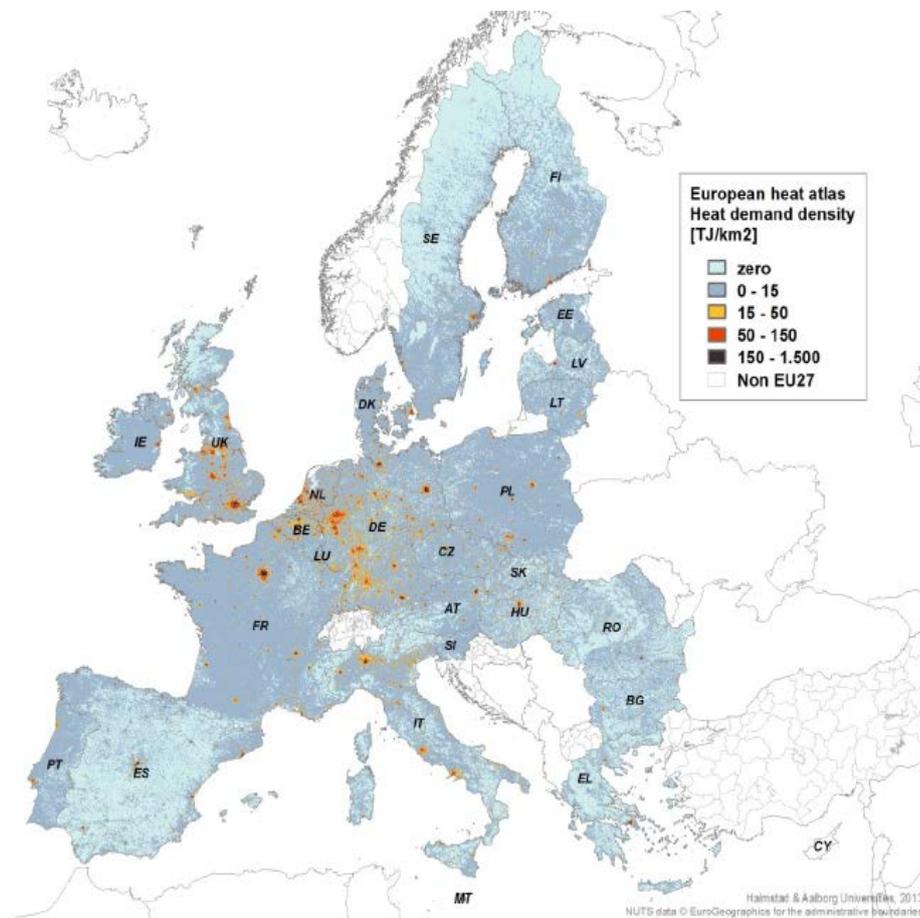


Figura 2: Atlante termico Europeo (9)

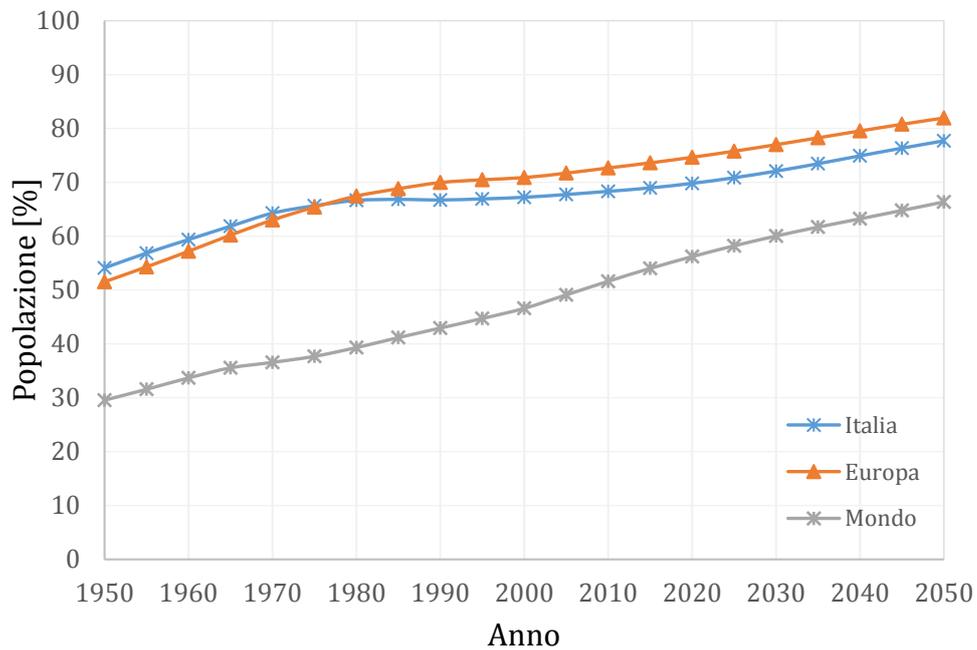


Figura 3: Percentuale della popolazione residente in aree urbane

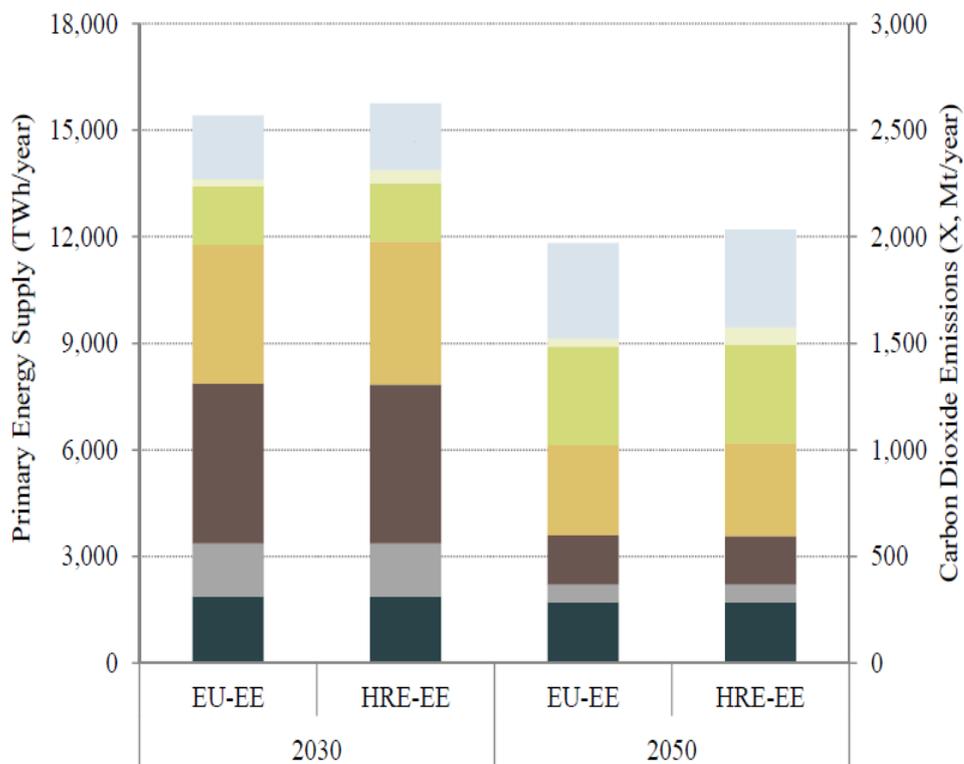


Figura 4: Energia Primaria richiesta ed emissioni di CO<sub>2</sub> per il 2030 ed il 2050 per gli scenari proposti dall'UE e lo scenario con TLR ad elevata penetrazione (9)

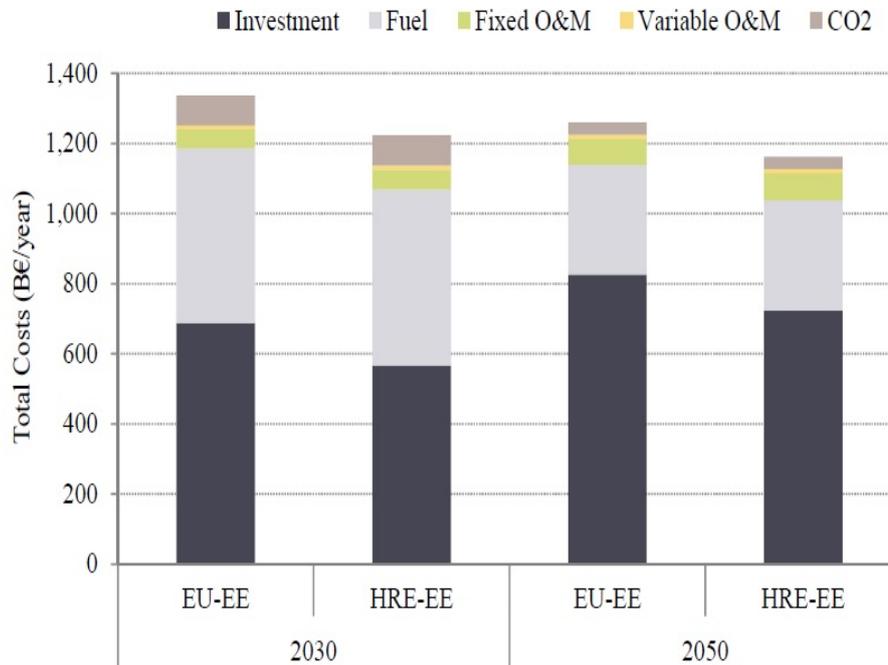


Figura 5: Costo degli interventi proposti dall'UE a confronto con quelli relativi allo scenario con TLR ad elevata penetrazione (9)

Al fine di comprendere quanto si possa ottenere attraverso un impiego spinto del TLR, Connolly et al. ipotizzano uno scenario aggiuntivo rispetto a quelli proposti dall'UE, in cui le aree ad alta densità urbana vengano alimentate principalmente attraverso l'ausilio del teleriscaldamento associato ad impianti di generazione già esistenti o predisposti ad hoc in opportune aree territoriali, unitamente, ove già presenti, a pompe di calore. Nello scenario si ipotizza inoltre un più contenuto decremento dei fabbisogni relativi al riscaldamento degli ambienti. Questa scelta è legata al fatto che maggiore è l'entità della riqualifica che si intende adottare maggiori saranno i costi associati. Un tasso di riqualifica più ragionevole rispetto a quanto proposto dalla Commissione Europea è quello che porterebbe ad una riduzione della richiesta di calore al 47% invece che al 62%.

I risultati ottenuti da Connolly et al. conducono alle medesime proiezioni in termini di energia primaria richiesta per il soddisfacimento dei fabbisogni di calore (**Primary Energy Supply**) ed emissioni di anidride carbonica. I costi necessari per il raggiungimento di tali traguardi appaiono, però, addirittura inferiori rispetto a quelli proposti dall'UE. Il risultato è ovviamente legato all'ipotesi posta in essere in riferimento alla riqualifica energetica degli edifici. Se da un lato però tale assunzione riduce i costi di investimento,

dall'altro il carico termico cui sopperire, in questo scenario alternativo, è decisamente maggiore. Cionondiméno i risultati mostrano il pieno soddisfacimento dei target proposti dall'UE attraverso il semplice impiego del teleriscaldamento.

Nonostante crescente sia l'interesse per il TLR, la situazione al 2015 non sembra essere cambiata drasticamente. Stando a quanto riportato dall'Ufficio Statistico della Commissione Europea (11), il 34.4% del fabbisogno energetico primario viene soddisfatto attraverso l'ausilio del petrolio e dei suoi derivati seguito dal gas naturale (22%), combustibili solidi (16.1%), nucleare (13.6%) e fonti rinnovabili. Maggiormente significativo, per gli scopi prepostici, risulta invece il dato relativo alla distribuzione dell'energia finale consumata in relazione al settore di utilizzo. Il settore dei trasporti ricopre infatti il 33.1% seguito dalle unità abitative (25.4%), industrie (25.3%), servizi (13.6%), agricoltura (2.2%) ed altro (0.5%).

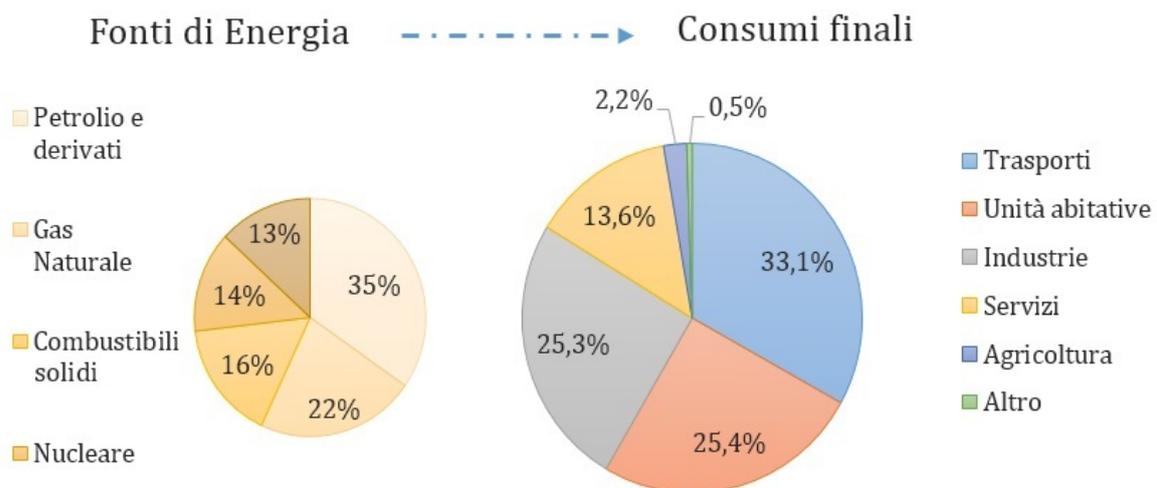


Figura 6: Rappresentazione dei consumi energetici europei percentuali al 2015

Come è evidente, il ruolo che ricoprono i fabbisogni domestici non è affatto trascurabile essendo delle medesime dimensioni di quello associato alle industrie. Dei fabbisogni relativi alle unità abitative quello associato alla richiesta di calore ammonta a circa 15EJ, secondo quanto stabilito dalle valutazioni effettuate all'interno del progetto Stratego (12). Se si osserva quello che è il mix energetico impiegato per il soddisfacimento di tale richiesta, è possibile notare che il 66% viene coperto attraverso l'impiego di fonti fossili. Appare ancor più evidente, dunque, la necessità di un rinnovamento del settore operando contestualmente una riqualificazione del parco edilizio (come già stabilito dall'Unione).

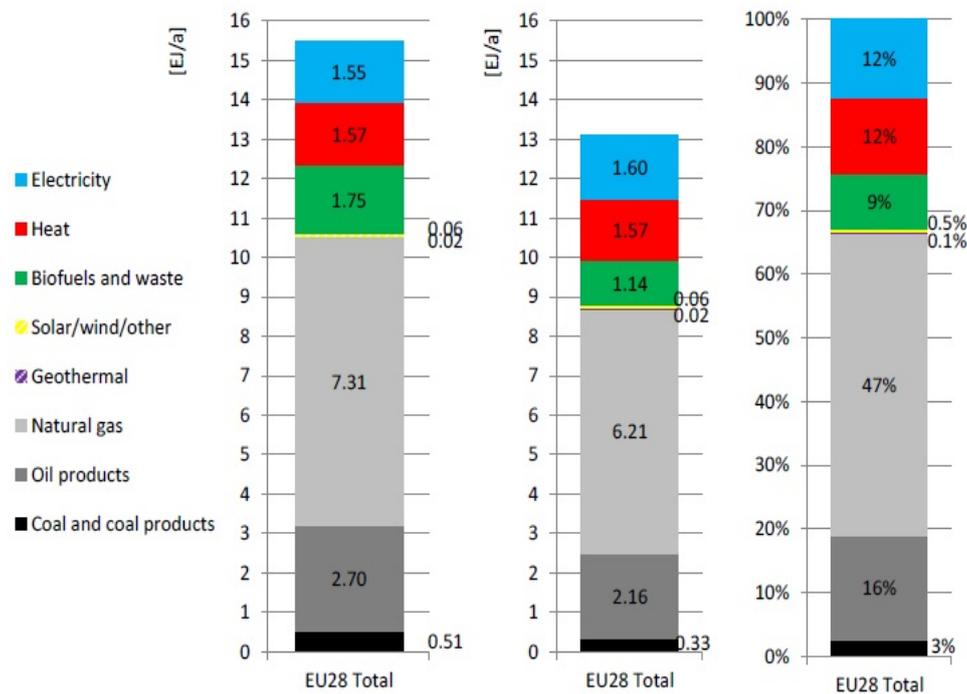


Figura 7: Mix energetico per il soddisfacimento dei fabbisogni di calore in ambito domestico. La colonna a sinistra fa riferimento all'energia richiesta a monte del processo di conversione operato dai generatori presenti presso l'utenza; la colonna centrale indica l'energia finale ceduta al consumatore. (12)

Come risulta infatti evidente osservando la [fig.7](#), il teleriscaldamento (indicato in figura con "heat") ammonta solo al 12%, pari a quello offerto dalle pompe di calore (indicato in figura con "electricity"), mentre il contributo offerto dalle fonti rinnovabili (solare, eolico etc.) risulta estremamente contenuto. Osservando invece la distribuzione percentuale delle fonti primarie di energia impiegata per il soddisfacimento dei fabbisogni di calore in ciascuno dei Paesi dell'Unione Europea:

1. L'impiego del carbone rimane estremamente limitato in tutti i Paesi eccetto che per la Polonia (27%)
2. L'impiego dei derivati del petrolio risulta considerevole e costituisce il 50% dell'approvvigionamento energetico per la Grecia
3. L'impiego del Gas Naturale risulta invece estremamente marcato in quasi tutti i Paesi ed in particolare in: Olanda (83%), Inghilterra (77%), Italia (72%) ed Ungheria (69%)
4. L'impiego di energie rinnovabili risulta estremamente limitato eccetto che a Cipro in cui l'energia solare, eolica e da altre fonti ricopre il 20% dei fabbisogni
5. L'impiego di biofuel risulta particolarmente marcato in: Lettonia (37%), Romania(34%) ed Estonia (30%)

6. L'impiego di energia elettrica principalmente associata all'uso di pompe di calore risulta particolarmente marcato in: Malta (80%), Svezia (38%), Cipro (38%), Portogallo (26%)
7. Il teleriscaldamento trova largo impiego in: Danimarca (54%), Estonia (51%), Lituania (49%)

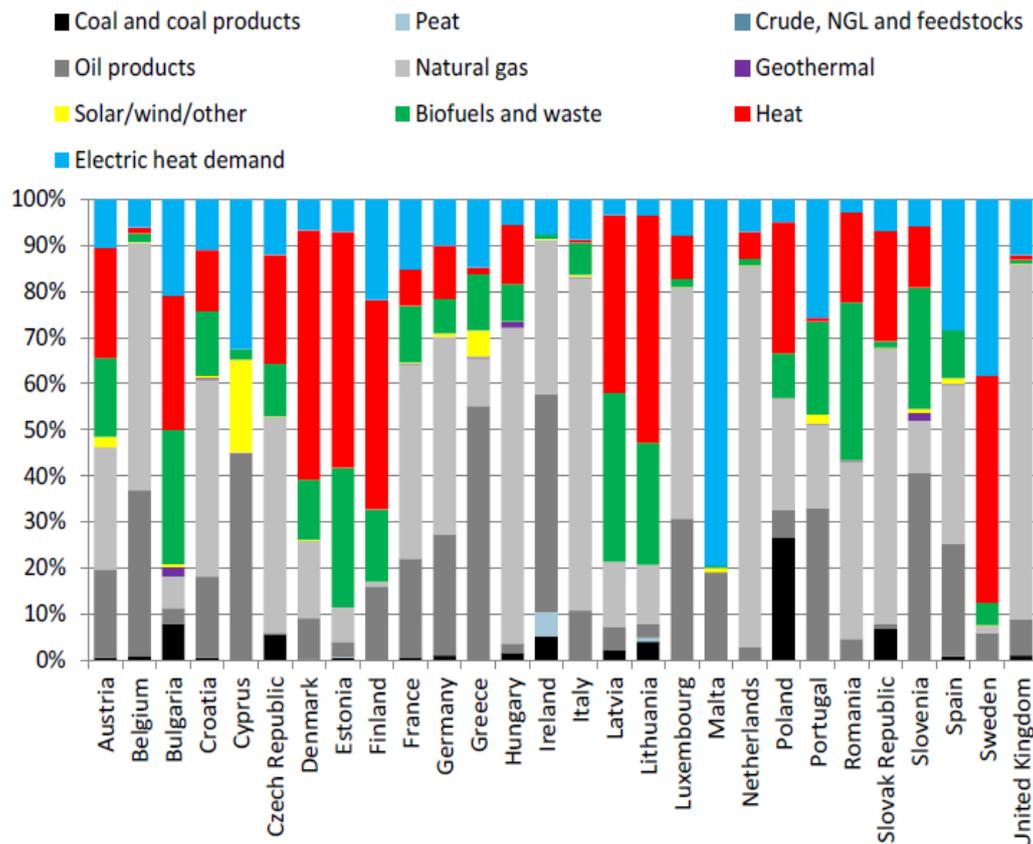


Figura 8: Distribuzione percentuale delle fonti di energia primaria impiegate per il soddisfacimento dei fabbisogni di calore in ciascuno dei paesi appartenenti all'UE. (12)

Se si osserva questo dato unitamente a quelli relativi ai consumi in termini assoluti per ciascuno dei Paesi dell'UE, è possibile notare che i 4 principali consumatori: Germania, Francia, Inghilterra ed Italia, sono anche quelli in cui una elevatissima percentuale dei fabbisogni di energia per riscaldamento ed acqua calda sanitaria viene coperta mediante l'impiego di fonti fossili.

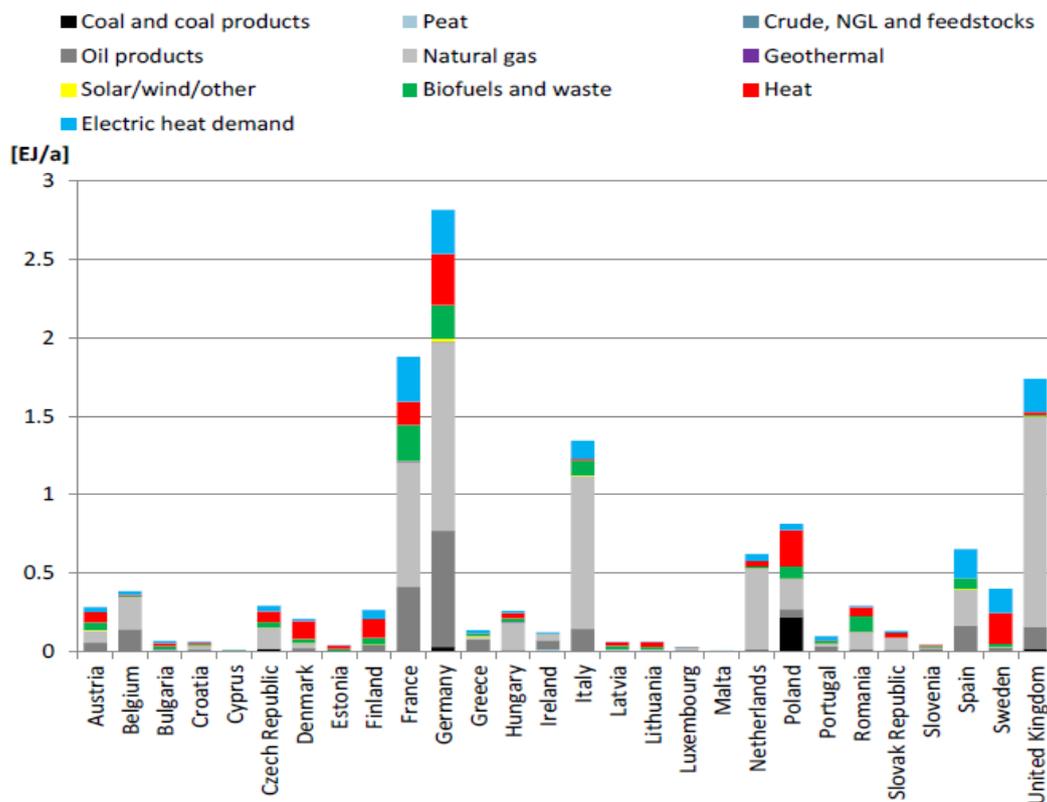


Figura 9: Consumi di energia primaria per i Paesi appartenenti all'UE in EJ per anno. (12)

Risulta pertanto evidente come l'impiego del teleriscaldamento possa garantire un forte miglioramento rispetto alle condizioni attuali. Tale tecnologia consente infatti l'utilizzo di risorse che andrebbero altrimenti perdute (come ad esempio il calore di risulta di alcuni processi industriali, l'integrazione con fonti rinnovabili, l'utilizzo di impianti cogenerativi), producendo una forte riduzione nell'uso dei combustibili fossili per il soddisfacimento dei fabbisogni termici e nelle emissioni associate all'impiego di caldaie autonome. Una riduzione nell'uso di tali combustibili condurrebbe ad una economia energetica complessivamente meno dipendente dai Paesi non-UE. Al 2015 infatti le importazioni da Paesi esteri ammontano al 53% (13).

Da questo punto di vista la Commissione Europea sottolinea, recentemente, l'importanza del teleriscaldamento che appare ormai una risorsa indispensabile ed essenziale in un futuro già prossimo ma ribadisce l'esigenza di un forte efficientamento energetico in ambito edilizio oltre quello associato al parco di generazione (14). Alla luce di quanto esposto è necessario prendere coscienza dell'esigenza di un forte rinnovamento ed in quest'ottica il **TLR costituisce uno strumento prezioso** per una società la cui crescita e sviluppo divenga sostenibile nel rispetto dell'ambiente.

## 1.2 Teleriscaldamento: la tecnologia

Storicamente il primo sistema di teleriscaldamento venne introdotto a Lockport nel 1870. L'ideatore di tale sistema fu **Birdsill Holly**<sup>1</sup>, che mise in opera un impianto pilota che attraverso l'ausilio di una caldaia posizionata in prossimità del basamento della propria abitazione, provvedeva alla generazione di vapore. Il vapore così ottenuto veniva successivamente condotto, mediante un'opportuna rete di tubazioni, alle rimanenti stanze del medesimo appartamento e nelle abitazioni ad esso adiacenti, col fine di sostenerne il riscaldamento. La sperimentazione si risolse in un enorme successo, che condusse rapidamente ad una estensione della rete e all'allacciamento della stessa a diverse industrie dedite alla produzione di vapore. Nello stesso anno la tecnologia venne adottata anche dalla città di New York (15). Occorrerà però attendere il 1920 prima che il TLR raggiunga l'Europa, grazie all'adozione dello stesso in Germania (16). Il teleriscaldamento raggiunge l'Italia solo nel 1971 a Brescia e successivamente negli anni '80 a Torino, Roma e Reggio Emilia (17).

Al di là delle differenti evoluzioni che storicamente ha subito il TLR negli anni, e alle modifiche ed adattamenti che ciascun Paese introduce nella sua gestione ed utilizzo, il teleriscaldamento, nei suoi termini più semplici, può sostanzialmente essere suddiviso in tre macroelementi:

1. **Il sistema di generazione di calore**
2. **La rete di distribuzione**
3. **Le sottostazioni di scambio termico**

Ciascuno di questi risulta fortemente accoppiato ed in qualche modo dipendente dall'altro. Per ciò che concerne i **sistemi di generazione di calore**, il TLR offre molteplici possibilità e la scelta risulta davvero ampia. In generale infatti il teleriscaldamento può essere associato ad impianti di tipo cogenerativo, all'utilizzo del calore di risulta industriale o proveniente da termovalorizzatori, all'impiego di energie solari, geotermiche e biomasse, rendendo il TLR una tecnologia estremamente versatile.

---

<sup>1</sup> Ingegnere meccanico ed idraulico comunemente noto per l'invenzione dell'idrante e della pompa volumetrica rotativa



Figura 10: Schema generale di un impianto per il teleriscaldamento (18)

Una volta prodotto, il calore deve essere successivamente trasferito dal punto di generazione a quello di utilizzo finale mediante l'ausilio di una opportuna **rete di distribuzione**, che costituisce un elemento cruciale per l'esercizio del TLR. In essa il fluido termovettore, che scorre nelle tubazioni di mandata, preleva il calore dalla centrale di generazione ad una specifica temperatura; percorrendo la rete, tale fluido raggiungerà la **sottostazione di scambio termico**, in cui verrà operato il trasferimento di calore dal fluido stesso all'utilizzatore finale, ritornando, successivamente, alla centrale di generazione con un livello termico ridotto (fig. 10).

### 1.2.1 Il fluido termovettore

Nonostante l'apparente semplicità il TLR presenta numerosi aspetti che devono essere tenuti in considerazione nel momento in cui se ne intenda effettuare una analisi o ancor più una sua progettazione specifica. Il fluido termovettore che circola all'interno della rete di distribuzione costituisce un elemento chiave, e determina l'intimo accoppiamento tra i sottosistemi descritti in precedenza. Le caratteristiche specifiche che quest'ultimo possiede hanno un notevole impatto sulla progettazione della rete e dell'intero sistema. Il

fluido ideale dovrebbe possedere infatti: **bassi costi, rischi tossici o ambientali contenuti** (a causa del fatto che la rete di distribuzione viene edificata nel sottosuolo ed eventuali perdite dalla rete stessa potrebbero avere conseguenze notevoli), **elevati calori specifici** (per consentire un accumulo di energia maggiore garantendo l'adempimento del servizio con portate di fluido minori) e **costi di pompaggio contenuti**.

Tra i fluidi che teoricamente potrebbero soddisfare i requisiti termodinamici necessari per un loro impiego si ritrovano (17):

1. **Vapore d'acqua**
2. **Acqua surriscaldata**
3. Oli diatermici
4. Miscele di Sali inorganici
5. Difenile ed ossido di difenile
6. Organo silicati
7. OrtodichloroBenzene

Tra le soluzioni sopra esposte solo il vapore d'acqua ed acqua surriscaldata vengono comunemente utilizzati. Sebbene gli oli diatermici presentino caratteristiche fisiche molto interessanti per questo tipo di applicazione (basse tensioni di vapore ad elevate temperature), l'elevato costo e l'impatto ambientale che questi presentano fanno sì che tale opzione non venga poi concretamente realizzata nei comuni impianti.

Il **vapore d'acqua** presenta invece problematiche differenti. Il suo impiego costringe eventuali impianti di generazione di tipo cogenerativo ad operare in contropressione, con un forte impatto sul ciclo termodinamico complessivamente realizzato (19). Il controllo sulla temperatura a cui il vapore viene fornito risulta inoltre estremamente complesso, senza tenere conto del fatto che le tubazioni devono essere realizzate con materiali molto più resistenti rispetto al caso in cui venga utilizzata acqua surriscaldata. In ultimo, la presenza di vapore in rete conduce alla formazione di condensa per la cui gestione le prime reti venivano costruite con una leggera pendenza, predisponendo, in opportune sezioni, la presenza di bacini di raccolta. Complessivamente il vapore d'acqua non è certamente la soluzione più comune per il TLR. La sua diffusione si deve a motivazioni di tipo storico in quanto agli albori della tecnologia, il vapore poteva essere reperito su larga scala e le tecnologie per l'impiego di acqua surriscaldata non erano ancora giunte a piena maturazione.

Alla luce di quanto esposto la maggior parte degli impianti di teleriscaldamento vede l'utilizzo, per il suo funzionamento, proprio di **acqua surriscaldata**. Questa scelta deriva

dal fatto che la maggior parte dei costi di investimento e di gestione sono prettamente associati alla rete di distribuzione stessa, le cui caratteristiche dipendono dalle prestazioni che il fluido termovettore presenta. L'obiettivo principale è dunque quello di ridurre quanto più possibile le portate in massa necessarie per il soddisfacimento dei fabbisogni termici. Una portata elevata in rete determina infatti diametri delle tubazioni generalmente maggiori, e costi di pompaggio elevati. La necessità di adottare fluidi capaci di rimanere allo stato liquido anche ad elevate temperature deriva dal fatto che i costi di pompaggio per un liquido sono nettamente inferiori a quelli di compressione del medesimo fluido ma allo stato gassoso. Occorre inoltre ricordare che il flusso termico che un qualsiasi fluido, per il quale non si verifichi cambiamento di fase durante il trasferimento di energia, fornisce, deriva dall'applicazione del primo principio della termodinamica per sistemi aperti, in assenza di lavoro compiuto e di generazione di calore:

$$(1.1)^2 \quad \Phi = \dot{m} c \Delta T$$

Per assicurare una certa potenza termica si può far leva sulla portata in massa o sul salto di temperatura che il fluido subisce nel trasferire calore. Al fine di ridurre la portata necessaria per il funzionamento dell'impianto occorrerà aumentare quanto più possibile il termine che fa riferimento alla differenza di temperatura subita dal fluido. Poichè in generale le temperature di ritorno del fluido termovettore, proveniente dalla sottostazione di scambio termico, è vincolata al soddisfacimento dei livelli termici richiesti dai terminali di riscaldamento installati presso l'utenza, l'unico modo per aumentare il dislivello termico subito dal fluido è quello di aumentare la temperatura di mandata dello stesso. L'aumento di tale temperatura comporta però un correlativo incremento della pressione all'interno del circuito idraulico di distribuzione (al fine di mantenere l'acqua allo stato liquido), con un conseguente aumento dei costi di pompaggio. Si manifesterebbe inoltre un aumento delle perdite termiche, oltre ad una riduzione dell'energia ed alla necessità di dovere fornire calore ad una temperatura più elevata. È pertanto preferibile gestire la rete a livelli termici che siano sufficientemente contenuti.

---

<sup>2</sup>  $\Phi$  = flusso termico in **W**

$\dot{m}$  = portata in massa in  $\frac{\text{kg}}{\text{s}}$

$c$  = calore specifico del fluido in  $\frac{\text{J}}{\text{kg K}}$

$\Delta T$  = differenza di temperatura subita dal fluido in  $^{\circ}\text{C}$

## 1.2.2 La generazione di calore

Come già espresso precedentemente, svariate sono le tecnologie per la generazione di calore che possono essere impiegate per il teleriscaldamento. Particolare interesse suscitano soluzioni che consentono la produzione combinata di calore ed energia elettrica (Combined Heat and Power system). Tali sistemi consentono infatti una produzione di calore molto più efficiente, e con impatti ambientali contenuti, se comparate ad uno scenario in cui il calore venga prodotto in forma autonoma mediante l'ausilio di caldaie (fig.11).

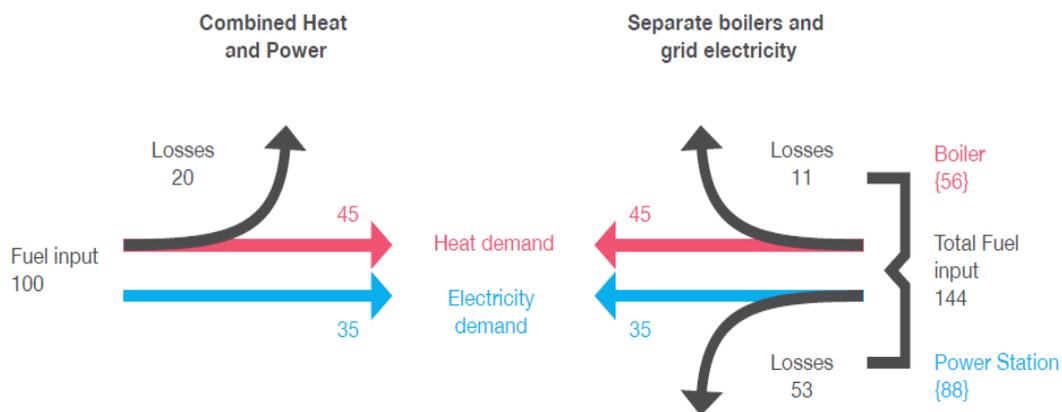


Figura 11: Confronto tra una produzione separata del calore ed elettricità rispetto ad una con sistemi CHP (20)

Numerose sono inoltre le differenti soluzioni impiantistiche che si possono adottare per un allacciamento di tali impianti ad una rete di TLR.

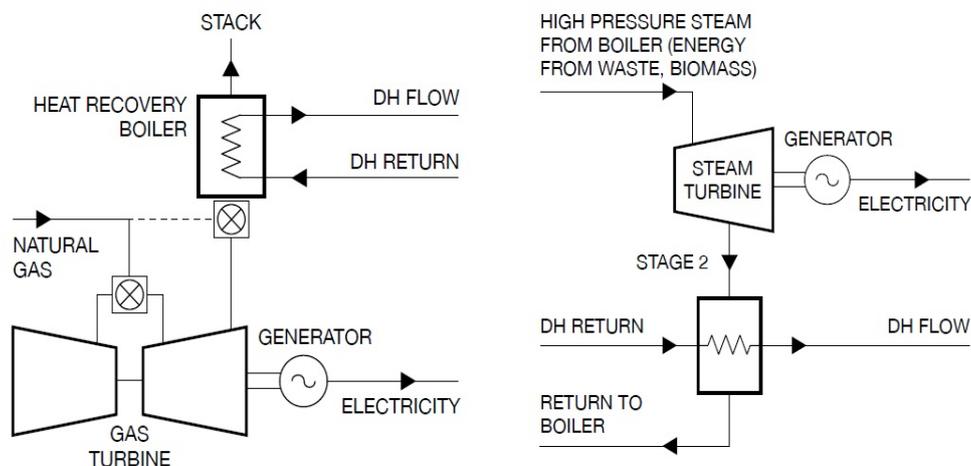


Figura 12: Esempi di schemi per il TLR per impianti turbogas (a sinistra) o turbine a vapore (a destra) operata in contropressione (20)

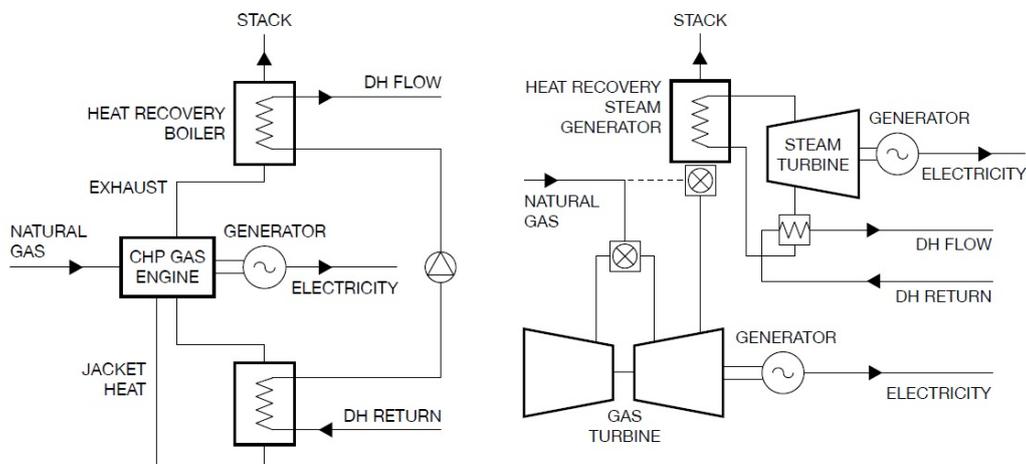


Figura 13: Esempi di schemi per il TLR per impianti con motori a combustione (a sinistra) e a ciclo combinato (a destra) (20)

In [fig. 12](#) i fumi in uscita dalla turbina a gas vengono miscelati con un certo quantitativo di gas naturale ed inviati ad un post combustore. I fumi in uscita forniscono, successivamente, il calore necessario per il TLR. Nella medesima figura (a destra) si ritrova invece un impianto a vapore esercito in contropressione. In [fig.13](#) è possibile osservare due schemi semplificativi di possibili impianti associati rispettivamente ad un motore a combustione interna (a sinistra) e ad un ciclo combinato con esercizio della turbina a vapore in contropressione.

A prescindere dalla specifica soluzione tecnica adottata per l'allacciamento dell'impianto, il calore prodotto deriva, per la maggior parte, da recuperi termici effettuati sull'impianto stesso. Occorre però sottolineare che gli impianti non vengono dimensionati per sopperire in modo integrale al fabbisogno termico necessario per alimentare l'intera rete di teleriscaldamento. L'obiettivo è infatti quello di massimizzare la resa di questi sistemi ottimizzando quanto più possibile i costi di gestione ed investimento per le centrali stesse ([21](#)). Per tale ragione, la copertura dei fabbisogni di picco viene realizzata mediante l'ausilio di opportune caldaie di integrazione, come mostrato in [fig.14](#).

Occorre inoltre sottolineare che gli impianti per la produzione di calore possono essere connessi alla rete di teleriscaldamento in due modi distinti:

1. **Diretto**
2. **Indiretto**

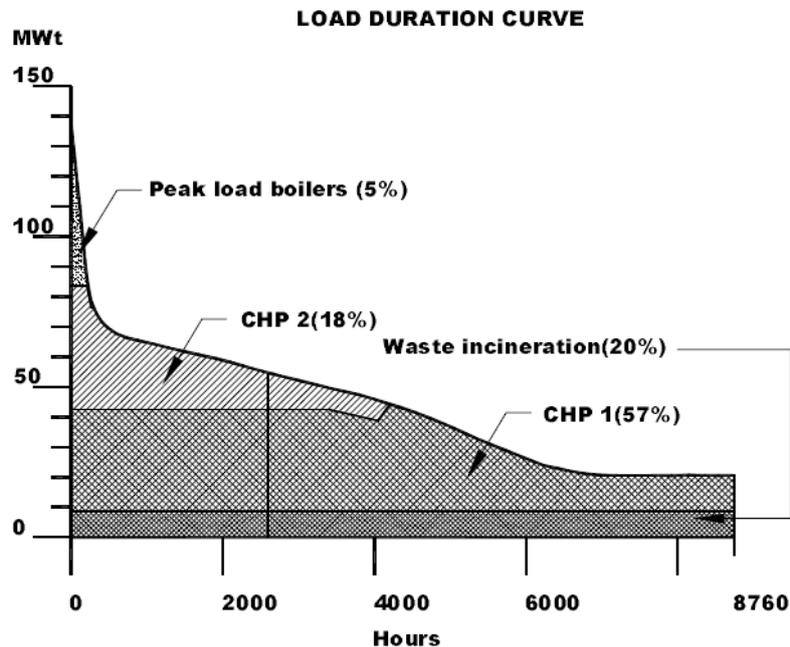


Figura 14: Distribuzione dei carichi termici per differenti soluzioni impiantistiche (21)

In allacciamento diretto, il fluido che circola nella rete di teleriscaldamento è anche quello designato come fluido di processo dell'impianto. In allacciamento indiretto il fluido di processo comunica con la rete a mezzo di scambiatori di calore. La soluzione diretta non consente molta flessibilità in termini operativi nei confronti degli impianti condotti attraverso questa metodologia, soprattutto in riferimento ai valori di pressione e di temperatura di esercizio.

### 1.2.3 La rete di distribuzione

Le reti di distribuzione che si possono utilizzare in sistemi per il teleriscaldamento si distinguono in base alle caratteristiche con cui vengono sopperiti i fabbisogni di calore e di acqua calda sanitaria ed in relazione alla conformazione topologica della rete stessa.

Per quanto concerne il soddisfacimento dei fabbisogni, le reti possono essere:

1. **Chiuse:** il fluido termovettore che circola nelle tubazioni di mandata e di ritorno è lo stesso e si interfaccia con la sottostazione di scambio termico attraverso scambiatori di calore

2. **Aperta:** l'utente ha la possibilità di prelevare direttamente dalla rete l'acqua calda sanitaria necessaria al soddisfacimento dei propri fabbisogni
3. **Sistemi a tre tubi:** in questo caso la rete presenta due tubazioni di mandata ed una di ritorno. Le due tubazioni di mandata vengono esercite a pressioni e temperature differenti per sopperire in modo diversificato ai fabbisogni di calore e di acqua calda sanitaria.

Considerando invece la topologia delle reti di distribuzione si potrà distinguere tra:

### 1. Ramificata

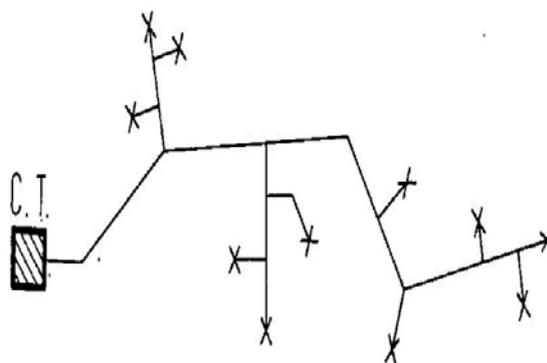


Figura 15: Schema semplificato di una rete ramificata

### 2. Ad anello

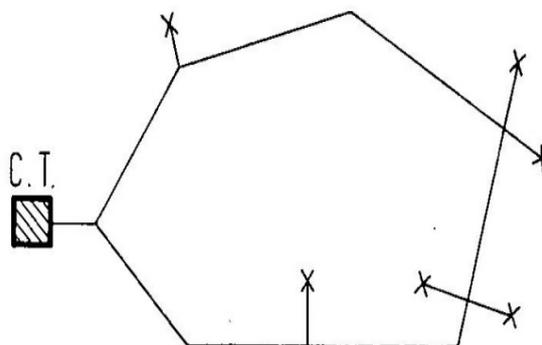


Figura 16: Schema semplificato di una rete ad anello

### 3. A maglie

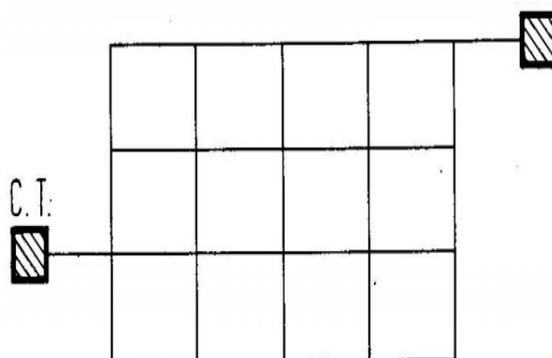


Figura 17: Schema semplificato di una rete magliata

Le reti ramificate sono generalmente le più semplici da costruire e progettare, ma presentano elevati disservizi a causa del fatto che un semplice guasto potrebbe essere sufficiente a provocare l'esclusione dall'approvvigionamento termico di un gran numero di utenze. Da questo punto di vista le reti magliate sono quelle che garantiscono la maggior affidabilità, ma presentano anche una elevata complessità di progettazione, nonché costi considerevoli (a causa dell'elevato numero di tubazioni che è necessario predisporre). È comunque possibile riscontrare reti che presentino conformazioni miste.

Qualunque sia la topologia della rete, le tubazioni presentano diametri maggiori in corrispondenza dei siti in cui è collocata la centrale di generazione che si riducono progressivamente man mano che la rete stessa giunge in prossimità dell'utenza. In funzione del diametro della tubazione si potrà dunque distinguere tra:

1. **Dorsali cittadine:** diametri tra i 500-1000 mm
2. **Distribuzione principale:** 200-500 mm
3. **Distribuzione secondaria:** 80-200 mm

Le dorsali principali consentono il trasferimento di maggiori quantitativi di fluido termovettore. Da esse si diramano le varie ramificazioni che consentono di condurre l'acqua surriscaldata nei pressi delle singole utenze. In alcuni casi, lungo la rete, vengono predisposti opportuni **baricentri termici**. I baricentri termici sono delle sezioni specifiche da cui si dirama una vera e propria rete di distribuzione secondaria di grande dimensione. Il baricentro termico può, a volte, interfacciarsi con tale rete secondaria a mezzo di uno scambiatore di calore. Tale soluzione ha il principale scopo e vantaggio di diversificare le pressioni di esercizio delle due reti.

Infine, un elemento imprescindibile per la rete sono le **stazioni di pompaggio**. Si tratta di sezioni della rete stessa in cui viene predisposto un ripompaggio del fluido termovettore. La loro inserzione risulta di fondamentale importanza per il mantenimento dell'acqua allo stato di liquido a temperature superiori a 100 °C e per la corretta movimentazione del fluido stesso. La rete è inoltre caratterizzata dalla presenza di tubazioni interrate ed isolate in cui la condotta di mandata scorre parallelamente a quella di ritorno, costituite da tubi precoibentati caratterizzati da un tubo di servizio in acciaio isolato con una schiuma di poliuretano e protetto con una guaina di polietilene (figg.14,15,16).



Figura 18: Posa delle tubazioni di una rete di teleriscaldamento (22)

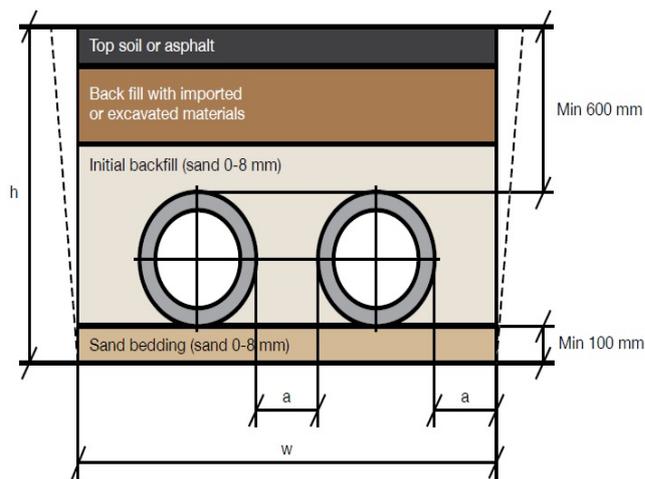


Figura 15: Esempio di disposizione delle tubazioni per TLR (20)



Figura 16: Tubazione per TLR (43)

Occorre inoltre sottolineare che le tubazioni vengono disposte nel sottosuolo a distanze differenti dalla superficie in ragione del diametro della tubazione stessa. Proprio a causa della posa nel sottosuolo spesso la rete di teleriscaldamento viene modificata, rispetto ad una sua configurazione ottimale, per tenere conto di eventuali sottosistemi già presenti nel sottosuolo stesso.

In ultimo, lungo la rete di distribuzione ed in prossimità degli impianti di generazione di calore, è possibile trovare opportuni **sistemi per l'accumulo termico**. Il loro obiettivo è quello di appiattire la curva di carico stessa per i sistemi di generazione, consentendone l'utilizzo durante le ore notturne (in cui il fabbisogno di calore richiesto dalle utenze è nullo) e riducendone conseguentemente il carico mattutino.

### 1.2.4 La sottostazione di scambio termico

La sottostazione di scambio termico rappresenta uno degli elementi fondamentali di un sistema di teleriscaldamento e sarà oggetto di studio nei capitoli successivi. Essa ha il compito di fornire all'utenza il calore necessario per il riscaldamento degli ambienti e, ove previsto, acqua calda sanitaria. In quest'ultimo caso, particolare attenzione deve essere posta al problema della legionella, garantendo temperature sempre superiori ai 50 °C in tutte le sezioni delle tubazioni, nel rispetto delle normative vigenti (23). Dal punto di vista tecnico la sottostazione è sostanzialmente costituita da uno scambiatore di calore cui afferiscono le tubazioni di mandata e ritorno del circuito primario appartenente alla rete di distribuzione del TLR, e le tubazioni di mandata e ritorno del circuito secondario relative al sistema di distribuzione per le utenze.

Gli scambiatori di calore comunemente impiegati sono del tipo a piastre in acciaio inossidabile. Questo tipo di scambiatori presenta infatti il vantaggio di essere estremamente compatto ed affidabile, garantendo ingombri modesti e semplicità di manutenzione. La compattezza è però accompagnata ad una volumetria di liquido presente al suo interno modesta. Ciò rende lo scambiatore molto sensibile alle variazioni di portata, ed il sistema di regolazione deve essere sufficientemente rapido a garantire le corrette condizioni di funzionamento in tempi relativamente brevi. In generale il sistema di regolazione, attraverso opportuni sensori, monitora la temperatura di mandata verso i terminali di riscaldamento dell'utilizzatore. Tale temperatura deve essere pari a quella necessaria al corretto funzionamento dei terminali stessi, e viene dunque elaborata sulla base della temperatura esterna e delle specifiche richieste dell'utente.

Il controllo sulla temperatura di mandata non è, generalmente, l'unico sistema adibito alla regolazione per il riscaldamento degli ambienti. Spesso sono infatti installate valvole termostatiche che regolano il flusso che afferisce ai componenti adibiti al riscaldamento, al fine di garantire i corretti valori di temperatura all'interno degli ambienti stessi. Questo tipo di soluzione garantisce in genere una migliore gestione delle risorse energetiche rispetto ad una regolazione di tipo manuale, poichè viene richiesto calore solo se effettivamente necessario.

Per una descrizione più dettagliata del funzionamento delle sottostazioni di scambio termico si rimanda ai capitoli successivi.

### 1.3 La rete di Teleriscaldamento di Torino

L'oggetto dello studio del seguente lavoro di tesi fa riferimento alle sottostazioni di scambio termico relative all'impianto per teleriscaldamento predisposto nella città metropolitana di Torino e gestito dalla società IREN S.p.A. La rete di teleriscaldamento di Torino è nata nel 1982 (24) e costituisce ad oggi la rete più grande d'Italia e tra le più grandi d'Europa, servendo un numero di **abitanti** stimato di **820.000**, per una **volumetria** di **57 Mm<sup>3</sup>**, corrispondenti al **57% della volumetria urbana** totale. La rete di lunghezza complessiva pari a **550 km**, è alimentata da acqua surriscaldata (120 °C) (25).

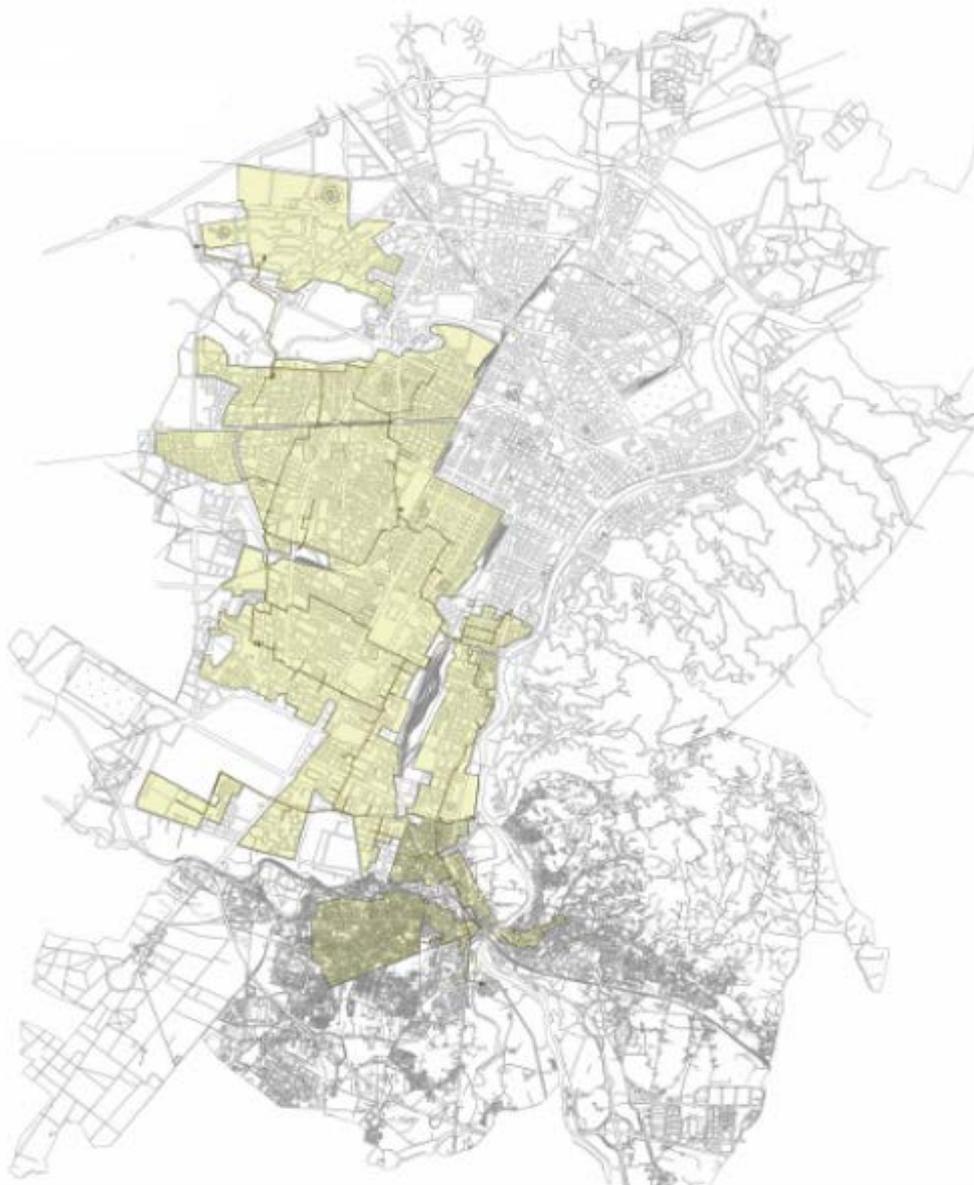


Figura 19: Mappa del sistema di teleriscaldamento per la città di Torino comprensiva delle zone di futura espansione (26)

La rete è alimentata da centrali di cogenerazione e sistemi di integrazione e riserva, come mostrato in [fig.20](#).

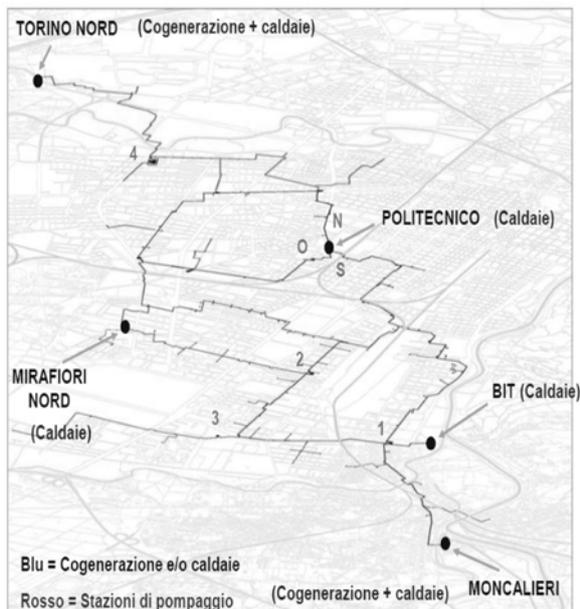


Figura 20: Mappa dei sistemi di generazione ed integrazione per la rete di Torino (28)

La centrale di **Moncalieri** è costituita da due distinti impianti di cogenerazione a ciclo combinato, il 2° GT ed il 3° GT (entrati in funzione rispettivamente nel 2008 e nel 2005), per una **potenza elettrica** installata totale di **800 MW** ed una potenza termica di **520 MW** (27).

La centrale cogenerativa di **Torino Nord**, che è stata resa operativa nel 2011, ha invece una potenza installata di **400 MW elettrici** e **220 MW termici**.

Oltre alle citate centrali cogenerative, sono stati predisposti i seguenti impianti di integrazione e di riserva (caldaie e sistemi di accumulo) per una **potenza termica installata totale di 1026 MW** costituita per il **42,23%** da **impianti cogenerativi** e per il **57,77 %** da **impianti di integrazione e riserva** :

1. Caldaia di integrazione e riserva di **Torino Nord (340 MW)**
2. Caldaia di integrazione e riserva del **Politecnico (255 MW)**
3. Caldaia di integrazione e riserva del **BIT (255 MW)**
4. Caldaia di integrazione e riserva di **Moncalieri (141 MW)**
5. Impianto di integrazione **Martinetto** (sistema di accumulo da **5000 m<sup>3</sup>**)

La maggior parte del fabbisogno di energia termica è sopperito dalle centrali cogenerative (**85%**), seguite poi dalle caldaie di integrazione (**9,8%**) e accumulatori (**4,7%**), in riferimento alla **stagione termica** di riscaldamento **2011/2012**. Nella medesima stagione, la **potenza termica di picco** richiesta è stata di **1236 MW**, pari al **69.6%** della potenza installata, per una energia complessivamente fornita di **2046 GWh** (28).

## II. Il Caso Studio

Dopo avere descritto in modo generale le peculiarità che la tecnologia del teleriscaldamento possiede, nel seguente capitolo si provvederà a fornire una descrizione specifica del caso studio in esame, con particolare riferimento alla sottostazione di scambio termico e ai dati utilizzati per il processo di validazione del modello realizzato per la rappresentazione fisica delle sottostazioni stesse.

### 2.1 Sottostazione di scambio termico: Il funzionamento

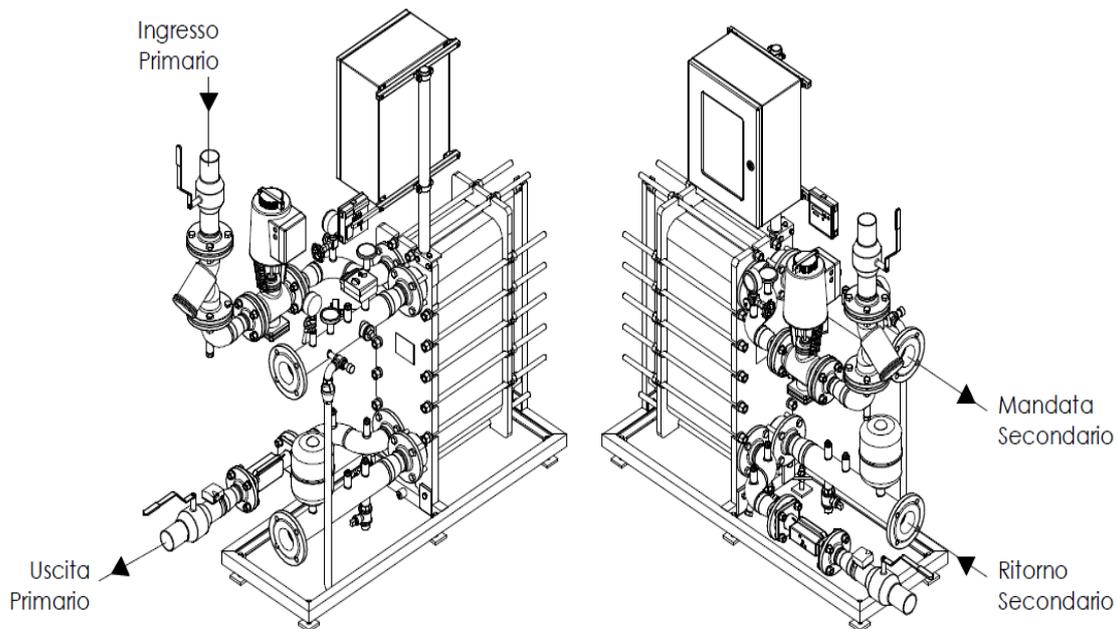


Figura 21: Sottostazione di scambio termico a basamento (29)

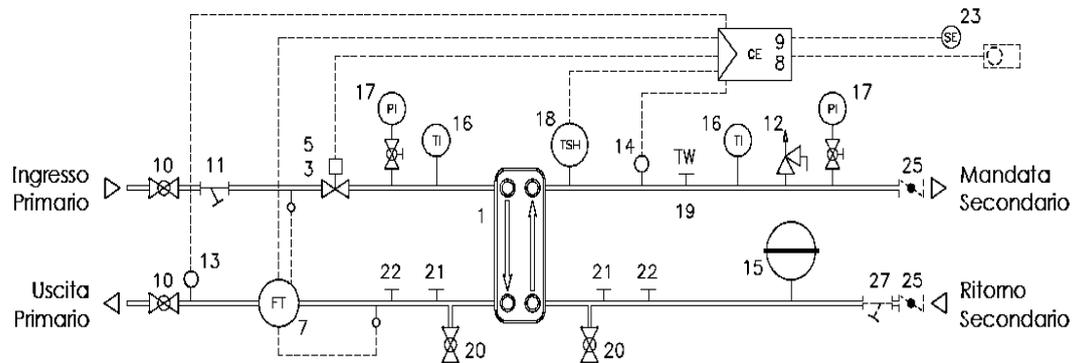


Figura 22: Schema idraulico di una sottostazione di scambio termico (29)

In [fig.21](#) si riporta una rappresentazione di una sottostazione di scambio termico adibita al solo riscaldamento, il cui corrispondente schema idraulico è riportato in [fig.22](#). Lo scambiatore di calore (in [fig.22](#): 1) è del tipo a piastre ispezionabili o saldobrasati (29). Allo scambiatore afferiscono 4 tubazioni distinte:

1. Mandata lato primario (1)
2. Ritorno lato primario (2)
3. Mandata lato secondario (3)
4. Ritorno lato secondario (4)<sup>3</sup>

Il lato primario è quello che comunica direttamente con la rete di teleriscaldamento e la sottostazione riportata è in grado di funzionare con reti di distribuzione primaria fino a 16 bar. Lungo la tubazione che raggiunge lo scambiatore sono predisposti differenti sistemi che vengono di seguito riportati nell'ordine di percorrenza del fluido dalla condotta di mandata a quella di ritorno:

1. **Valvole di intercettazione a sfera (10):** Consentono la chiusura delle condotte per operare la manutenzione sullo scambiatore di sottostazione
2. **Filtro lato primario (11):** Necessario al controllo della qualità dell'acqua che raggiunge lo scambiatore di sottostazione
3. **Sonda di temperatura (--):** indicata in figura con un segno ovale e connessa al blocco FT. Strumento atto alla misurazione della temperatura di mandata lato primario

<sup>3</sup> I numeri sono identificativi della sezione considerata. Nel seguito saranno usati come riferimento implicito alla sezione di interesse mediante l'apposizione di un opportuno pedice alle grandezze in esame.

4. **Valvola servocomandata e servomotore (3;5):** si tratta del blocco motore-attuatore per la regolazione della portata in massa che afferisce allo scambiatore
5. **Manometro (17):** Indicatore di pressione montato sulla linea e visibile dall'operatore
6. **Termometro (16):** Indicatore di temperatura montato sulla linea e visibile dall'operatore
7. **Valvola di drenaggio (20):** Consente l'evacuazione dell'acqua presente nei rami di tubazione intercettati e nello scambiatore di calore durante le operazioni di manutenzione
8. **Predisposizione per termometro e manometro (21;22):** sezioni per possibili inserzioni di ulteriore strumentazione di monitoraggio
9. **Sonda di temperatura (--):** indicata in figura con un segno ovale e connessa al blocco FT. Strumento atto alla misurazione della temperatura di mandata lato primario
10. **Misuratore di energia termica (7):** Presenta al suo interno un misuratore di portata. Insieme alle due misure di temperatura di mandata e di ritorno consente la valutazione del flusso termico fornito allo scambiatore mediante l'impiego dell'equazione (1.1).
11. **Sonda di temperatura lato primario (13):** Registra il valore della temperatura di ritorno lato primario

Per la descrizione della strumentazione presente sul lato secondario si procederà descrivendo i componenti incontrati dal fluido dalla sezione di ritorno verso quella di mandata:

1. **Valvola di intercettazione a farfalla(25):** consente l'interruzione del servizio per operare la manutenzione dell'impianto
2. **Filtro lato secondario (27):** Consente il controllo della qualità dell'acqua inviata allo scambiatore di calore
3. **Vaso di espansione (15):** Contiene le espansioni termiche subite dal fluido durante tutte le condizioni di funzionamento
4. **Predisposizione per termometro e manometro (21;22):** sezioni per possibili inserzioni di ulteriore strumentazione di monitoraggio
5. **Valvola di drenaggio (20):** Consente l'evacuazione dell'acqua presente nei rami di tubazione intercettati e nello scambiatore di calore durante le operazioni di manutenzione
6. **Sonda di Temperatura (14):** Consente la misurazione della temperatura di mandata lato secondario

7. **Termometro (16)**: Indicatore di temperatura montato sulla linea e visibile dall'operatore
8. **Valvola di sicurezza (12)**: Consente l'evacuazione dell'acqua presente in rete nel caso di incrementi repentini della pressione
9. **Manometro (17)**: Indicatore di pressione montato sulla linea e visibile dall'operatore

Infine si ha:

1. **Sonda esterna (23)**: Consente la misurazione del valore di temperatura esterna
2. **Quadro elettrico e regolatore (8;9)**: Si tratta dell'unità di controllo della sottostazione di scambio termico.

Occorre sottolineare l'importanza che riveste il sistema di controllo per la gestione della sottostazione stessa. L'obiettivo fondamentale per il sottosistema sopra definito è infatti quello di garantire che la **temperatura di mandata lato secondario** (indicata nel proseguo con  $T_3$ ) sia adatta a garantire la cessione di flusso termico sufficiente a sopperire ai fabbisogni termici che si instaurano negli edifici riforniti sulla base delle condizioni climatiche esterne e delle caratteristiche specifiche dell'edificio stesso. In funzione dunque delle diverse condizioni climatiche si stabilisce il valore di temperatura  $T_3$  di set point mediante l'impiego di opportune curve climatiche.

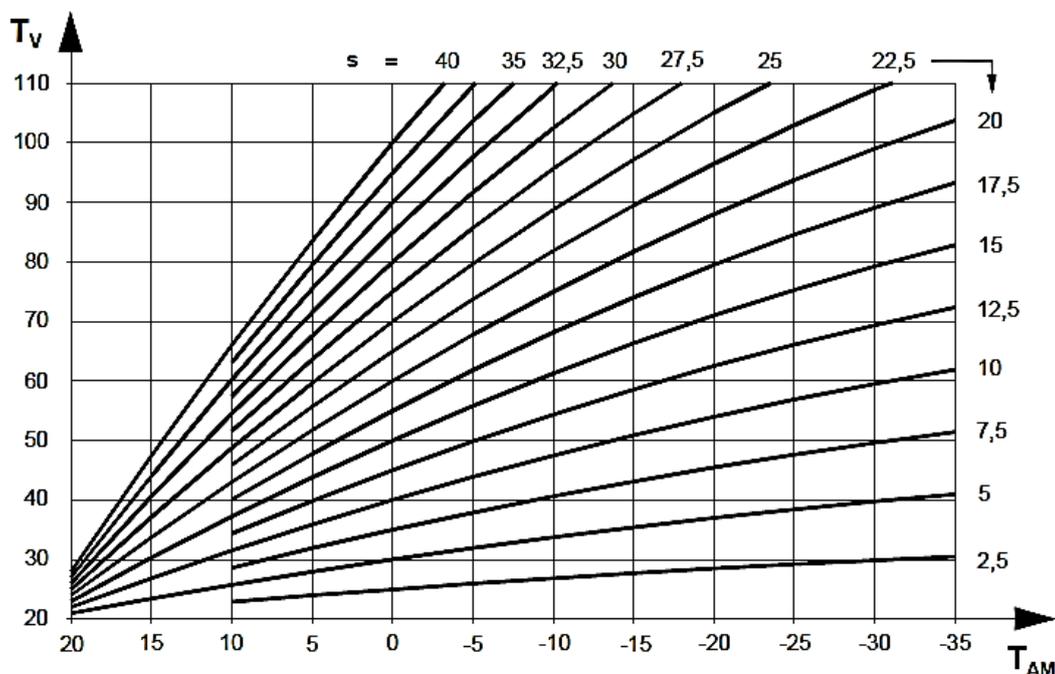


Figura 23: Rappresentazione delle curve climatiche impiegate presso le sottostazioni di scambio termico.  $T_v$  indica la temperatura di mandata e  $T_{AM}$  la temperatura composta esterna, funzione della temperatura esterna. (30)

Come si osserva in [fig.23](#), è possibile selezionare differenti curve climatiche per la determinazione della corrispettiva temperatura di set point. La selezione viene effettuata sulla base delle richieste specifiche dell'utente e delle prestazioni offerte dai terminali di riscaldamento installati presso le stesse. Ogni tipo differente di terminale è infatti progettato per operare a specifici valori di temperatura di ingresso e di uscita.

Terminale	T di ingresso [°C]	T di uscita [°C]
Radiatori	70-80	60-70
Termoconvettori	50	40
Pannelli radianti	50-45	38-42

Tabella 1: Valori di temperatura caratteristici per i comuni terminali di riscaldamento

Una volta stabilita la temperatura di set point, il regolatore provvede a variare la portata al primario che afferrisce allo scambiatore di calore. L'obiettivo è quello di modificare la quantità di flusso termico che si trasferisce sul lato secondario. La **temperatura di ritorno lato primario ( $T_2$ )** sarà dunque funzione del valore di **temperatura di mandata lato primario ( $T_1$ )** e del valore di portata in massa sancito dal regolatore oltreché delle specifiche prestazioni offerte dallo scambiatore di calore stesso. La **temperatura di ritorno lato secondario ( $T_4$ )** dipende invece dai fenomeni che si verificano durante il trasferimento del fluido (le perdite termiche sulla mandata e sul ritorno lato secondario) e del fenomeno di scambio termico che il fluido subisce nei terminali di riscaldamento installati presso l'utenza. L'entità del flusso termico trasferito alla stessa dipenderà dal livello termico dell'acqua che circola nei terminali di riscaldamento e dal valore di temperatura interna dell'aria presso l'edificio. Quest'ultima è il frutto di numerosi e complessi fenomeni, come verrà descritto nei successivi capitoli.

Da quanto esposto deriva che la sottostazione di scambio termico è il luogo in cui l'utenza e la rete di teleriscaldamento si interfacciano. In essa si stabilisce l'accoppiamento dei due sistemi e la sua caratterizzazione risulta quindi complessa ed articolata.

## 2.2 Le Utenze

I dati utilizzati per la trattazione sono stati resi disponibili dalla società IREN S.p.A. e fanno riferimento alla stagione di riscaldamento **2013/2014**. Sono presenti **utenze** con volumetrie ed orari di accensione e spegnimento del sistema di riscaldamento differenti. Le utenze vengono suddivise in base alla volumetria specifica in **9 classi** e per ciascuna

classe viene identificata l'utenza più rappresentativa. Viene riportato di seguito un elenco dei dati forniti:

1. Portata in massa al primario:  $m_1 \left[ \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$
2. Temperatura di mandata lato primario:  $T_1 [^{\circ}\text{C}]$
3. Temperatura di ritorno lato primario:  $T_2 [^{\circ}\text{C}]$
4. Temperatura di mandata lato secondario:  $T_3 [^{\circ}\text{C}]$
5. Temperatura di ritorno lato secondario:  $T_4 [^{\circ}\text{C}]$
6. Flusso termico erogato:  $\Phi [\text{W}]$
7. Volumetria delle utenze allacciate:  $V [\text{m}^3]$
8. Temperatura esterna:  $T_{\text{est}} [^{\circ}\text{C}]$

Per la trattazione si farà riferimento ai giorni **29/01/2014** e **30/01/2014** che rappresentano i giorni più freddi rilevati durante la stagione di riscaldamento stessa. I **dati** sono stati **forniti con intervalli di 5 minuti**. L'**azione del regolatore** ha però luogo ogni **30 secondi**. Si è fatto uso di una **interpolazione lineare** per ottenere i valori con cadenza compatibile con l'azione di intervento del regolatore stesso. Di seguito si riporta una rappresentazione grafica delle grandezze fisiche caratteristiche delle sottostazioni di scambio termico considerate per lo studio, e lo schedule di accensione e spegnimento per ciascuna utenza.

Utenza	Orario di accensione [hh:min]	Orario di spegnimento [hh:min]
15	05:15	09:05
	10:10	14:10
	15:10	22:05
20	06:15	10:10
	11:15	14:10
	15:15	22:05
31	06:25	22:00
33	05:45	21:40
60	06:10	10:00
	11:45	13:30
	15:40	22:35
135	06:10	22:00
151	05:55	23:00
167	05:50	09:40
	10:45	14:35
	15:50	21:40
217	06:05	09:50
	11:05	21:30

Tabella 2: schedule di accensione e spegnimento per le utenze

## Utenza 15:

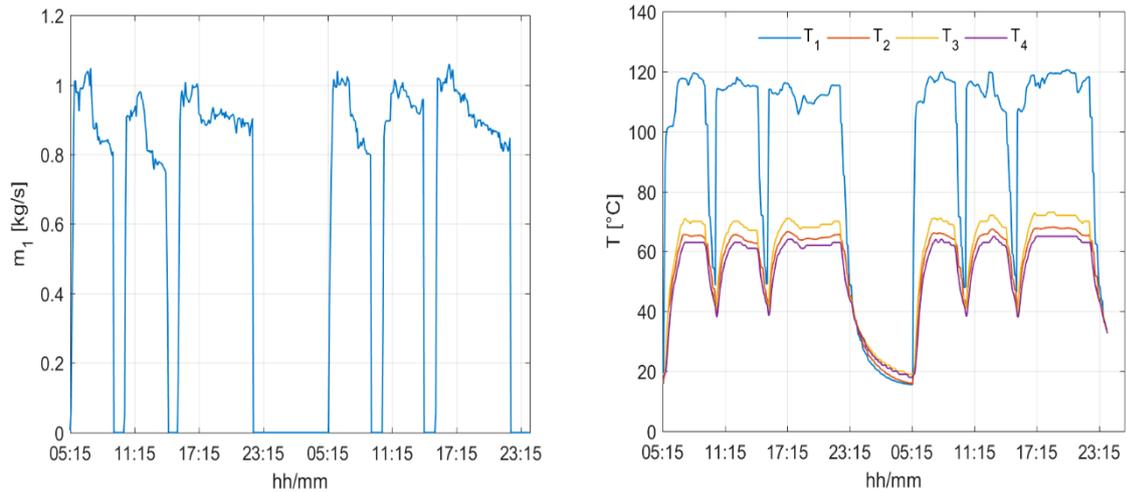


Figura 24: Portata in massa lato primario (sx) e temperature di sottostazione (dx). UT-15

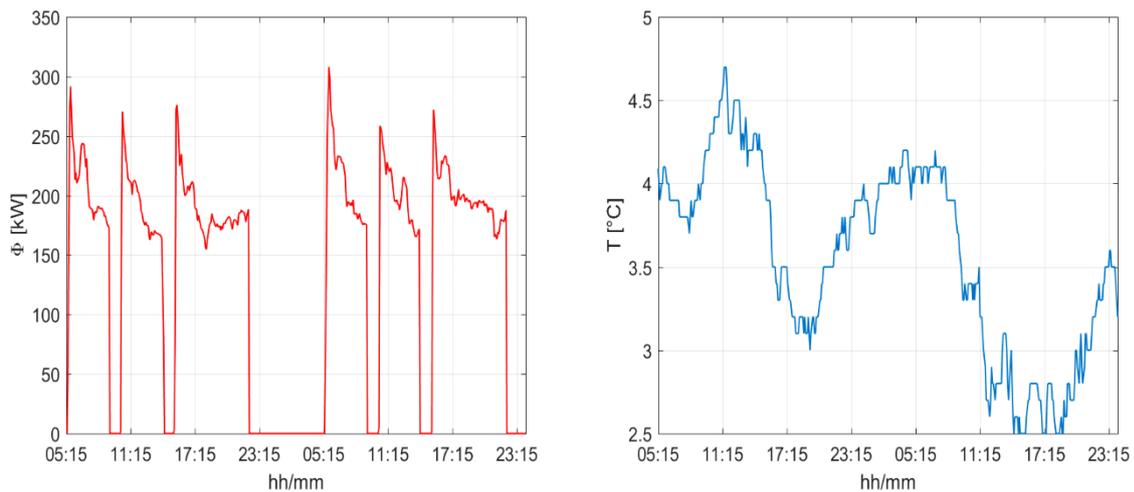


Figura 25: Flusso termico erogato (sx) e temperatura esterna (dx). UT-15

## Utenza 20:

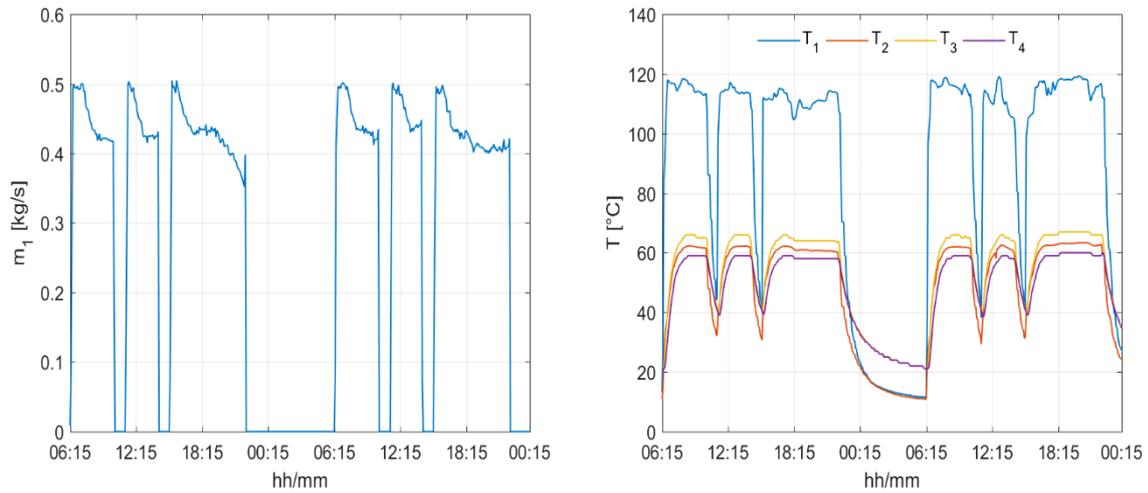


Figura 26: Portata in massa lato primario (sx) e temperature di sottostazione (dx). UT-20

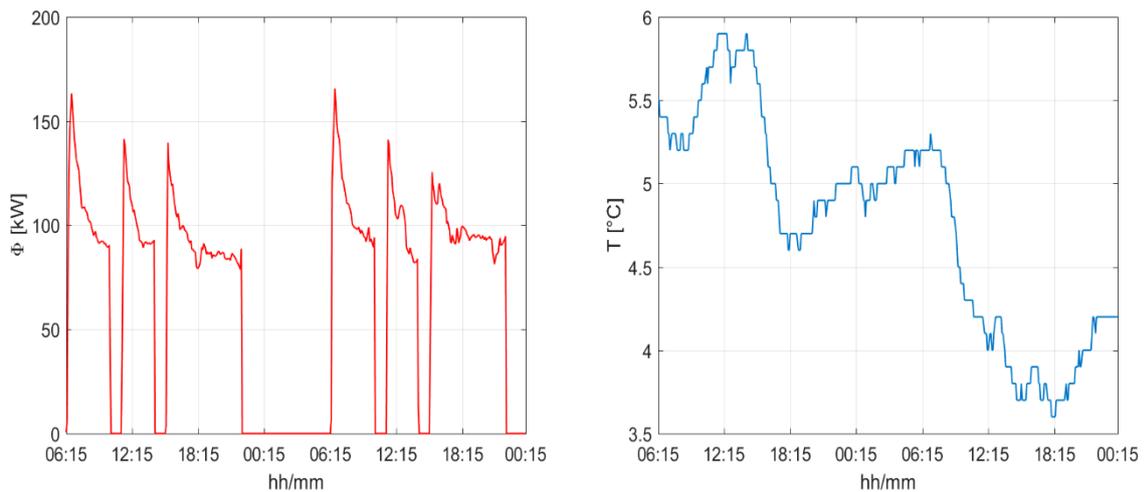


Figura 27: Flusso termico erogato (sx) e temperatura esterna (dx). UT-20

## Utenza 31:

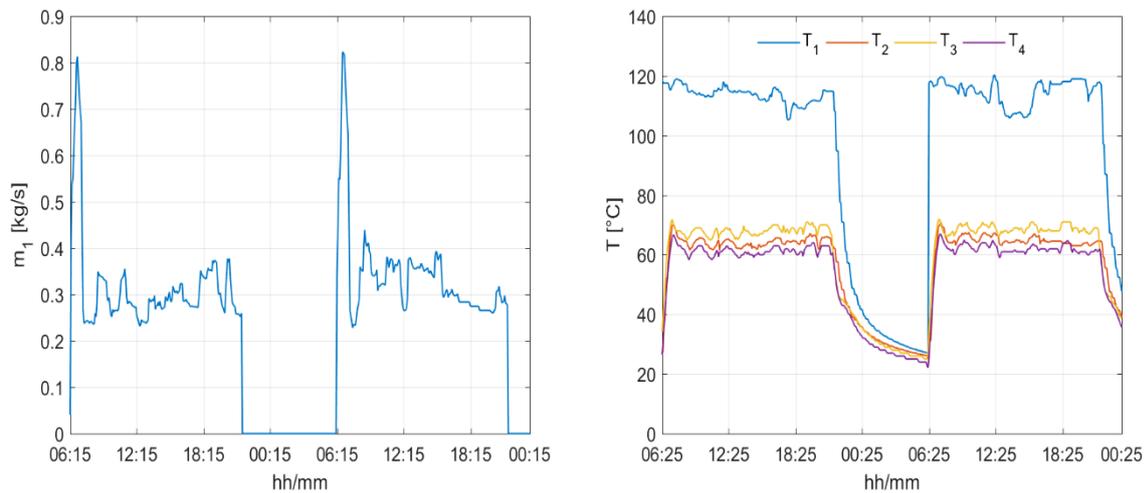


Figura 28: Portata in massa lato primario (sx) e temperature di sottostazione (dx). UT-31

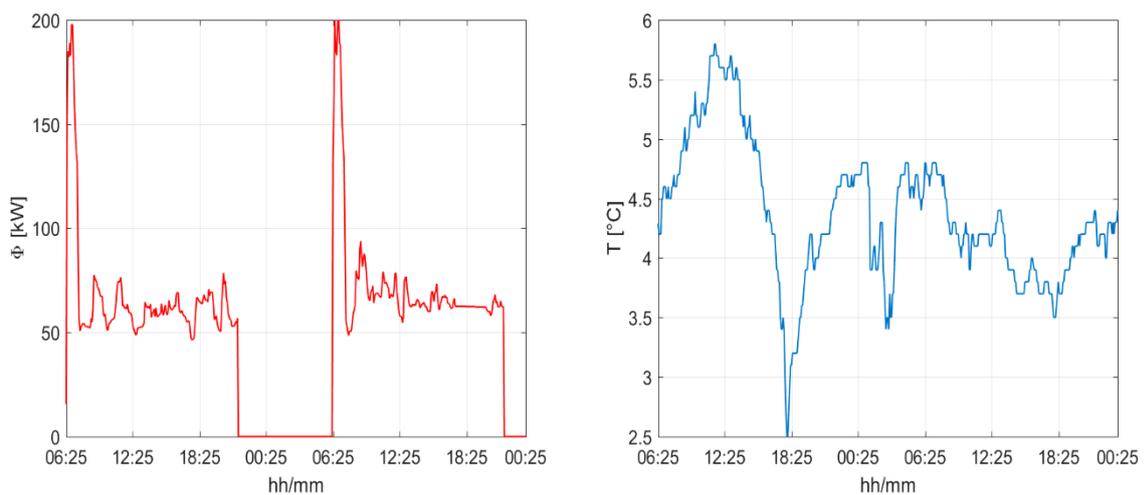


Figura 29: Flusso termico erogato (sx) e temperatura esterna (dx). UT-31

## Utenza 33:

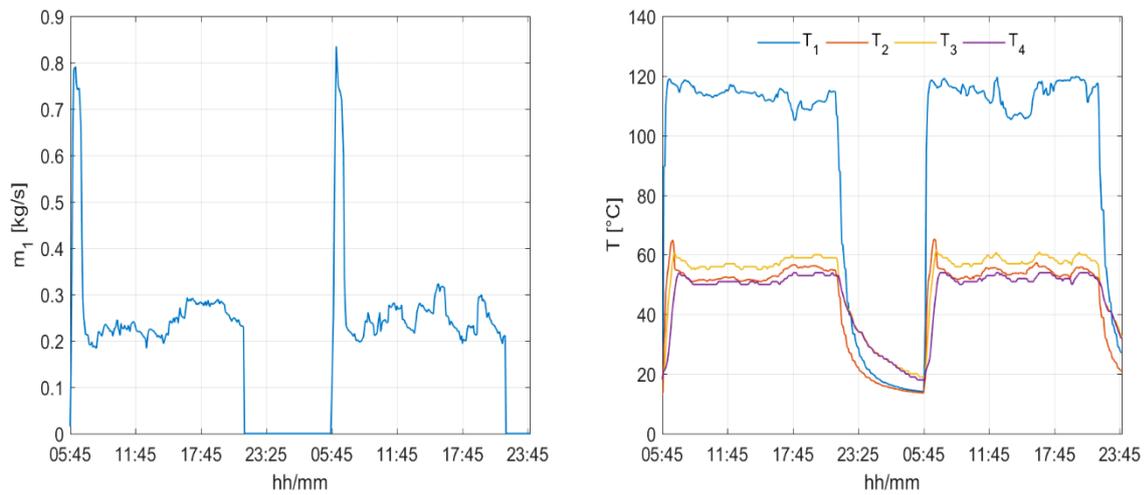


Figura 30: Portata in massa lato primario (sx) e temperature di sottostazione (dx). UT-33

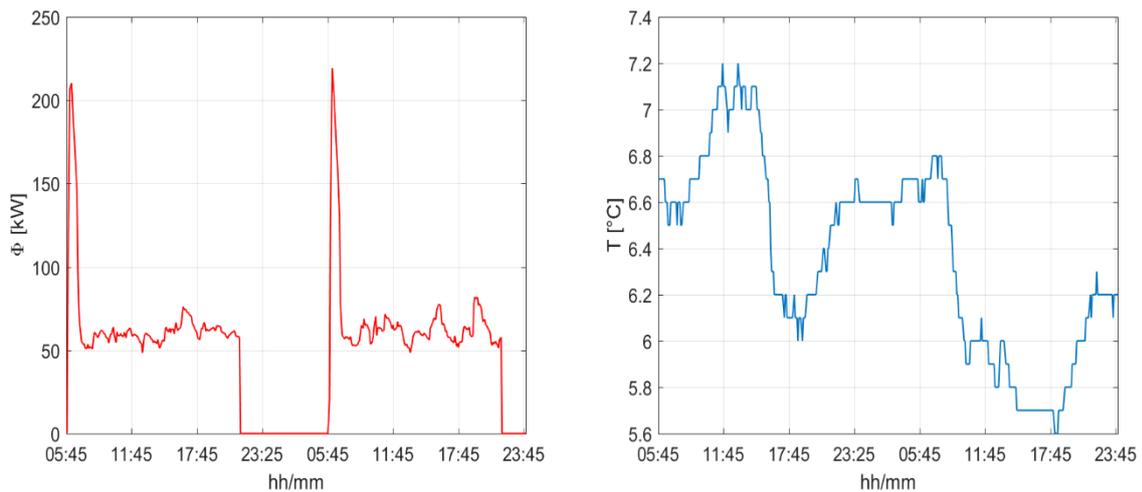


Figura 31: Flusso termico erogato (sx) e temperatura esterna (dx). UT-33

## Utenza 60:

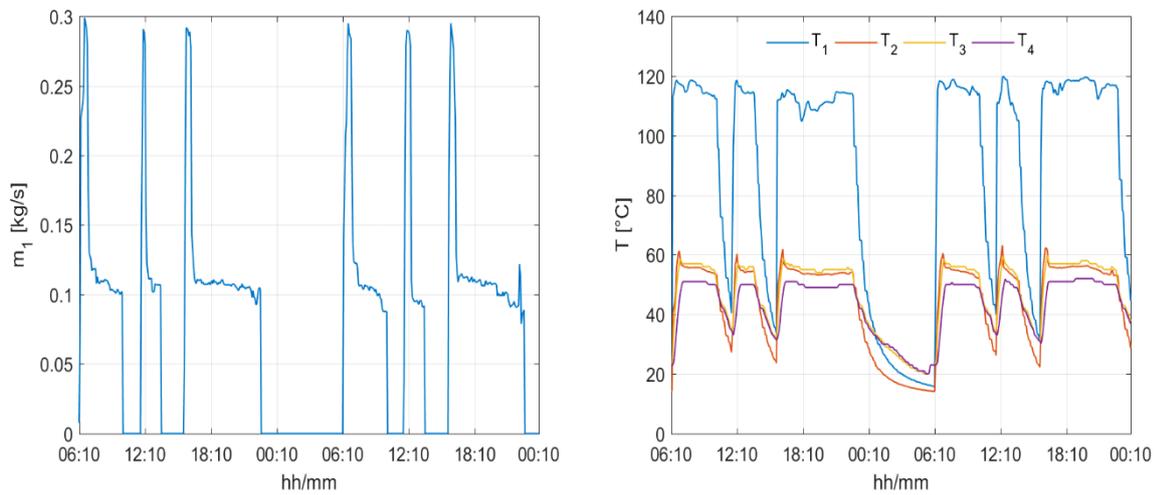


Figura 32: Portata in massa lato primario (sx) e temperature di sottostazione (dx). UT-60

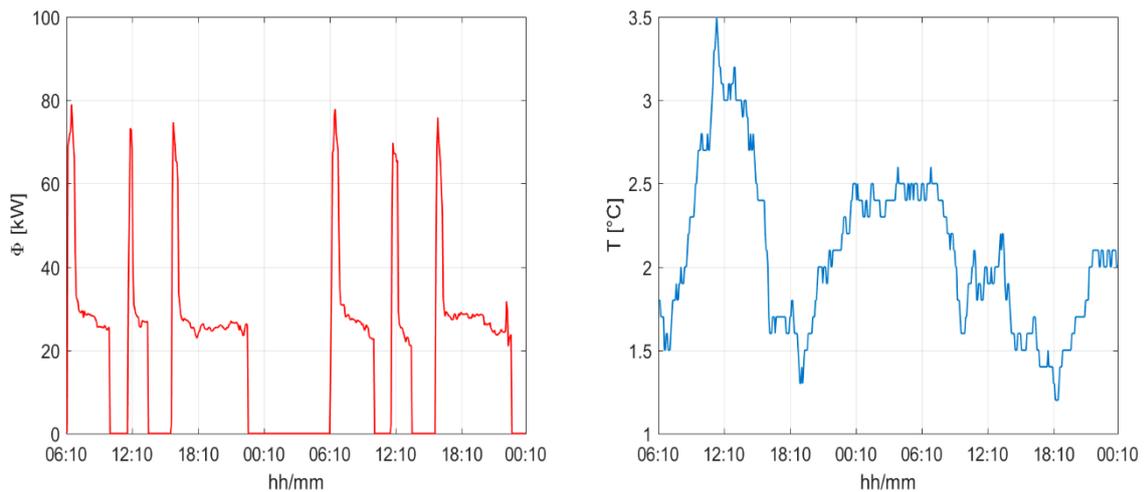


Figura 33: Flusso termico erogato (sx) e temperatura esterna (dx). UT-60

## Utenza 135:

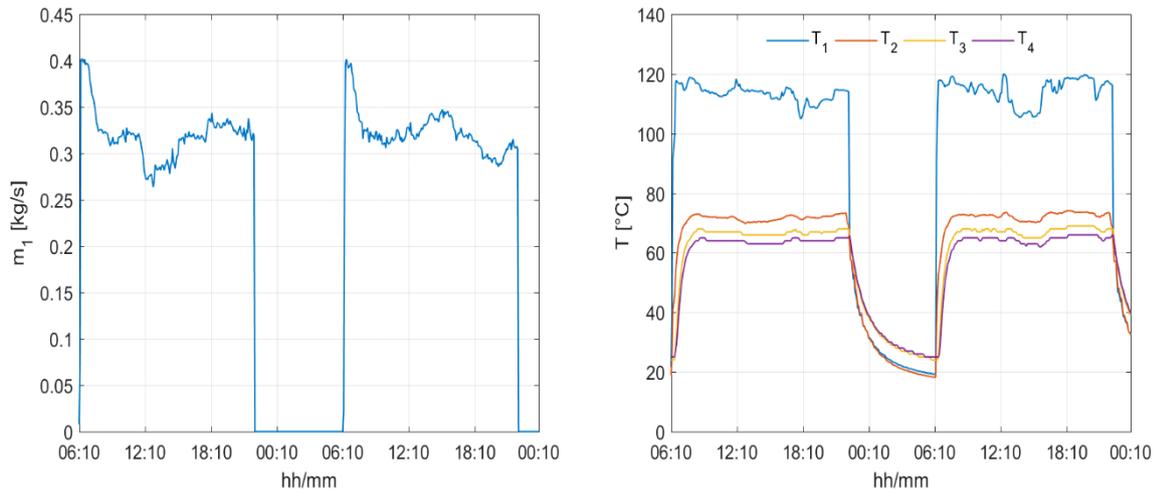


Figura 34: Portata in massa lato primario (sx) e temperature di sottostazione (dx). UT-135

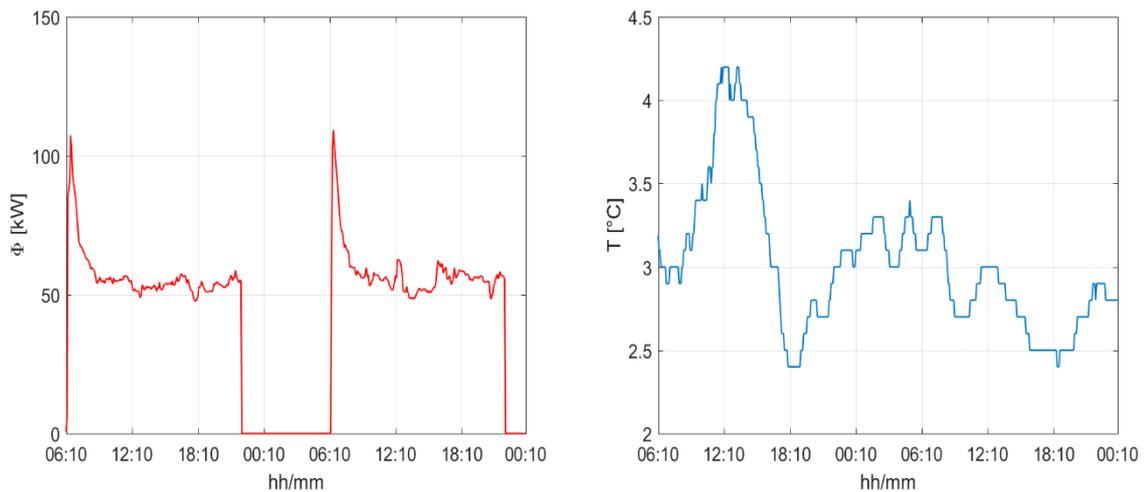


Figura 35: Flusso termico erogato (sx) e temperatura esterna (dx). UT-135

## Utenza 151:

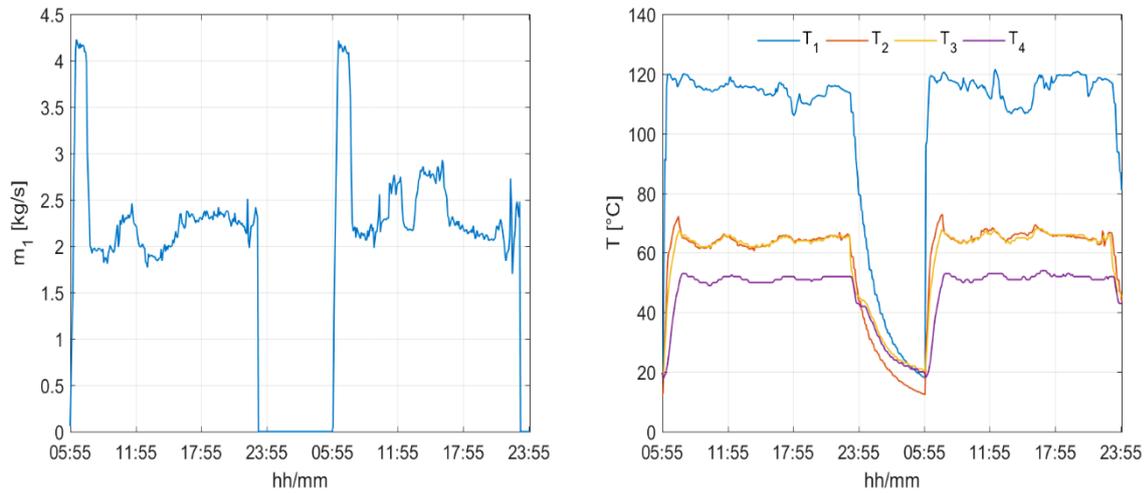


Figura 36: Portata in massa lato primario (sx) e temperature di sottostazione (dx). UT-151

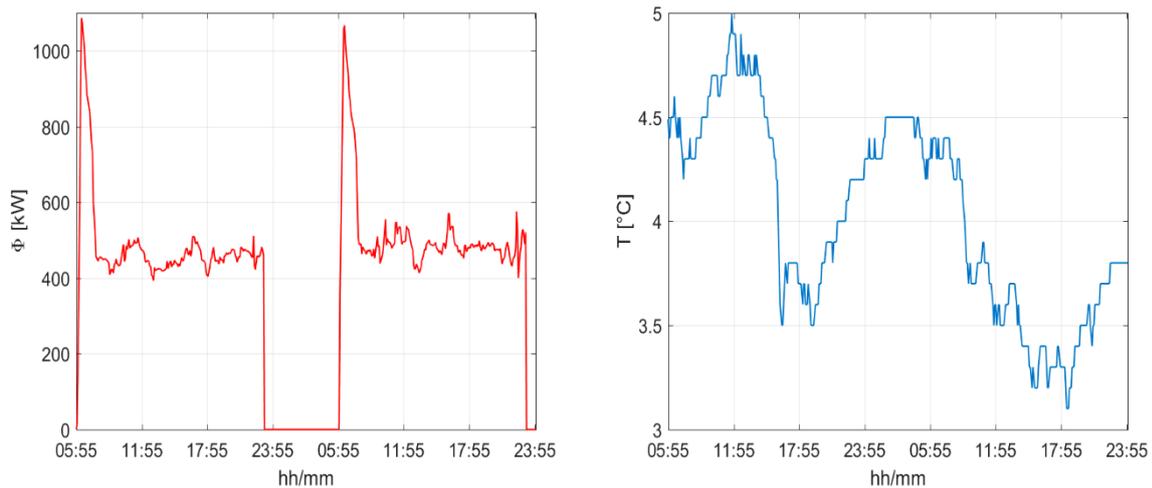


Figura 37: Flusso termico erogato (sx) e temperatura esterna (dx). UT-151

## Utenza 167:

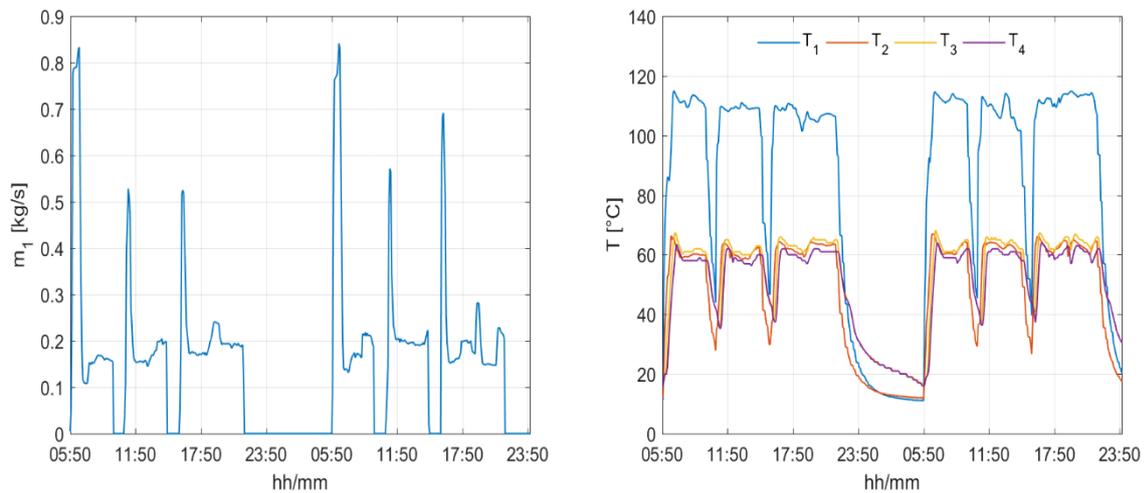


Figura 38: Portata in massa lato primario (sx) e temperature di sottostazione (dx). UT-167

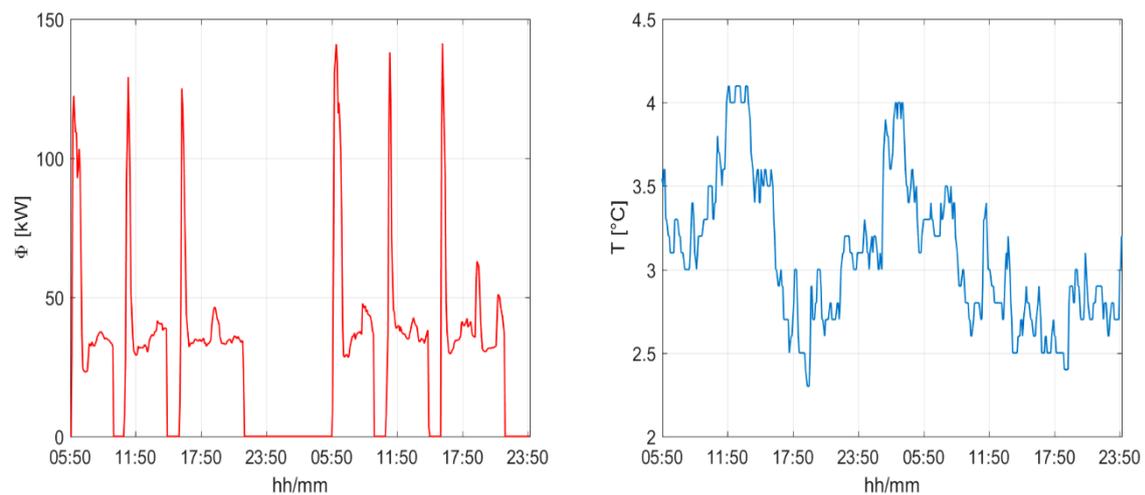


Figura 39: Flusso termico erogato (sx) e temperatura esterna (dx). UT-167

## Utenza 217:

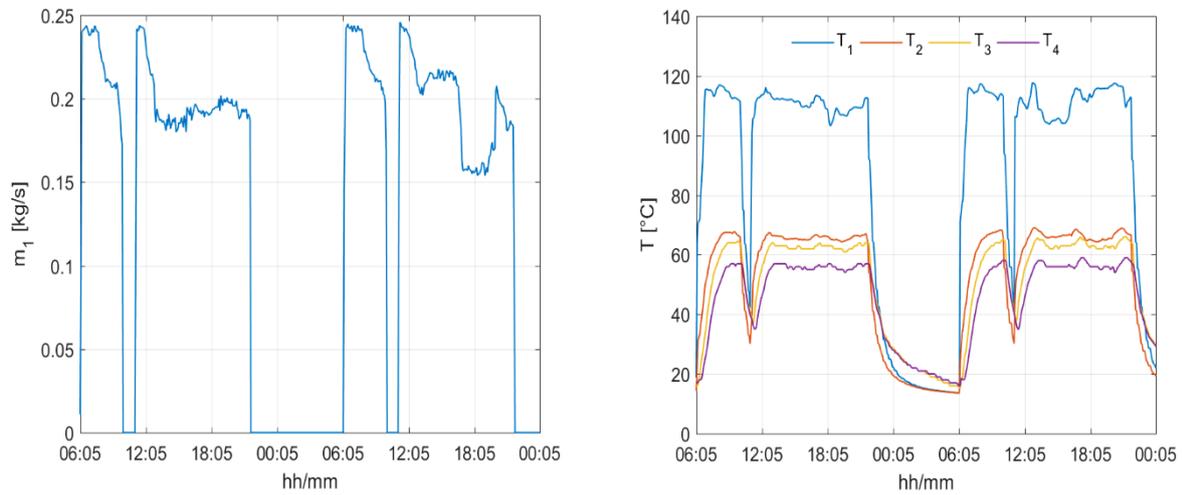


Figura 40: Portata in massa lato primario (sx) e temperature di sottostazione (dx). UT-217

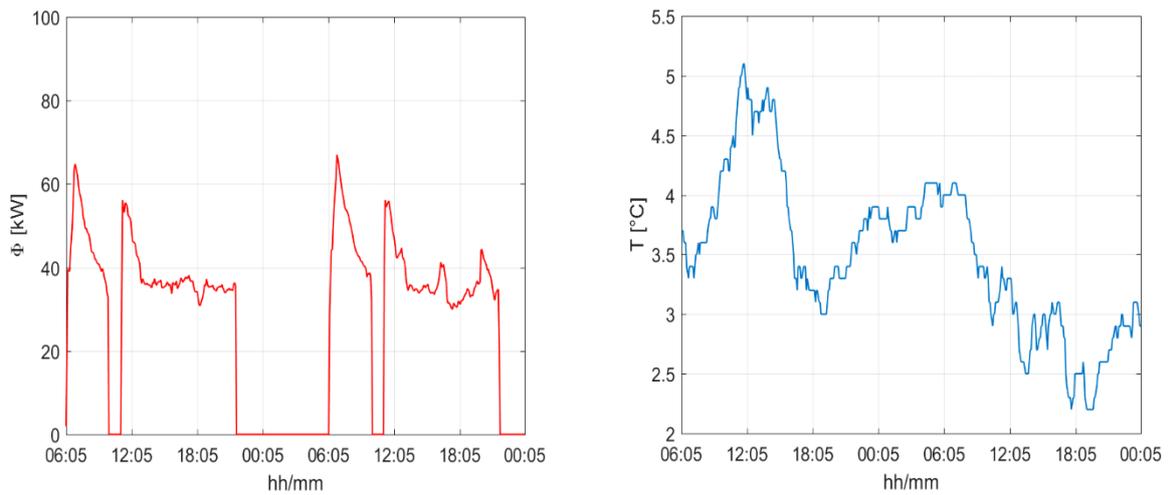


Figura 41: Flusso termico erogato (sx) e temperatura esterna (dx). UT-217

Di seguito si riporta inoltre una tabella riassuntiva che evidenzia per ogni utenza i valori della corrispettiva volumetria e della potenza e portata massima erogata nei giorni di riferimento.

Utenza	Volumetria [m <sup>3</sup> ]	Potenza massima [kW]	Portata massima [kg/s]
15	7143	308,11	1,06
20	4686	165,66	0,51
31	6790	204,31	0,82
33	5840	219,40	0,84
60	2454	79,01	0,30
135	3293	109,26	0,40
151	30000	1087,10	4,23
167	2811	141,28	0,84
217	1966	67,02	0,25

Tabella 3: Riepilogo dati utenze

L'utenza **151** è quella che in termini assoluti richiede la potenza maggiore. In [fig.42](#) si riporta invece un confronto delle prestazioni specifiche delle utenze. Viene infatti rappresentata la densità di potenza richiesta in funzione della volumetria allacciata (l'ampiezza delle sfere è proporzionale alla potenza richiesta in termini assoluti). Come è evidente l'utenza **167** presenta le prestazioni peggiori al contrario dell'utenza **31** che mostra invece la minore densità di potenza tra quelle riportate in figura.

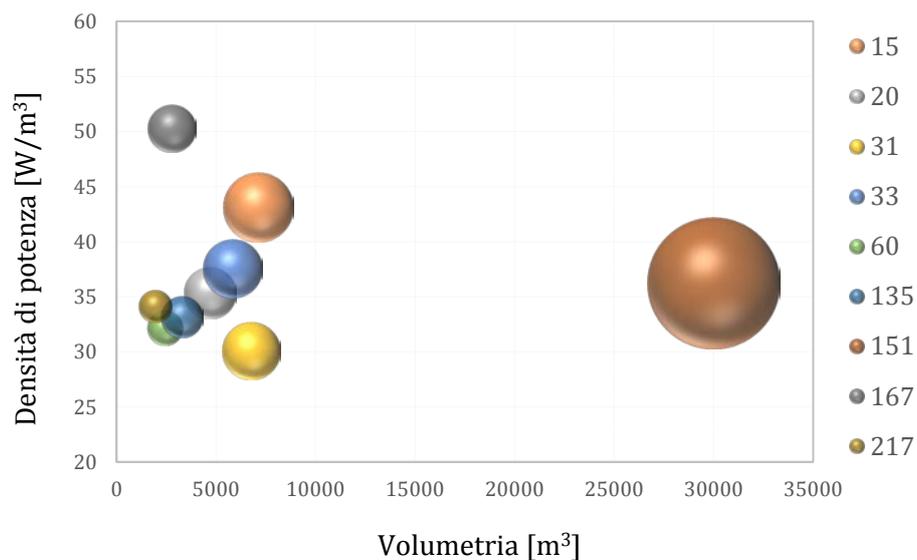


Figura 42: Rappresentazione delle prestazioni specifiche delle utenze allacciate alla rete. L'ampiezza della sfera è proporzionale alla potenza erogata in termini assoluti.

### III. Modellazione della sottostazione di scambio termico

Dopo avere descritto quelle che sono le caratteristiche specifiche di una sottostazione di scambio termico e avere presentato i dati a disposizione per il processo di validazione, nel seguente capitolo verrà esposto il modello adottato per la sua descrizione analitica. Lo studio della sottostazione termica è stato condotto mediante l'ausilio di un **modello fisico compatto**. La scelta di utilizzare modelli di questo tipo nasce dall'esigenza di ottenere una rappresentazione dei fenomeni coinvolti che sia sufficientemente semplice e che conduca a costi computazionali contenuti. Il principale scopo è quello di ottenere una riproduzione adeguata dei profili di richiesta termica da parte dell'utenza che possa poi essere integrata a modelli per lo studio di reti di teleriscaldamento. L'elevato numero di utenze e la complessità della rete stessa richiede che la determinazione di detti profili sia infatti il meno onerosa possibile. Si è fatto pertanto uso di un modello a parametri concentrati che cerchi di riprodurre i profili di temperatura di ogni sottostazione. L'intero studio è stato condotto in ambiente di calcolo **Matlab®**.

#### 3.1 Il Modello

Ai fini della modellazione, la sottostazione termica può essere suddivisa in quattro sottosistemi fondamentali:

1. **Lo scambiatore di calore**
2. **La rete di distribuzione**
3. **L'utenza**
4. **Il sistema di regolazione**

Lo **scambiatore di calore** consente il trasferimento di flusso termico dalla rete di teleriscaldamento al sistema di distribuzione secondario. Il fluido che circola nel **sistema**

**di distribuzione** raggiungerà successivamente **l'utenza** cedendo calore e ritornando alla sottostazione con un livello termico minore. Inoltre, in funzione della temperatura di mandata lato secondario e della temperatura esterna registrata, il **sistema di regolazione** provvederà a variare la portata in massa al primario che afferisce allo scambiatore al fine di garantire il raggiungimento della temperatura di set point stabilita dalla specifica curva climatica, come ampiamente descritto nei capitoli precedenti. Di seguito viene riportata una rappresentazione semplificativa della sottostazione di scambio termico.

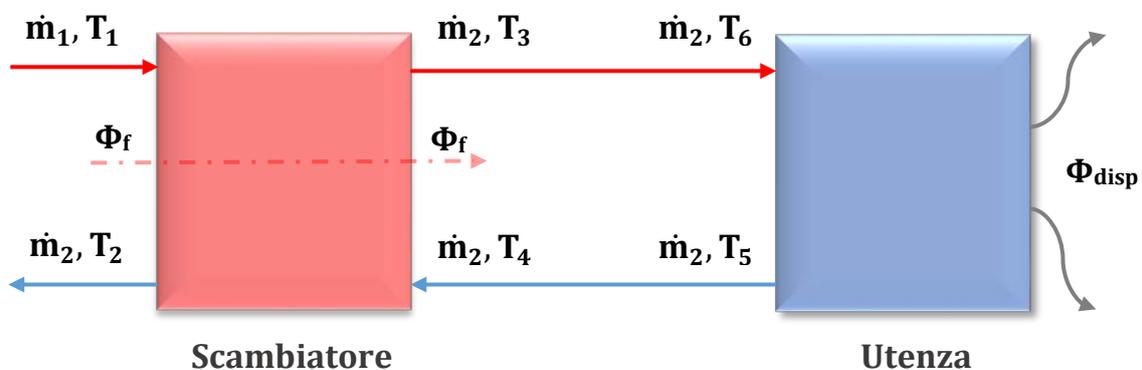


Figura 43: Schema semplificato del sistema sottostazione, rete di distribuzione secondaria ed utenza

L'acqua proveniente dalla rete di teleriscaldamento alla temperatura  $T_1$  cede una certa quantità di flusso termico  $\Phi_f$  al fluido secondario ritornando alla rete stessa alla temperatura  $T_2$ . Il fluido che circola nella rete di distribuzione secondaria afferisce allo scambiatore con una temperatura  $T_4$ , lascia lo scambiatore ad una temperatura  $T_3$  e giunge all'utenza ad una temperatura diversa  $T_6$  (a causa dei fenomeni di dissipazione che si verificano nelle tubazioni). Attraverso l'ausilio dei terminali di riscaldamento si provvederà alla cessione di calore all'aria che si trova ad una temperatura  $T_h$ . Contestualmente si verificano presso l'utenza perdite di calore verso l'ambiente esterno che contribuiscono alla determinazione della temperatura specifica all'interno degli ambienti. Dopo avere ceduto calore il fluido lascia i terminali di riscaldamento ad una temperatura  $T_5$ , infine percorrerà le tubazioni di ritorno raggiungendo nuovamente lo scambiatore di calore alla temperatura  $T_4$ .

## 3.2 Lo scambiatore di calore

Per descrivere il comportamento dello scambiatore di calore il modello fa uso del metodo  $\epsilon$ - $NTU$ . Questo metodo è infatti il più indicato nel caso in cui siano note le temperature dei fluidi in ingresso allo scambiatore di calore (31). Con riferimento alla figura 43 si avrà:

$$(3.1) \quad \Phi_{max} = C_{min} (T_1 - T_4)$$

$$(3.2)^4 \quad NTU = \frac{UA}{C_{min}}; C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}}; C_i = c \dot{m}_i$$

$$(3.3) \quad \epsilon(NTU, C_r) = \frac{\Phi_f}{\Phi_{max}}$$

$$(3.4) \quad \Phi_f = \epsilon(NTU, C_r) C_{min} (T_1 - T_4)$$

Il metodo consente di determinare il flusso massimo che è possibile fornire all'interno dello scambiatore di calore. Esso sarà pari al prodotto tra la minima capacità termica tra quelle presenti allo scambiatore e il massimo salto di temperatura che si realizza (Eq. 3.1). Una volta ottenuto il valore del massimo flusso termico scambiabile, la quantità di calore effettivamente scambiata dallo scambiatore dipenderà dell'efficacia dello scambiatore stesso. L'efficacia dello scambiatore è una funzione del numero di unità di trasferimento termico ( $NTU$ ) e del rapporto tra le capacità termiche presenti allo scambiatore ( $C_r$ ) (Eq. 3.2). Poiché l'efficacia dello scambiatore di calore è definita come il rapporto tra il flusso termico effettivamente scambiato ed il flusso termico massimo scambiabile (Eq.3.3), si potrà ottenere il flusso termico effettivamente erogato dallo scambiatore di calore stesso

---

<sup>4</sup> L'indice  $i$  si riferisce ad una qualsiasi delle due capacità termiche, massima o minima.

$UA \left[ \frac{W}{K} \right]$

(Eq.3.4). Per la sua determinazione è però necessario conoscere il coefficiente globale di scambio termico dello scambiatore di calore e la superficie di scambio termico (**UA**).

È inoltre necessario conoscere l'espressione esatta che definisce l'efficacia. Ogni scambiatore di calore, in relazione alla propria tipologia, presenta prestazioni specifiche differenti e dunque efficacia differente. In ultimo è necessario identificare il valore della capacità minima e massima presso lo scambiatore di calore. A tal fine occorre conoscere i valori delle portate in massa lato primario e lato secondario dello scambiatore di calore stesso.

Una volta noti gli elementi mancanti sarà poi possibile determinare il valore di temperatura di ritorno lato primario e di mandata lato secondario attraverso l'ausilio delle seguenti equazioni:

$$(3.5) \quad \Phi_f = C_1(T_1 - T_2)$$

$$(3.6) \quad T_2 = T_1 - \frac{\Phi_f}{C_1}$$

$$(3.7)^5 \quad \Phi_f = C_2(T_3 - T_4)$$

$$(3.8) \quad T_3 = T_4 - \frac{\Phi_f}{C_2}$$

La presenza dello scambiatore di calore richiede pertanto la conoscenza di diversi parametri necessari per descriverne correttamente il funzionamento. Di seguito si riporta per chiarezza un quadro riassuntivo di dette grandezze che saranno oggetto di studi più approfonditi nei paragrafi successivi.

---

<sup>5</sup> L'ipotesi che sta alla base di questa equazione è che tutto il flusso termico proveniente dal lato primario dello scambiatore sia trasferito integralmente al fluido secondario. Questa ipotesi verrà ripresa in maggiore dettaglio nei paragrafi successivi.

Grandezze incognite	Simbolo	Unità di misura
Portata in massa lato primario	$\dot{m}_1$	$\frac{\text{kg}}{\text{s}}$
Portata in massa lato secondario	$\dot{m}_2$	$\frac{\text{kg}}{\text{s}}$
Prodotto UA	$UA$	$\frac{\text{W}}{\text{K}}$
Correlazione per l'efficacia	$\varepsilon$	---

Tabella 4: Quadro riassuntivo dei parametri mancanti relativi allo scambiatore di calore

### 3.3 La rete di distribuzione secondaria

La rete di distribuzione secondaria consente il trasferimento del fluido dallo scambiatore di calore ai terminali di riscaldamento dell'utenza. In dipendenza della lunghezza delle tubazioni e della velocità che l'acqua possiede si osserverà un certo ritardo temporale tra l'istante in cui il fluido lascia lo scambiatore alla temperatura  $T_3$  e quello in cui raggiungerà effettivamente l'utenza. Una volta giunto presso i terminali di riscaldamento il fluido dovrà ancora percorrere l'intera condotta di ritorno prima di potere afferire nuovamente allo scambiatore di calore alla temperatura  $T_4$ . Durante il trasferimento del fluido si manifesteranno inevitabilmente perdite di calore verso l'esterno. Al contrario di quanto accade per la rete primaria, la rete di distribuzione secondaria non è integralmente interrata e può presentare condizioni specifiche differenti. L'entità di tali perdite risulta in ogni modo contenuta. Va inoltre considerato che la portata che circola nel sistema di distribuzione secondario non è in generale costante. I terminali delle utenze presentano spesso valvole manuali o automatiche per la regolazione della temperatura interna degli ambienti.

Ai fini della modellazione la **rete di distribuzione** secondaria si considererà **adiabatica**<sup>6</sup>. L'ipotesi di adiabaticità risulta comunque adeguata a descrivere i fenomeni coinvolti, essendo l'entità delle perdite contenuta. Sotto queste ipotesi l'effetto principale che produce la rete è quello di una traslazione rigida, lungo l'asse dei tempi, delle temperature che si ottengono in uscita dallo scambiatore di calore e dai terminali di riscaldamento presso le utenze. Conseguentemente, il livello termico del fluido non subisce alcuna variazione durante la percorrenza della rete. In essa si verifica semplicemente il trasporto del fluido all'utenza e successivamente dall'utenza allo

<sup>6</sup> L'ipotesi di adiabaticità della rete fa riferimento solamente agli istanti di tempo in cui il sistema è in funzione. Per le fasi di spegnimento questa ipotesi risulta inapplicabile.

scambiatore di calore, avendo come unico effetto l'introduzione di un ritardo temporale  $\bar{t}$  sui profili di temperatura caratteristici del sistema (fig.44).

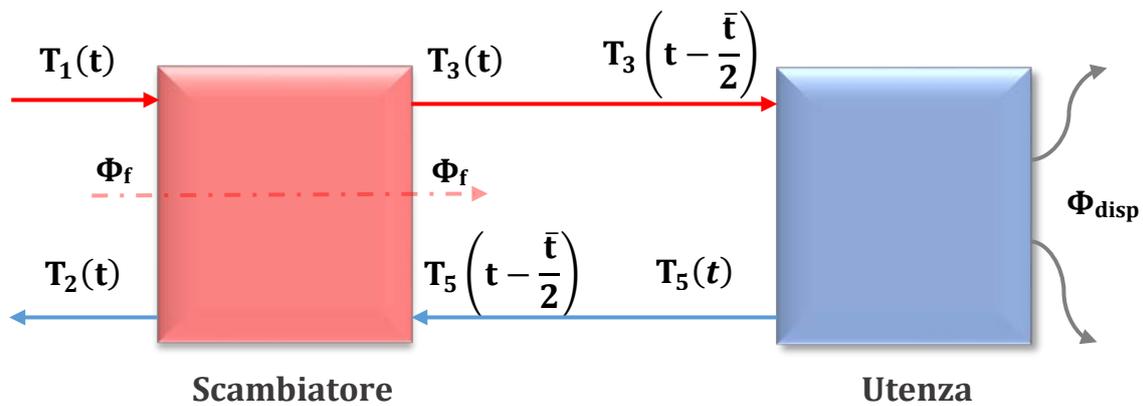


Figura 44: Schema dei livelli termici in rete in funzione del tempo.  $\bar{t}$  rappresenta il tempo di percorrenza complessivo della rete

In ogni caso si può supporre che il tempo necessario a percorrere la tubazione di mandata sia pari a quello necessario a percorrere la tubazione di ritorno<sup>7</sup>. L'effetto generale che si sviluppa sul sistema può essere a buon diritto riprodotto considerando però un unico tempo di ritardo per la rete di distribuzione secondaria (fig.45).

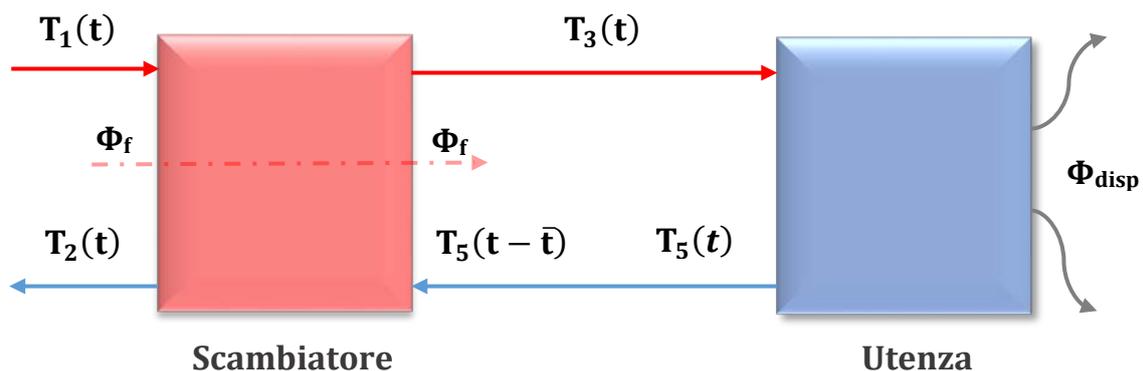


Figura 45: Schema dei livelli termici in rete in funzione del tempo per effetto delle ipotesi introdotte.  $\bar{t}$  rappresenta il tempo di percorrenza complessivo della rete

<sup>7</sup> In realtà il tratto di ritorno vede anche il ritardo che si ottiene per effetto della percorrenza dei terminali di riscaldamento posti presso l'utenza. Tuttavia l'assunzione costituisce una buona approssimazione in quanto tale ritardo è generalmente trascurabile rispetto al tempo di percorrenza complessivo della rete.

In conclusione la rete di distribuzione secondaria determina la necessità di una stima del tempo di ritardo idraulico caratteristico della rete stessa e specifico per ogni utenza.

Grandezze incognite	Simbolo	Unità di misura
Tempo di ritardo idraulico	$\bar{t}$	s

Tabella 5: Quadro riassuntivo dei parametri mancanti derivanti dalla rete di distribuzione secondaria

### 3.4 L'utenza

L'utenza costituisce un elemento cruciale per la determinazione dei livelli termici nella rete di distribuzione secondaria. La quantità di flusso termico che l'acqua cede agli ambienti riscaldati dipende infatti dal tipo di terminale e dalla temperatura che l'aria possiede internamente all'edificio. Numerosi sono i modelli adatti alla descrizione del comportamento dinamico dell'edificio che rimane in ogni caso estremamente complesso da trattare e descrivere (32), (33). Modelli che contemplano una rappresentazione meticolosa dei fenomeni fisici<sup>8</sup> che concorrono alla determinazione dei profili di temperatura interna mantengono ugualmente un certo grado di aleatorietà. Il numero di ricambi d'aria, l'entità delle infiltrazioni, la stima dei ponti termici, i guadagni termici per irraggiamento esterno, la velocità del vento etc. sono tutti fenomeni che per loro natura si manifestano in modo prettamente casuale (il che introduce in ogni caso un certo grado di errore). In aggiunta, il numero di parametri che è necessario conoscere per un loro utilizzo è estremamente elevato perchè il livello di dettaglio con cui si osserva l'edificio risulta notevole. A fianco a modelli di questo tipo se ne ritrovano altri in cui si elabora una rappresentazione dell'edificio semplificata<sup>9</sup>. L'impiego di tali modelli è raccomandato ogni qualvolta non sia possibile ottenere dati specifici riguardanti l'edificio stesso. Per tali ragioni nel proseguo si provvederà alla descrizione di due modelli plausibili per l'utenza le cui prestazioni specifiche verranno messe a confronto nel capitolo successivo. In ogni caso non si considererà il contributo dell'irraggiamento solare che nei mesi invernali risulta modesto.

<sup>8</sup> Questo tipo di modelli prende anche il nome di **"white-model"** per richiamare l'idea di una conoscenza assoluta dei parametri fisici caratteristici dei fenomeni coinvolti

<sup>9</sup> Questo tipo di modelli prende il nome di **"grey-model"** per indicare la costruzione di modelli in cui si mantiene un certo grado di dettaglio sulla fisica del problema (in contrasto con i **"black model"** in cui l'utenza è descritta come una scatola nera) ed i parametri vengono determinati attraverso la corrispondenza con osservazioni sperimentali

### 3.4.1 Il modello ad una Capacità termica

In questo caso l'intero edificio viene rappresentato attraverso la determinazione di una sola capacità termica. Il flusso termico fornito dai terminali di riscaldamento può essere ricavato come segue:

$$(3.9)^{10} \quad \Phi_r(t) = \Phi_{rn} \left( \frac{\Delta T_{lm}(t)}{\Delta T_{lm_d}} \right)^{1.3}$$

$$(3.10) \quad \Delta T_{lm}(t) = \frac{T_3(t) - T_5(t)}{\ln \left( \frac{T_3(t) - T_h(t)}{T_5(t) - T_h(t)} \right)}$$

$$(3.11) \quad \Delta T_{lm_d} = \frac{T_{3d} - T_{5d}}{\ln \left( \frac{T_{3d} - T_{hd}}{T_{5d} - T_{hd}} \right)}$$

Nell'equazione 3.9 il termine  $\Phi_r$  indica il flusso termico fornito dai terminali di riscaldamento e  $\Phi_{rn}$  il flusso termico fornito in condizioni di design. Per le utenze allacciate alla rete di teleriscaldamento considerate si tratta di radiatori. In questo caso per descriverne il comportamento è possibile utilizzare una formulazione come quella qui riportata. Tale espressione tiene infatti conto della dipendenza non lineare che il coefficiente globale di scambio termico possiede nei confronti della temperatura (34), (35). L'equazione 3.10 e 3.11 riportano rispettivamente l'espressione della differenza media logaritmica e della stessa in condizioni di design<sup>11</sup> per il sistema di riscaldamento presente presso l'utenza. In generale però è possibile valutare il flusso termico scambiato anche attraverso l'impiego del metodo  $\varepsilon$ -NTU, che costituisce anche il metodo scelto per lo studio presente:

$$(3.12) \quad \Phi_r(t) = C_{min} \varepsilon_{ed} (T_3 - T_h)$$

---

<sup>10</sup>  $\Phi_r$  [W]

<sup>11</sup> Indicata nell'equazione 3.11 attraverso l'uso del pedice apposto alle temperature di interesse

L'efficacia dei terminali di riscaldamento può essere semplicemente determinata a partire dalla conoscenza del flusso termico nominale come segue:

$$(3.13) \quad \varepsilon_{ed} = \frac{\Phi_{rn}}{C_{min}(T_{3d} - T_h)}$$

$$(3.14) \quad \varepsilon_{ed} = \frac{\Phi_{rn}}{C_2(T_{3d} - T_h)}$$

La capacità termica minima per i terminali di riscaldamento sarà infatti sempre costituita dal fluido che circola nella rete di distribuzione secondaria ( $C_2$ ), in quanto la capacità termica associata all'utenza è in generale di gran lunga superiore. La determinazione della temperatura interna dell'edificio ( $T_h$ ) viene invece valutata come segue:

$$(3.15) \quad C_{ed}V \frac{dT_h}{dt} = \Phi_r(t) - k_dV(T_h(t) - T_{est}(t))$$

In questo caso  $C_{ed}$  rappresenta la capacità equivalente da associare all'edificio.  $k_d$  rappresenta invece il coefficiente di dispersione dell'edificio stesso. Successivamente, si potrà ricavare il valore della temperatura  $T_5$  come segue:

$$(3.16) \quad T_5(t) = T_3(t) - \frac{\Phi_r(t)}{C_2}$$

In cui  $C_2$  rappresenta la capacità termica del fluido secondario. L'utilizzo di questo tipo di modello richiede pertanto la conoscenza dei parametri riportati nella seguente tabella.

Grandezze incognite	Simbolo	Unità di misura
Flusso termico nominale	$\Phi_{rn}$	W
Capacità termica dell'edificio	$C_{ed}$	$\frac{\text{kJ}}{\text{m}^3\text{K}}$
Coefficiente di dispersione	$k_d$	$\frac{\text{W}}{\text{m}^3\text{K}}$

Tabella 6: Quadro riassuntivo dei parametri necessari all'applicazione di un modello ad una capacità termica

### 3.4.2 Il modello a due Capacità termiche

In questo caso si fa uso di un modello del secondo ordine in cui si tiene in considerazione l'effetto generato dalle pareti esterne nello stabilire il valore della temperatura interna. Le pareti esterne sono infatti estremamente massive e determinano, unitamente al coefficiente di dispersione, i tempi di risposta caratteristici dell'edificio (36). A tal fine sarà però necessario distinguere le pareti esterne dall'ambiente interno.

$$(3.15) \quad C_{ed}V \frac{dT_h}{dt} = \Phi_r(t) - k_{pr}V (T_h(t) - T_{pr}(t))$$

$$(3.16) \quad C_{pr}V \frac{dT_p}{dt} = k_{pr}V (T_h(t) - T_{pr}(t)) - k_dV (T_{pr}(t) - T_{est}(t))$$

In questo caso l'aria interna, cui si associa una capacità equivalente pari a  $C_{ed}$  (per tenere conto dell'inerzia termica aggiuntiva offerta dagli elementi interni all'edificio) scambia calore con le pareti esterne cui si associa una capacità termica  $C_{pr}$  ed un coefficiente di scambio termico  $k_{pr}$ . La parete disperderà poi calore verso l'ambiente esterno in relazione al valore del coefficiente di dispersione  $k_d$ . L'impiego del modello di cui sopra necessita la determinazione dei parametri riportati nella seguente tabella.

Grandezze incognite	Simbolo	Unità di misura
Flusso termico nominale	$\Phi_{rn}$	$W$
Capacità termica dell'edificio	$C_{ed}$	$\frac{kJ}{m^3K}$
Capacità termica di parete	$C_{pr}$	$\frac{MJ}{m^3K}$
Coefficiente di dispersione	$k_d$	$\frac{W}{m^3K}$
Coefficiente di scambio termico	$k_{pr}$	$\frac{W}{m^3K}$

Tabella 7: Quadro riassuntivo dei parametri necessari all'applicazione di un modello a due capacità termiche

### 3.5 Il tempo di ritardo idraulico

Una volta descritti i modelli per l'utenza occorre sottolineare il fatto che l'ipotesi sul tempo di ritardo sembrerebbe avere degli effetti sul flusso termico scambiato presso l'edificio e conseguentemente sull'evoluzione dinamica dell'intero sistema. Sebbene l'adiabaticità consenta infatti di considerare invariato il livello termico del fluido che viene trasferito dallo scambiatore all'utenza, tale livello dipenderà dalla temperatura che l'acqua che percorre la tubazione di ritorno possiede quando afferisce allo scambiatore di calore per ogni istante di tempo che si considera. Considerare un unico ritardo posto sulla temperatura  $T_4$  determina una variazione più lenta della temperatura di ritorno sul circuito di distribuzione secondario.

L'ipotesi però produce sostanzialmente i medesimi effetti che si avrebbero suddividendo il tempo di ritardo idraulico complessivo tra la tubazione di mandata e quella di ritorno. Se si considera infatti una versione semplificata dell'espressione che sancisce il flusso termico scambiato presso l'utenza in assenza di approssimazioni per la rete di distribuzione secondaria si avrebbe:

$$(3.17) \quad \begin{cases} T_6(t) = T_3 \left( t - \frac{\bar{t}}{2} \right) \\ \Phi_r(t) = C_{min} \varepsilon_{ed} (T_6(t) - T_h(t)) \\ T_5(t) = T_6(t) - \frac{\Phi_r(t)}{C_2} \\ T_4(t) = T_5 \left( t - \frac{\bar{t}}{2} \right) \end{cases}$$

Utilizzando le **trasformate di Laplace** si ottiene (37):

$$(3.18) \quad \begin{cases} T_6(s) = T_3(s) e^{-\frac{\bar{t}}{2}s} \\ \Phi_r(s) = C_{min} \varepsilon_{ed} (T_6(s) - T_h(s)) \\ T_5(s) = T_6(s) - \frac{\Phi_r(s)}{C_2} \\ T_4(s) = T_5(s) e^{-\frac{\bar{t}}{2}s} \end{cases}$$

Si ha:

$$(3.19) \quad T_5(s) = T_6(s) - \frac{C_{min} \varepsilon_{ed} (T_6(s) - T_h(s))}{C_2}$$

$$(3.20) \quad T_5(s) = T_6(s) \left( 1 - \frac{C_{min} \varepsilon_{ed}}{C_2} \right) - \frac{C_{min} \varepsilon_{ed}}{C_2} T_h(s)$$

Sostituendo l'espressione di  $T_6$  e di  $T_5$  è possibile determinare l'equazione che caratterizza la temperatura  $T_4$ :

$$(3.21) \quad T_4(s) = T_3(s) \left(1 - \frac{C_{min}\varepsilon_{ed}}{C_2}\right) e^{-\bar{t}s} - \frac{C_{min}\varepsilon_{ed}}{C_2} T_h(s) e^{-\frac{\bar{t}}{2}s}$$

Ed antitrasformando si ottiene:

$$(3.22) \quad T_4(t) = T_3(t - \bar{t}) \left(1 - \frac{C_{min}\varepsilon_{ed}}{C_2}\right) - \frac{C_{min}\varepsilon_{ed}}{C_2} T_h\left(t - \frac{\bar{t}}{2}\right)$$

Nel caso in cui si applichi l'ipotesi di attribuire alla temperatura  $T_4$  la totalità del ritardo legato alla percorrenza della rete di distribuzione secondaria da parte del fluido il sistema 3.17 e 3.18 si modificherebbero come segue:

$$(3.24) \quad \begin{cases} T_6(t) = T_3(t - \bar{t}) \\ \Phi_r(t) = C_{min}\varepsilon_{ed}(T_6(t) - T_h(t)) \\ T_5(t) = T_3(t) - \frac{\Phi_r(t)}{C_2} \\ T_4(t) = T_5(t - \bar{t}) \end{cases}$$

$$(3.25) \quad \begin{cases} T_6(s) = T_3(s) e^{-\bar{t}s} \\ \Phi_r(s) = C_{min}\varepsilon_{ed}(T_6(s) - T_h(s)) \\ T_5(s) = T_3(s) - \frac{\Phi_r(s)}{C_2} \\ T_4(s) = T_5(s) e^{-\bar{t}s} \end{cases}$$

Risolvendo nel medesimo modo si ottiene:

$$(3.26) \quad T_4(t) = T_3(t - \bar{t}) \left(1 - \frac{C_{min}\varepsilon_{ed}}{C_2}\right) - \frac{C_{min}\varepsilon_{ed}}{C_2} T_h(t - \bar{t})$$

Osservando l'equazione 3.26 e 3.22 si nota che l'ipotesi che si introduce sul tempo di ritardo idraulico modifica la dipendenza che  $T_4$  possiede dalla temperatura interna all'edificio. Tale termine è infatti legato a  $\bar{t}$  invece che a  $\bar{t}/2$ . Poiché i tempi di ritardo caratteristici di percorrenza della rete di distribuzione secondaria sono significativamente minori di quelli che sanciscono la variabilità temporale della temperatura interna, l'attribuzione del tempo di ritardo alla sola temperatura  $T_4$  non comporta variazioni notevoli sui risultati forniti dal modello, garantendo inoltre una maggiore semplicità.

### 3.6 Il sistema di regolazione

Come descritto in precedenza il sistema di regolazione ha il compito di assicurare che la temperatura di mandata  $T_3$  sia adeguata a garantire il soddisfacimento del fabbisogno termico dell'utenza in dipendenza della tipologia dei terminali di riscaldamento installati e delle specifiche condizioni di temperatura interna. A tal fine si predispose una valvola di regolazione a sede e otturatore a due vie (29). La valvola viene comandata in funzione del segnale di errore che si registra presso la sottostazione. In regolazione standard l'errore viene calcolato come differenza tra la temperatura di mandata  $T_3$  e la temperatura di set-point ( $T_{sp}$ ) valutata attraverso l'ausilio di opportune curve climatiche. In prima approssimazione la curva climatica si può supporre lineare anche se spesso si trovano curve che presentano leggere deflessioni rispetto al comportamento lineare per tenere conto della dipendenza invece non lineare dalla temperatura, del flusso termico fornito dai terminali di riscaldamento (30).

$$(3.27) \quad T_{sp}(t) = mT_{est}(t) + q$$

Nota la curva climatica è possibile valutare l'errore come:

$$(3.28) \quad e(t) = T_{sp}(t) - T_3(t)$$

Noto l'errore il sistema di regolazione provvederà a far variare la portata in massa lato primario che afferisce allo scambiatore di calore al fine di garantire il raggiungimento delle condizioni di set-point. Il regolatore impiegato è del tipo Proporzionale-Integrale, [fig.46](#).

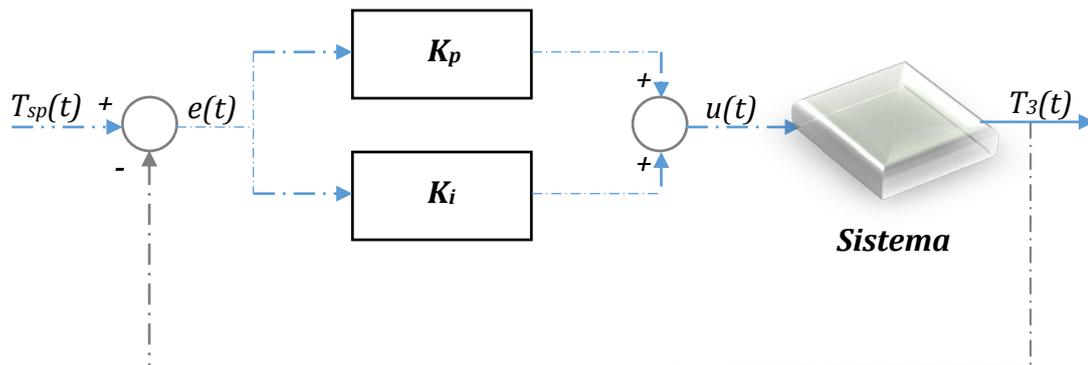


Figura 46: Schema di un sistema di regolazione in retroazione con blocco proporzionale ed integrale

I sensori di temperatura presenti presso la sottostazione provvedono alla misurazione del livello termico dell'acqua di mandata lato secondario. Nota la temperatura di set-point viene elaborato il segnale di errore che viene poi processato dai blocchi proporzionale ed integrale che comandano l'attuatore. A seconda della posizione assunta dall'otturatore e della curva **caratteristica della valvola di regolazione**<sup>12</sup> verrà erogata la portata in massa necessaria allo scambiatore di calore. La selezione del tipo di valvola da impiegare risulta alquanto complessa e dipende dalle esigenze specifiche e dalle caratteristiche proprie del sistema da controllare. In generale si possono distinguere tre tipi di caratteristiche di regolazione:

1. Ad apertura rapida (A)
2. Lineare (B)
3. Equipercentuale (C)

<sup>12</sup> La caratteristica di regolazione rappresenta la relazione che sussiste tra corsa dell'otturatore e portata erogata dalla valvola.

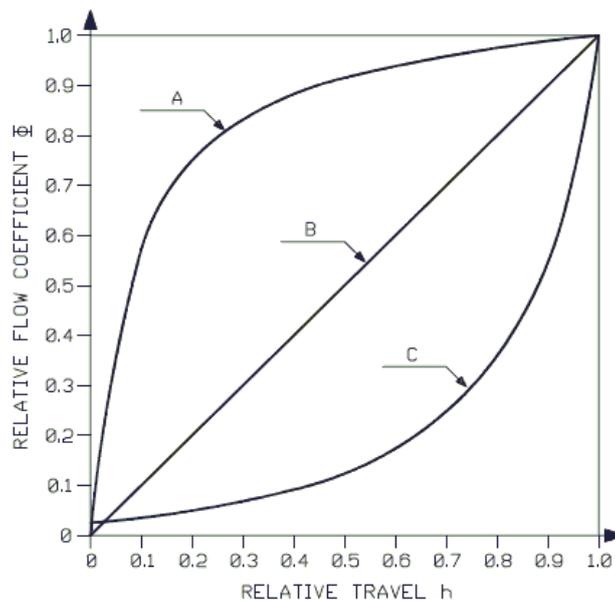


Figura 47: Caratteristiche inerti di una valvola di regolazione (38)

Nelle valvole ad apertura rapida a piccole variazioni della corsa dell'otturatore corrispondono elevate variazioni della portata in massa. Questa caratteristica è rappresentata in [figura 47](#) dalla curva A. Le valvole ad apertura lineare determinano una erogazione di portata in massa proporzionale alla variazione di corsa (curva B). Nelle valvole equipercentuali la portata erogata risulta modesta per un lungo tratto della corsa dell'otturatore per poi aumentare rapidamente nei tratti finali. A seconda inoltre della caduta di pressione che si realizza a cavallo della valvola stessa quando questa viene disposta operativamente all'interno del sistema da regolare, la caratteristica di regolazione può essere diversa da quella riportata in figura a causa proprio delle cadute di pressione. La selezione della corretta valvola risulta dunque articolata. In generale per la regolazione di scambiatori di calore il criterio seguito è quello di garantire una proporzionalità diretta tra potenza termica fornita e corsa dell'otturatore. A tal fine occorre però conoscere le curve caratteristiche dello scambiatore, che stabiliscono per ogni valore di portata in massa il flusso termico erogato (39). Nei capitoli successivi si provvederà a valutare differenti ipotesi di curve caratteristiche in relazione alla corretta rappresentazione della valvola di regolazione. In ogni caso, a prescindere dal tipo di curva caratteristica da utilizzare, il blocco di regolazione garantisce che il valore della variabile di controllo  $u(t)$  ([fig.47](#)), consenta la regolazione efficace della variabile controllata  $T_3(t)$  attraverso la seguente equazione:

$$(3.29) \quad u(t) = K_p e(t) + K_i \int_0^t e(t) dt$$

$K_p$  e  $K_i$ , prendono rispettivamente il nome di guadagno proporzionale ed integrale. La presenza del blocco integrale è essenziale se si vogliono raggiungere condizioni di funzionamento stazionario con offset nulli<sup>13</sup>. La presenza del solo blocco proporzionale non è infatti sufficiente a garantire il raggiungimento di tali condizioni. Derivando l'equazione 3.29 si ottiene infatti:

$$(3.30) \quad \frac{du}{dt} = K_p \frac{de}{dt} + K_i e$$

In condizioni stazionarie si ha:

$$(3.31) \quad 0 = 0 + K_i e(t)$$

L'unica condizione che verifica l'equazione 3.31 è che l'errore al raggiungimento dello stazionario sia nullo, il che determina conseguentemente offset nulli.

$$(3.31) \quad e_{st} = 0$$

Il valore specifico dei guadagni proporzionali ed integrali ha la funzione di garantire un controllo sufficientemente rapido del sistema e con oscillazioni attorno al valore di set-point, durante il raggiungimento dello stesso, che siano quanto più contenute possibili. La gestione del blocco di regolazione presenta però problematiche specifiche che verranno discusse in maggiore dettaglio nei capitoli successivi.

---

<sup>13</sup> L'offset rappresenta lo scostamento tra il valore che la variabile da controllare assume quando il sistema raggiunge condizioni di funzionamento stazionarie ed il valore desiderato (o di set point) per la medesima grandezza

In conclusione, la presenza del blocco di regolazione richiede la determinazione dei parametri riportati nella seguente tabella.

Grandezze incognite	Simbolo	Unità di misura
Curva climatica: Coefficiente angolare	$m$	—
Curva climatica: Termine noto	$q$	°C
Guadagno Proporzionale	$K_p$	$\frac{1}{°C}$
Guadagno Integrale	$K_i$	$\frac{1}{°Cs}$

Tabella 8: Quadro riassuntivo dei parametri mancanti derivanti dalla modellazione del sistema di regolazione

### 3.7 Lo spegnimento

A quanto fin qui esposto occorre aggiungere che il funzionamento della sottostazione presenta alcune peculiarità durante la fase di spegnimento. In relazione agli schedule riportati in [tabella 2](#) ogni sottostazione viene spenta ad orari differenti a seconda delle specifiche esigenze. La portata in massa sul lato primario viene dunque arrestata. Tuttavia il fluido che circola nella rete di distribuzione secondaria possiede livelli termici tali per cui esso è ancora in grado di fornire calore anche dopo l'esatto istante in cui viene comandato lo spegnimento. Per tale ragione si mantiene la circolazione dell'acqua al secondario per un tempo pari a **40 minuti (30)**. Trascorso quest'arco di tempo anche la portata al secondario viene arrestata e l'evoluzione delle temperature sarà governata solamente dalle dispersioni termiche che si verificano in rete.

### 3.7.1 La fase di over-run

Come descritto in precedenza questa fase è caratterizzata da una portata in massa al secondario non nulla ed una portata al primario nulla. In questo caso il sistema di distribuzione secondario continuerà a cedere calore all'utenza come descritto in precedenza. L'evoluzione della temperatura  $T_2$  dipenderà proprio dalle dispersioni termiche che si verificano localmente. La temperatura  $T_3$  in uscita dallo scambiatore sarà considerata pari alla temperatura  $T_4$  che affiora allo scambiatore stesso in quanto il flusso termico scambiato in questa fase è pari a zero. Applicando il primo principio della termodinamica per sistemi chiusi si avrà per la temperatura  $T_2$ :

$$(3.32) \quad \begin{cases} m_2 c \frac{dT_2}{dt} = UA_d (T_2 - T_{l_2}) \\ T_2(t_{in}) = T_2(t_{off}) \end{cases}$$

In cui  $m_2$  rappresenta la massa di acqua nella tubazione di ritorno sul circuito secondario ed  $UA_d$  rappresenta il coefficiente globale di scambio termico che descrive le dispersioni.  $T_{l_2}$  rappresenta invece la temperatura esterna alle tubazioni con cui l'acqua si interfaccia. Risolvendo la precedente equazione differenziale si ottiene:

$$(3.33) \quad T_2(t) = T_{l_2} + (T_2(t_{off}) - T_{l_2}) e^{-\frac{t}{\tau_2}}$$

$$(3.34) \quad \tau_2 = \frac{m_2 c}{UA_d}$$

Per quanto riguarda il sistema di distribuzione secondario continuano a valere le equazioni caratteristiche descritte per l'utenza. La costante di tempo  $\tau_2$  sarà inoltre differente in questa fase rispetto a quella di spegnimento effettivo per tenere conto degli effetti provocati dalla circolazione di fluido secondario all'interno dello scambiatore di calore.

### 3.7.2 La fase di spegnimento

In questa fase anche il sistema di circolazione secondario viene arrestato. Le temperature  $T_3$  e  $T_4$  seguiranno pertanto la medesima evoluzione di  $T_2$ . Per tenere conto della distinzione che sussiste tra la distribuzione secondaria e primaria si valuterà per ciascuna delle temperature considerate una propria costante di tempo.

$$(3.35)^{14} \quad T_2(t) = T_{l_2} + (T_2(t_{over}) - T_{l_2})e^{-\frac{t}{\tau_2}}$$

$$(3.36) \quad T_3(t) = T_{l_s} + (T_3(t_{over}) - T_{l_s})e^{-\frac{t}{\tau_3}}$$

$$(3.37) \quad T_4(t) = T_{l_s} + (T_4(t_{over}) - T_{l_s})e^{-\frac{t}{\tau_4}}$$

L'utenza non riceverà più alcun flusso termico secondario da parte della rete di distribuzione e l'evoluzione temporale della temperatura interna sarà sancita dalle dispersioni termiche verso l'esterno come riportato nelle seguenti equazioni.

*Modello ad una capacità:*

$$(3.38) \quad C_{ed}V \frac{dT_h}{dt} = -k_d V (T_h(t) - T_{est}(t))$$

*Modello a due capacità:*

$$(3.39) \quad C_{ed}V \frac{dT_h}{dt} = -k_p V (T_h(t) - T_p(t))$$

---

<sup>14</sup>  $t_{over}$  rappresenta l'istante di tempo in cui termina la fase di over-run.

$$(3.40) \quad C_{pr}V \frac{dT_{pr}}{dt} = k_{pr}V (T_h(t) - T_{pr}(t)) - k_dV (T_{pr}(t) - T_{est}(t))$$

Per effetto del comportamento che la sottostazione manifesta sarà dunque necessario determinare i parametri riportati nella seguente tabella.

Grandezze incognite	Simbolo	Unità di misura
Temperatura esterna lato primario	$T_{l_2}$	°C
Temperatura esterna lato secondario	$T_{l_s}$	°C
Costante di tempo lato primario in fase di over-run	$\tau_2$	s
Costante di tempo lato primario in fase di spegnimento	$\tau_{2s}$	s
Costante di tempo lato secondario in fase di spegnimento: $T_3$	$\tau_3$	s
Costante di tempo lato secondario in fase di spegnimento: $T_4$	$\tau_4$	s

Tabella 9: Quadro riassuntivo dei parametri necessari per la caratterizzazione della fase di spegnimento

Da quanto esposto risulta evidente l'elevato numero di parametri necessari a caratterizzare il comportamento della sottostazione. La loro determinazione verrà trattata nel capitolo successivo. Per chiarezza espositiva di seguito si riporta un quadro riassuntivo generale delle grandezze mancanti.

Grandezze incognite	Simbolo	Unità di misura
<i>Scambiatore di calore</i>		
Portata in massa lato primario	$\dot{m}_1$	$\frac{\text{kg}}{\text{s}}$
Portata in massa lato secondario	$\dot{m}_2$	$\frac{\text{kg}}{\text{s}}$
Prodotto UA	$UA$	$\frac{\text{W}}{\text{K}}$
Correlazione per l'efficacia	$\varepsilon$	---

<i>Rete di distribuzione secondaria</i>		
Tempo di ritardo idraulico	$\bar{t}$	s
<i>Utenza: Modello ad una capacità</i>		
Flusso termico nominale	$\Phi_{rn}$	W
Capacità termica dell'edificio	$C_{ed}$	$\frac{\text{kJ}}{\text{m}^3\text{K}}$
Coefficiente di dispersione	$k_d$	$\frac{\text{W}}{\text{m}^3\text{K}}$
<i>Utenza: Modello a due capacità</i>		
Flusso termico nominale	$\epsilon_{ed}$	—
Capacità termica dell'edificio	$C_{ed}$	$\frac{\text{MJ}}{\text{m}^3\text{K}}$
Capacità termica di parete	$C_{pr}$	$\frac{\text{J}}{\text{K}}$
Coefficiente di dispersione	$k_d$	$\frac{\text{W}}{\text{m}^3\text{K}}$
Coefficiente di scambio termico	$k_{pr}$	$\frac{\text{W}}{\text{m}^3\text{K}}$
<i>Sistema di Regolazione</i>		
Curva climatica: Coefficiente angolare	$m$	—
Curva climatica: Coefficiente angolare: Termine noto	$q$	°C
Guadagno Proporzionale	$K_p$	$\frac{1}{\text{°C}}$
Guadagno Integrale	$K_i$	$\frac{1}{\text{°Cs}}$
<i>Spegnimento</i>		
Temperatura esterna lato primario	$T_{l_2}$	°C
Temperatura esterna lato secondario	$T_{l_s}$	°C
Costante di tempo lato primario in fase di over-run	$\tau_2$	s
Costante di tempo lato primario in fase di spegnimento	$\tau_{2s}$	s

Costante di tempo lato secondario in fase di spegnimento: $T_3$	$\tau_3$	s
Costante di tempo lato secondario in fase di spegnimento: $T_4$	$\tau_4$	s

Tabella 10: Quadro riassuntivo generale dei parametri mancanti per la caratterizzazione del modello

**L'unico dato** che si considera noto per il modello è la **temperatura  $T_1$**  con cui la portata in massa sul lato primario afferisce allo scambiatore. La sua determinazione richiederebbe infatti la modellazione dell'intera rete di distribuzione principale, che non è oggetto del presente studio.

## IV. Caratterizzazione del Modello

Dopo avere descritto quelle che sono le caratteristiche principali del modello elaborato per la sottostazione, nel seguente capitolo si procederà alla determinazione dei parametri mancanti per le 9 utenze.

### 4.1 Parametri caratteristici ed estrazione dei dati

I dati forniti dalla società IREN S.p.A. sono caratterizzati da una cadenza temporale di **5 minuti** e per tale ragione sono stati primariamente sottoposti ad **interpolazione lineare** per la determinazione dei valori ad intervalli di **30 secondi**. Durante questa fase è possibile ottenere alcuni dei parametri fondamentali per i successivi studi.

#### 4.1.1 Valutazione della portata in massa al secondario

Per la valutazione della portata in massa al secondario si può procedere applicando il seguente bilancio energetico:

$$(4.1)^{15} \quad \Phi_f = \dot{m}_1 c (T_1 - T_2) = \dot{m}_2 c (T_3 - T_4)$$

Da cui si ottiene:

---

<sup>15</sup> Per chiarezza espositiva non si riporta in forma esplicita la dipendenza temporale delle grandezze coinvolte

(4.2)

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_1 \frac{T_1 - T_2}{T_3 - T_4}$$

Come precedentemente esposto, si suppone che la portata al secondario sia effettivamente costante durante tutte le fasi di funzionamento del sistema. L'applicazione dell'equazione 4.2 conduce infatti a portate in massa che appaiono oscillare attorno ad uno specifico valore medio come riportato in figura 48.

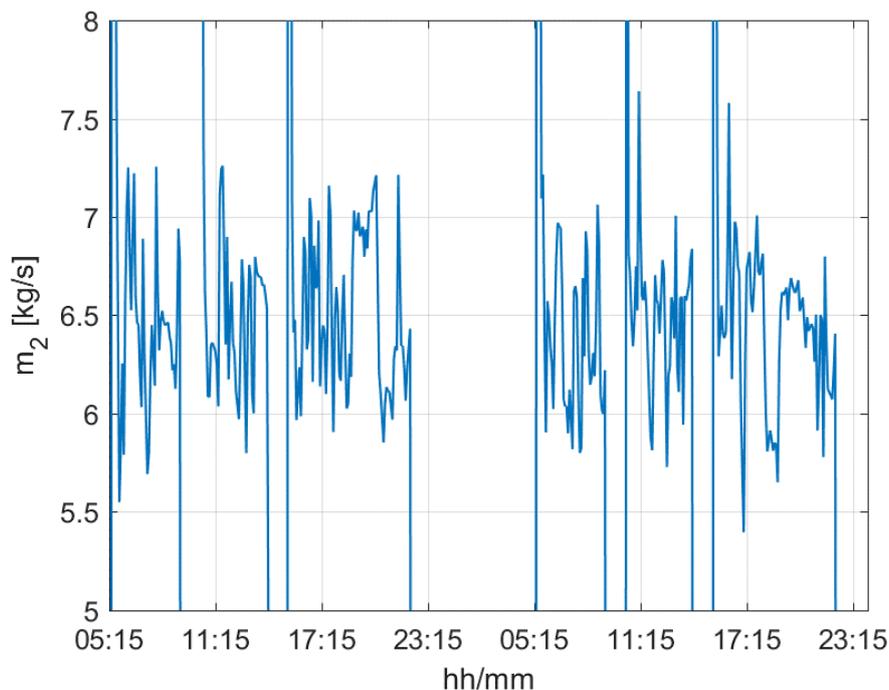


Figura 48: Andamento della portata in massa lato secondario per l'Utenza 15

La portata in massa è stata determinata selezionando i valori per cui si verifica che la differenza tra la stessa in uno specifico istante ed il successivo sia inferiore ad una certa tolleranza. In questo modo si individuano i punti in cui il sistema presenta portata in massa al secondario pressoché costante. Tali valori vengono poi mediati al fine di ottenere la portata in massa al secondario.

$$(4.3) \quad \dot{m}_2 = \frac{\sum_1^{N(t^*)} \dot{m}_2(t^*)}{N(t^*)}; \quad t^*: |\dot{m}_2(t) - \dot{m}_2(t - dt)| < \text{tolleranza}$$

Sostanzialmente si effettua la media dei valori calcolati per la portata in massa lato secondario per tutti gli istanti di tempo ( $t^*$ ) in cui si verifica che lo scostamento tra un valore di portata ed il suo successivo sia inferiore ad una certa tolleranza. Nell'[equazione 4.3](#),  $N(t^*)$  rappresenta il numero totale di istanti di tempo in cui tale condizione viene rispettata. Ciò detto, di seguito si riporta una tabella riassuntiva dei risultati che si ottengono per le varie utenze.

Utenza	$\dot{m}_2 \left[ \frac{kg}{s} \right]$
<b>Tolleranza: 0.01 <math>\left[ \frac{kg}{s} \right]</math></b>	
15	6,48
20	3,34
31	2,28
33	2,50
60	1,14
135	4,47
151	8,60
167	2,70
217	1,27

Tabella 11: Portate in massa lato secondario per le utenze

### 4.1.2 Valutazione del prodotto UA

Poichè per ogni sottostazione sono note le quattro temperature ai capi dello scambiatore di calore, utilizzando il metodo della differenza media logaritmica è possibile ottenere il valore del prodotto UA da associare ad ogni sottostazione in esame.

$$(4.4) \quad \Phi_f = UA\Delta T_{lm}$$

$$(4.5) \quad \Delta T_{lm} = \frac{(T_1 - T_3) - (T_2 - T_4)}{\ln\left(\frac{(T_1 - T_3)}{(T_2 - T_4)}\right)}$$

$$(4.6) \quad UA = \frac{\Phi_f}{\Delta T_{lm}}$$

Anche in questo caso si segue, per la determinazione di tale parametro, la medesima procedura vista per il calcolo della portata in massa al secondario. Di seguito si riportano i risultati ottenuti.

Utenza	UA $\left[\frac{W}{^\circ C}\right]$
Tolleranza: 10 $\left[\frac{W}{^\circ C}\right]$	
15	12477,14
20	5495,19
31	4070,63
33	3920,13
60	1337,96
135	2497,09
151	16910,90
167	2528,18
217	1471,67

Tabella 12: Prodotto UA per le sottostazioni delle utenze

## 4.1.2 Valutazione delle costanti di tempo

Per la determinazione delle temperature che contraddistinguono le condizioni esterne durante la fase di arresto dell'impianto si è fatto uso dei dati relativi allo spegnimento notturno. Osservando infatti i dati di cui sopra per le diverse utenze è possibile notare che il raffreddamento dell'acqua presente nelle tubazioni ha già raggiunto una condizione quasi asintotica prima che l'impianto sia soggetto alla successiva accensione mattutina (fig.49).

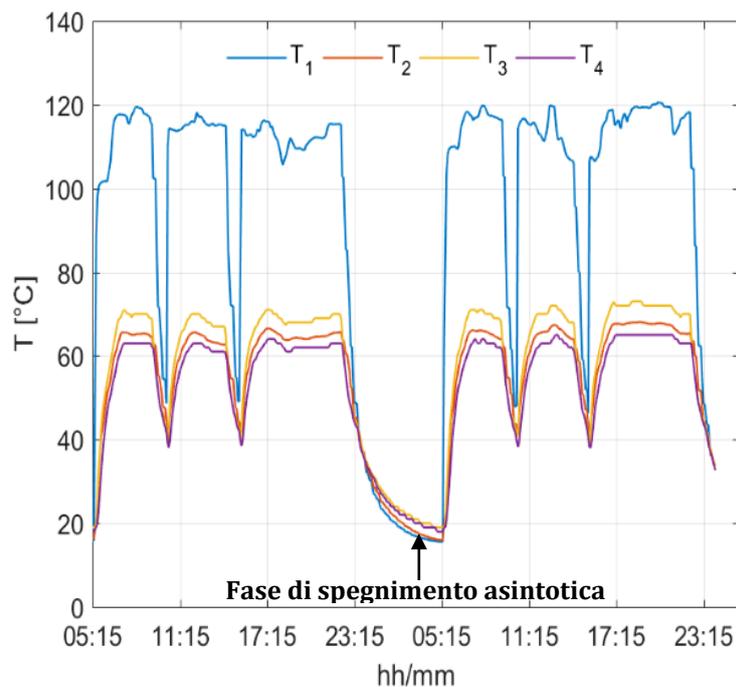


Figura 49: Temperature misurate presso la sottostazione. UT-15

Il valore dell'asintoto è stato ricavato decrementando di  $0.1\text{ °C}$  l'ultimo valore che le temperature posseggono prima dell'accensione mattutina. La scelta di un decremento modesto è dettata proprio dal comportamento che le temperature stesse evidenziano. Nell'ultima fase presentano infatti un andamento quasi orizzontale che segnala il raggiungimento di una condizione asintotica. Tale condizione è indice della temperatura

esterna con cui le tubazioni scambiano, come evidenziano le equazioni di seguito riportate.

$$(3.35)^{16} \quad T_2(t) = T_{l_2} + (T_2(t_{over}) - T_{l_2})e^{-\frac{t}{\tau_2}}$$

$$(3.36) \quad T_3(t) = T_{l_s} + (T_3(t_{over}) - T_{l_s})e^{-\frac{t}{\tau_3}}$$

$$(3.37) \quad T_4(t) = T_{l_s} + (T_4(t_{over}) - T_{l_s})e^{-\frac{t}{\tau_4}}$$

$T_{l_2}$  e  $T_{l_s}$  rappresentano i valori di temperatura esterna con cui le tubazioni della rete principale e secondaria si interfacciano durante lo spegnimento e costituiscono pertanto il limite verso cui tendono rispettivamente la temperatura  $T_2$  e le temperature  $T_3$  e  $T_4$ .

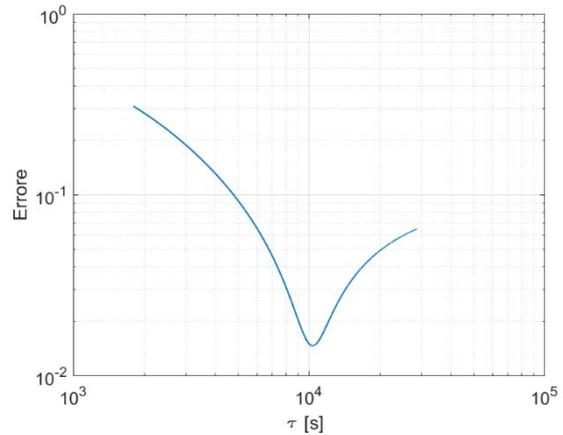
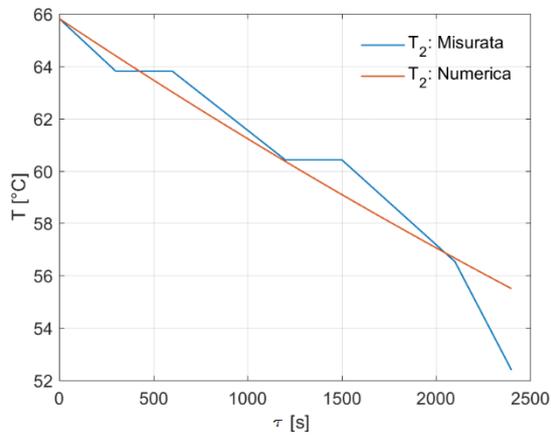
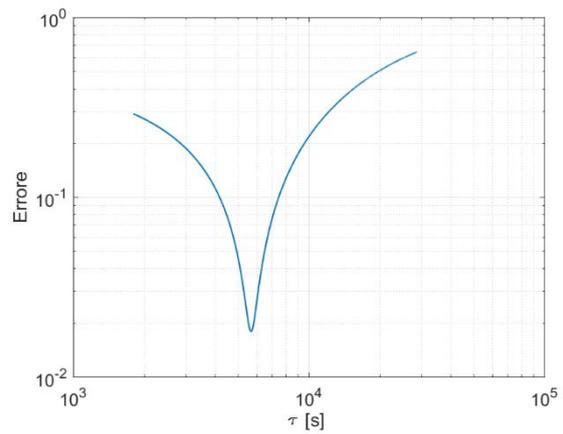
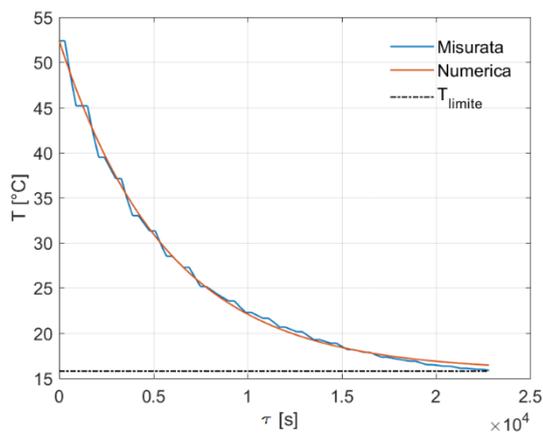
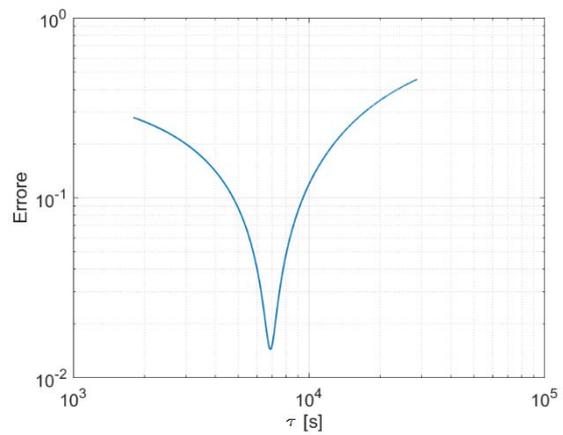
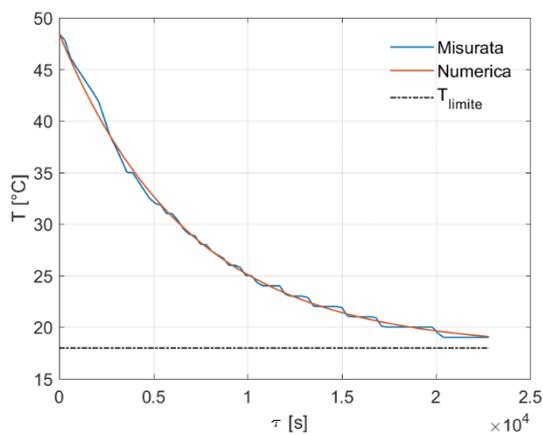
Le costanti di tempo caratteristiche della fase di spegnimento sono state determinate mediante analisi parametrica. Si sono infatti testati i valori di  $\tau$  in un range che va da **30 minuti** ad **8 ore** con intervalli di **5 secondi**. Di seguito vengono riportati i risultati ottenuti unitamente ad una rappresentazione grafica in scala logaritmica dell'errore relativo che si ottiene rispetto ai dati misurati durante la fase di spegnimento. L'errore è stato valutato attraverso l'ausilio della norma euclidea:

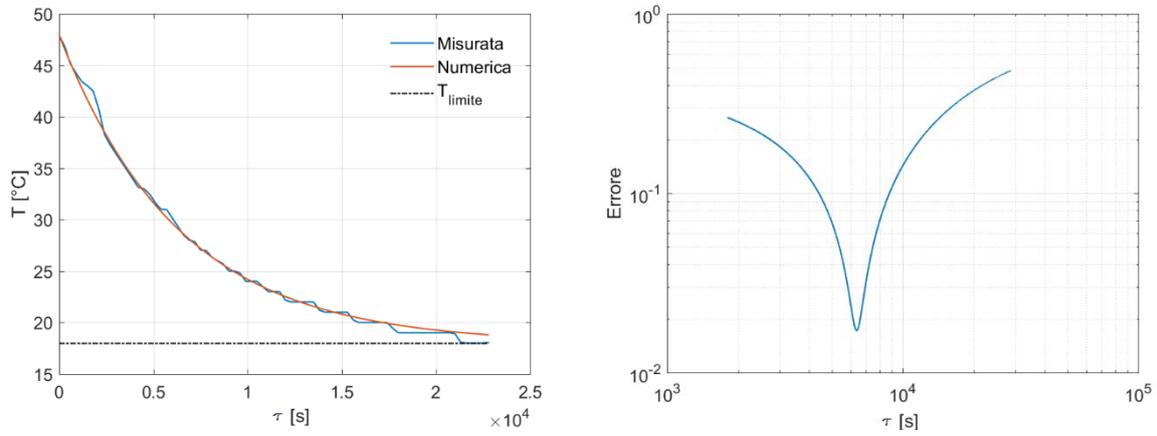
$$(4.7) \quad E = \frac{\|\mathbf{T}_n - \mathbf{T}_{ex}\|}{\|\mathbf{T}_{ex}\|} = \sqrt{\frac{\sum_1^N ((\mathbf{T}_n - \mathbf{T}_{ex})^2)}{\sum_1^N (\mathbf{T}_{ex}^2)}}$$

In cui  $E$  rappresenta l'errore relativo,  $\mathbf{T}_n$  la soluzione numerica ottenuta per la generica temperatura  $T$ ,  $\mathbf{T}_{ex}$  la corrispondente temperatura misurata ed  $N$  la dimensione dei vettori temperatura considerati.

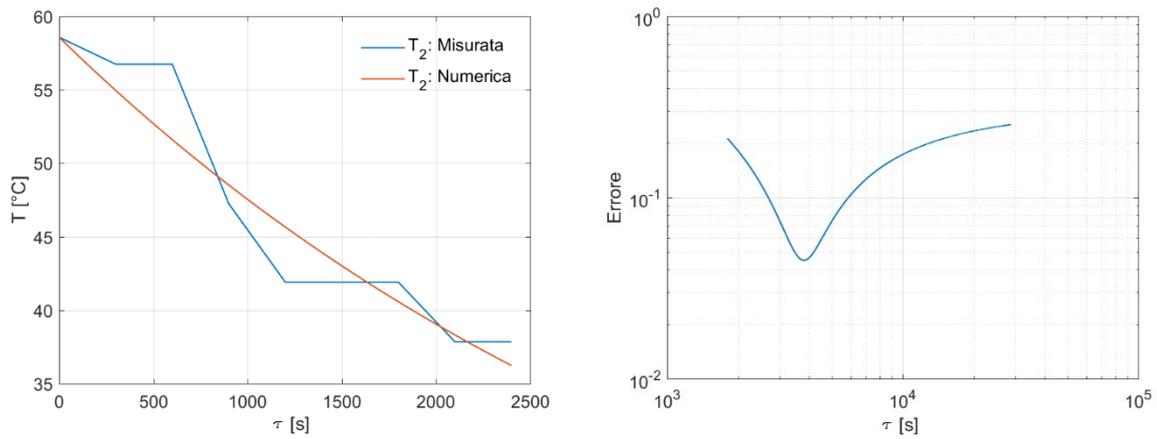
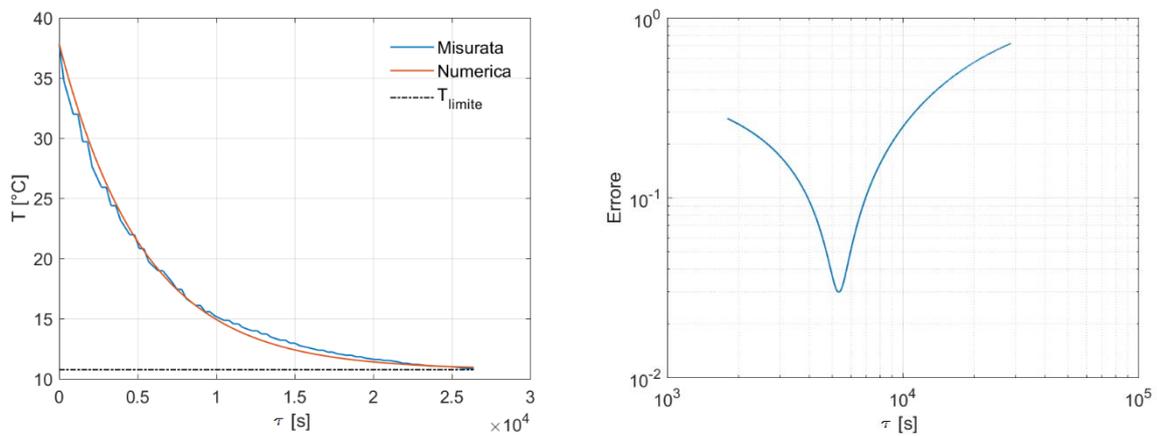
---

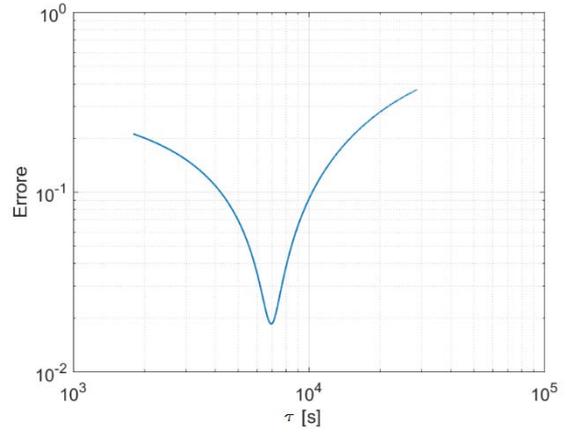
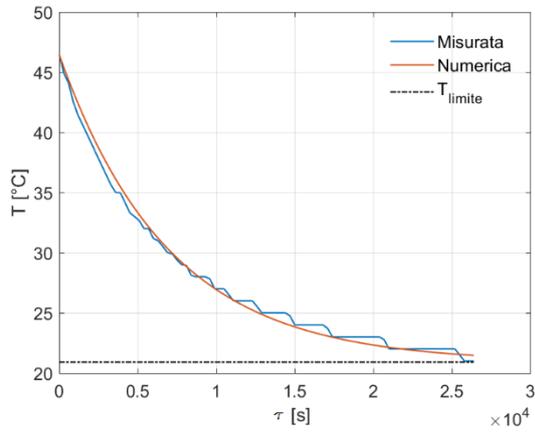
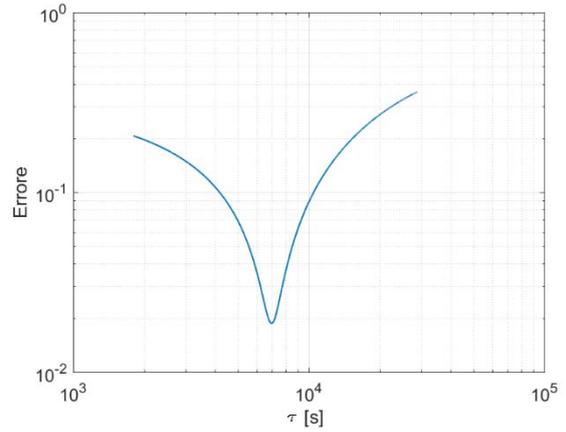
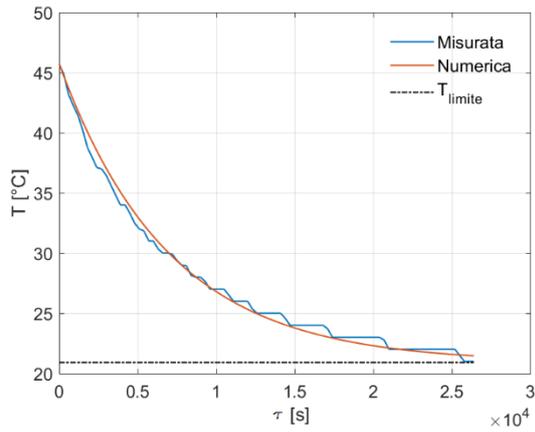
<sup>16</sup>  $t_{over}$  identifica il tempo di fine fase di over-run

**Utenza 15:**Figura 50: Temperatura  $T_2$  misurata e numerica in fase di over-run con relativo errore. UT 15Figura 51: Temperatura  $T_2$  misurata e numerica in fase di spegnimento con relativo errore. UT 15Figura 52: Temperatura  $T_3$  misurata e numerica in fase di spegnimento con relativo errore. UT 15

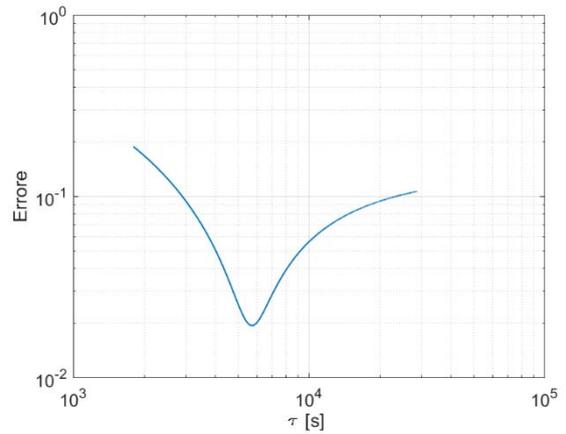
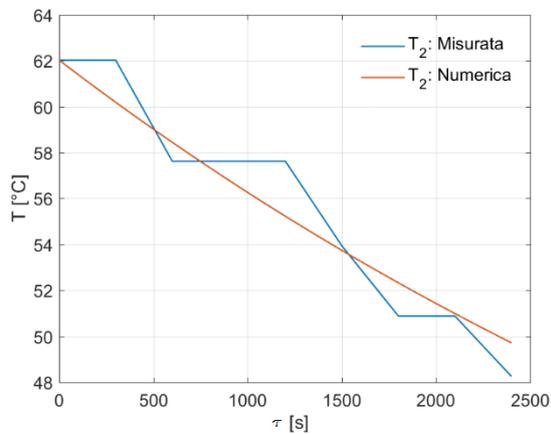
Figura 53: Temperatura  $T_4$  misurata e numerica in fase di spegnimento con relativo errore. UT 15

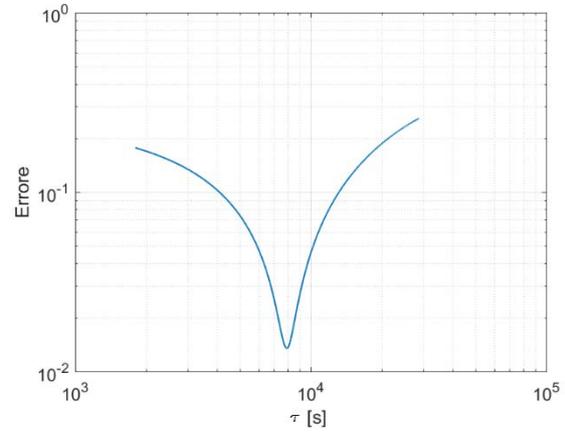
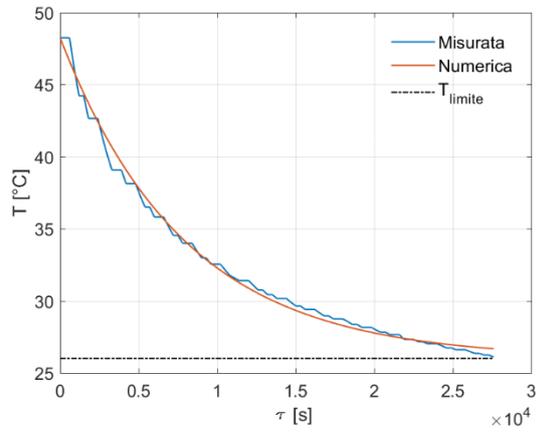
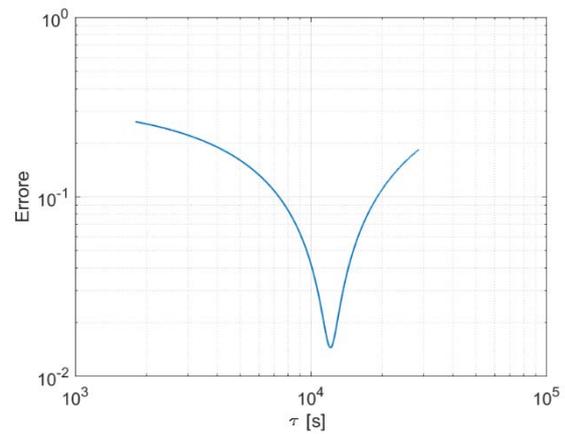
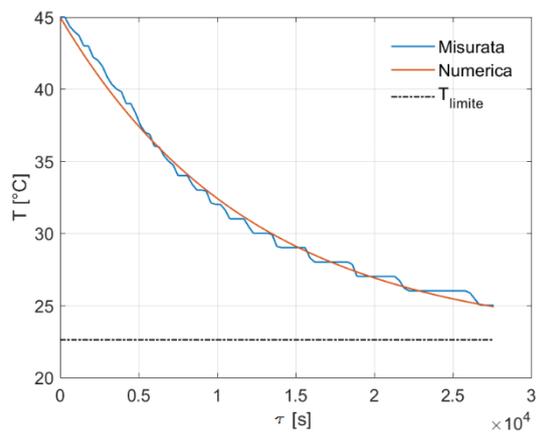
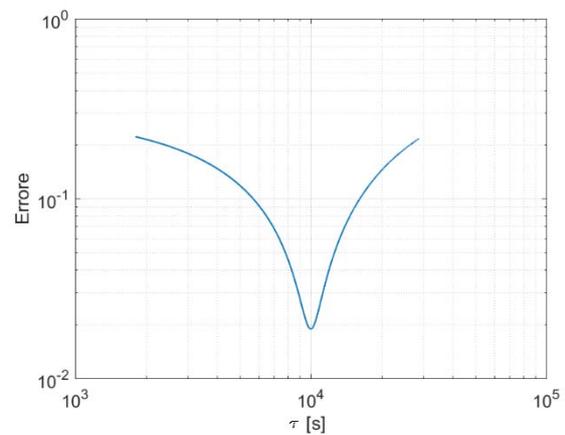
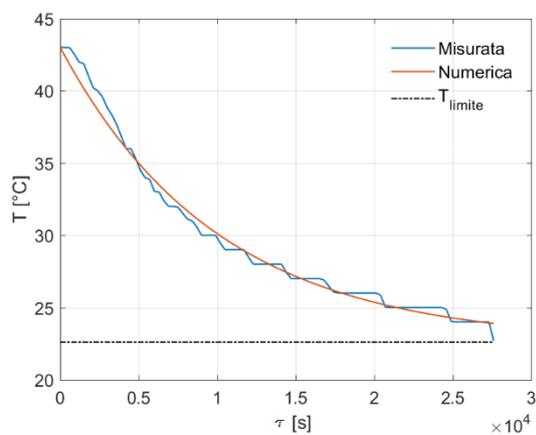
## Utenza 20:

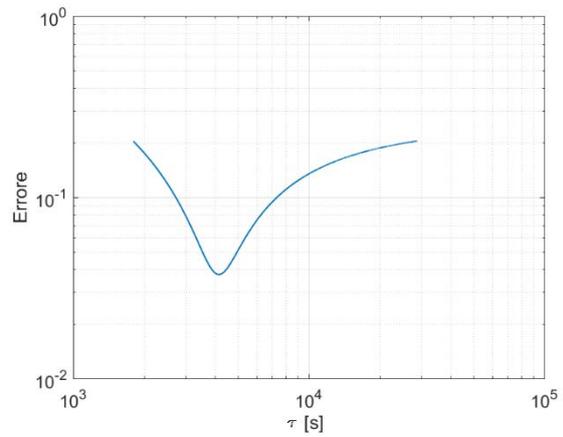
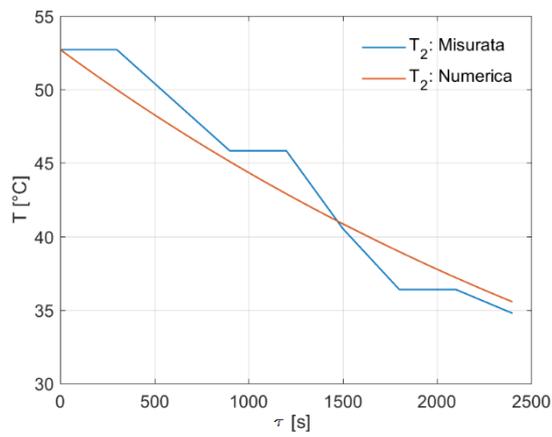
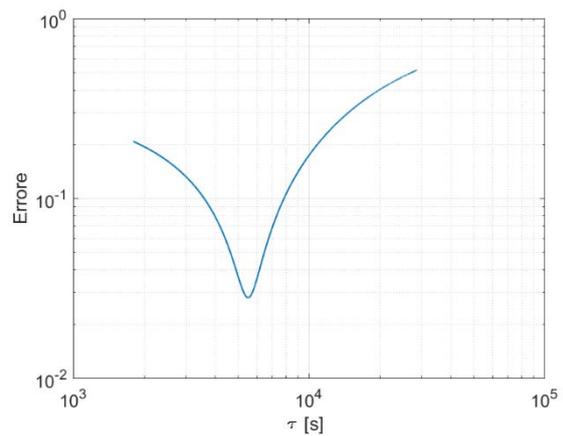
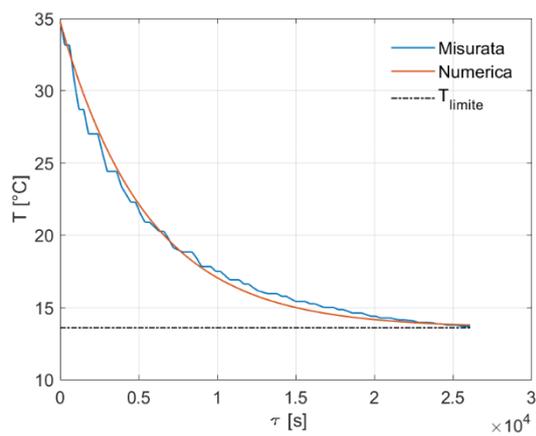
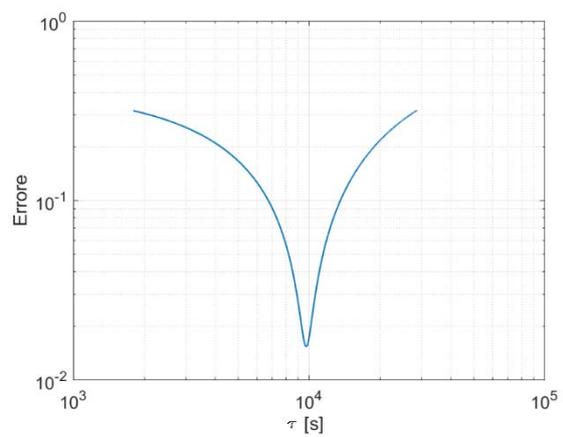
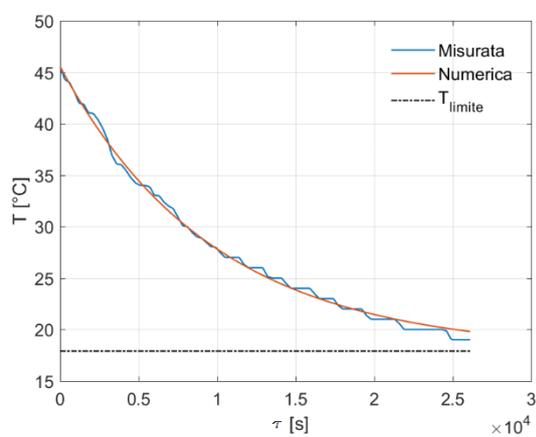
Figura 54: Temperatura  $T_2$  misurata e numerica in fase di over-run con relativo errore. UT 20Figura 55: Temperatura  $T_2$  misurata e numerica in fase di spegnimento con relativo errore. UT 20

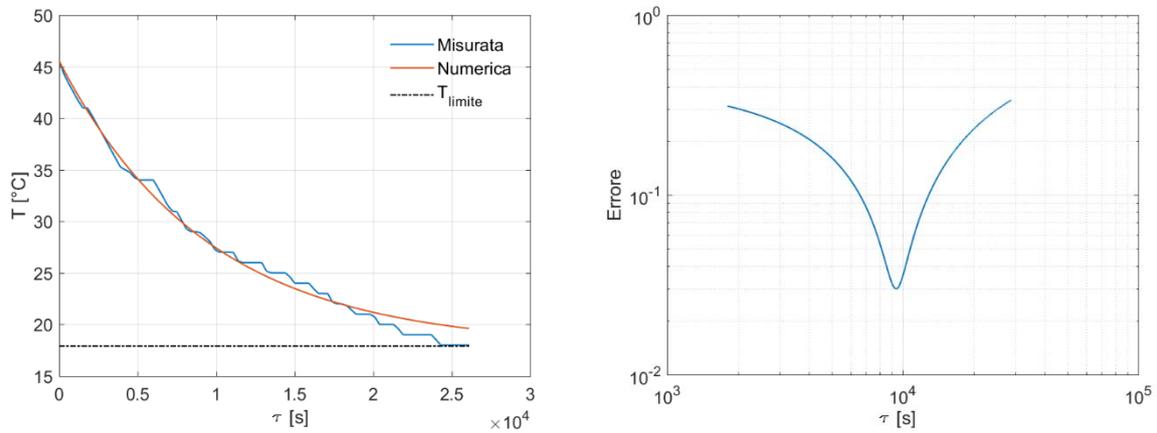
Figura 56: Temperatura  $T_3$  misurata e numerica in fase di spegnimento con relativo errore. UT 20Figura 57: Temperatura  $T_4$  misurata e numerica in fase di spegnimento con relativo errore. UT 20

### Utenza 31:

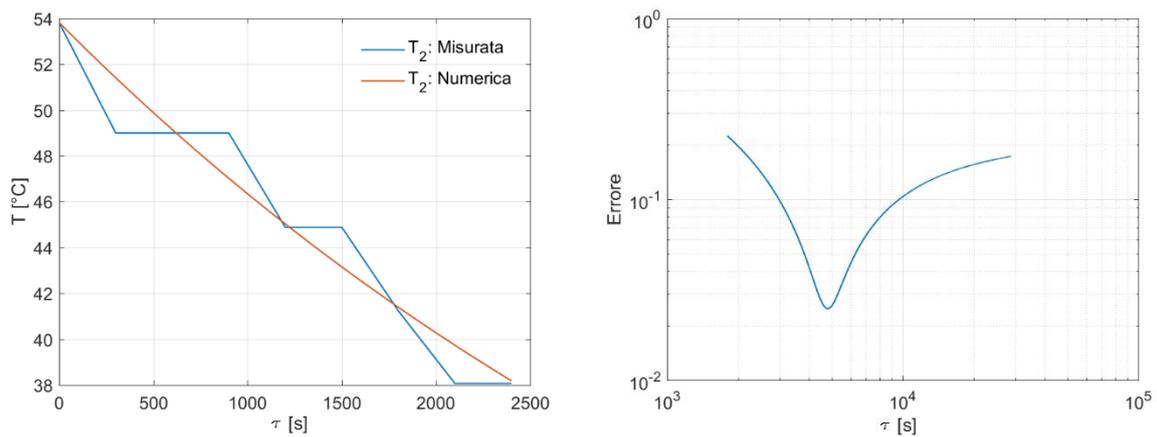
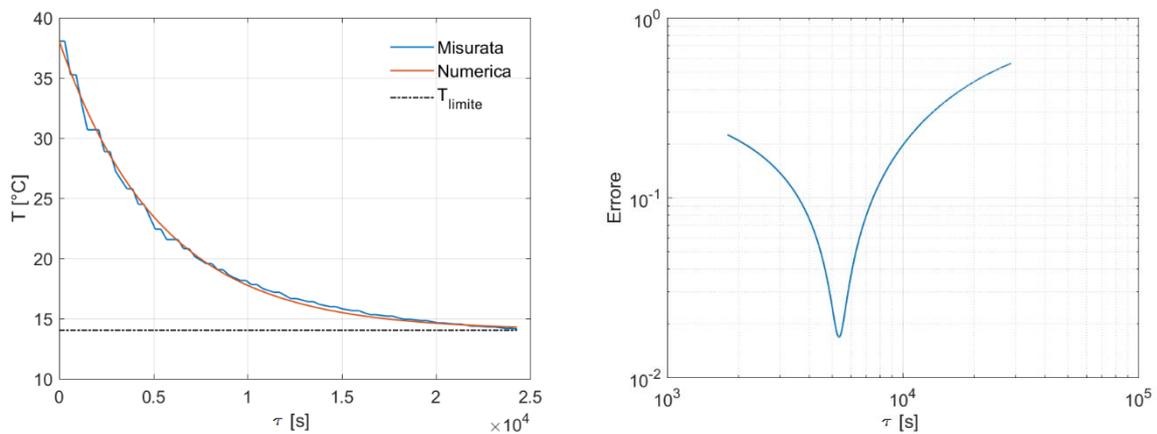
Figura 58: Temperatura  $T_2$  misurata e numerica in fase di over-run con relativo errore. UT 31

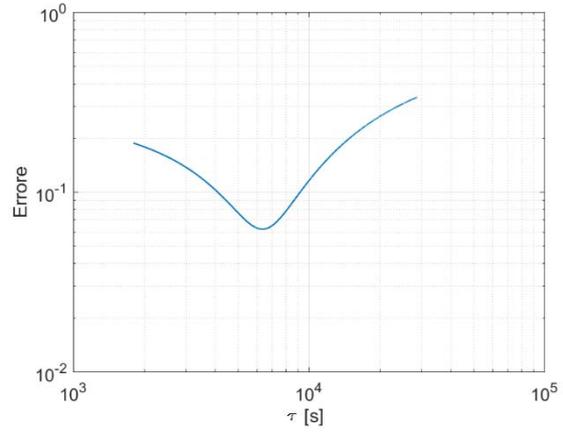
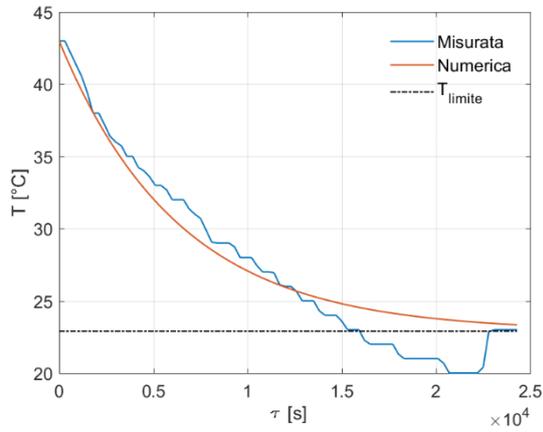
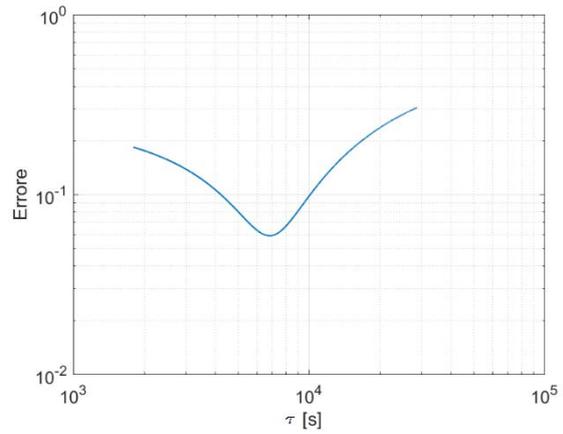
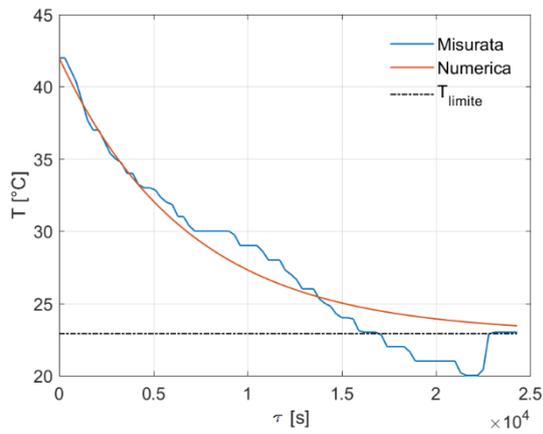
Figura 59: Temperatura  $T_2$  misurata e numerica in fase di spegnimento con relativo errore. UT 31Figura 59: Temperatura  $T_3$  misurata e numerica in fase di spegnimento con relativo errore. UT 31Figura 60: Temperatura  $T_4$  misurata e numerica in fase di spegnimento con relativo errore. UT 31

**Utenza 33:**Figura 60: Temperatura  $T_2$  misurata e numerica in fase di over-run con relativo errore. UT 33Figura 61: Temperatura  $T_2$  misurata e numerica in fase di spegnimento con relativo errore. UT 33Figura 62: Temperatura  $T_3$  misurata e numerica in fase di spegnimento con relativo errore. UT 33

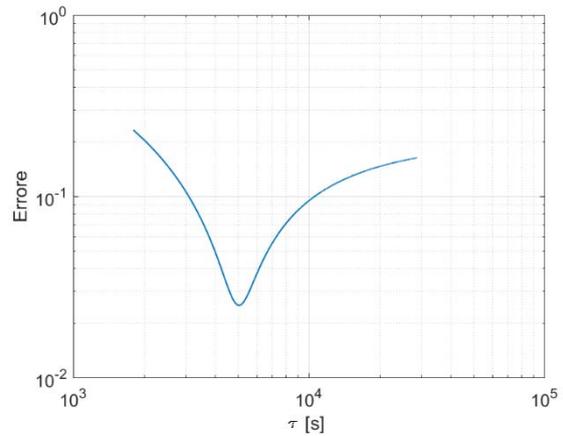
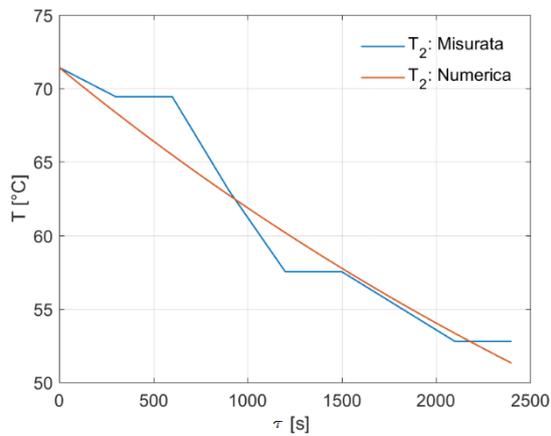
Figura 63: Temperatura  $T_4$  misurata e numerica in fase di spegnimento con relativo errore. UT 33

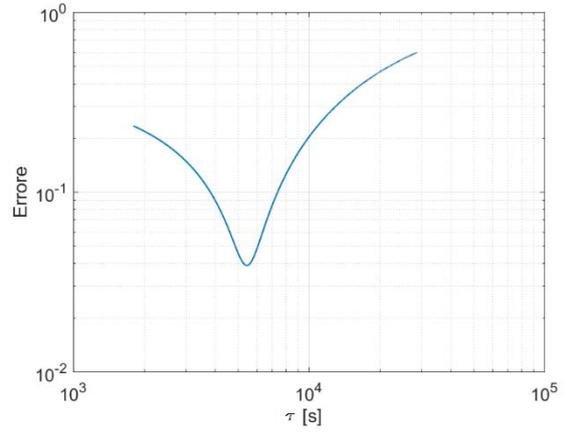
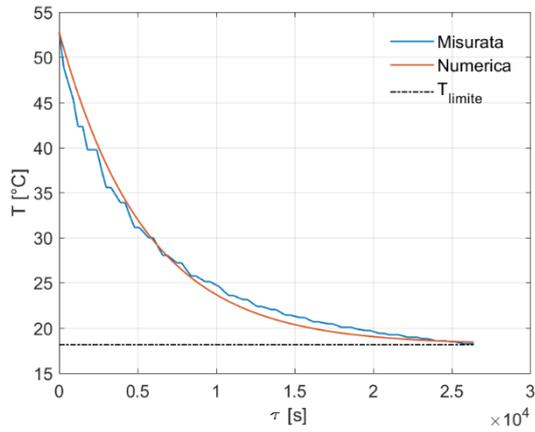
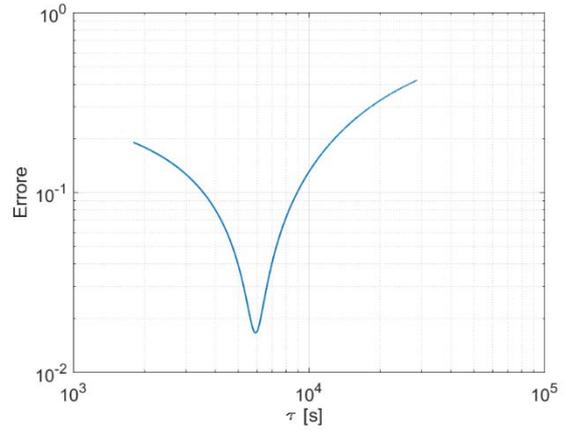
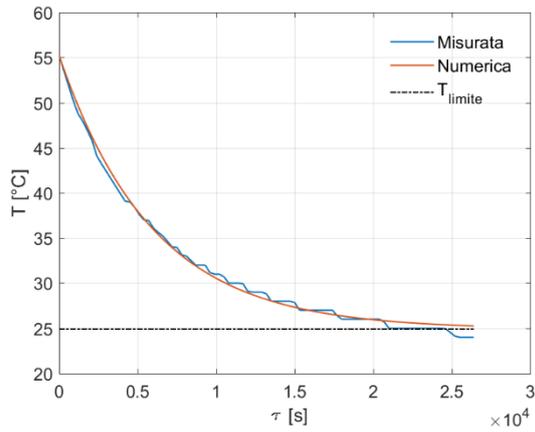
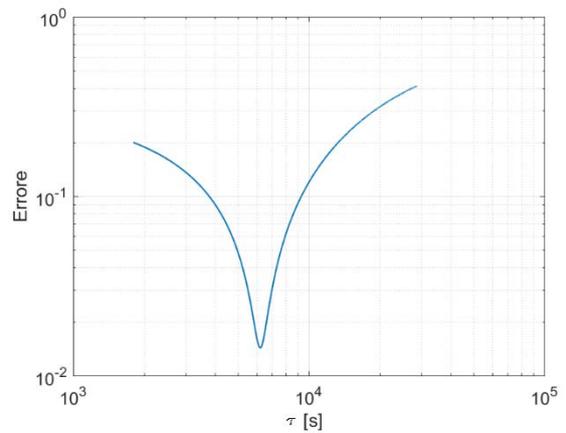
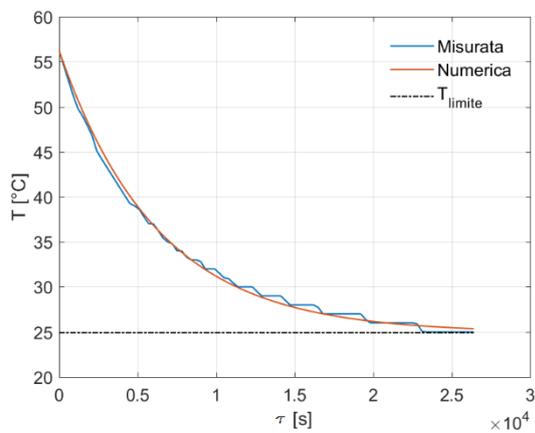
## Utenza 60:

Figura 64: Temperatura  $T_2$  misurata e numerica in fase di over-run con relativo errore. UT 60Figura 65: Temperatura  $T_2$  misurata e numerica in fase di spegnimento con relativo errore. UT 60

Figura 66: Temperatura  $T_3$  misurata e numerica in fase di spegnimento con relativo errore. UT 60Figura 67: Temperatura  $T_4$  misurata e numerica in fase di spegnimento con relativo errore. UT 60

### Utenza 135:

Figura 68: Temperatura  $T_2$  misurata e numerica in fase di over-run con relativo errore. UT 135

Figura 69: Temperatura  $T_2$  misurata e numerica in fase di spegnimento con relativo errore. UT 135Figura 70: Temperatura  $T_3$  misurata e numerica in fase di spegnimento con relativo errore. UT 135Figura 71: Temperatura  $T_4$  misurata e numerica in fase di spegnimento con relativo errore. UT 135

## Utenza 151:

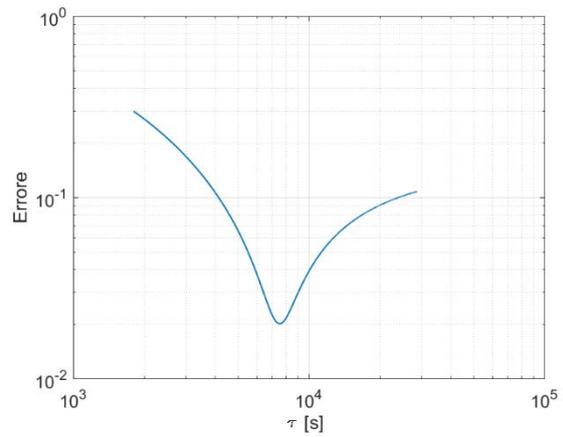
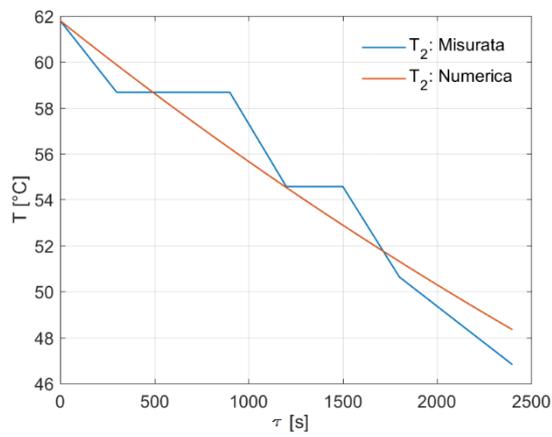


Figura 72: Temperatura  $T_2$  misurata e numerica in fase di over-run con relativo errore. UT 151

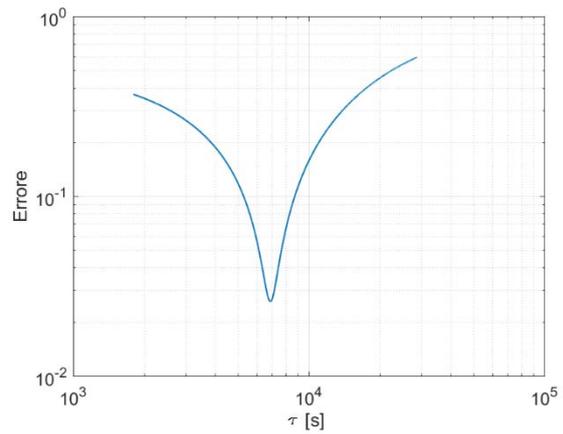
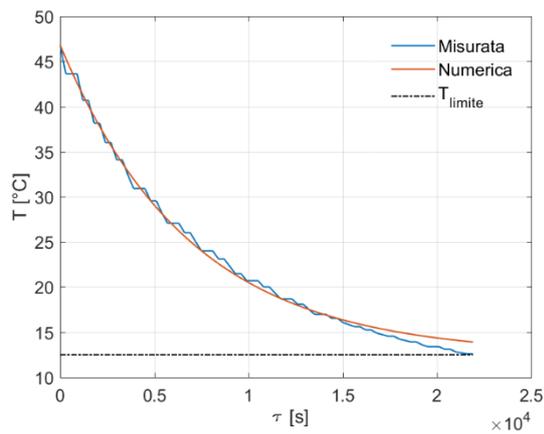


Figura 73: Temperatura  $T_2$  misurata e numerica in fase di spegnimento con relativo errore. UT 151

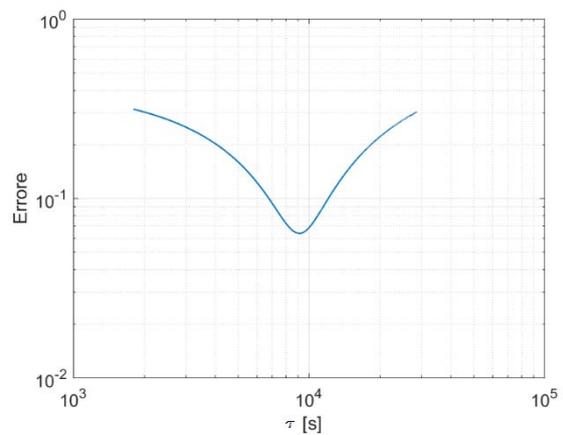
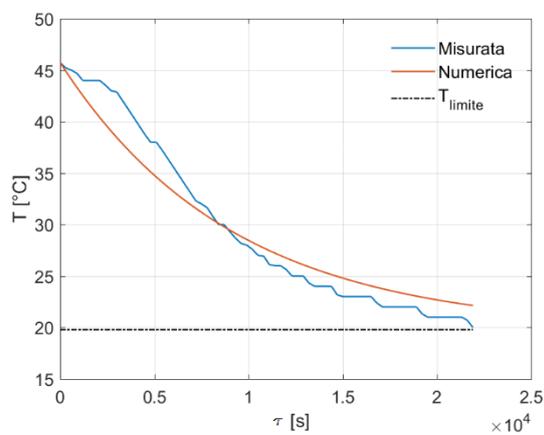
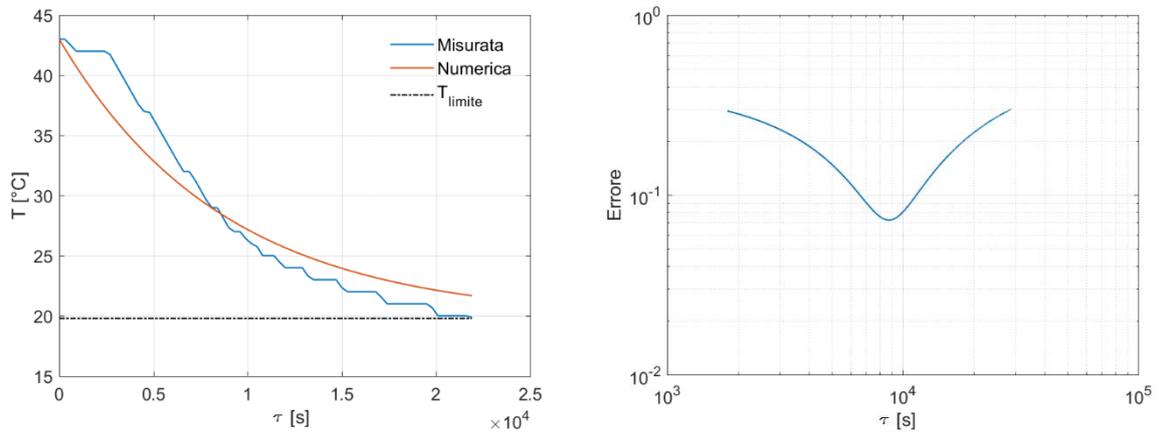
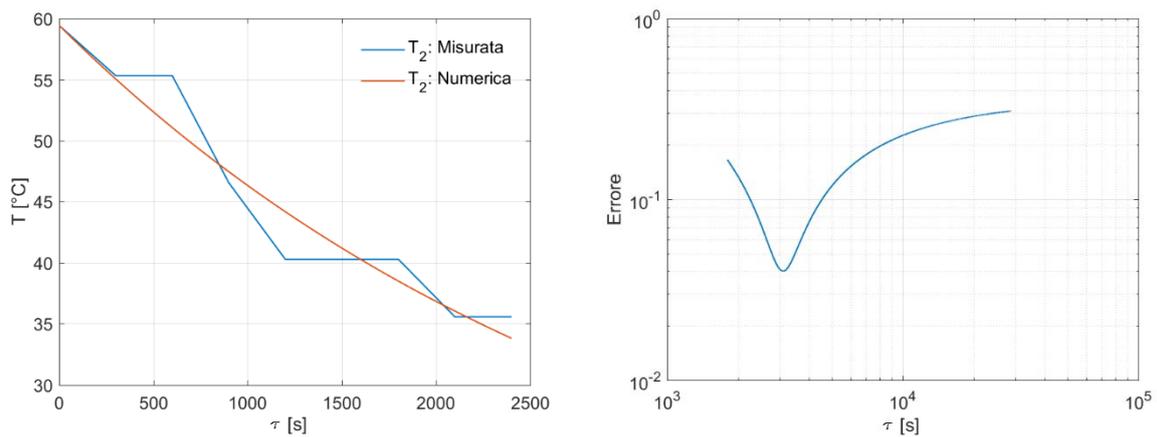
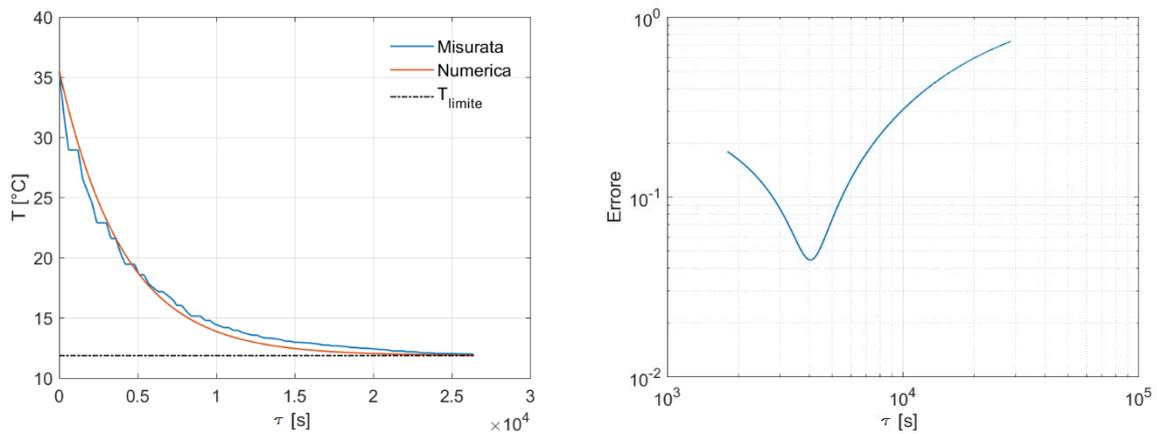
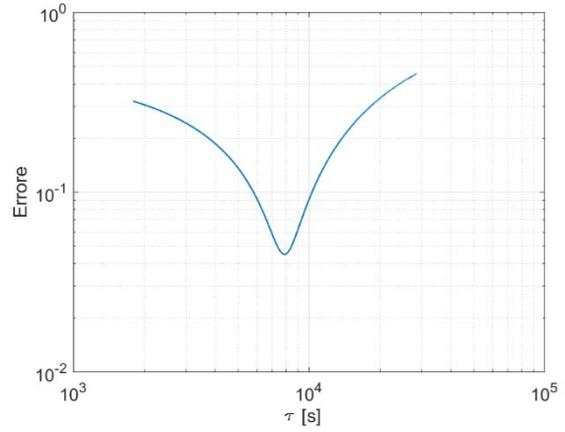
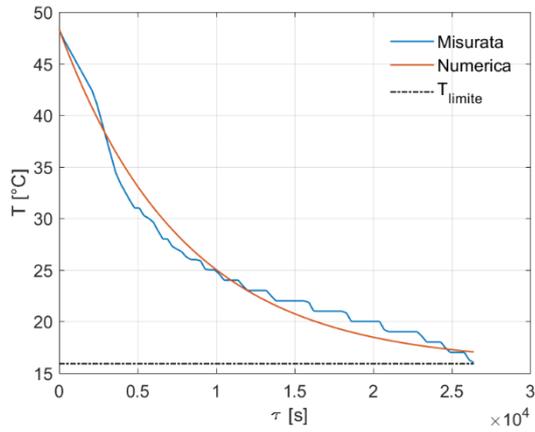
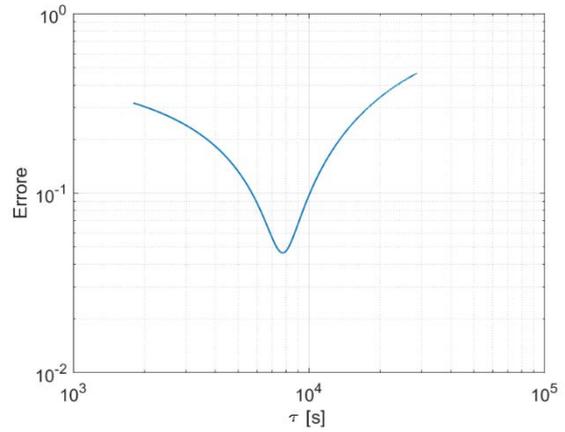
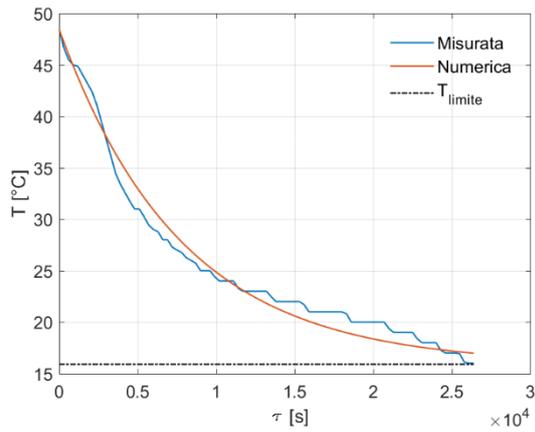


Figura 74: Temperatura  $T_3$  misurata e numerica in fase di spegnimento con relativo errore. UT 151

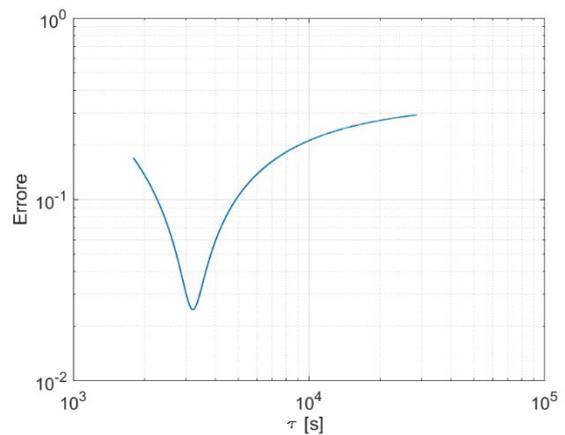
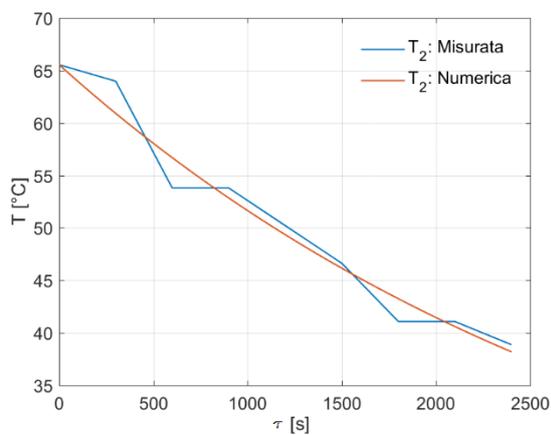
Figura 75: Temperatura  $T_4$  misurata e numerica in fase di spegnimento con relativo errore. UT 151

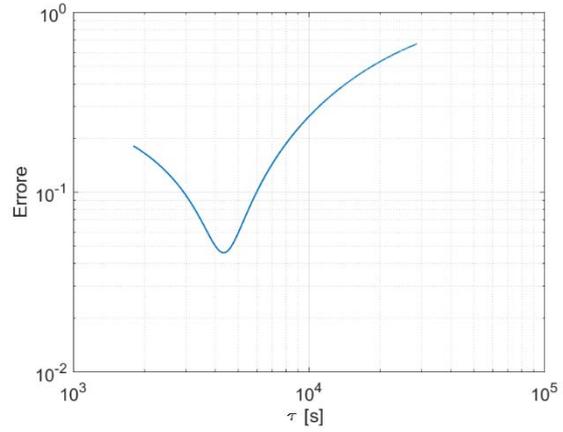
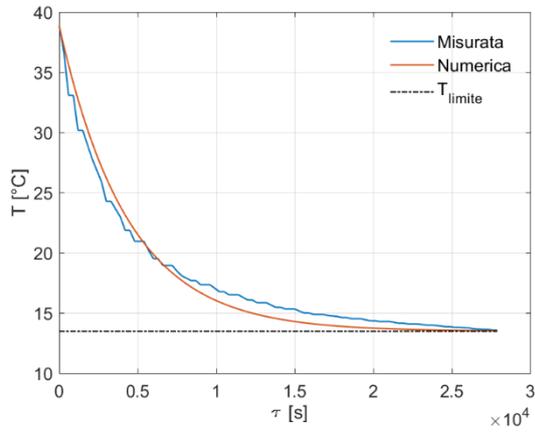
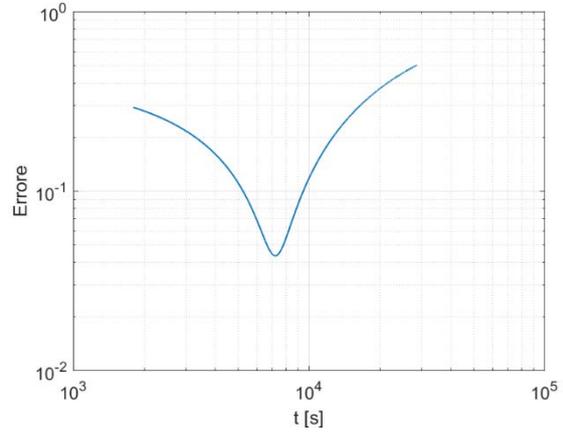
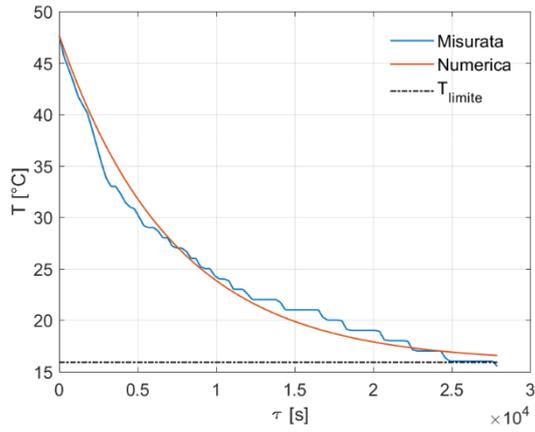
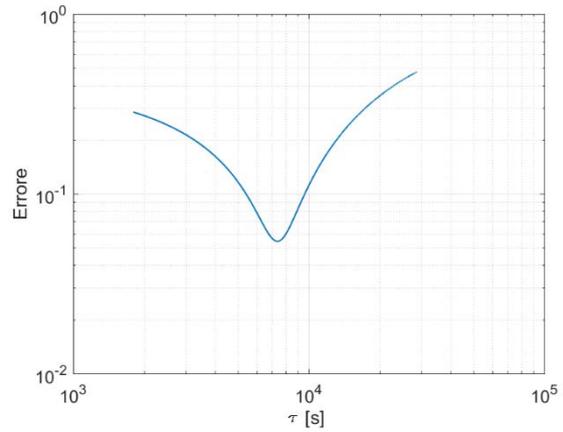
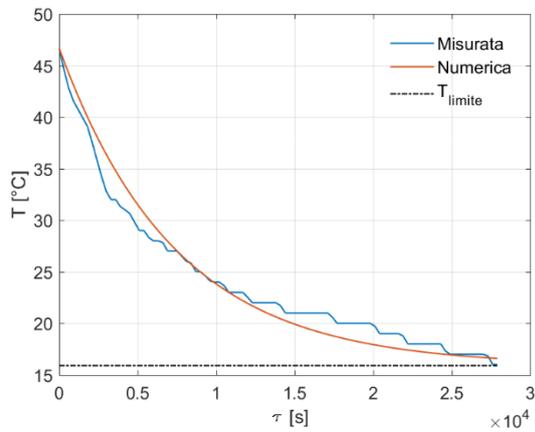
### Utenza 167:

Figura 76: Temperatura  $T_2$  misurata e numerica in fase di over-run con relativo errore. UT 167Figura 77: Temperatura  $T_2$  misurata e numerica in fase di spegnimento con relativo errore. UT 167

Figura 78: Temperatura  $T_3$  misurata e numerica in fase di spegnimento con relativo errore. UT 167Figura 79: Temperatura  $T_4$  misurata e numerica in fase di spegnimento con relativo errore. UT 167

## Utenza 217:

Figura 80: Temperatura  $T_2$  misurata e numerica in fase di over-run con relativo errore. UT 217

Figura 81: Temperatura  $T_2$  misurata e numerica in fase di spegnimento con relativo errore. UT 217Figura 82: Temperatura  $T_3$  misurata e numerica in fase di spegnimento con relativo errore. UT 217Figura 83: Temperatura  $T_4$  misurata e numerica in fase di spegnimento con relativo errore. UT 217

Come è possibile constatare osservando le precedenti figure, si riesce ad ottenere una rappresentazione della fase di spegnimento soddisfacente. Nelle seguenti tabelle vengono sintetizzati i risultati delle analisi sin qui svolte.

Utenza	$\tau_2$ [s]	$\tau_{s2}$ [s]	$\tau_3$ [s]	$\tau_4$ [s]	$T_{12}$ [°C]	$T_{1s}$ [°C]
15	10390	5690	6875	6370	15,78	17,97
20	3810	5350	6930	6955	10,75	20,90
31	5740	7910	12125	10005	25,99	22,59
33	4155	5525	9755	9375	13,57	17,90
60	4805	5365	6355	6820	14,03	22,90
135	5060	5460	5945	6225	18,14	24,90
151	7525	6870	9120	8735	12,49	19,78
167	3105	4055	7890	7750	11,85	15,90
217	3220	4350	7210	7365	13,47	15,90

Tabella 13: Quadro riassuntivo dei parametri ottenuti dall'analisi della fase di spegnimento. A destra si ritrovano le temperature limite per la fase di over-run e di spegnimento

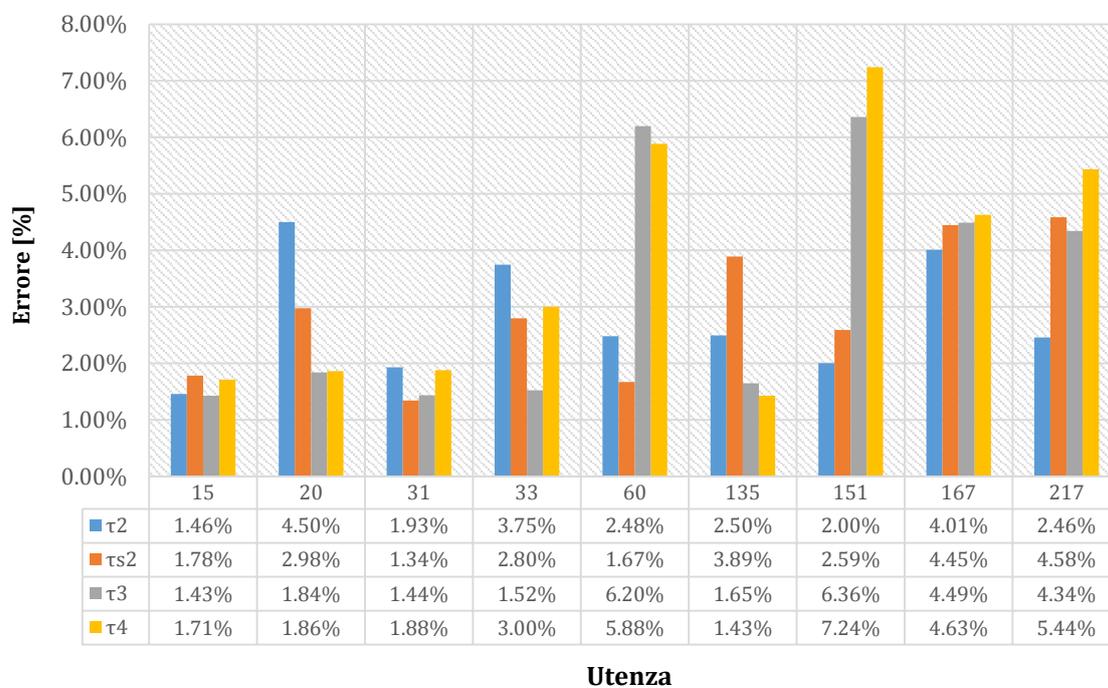


Tabella 14: Errore relativo per le costanti di tempo determinate



Sulla base dei valori di portata in massa lato primario misurati e della portata in massa lato secondario, calcolata in precedenza, si suppongono note la temperatura  $T_1$  e la temperatura  $T_4$  ai capi dello scambiatore. Il flusso termico scambiato verrà poi calcolato attraverso l'ausilio delle correlazioni sopra riportate. Noto il flusso termico verrà ricavato il valore della corrispondente temperatura  $T_2$ . Per valutare la bontà di ciascuna correlazione tale valore verrà confrontato con i dati misurati al fine di determinarne lo scostamento dal comportamento effettivamente evidenziato dalla sottostazione stessa.

$$(3.4) \quad \Phi_f = \varepsilon(NTU, C_r) C_{min} (T_1 - T_4)$$

$$(3.8) \quad T_2 = T_1 - \frac{\Phi_f}{C_1}$$

$$(4.13)^{17} \quad E = \frac{\|T_2 - T_{2ex}\|}{\|T_{2ex}\|}$$

Di seguito si riportano i risultati ottenuti. Con la notazione  $C_x$  o  $C_m$  posta a pedice si indicheranno rispettivamente la capacità massima e la capacità minima presenti presso la sottostazione.

---

<sup>17</sup> Il pedice ex è identificativo della temperatura misurata

## Utenza 15:

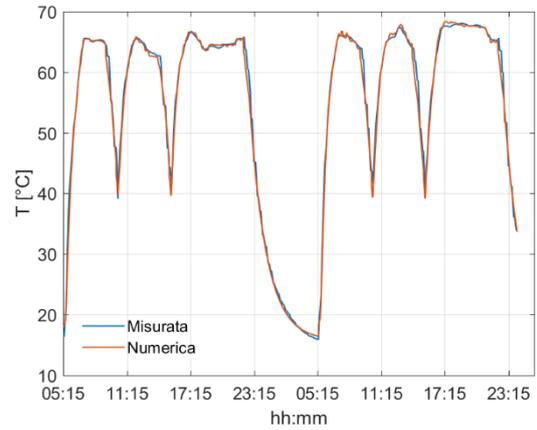
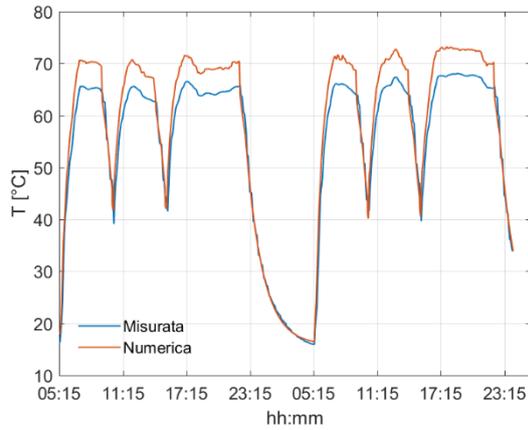


Figura 84: T<sub>2</sub> misurata e numerica per correlazione equicorrente(sx) e controcorrente(dx). UT 15

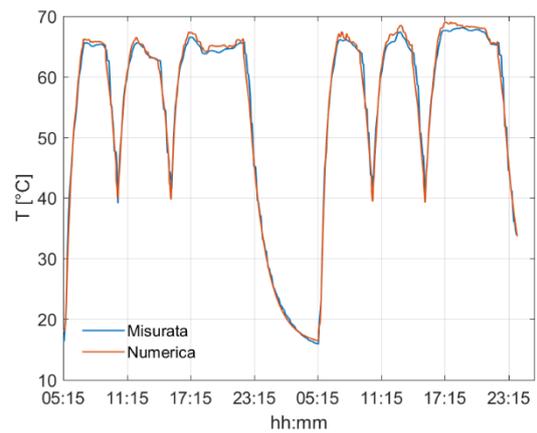
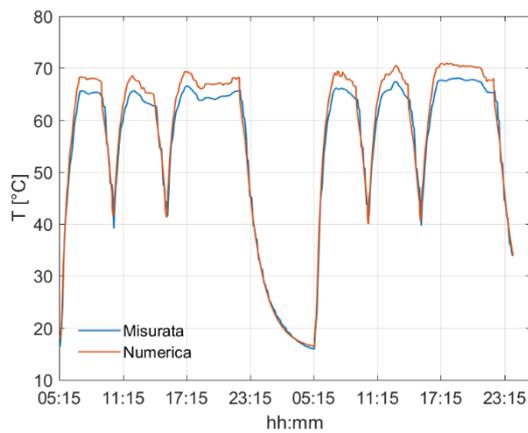


Figura 85: T<sub>2</sub> misurata e numerica per correlazione tubi e mantello(sx) e flussi incrociati puri(dx). UT 15

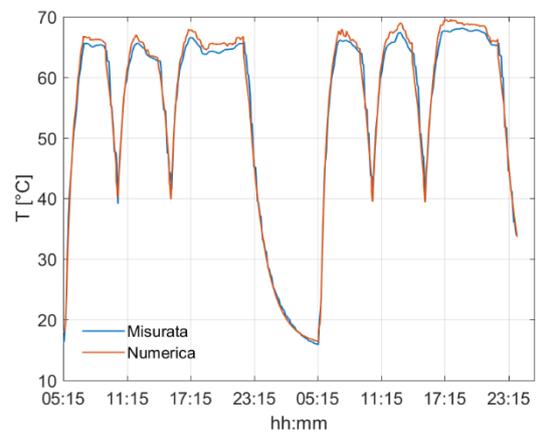
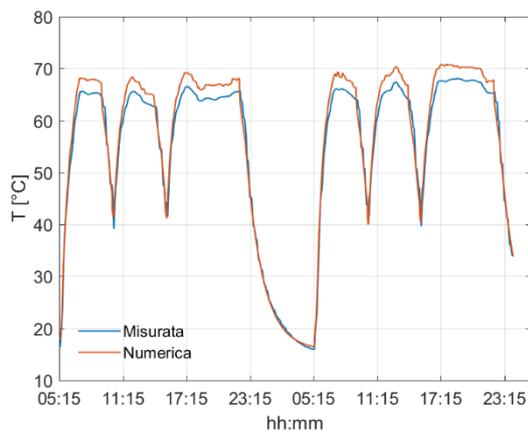


Figura 86: T<sub>2</sub> misurata e numerica per correlazione a flussi incrociati misto-puro(sx) e puro-misto(dx). UT 15

## Utenza 20:

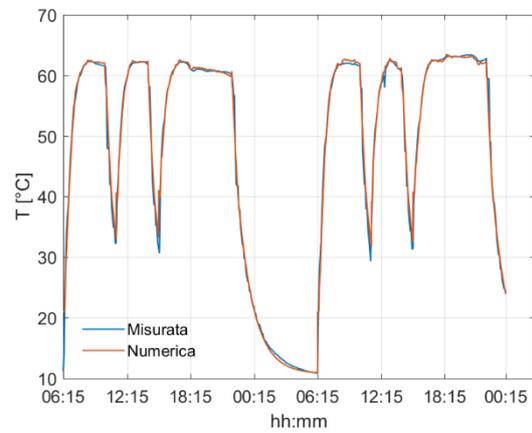
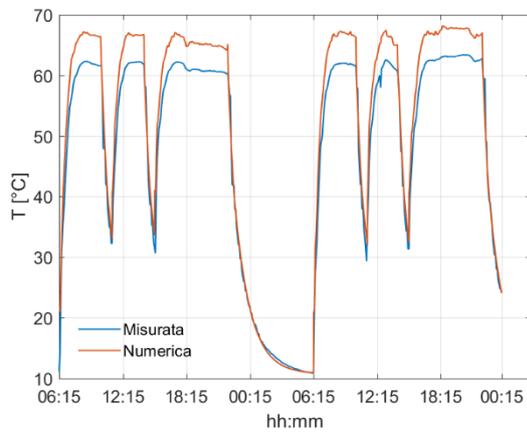


Figura 87:  $T_2$  misurata e numerica per correlazione equicorrente(sx) e controcorrente(dx). UT 20

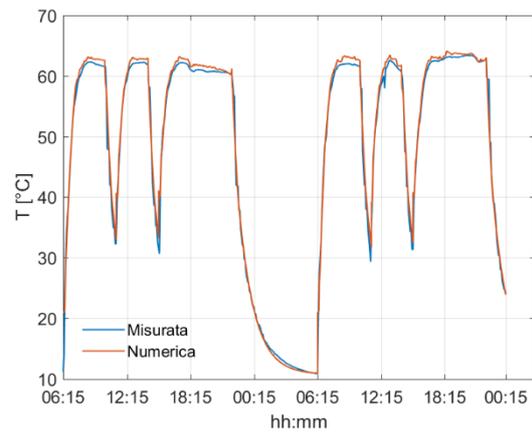
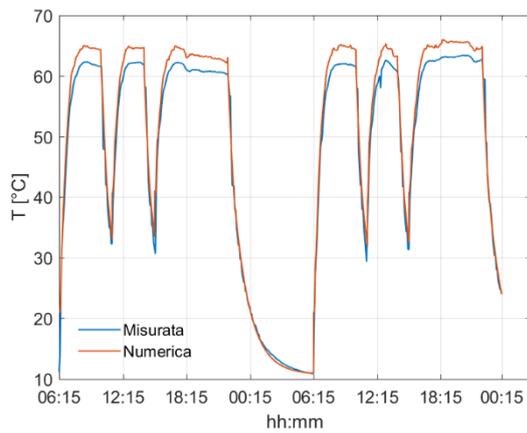


Figura 88:  $T_2$  misurata e numerica per correlazione tubi e mantello(sx) e flussi incrociati puri(dx). UT 20

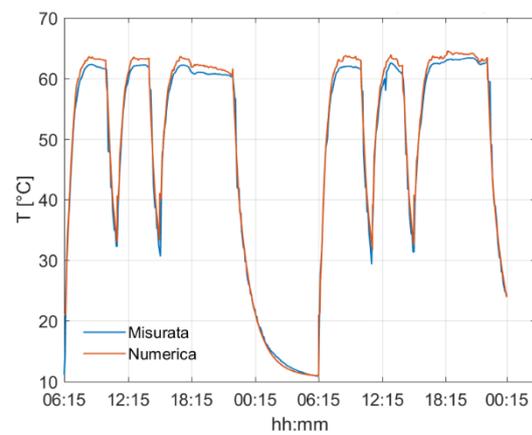
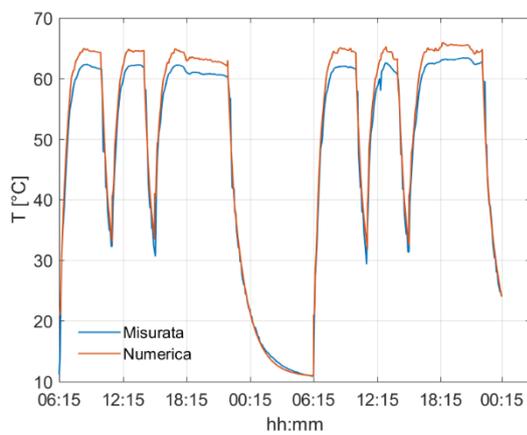


Figura 89:  $T_2$  misurata e numerica per correlazione a flussi incrociati misto-puro(sx) e puro-misto(dx). UT 20

## Utenza 31:

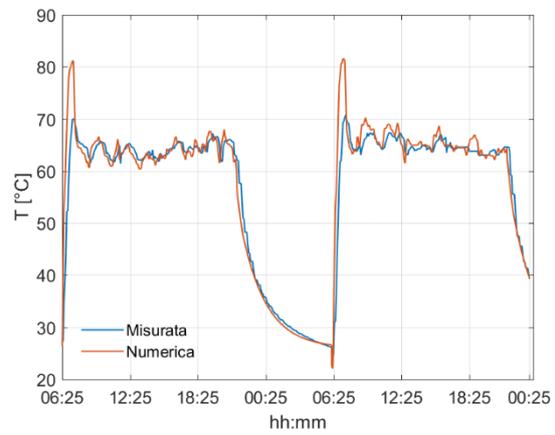
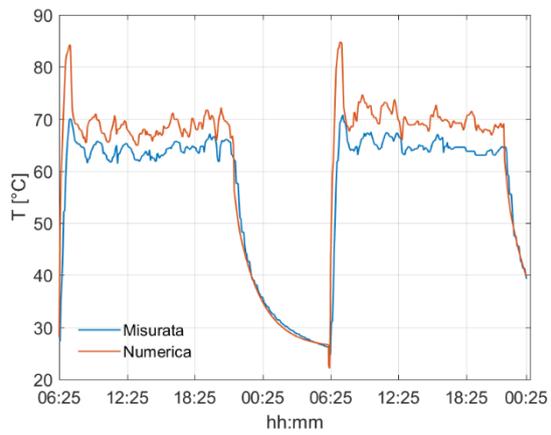


Figura 90:  $T_2$  misurata e numerica per correlazione equicorrente(sx) e controcorrente(dx). UT 31

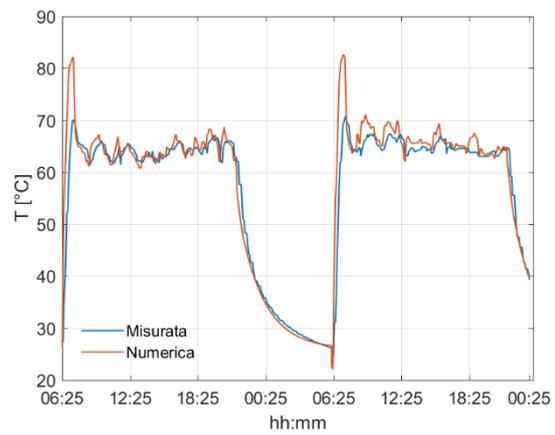
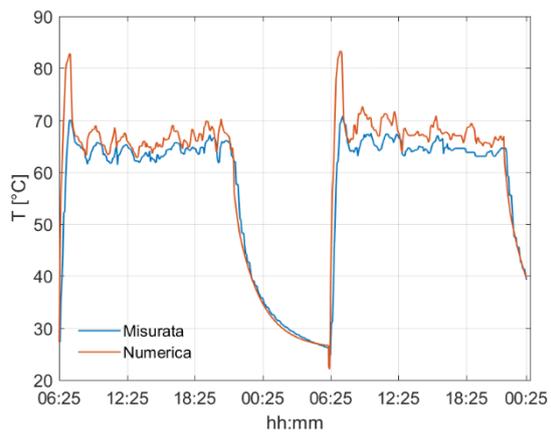


Figura 91:  $T_2$  misurata e numerica per correlazione tubi e mantello(sx) e flussi incrociati puri(dx). UT 31

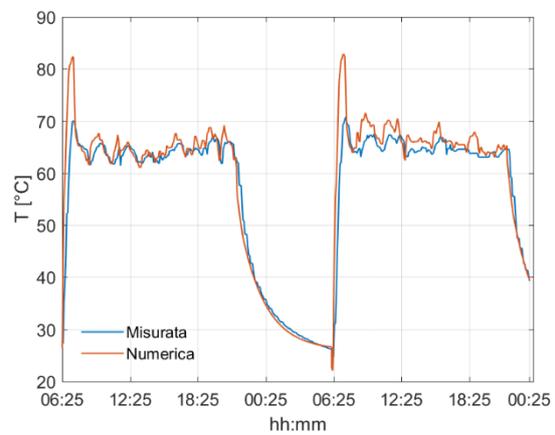
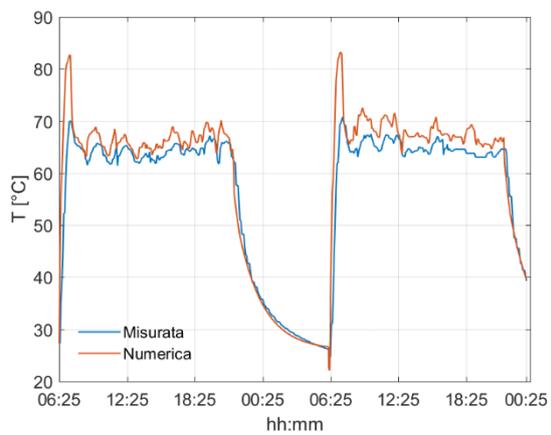


Figura 92:  $T_2$  misurata e numerica per correlazione a flussi incrociati misto-puro(sx) e puro-misto(dx). UT 31

### Utenza 33:

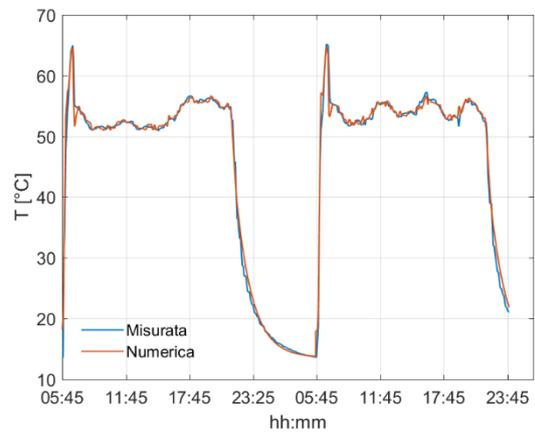
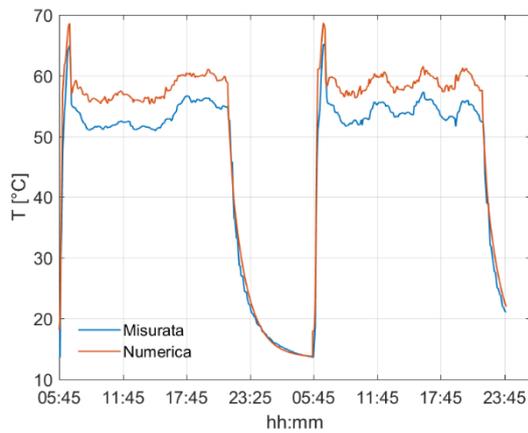


Figura 93:  $T_2$  misurata e numerica per correlazione equicorrente(sx) e controcorrente(dx). UT 33

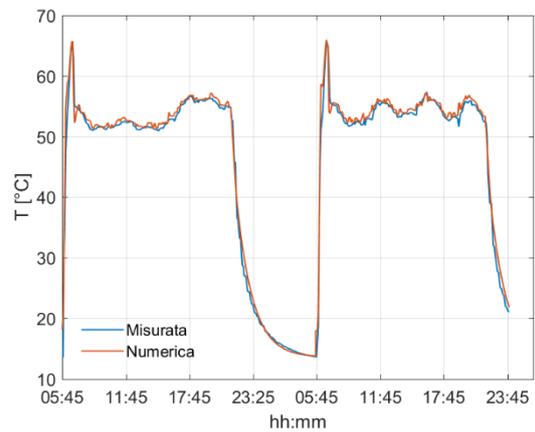
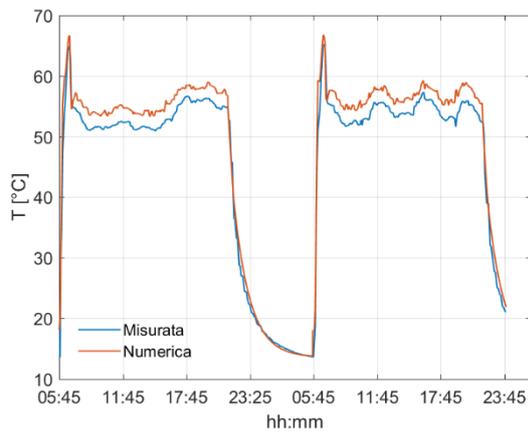


Figura 94:  $T_2$  misurata e numerica per correlazione tubi e mantello(sx) e flussi incrociati puri(dx). UT 33

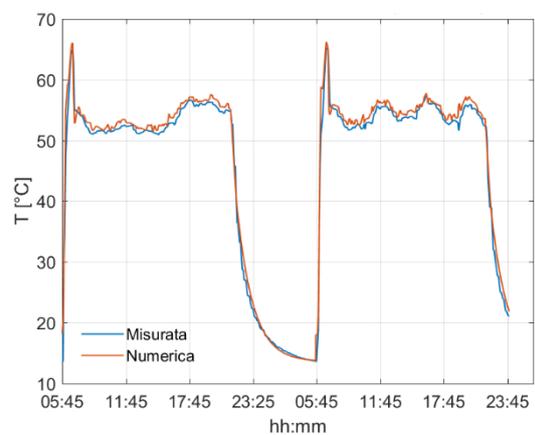
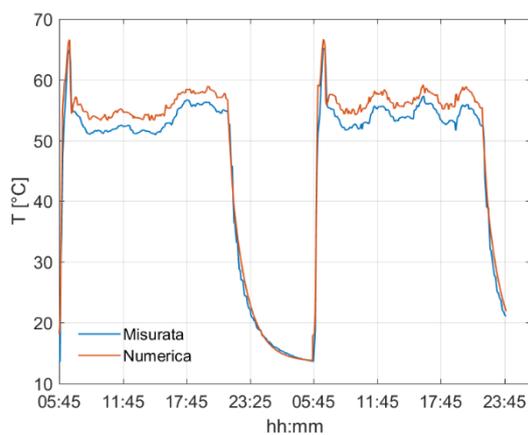


Figura 95:  $T_2$  misurata e numerica per correlazione a flussi incrociati misto-puro(sx) e puro-misto(dx). UT 33

## Utenza 60:

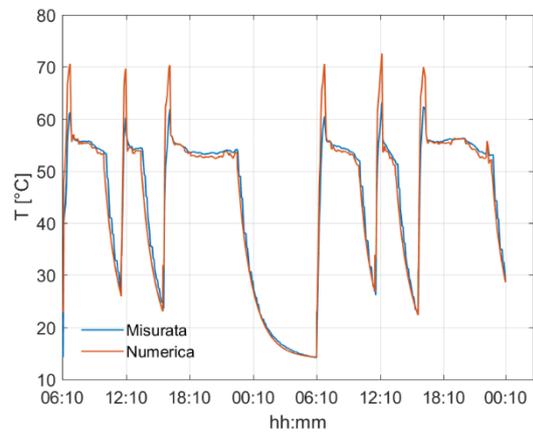
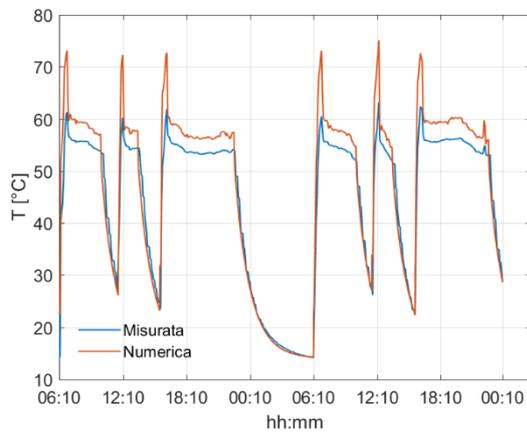


Figura 96:  $T_2$  misurata e numerica per correlazione equicorrente(sx) e controcorrente(dx). UT 60

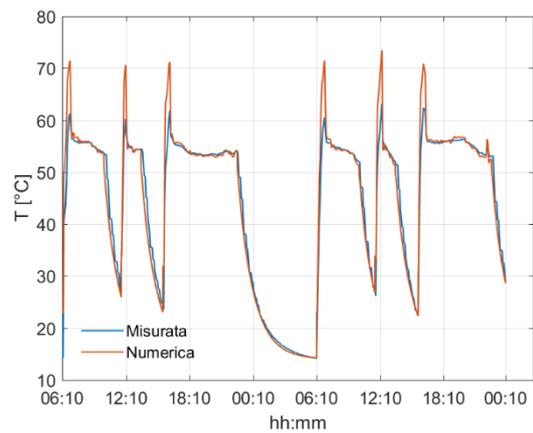
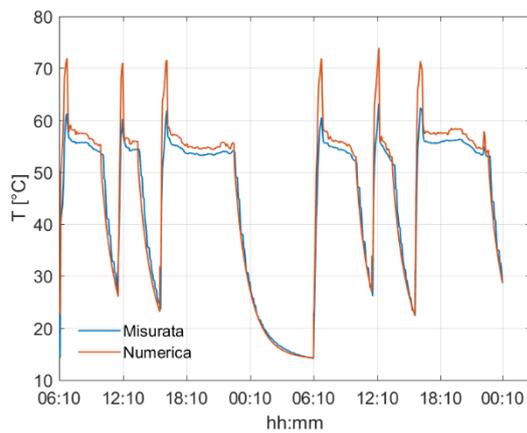


Figura 97:  $T_2$  misurata e numerica per correlazione tubi e mantello(sx) e flussi incrociati puri(dx). UT 60

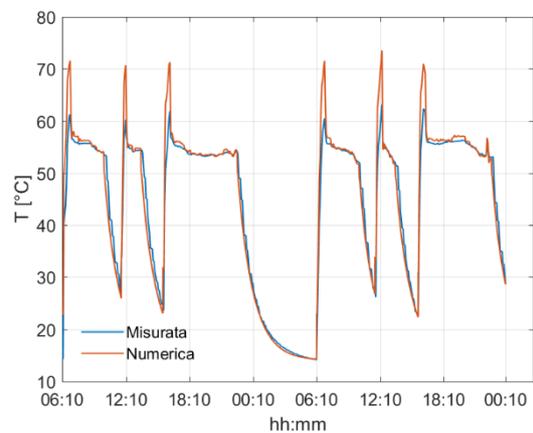
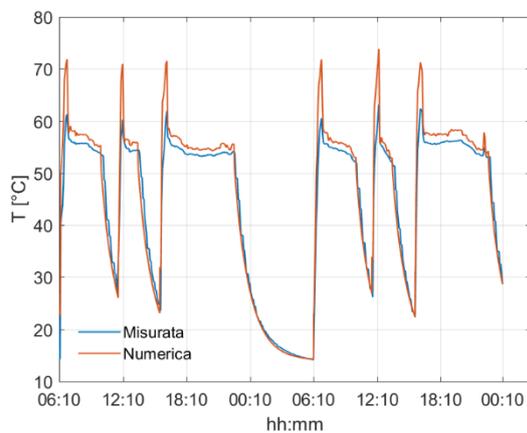


Figura 98:  $T_2$  misurata e numerica per correlazione a flussi incrociati misto-puro(sx) e puro-misto(dx). UT 60

## Utenza 135:

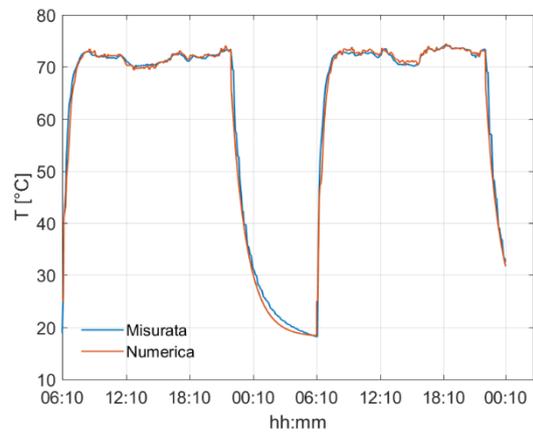
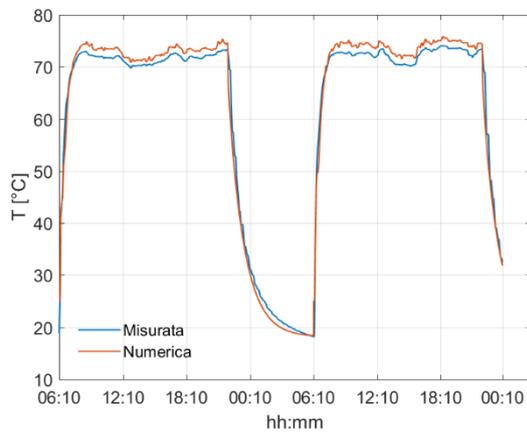


Figura 99:  $T_2$  misurata e numerica per correlazione equicorrente(sx) e controcorrente(dx). UT 135

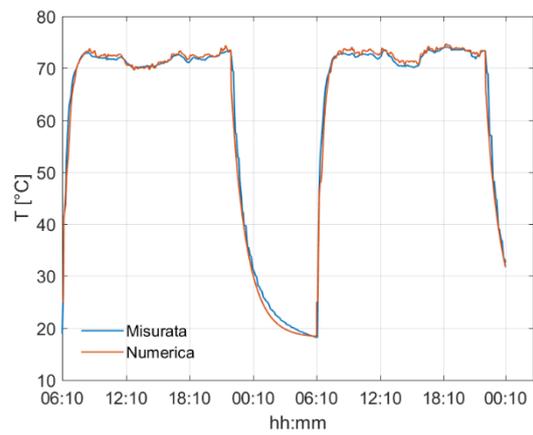
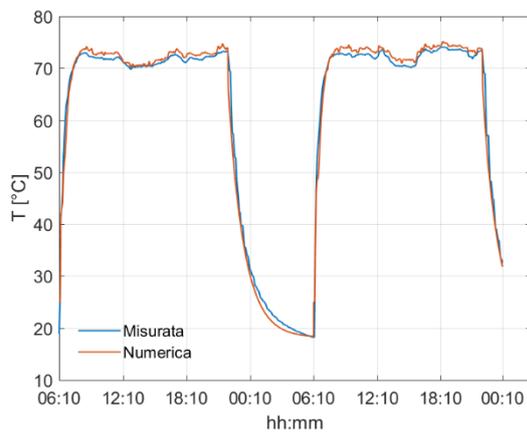


Figura 100:  $T_2$  misurata e numerica per correlazione tubi e mantello(sx) e flussi incrociati puri(dx). UT 135

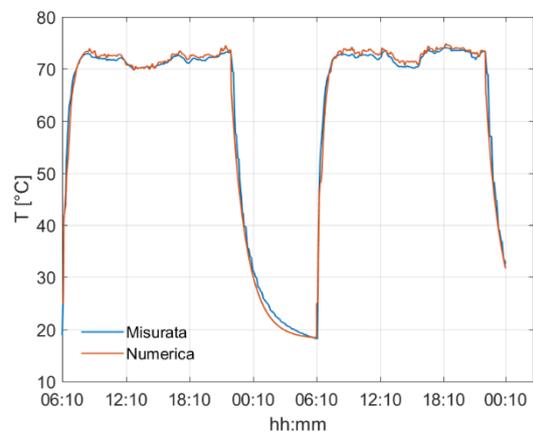
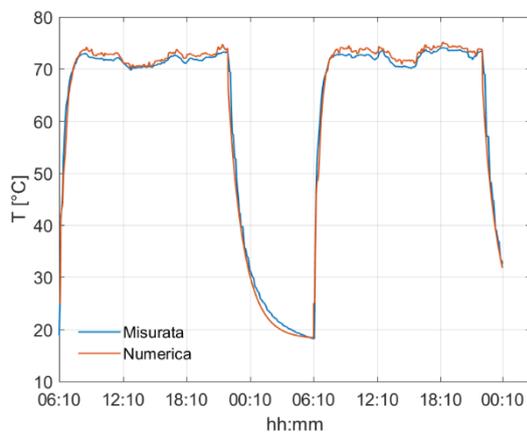


Figura 101:  $T_2$  misurata e numerica per correlazione a flussi incrociati misto-puro(sx) e puro-misto(dx). UT 135

## Utenza 151:

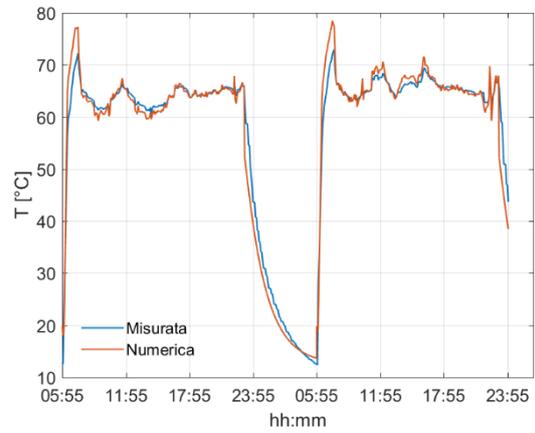
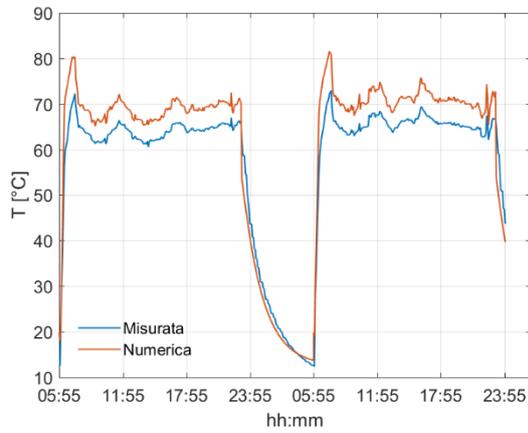


Figura 102:  $T_2$  misurata e numerica per correlazione equicorrente(sx) e controcorrente(dx). UT 151

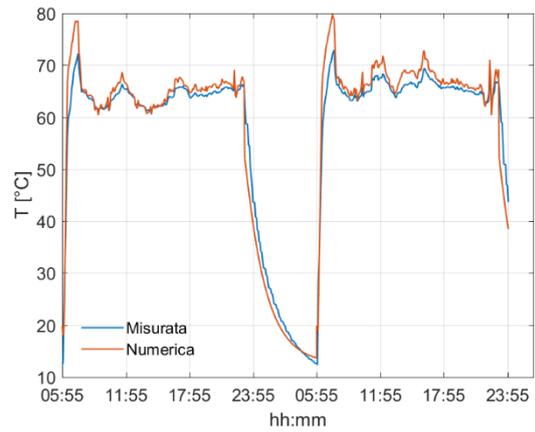
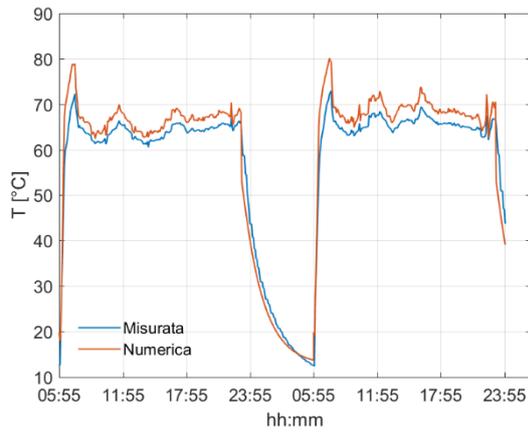


Figura 103:  $T_2$  misurata e numerica per correlazione tubi e mantello(sx) e flussi incrociati pur(dx)i. UT 151

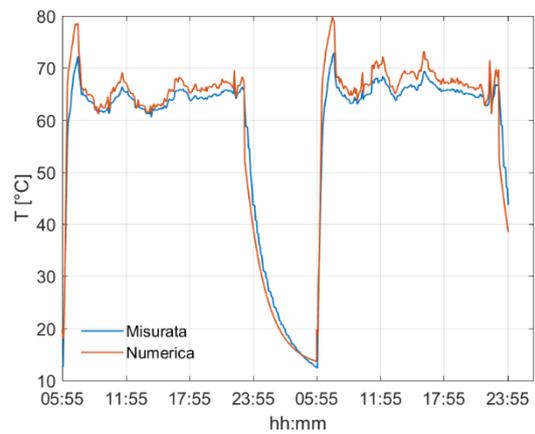
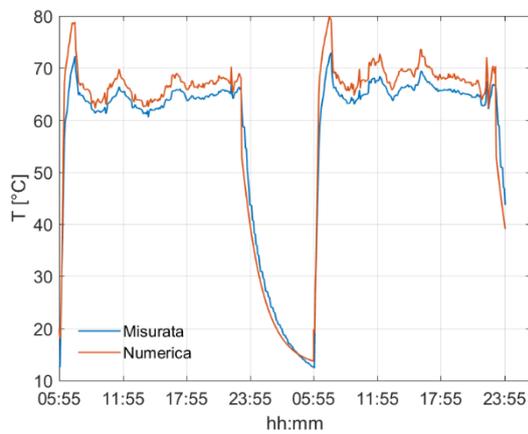


Figura 104:  $T_2$  misurata e numerica per correlazione a flussi incrociati misto-puro(sx) e puro-misto(dx). UT 151

## Utenza 167:

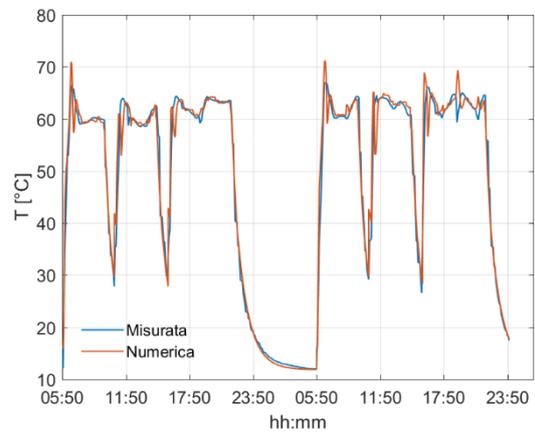
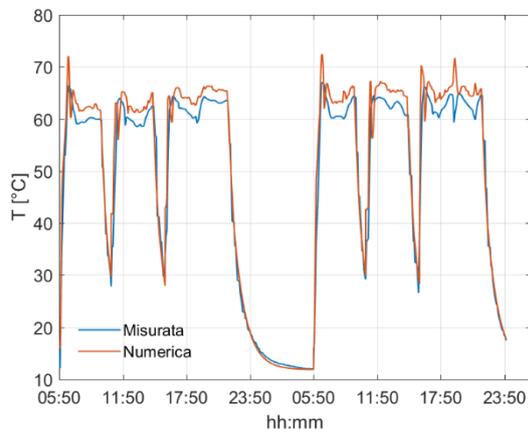


Figura 105:  $T_2$  misurata e numerica per correlazione equicorrente(sx) e controcorrente(dx). UT 167

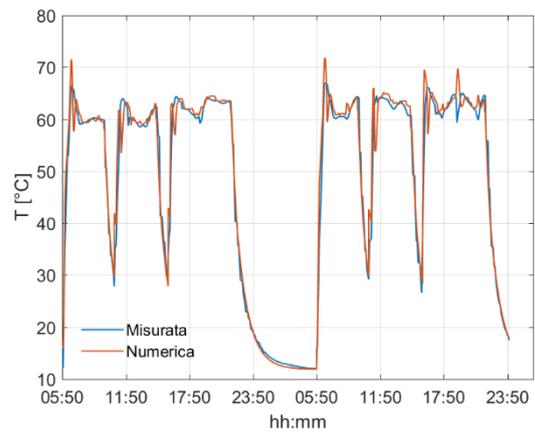
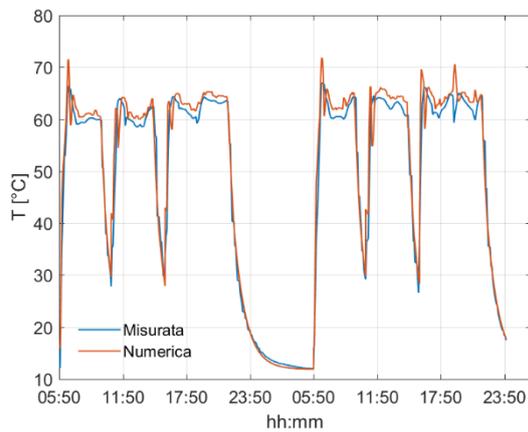


Figura 106:  $T_2$  misurata e numerica per correlazione tubi e mantello(sx) e flussi incrociati puri(dx). UT 167

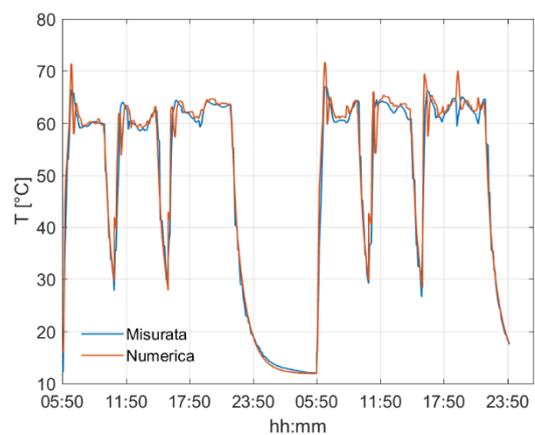
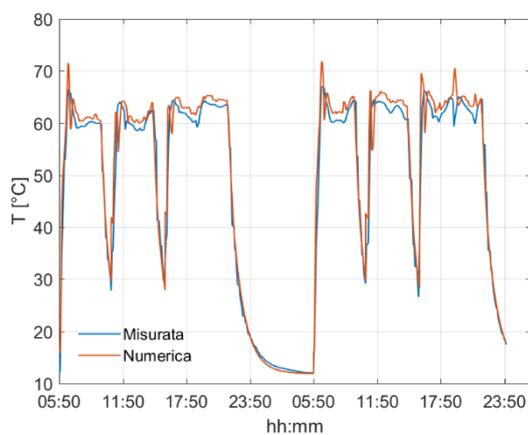


Figura 107:  $T_2$  misurata e numerica per correlazione a flussi incrociati misto-puro(sx) e puro-misto(dx). UT 167

## Utenza 217:

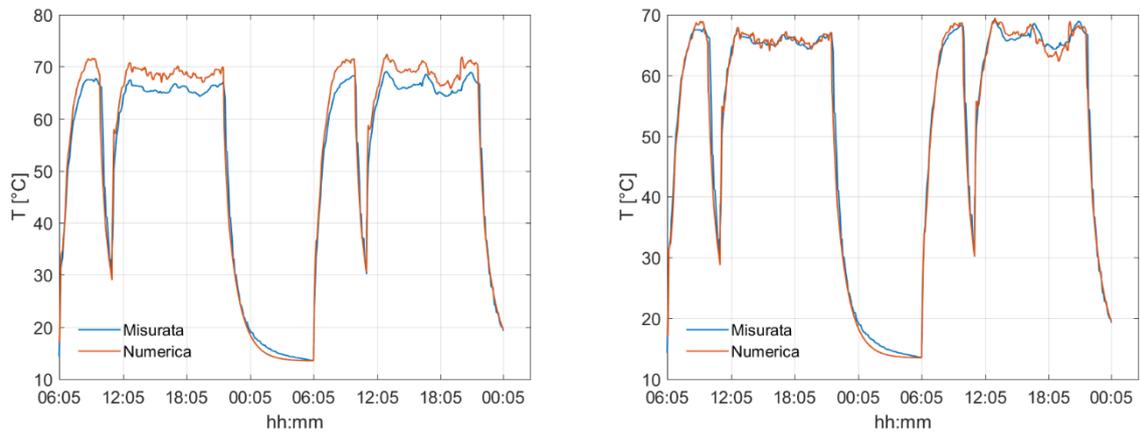


Figura 108: T<sub>2</sub> misurata e numerica per correlazione equicorrente(sx) e controcorrente(dx). UT 217

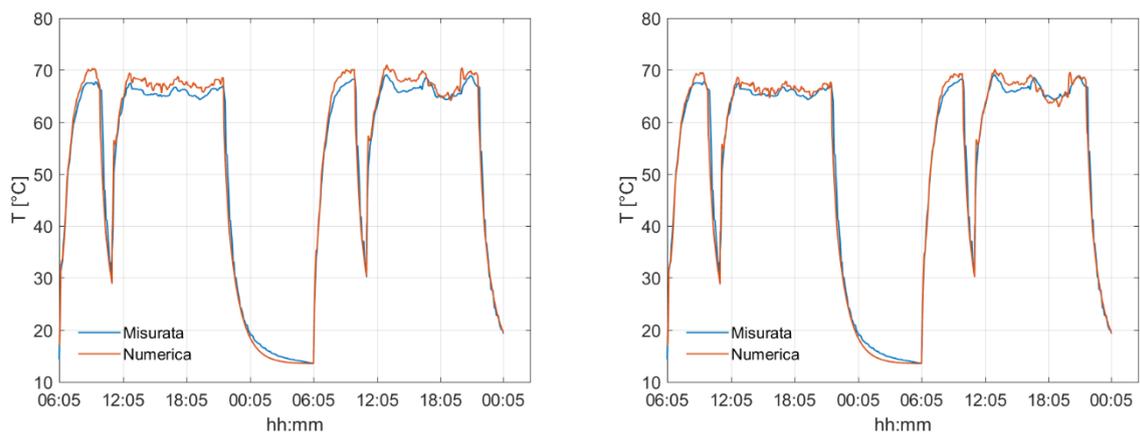


Figura 109: T<sub>2</sub> misurata e numerica per correlazione tubi e mantello(sx) e flussi incrociati puri(dx). UT -217

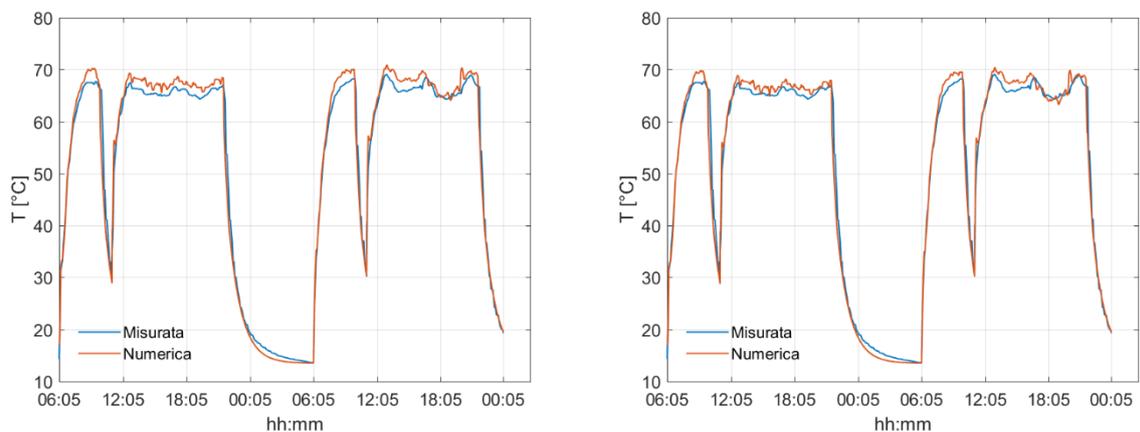


Figura 110: T<sub>2</sub> misurata e numerica per correlazione a flussi incrociati misto-puro(sx) e puro-misto(dx). UT 217

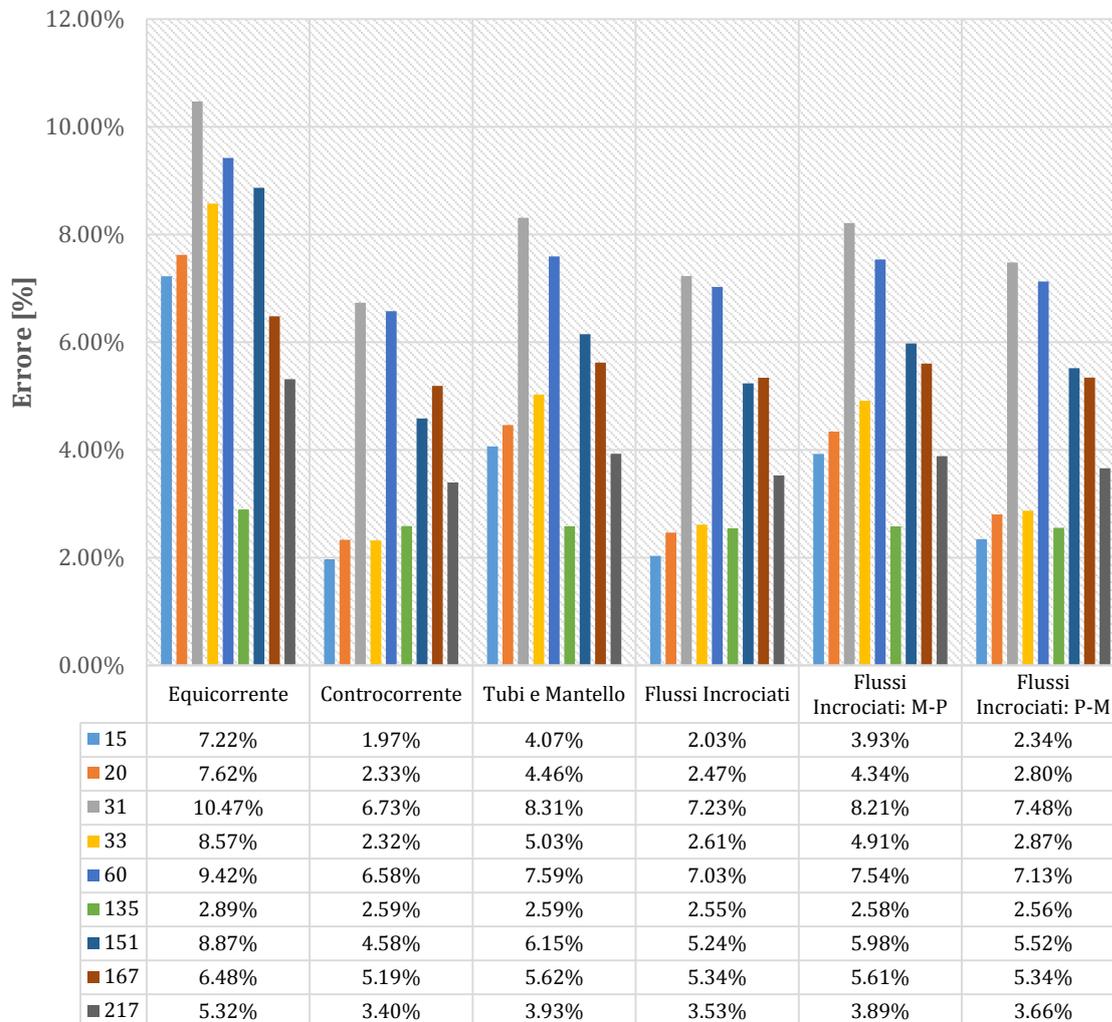


Tabella 16: Errore relativo ottenuto per la temperatura  $T_2$  al variare della correlazione per l'efficacia

Come risulta evidente dal quadro riassuntivo sopra riportato, la correlazione per scambiatori in controcorrente fornisce sempre i risultati migliori eccetto che per l'utenza 135 (Controcorrente: 2,59% , Flussi incrociati: 2,54%). Essa costituisce pertanto la migliore correlazione disponibile tra quelle considerate per la rappresentazione del comportamento che lo scambiatore di calore manifesta. Occorre però sottolineare che per due delle utenze considerate (31 e 60) lo scostamento appare molto più elevato che per gli altri casi in quanto l'errore che manifestano è pari al 6,73% e al 6,58% rispettivamente.

Va inoltre sottolineato che sussiste una discrepanza tra il flusso termico fornito dal lato primario dello scambiatore di calore e quello assorbito dal lato secondario dello stesso.

Avendo a disposizione le quattro temperature ai capi dello scambiatore di calore è infatti possibile valutare la seguente differenza ( $\Delta\Phi$ ) tra il flusso termico fornito ( $\Phi_f$ ) e quello assorbito al secondario ( $\Phi_{ass}$ ):

$$(4.14) \quad \Delta\Phi = \Phi_f - \Phi_{ass}$$

$$(4.15) \quad \Delta\Phi = c[\dot{m}_1(T_1 - T_2) - \dot{m}_2(T_3 - T_4)]$$

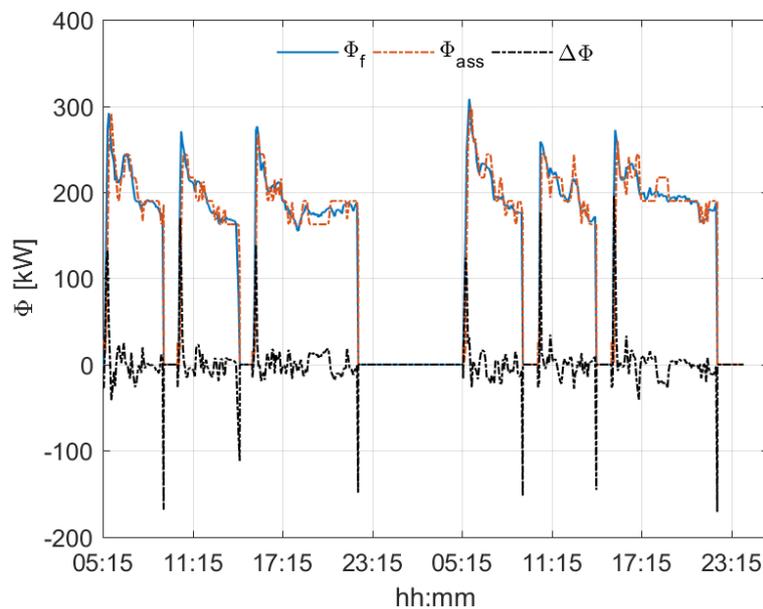


Figura 111; Confronto tra il flusso termico fornito ed assorbito. UT 15

Come si nota la quantità di flusso termico trasferito al secondario risulta diversa nelle prime fasi di accensione e nelle ultime di spegnimento. Ciò significa che non è possibile stabilire la perfetta uguaglianza tra il flusso termico fornito dal fluido che circola nella rete principale di teleriscaldamento e quello assorbito dall'acqua che circola nella rete di distribuzione secondaria. Questo effetto può essere riprodotto aggiungendo una capacità termica aggiuntiva al modello dello scambiatore di calore.

$$(4.16)^{18} \quad \Phi_f = \Phi_{ass} + C \frac{dT_c}{dt}$$

In particolare occorre notare che un surplus o un deficit di flusso termico trasferito al secondario hanno come effetto un aumento o un decremento della temperatura  $T_3$ . In qualche modo dunque la temperatura associata alla capacità termica fittizia può essere legata alla storia termica evidenziata dalla temperatura  $T_3$ . Si può supporre che:

$$(4.17) \quad \frac{dT_c}{dt} = \frac{dT_3}{dt}$$

Tale ipotesi equivale ad introdurre uno scambio termico fittizio tra l'acqua che circola nella rete di distribuzione secondaria in uscita dallo scambiatore di calore e la detta capacità termica fittizia. In questo modo è possibile modulare e riprodurre l'effettivo comportamento che la temperatura  $T_3$  presenta.

Una volta stabilita la relazione che sussiste tra la temperatura da associare alla capacità termica fittizia e la temperatura  $T_3$ , sarà possibile determinare direttamente la capacità termica come segue:

$$(4.18) \quad C \frac{dT_c}{dt} = \Delta\Phi$$

$$(4.19) \quad C = \frac{\int_0^t \Delta\Phi dt}{\int_0^t \frac{dT_c}{dt} dt}$$

Il calcolo è stato eseguito su un periodo di accensione e spegnimento. Per il calcolo delle grandezze integrali sopra riportate si è fatto uso della formula del trapezio (41):

---

<sup>18</sup>  $T_c$  rappresenta la temperatura da associare alla capacità termica aggiuntiva  $C$

$$(4.20) \quad I \cong \frac{h}{2} \left( f(x_0) + 2 \sum_{i=2}^{N-1} f(x_i) + f(x_n) \right)$$

In cui  $h$  rappresenta il passo di integrazione scelto ed  $f(x)$  la funzione integranda di interesse. Una volta valutata la capacità termica si è provveduto a simulare il comportamento dello scambiatore di calore utilizzando i dati di temperatura  $T_4$  disponibili. Di seguito si riporta lo schema utilizzato.

$$(3.4) \quad \Phi_f = \varepsilon(NTU, C_r) C_{min} (T_1 - T_4)$$

$$(4.21) \quad \Phi_{ass} = \Phi_f - C \frac{dT_c}{dt} = \Phi_f - C \frac{dT_3}{dt}$$

Per la risoluzione della precedente equazione differenziale si è fatto uso del metodo di Eulero all'indietro:

$$(4.22)^{19} \quad \dot{m}_2 c (T_3^i - T_4^i) = \dot{m}_1 c (T_1^i - T_2^i) - C \frac{T_3^i - T_3^{i-1}}{\Delta t}$$

$$(4.23) \quad T_3^i = \frac{\dot{m}_1 c (T_1^i - T_2^i) + \dot{m}_2 c T_4^i + \frac{C}{\Delta t} T_3^{i-1}}{\dot{m}_2 c + \frac{C}{\Delta t}}$$

---

<sup>19</sup> L'apice  $i$  nell'equazione identifica lo step temporale a cui valutare la grandezza cui fa riferimento.  $i$ : step attuale.  $i-1$ : step precedente

Una volta ottenuto il profilo di temperatura  $T_3$  lo si è confrontato con i dati misurati e con il profilo di temperatura  $T_{3id}$  che si otterrebbe se tutto il flusso termico fornito dal fluido primario venisse effettivamente assorbito da quello secondario.

$$(4.24) \quad T_{3id} = T_4 + \frac{\dot{m}_1(T_1 - T_2)}{\dot{m}_2}$$

Si valuterà poi l'errore attraverso l'ausilio della norma:

$$(4.25) \quad E_1 = \frac{\|T_{3id} - T_{3ex}\|}{\|T_{3ex}\|}$$

$$(4.26) \quad E_2 = \frac{\|T_3 - T_{3ex}\|}{\|T_{3ex}\|}$$

Utenza	$C \left[ \frac{kJ}{^\circ C} \right]$
15	654,33
20	1814,51
31	9517,59
33	3238,54
60	807,62
135	1875,88
151	10646,26
167	147,77
217	1577,51

Tabella 17: Capacità termiche fittizie

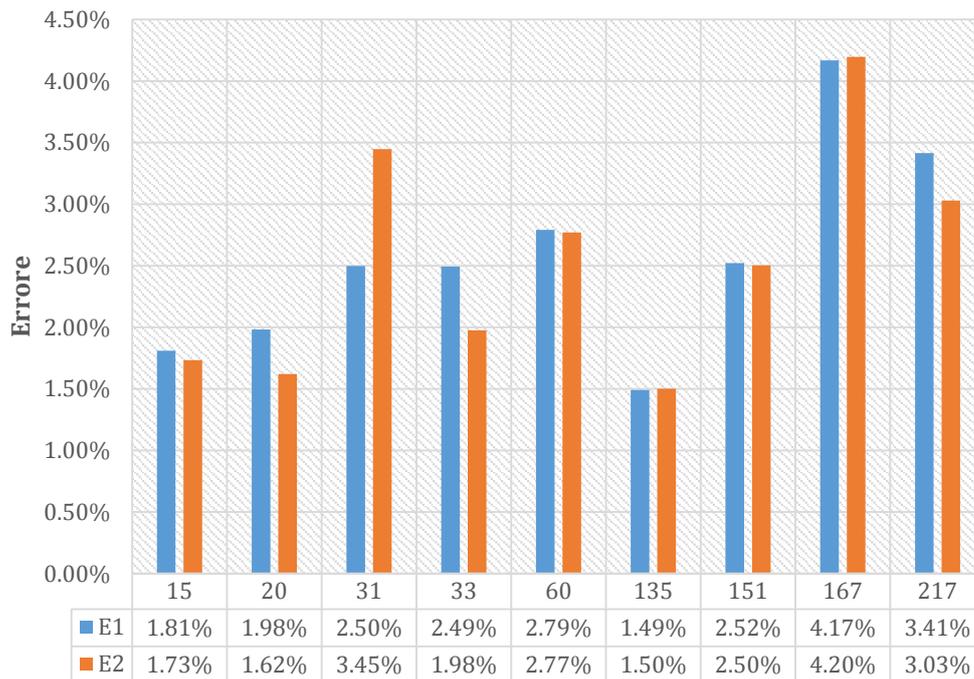
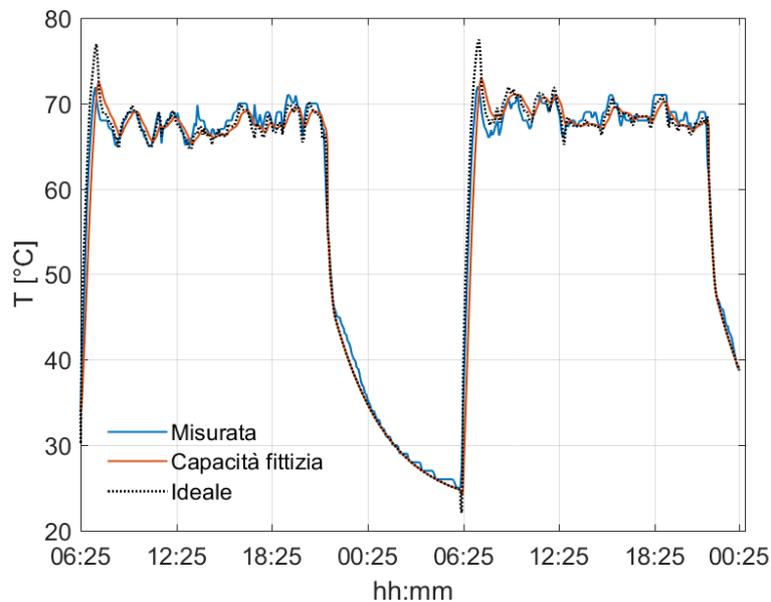


Tabella 18: Errore percentuale per il modello con e senza capacità termica fittizia

In generale l'introduzione della capacità termica fittizia consente un lieve miglioramento delle prestazioni fornite dal modello nel simulare lo scambiatore di calore della sottostazione di scambio termico. A quanto detto fa eccezione l'utenza 31. Nonostante un errore accresciuto, il profilo di temperatura che complessivamente viene recuperato tramite l'aggiunta di una capacità termica fittizia appare rispettare maggiormente il profilo reale che la temperatura  $T_3$  mostra (fig.112).

Figura 112:  $T_3$  per modello con e senza capacità termica fittizia

Come si nota il modello con capacità termica fittizia appare riprendere in modo più efficace il profilo di temperatura  $T_3$ . Il più elevato errore, nel caso di capacità termica fittizia rispetto al caso ideale, è dovuto ad un piccolo ma costante scostamento rispetto ai valori misurati durante la fase di aumento della temperatura post accensione. L'introduzione di una capacità termica aggiuntiva consente dunque di descrivere in modo più adeguato i fenomeni fisici coinvolti presso lo scambiatore di calore delle sottostazioni di scambio termico.

### 4.3 Il tempo di ritardo idraulico

Dopo avere determinato quelle che sono le prestazioni specifiche degli scambiatori di calore presenti presso le sottostazioni di scambio termico è necessario valutare i parametri caratteristici della rete di distribuzione secondaria. Come esposto in precedenza, ciò risulta nell'individuazione di un solo parametro: il tempo di ritardo idraulico. La sua valutazione risulta a prima vista alquanto complessa. Non essendo noti lunghezza e diametri delle tubazioni esso non può essere calcolato esplicitamente. L'idea è pertanto quella di effettuare uno studio parametrico con i medesimi criteri esposti nella sezione precedente. A tal fine si considera nota la temperatura  $T_3$ , si impone un certo valore per il tempo di ritardo idraulico ( $\bar{t}$ ) con l'obiettivo di stimare la temperatura  $T_4$ . Il problema principale di tale approccio è che il profilo termico  $T_4$  non dipende solo dal

tempo di ritardo, ma dipende anche dall'entità del flusso termico che l'acqua che circola nella rete di distribuzione secondaria scambia con l'utenza. L'entità di tale flusso è una funzione del profilo di temperatura ( $T_h$ ) interna all'edificio e del flusso termico di design ( $\Phi_{rn}$ ). A sua volta  $T_h$  dipenderà dalle caratteristiche specifiche dell'edificio come la capacità termica ( $C_{ed}$ ) ed il coefficiente di dispersione ( $k_d$ ), facendo riferimento per semplicità ad un modello del primo ordine per l'edificio stesso.

$$(4.26) \quad T_4(t) = f(t, \bar{t}, \Phi_{rn}, C_{ed}, k_d, T_3)$$

La valutazione esplicita della temperatura  $T_4$  richiede la conoscenza simultanea di quattro parametri distinti. Si potrebbero a tal fine utilizzare algoritmi di ottimizzazione per la determinazione di tali parametri in modo simultaneo ma questo condurrebbe ad un sistema che potrebbe non riprodurre affettivamente la dinamica dell'edificio e della rete di distribuzione<sup>20</sup>. Per tale ragione si è cercato di individuare un approccio che consenta di disaccoppiare le variabili in gioco.

A tal fine occorre anzitutto notare il fatto che la dipendenza da due dei parametri ( $C_{ed}, k_d$ ) deriva dall'esigenza di determinare il profilo di temperatura interna all'edificio. Come è noto però la variabilità giornaliera di tale profilo non è così elevata oscillando tra valori che possono superare o meno di qualche grado il target di temperatura per gli ambienti riscaldati, che è posto pari a 20 °C. Considerando dunque una **temperatura costante per l'edificio** e pari a 20°C, è possibile limitare la dipendenza che  $T_4$  possiede dai rimanenti parametri.

$$(4.27) \quad T_4(t) = f(t, \bar{t}, \Phi_{rn}, T_3)$$

Considerando il fatto che la rete di distribuzione secondaria si impone essere adiabatica, il tempo di ritardo ha per unico effetto quello di traslare rigidamente nel tempo il profilo di temperatura che l'acqua possiede in uscita dai terminali di riscaldamento. Per tale ragione il valore del tempo di ritardo che minimizza l'errore che

---

<sup>20</sup> Le soluzioni ottenute con metodi di ottimizzazione volti alla minimizzazione dell'errore che sussiste tra la soluzione numerica e quella misurata potrebbero condurre alla valutazione di parametri che minimizzano sì l'errore ma che potrebbero non rispettare alcune evidenze fisiche, come ad esempio il raggiungimento delle condizioni di stazionario per l'edificio.

la temperatura  $T_4$  possiede rispetto a quella misurata, ci si aspetta essere indipendente dal flusso termico di design (fig.114).

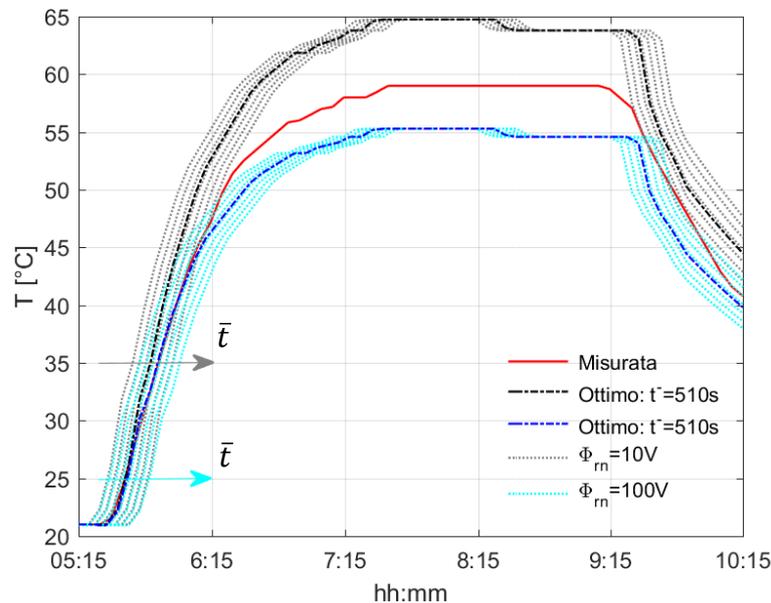


Figura 113: Andamento della temperatura  $T_4$  al variare del tempo di ritardo per due valori del flusso termico nominale (V indica la volumetria). Le soluzioni di minimo errore vengono riportate con marcatura tratto-punto

Come si nota in figura il flusso termico di design stabilisce il salto termico complessivamente subito dal fluido nell'interfacciarsi con l'utenza, mentre il tempo di ritardo produce semplicemente una traslazione della soluzione lungo l'asse dei tempi. L'effetto principale del tempo di ritardo è preponderante nelle fasi di accensione più che in quelle di pieno funzionamento. A partire dalle 7:15 (per l'Utenza 20), l'effetto che il tempo di ritardo genera nelle soluzioni che si ottengono è estremamente modesto mentre dalle 5:15 alle 7:15 le curve presentano una differenziazione netta. Questo è dovuto al fatto che maggiore è il tempo di ritardo maggiore sarà l'attesa necessaria affinché la temperatura  $T_4$  raggiunga le condizioni di pieno regime.

Questo fa sì che qualunque sia il valore di flusso termico di design considerato il tempo di ritardo che minimizza l'errore avrà sempre lo stesso valore. Ciò consente il disaccoppiamento dei due parametri, i quali potranno dunque essere calcolati indipendentemente l'uno dall'altro. Ad ulteriore supporto a quanto fin qui esposto sono stati determinati i tempi di ritardo di ottimo per tutte le utenze per differenti valori del flusso termico di design considerato. Noti infatti tali valori è possibile ricavare il profilo di temperatura  $T_4$  e valutarne (attraverso la norma), lo scostamento da quello misurato. Di seguito si riportano i risultati ottenuti.

## Utenza 15:

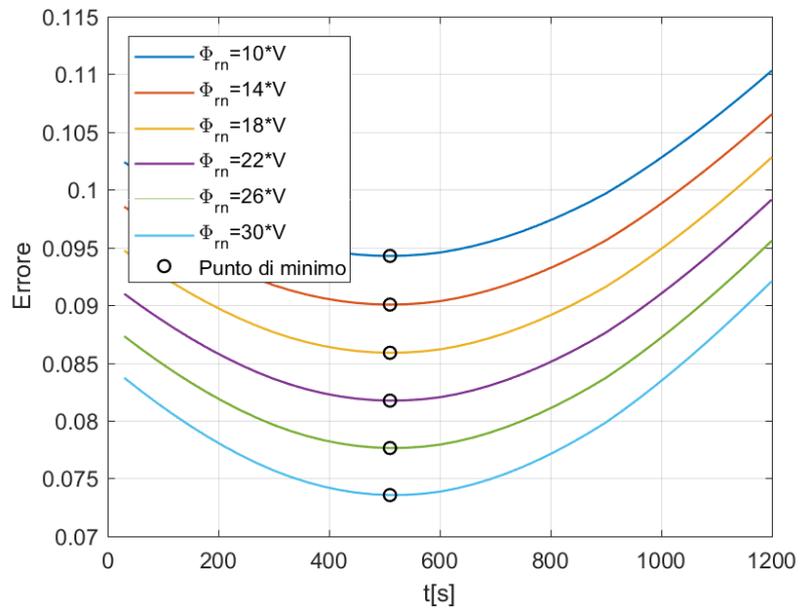


Figura 114: Valutazione del tempo di ritardo. UT 15

## Utenza 20:

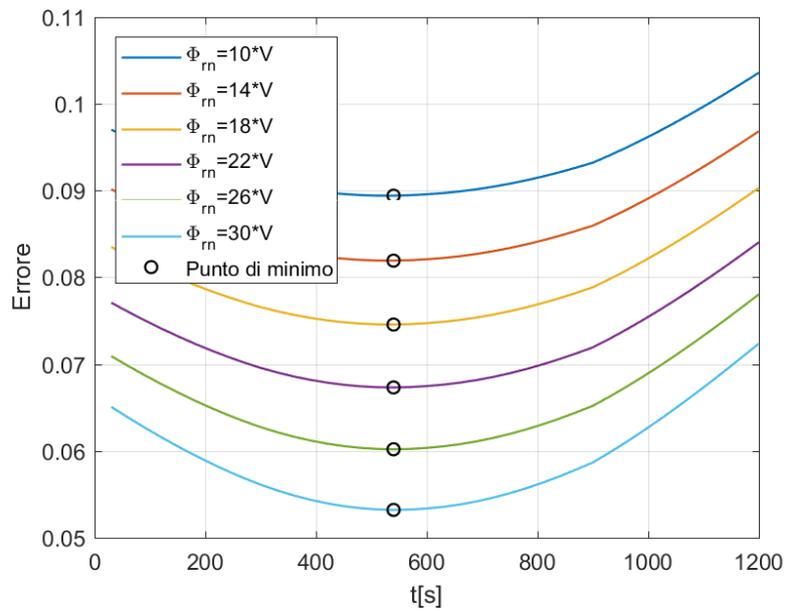


Figura 115: Valutazione del tempo di ritardo. UT 20

### Utenza 31:

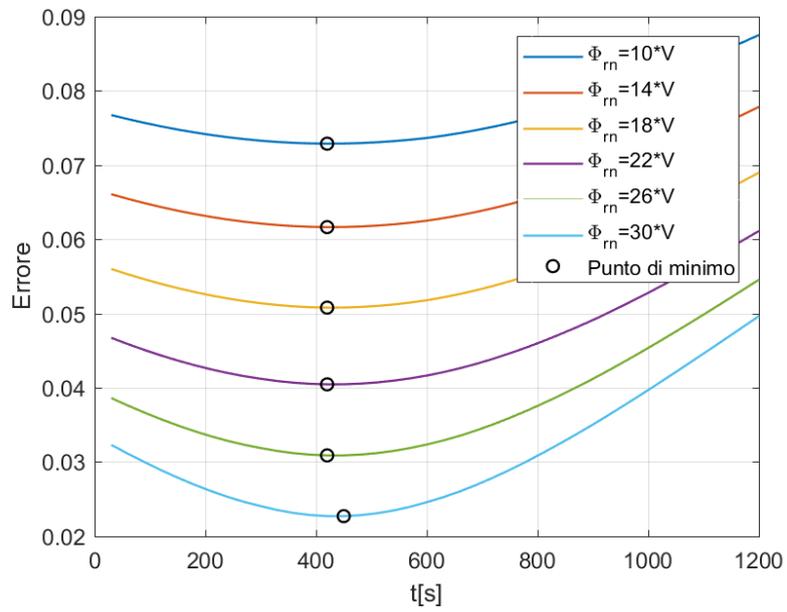


Figura 116: Valutazione del tempo di ritardo. UT 31

### Utenza 33:

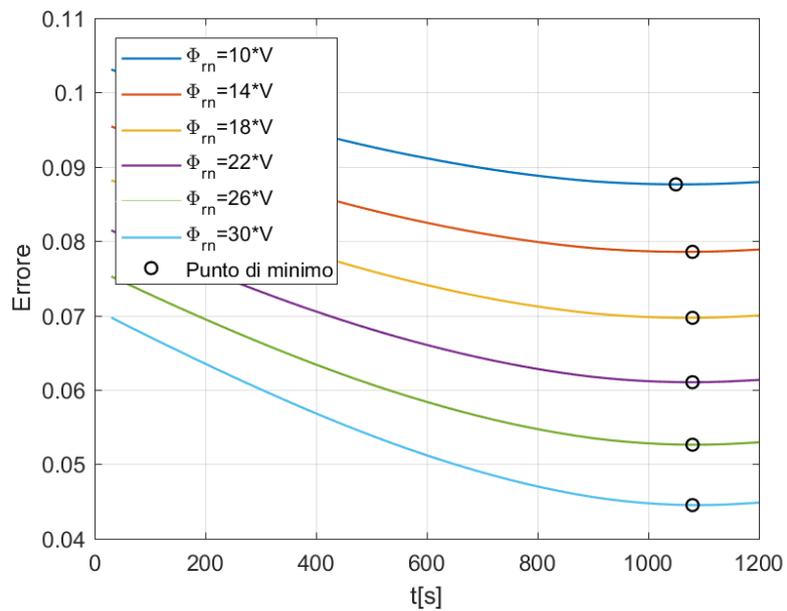


Figura 117: Valutazione del tempo di ritardo. UT 33

## Utenza 60:

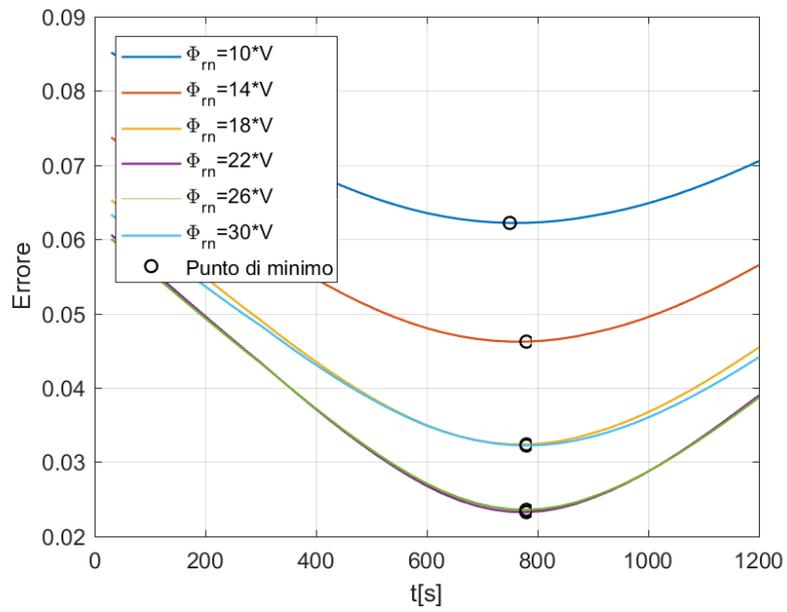


Figura 118: Valutazione del tempo di ritardo. UT 60

## Utenza 135:

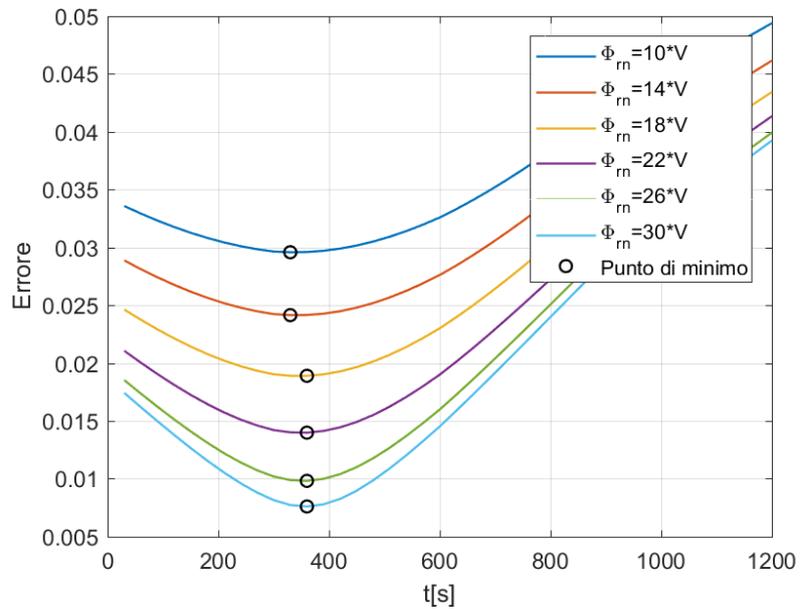


Figura 119: Valutazione del tempo di ritardo. UT 135

## Utenza 151:

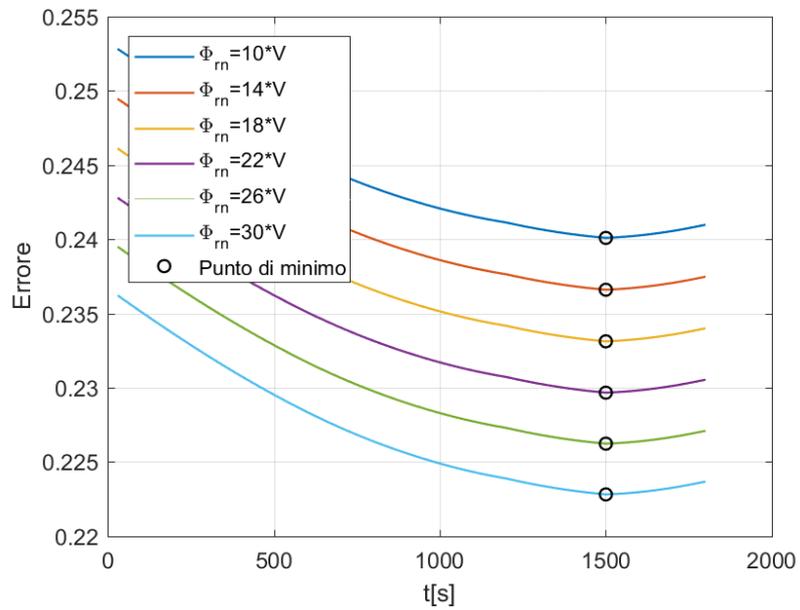


Figura 120: Valutazione del tempo di ritardo. UT 151

## Utenza 167:

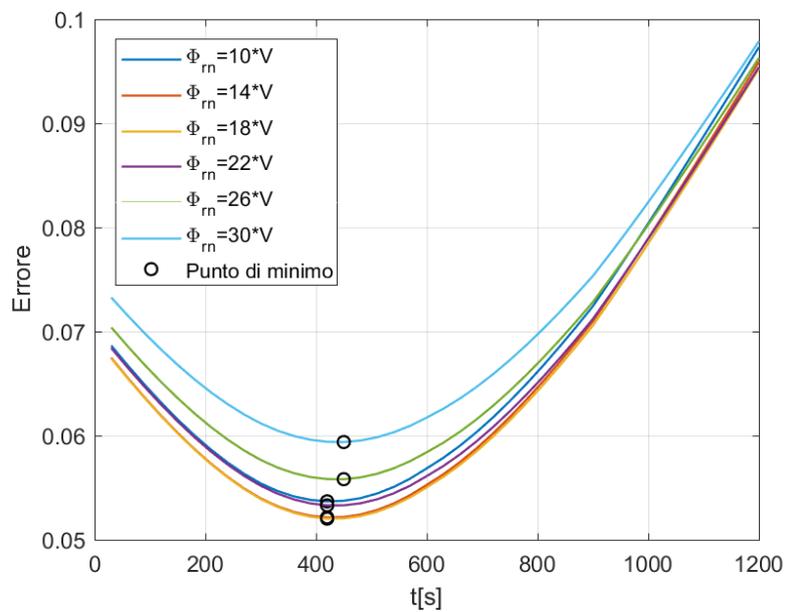


Figura 121: Valutazione del tempo di ritardo. UT 167

## Utenza 217:

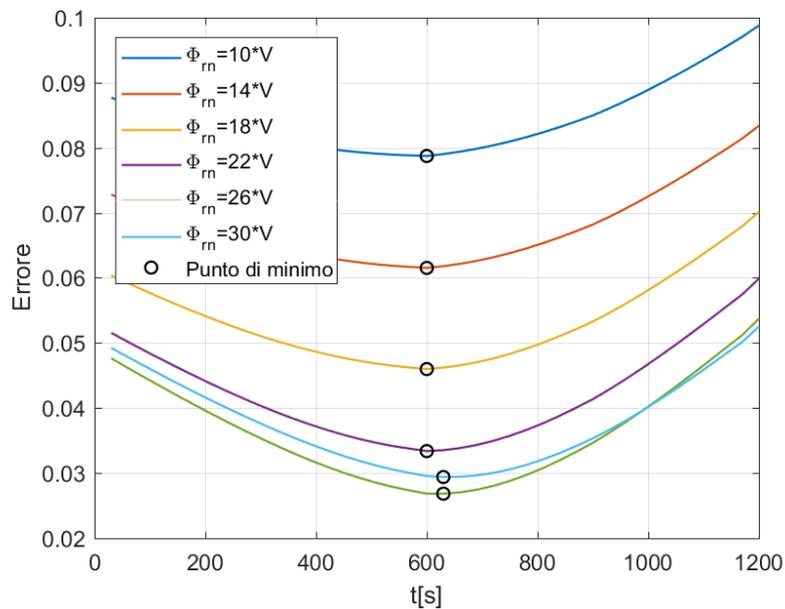


Figura 122: Valutazione del tempo di ritardo. UT 217

Come si nota, nella maggior parte dei casi il minimo di errore su un ampio range di flussi termici di design considerati risulta sempre in corrispondenza dello stesso valore. Quando se ne discosta lo scostamento tra i valori di minimo non supera i 30 secondi consentendo di determinare in modo sufficientemente accurato il tempo di ritardo.

Utenza	t [s]
15	510
20	540
31	420
33	1080
60	780
135	360
151	1500
167	420
217	600

Tabella 19: Tempo di ritardo per le utenze appartenenti al baricentro termico

## 4.4 L'Utenza

In questa sezione si procederà alla caratterizzazione dei parametri necessari alla modellazione delle utenze. Come precedentemente esposto essa risulta una delle parti più complesse da analizzare in quanto i fenomeni coinvolti sono numerosi e le informazioni a disposizione estremamente modeste. Nonostante ciò è possibile ottenere una modellazione soddisfacente ed adeguata a descrivere il comportamento evidenziato presso le sottostazioni di scambio termico.

### 4.4.1 Il modello ad una Capacità termica: $k_d$ e $k_r$

Per prima cosa occorre valutare il flusso termico nominale dei terminali di riscaldamento ed il coefficiente di dispersione per le varie utenze. La conoscenza del tempo di ritardo risulta uno strumento estremamente prezioso a tal fine. Applicando infatti una semplice traslazione lungo l'asse dei tempi è possibile ricostruire il profilo di temperatura  $T_5$  che si ottiene in uscita dai terminali di riscaldamento.

$$(4.28) \quad T_5(t) = T_4(t + \bar{t})$$

Nota la temperatura  $T_5$  e la temperatura  $T_3$  si ricava il flusso termico effettivamente ceduto all'utenza.

$$(4.29) \quad \Phi_{ut} = \dot{m}_2 c (T_3 - T_5)$$

A partire dalla conoscenza del flusso termico si ricavano gli istanti di tempo in cui il sistema mostra un comportamento stazionario. In tali punti si ipotizza una temperatura

interna fissa e costante. Questo conduce alla diretta determinazione del flusso termico nominale.

$$(4.30) \quad \Phi_r = \Phi_r|_{st} \left( \frac{\Delta T_{lm}|_{st}}{\Delta T_{lm_d}} \right)^{1.3}$$

$$(4.31)^{21} \quad \Phi_{rn} = \Phi_r|_{st} \left( \frac{\Delta T_{lm}|_{st}}{\Delta T_{lm_d}} \right)^{-1.3}$$

Per maggiore semplicità il flusso termico nominale viene espresso in funzione della volumetria dell'utenza.

$$(4.31) \quad \Phi_{rn} = k_r V$$

Il coefficiente di dispersione può invece essere ricavato considerando il fatto che in condizioni stazionarie tutto il flusso termico ricevuto dall'utenza viene disperso verso l'esterno.

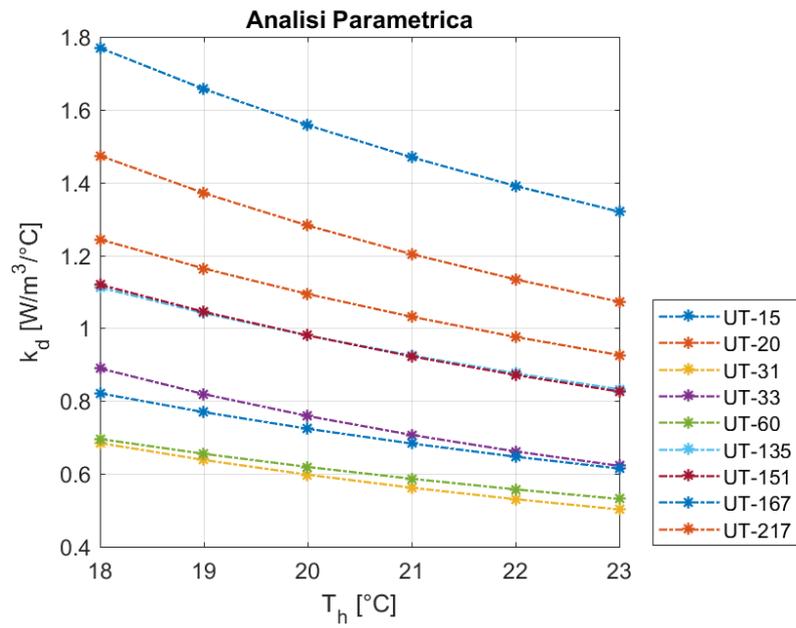
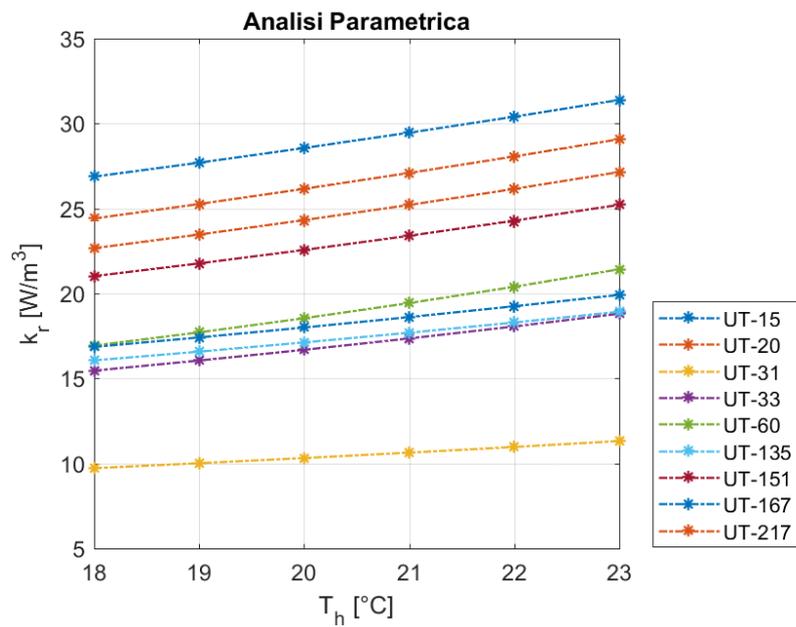
$$(4.33) \quad \Phi_r|_{st} = k_d (T_{est} - T_h)|_{st}$$

$$(4.32) \quad k_d = \frac{\Phi_r|_{st}}{(T_{est} - T_h)|_{st}}$$

Poichè i valori sopra riportati varierebbero in funzione della temperatura interna che si considera per i punti di stazionario sopra considerati, di seguito si riporta la dipendenza che tali parametri presentano proprio da tale temperatura.

---

<sup>21</sup> La dicitura "staz" vuole indicare l'applicazione dell'espressione riportata ai soli punti in cui il sistema manifesta un comportamento stazionario

Figura 123: Analisi parametrica per il coefficiente di dispersione  $k_d$ Figura 124: Analisi parametrica per il coefficiente di flusso nominale  $k_r$

Come si nota dalle [fig.123-124](#), all'aumentare della temperatura interna considerata in corrispondenza dei punti di stazionario il coefficiente di dispersione assume valori decrescenti mentre il flusso termico nominale crescenti. Tale comportamento è coerente ed era infatti prevedibile osservando le espressioni di tali coefficienti. Il flusso termico che l'edificio riceve è infatti noto a priori e stabilito sulla base dei profili di temperatura misurati  $T_3$  e  $T_4$ . Un aumento di  $T_h$  comporta una diminuzione della differenza media logaritmica vista dai terminali di riscaldamento ed un aumento del salto termico tra le zone interne ed esterne dell'edificio. Conseguentemente il valore del flusso termico nominale dovrà necessariamente avere valori maggiori per riuscire a fornire il medesimo flusso termico con una differenza media logaritmica inferiore. Il coefficiente di dispersione dovrà invece assumere valori inferiori per garantire le medesime dispersioni ma in presenza di un salto termico maggiore. Pertanto un aumento di  $T_h$  porta a considerare utenze più isolate e con terminali di riscaldamento di maggiore dimensione.

$k_d \left[ \frac{W}{m^3 \cdot C} \right]$	$T_h [^{\circ}C]$					
	18	19	20	21	22	23
<b>Utenza</b>						
<b>15</b>	1,77	1,66	1,56	1,47	1,39	1,32
<b>20</b>	1,47	1,37	1,28	1,20	1,13	1,07
<b>31</b>	0,68	0,64	0,60	0,56	0,53	0,50
<b>33</b>	0,89	0,82	0,76	0,71	0,66	0,62
<b>60</b>	0,70	0,65	0,62	0,59	0,56	0,53
<b>135</b>	1,11	1,04	0,98	0,92	0,88	0,83
<b>151</b>	1,12	1,04	0,98	0,92	0,87	0,83
<b>167</b>	0,82	0,77	0,72	0,68	0,65	0,61
<b>217</b>	1,24	1,16	1,09	1,03	0,98	0,93
$k_r \left[ \frac{W}{m^3} \right]$	$T_h [^{\circ}C]$					
	18	19	20	21	22	23
<b>Utenza</b>						
<b>15</b>	26,87	27,70	28,56	29,46	30,40	31,39
<b>20</b>	22,66	23,47	24,32	25,21	26,15	27,15
<b>31</b>	9,71	10,00	10,31	10,63	10,96	11,31
<b>33</b>	15,46	16,05	16,68	17,35	18,06	18,81
<b>60</b>	16,93	17,71	18,54	19,43	20,39	21,42
<b>135</b>	16,06	16,58	17,12	17,69	18,29	18,92
<b>151</b>	21,02	21,77	22,56	23,40	24,28	25,22
<b>167</b>	16,85	17,41	18,00	18,61	19,25	19,91
<b>217</b>	24,41	25,27	26,16	27,09	28,07	29,08

Tabella 20: Coefficiente di dispersione e di flusso nominale al variare della temperatura interna

#### 4.4.2 Il modello ad una Capacità termica: $C_{ed}$

L'equazione caratteristica di un modello ad una capacità termica è la seguente.

$$(3.12) \quad C_{ed}V \frac{dT_h}{dt} = \Phi_r(t) - k_d V (T_h(t) - T_{est}(t))$$

Attraverso le analisi svolte nelle precedenti sezioni è stato possibile ricavare i valori del coefficiente di dispersione e del flusso termico nominale per ciascuna delle utenze considerate. Ciò che manca alla piena caratterizzazione del modello è l'identificazione della capacità termica equivalente da associare agli ambienti interni per la determinazione del profilo di temperatura  $T_h$ . A tal fine è sufficiente considerare la fase di prima accensione post-notturna. La temperatura interna immediatamente prima dell'accensione avrà valori inferiori rispetto agli usuali 20°C. A seguito dell'accensione l'ambiente inizierà a ricevere calore da parte dei terminali di riscaldamento con conseguente aumento di temperatura ed il raggiungimento di condizioni di funzionamento stazionarie. Noto il coefficiente di dispersione ed il valore del flusso termico fornito all'edificio, sarebbe pertanto possibile ricavare la quantità totale di energia fornita all'edificio qualora si potesse ricostruire il profilo di temperatura  $T_h$  proprio in detta fase. Immaginando dunque che tale profilo sia lineare e considerando valori opportuni di temperatura iniziale e di stazionario interna è possibile ricavare il corrispondente valore di capacità termica come segue.

$$(4.33) \quad C_{ed} = \frac{\int_0^{t_s} (\Phi_r(t) - k_d V (T_h(t) - T_{est}(t))) dt}{\int_0^{t_s} \frac{dT_h}{dt} dt}$$

$$(4.34) \quad C_{ed} = \frac{\int_0^{t_s} (\Phi_r(t) - k_d V (T_h(t) - T_{est}(t))) dt}{(T_h(0) - T_h(t_{sz}))}$$

Differenti ipotesi di temperatura interna e di stazionario condurranno a valori differenti del flusso termico disperso verso l'esterno durante il raggiungimento proprio delle condizioni di stazionario, oltrechè di un differente salto termico complessivo da parte dell'aria presente all'interno degli ambienti.

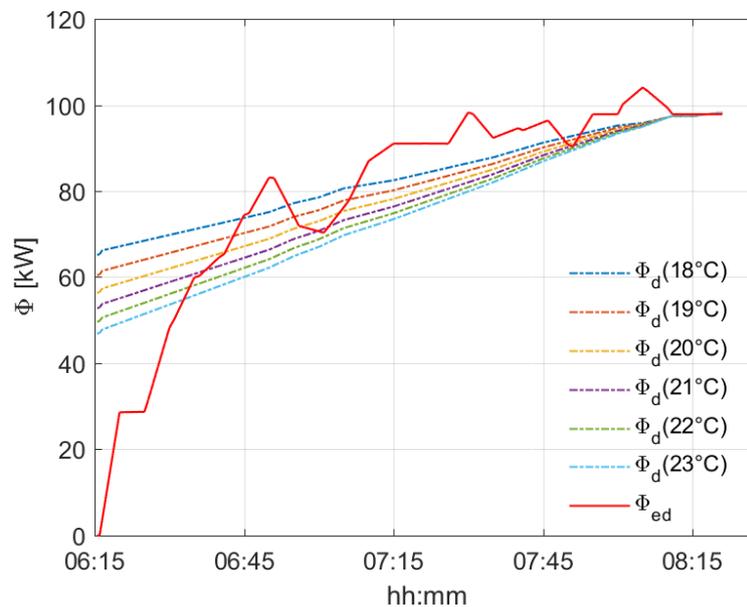
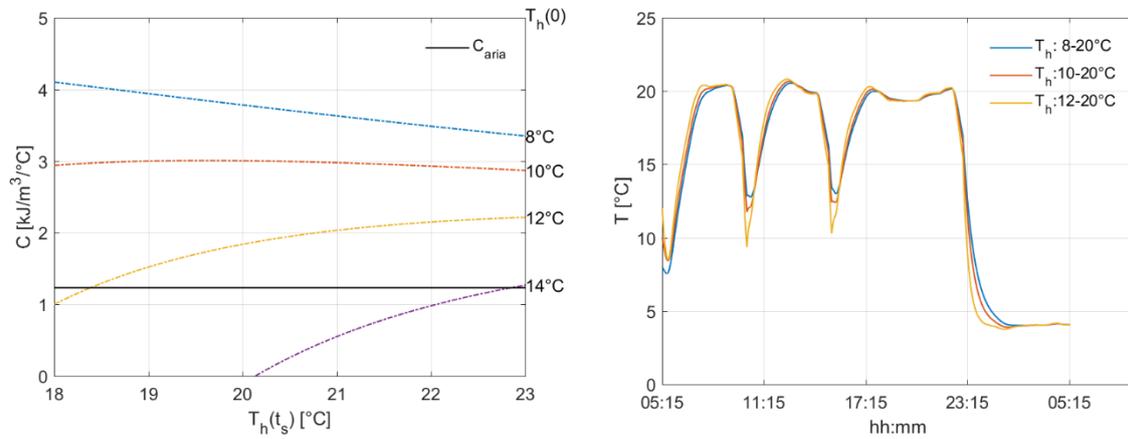
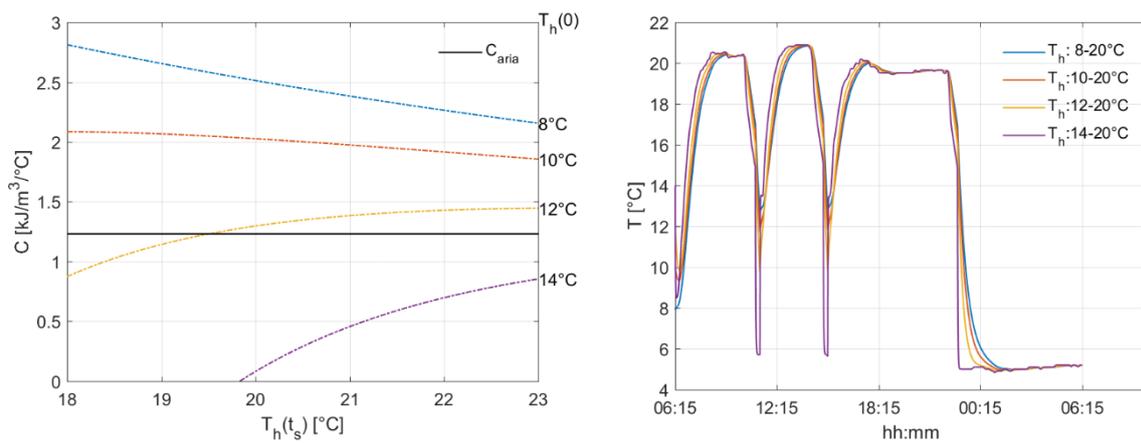
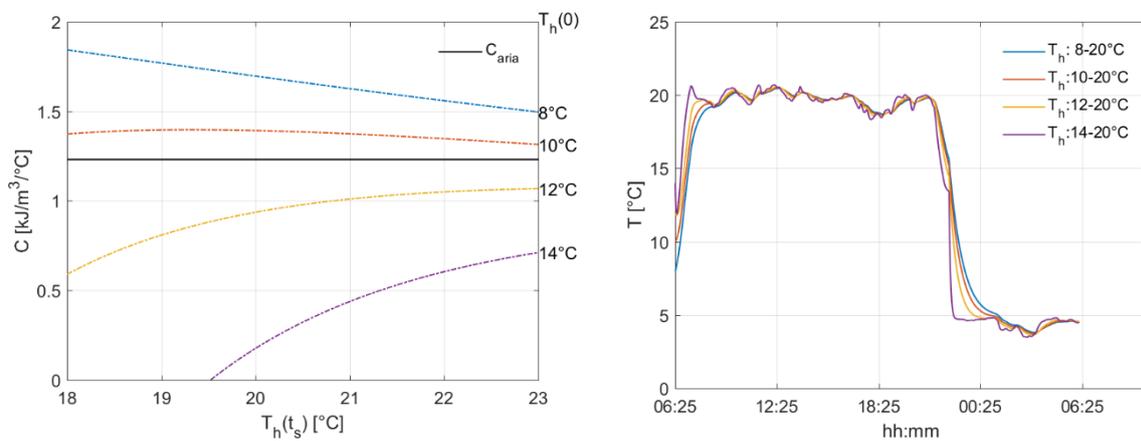


Figura 125: Flusso termico disperso per differenti valori della temperatura interna e di stazionario considerata. UT 20

Come è possibile notare in [fig.125](#), ottenuta considerando una temperatura iniziale di 14 °C e differenti valori di temperature di stazionario raggiunte (indicate in figura all'interno delle parentesi), il flusso termico disperso ( $\Phi_d$ ) assume valori differenti. In particolare, all'aumentare della temperatura le curve presentano pendenze maggiori. Questo effetto è legato al fatto che maggiore è la temperatura di stazionario considerata minore sarà il corrispondente valore del coefficiente di dispersione ad essa associato. Ciò risulta in un flusso termico mediamente inferiore nel caso in cui si considerino temperature di stazionario maggiori. Per comprendere gli effetti generati da differenti scelte per la temperatura interna iniziale e la temperatura di stazionario si riporta di seguito il valore della capacità equivalente da utilizzare al variare proprio delle grandezze sopra citate. Per lo studio sono stati considerati valori di temperatura iniziale ( $T_h(0)$ ) che variano da 8 a 14 °C, e valori di temperatura di stazionario interna ( $T_h(ts)$ ) che variano da 18 a 23 °C. Oltre alla valutazione della capacità termica sono stati forniti i profili di temperatura interna che si otterrebbero per valori differenti di  $T_h(0)$  e  $T_h(ts)$  pari a 20°C<sup>22</sup>.

<sup>22</sup> Nei grafici che riportano il profilo di temperatura la dicitura  $T_h: T_1-T_2$  ha il seguente significato: il primo valore di temperatura riportato ( $T_1$ ) indica la temperatura iniziale che si considera all'accensione, il secondo valore di temperatura ( $T_2$ ) indica il valore di temperatura interna supposto nei punti di funzionamento stazionario

**Utenza 15, 20, 31:**Figura 126: Capacità termica e profilo di temperatura  $T_h$  al variare di  $T_h(0)$  e  $T_h(t_s)$ . UT 15Figura 127: Capacità termica e profilo di temperatura  $T_h$  al variare di  $T_h(0)$  e  $T_h(t_s)$ . UT 20Figura 128: Capacità termica e profilo di temperatura  $T_h$  al variare di  $T_h(0)$  e  $T_h(t_s)$ . UT 31

### Utenza 33, 60, 135:

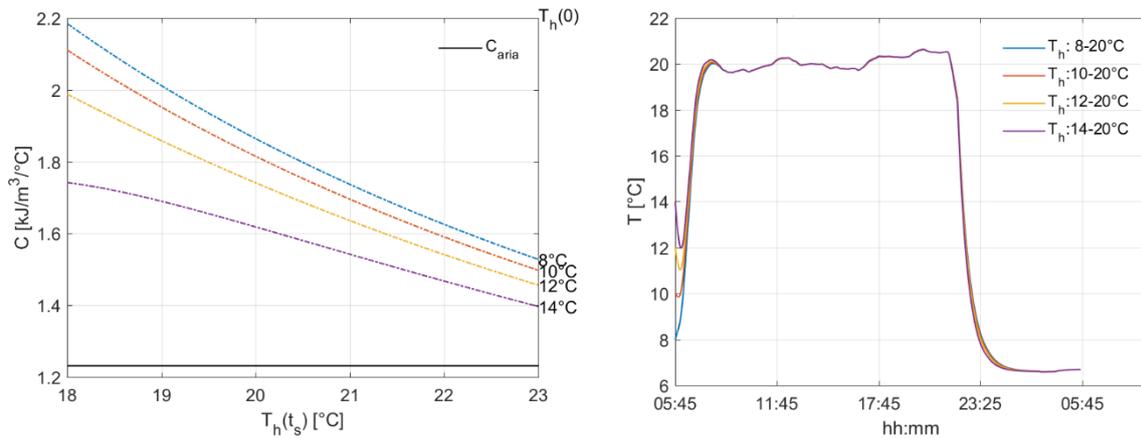


Figura 129: Capacità termica e profilo di temperatura  $T_h$  al variare di  $T_h(0)$  e  $T_h(t_s)$ . UT 33

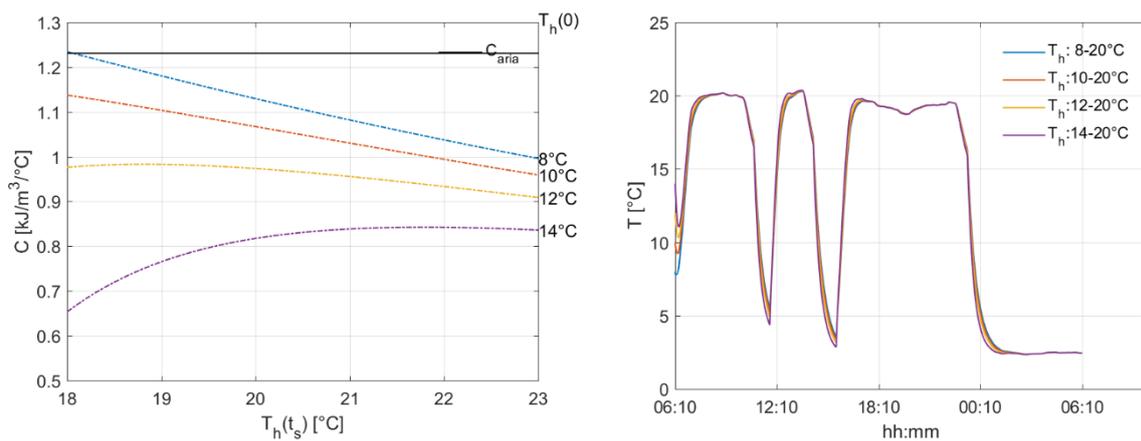


Figura 130: Capacità termica e profilo di temperatura  $T_h$  al variare di  $T_h(0)$  e  $T_h(t_s)$ . UT 60

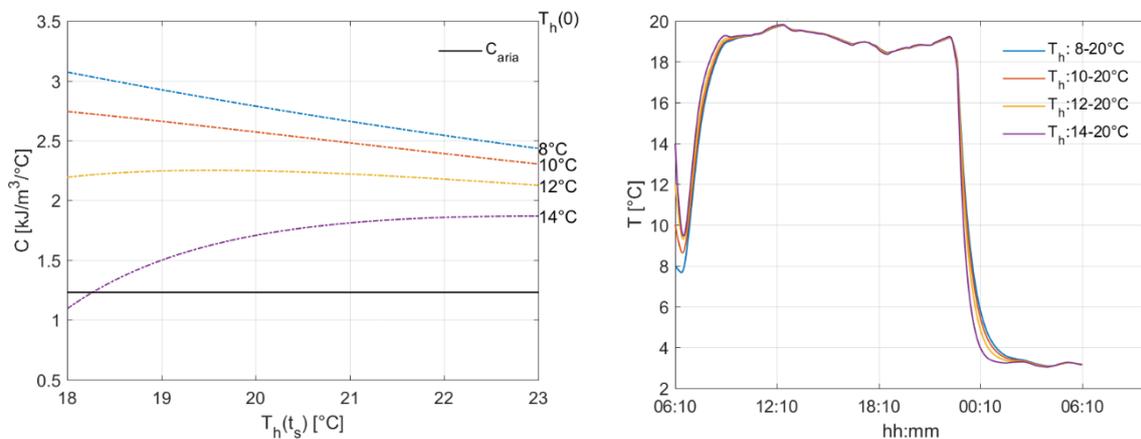


Figura 131: Capacità termica e profilo di temperatura  $T_h$  al variare di  $T_h(0)$  e  $T_h(t_s)$ . UT 135

## Utenza 151, 167, 217:

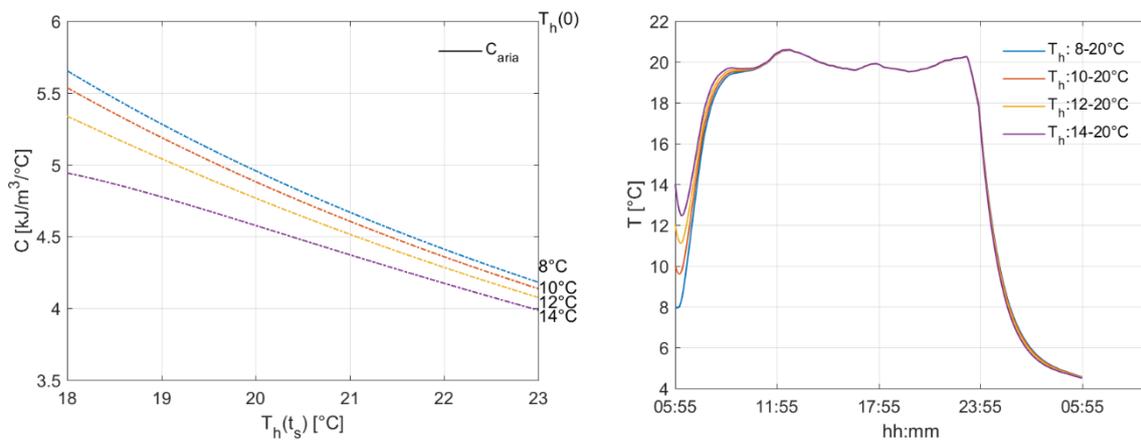


Figura 132: Capacità termica e profilo di temperatura  $T_h$  al variare di  $T_h(0)$  e  $T_h(t_s)$ . UT 151

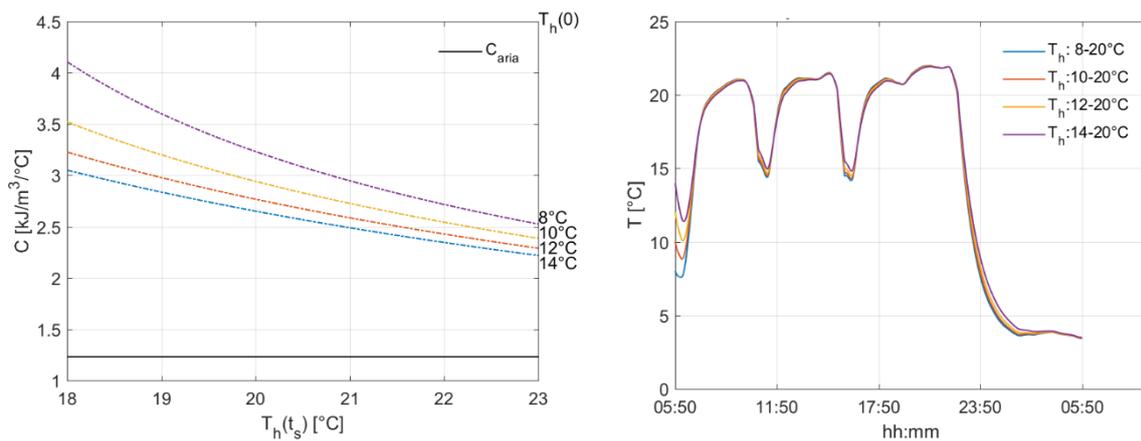


Figura 133: Capacità termica e profilo di temperatura  $T_h$  al variare di  $T_h(0)$  e  $T_h(t_s)$ . UT 167

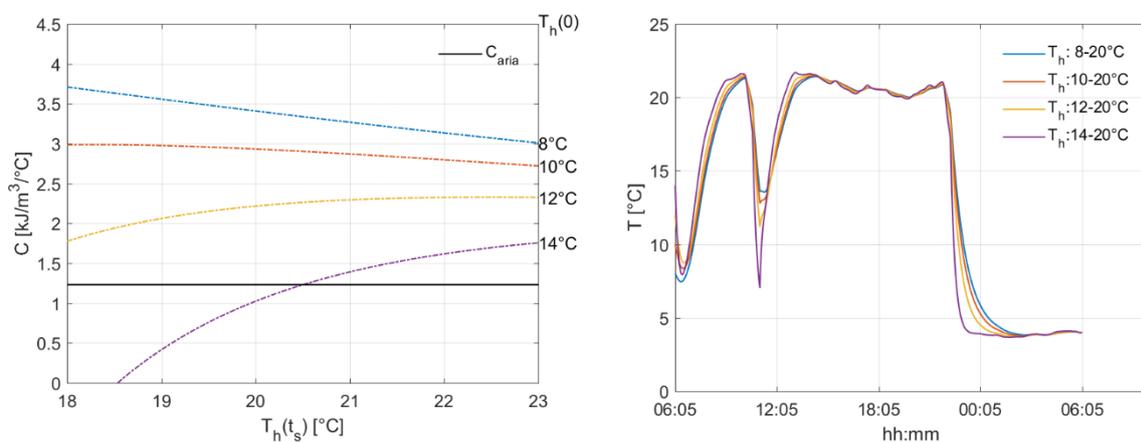


Figura 134: Capacità termica e profilo di temperatura  $T_h$  al variare di  $T_h(0)$  e  $T_h(t_s)$ . UT 217

Come si nota, i valori della capacità termica equivalente sono tutti prossimi a quelli dell'aria ed in generale modesti per qualsiasi condizione si ipotizzi per la temperatura iniziale e per quella di stazionario. Ciò fa sì che i profili di temperatura durante le fasi di spegnimento siano soggetti a forti escursus termici, portando la temperatura interna nella successiva fase di spegnimento notturno a valori prossimi a 5 °C. Occorre inoltre sottolineare che non tutti i valori di temperatura iniziale interna sono ammissibili supponendo una temperatura di stazionario pari a 20 °C. Per l'utenza 15 infatti una temperatura iniziale di 14 °C porterebbe a valori di capacità termica negativi e dunque impossibili. La limitazione principale che tale modello offre risiede dunque nella generazione di un comportamento improprio per la temperatura degli ambienti interni durante le fasi di spegnimento. Qualora ciò non costituisca una problematica insormontabile tale modello conduce a soluzioni che complessivamente riproducono in modo soddisfacente le fasi di funzionamento e in modo meno accurato quelle di non funzionamento, richiedendo la determinazione di una sola capacità termica.

#### 4.4.3 Il modello a due Capacità termiche

L'impiego di un modello a due capacità deriva dall'esigenza di valutare in maniera adeguata le fasi di spegnimento del sistema. Il modello ad una sola capacità non consente infatti di tenere in considerazione i ritardi temporali imposti alla temperatura interna dall'involucro edilizio.

$$(3.14) \quad C_{ed}V \frac{dT_h}{dt} = \Phi_r(t) - k_{pr}V (T_h(t) - T_{pr}(t))$$

$$(3.15) \quad C_{pr}V \frac{dT_p}{dt} = k_{pr}V (T_h(t) - T_{pr}(t)) - k_dV (T_{pr}(t) - T_{est}(t))$$

La caratterizzazione di un modello di questo tipo risulta però molto più complessa e laboriosa. In questo caso infatti non solo non sono note la temperatura interna che si raggiunge in condizioni stazionarie e la temperatura interna iniziale, ma è necessario

altresì determinare le condizioni iniziali e di stazionario anche per la parete. Per tale ragione si è limitata l'analisi considerando una temperatura interna di stazionario di 20 °C per tutte le utenze. I valori della capacità termica di parete e per l'aria interna si possono determinare applicando i seguenti bilanci energetici.

$$(4.35) \quad C_{ed} = \frac{\int_0^{t_s} (\Phi_r(t) - k_d V (T_h(t) - T_{est}(t))) dt}{(T_h(0) - T_h(t_{sz}))}$$

$$(4.36) \quad C_{pr} = \frac{\int_0^{t_s} (k_{pr} (T_h(t) - T_{pr}(t)) - k_d (T_{pr}(t) - T_{est}(t))) dt}{(T_{pr}(0) - T_{pr}(t_{sz}))}$$

La capacità di parete è in generale estremamente elevata racchiudendo in sé elementi fortemente massivi. I salti termici che in generale si realizzano dalla fase di accensione a quella di stazionario sono pertanto significativamente contenuti. La determinazione del coefficiente  $k_{pr}$  viene effettuata nel medesimo modo in cui veniva calcolato il coefficiente di dispersione per il modello ad una capacità termica. In condizioni stazionarie si suppone infatti che tutto il flusso termico fornito all'ambiente interno venga prima trasferito alla parete e da questa all'esterno. Nota dunque la temperatura che la parete stessa possiede in condizioni stazionarie si potrà imporre:

$$(4.37) \quad k_{pr} = \frac{\Phi_r|_{staz}}{(T_h - T_{pr})|_{staz}}$$

$$(4.38) \quad k_d = \frac{\Phi_r|_{staz}}{(T_{pr} - T_{est})|_{staz}}$$

Il valore del flusso termico nominale avrà invece il medesimo comportamento visto in precedenza in quanto la sua valutazione dipende solamente dalla temperatura interna che si considera in condizioni di funzionamento stazionarie la quale, come già detto, si considera pari a 20 °C.

Sarà dunque necessario determinare il valore iniziale della temperatura di parete, il salto termico che questa subisce durante la fase di raggiungimento delle condizioni di funzionamento stazionarie, e lo scostamento presente all'accensione tra l'aria interna e la parete. Posto pertanto:

$$(4.39) \quad \beta = T_{pr}(0) - T_{pr}(t_{sz})$$

$$(4.39) \quad \theta = T_h(0) - T_{pr}(0)$$

Tutti i parametri caratteristici del modello saranno funzione di  $\beta$  e di  $\theta$  e del valore iniziale  $T_{pr}(0)$ .

$$(4.40) \quad C_{ed} = f(\beta, \theta, T_{pr}(0))$$

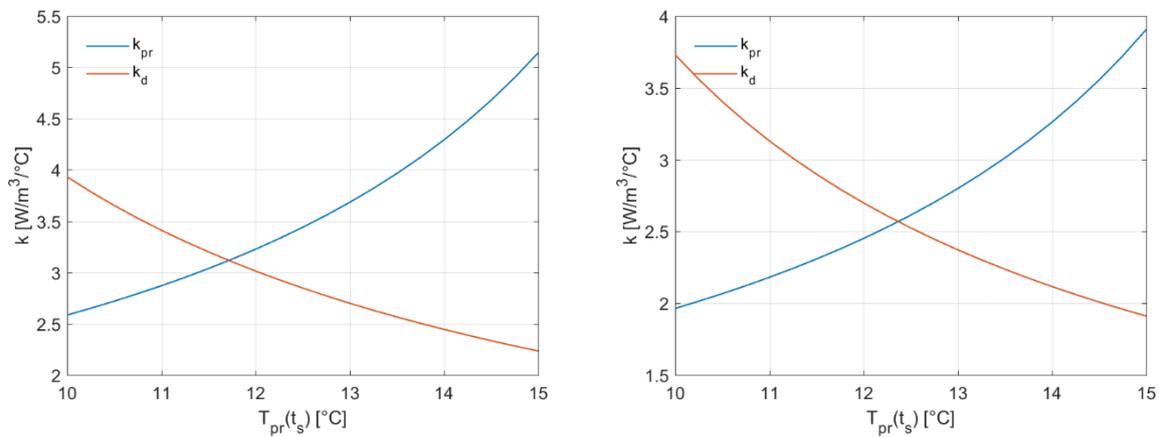
$$(4.41) \quad C_{pr} = g(\beta, \theta, T_{pr}(0))$$

$$(4.42) \quad k_{pr} = h(T_{pr}(t_s))$$

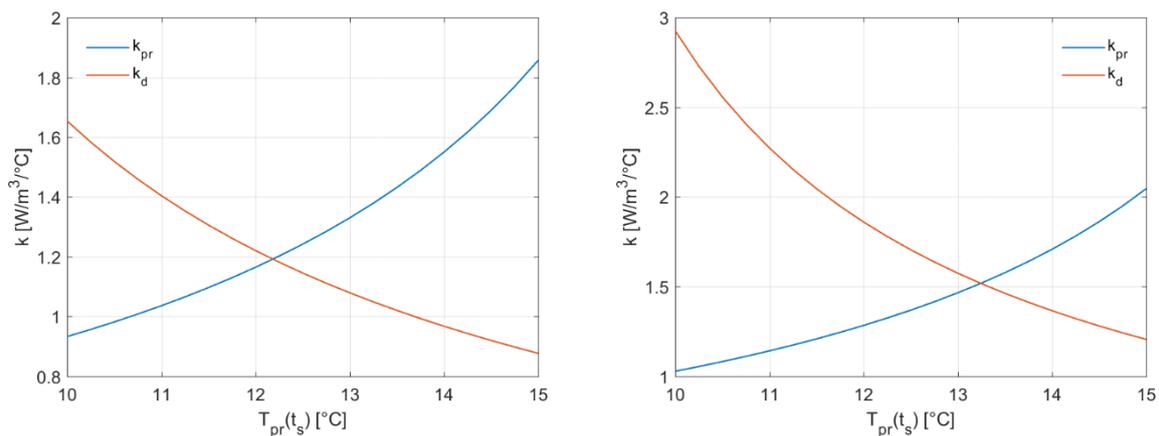
$$(4.43) \quad k_d = z(T_{pr}(t_s))$$

Come si nota i coefficienti di dispersione tra l'ambiente interno e la parete e tra quest'ultima e l'ambiente esterno dipendono soltanto dalle condizioni di temperatura che si raggiungono a regime per la parete stessa,  $T_{pr}(t_s)$  (avendo fissato la temperatura interna di stazionario). Di seguito viene dunque riportato l'andamento che tali coefficienti presentano al variare proprio di  $T_{pr}(t_s)$ .

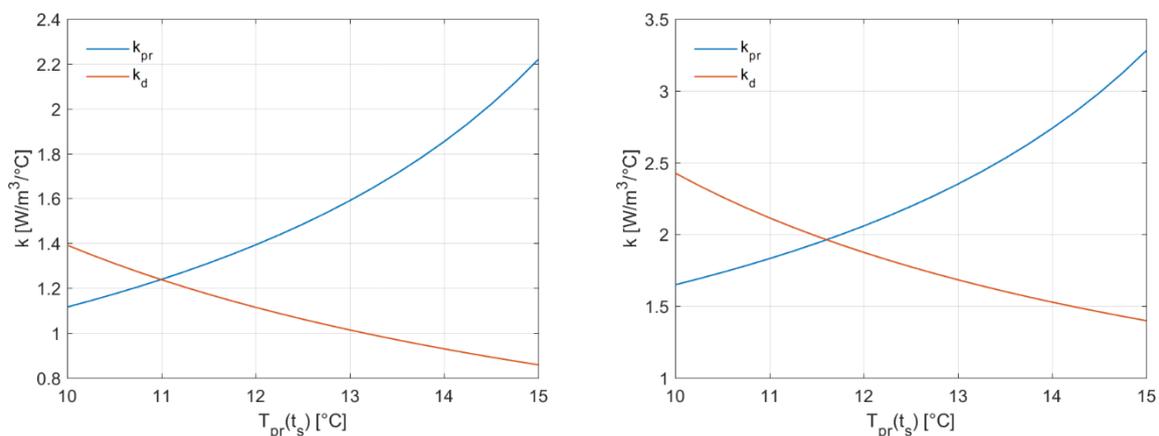
### Utenza 15, 20:

Figura 135:  $k_{pr}$  e  $k_d$  per le utenze 15(sx) e 20(dx)

### Utenza 31, 33:

Figura 136:  $k_{pr}$  e  $k_d$  per le utenze 31(sx) e 33(dx)

### Utenza 60, 135:

Figura 137:  $k_{pr}$  e  $k_d$  per le utenze 60(sx) e 135(dx)

## Utenza 151, 167:

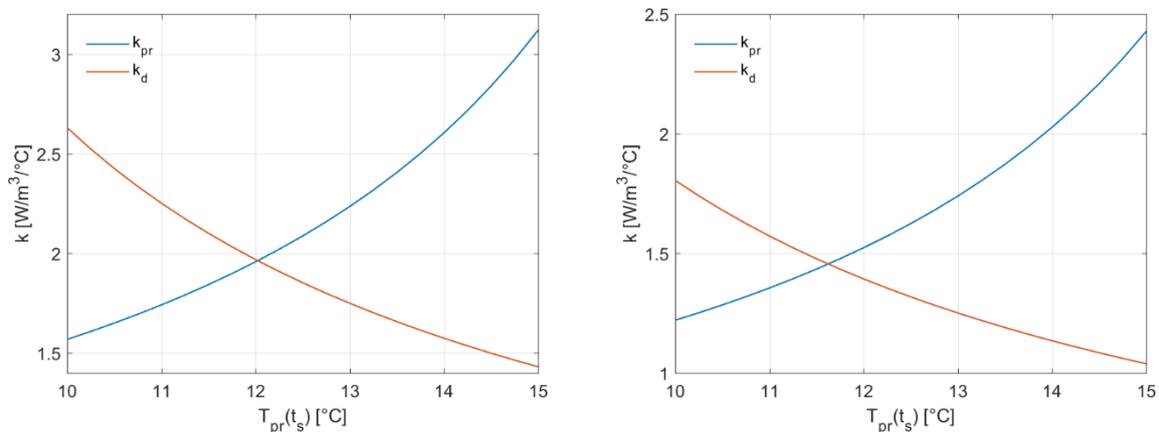


Figura 138:  $k_{pr}$  e  $k_d$  per le utenze 151(sx) e 167(dx)

## Utenza 217:

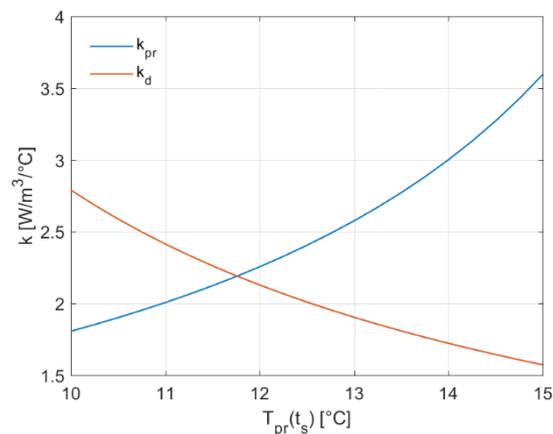


Figura 139:  $k_{pr}$  e  $k_d$  per l'utenze 217

Come si nota, all'aumentare della temperatura di parete raggiunta a stazionario, il coefficiente di dispersione diminuisce mentre il coefficiente di parete aumenta. La ragione è legata al fatto che il flusso termico che si trasferisce dall'ambiente alla parete e da questa all'esterno è il medesimo. Aumentando la temperatura di parete e lasciando invariata la temperatura interna di stazionario, il salto termico tra parete ed ambiente diminuisce mentre quello tra parete ed ambiente esterno aumenta. Occorre allora che il coefficiente di dispersione si riduca (per potere trasferire la stessa quantità di flusso termico ma con una differenza di temperatura via via crescente) e che quello di parete aumenti.

Ciò detto, di seguito si riportano i risultati ottenuti per gli altri parametri in gioco.

### Utenza 15:

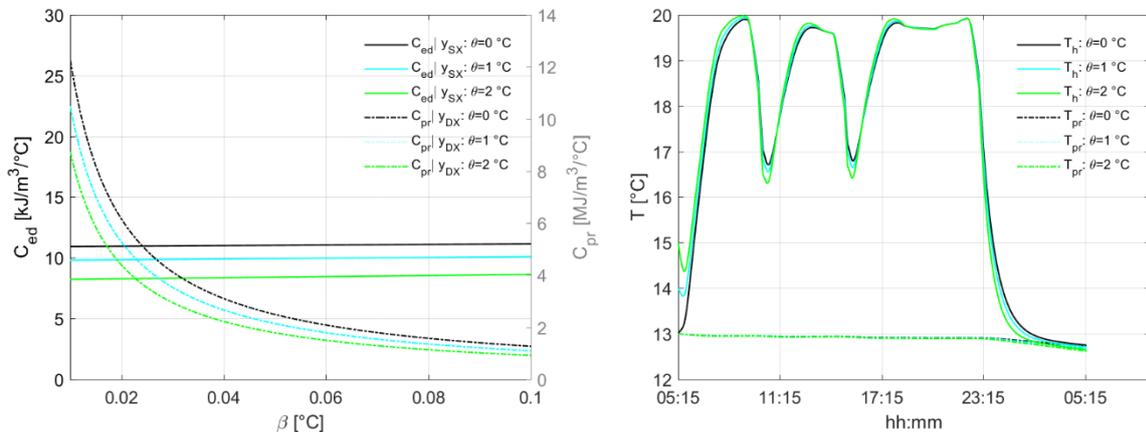


Figura 140:  $C_{pr}$  e  $C_{ed}$  al variare di  $\beta$  e  $\theta$  con  $T_{pr} = 13$  °C ed andamento di  $T_h$  per  $\beta = 0.01$  °C. UT 15

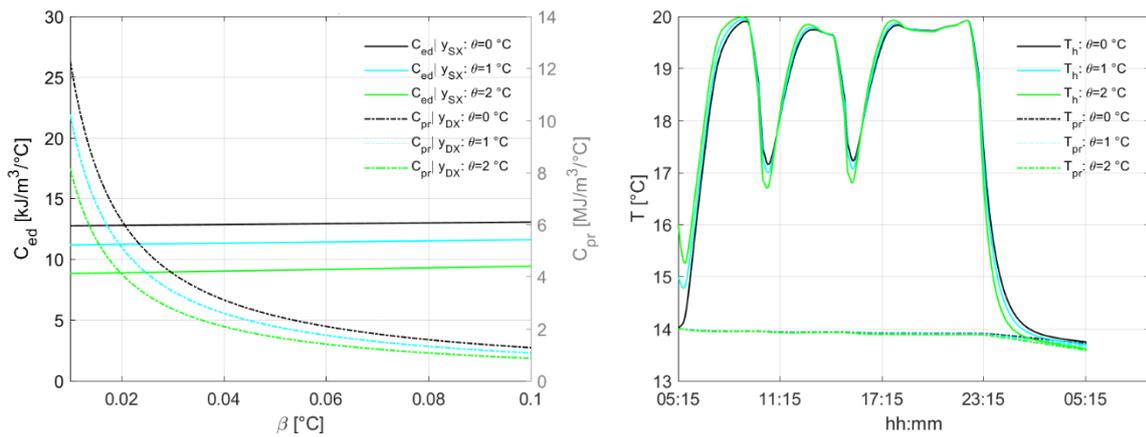


Figura 141:  $C_{pr}$  e  $C_{ed}$  al variare di  $\beta$  e  $\theta$  con  $T_{pr} = 14$  °C ed andamento di  $T_h$  per  $\beta = 0.01$  °C. UT 15

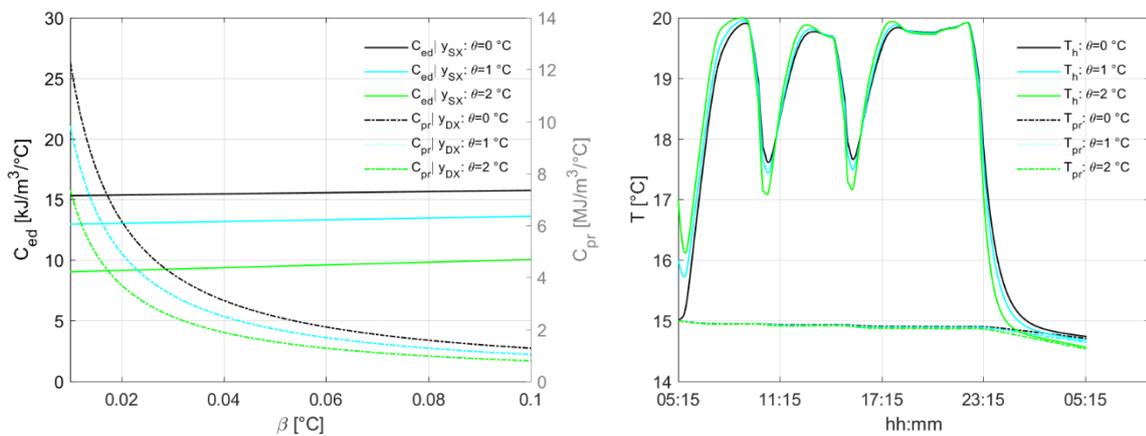
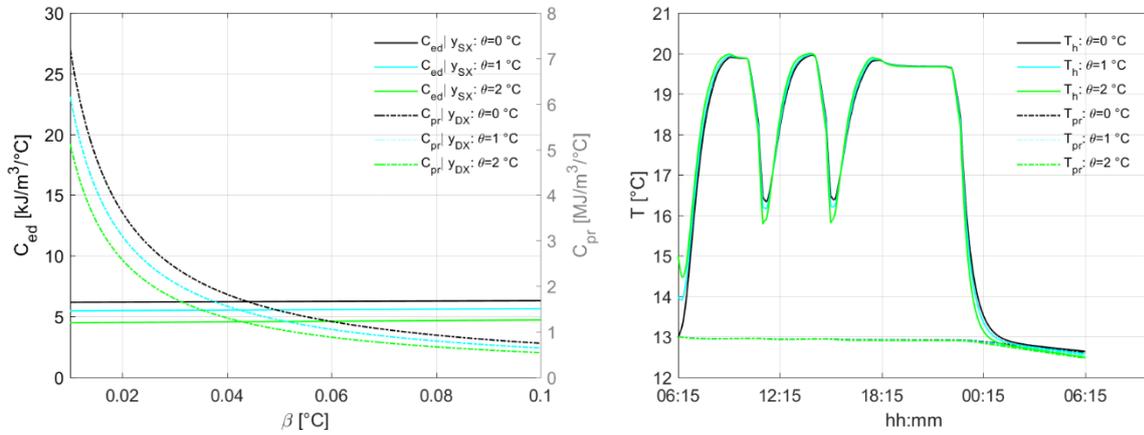
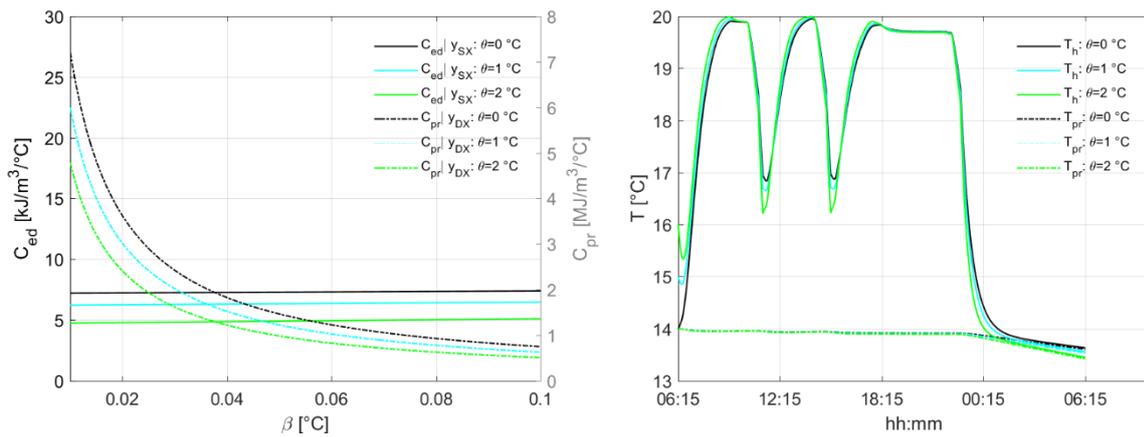
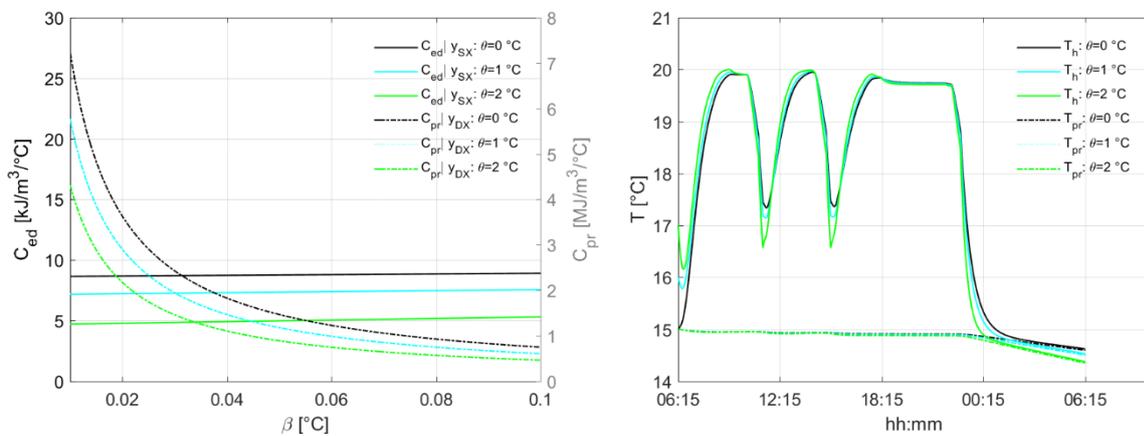


Figura 142:  $C_{pr}$  e  $C_{ed}$  al variare di  $\beta$  e  $\theta$  con  $T_{pr} = 15$  °C ed andamento di  $T_h$  per  $\beta = 0.01$  °C. UT 15

## Utenza 20:

Figura 143:  $C_{pr}$  e  $C_{ed}$  al variare di  $\beta$  e  $\theta$  con  $T_{pr} = 13$  °C ed andamento di  $T_h$  per  $\beta = 0.01$  °C. UT 20Figura 144:  $C_{pr}$  e  $C_{ed}$  al variare di  $\beta$  e  $\theta$  con  $T_{pr} = 14$  °C ed andamento di  $T_h$  per  $\beta = 0.01$  °C. UT 20Figura 145:  $C_{pr}$  e  $C_{ed}$  al variare di  $\beta$  e  $\theta$  con  $T_{pr} = 15$  °C ed andamento di  $T_h$  per  $\beta = 0.01$  °C. UT 20

### Utenza 31:

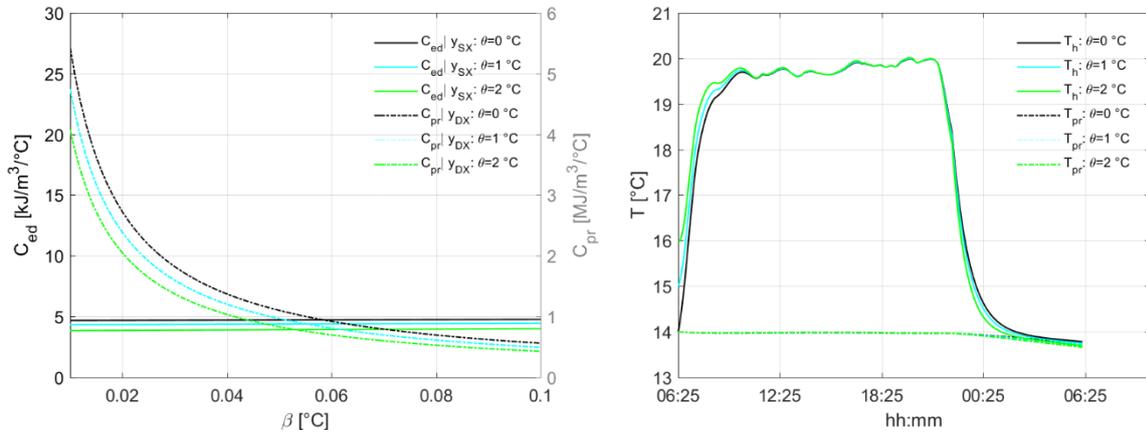


Figura 146:  $C_{pr}$  e  $C_{ed}$  al variare di  $\beta$  e  $\theta$  con  $T_{pr} = 13$  °C ed andamento di  $T_h$  per  $\beta = 0.01$  °C. UT 31

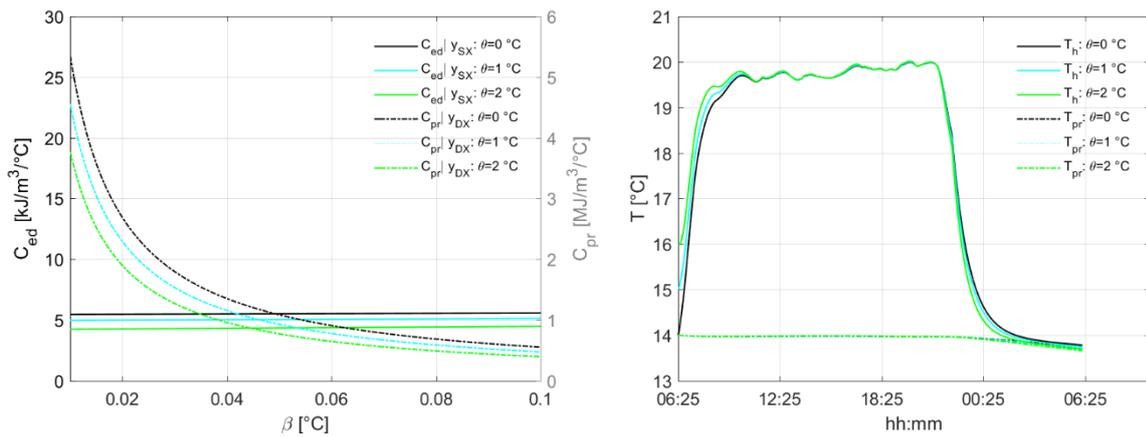


Figura 147:  $C_{pr}$  e  $C_{ed}$  al variare di  $\beta$  e  $\theta$  con  $T_{pr} = 14$  °C ed andamento di  $T_h$  per  $\beta = 0.01$  °C. UT 31

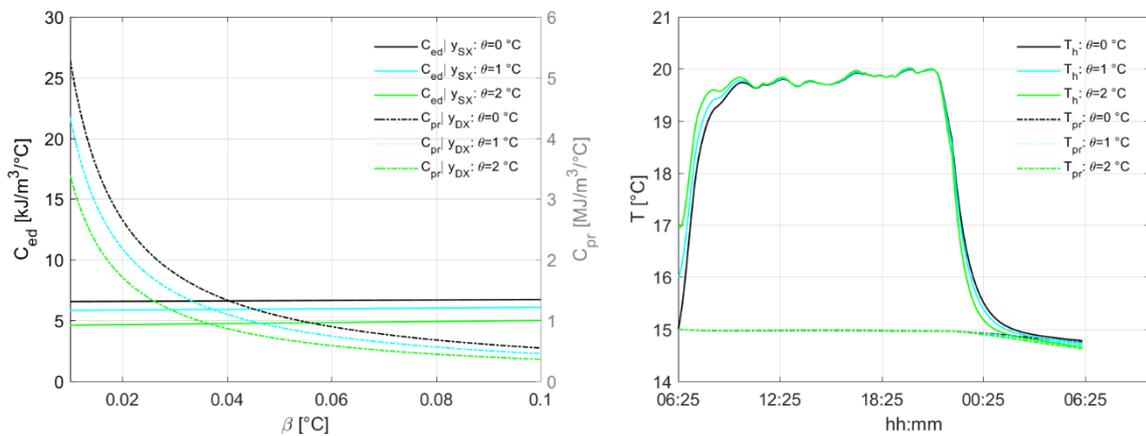
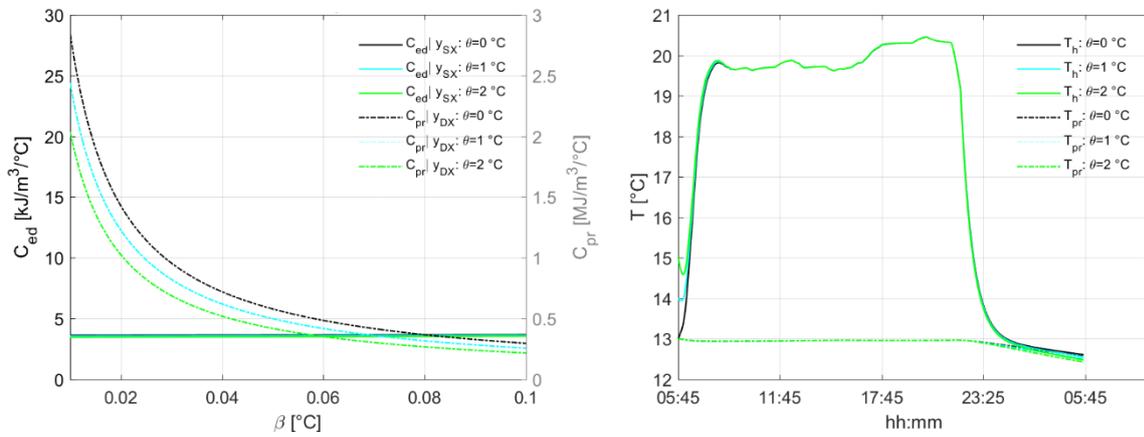
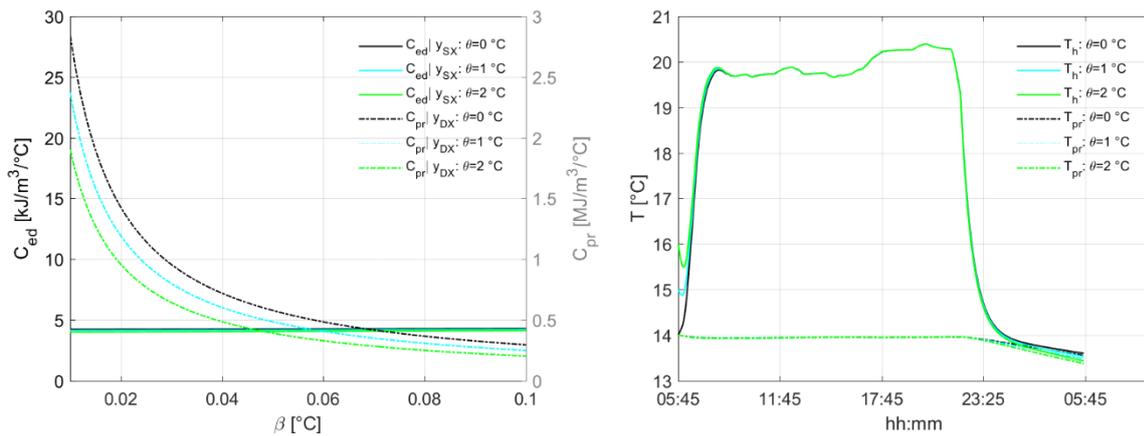
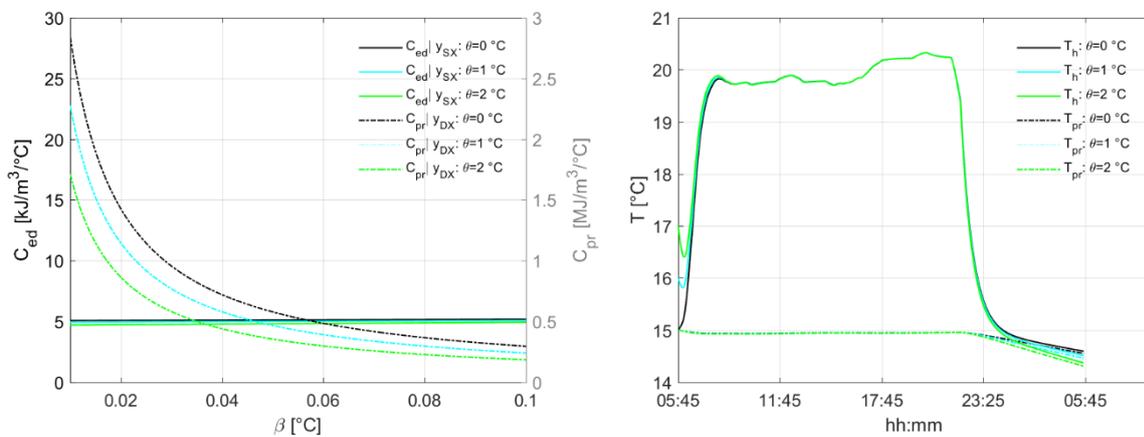
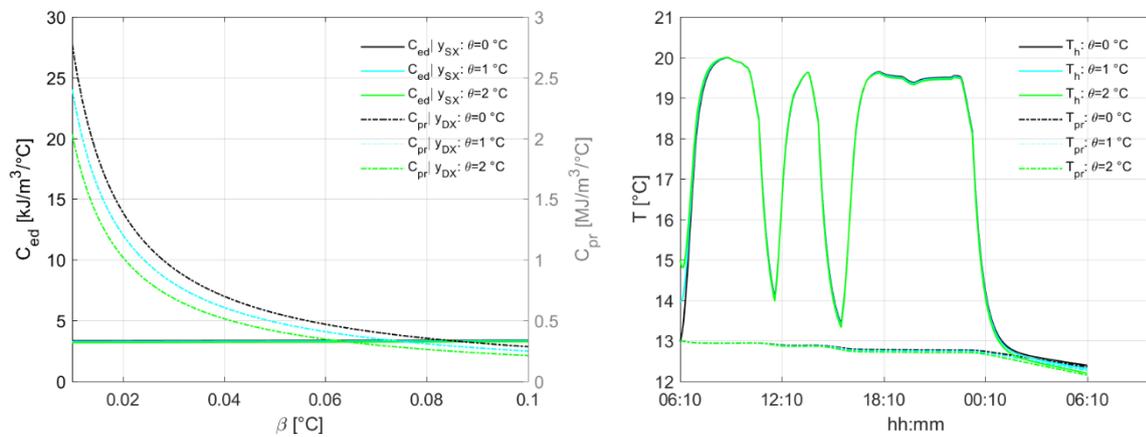
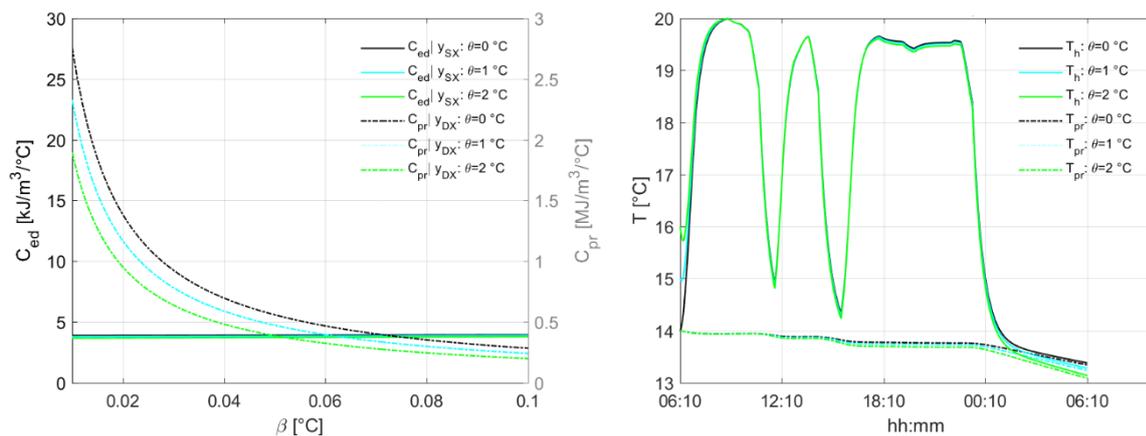
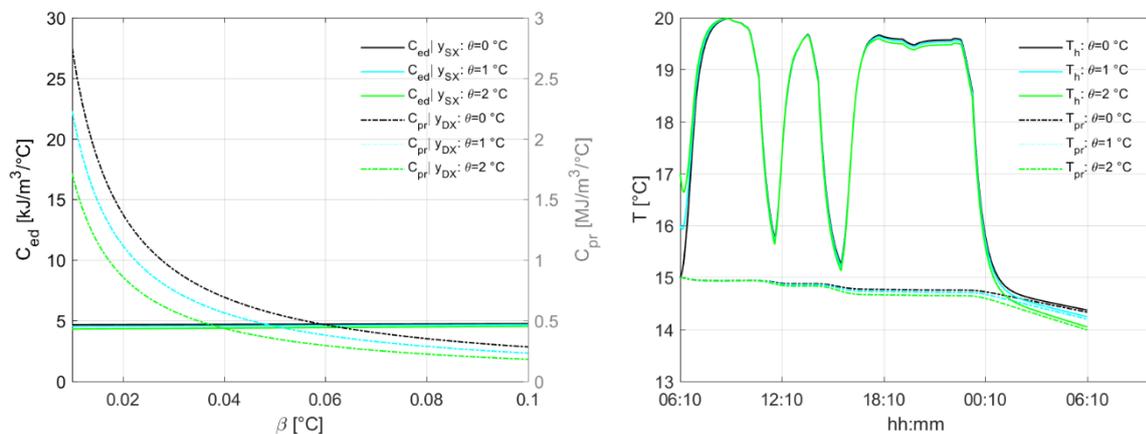


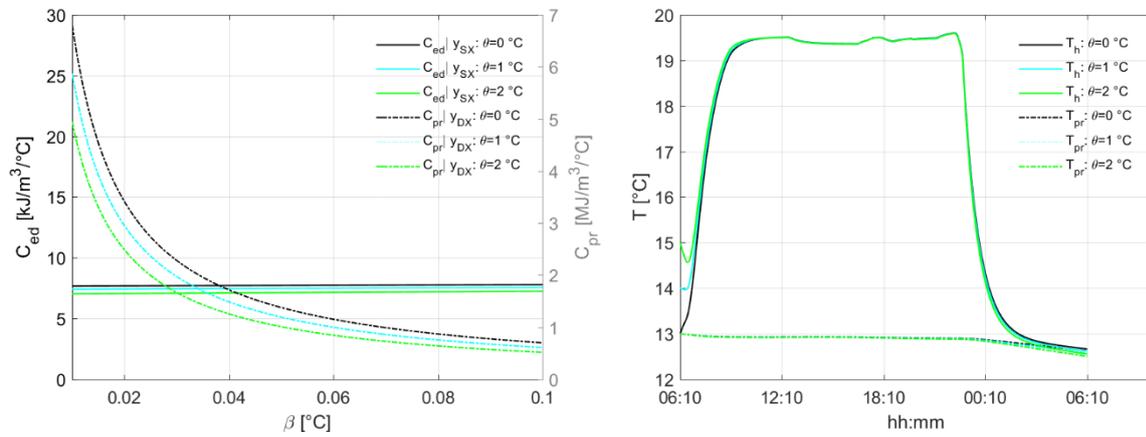
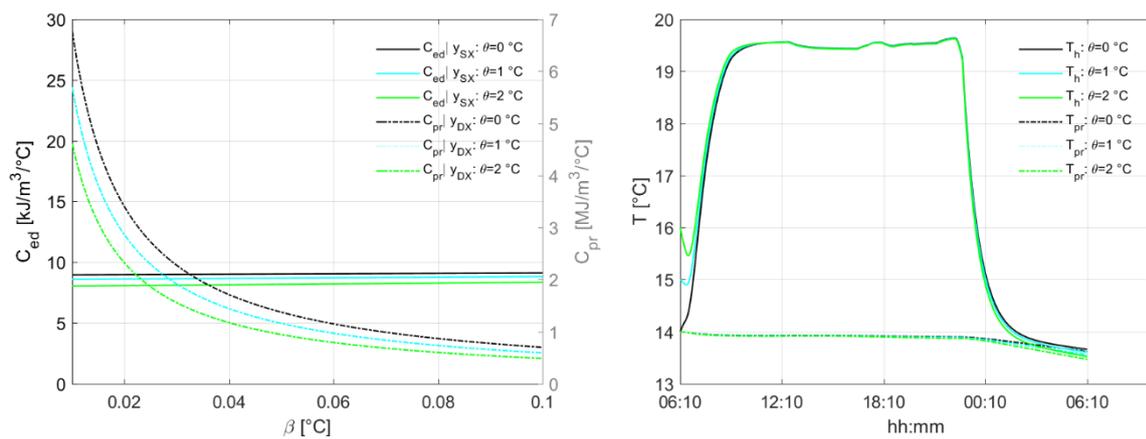
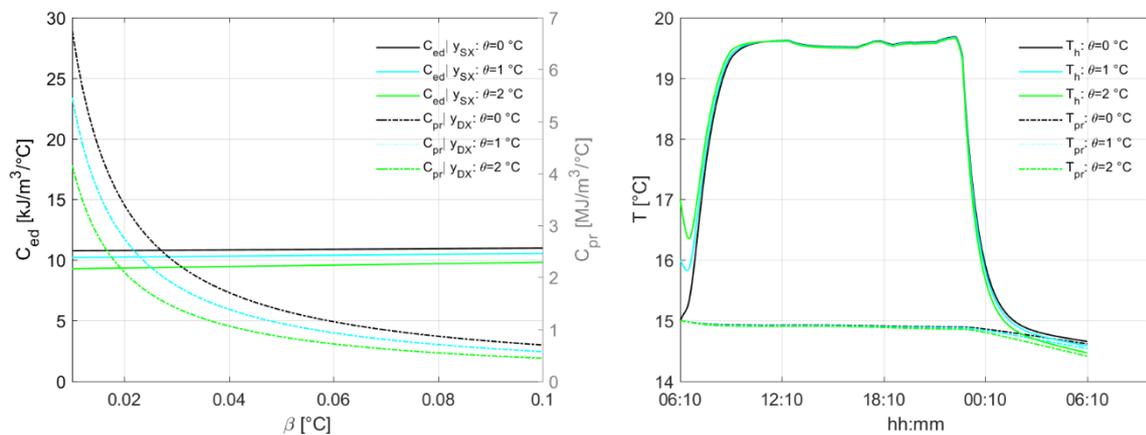
Figura 148:  $C_{pr}$  e  $C_{ed}$  al variare di  $\beta$  e  $\theta$  con  $T_{pr} = 15$  °C ed andamento di  $T_h$  per  $\beta = 0.01$  °C. UT 31

**Utenza 33:**Figura 149:  $C_{pr}$  e  $C_{ed}$  al variare di  $\beta$  e  $\theta$  con  $T_{pr} = 13$  °C ed andamento di  $T_h$  per  $\beta = 0.01$  °C. UT 33Figura 150:  $C_{pr}$  e  $C_{ed}$  al variare di  $\beta$  e  $\theta$  con  $T_{pr} = 14$  °C ed andamento di  $T_h$  per  $\beta = 0.01$  °C. UT 33Figura 151:  $C_{pr}$  e  $C_{ed}$  al variare di  $\beta$  e  $\theta$  con  $T_{pr} = 15$  °C ed andamento di  $T_h$  per  $\beta = 0.01$  °C. UT 33

## Utenza 60:

Figura 152:  $C_{pr}$  e  $C_{ed}$  al variare di  $\beta$  e  $\theta$  con  $T_{pr} = 13$  °C ed andamento di  $T_h$  per  $\beta=0.01$  °C. UT 60Figura 153:  $C_{pr}$  e  $C_{ed}$  al variare di  $\beta$  e  $\theta$  con  $T_{pr} = 14$  °C ed andamento di  $T_h$  per  $\beta=0.01$  °C. UT 60Figura 154:  $C_{pr}$  e  $C_{ed}$  al variare di  $\beta$  e  $\theta$  con  $T_{pr} = 15$  °C ed andamento di  $T_h$  per  $\beta=0.01$  °C. UT 60

## Utenza 135:

Figura 155:  $C_{pr}$  e  $C_{ed}$  al variare di  $\beta$  e  $\theta$  con  $T_{pr} = 13$  °C ed andamento di  $T_h$  per  $\beta = 0.01$  °C. UT 135Figura 156:  $C_{pr}$  e  $C_{ed}$  al variare di  $\beta$  e  $\theta$  con  $T_{pr} = 14$  °C ed andamento di  $T_h$  per  $\beta = 0.01$  °C. UT 135Figura 157:  $C_{pr}$  e  $C_{ed}$  al variare di  $\beta$  e  $\theta$  con  $T_{pr} = 15$  °C ed andamento di  $T_h$  per  $\beta = 0.01$  °C. UT 135

### Utenza 151:

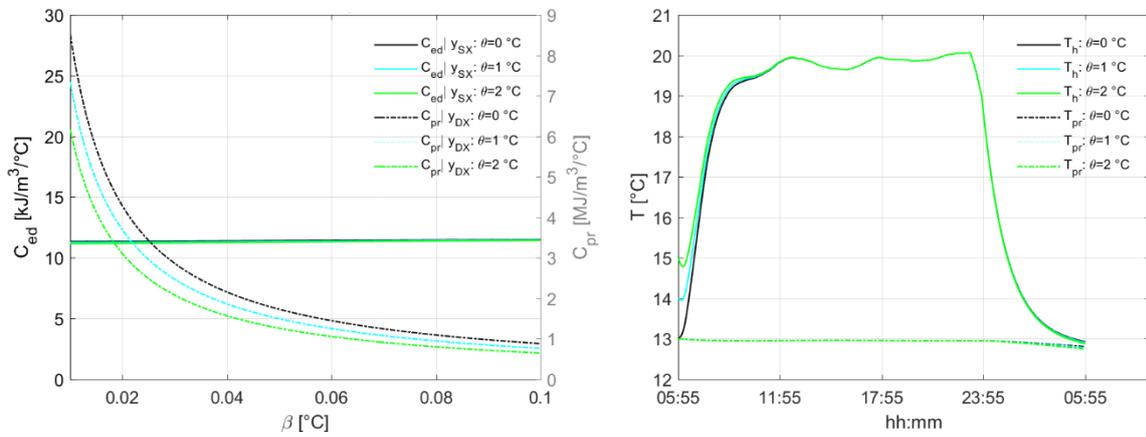


Figura 158:  $C_{pr}$  e  $C_{ed}$  al variare di  $\beta$  e  $\theta$  con  $T_{pr} = 13$  °C ed andamento di  $T_h$  per  $\beta = 0.01$  °C. UT 151

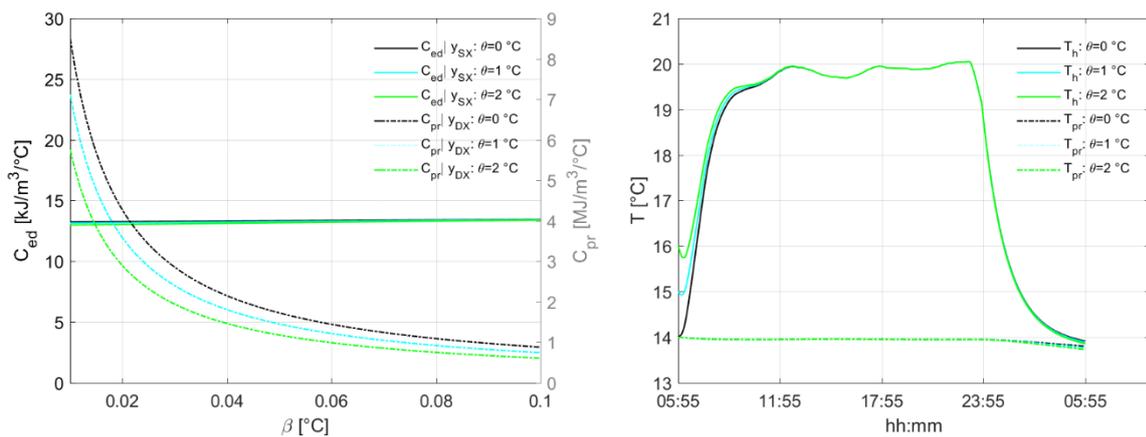


Figura 159:  $C_{pr}$  e  $C_{ed}$  al variare di  $\beta$  e  $\theta$  con  $T_{pr} = 14$  °C ed andamento di  $T_h$  per  $\beta = 0.01$  °C. UT 151

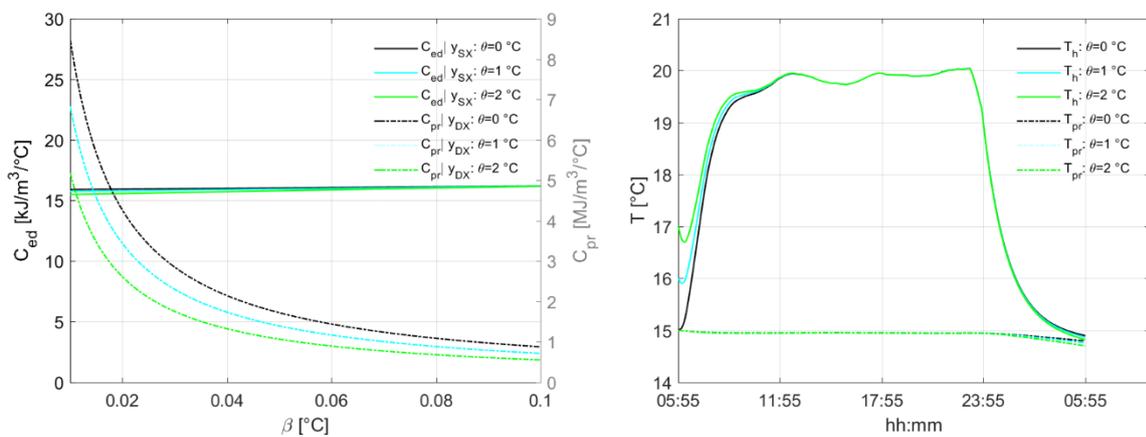


Figura 160:  $C_{pr}$  e  $C_{ed}$  al variare di  $\beta$  e  $\theta$  con  $T_{pr} = 15$  °C ed andamento di  $T_h$  per  $\beta = 0.01$  °C. UT 151

### Utenza 167:

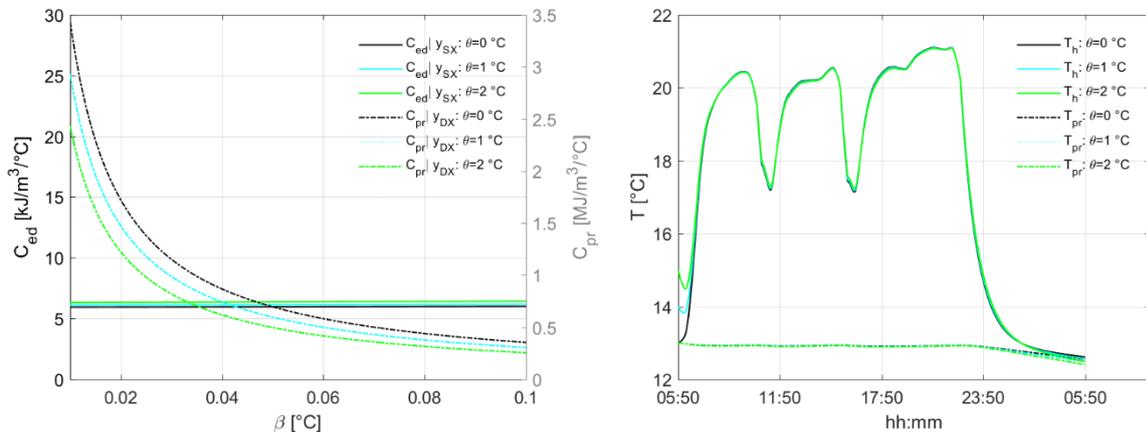


Figura 161:  $C_{pr}$  e  $C_{ed}$  al variare di  $\beta$  e  $\theta$  con  $T_{pr} = 13$  °C ed andamento di  $T_h$  per  $\beta = 0.01$  °C. UT 167

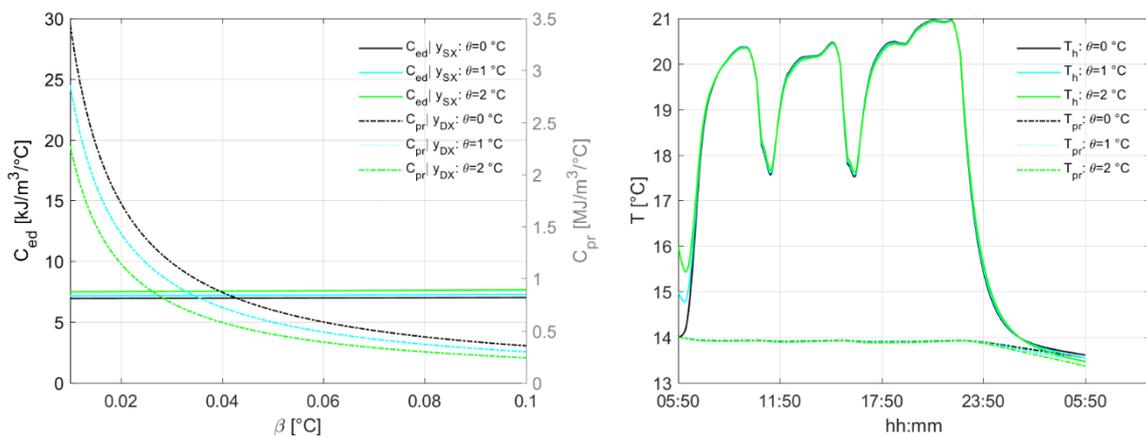


Figura 162:  $C_{pr}$  e  $C_{ed}$  al variare di  $\beta$  e  $\theta$  con  $T_{pr} = 14$  °C ed andamento di  $T_h$  per  $\beta = 0.01$  °C. UT 167

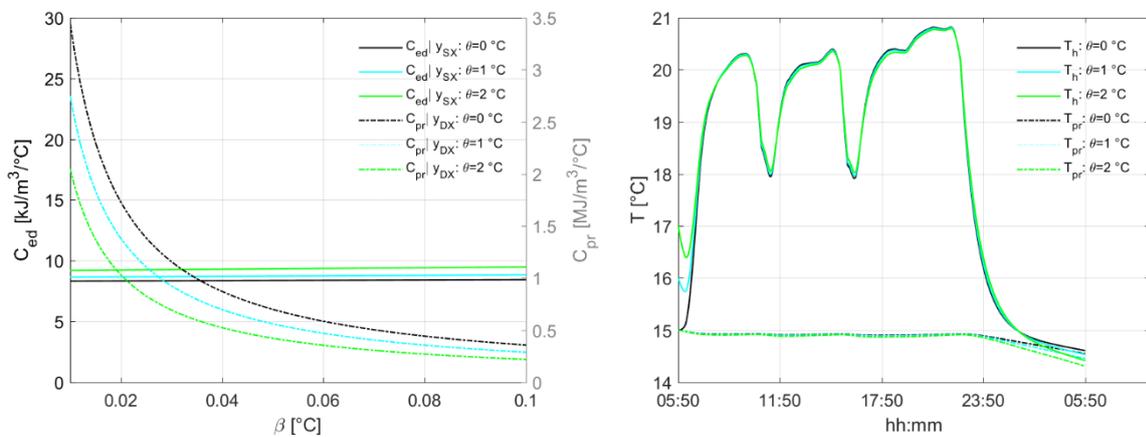


Figura 163:  $C_{pr}$  e  $C_{ed}$  al variare di  $\beta$  e  $\theta$  con  $T_{pr} = 15$  °C ed andamento di  $T_h$  per  $\beta = 0.01$  °C. UT 167

### Utenza 217:

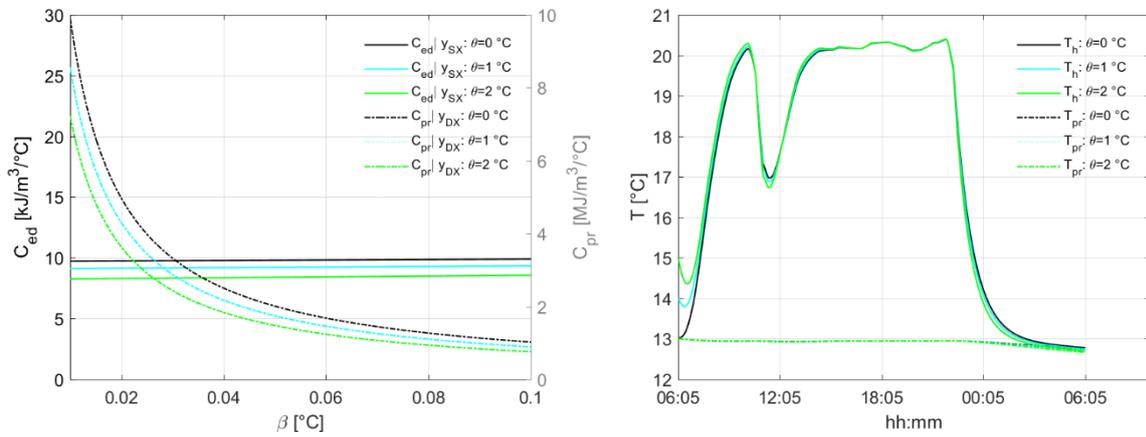


Figura 164:  $C_{pr}$  e  $C_{ed}$  al variare di  $\beta$  e  $\theta$  con  $T_{pr} = 13$  °C ed andamento di  $T_h$  per  $\beta = 0.01$  °C. UT 217

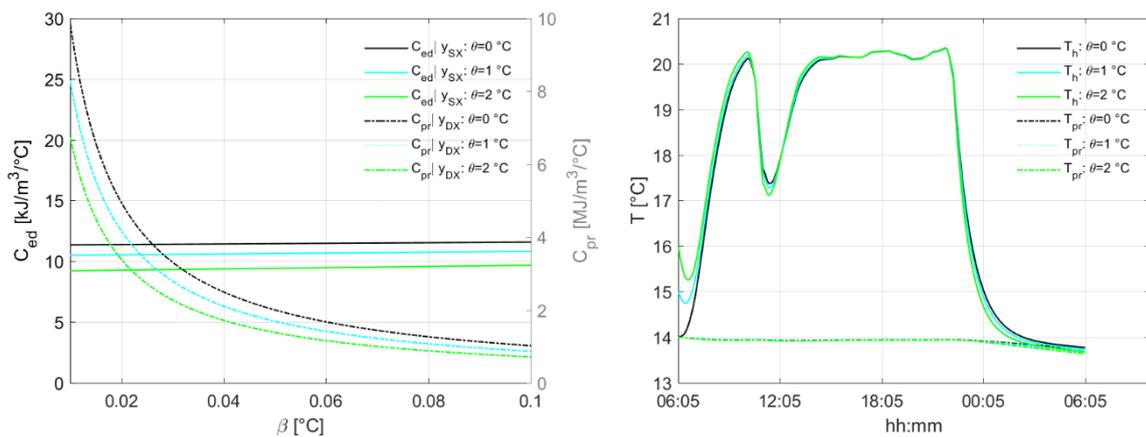


Figura 165:  $C_{pr}$  e  $C_{ed}$  al variare di  $\beta$  e  $\theta$  con  $T_{pr} = 14$  °C ed andamento di  $T_h$  per  $\beta = 0.01$  °C. UT 217

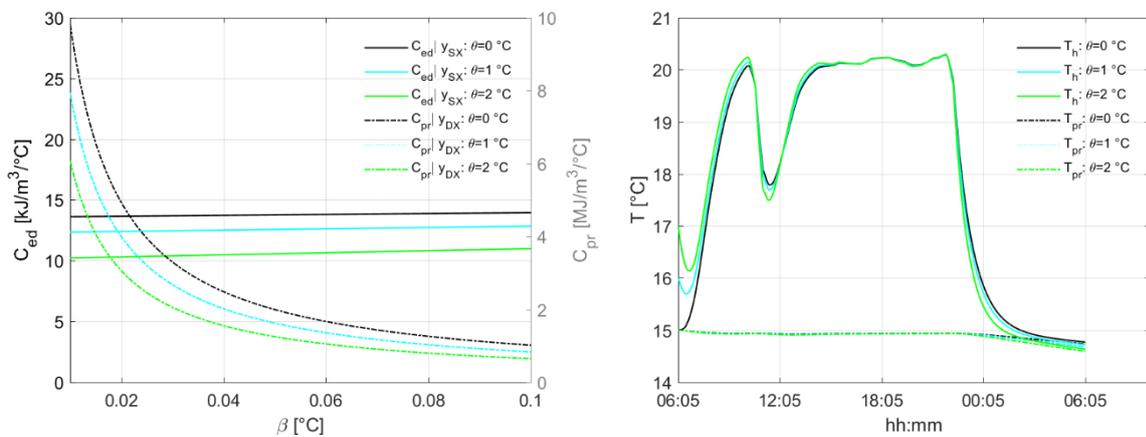


Figura 166:  $C_{pr}$  e  $C_{ed}$  al variare di  $\beta$  e  $\theta$  con  $T_{pr} = 15$  °C ed andamento di  $T_h$  per  $\beta = 0.01$  °C. UT 217

I grafici che fanno riferimento alle capacità termiche riportano contestualmente il valore della capacità termica dell'edificio e di parete al variare di  $\beta$  e  $\theta$ . Occorre sottolineare che la capacità dell'edificio fa riferimento all'asse sinistro del grafico mentre la capacità di parete all'asse destro. Per quanto riguarda la temperatura interna, i grafici fanno riferimento ad un valore di  $\beta$  pari a 0.01 °C, con  $\theta$  e temperatura iniziale di parete variabile.

Come risulta evidente dallo studio sopra riportato, si ottiene un forte miglioramento nella rappresentazione delle fasi di spegnimento. I valori della capacità di parete presentano inoltre comportamenti molto simili per tutte le utenze considerate. In tutti i casi si riscontra un valore della temperatura di stazionario per la parete inferiore a quello iniziale. Questo significa che in tutte le condizioni di funzionamento considerate il flusso termico che la parete riceve dall'edificio è inferiore al flusso termico che la stessa disperde verso l'esterno. Il risultato appare coerente considerando il fatto che la temperatura esterna è prossima a 3°C e che i giorni simulati sono i più freddi della stagione di riscaldamento.

Osservando inoltre le condizioni che si verificano alla fine dello spegnimento notturno si nota che qualunque siano i valori considerati per la prima accensione, la temperatura interna si porta a valori molto prossimi a quelli della temperatura di parete. Pertanto è possibile ritenere che la temperatura iniziale interna e quella di parete siano le stesse in fase di accensione mattutina dell'impianto. Inoltre gli effetti principali che una diversa assunzione per le variabili in gioco provoca sul profilo di temperatura interna si registrano proprio nelle fasi di accensione e spegnimento. Di fatto ciò che varia in modo significativo è la dinamica propria con cui si ipotizza il sistema raggiunga le condizioni di funzionamento stazionario.

Il modello a due capacità termiche fornisce dunque risultati che appaiono essere più verosimili ed aderenti a quelli presenti in letteratura. Nonostante la sua complessità è possibile ottenere attraverso calcolo diretto i parametri di interesse a patto di stabilire i valori del salto termico compiuto dalla parete prima del raggiungimento delle condizioni di stazionario, della temperatura interna raggiunta proprio a stazionario e della temperatura iniziale di parete.

Per le analisi successive si farà dunque riferimento per tutte le utenze ai parametri di input riportati in tabella.

Parametri	Valori [°C]
$T_h(t_s)$	20
$\theta$	0
$\beta$	0.01
$T_{pr}(0)$	15

Tabella 21: Quadro riassuntivo dei dati di input per il modello a due capacità termiche

La scelta del valore di  $\beta$  consente di ottenere valori per la capacità di parete confrontabili con quelli di edifici standard e determina inoltre variazioni di temperatura per la stessa che appaiono ragionevoli.

Per quanto riguarda la temperatura iniziale di parete il valore è stato scelto osservando i profili di temperatura interna sopra riportati. Tale curva fornisce valori plausibili e presenta variabilità temporali per la temperatura di parete più contenuti. Il valore potrebbe essere determinato attraverso una analisi di minimizzazione dell'errore, ma considerando il fatto che sia il parametro  $\beta$  che il valore di temperatura interna raggiunta a stazionario sono stati assunti in modo arbitrario tale approccio appare eccessivamente oneroso. Se si considera inoltre la ridotta sensibilità delle soluzioni al variare dei detti parametri tale approccio appare adeguato alla trattazione. Bisogna altresì considerare che il valore della temperatura di parete non costituirebbe una variabile aggiuntiva se si effettuasse una simulazione integrale dell'intera stagione di riscaldamento fino al giorno considerato. Il valore della temperatura di parete si stabilisce infatti sulla base dell'intero storico termico cui essa è stata soggetta durante il periodo di riscaldamento in quanto possiede una capacità di accumolo considerevole e dunque una inerzia termica estremamente elevata.

Ciò detto, di seguito si riportano i risultati forniti dal modello costituito dallo scambiatore di calore, dalla rete di distribuzione e dall'utenza modellata attraverso un sistema a due capacità termiche. I risultati sono stati dunque ottenuti considerando nota la portata in massa lato primario la quale verrà ricavata nella sezione successiva. Si sottolinea che nei grafici riportati il pedice  $N$  farà riferimento alle soluzioni ottenute attraverso la modellazione numerica sopra descritta mentre il pedice  $M$  fa riferimento ai dati misurati presso la sottostazione di scambio termico.

## Utenza 15:

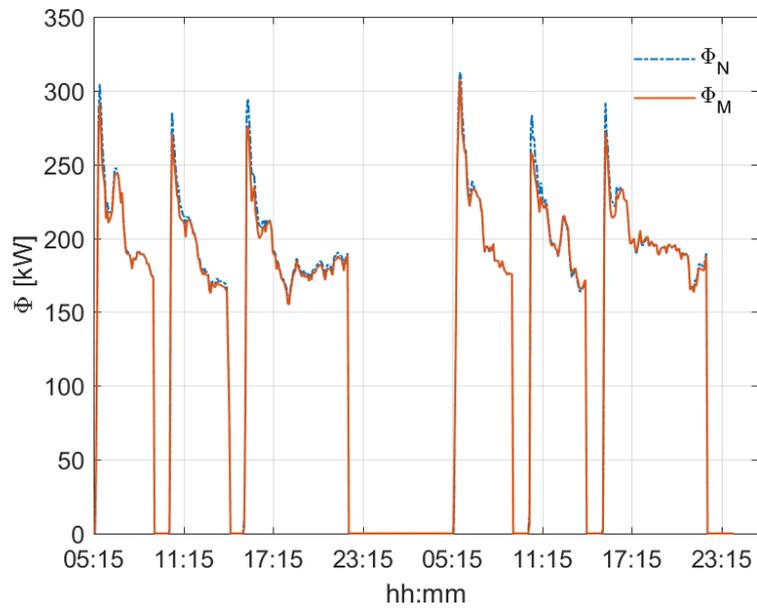


Figura 167: Flusso termico fornito UT 15

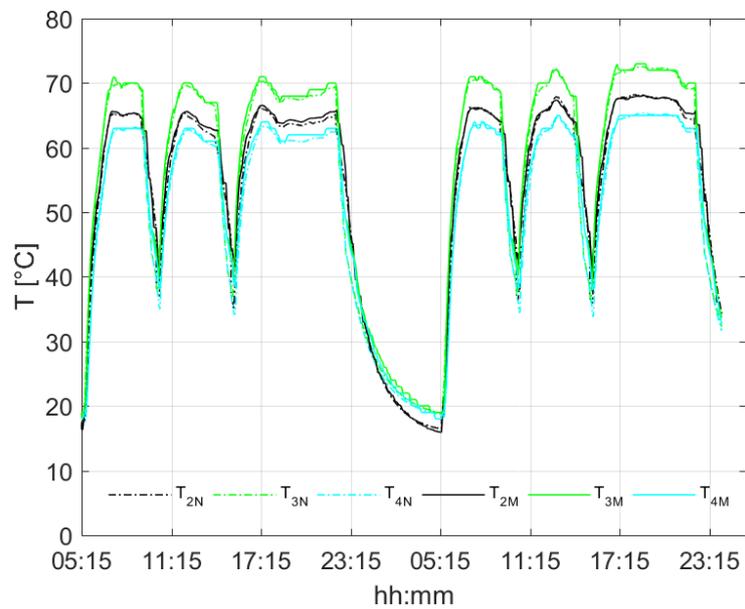


Figura 168: Temperature di sottostazione UT 15

## Utenza 20:

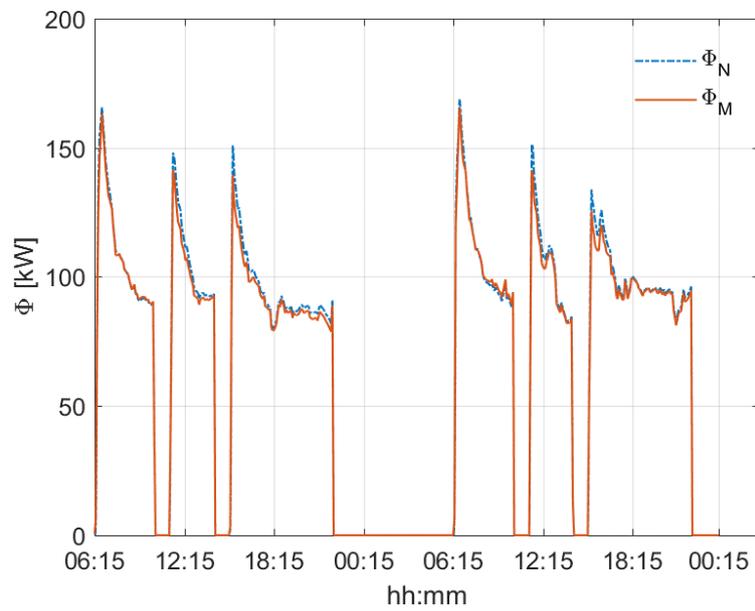


Figura 169: Flusso termico fornito UT 20

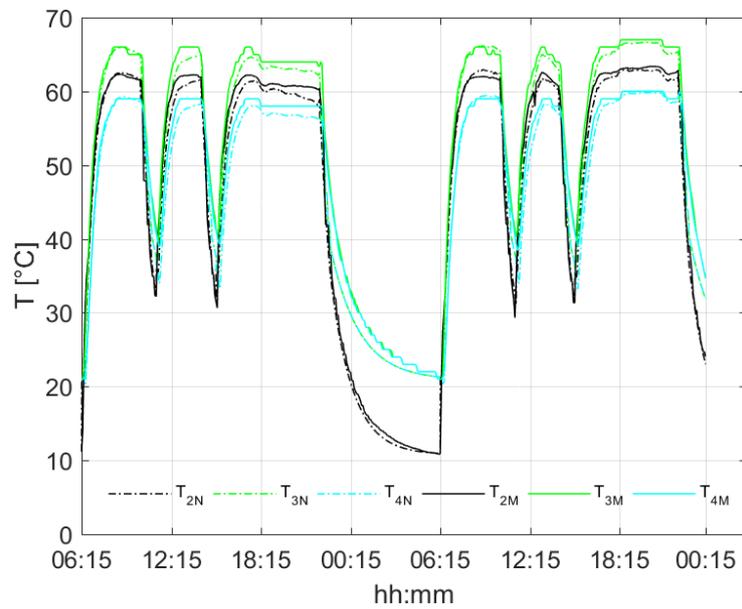


Figura 170: Temperature di sottostazione UT 20

## Utenza 31:

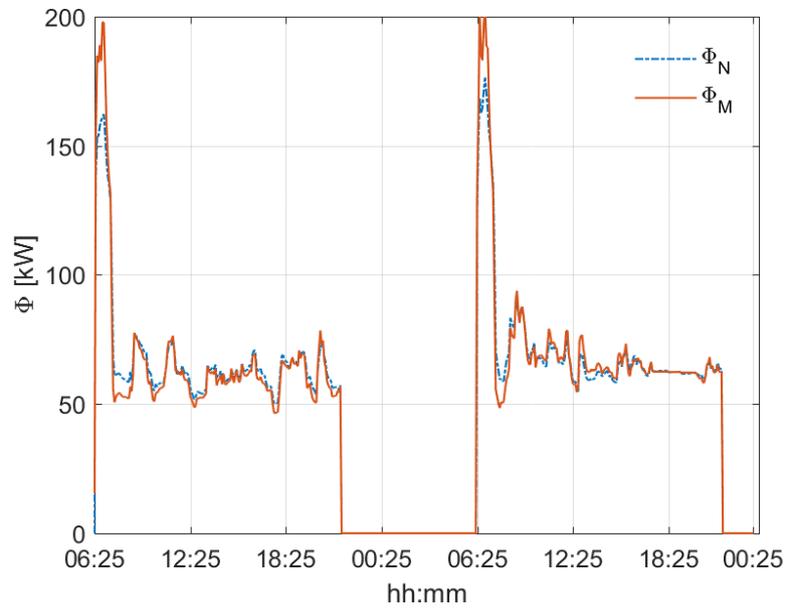


Figura 171: Flusso termico fornito UT 31

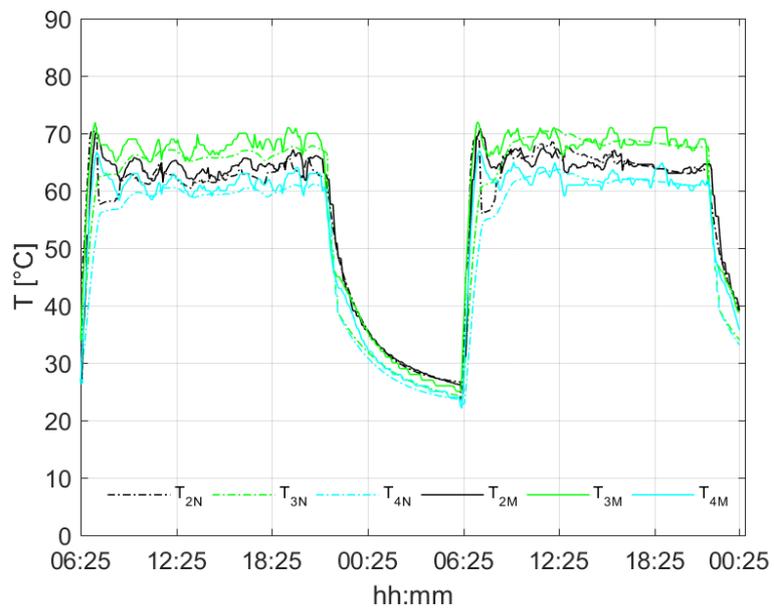


Figura 172: Temperature di sottostazione UT 31

## Utenza 33:

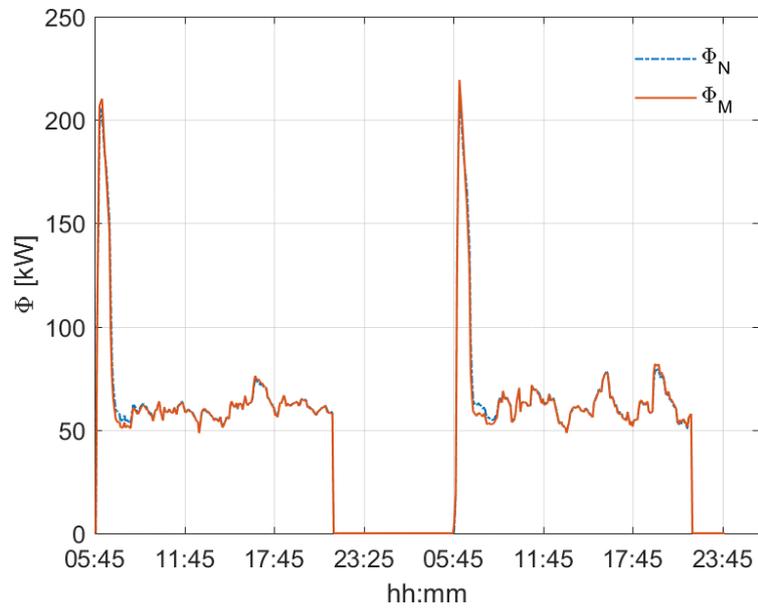


Figura 173: Flusso termico fornito UT 33

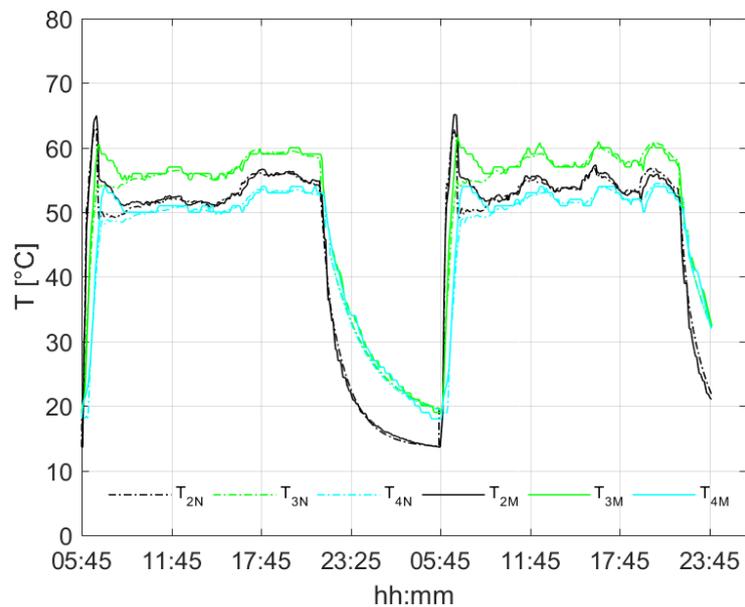


Figura 174: Temperature di sottostazione UT 33

## Utenza 60:

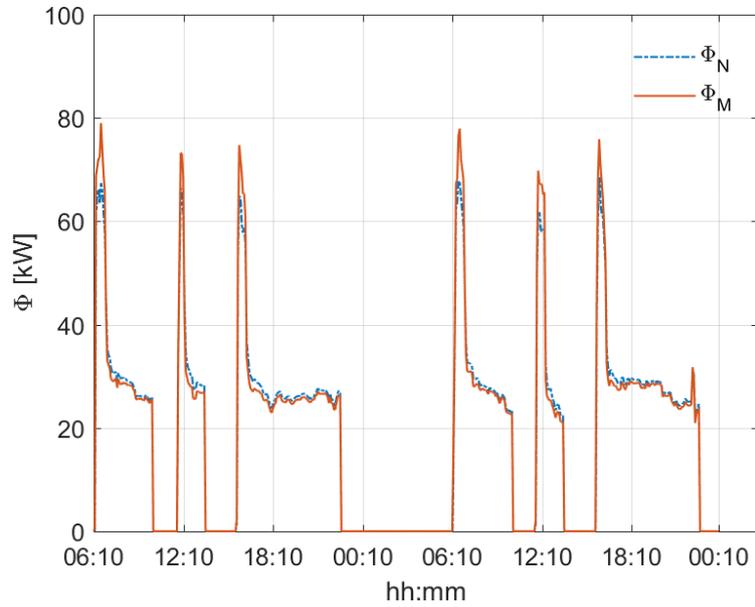


Figura 175: Flusso termico fornito UT 60

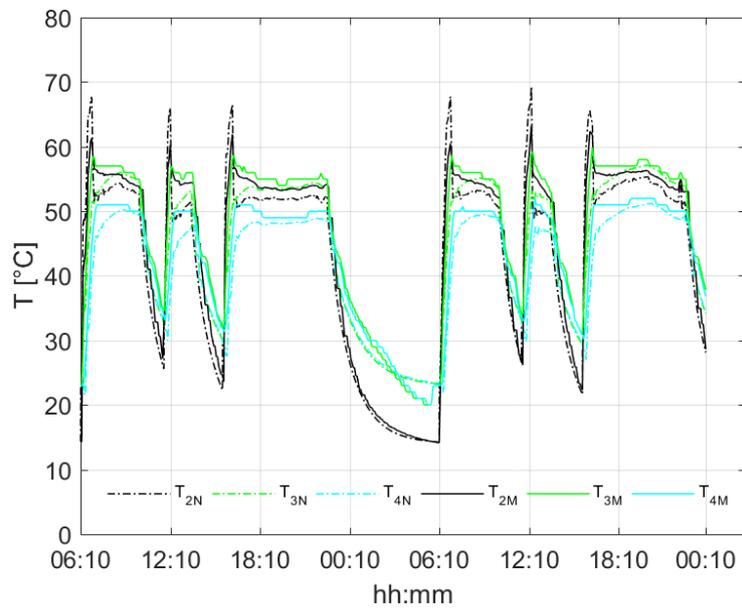


Figura 176: Temperature di sottostazione UT 60

## Utenza 135:

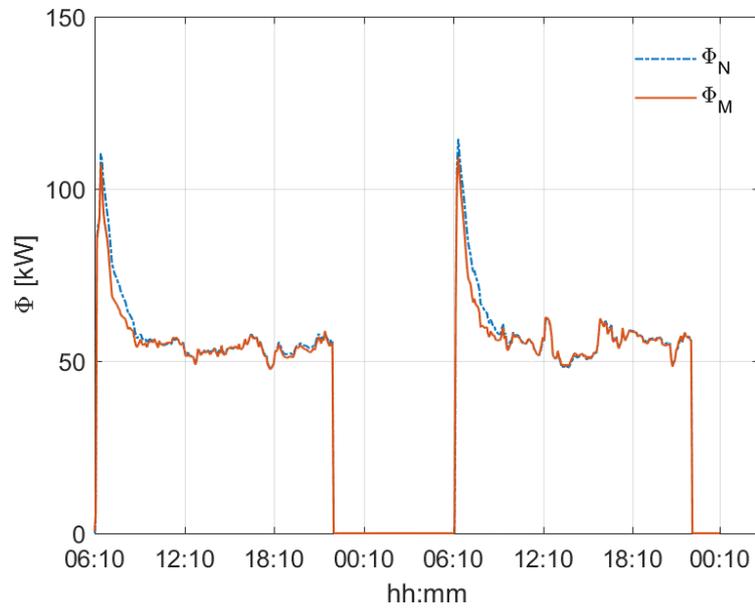


Figura 177: Flusso termico fornito UT 135

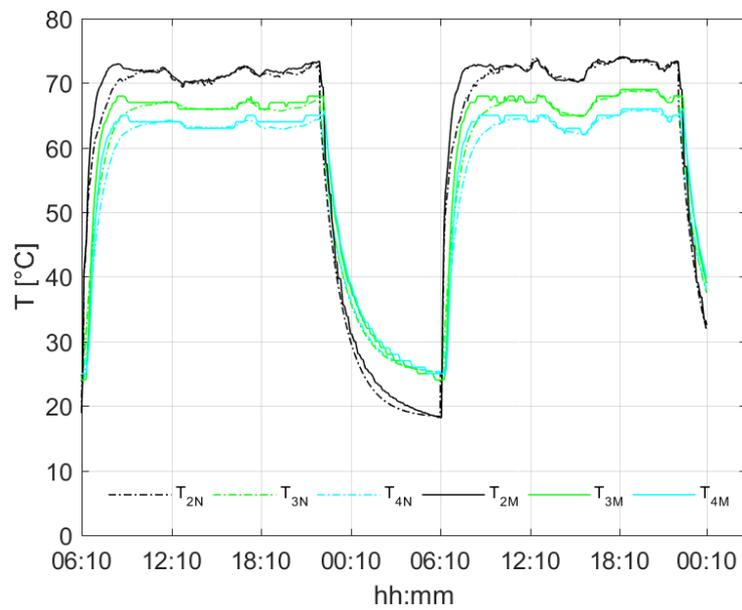


Figura 178: Temperature di sottostazione UT 135

## Utenza 151:

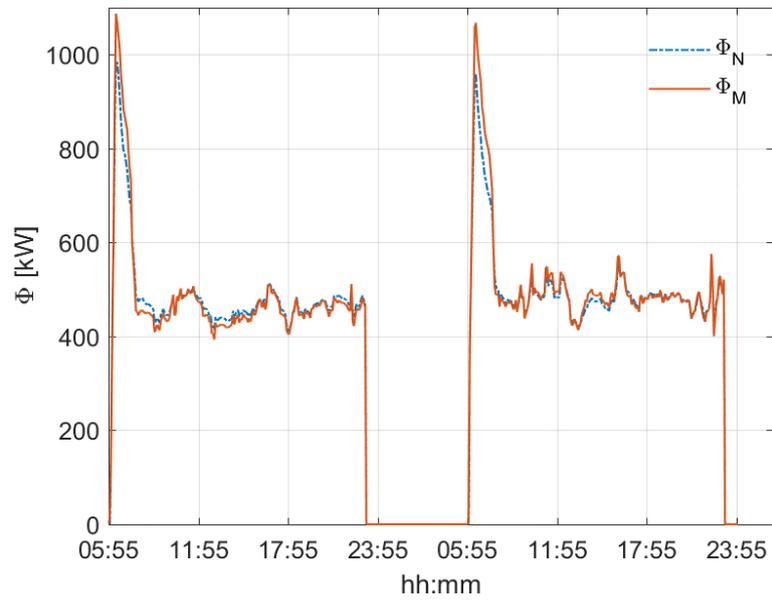


Figura 179: Flusso termico fornito UT 151

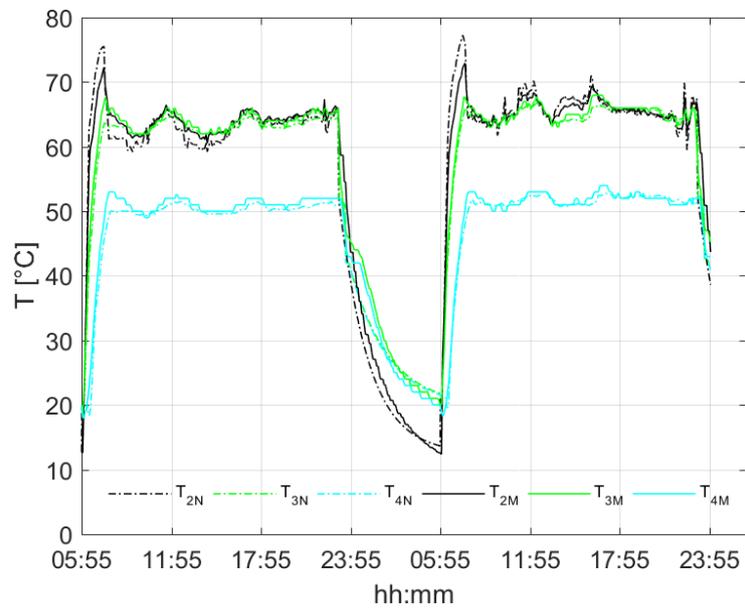


Figura 180: Temperature di sottostazione UT 151

## Utenza 167:

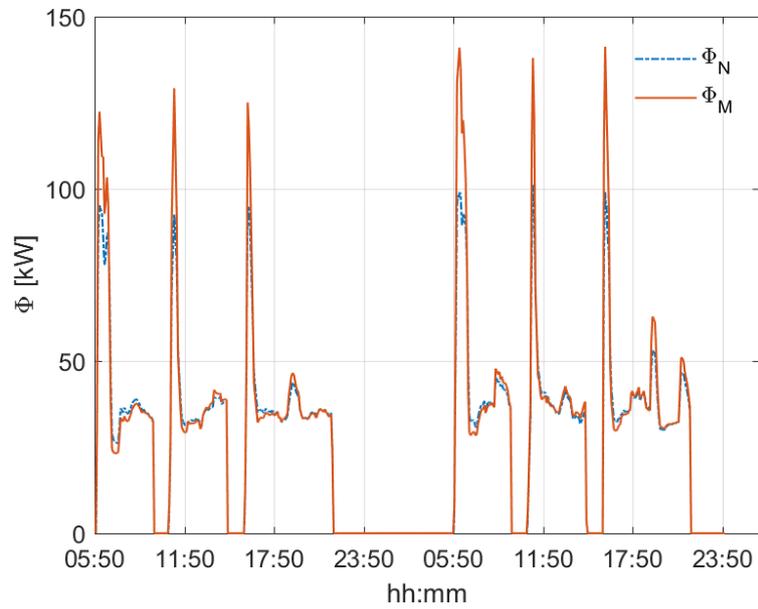


Figura 181: Flusso termico fornito UT 167

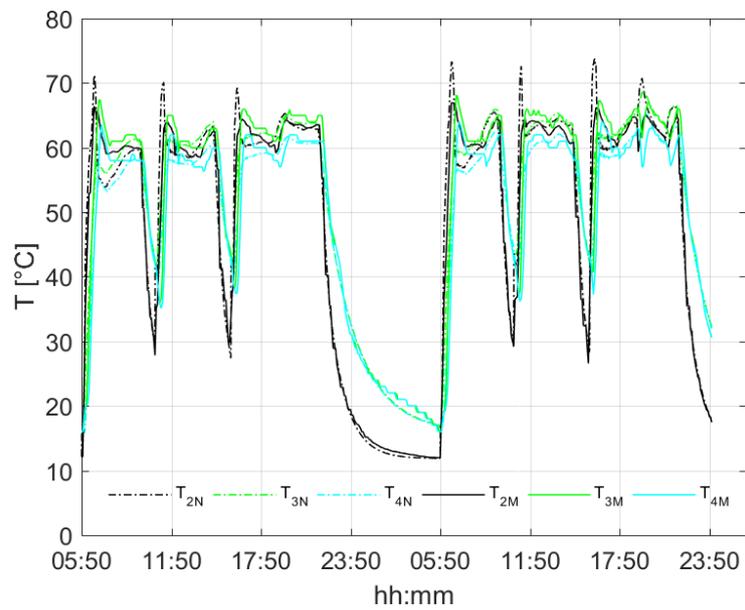


Figura 182: Temperature di sottostazione UT 167

## Utenza 217:

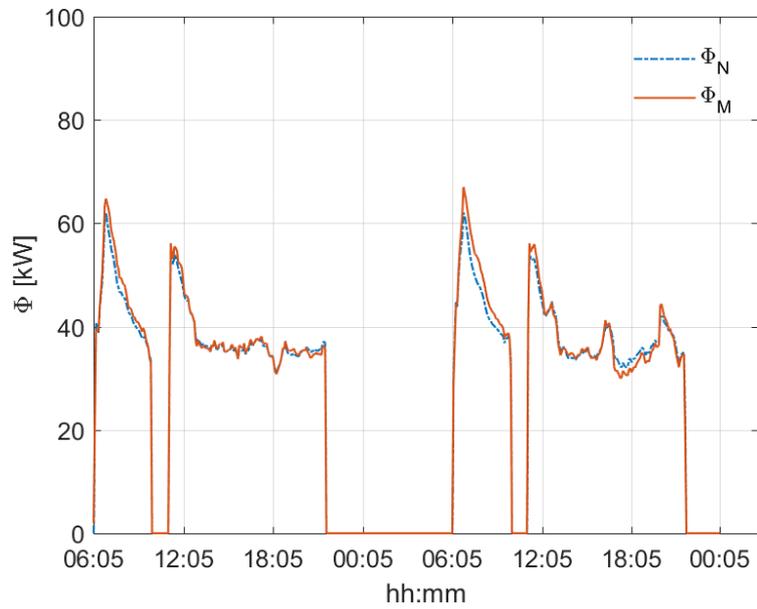


Figura 183: Flusso termico fornito UT 217

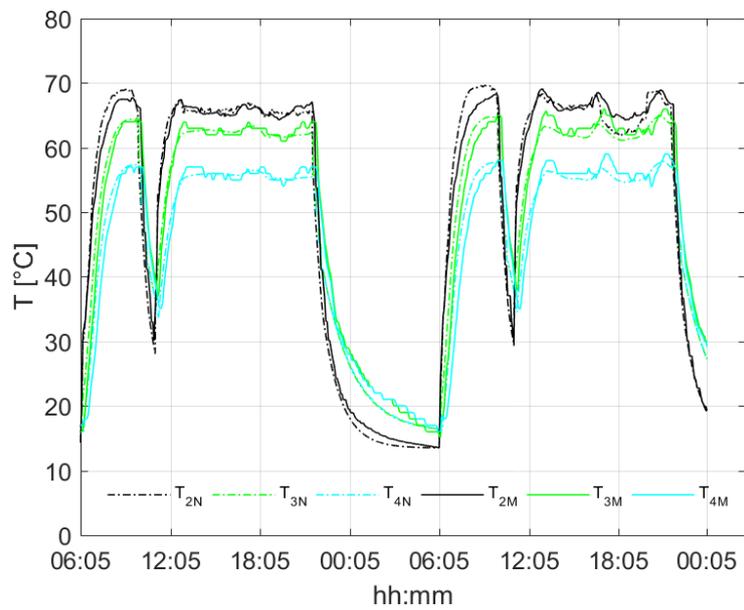


Figura 184: Temperature di sottostazione UT 217

Utenza	$k_r \left[ \frac{W}{m^3} \right]$	$k_d \left[ \frac{W}{m^3 \cdot C} \right]$	$k_{pr} \left[ \frac{W}{m^3 \cdot C} \right]$	$C_{pr} \left[ \frac{MJ}{m^3 \cdot C} \right]$	$C_{ed} \left[ \frac{kJ}{m^3 \cdot C} \right]$
15	28,56	2,23	5,15	2,50	16,02
20	24,32	1,91	3,90	1,47	8,95
31	10,31	0,88	1,86	1,07	6,88
33	16,68	1,21	2,05	0,56	5,71
60	18,54	0,86	2,22	0,56	4,70
135	17,12	1,40	3,28	1,37	10,86
151	22,56	1,43	3,12	1,72	16,34
167	18,00	1,03	2,42	0,69	9,79
217	26,16	1,57	3,60	1,99	14,40

Tabella 22: Quadro riassuntivo dei parametri relativi alle utenze per il modello a due capacità termiche

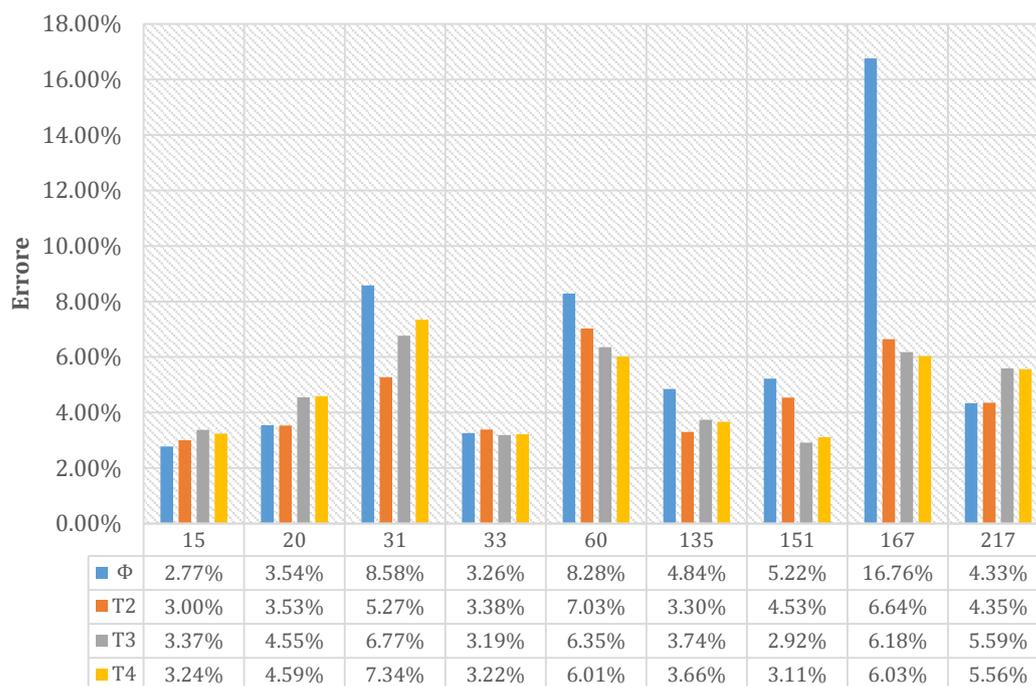


Tabella 23: Errore relativo ottenuto per le diverse grandezze caratteristiche della sottostazione

Come si nota il modello che racchiude la sottostazione di scambio termico e l'utenza appare riprodurre in modo adeguato i profili caratteristici delle sottostazioni stesse. Sebbene infatti in certi casi lo scostamento rispetto ai dati misurati appaia più marcato gli andamenti medi risultano rispettati. Osservando la tabella degli errori sopra riportata si

nota che tutti i profili di temperatura vengono calcolati con errori compresi tra 2,92 ed il 7,34 %. Il flusso termico risulta superare errori del 10 % solamente per l'utenza 167. Osservando i profili di questa utenza si nota infatti che tale errore è legato principalmente ad una sottostima della potenza termica scambiata nelle fasi di avviamento. A conferma di quanto detto i profili di temperatura  $T_2$  presenti posseggono, proprio in corrispondenza di detti punti, livelli termici più elevati di quelli misurati. Complessivamente appare dunque evidente la necessità di ulteriori analisi che cerchino di cogliere in modo più mirato proprio le fasi di avviamento del sistema.

#### 4.5 Il sistema di regolazione

Dopo avere caratterizzato il complesso dei sistemi che fanno riferimento allo scambiatore di calore, al sistema di distribuzione secondaria e all'utenza, in questa sezione si descriveranno le tecniche impiegate per la definizione dei parametri caratteristici del regolatore. A tal fine occorre anzitutto identificare le curve climatiche relative a ciascuna utenza. Attraverso esse è infatti possibile calcolare i relativi valori di set-point per il sistema di regolazione. L'insieme dei dati forniti da **IREN S.p.A.** prevede anche la fornitura delle temperature di set-point. Da tale insieme si sono estrapolati due valori di temperatura esterna e relativa temperatura di set-point col fine di determinare la retta caratteristica di ciascuna utenza e dunque il coefficiente angolare ( $m$ ) ed il termine noto ( $q$ ) che ne costituiscono i parametri identificativi.

Utenza	$m$	$q$ [°C]
15	-1,92	77,21
20	-0,97	70,26
31	-1,22	73,49
33	-1,56	67,68
60	-2,00	60,00
135	-1,95	73,26
151	-1,30	69,93
167	-1,55	68,02
217	-0,90	66,29

Tabella 24: Parametri caratteristici delle curve climatiche

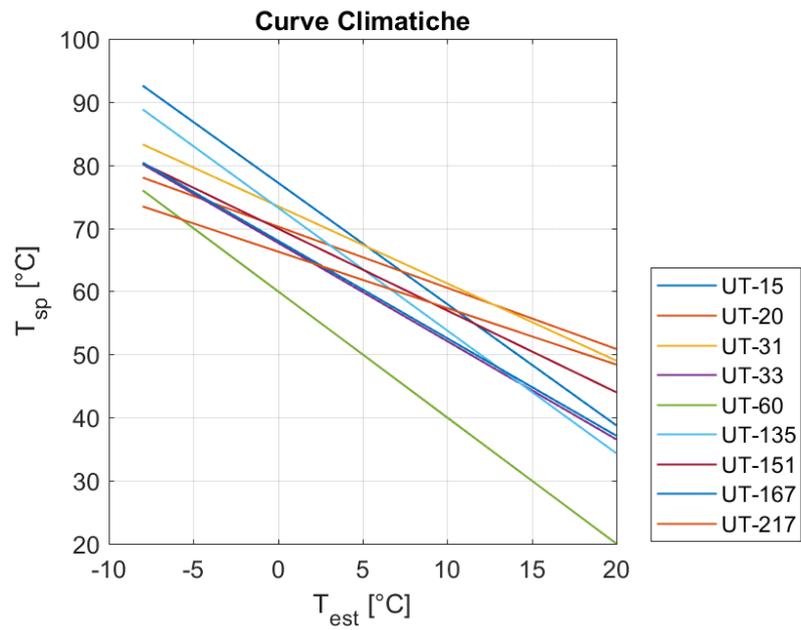


Tabella 25: Curve climatiche per le utenze appartenenti al baricentro termico

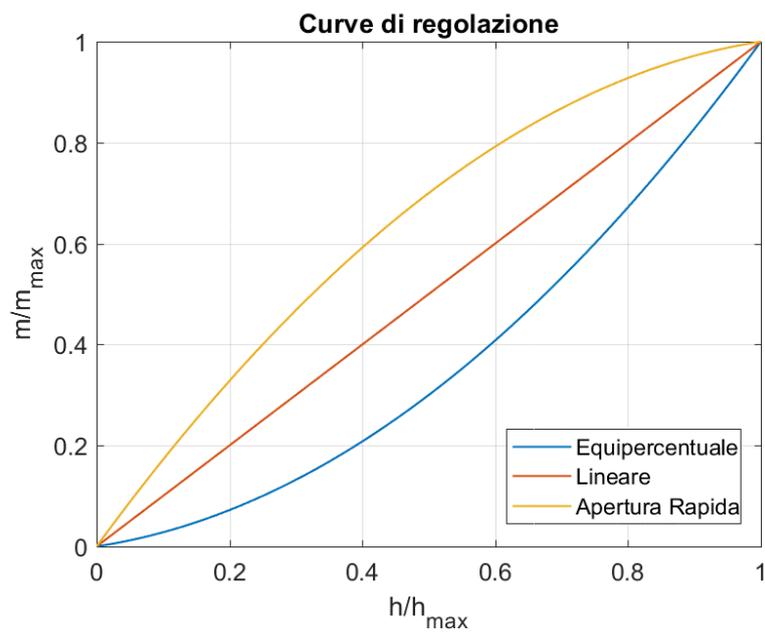


Figura 185: Curve di regolazione impiegate

Dopo avere valutato le curve caratteristiche per la determinazione dei parametri del regolatore si è condotto uno studio parametrico per ciascuna delle curve di regolazione ipotizzate per le utenze, [fig.185](#). Come esposto in precedenza infatti sulla base dell'errore misurato presso la sottostazione il sistema di controllo invierà un segnale all'otturatore che provvederà a variarne la posizione  $h$ . In base proprio alla curva di regolazione  $f$  la portata in massa effettivamente erogata potrà essere inferiore, uguale o superiore alla variazione percentuale di corsa eseguita dall'otturatore stesso.

$$(3.28) \quad e(t) = T_{sp}(t) - T_3(t)$$

$$(4.44) \quad h(t) = K_p e(t) + K_i \int_0^t e(t) dt$$

$$(4.45) \quad m(t) = f(h(t))$$

Le curve di regolazione sono state determinate supponendo, nel caso equipercentuale, che al 50% del valore della curva corrisponda il 30% del valore di portata in massa erogata. Per la curva ad apertura rapida è stato invece supposto che al 50% della curva corrisponda il 70% della portata massima erogabile. Infine si sono interpolati i valori sopra citati attraverso un polinomio del secondo ordine. Occorre inoltre sottolineare che lo schema di regolazione impiegato per la valutazione della corsa dell'otturatore è stato valutato con la presenza di un blocco per la prevenzione del fenomeno dell'**upwind** (42). A seconda infatti delle esigenze specifiche imposte al progetto del sistema di controllo, la presenza del termine integrale causa un rapido raggiungimento delle condizioni di saturazione<sup>23</sup>. In questa fase il termine integrale continua ad aumentare di valore e porta la corsa a rimanere in corrispondenza al valore massimo anche quando l'errore si è annullato.

---

<sup>23</sup> La corsa dell'otturatore raggiunge il suo valore massimo o minimo

Questo fa sì che anche se l'errore è nullo l'azione del regolatore risulti inibita proprio a causa della presenza di un termine integrale molto elevato. Infatti bisognerà attendere un certo arco di tempo in cui si manifesta un errore negativo per causare la riduzione proprio del termine integrale e riportare il regolatore all'interno della banda di regolazione.

Tra i possibili schemi anti upwind si è scelto di utilizzare quello che prevede un arresto del calcolo del termine integrale quando il sistema raggiunge le condizioni di saturazione.

$$(4.44) \quad \begin{cases} h(t) = K_p e(t) + K_i \int_0^t e(t) dt; \text{ per } 0 \leq h(t) \leq h_{max} \\ h(t) = K_p e(t) + K_i \int_0^{t^*} e(t) dt; h(t) = 0 \\ h(t) = K_p e(t) + K_i \int_0^{t^*} e(t) dt; h(t) = h_{max} \end{cases}$$

Con questo schema infatti il termine integrale rimane pari al valore che aveva nel momento in cui si è raggiunta la saturazione ( $t^*$ ) limitando dunque la crescita di tale termine e consentendo una regolazione più rapida ed efficace.

Altri possibili schemi per risolvere il problema dell'upwind prevedono l'inserzione di un blocco di desaturazione il quale agisce in relazione alla differenza tra l'output che si otterrebbe se la corsa del regolatore non fosse fisicamente limitata ed il valore della corsa che si ottiene in relazione alle limitazioni imposte. La corsa infatti risulta limitata superiormente ed inferiormente e questo limita l'azione del regolatore che in certe circostanze determinerebbe valori superiori od inferiori al limite massimo presente. Questo provoca un andamento dell'errore che è maggiore nel tempo rispetto al caso ideale in cui non ci fossero limitazioni con un conseguente aumento del termine integrale. In certi casi quindi si preferisce inserire il blocco di desaturazione di cui sopra il quale fa sì che la sua azione sia nulla quando la corsa è all'interno del range di regolazione, e che decrementa invece il valore del termine integrale quando si verificano condizioni di saturazione. L'entità del decremento è però stabilita attraverso uno specifico guadagno associato al blocco di desaturazione stesso che consente di modulare l'azione di desaturazione ed ottenere così la risposta desiderata da parte del regolatore.

L'utilizzo di tale sistema richiederebbe dunque la determinazione di un ulteriore guadagno e per tale ragione si è preferito utilizzare uno schema anti windup che non presenti tale necessità. Alla luce di quanto esposto si riportano i risultati ottenuti.

## Utenza 15:

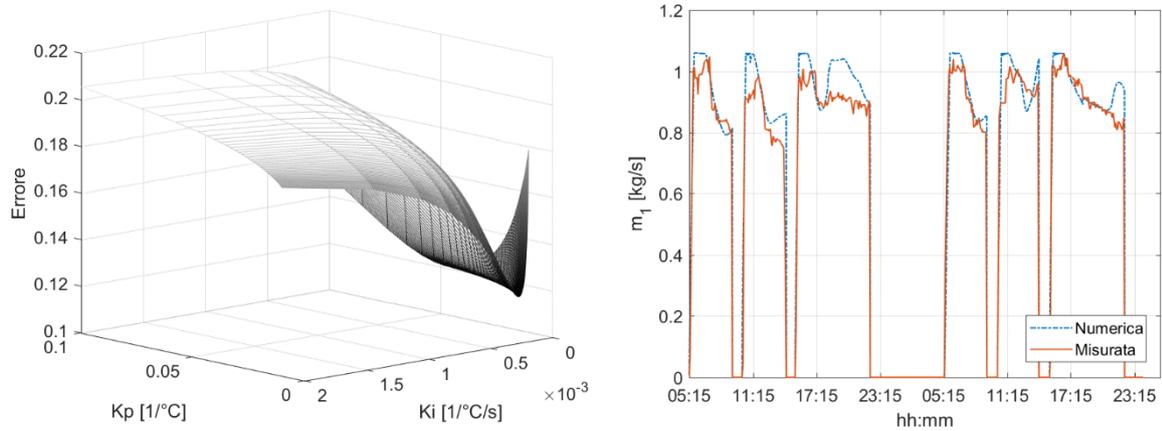


Figura 186: Valvola equipercentuale. Studio parametrico e portata in massa nel punto di minimo. UT 15

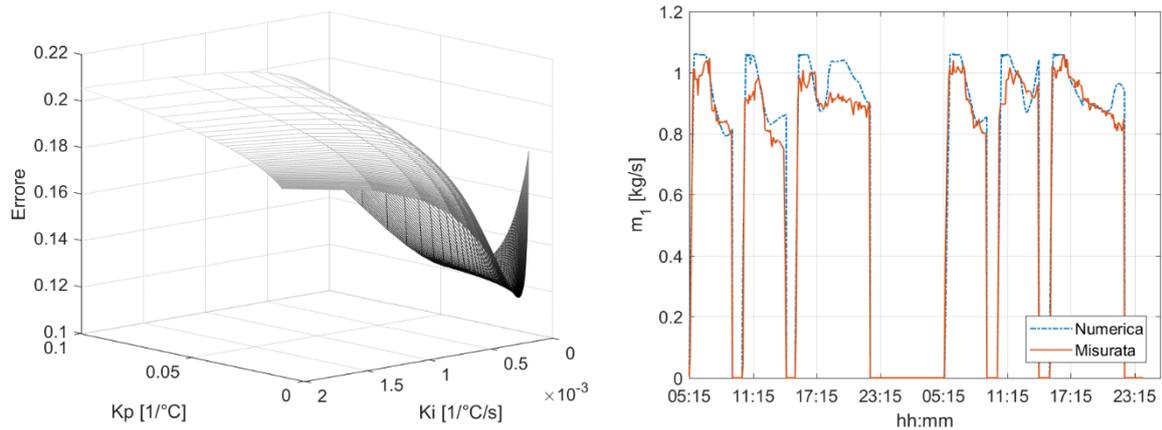


Figura 187: Valvola lineare. Studio parametrico e portata in massa nel punto di minimo. UT 15

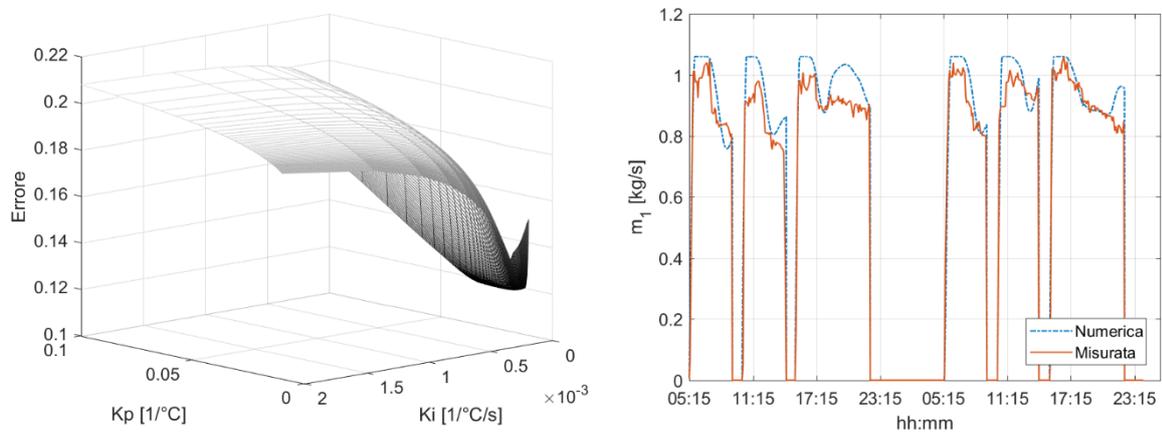


Figura 188: Valvola ad apertura rapida. Studio parametrico e portata in massa nel punto di minimo. UT 15

## Utenza 20:

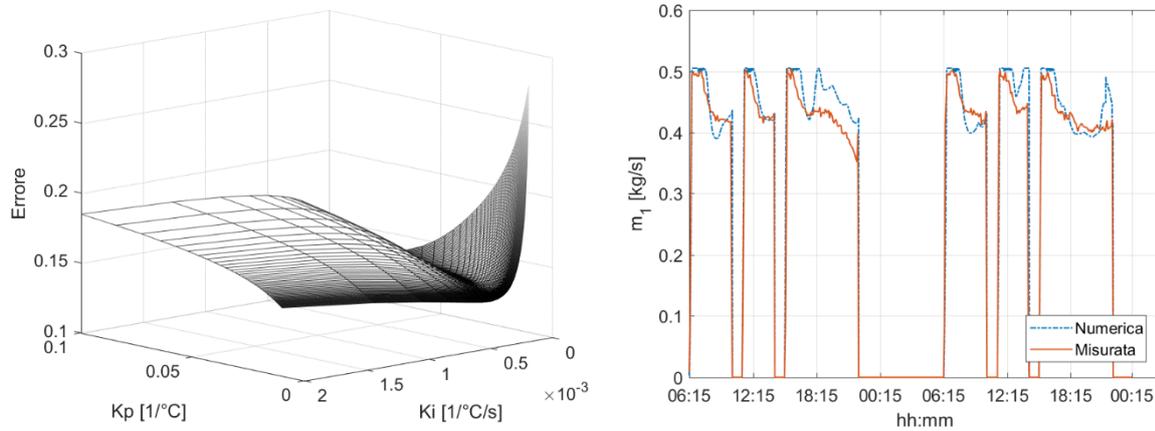


Figura 189: Valvola equipercentuale. Studio parametrico e portata in massa nel punto di minimo. UT 20

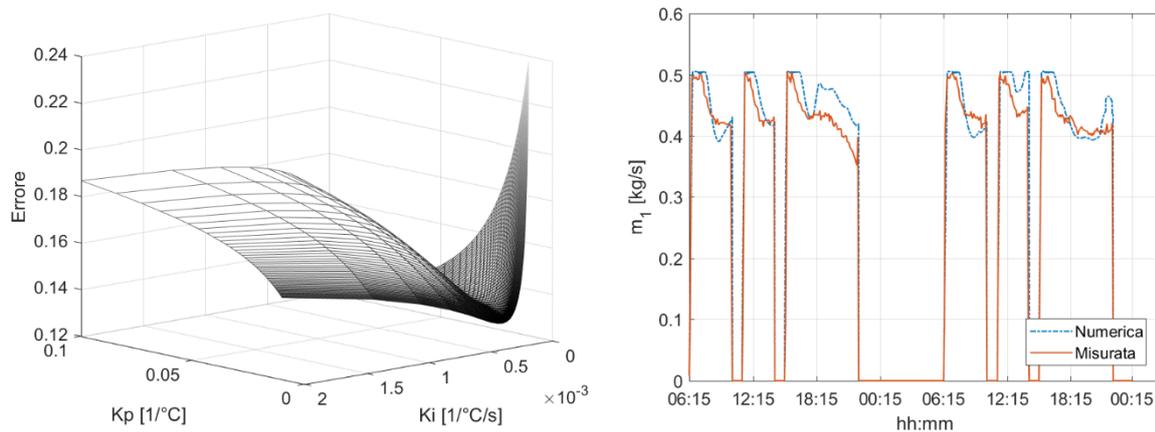


Figura 190: Valvola lineare. Studio parametrico e portata in massa nel punto di minimo. UT 20

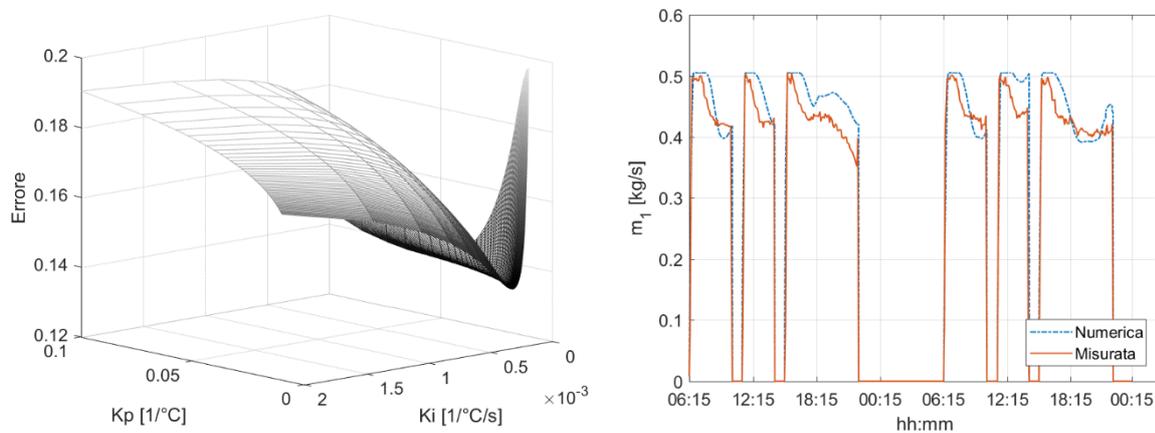


Figura 191: Valvola ad apertura rapida. Studio parametrico e portata in massa nel punto di minimo. UT 20

## Utenza 31:

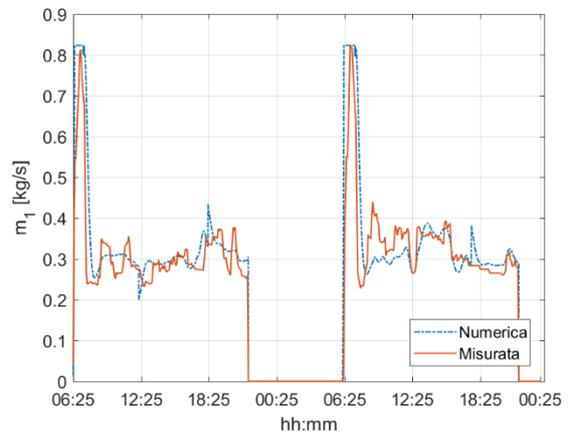
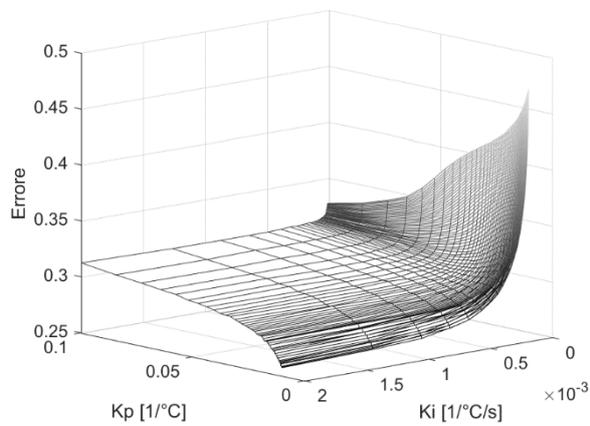


Figura 192: Valvola equipercentuale. Studio parametrico e portata in massa nel punto di minimo. UT 31

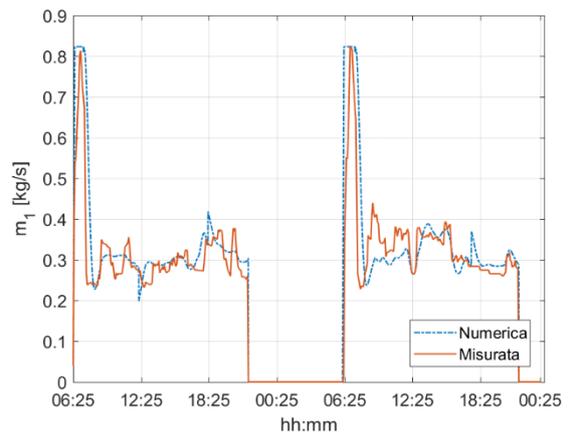
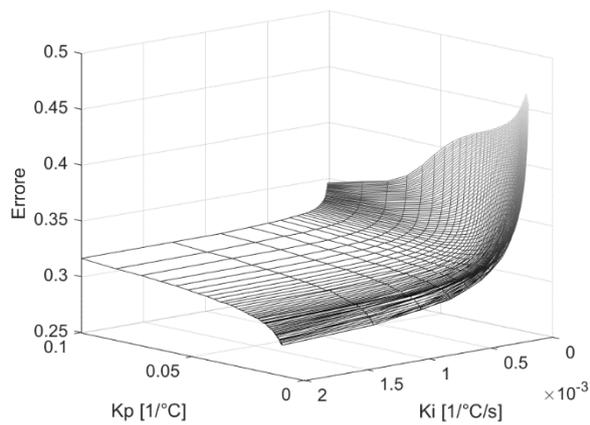


Figura 193: Valvola lineare. Studio parametrico e portata in massa nel punto di minimo. UT 31

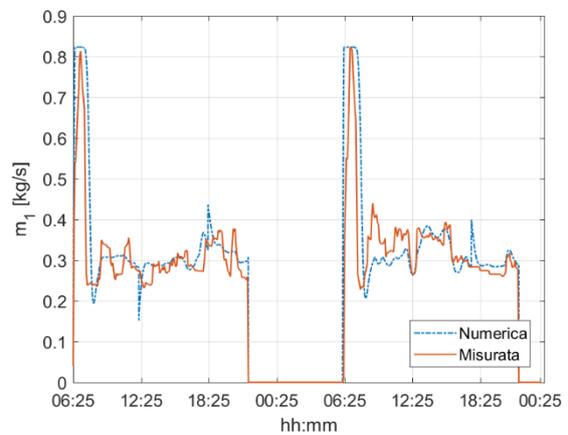
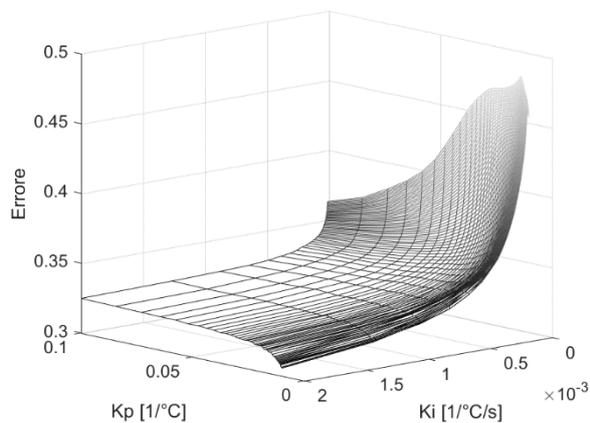


Figura 194: Valvola ad apertura rapida. Studio parametrico e portata in massa nel punto di minimo. UT 31

### Utenza 33:

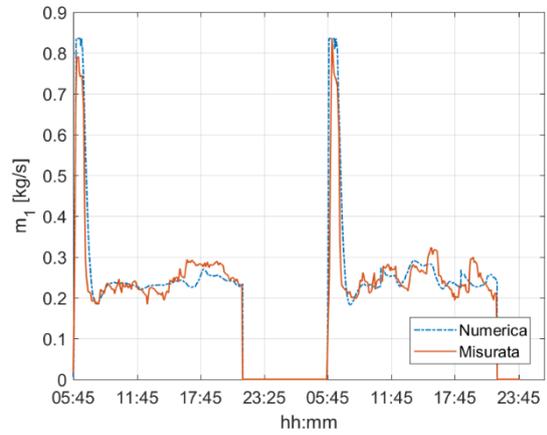
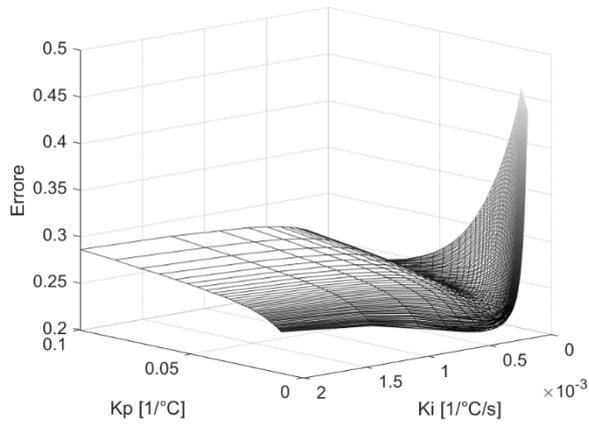


Figura 195: Valvola equipercentuale. Studio parametrico e portata in massa nel punto di minimo. UT 33

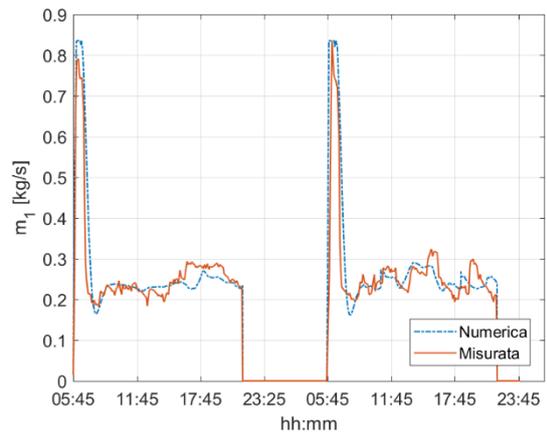
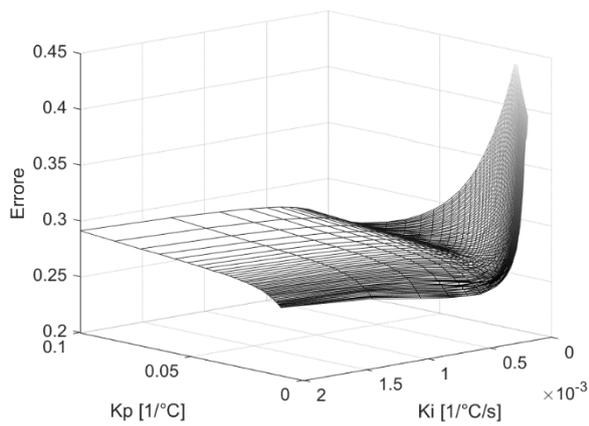


Figura 196: Valvola lineare. Studio parametrico e portata in massa nel punto di minimo. UT 33

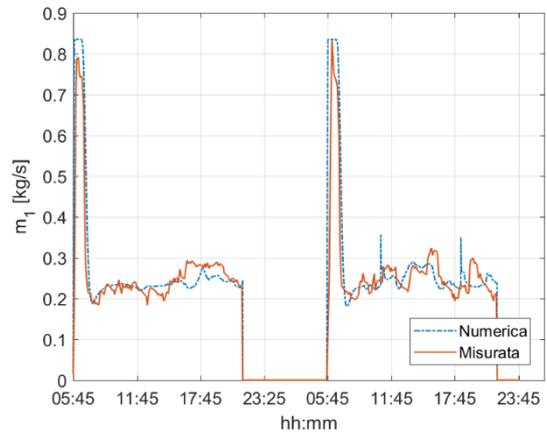
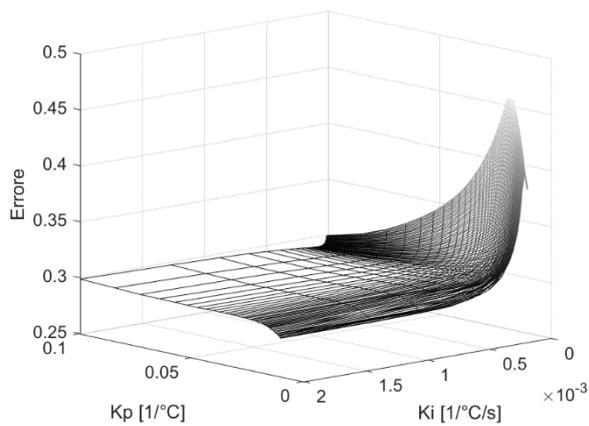


Figura 197: Valvola ad apertura rapida. Studio parametrico e portata in massa nel punto di minimo. UT 33

## Utenza 60:

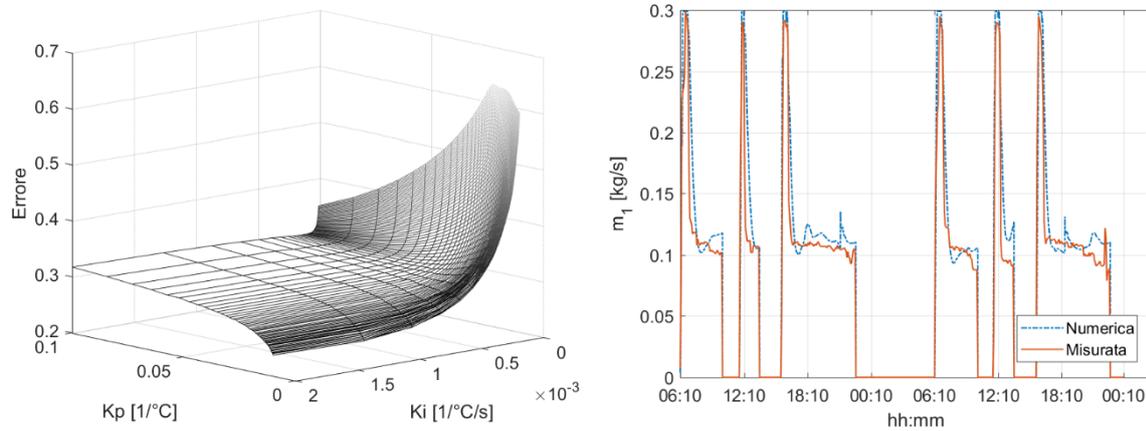


Figura 198: Valvola equipercentuale. Studio parametrico e portata in massa nel punto di minimo. UT 60

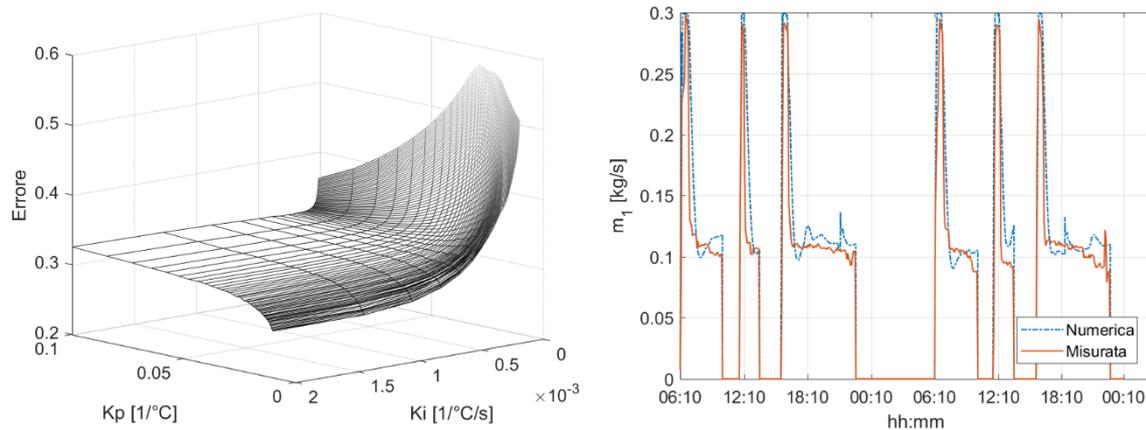


Figura 199: Valvola lineare. Studio parametrico e portata in massa nel punto di minimo. UT 60

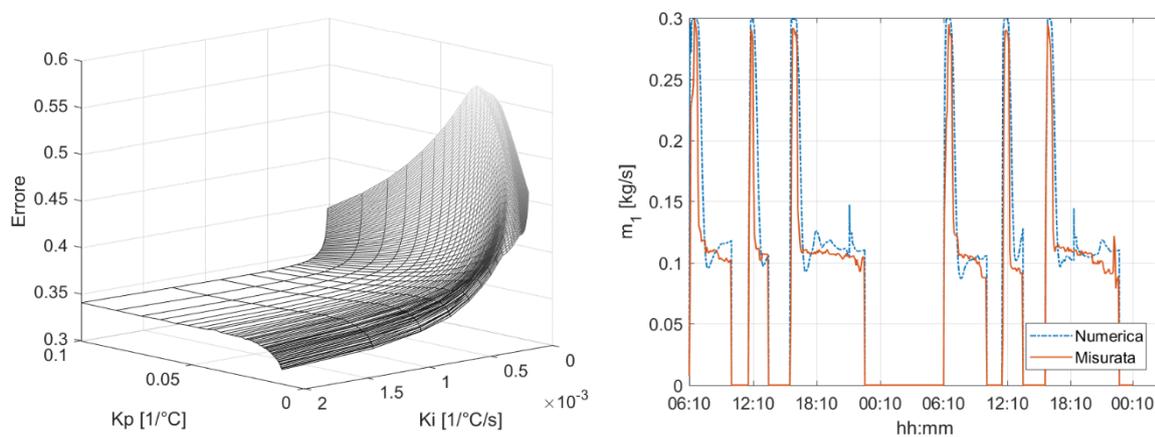


Figura 200: Valvola ad apertura rapida. Studio parametrico e portata in massa nel punto di minimo. UT 60

## Utenza 135:

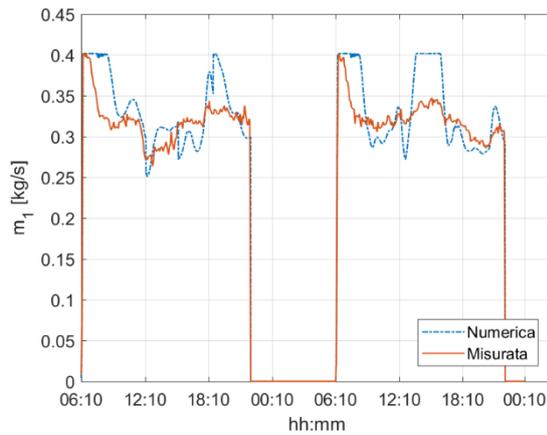
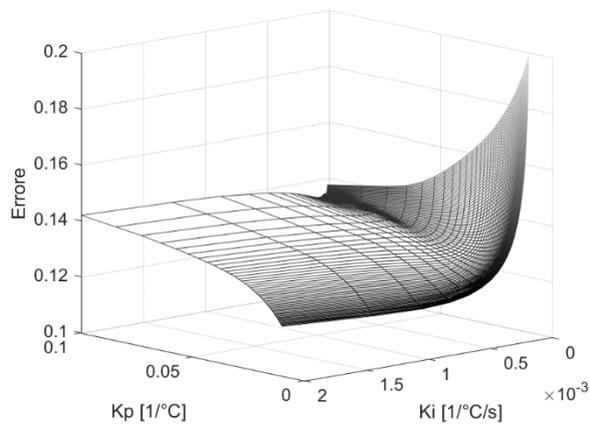


Figura 201: Valvola equipercentuale. Studio parametrico e portata in massa nel punto di minimo. UT 135

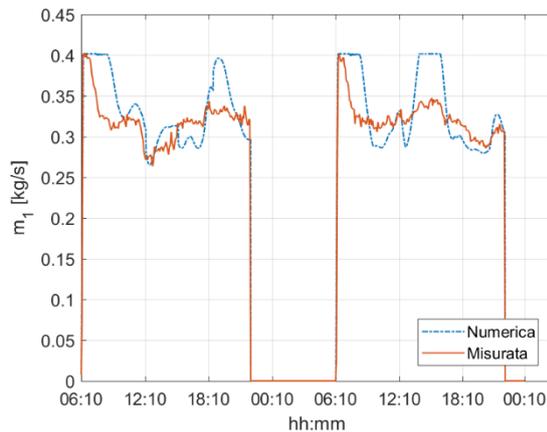
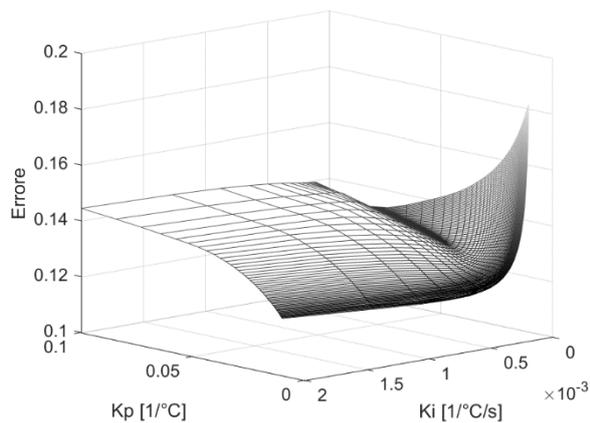


Figura 202: Valvola lineare. Studio parametrico e portata in massa nel punto di minimo. UT 135

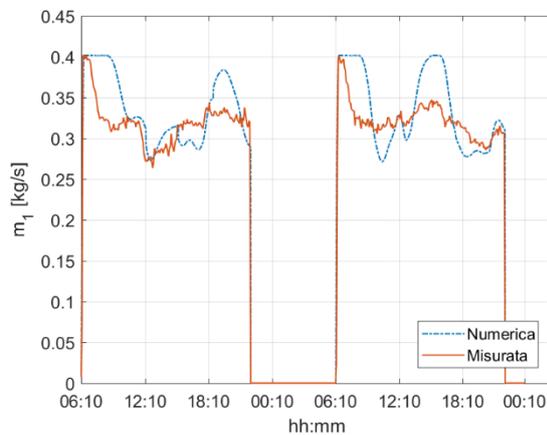
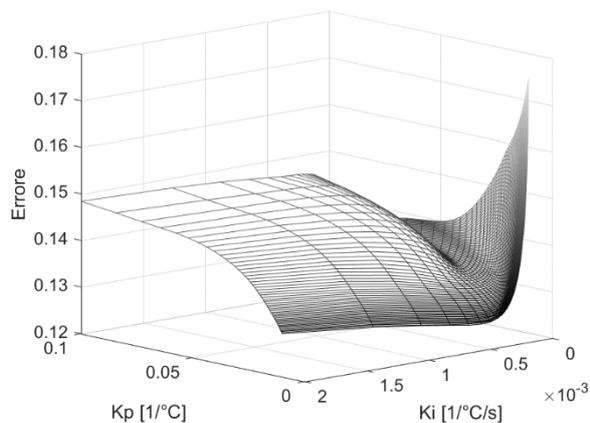


Figura 203: Valvola ad apertura rapida. Studio parametrico e portata in massa nel punto di minimo. UT 135

## Utenza 151:

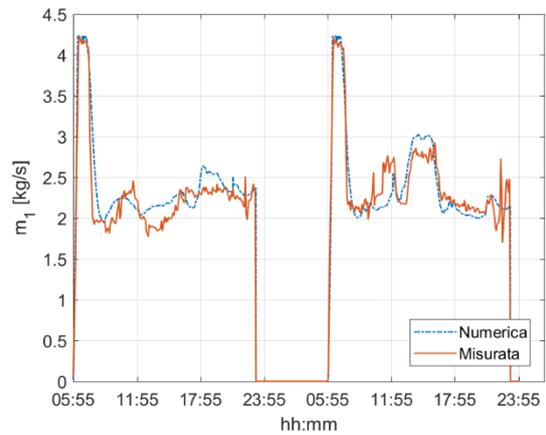
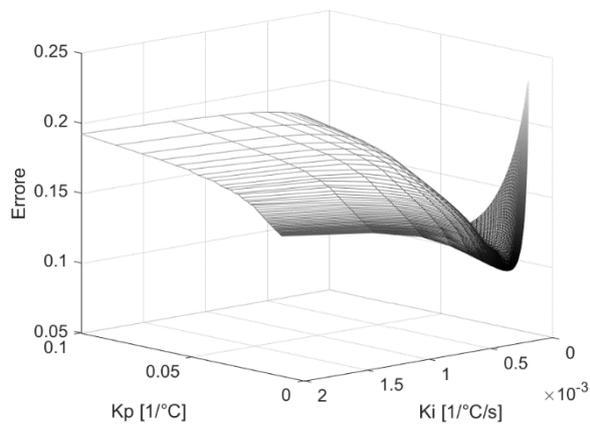


Figura 204: : Valvola equipercentuale. Studio parametrico e portata in massa nel punto di minimo. UT 151

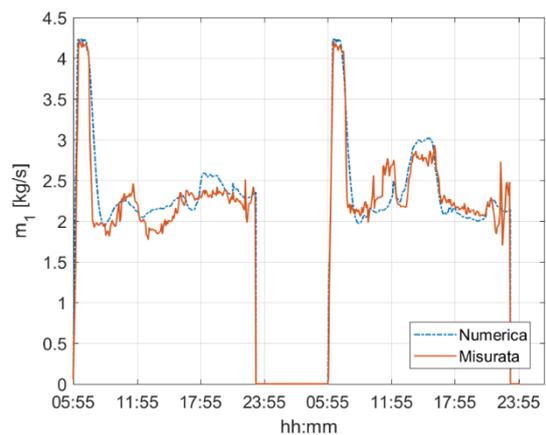
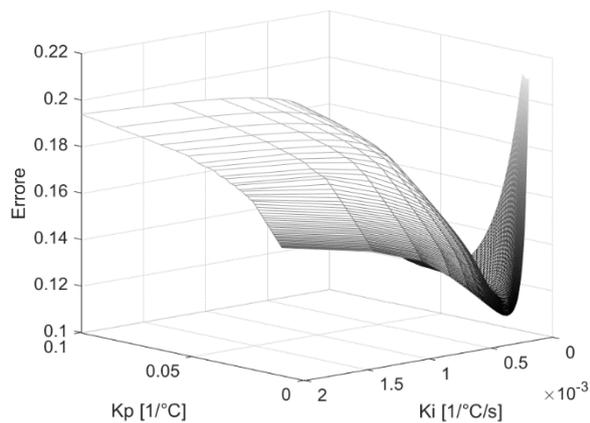


Figura 205: Valvola lineare. Studio parametrico e portata in massa nel punto di minimo. UT 151

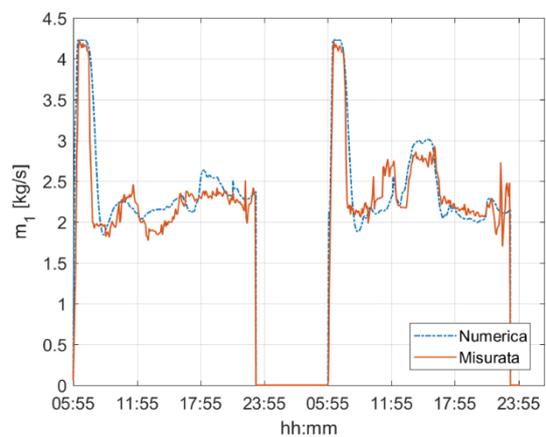
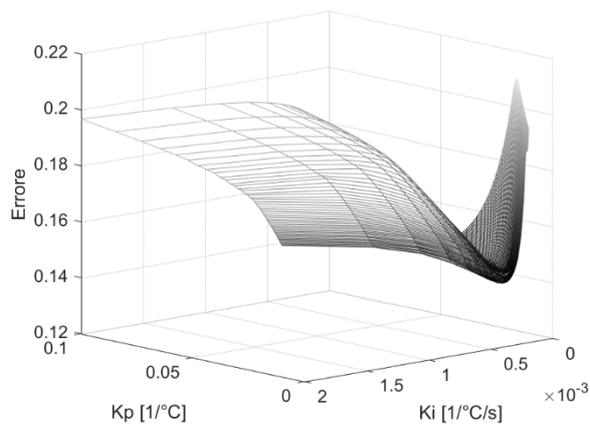


Figura 206: Valvola ad apertura rapida. Studio parametrico e portata in massa nel punto di minimo. UT 151

## Utenza 167:

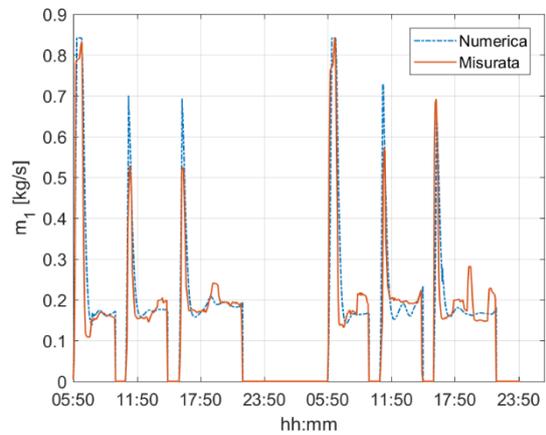
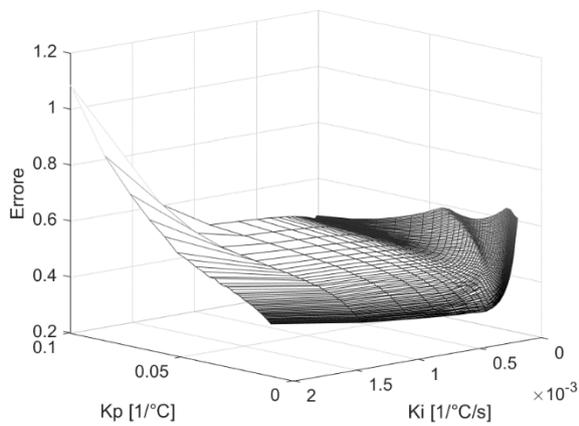


Figura 207: Valvola equipercentuale. Studio parametrico e portata in massa nel punto di minimo. UT 167

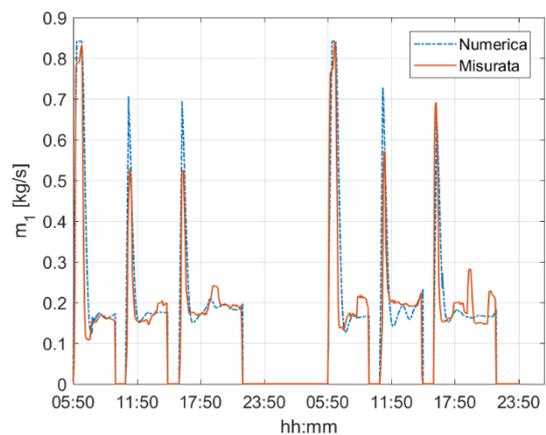
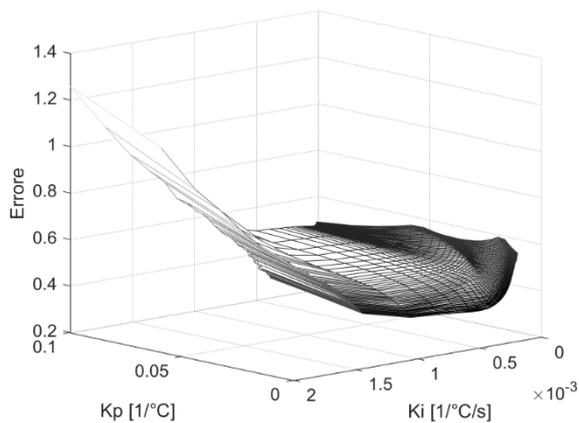


Figura 208: Valvola lineare. Studio parametrico e portata in massa nel punto di minimo. UT 167

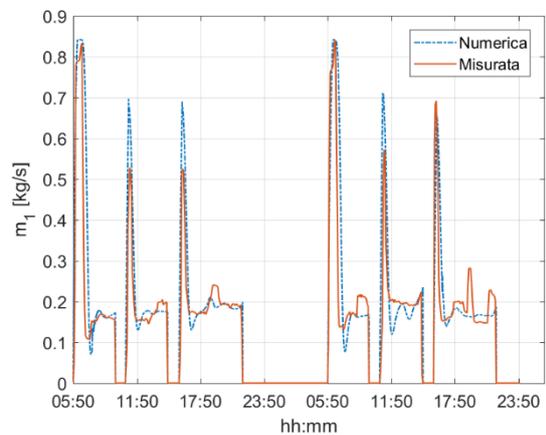
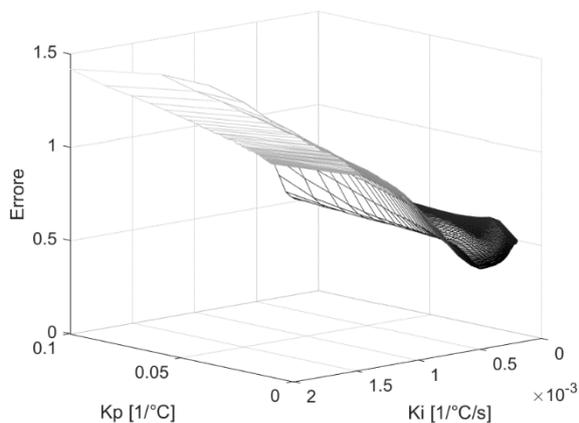


Figura 209: Valvola ad apertura rapida. Studio parametrico e portata in massa nel punto di minimo. UT 167

## Utenza 217:

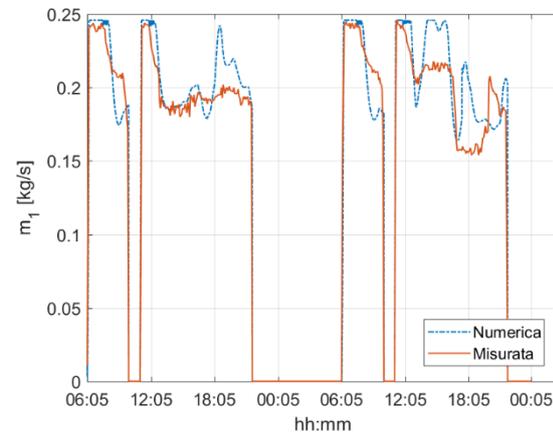
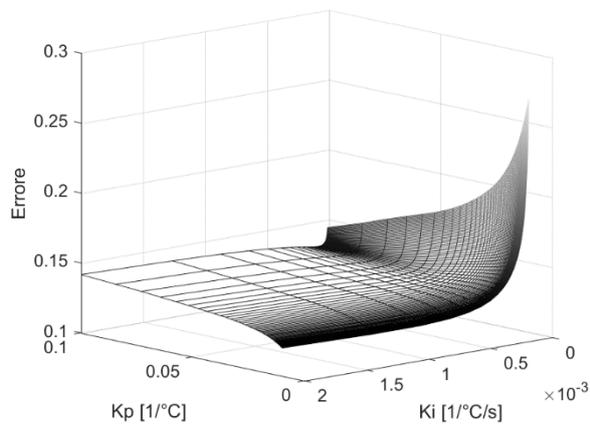


Figura 210: Valvola equipercentuale. Studio parametrico e portata in massa nel punto di minimo. UT 217

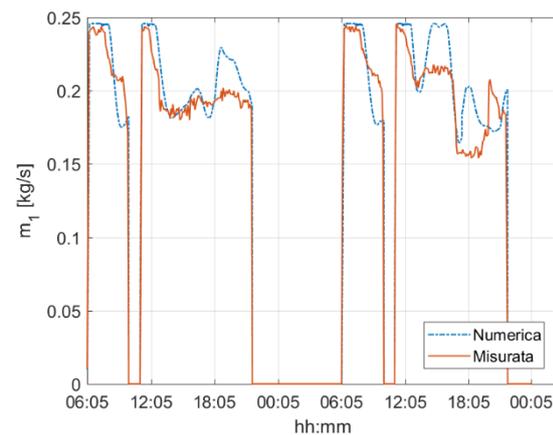
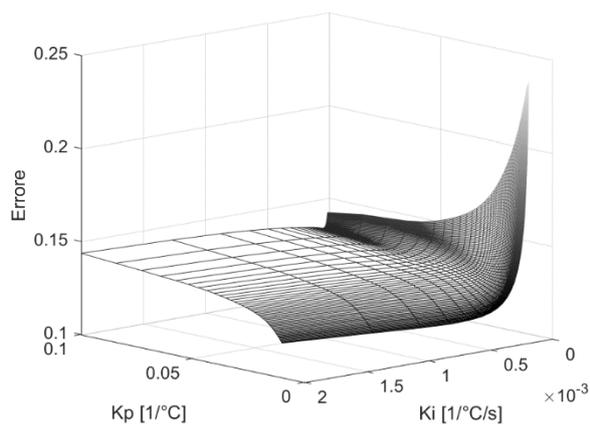


Figura 211: Valvola lineare. Studio parametrico e portata in massa nel punto di minimo. UT 217

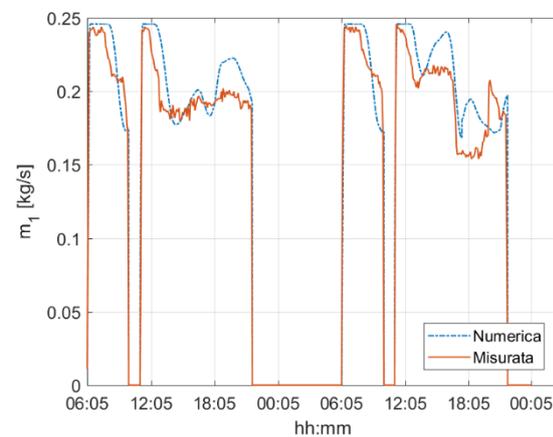
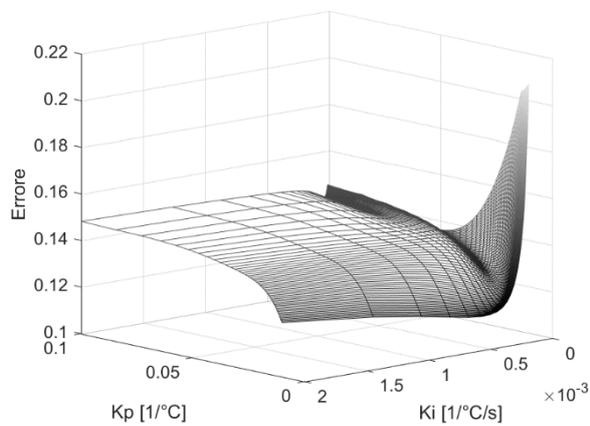


Figura 212: Valvola ad apertura rapida. Studio parametrico e portata in massa nel punto di minimo. UT 217

Equipercentuale			
Utenza	$K_p \left[ \frac{1}{^\circ C} \right]$	$K_i \left[ \frac{1}{^\circ Cs} \right]$	Errore ( $m_1$ )
15	3,31E-02	3,79E-05	11,84%
20	4,76E-02	5,45E-05	12,73%
31	1,00E-01	1,15E-04	25,74%
33	5,21E-02	5,97E-05	20,70%
60	8,45E-02	9,68E-05	23,46%
135	7,31E-02	8,38E-05	11,53%
151	3,53E-02	4,04E-05	9,70%
167	4,38E-02	5,01E-05	29,77%
217	8,45E-02	9,68E-05	11,86%
Lineare			
Utenza	$K_p \left[ \frac{1}{^\circ C} \right]$	$K_i \left[ \frac{1}{^\circ Cs} \right]$	Errore ( $m_1$ )
15	2,66E-02	3,05E-05	11,63%
20	4,05E-02	4,64E-05	12,76%
31	1,00E-01	1,15E-04	27,71%
33	5,21E-02	5,97E-05	24,19%
60	1,00E-01	1,15E-04	26,64%
135	6,45E-02	7,39E-05	11,67%
151	3,77E-02	4,32E-05	10,90%
167	4,76E-02	5,45E-05	32,27%
217	6,45E-02	7,39E-05	11,30%
Ad apertura rapida			
Utenza	$K_p \left[ \frac{1}{^\circ C} \right]$	$K_i \left[ \frac{1}{^\circ Cs} \right]$	Errore ( $m_1$ )
15	1,20E-02	3,76E-05	11,82%
20	3,31E-02	3,79E-05	13,45%
31	1,00E-01	1,15E-04	30,56%
33	1,00E-01	1,15E-04	28,45%
60	1,00E-01	1,15E-04	31,52%
135	5,21E-02	5,97E-05	12,38%
151	4,05E-02	4,64E-05	13,97%
167	4,38E-02	5,01E-05	38,29%
217	5,21E-02	5,97E-05	11,09%

Tabella 26: Quadro riassuntivo dei risultati ottenuti dall'analisi parametrica

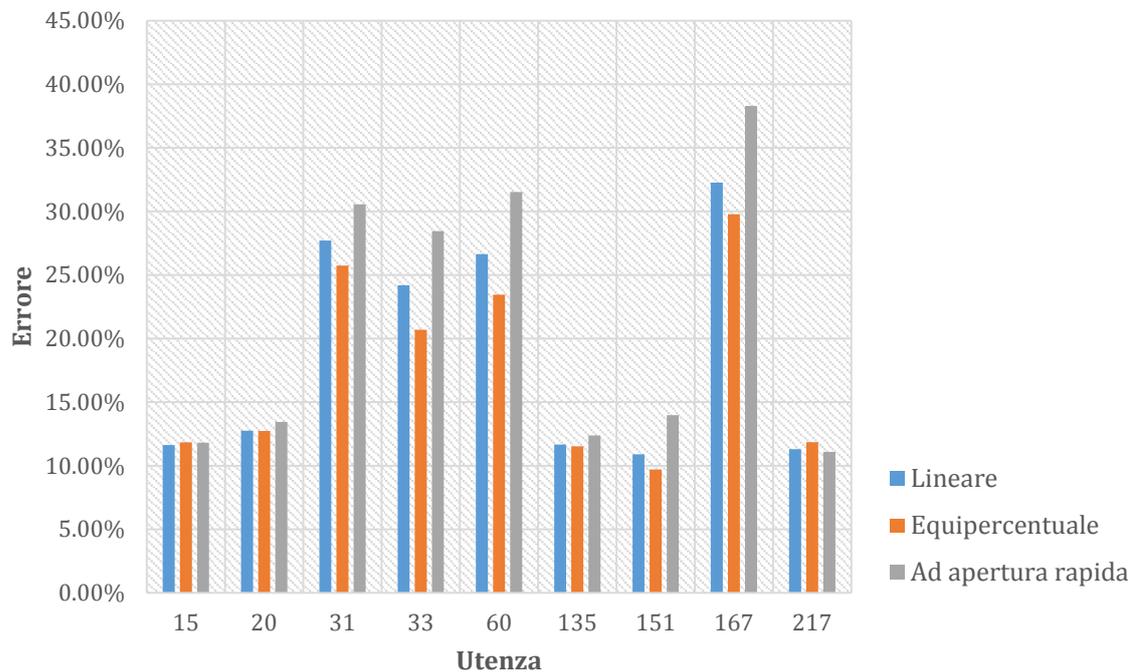


Figura 213: Errore relativo ottenuto al variare della curva di regolazione per le utenze appartenenti al baricentro termico

Osservando le figure precedentemente riportate è possibile notare che la modellazione del regolatore costituisce certamente un punto critico per il modello. Sebbene i profili di portata in massa siano recuperati in modo sufficientemente adeguato, gli errori che si riscontrano rispetto ai dati misurati appaiono in certi casi considerevoli (dell'ordine del 40% per l'utenza 167). In altri casi invece la modellazione del regolatore fornisce risultati considerevolmente migliori (tra l'11 ed il 20%).

Molteplici possono essere le ragioni che determinano risultati di questo tipo. Innanzi tutto occorre sottolineare che il compito del regolatore è quello di mantenere la temperatura  $T_3$  alle condizioni di set-point valutate in ragione delle differenti curve climatiche. Errori sulla scelta della curva possono dunque condurre a valori di set-point e conseguentemente di portata in massa differenti.

In secondo luogo, le curve di regolazione riportate sono soltanto alcune di quelle cui la valvola di regolazione può dare luogo. La portata in massa erogata non dipende infatti solamente dalla curva di regolazione inerte che essa presenta. In ragione delle cadute di pressione che si manifestano in corrispondenza della valvola stessa la portata in massa può essere significativamente diversa da quella che ci si attende dalla valvola stessa. Ciò rende la portata erogata variabile non solo in funzione della tipologia specifica di valvola

impiegata ma anche dalle condizioni dinamiche in cui si trova ad operare. L'insieme di questi aspetti è certamente motivo di probabili scostamenti tra i dati misurati e quelli valutati numericamente. Inoltre, come già esposto in precedenza, l'architettura di regolazione presente effettivamente presso la sottostazione potrebbe differire da quella proposta in tale contesto, originando quindi una risposta dinamica differente.

Ad ogni modo, tra le curve di regolazione analizzate quella equipercentuale fornisce i migliori risultati. Nonostante ciò, considerato il fatto che il miglioramento rispetto al caso lineare non è elevato, è preferibile impiegare una curva del tipo lineare. L'utilizzo infatti dell'ipotesi di valvola equipercentuale porta come conseguenza la necessità di una parametrizzazione più adeguata della curva stessa, con un conseguente aumento dei parametri necessari alla caratterizzazione del modello. A fronte di ciò ed in ragione di quanto detto, per la presentazione dei risultati complessivamente ottenuti si è condotto il sistema di regolazione con valvola a caratteristica lineare.

Inoltre i valori dei guadagni proporzionale ed integrali, nella maggior parte dei casi non si discostano notevolmente tra le varie utenze. Unitamente al fatto che in un intorno del punto di minimo i valori corrispondenti dell'errore non variano in modo significativo, sarebbe possibile valutare l'opzione di utilizzare i medesimi parametri di  $K_p$  ed  $K_i$  per tutte le utenze.

## 4.6 Presentazione dei risultati

In questa sezione si provvederà a fornire i risultati originati dal modello sin qui elaborato con l'adozione per ciascuna utenza dei parametri precedentemente calcolati e riportati per chiarezza in appendice. In particolare verranno riportati i valori relativi al flusso termico, alla portata in massa lato primario, alle temperature presenti ai capi dello scambiatore di calore (ad eccezione della temperatura  $T_1$ , che come detto in precedenza, si è supposta nota) e la temperatura interna e di parete.

Si potrà notare inoltre, che le grandezze caratteristiche della sottostazione vengono recuperate in maniera efficace ed adeguata al tipo di modello utilizzato.

## Utenza 15:

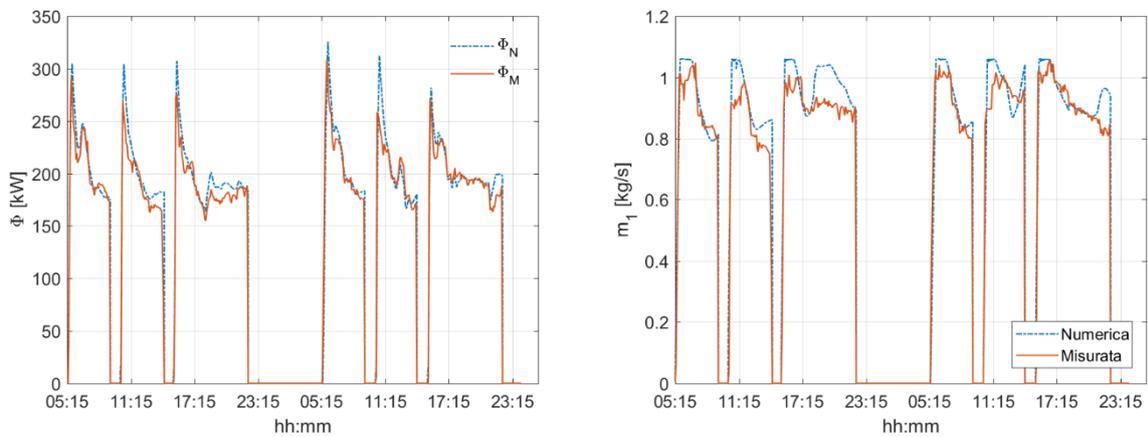


Figura 214: Flusso termico e portata in massa lato primario. UT 15

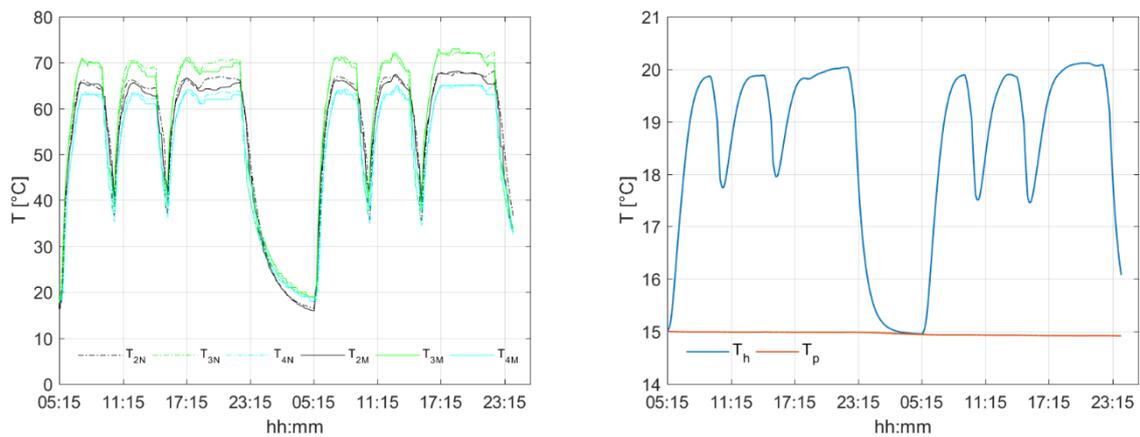


Figura 215: Temperature di sottostazione e per l'edificio. UT 15

## Utenza 20:

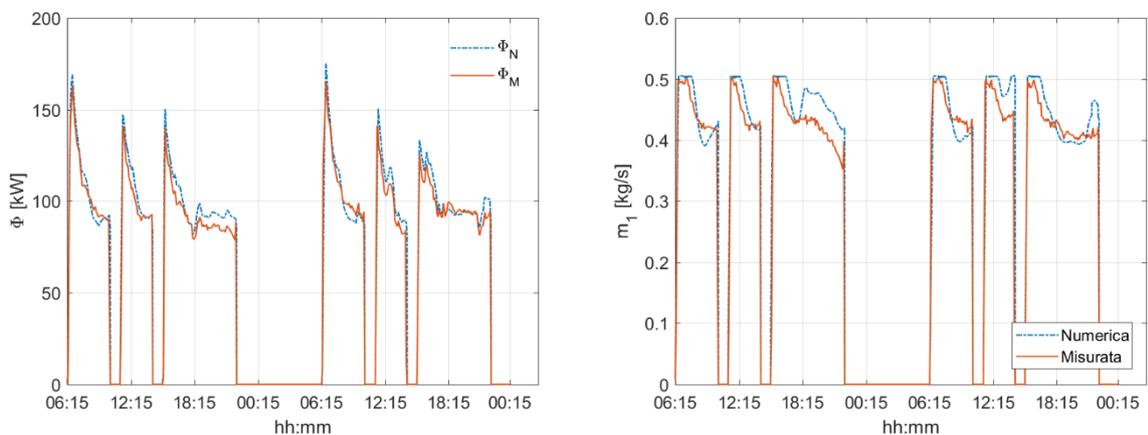


Figura 216: Flusso termico e portata in massa lato primario. UT 20

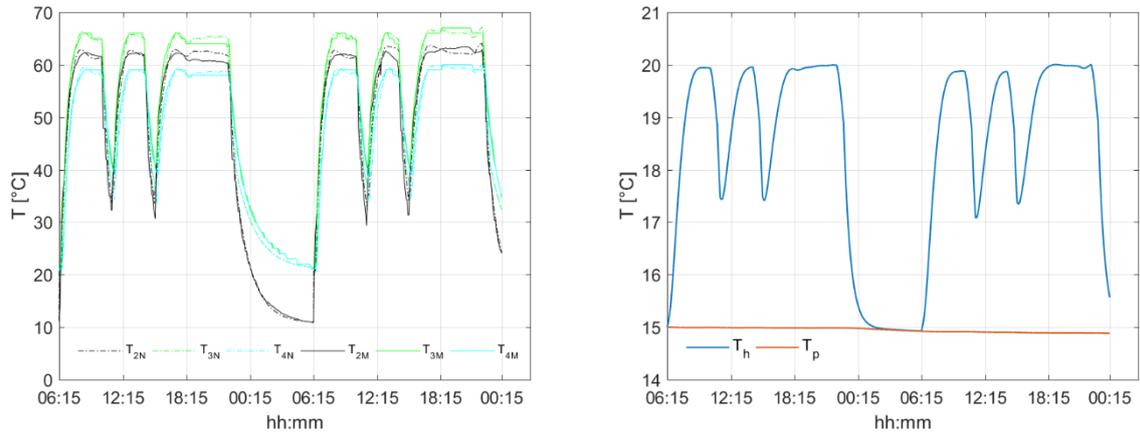


Figura 217: Temperature di sottostazione e per l'edificio. UT 20

### Utenza 31:

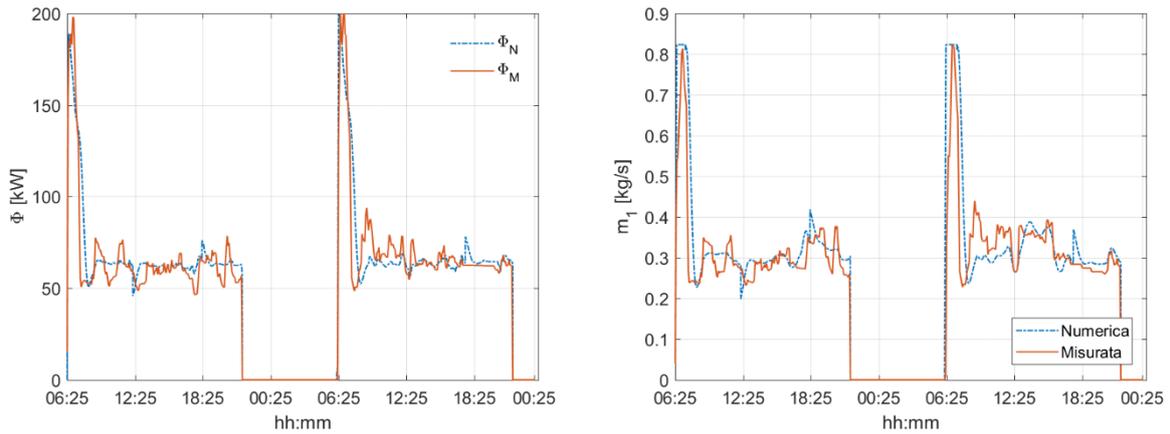


Figura 218: Flusso termico e portata in massa lato primario. UT 31

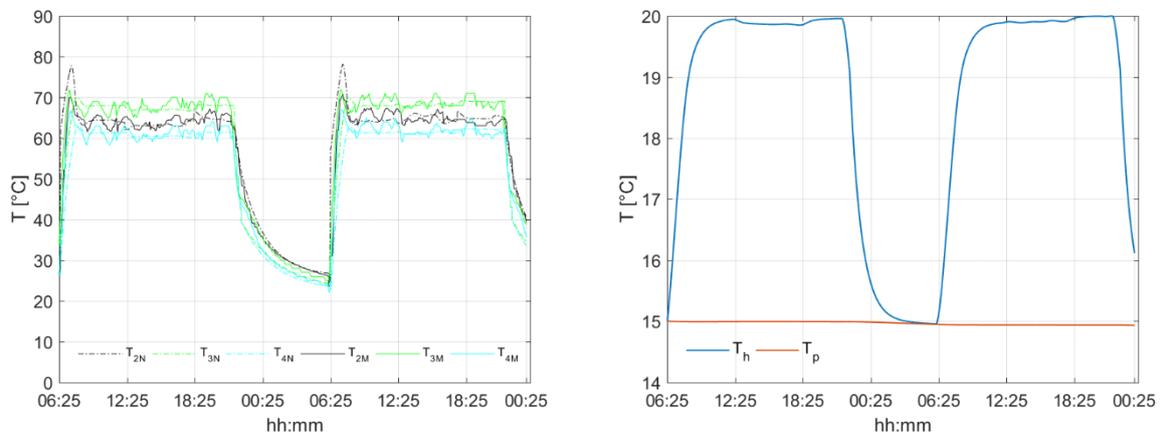


Figura 219: Temperature di sottostazione e per l'edificio. UT 31

## Utenza 33:

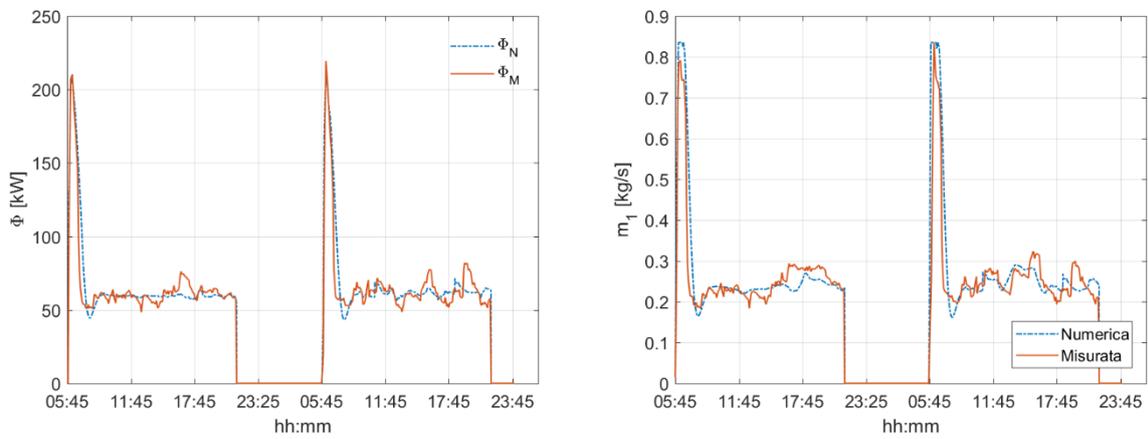


Figura 220: Flusso termico e portata in massa lato primario. UT 33

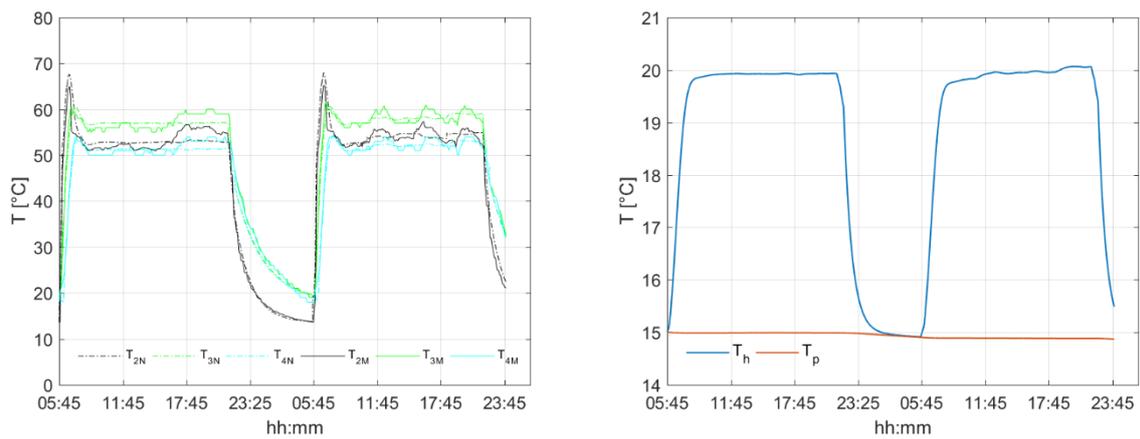


Figura 221: Temperature di sottostazione e per l'edificio. UT 33

## Utenza 60:

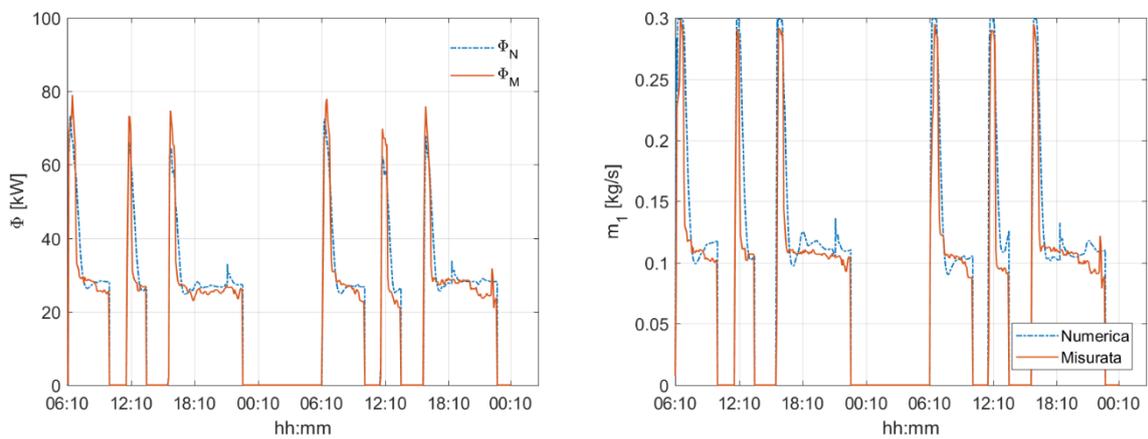


Figura 222: Flusso termico e portata in massa lato primario. UT 60

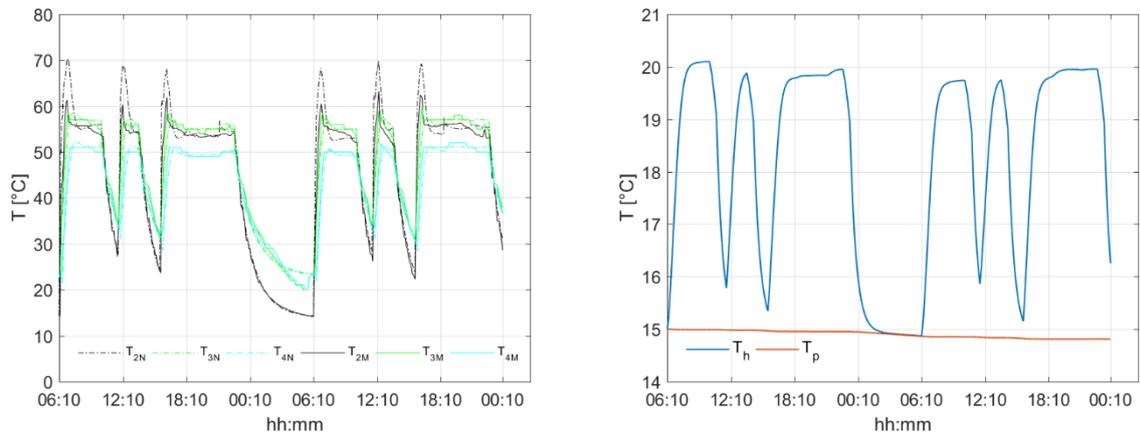


Figura 223: Temperature di sottostazione e per l'edificio. UT 60

### Utenza 135:

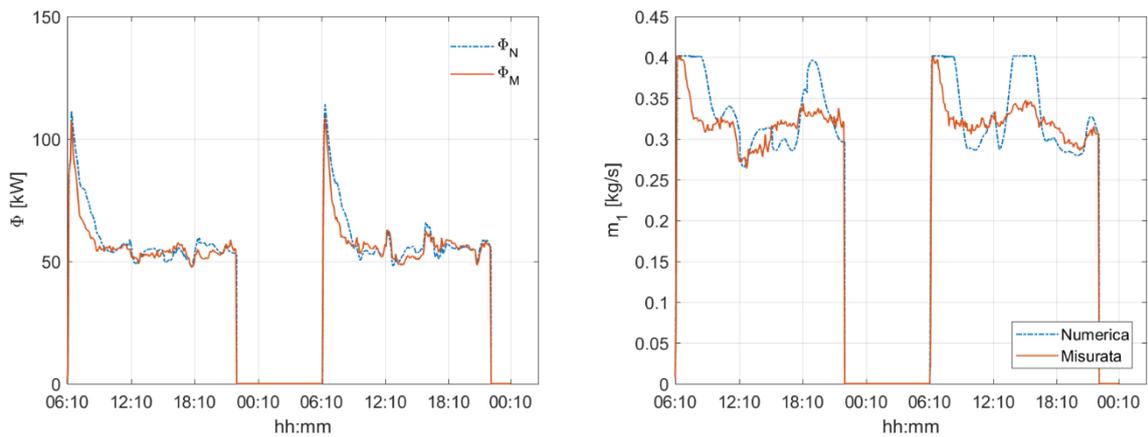


Figura 224: Flusso termico e portata in massa lato primario. UT 135

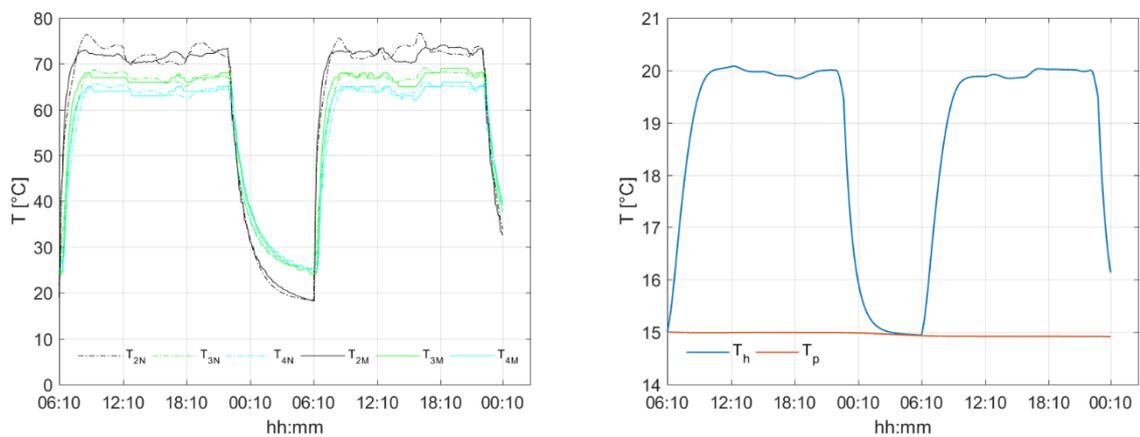


Figura 225: Temperature di sottostazione e per l'edificio. UT 135

## Utenza 151:

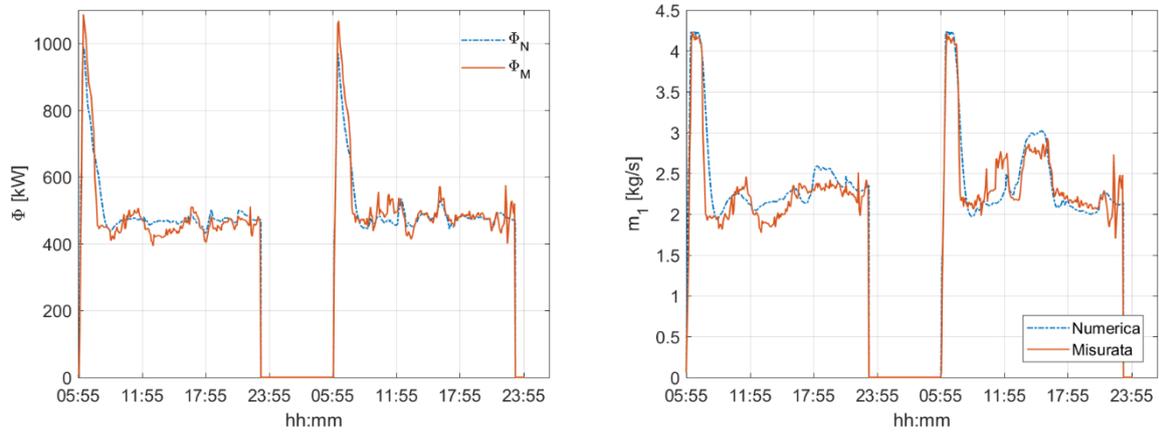


Figura 226: Flusso termico e portata in massa lato primario. UT 151

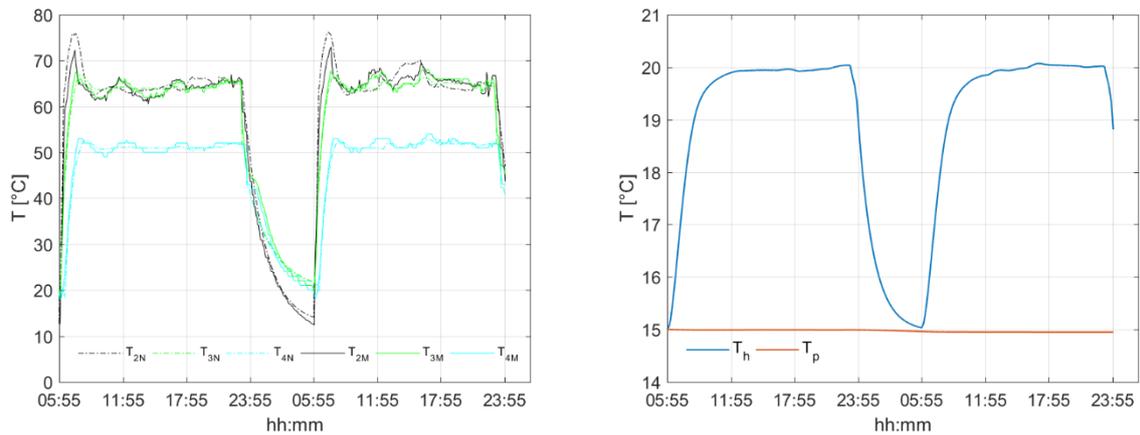


Figura 227: Temperature di sottostazione e per l'edificio. UT 151

## Utenza 167:

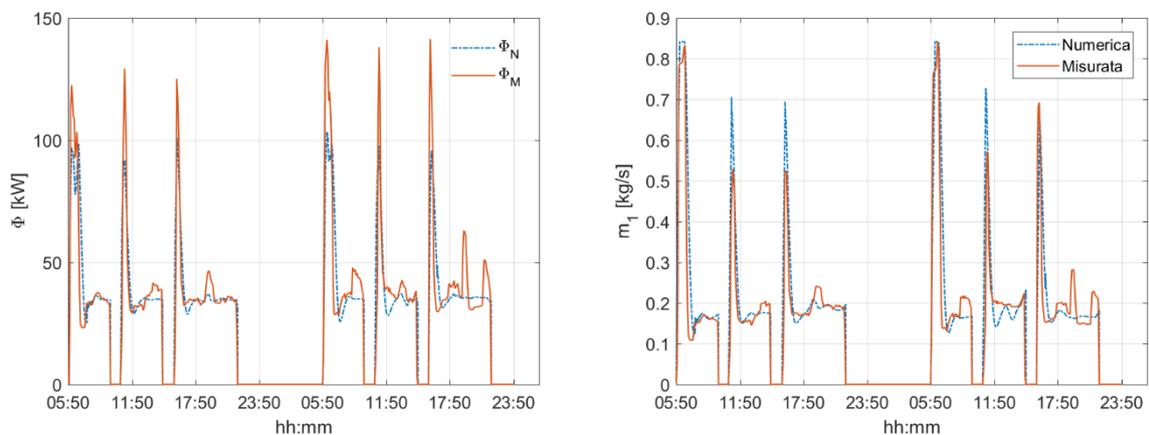


Figura 228: Flusso termico e portata in massa lato primario. UT 167

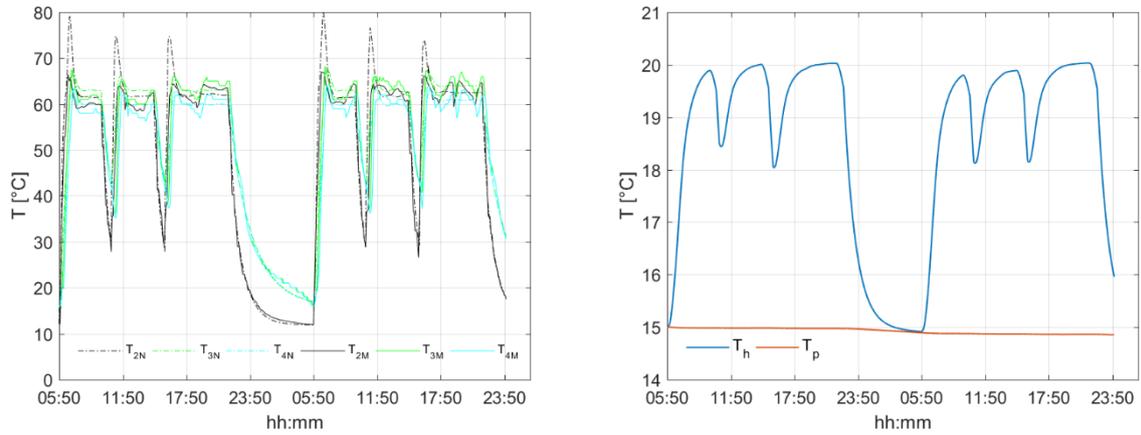


Figura 229: Flusso termico e portata in massa lato primario. UT 167

## Utenza 217:

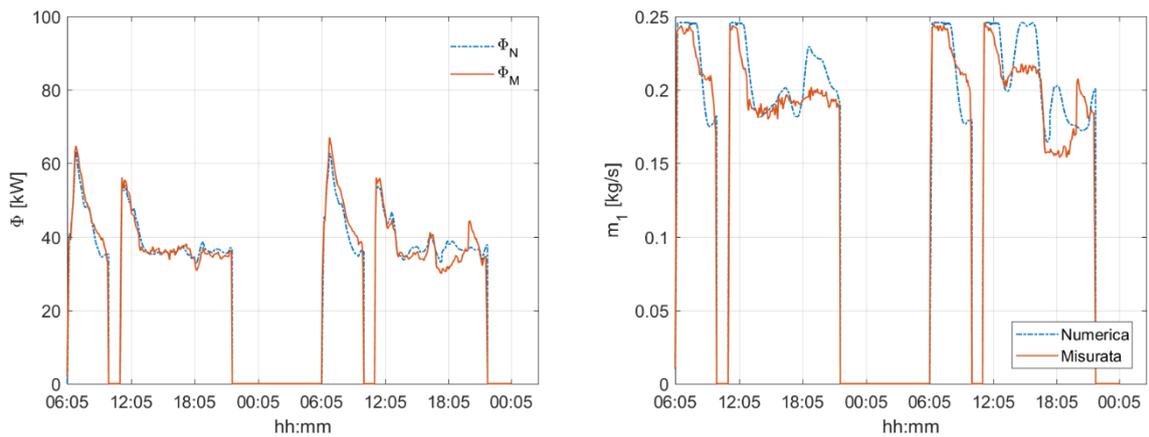


Figura 230: Flusso termico e portata in massa lato primario. UT 217

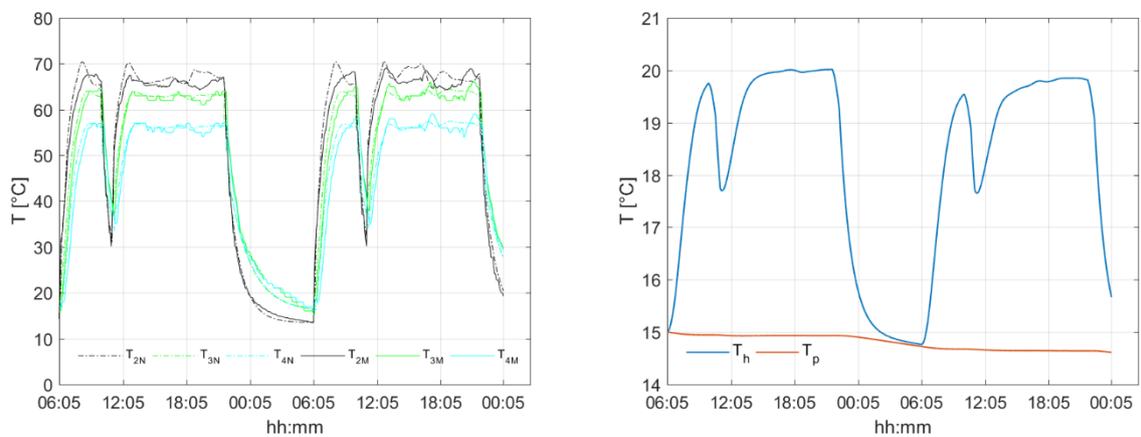


Figura 231: Flusso termico e portata in massa lato primario. UT 217

## Conclusioni

Lo studio svolto ha avuto per obiettivo la determinazione di un modello compatto capace di descrivere e riprodurre i fenomeni caratteristici delle sottostazioni di scambio termico di reti di teleriscaldamento. Si sono a tal fine analizzate nove utenze appartenenti al baricentro termico considerato.

Ai fini della modellazione la sottostazione stessa è stata analizzata in relazione alle condizioni operative (funzionamento, fase di over-run, fase di spegnimento) e ai componenti fondamentali che fisicamente la costituiscono (scambiatore di calore, rete di distribuzione secondaria, utenza). Per prima cosa sono stati determinati i parametri che caratterizzano le fasi di spegnimento (costanti di tempo e temperature limite) oltrechè taglia dello scambiatore di calore e portata in massa circolante nella rete di distribuzione secondaria.

Successivamente sono state valutate le prestazioni fornite da sei differenti correlazioni per l'efficacia dello scambiatore di calore al fine di comprendere quale tra esse meglio si prestasse a descriverne il comportamento. Inoltre è stato determinato il valore di capacità termica fittizia da attribuire allo scambiatore di calore per tenere conto di una discrepanza sperimentale tra il flusso termico fornito dal lato primario dello scambiatore di calore e quello fornito al secondario dello stesso.

Analizzate le caratteristiche specifiche dello scambiatore di calore si è affrontato il problema della determinazione dei parametri relativi alla rete di distribuzione secondaria (il tempo di ritardo idraulico) e dell'utenza.

Per l'utenza, in particolare, si sono analizzati due differenti modelli (del primo e del secondo ordine) al fine di comprendere quale fosse più adatto alla valutazione dei profili di temperatura interna all'edificio.

Infine si sono analizzate le caratteristiche specifiche del sistema di regolazione determinando i valori delle curve climatiche e dei guadagni proporzionali e dei tempi integrali.

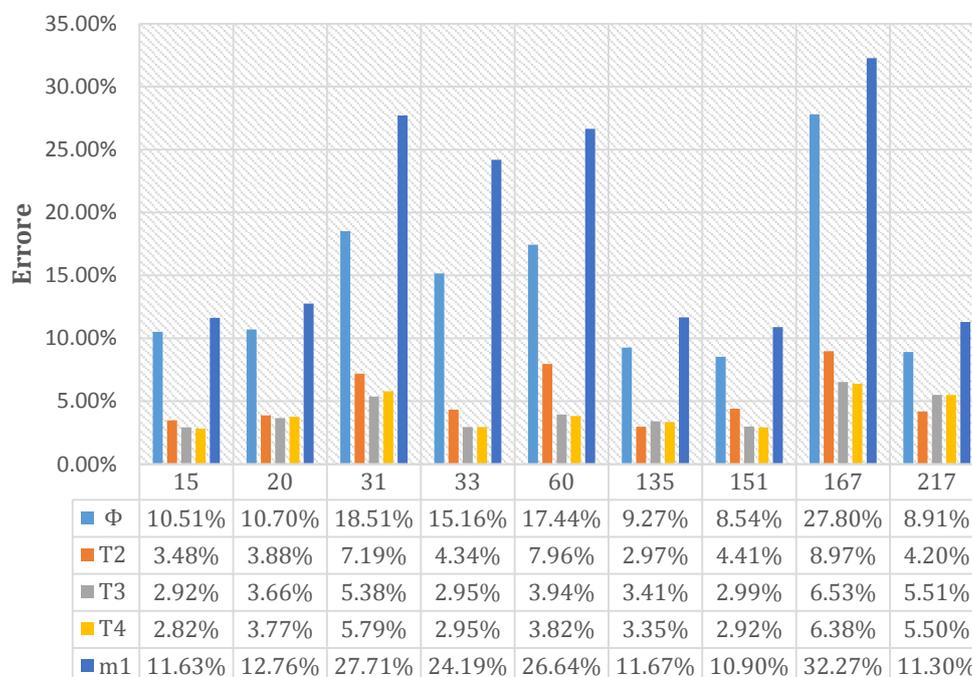
I risultati ottenuti evidenziano chiaramente che la correlazione migliore per la caratterizzazione dello scambiatore di calore sia quella relativa agli scambiatori in controcorrente.

Per ciò che concerne la valutazione dei parametri che descrivono il funzionamento della rete di distribuzione secondaria e dell'utenza, il metodo elaborato per il disaccoppiamento dei parametri ne consente la valutazione in modo distinto. Tale procedura consente di stimare primariamente il tempo di ritardo (che risulta praticamente indipendente dagli altri parametri) e successivamente il flusso termico fornito all'edificio. Da questo sarà poi possibile valutare il flusso termico nominale ed il

coefficiente di dispersione (per il modello ad una o a due capacità) e di scambio termico con la parete (per il solo modello a due capacità) a partire dalla conoscenza dei punti di funzionamento stazionario del sistema. I valori delle capacità potranno poi essere calcolati in forma diretta valutando la quantità di energia fornita a tali capacità durante le fasi transitorie che precedono il raggiungimento delle condizioni stazionarie.

La procedura consente così di risolvere un problema estremamente complesso garantendo una valutazione semplice ed efficace dei parametri in gioco senza alcuna perdita di accuratezza. Le temperature calcolate attraverso la modellazione dello scambiatore di calore e dell'utenza consentono di ottenere risultati con errori che vanno dal 2 al 7,5%.

Il punto in assoluto più critico è invece relativo alla modellazione del sistema di regolazione. Gli errori sui valori di portata in massa lato primario appaiono infatti estremamente elevati se confrontati con i risultati che il modello fornisce per le temperature. Le ragioni di tale fenomeno possono essere molteplici. Ad esempio, un'erronea valutazione delle caratteristiche specifiche delle curve climatiche valuterebbe temperature di set-point differenti da quelle osservate effettivamente dal regolatore. Inoltre le curve di regolazione possono essere molto differenti da quelle impiegate in ragione del tipo di valvola installata e delle cadute di pressione che si realizzano a cavallo della valvola. Infine gli schemi di regolazione presenti presso la sottostazione potrebbero essere differenti da quelli utilizzati per il presente studio.



#### Utenza

Tabella 27: Errore relativo ottenuto per le grandezze della sottostazione di scambio termico

Come risulta evidente osservando la tabella sopra riportata l'errore sulla portata in massa produce errori elevati sul flusso termico in quanto le temperatura sono invece stimate in modo sufficientemente accurato.

Pertanto ulteriori analisi e valutazioni che riguardino la modellazione del sistema di regolazione potrebbero certamente condurre a risultati ancor più aderenti ai dati misurati presso la sottostazione e dunque ai fenomeni fisici complessivamente coinvolti.

Tuttavia è doveroso sottolineare il fatto che i risultati ottenuti appaiono in ogni caso commisurati al tipo di modello elaborato tenuto conto della sua tipologia. Se rapportato infatti alla semplicità di utilizzo ed alla sua versatilità ed applicabilità esso costituisce una risorsa preziosa nelle applicazioni in materia di teleriscaldamento.



## Appendice

Di seguito vengono riportati i parametri ricavati per ciascuna delle utenze analizzate

Parametro	Utenza		
	15	20	31
V[m <sup>3</sup> ]	7143	4686	6790
m <sub>2</sub> [kg/s]	6,48	3,34	2,28
UA [kW/°C]	12,48	5,50	4,07
τ <sub>2</sub> [s]	10390	3810	5740
τ <sub>S2</sub> [s]	5690	5350	7910
τ <sub>3</sub> [s]	6875	6930	12125
τ <sub>4</sub> [s]	6370	6955	10005
T <sub>l2</sub> [°C]	15,78	10,75	25,99
T <sub>ls</sub> [°C]	17,97	20,90	22,59
C [MJ/°C]	0,65	1,81	9,52
$\bar{t}$ [s]	510	540	420
k <sub>r</sub> [W/m <sup>3</sup> ]	28,56	24,32	10,31
k <sub>d</sub> [W/m <sup>3</sup> /°C]	2,23	1,90	0,88
k <sub>pr</sub> [W/m <sup>3</sup> /°C]	5,19	3,93	1,88
C <sub>pr</sub> [MJ/m <sup>3</sup> /°C]	12,29	7,23	5,29
C <sub>ed</sub> [kJ/m <sup>3</sup> /°C]	15,83	8,83	6,81
ε <sub>ed</sub>	0,14	0,15	0,14
m	-1,92	-0,97	-1,22
q [°C]	77,21	70,26	73,49
K <sub>p</sub> [1/°C]	0,027	0,040	0,100
K <sub>i</sub> [1/°C/s]	3,05E-05	4,64E-05	1,15E-04

Tabella 28: Quadro generale dei parametri ottenuti per le utenze 15, 20, 31

<b>Utenza</b>			
<b>Parametro</b>	<b>33</b>	<b>60</b>	<b>135</b>
V[m <sup>3</sup> ]	5840	2454	3293
m <sub>2</sub> [kg/s]	2,5	1,14	4,47
UA [kW/°C]	3,92	1,34	2,50
τ <sub>2</sub> [s]	4155	4805	5060
τ <sub>S2</sub> [s]	5525	5365	5460
τ <sub>3</sub> [s]	9755	6355	5945
τ <sub>4</sub> [s]	9375	6820	6225
T <sub>l2</sub> [°C]	13,57	14,03	18,14
T <sub>ls</sub> [°C]	17,9	22,9	24,9
C [MJ/°C]	3,24	0,81	1,88
$\bar{\tau}$ [s]	1080	780	360
k <sub>r</sub> [W/m <sup>3</sup> ]	16,68	18,54	17,12
k <sub>d</sub> [W/m <sup>3</sup> /°C]	1,20	0,86	1,39
k <sub>pr</sub> [W/m <sup>3</sup> /°C]	2,06	2,24	3,31
C <sub>pr</sub> [MJ/m <sup>3</sup> /°C]	2,75	2,75	6,76
C <sub>ed</sub> [kJ/m <sup>3</sup> /°C]	5,67	4,66	10,76
ε <sub>ed</sub>	0,15	0,16	0,06
m	-1,56	-2	-1,95
q [°C]	67,68	60	73,26
K <sub>p</sub> [1/°C]	0,052	0,100	0,064
K <sub>i</sub> [1/°C/s]	5,97E-05	1,15E-04	7,39E-05

Tabella 29: Quadro generale dei parametri ottenuti per le utenze 33, 60, 135

Utenza			
Parametro	33	60	135
V[m <sup>3</sup> ]	30000	2811	1966
m <sub>2</sub> [kg/s]	8,6	2,7	1,27
UA [kW/°C]	16,91	2,53	1,47
τ <sub>2</sub> [s]	7525	3105	3220
τ <sub>S2</sub> [s]	6870	4055	4350
τ <sub>3</sub> [s]	9120	7890	7210
τ <sub>4</sub> [s]	8735	7750	7365
T <sub>l2</sub> [°C]	12,49	11,85	13,47
T <sub>ls</sub> [°C]	19,78	15,9	15,9
C [MJ/°C]	10,65	0,15	1,58
$\bar{\tau}$ [s]	1500	420	600
k <sub>r</sub> [W/m <sup>3</sup> ]	22,56	18,00	26,16
k <sub>d</sub> [W/m <sup>3</sup> /°C]	1,42	1,03	1,57
k <sub>pr</sub> [W/m <sup>3</sup> /°C]	3,14	2,44	3,60
C <sub>pr</sub> [MJ/m <sup>3</sup> /°C]	8,48	3,42	1,99
C <sub>ed</sub> [kJ/m <sup>3</sup> /°C]	16,21	9,74	14,40
ε <sub>ed</sub>	0,29	0,07	0,16
m	-1,3	-1,55	-0,9
q [°C]	69,93	68,02	66,29
K <sub>p</sub> [1/°C]	0,038	0,048	0,064
K <sub>i</sub> [1/°C/s]	4,32E-05	5,45E-05	7,39E-05

Tabella 30: Quadro generale dei parametri ottenuti per le utenze 151, 167, 217

Temperature di design [°C]	
$T_{1d}$	115
$T_{2d}$	70
$T_{3d}$	75
$T_{4d}$	65
$T_{hd}$	20

Tabella 31: Temperature di design utilizzate

---

## Lista delle Tabelle

Tabella 1: Valori di temperatura caratteristici per i comuni terminali di riscaldamento	36
Tabella 2: schedule di accensione e spegnimento per le utenze .....	37
Tabella 3: Riepilogo dati utenze .....	47
Tabella 4: Quadro riassuntivo dei parametri mancanti relativi allo scambiatore di calore .....	52
Tabella 5: Quadro riassuntivo dei parametri mancanti derivanti dalla rete di distribuzione secondaria .....	54
Tabella 6: Quadro riassuntivo dei parametri necessari all'applicazione di un modello ad una capacità termica.....	57
Tabella 7: Quadro riassuntivo dei parametri necessari all'applicazione di un modello a due capacità termiche .....	58
Tabella 8: Quadro riassuntivo dei parametri mancanti derivanti dalla modellazione del sistema di regolazione .....	65
Tabella 9: Quadro riassuntivo dei parametri necessari per la caratterizzazione della fase di spegnimento.....	68
Tabella 10: Quadro riassuntivo generale dei parametri mancanti per la caratterizzazione del modello .....	70
Tabella 11: Portate in massa lato secondario per le utenze.....	73
Tabella 12: Prodotto UA per le sottostazioni delle utenze .....	74
Tabella 13: Quadro riassuntivo dei parametri ottenuti dall'analisi della fase di spegnimento. A destra si ritrovano le temperature limite per la fase di over-run e di spegnimento.....	89
Tabella 14: Errore relativo per le costanti di tempo determinate .....	89
Tabella 15: Correlazioni impiegate per la valutazione dell'efficacia dello scambiatore di calore .....	90
Tabella 16: Errore relativo ottenuto per la temperatura $T_2$ al variare della correlazione per l'efficacia .....	101
Tabella 17: Capacità termiche fittizie .....	105
Tabella 18: Errore percentuale per il modello con e senza capacità termica fittizia .....	106
Tabella 19: Tempo di ritardo per le utenze appartenenti al baricentro termico.....	114
Tabella 20: Coefficiente di dispersione e di flusso nominale al variare della temperatura interna.....	118
Tabella 21: Quadro riassuntivo dei dati di input per il modello a due capacità termiche .....	138
Tabella 22: Quadro riassuntivo dei parametri relativi alle utenze per il modello a due capacità termiche .....	149



Tabella 23: Errore relativo ottenuto per le diverse grandezze caratteristiche della sottostazione.....	149
Tabella 24: Parametri caratteristici delle curve climatiche .....	150
Tabella 25: Curve climatiche per le utenze appartenenti al baricentro termico .....	151
Tabella 26: Quadro riassuntivo dei risultati ottenuti dall'analisi parametrica .....	163
Tabella 27: Errore relativo ottenuto per le grandezze della sottostazione di scambio termico.....	173
Tabella 28: Quadro generale dei parametri ottenuti per le utenze 15, 20, 31.....	176
Tabella 29: Quadro generale dei parametri ottenuti per le utenze 33, 60, 135 .....	177
Tabella 30: Quadro generale dei parametri ottenuti per le utenze 151, 167, 217.....	178
Tabella 31: Temperature di design utilizzate.....	179

## Lista delle Figure

Figura 1: Confronto tra la composizione del fabbisogno termico distribuito presso l'utilizzatore finale nel 2005 e nel prospetto fornito dall'UE per il 2050. I valori rappresentati per l'anno 2050 costituiscono una media tra i range forniti dalla Commissione Europea .....	11
Figura 2: Atlante termico Europeo (9) .....	12
Figura 3: Percentuale della popolazione residente in aree urbane .....	13
Figura 4: Energia Primaria richiesta ed emissioni di CO <sub>2</sub> per il 2030 ed il 2050 per gli scenari proposti dall'UE e lo scenario con TLR ad elevata penetrazione (9).....	13
Figura 5: Costo degli interventi proposti dall'UE a confronto con quelli relativi allo scenario con TLR ad elevata penetrazione (9).....	14
Figura 6: Rappresentazione dei consumi energetici europei percentuali al 2015.....	15
Figura 7: Mix energetico per il soddisfacimento dei fabbisogni di calore in ambito domestico. La colonna a sinistra fa riferimento all'energia richiesta a monte del processo di conversione operato dei generatori presenti presso l'utenza; la colonna centrale indica l'energia finale ceduta al consumatore. (12).....	16
Figura 8: Distribuzione percentuale delle fonti di energia primaria impiegate per il soddisfacimento dei fabbisogni di calore in ciascuno dei paesi appartenenti all'UE. (12).....	17
Figura 9: Consumi di energia primaria per i Paesi appartenenti all'UE in EJ per anno. (12) .....	18
Figura 10: Schema generale di un impianto per il teleriscaldamento (18).....	20
Figura 11: Confronto tra una produzione separata del calore ed elettricità rispetto ad una con sistemi CHP (20) .....	23
Figura 12: Esempi di schemi per il TLR per impianti turbogas (a sinistra) o turbine a vapore (a destra) operata in controcompressione (20) .....	23
Figura 13: Esempi di schemi per il TLR per impianti con motori a combustione (a sinistra) e a ciclo combinato .....	24
Figura 14: Distribuzione dei carichi termici per differenti soluzioni impiantistiche (21) .....	25
Figura 15: Schema semplificato di una rete ramificata.....	26
Figura 16: Schema semplificato di una rete ad anello .....	26
Figura 17: Schema semplificato di una rete magliata .....	26
Figura 18: Posa delle tubazioni di una rete di teleriscaldamento (22) .....	28
Figura 19: Mappa del sistema di teleriscaldamento per la città di Torino comprensivo delle zone di futura espansione (26) .....	30
Figura 20: Mappa dei sistemi di generazione ed integrazione per la rete di Torino (28) 31	

---

Figura 21: Sottostazione di scambio termico a basamento (29).....	32
Figura 22: Schema idraulico di una sottostazione di scambio termico (29).....	33
Figura 23: Rappresentazione delle curve climatiche impiegate presso le sottostazioni di scambio termico. $T_v$ indica la temperatura di mandata e $T_{am}$ la temperatura composita esterna, funzione della temperatura esterna. (30).....	35
Figura 24: Portata in massa lato primario (sx) e temperature di sottostazione (dx). UT-15 .....	38
Figura 25: Flusso termico erogato (sx) e temperatura esterna (dx). UT-15.....	38
Figura 26: Portata in massa lato primario (sx) e temperature di sottostazione (dx). UT-20 .....	39
Figura 27: Flusso termico erogato (sx) e temperatura esterna (dx). UT-20.....	39
Figura 28: Portata in massa lato primario (sx) e temperature di sottostazione (dx). UT-31 .....	40
Figura 29: Flusso termico erogato (sx) e temperatura esterna (dx). UT-31.....	40
Figura 30: Portata in massa lato primario (sx) e temperature di sottostazione (dx). UT-33 .....	41
Figura 31: Flusso termico erogato (sx) e temperatura esterna (dx). UT-33.....	41
Figura 32: Portata in massa lato primario (sx) e temperature di sottostazione (dx). UT-60 .....	42
Figura 33: Flusso termico erogato (sx) e temperatura esterna (dx). UT-60.....	42
Figura 34: Portata in massa lato primario (sx) e temperature di sottostazione (dx). UT-135.....	43
Figura 35: Flusso termico erogato (sx) e temperatura esterna (dx). UT-135.....	43
Figura 36: Portata in massa lato primario (sx) e temperature di sottostazione (dx). UT-151 .....	44
Figura 37: Flusso termico erogato (sx) e temperatura esterna (dx). UT-151 .....	44
Figura 38: Portata in massa lato primario (sx) e temperature di sottostazione (dx). UT-167 .....	45
Figura 39: Flusso termico erogato (sx) e temperatura esterna (dx). UT-167 .....	45
Figura 40: Portata in massa lato primario (sx) e temperature di sottostazione (dx). UT-217 .....	46
Figura 41: Flusso termico erogato (sx) e temperatura esterna (dx). UT-217 .....	46
Figura 42: Rappresentazione delle prestazioni specifiche delle utenze allacciate alla rete. L'ampiezza della sfera proporzionale alla potenza erogata in termini assoluti. ....	47
Figura 43: Schema semplificato del sistema sottostazione, rete di distribuzione secondario ed utenza.....	49
Figura 44: Schema dei livelli termici in rete in funzione del tempo. $t$ rappresenta il tempo di percorrenza complessivo della rete.....	53

---

---

Figura 45: Schema dei livelli termici in rete in funzione del tempo per effetto delle ipotesi introdotte. $t$ rappresenta il tempo di percorrenza complessivo della rete .....	53
Figura 46: Schema di un sistema di regolazione in retroazione con blocco proporzionale ed integrale .....	62
Figura 47: Caratteristiche inerti di una valvola di regolazione (37) .....	63
Figura 48: Andamento della portata in massa lato secondario per l'Utenza 15.....	72
Figura 49: Temperature misurate presso la sottostazione. UT-15 .....	75
Figura 50: Temperatura $T_2$ misurata e numerica in fase di over-run con relativo errore. UT 15 .....	77
Figura 51: Temperatura $T_2$ misurata e numerica in fase di spegnimento con relativo errore. UT 15.....	77
Figura 52: Temperatura $T_3$ misurata e numerica in fase di spegnimento con relativo errore. UT 15.....	77
Figura 53: Temperatura $T_4$ misurata e numerica in fase di spegnimento con relativo errore. UT 15.....	78
Figura 54: Temperatura $T_2$ misurata e numerica in fase di over-run con relativo errore. UT 20 .....	78
Figura 55: Temperatura $T_2$ misurata e numerica in fase di spegnimento con relativo errore. UT 20.....	78
Figura 56: Temperatura $T_3$ misurata e numerica in fase di spegnimento con relativo errore. UT 20.....	79
Figura 57: Temperatura $T_4$ misurata e numerica in fase di spegnimento con relativo errore. UT 20.....	79
Figura 58: Temperatura $T_2$ misurata e numerica in fase di over-run con relativo errore. UT 31 .....	79
Figura 59: Temperatura $T_3$ misurata e numerica in fase di spegnimento con relativo errore. UT 31.....	80
Figura 60: Temperatura $T_2$ misurata e numerica in fase di over-run con relativo errore. UT 33 .....	81
Figura 61: Temperatura $T_2$ misurata e numerica in fase di spegnimento con relativo errore. UT 33.....	81
Figura 62: Temperatura $T_3$ misurata e numerica in fase di spegnimento con relativo errore. UT 33.....	81
Figura 63: Temperatura $T_4$ misurata e numerica in fase di spegnimento con relativo errore. UT 33.....	82
Figura 64: Temperatura $T_2$ misurata e numerica in fase di over-run con relativo errore. UT 60 .....	82
Figura 65: Temperatura $T_2$ misurata e numerica in fase di spegnimento con relativo errore. UT 60.....	82

---

---

Figura 66: Temperatura $T_3$ misurata e numerica in fase di spegnimento con relativo errore. UT 60.....	83
Figura 67: Temperatura $T_4$ misurata e numerica in fase di spegnimento con relativo errore. UT 60.....	83
Figura 68: Temperatura $T_2$ misurata e numerica in fase di over-run con relativo errore. UT 135.....	83
Figura 69: Temperatura $T_2$ misurata e numerica in fase di spegnimento con relativo errore. UT 135.....	84
Figura 70: Temperatura $T_3$ misurata e numerica in fase di spegnimento con relativo errore. UT 135.....	84
Figura 71: Temperatura $T_4$ misurata e numerica in fase di spegnimento con relativo errore. UT 135.....	84
Figura 72: Temperatura $T_2$ misurata e numerica in fase di over-run con relativo errore. UT 151.....	85
Figura 73: Temperatura $T_2$ misurata e numerica in fase di spegnimento con relativo errore. UT 151.....	85
Figura 74: Temperatura $T_3$ misurata e numerica in fase di spegnimento con relativo errore. UT 151.....	85
Figura 75: Temperatura $T_4$ misurata e numerica in fase di spegnimento con relativo errore. UT 151.....	86
Figura 76: Temperatura $T_2$ misurata e numerica in fase di over-run con relativo errore. UT 167.....	86
Figura 77: Temperatura $T_2$ misurata e numerica in fase di spegnimento con relativo errore. UT 167.....	86
Figura 78: Temperatura $T_3$ misurata e numerica in fase di spegnimento con relativo errore. UT 167.....	87
Figura 79: Temperatura $T_4$ misurata e numerica in fase di spegnimento con relativo errore. UT 167.....	87
Figura 80: Temperatura $T_2$ misurata e numerica in fase di over-run con relativo errore. UT 217.....	87
Figura 81: Temperatura $T_2$ misurata e numerica in fase di spegnimento con relativo errore. UT 217.....	88
Figura 82: Temperatura $T_3$ misurata e numerica in fase di spegnimento con relativo errore. UT 217.....	88
Figura 83: Temperatura $T_4$ misurata e numerica in fase di spegnimento con relativo errore. UT 217.....	88
Figura 84: $T_2$ misurata e numerica per correlazione equicorrente e controcorrente. UT 15.....	92

---

---

Figura 85: $T_2$ misurata e numerica per correlazione tubi e mantello e flussi incrociati puri. UT 15 .....	92
Figura 86: $T_2$ misurata e numerica per correlazione a flussi incrociati misto-puro e puro- misto. UT 15.....	92
Figura 87: $T_2$ misurata e numerica per correlazione equicorrente e controcorrente. UT 20 .....	93
Figura 88: $T_2$ misurata e numerica per correlazione tubi e mantello e flussi incrociati puri. UT 20 .....	93
Figura 89: $T_2$ misurata e numerica per correlazione a flussi incrociati misto-puro e puro- misto. UT 20.....	93
Figura 90: $T_2$ misurata e numerica per correlazione equicorrente e controcorrente. UT 31 .....	94
Figura 91: $T_2$ misurata e numerica per correlazione tubi e mantello e flussi incrociati puri. UT 31 .....	94
Figura 92: $T_2$ misurata e numerica per correlazione a flussi incrociati misto-puro e puro- misto. UT 31.....	94
Figura 93: $T_2$ misurata e numerica per correlazione equicorrente e controcorrente. UT 33 .....	95
Figura 94: $T_2$ misurata e numerica per correlazione tubi e mantello e flussi incrociati puri. UT 33 .....	95
Figura 95: $T_2$ misurata e numerica per correlazione a flussi incrociati misto-puro e puro- misto. UT 33.....	95
Figura 96: $T_2$ misurata e numerica per correlazione equicorrente e controcorrente. UT 60 .....	96
Figura 97: $T_2$ misurata e numerica per correlazione tubi e mantello e flussi incrociati puri. UT 60 .....	96
Figura 98: $T_2$ misurata e numerica per correlazione a flussi incrociati misto-puro e puro- misto. UT 60.....	96
Figura 99: $T_2$ misurata e numerica per correlazione equicorrente e controcorrente. UT 135.....	97
Figura 100: $T_2$ misurata e numerica per correlazione tubi e mantello e flussi incrociati puri. UT 135.....	97
Figura 101: $T_2$ misurata e numerica per correlazione a flussi incrociati misto-puro e puro- misto. UT 135.....	97
Figura 102: $T_2$ misurata e numerica per correlazione equicorrente e controcorrente. UT 151.....	98
Figura 103: $T_2$ misurata e numerica per correlazione tubi e mantello e flussi incrociati puri. UT 151.....	98

---

---

Figura 104: $T_2$ misurata e numerica per correlazione a flussi incrociati misto-puro e puro-misto. UT 151.....	98
Figura 105: $T_2$ misurata e numerica per correlazione equicorrente e controcorrente. UT 167.....	99
Figura 106: $T_2$ misurata e numerica per correlazione tubi e mantello e flussi incrociati puri. UT 167.....	99
Figura 107: $T_2$ misurata e numerica per correlazione a flussi incrociati misto-puro e puro-misto. UT 167.....	99
Figura 108: $T_2$ misurata e numerica per correlazione equicorrente e controcorrente. UT 217.....	100
Figura 109: $T_2$ misurata e numerica per correlazione tubi e mantello e flussi incrociati puri. UT -217.....	100
Figura 110: $T_2$ misurata e numerica per correlazione a flussi incrociati misto-puro e puro-misto. UT 217.....	100
Figura 111; Confronto tra il flusso termico fornito ed assorbito. UT 15.....	102
Figura 113: $T_3$ per modello con e senza capacità termica fittizia.....	107
Figura 114: Andamento della temperatura $T_4$ al variare del tempo di ritardo per due valori del flusso termico nominale ( $V$ indica la volumetria). Le soluzioni di minimo errore vengono riportate con marcatura tratto-punto.....	109
Figura 115: Valutazione del tempo di ritardo. UT 15.....	110
Figura 116: Valutazione del tempo di ritardo. UT 20.....	110
Figura 117: Valutazione del tempo di ritardo. UT 31.....	111
Figura 118: Valutazione del tempo di ritardo. UT 33.....	111
Figura 119: Valutazione del tempo di ritardo. UT 60.....	112
Figura 120: Valutazione del tempo di ritardo. UT 135.....	112
Figura 121: Valutazione del tempo di ritardo. UT 151.....	113
Figura 122: Valutazione del tempo di ritardo. UT 167.....	113
Figura 123: Valutazione del tempo di ritardo. UT 217.....	114
Figura 124: Analisi parametrica per il coefficiente di dispersione $k_d$ .....	117
Figura 125: Analisi parametrica per il coefficiente di flusso nominale $k_r$ .....	117
Figura 126: Flusso termico disperso per differenti valori della temperatura interna e di stazionario considerata. UT 20.....	120
Figura 127: Capacità termica e profilo di temperatura $T_h$ al variare di $T_h(0)$ e $T_h(t_s)$ . UT 15.....	121
Figura 128: Capacità termica e profilo di temperatura $T_h$ al variare di $T_h(0)$ e $T_h(t_s)$ . UT 20.....	121
Figura 129: Capacità termica e profilo di temperatura $T_h$ al variare di $T_h(0)$ e $T_h(t_s)$ . UT 31.....	121

---

---

Figura 130: Capacità termica e profilo di temperatura $T_h$ al variare di $T_h(0)$ e $T_h(t_s)$ . UT 33	122
Figura 131: Capacità termica e profilo di temperatura $T_h$ al variare di $T_h(0)$ e $T_h(t_s)$ . UT 60	122
Figura 132: Capacità termica e profilo di temperatura $T_h$ al variare di $T_h(0)$ e $T_h(t_s)$ . UT 135	122
Figura 133: Capacità termica e profilo di temperatura $T_h$ al variare di $T_h(0)$ e $T_h(t_s)$ . UT 151	123
Figura 134: Capacità termica e profilo di temperatura $T_h$ al variare di $T_h(0)$ e $T_h(t_s)$ . UT 167	123
Figura 135: Capacità termica e profilo di temperatura $T_h$ al variare di $T_h(0)$ e $T_h(t_s)$ . UT 217	123
Figura 136: $k_{pr}$ e $k_d$ per le utenze 15(sx) e 20(dx)	127
Figura 137: $k_{pr}$ e $k_d$ per le utenze 31(sx) e 33(dx)	127
Figura 138: $k_{pr}$ e $k_d$ per le utenze 60(sx) e 135(dx)	127
Figura 139: $k_{pr}$ e $k_d$ per le utenze 151(sx) e 167(dx)	128
Figura 140: $k_{pr}$ e $k_d$ per l'utenze 217	128
Figura 141: $C_{pr}$ e $C_{ed}$ al variare di $\beta$ e $\theta$ con $T_{pr} = 13$ °C ed andamento di $T_h$ per $\beta = 0.01$ °C. UT 15	129
Figura 142: $C_{pr}$ e $C_{ed}$ al variare di $\beta$ e $\theta$ con $T_{pr} = 14$ °C ed andamento di $T_h$ per $\beta = 0.01$ °C. UT 15	129
Figura 143: $C_{pr}$ e $C_{ed}$ al variare di $\beta$ e $\theta$ con $T_{pr} = 15$ °C ed andamento di $T_h$ per $\beta = 0.01$ °C. UT 15	129
Figura 144: $C_{pr}$ e $C_{ed}$ al variare di $\beta$ e $\theta$ con $T_{pr} = 13$ °C ed andamento di $T_h$ per $\beta = 0.01$ °C. UT 20	130
Figura 145: $C_{pr}$ e $C_{ed}$ al variare di $\beta$ e $\theta$ con $T_{pr} = 14$ °C ed andamento di $T_h$ per $\beta = 0.01$ °C. UT 20	130
Figura 146: $C_{pr}$ e $C_{ed}$ al variare di $\beta$ e $\theta$ con $T_{pr} = 15$ °C ed andamento di $T_h$ per $\beta = 0.01$ °C. UT 20	130
Figura 147: $C_{pr}$ e $C_{ed}$ al variare di $\beta$ e $\theta$ con $T_{pr} = 13$ °C ed andamento di $T_h$ per $\beta = 0.01$ °C. UT 31	131
Figura 148: $C_{pr}$ e $C_{ed}$ al variare di $\beta$ e $\theta$ con $T_{pr} = 14$ °C ed andamento di $T_h$ per $\beta = 0.01$ °C. UT 31	131
Figura 149: $C_{pr}$ e $C_{ed}$ al variare di $\beta$ e $\theta$ con $T_{pr} = 15$ °C ed andamento di $T_h$ per $\beta = 0.01$ °C. UT 31	131
Figura 150: $C_{pr}$ e $C_{ed}$ al variare di $\beta$ e $\theta$ con $T_{pr} = 13$ °C ed andamento di $T_h$ per $\beta = 0.01$ °C. UT 33	132
Figura 151: $C_{pr}$ e $C_{ed}$ al variare di $\beta$ e $\theta$ con $T_{pr} = 14$ °C ed andamento di $T_h$ per $\beta = 0.01$ °C. UT 33	132

---

---

Figura 152: $C_{pr}$ e $C_{ed}$ al variare di $\beta$ e $\theta$ con $T_{pr} = 15$ °C ed andamento di $T_h$ per $\beta = 0.01$ °C. UT 33 .....	132
Figura 153: $C_{pr}$ e $C_{ed}$ al variare di $\beta$ e $\theta$ con $T_{pr} = 13$ °C ed andamento di $T_h$ per $\beta = 0.01$ °C. UT 60 .....	133
Figura 154: $C_{pr}$ e $C_{ed}$ al variare di $\beta$ e $\theta$ con $T_{pr} = 14$ °C ed andamento di $T_h$ per $\beta = 0.01$ °C. UT 60 .....	133
Figura 155: $C_{pr}$ e $C_{ed}$ al variare di $\beta$ e $\theta$ con $T_{pr} = 15$ °C ed andamento di $T_h$ per $\beta = 0.01$ °C. UT 60 .....	133
Figura 156: $C_{pr}$ e $C_{ed}$ al variare di $\beta$ e $\theta$ con $T_{pr} = 13$ °C ed andamento di $T_h$ per $\beta = 0.01$ °C. UT 135.....	134
Figura 157: $C_{pr}$ e $C_{ed}$ al variare di $\beta$ e $\theta$ con $T_{pr} = 14$ °C ed andamento di $T_h$ per $\beta = 0.01$ °C. UT 135.....	134
Figura 158: $C_{pr}$ e $C_{ed}$ al variare di $\beta$ e $\theta$ con $T_{pr} = 15$ °C ed andamento di $T_h$ per $\beta = 0.01$ °C. UT 135.....	134
Figura 159: $C_{pr}$ e $C_{ed}$ al variare di $\beta$ e $\theta$ con $T_{pr} = 13$ °C ed andamento di $T_h$ per $\beta = 0.01$ °C. UT 151.....	135
Figura 160: $C_{pr}$ e $C_{ed}$ al variare di $\beta$ e $\theta$ con $T_{pr} = 14$ °C ed andamento di $T_h$ per $\beta = 0.01$ °C. UT 151.....	135
Figura 161: $C_{pr}$ e $C_{ed}$ al variare di $\beta$ e $\theta$ con $T_{pr} = 15$ °C ed andamento di $T_h$ per $\beta = 0.01$ °C. UT 151.....	135
Figura 162: $C_{pr}$ e $C_{ed}$ al variare di $\beta$ e $\theta$ con $T_{pr} = 13$ °C ed andamento di $T_h$ per $\beta = 0.01$ °C. UT 167.....	136
Figura 163: $C_{pr}$ e $C_{ed}$ al variare di $\beta$ e $\theta$ con $T_{pr} = 14$ °C ed andamento di $T_h$ per $\beta = 0.01$ °C. UT 167.....	136
Figura 164: $C_{pr}$ e $C_{ed}$ al variare di $\beta$ e $\theta$ con $T_{pr} = 15$ °C ed andamento di $T_h$ per $\beta = 0.01$ °C. UT 167.....	136
Figura 165: $C_{pr}$ e $C_{ed}$ al variare di $\beta$ e $\theta$ con $T_{pr} = 13$ °C ed andamento di $T_h$ per $\beta = 0.01$ °C. UT 217.....	137
Figura 166: $C_{pr}$ e $C_{ed}$ al variare di $\beta$ e $\theta$ con $T_{pr} = 14$ °C ed andamento di $T_h$ per $\beta = 0.01$ °C. UT 217.....	137
Figura 167: $C_{pr}$ e $C_{ed}$ al variare di $\beta$ e $\theta$ con $T_{pr} = 15$ °C ed andamento di $T_h$ per $\beta = 0.01$ °C. UT 217.....	137
Figura 169: Flusso termico fornito UT 15.....	140
Figura 170: Temperature di sottostazione UT 15.....	140
Figura 171: Flusso termico fornito UT 20.....	141
Figura 172: Temperature di sottostazione UT 20.....	141
Figura 173: Flusso termico fornito UT 31.....	142
Figura 174: Temperature di sottostazione UT 31.....	142
Figura 175: Flusso termico fornito UT 33.....	143

---

---

Figura 176: Temperature di sottostazione UT 33 .....	143
Figura 177: Flusso termico fornito UT 60.....	144
Figura 178: Temperature di sottostazione UT 60 .....	144
Figura 179: Flusso termico fornito UT 135 .....	145
Figura 180: Temperature di sottostazione UT 135.....	145
Figura 181: Flusso termico fornito UT 151 .....	146
Figura 182: Temperature di sottostazione UT 151.....	146
Figura 183: Flusso termico fornito UT 167 .....	147
Figura 184: Temperature di sottostazione UT 167.....	147
Figura 185: Flusso termico fornito UT 217 .....	148
Figura 186: Temperature di sottostazione UT 217.....	148
Figura 187: Curve di regolazione impiegate .....	151
Figura 188: Valvola equipercentuale. Studio parametrico e portata in massa nel punto di minimo. UT 15 .....	154
Figura 189: Valvola lineare. Studio parametrico e portata in massa nel punto di minimo. UT 15 .....	154
Figura 190: Valvola ad apertura rapida. Studio parametrico e portata in massa nel punto di minimo. UT 15.....	154
Figura 191: Valvola equipercentuale. Studio parametrico e portata in massa nel punto di minimo. UT 20 .....	155
Figura 192: Valvola lineare. Studio parametrico e portata in massa nel punto di minimo. UT 20 .....	155
Figura 193: Valvola ad apertura rapida. Studio parametrico e portata in massa nel punto di minimo. UT 20.....	155
Figura 194: Valvola equipercentuale. Studio parametrico e portata in massa nel punto di minimo. UT 31 .....	156
Figura 195: Valvola lineare. Studio parametrico e portata in massa nel punto di minimo. UT 31 .....	156
Figura 196: Valvola ad apertura rapida. Studio parametrico e portata in massa nel punto di minimo. UT 31 .....	156
Figura 197: Valvola equipercentuale. Studio parametrico e portata in massa nel punto di minimo. UT 33 .....	157
Figura 198: Valvola lineare. Studio parametrico e portata in massa nel punto di minimo. UT 33 .....	157
Figura 199: Valvola ad apertura rapida. Studio parametrico e portata in massa nel punto di minimo. UT 33 .....	157
Figura 200: Valvola equipercentuale. Studio parametrico e portata in massa nel punto di minimo. UT 60 .....	158

---

---

Figura 201: Valvola lineare. Studio parametrico e portata in massa nel punto di minimo. UT 60 .....	158
Figura 202: Valvola ad apertura rapida. Studio parametrico e portata in massa nel punto di minimo. UT 60 .....	158
Figura 203: Valvola equipercentuale. Studio parametrico e portata in massa nel punto di minimo. UT 135 .....	159
Figura 204: Valvola lineare. Studio parametrico e portata in massa nel punto di minimo. UT 135.....	159
Figura 205: Valvola ad apertura rapida. Studio parametrico e portata in massa nel punto di minimo. UT 135 .....	159
Figura 206: : Valvola equipercentuale. Studio parametrico e portata in massa nel punto di minimo. UT 151 .....	160
Figura 207: Valvola lineare. Studio parametrico e portata in massa nel punto di minimo. UT 151.....	160
Figura 208: Valvola ad apertura rapida. Studio parametrico e portata in massa nel punto di minimo. UT 151 .....	160
Figura 209: Valvola equipercentuale. Studio parametrico e portata in massa nel punto di minimo. UT 167 .....	161
Figura 210: Valvola lineare. Studio parametrico e portata in massa nel punto di minimo. UT 167 .....	161
Figura 211: Valvola ad apertura rapida. Studio parametrico e portata in massa nel punto di minimo. UT 167 .....	161
Figura 212: Valvola equipercentuale. Studio parametrico e portata in massa nel punto di minimo. UT 217 .....	162
Figura 213: Valvola lineare. Studio parametrico e portata in massa nel punto di minimo. UT 217 .....	162
Figura 214: Valvola ad apertura rapida. Studio parametrico e portata in massa nel punto di minimo. UT 217 .....	162
Figura 215: Errore relativo ottenuto al variare della curva di regolazione per le utenze appartenenti al baricentro termico.....	164
Figura 216: Flusso termico e portata in massa lato primario. UT 15.....	166
Figura 217: Temperature di sottostazione e per l'edificio. UT 15.....	166
Figura 218: Flusso termico e portata in massa lato primario. UT 20.....	166
Figura 219: Temperature di sottostazione e per l'edificio. UT 20.....	167
Figura 220: Flusso termico e portata in massa lato primario. UT 31.....	167
Figura 221: Temperature di sottostazione e per l'edificio. UT 31.....	167
Figura 222: Flusso termico e portata in massa lato primario. UT 33.....	168
Figura 223: Temperature di sottostazione e per l'edificio. UT 33.....	168
Figura 224: Flusso termico e portata in massa lato primario. UT 60.....	168

---



Figura 225: Temperature di sottostazione e per l'edificio. UT 60.....	169
Figura 226: Flusso termico e portata in massa lato primario. UT 135.....	169
Figura 227: Temperature di sottostazione e per l'edificio. UT 135.....	169
Figura 228: Flusso termico e portata in massa lato primario. UT 151.....	170
Figura 229: Temperature di sottostazione e per l'edificio. UT 151.....	170
Figura 230: Flusso termico e portata in massa lato primario. UT 167.....	170
Figura 231: Flusso termico e portata in massa lato primario. UT 167.....	171
Figura 232: Flusso termico e portata in massa lato primario. UT 217.....	171
Figura 233: Flusso termico e portata in massa lato primario. UT 217.....	171

## Bibliografia

1. Commissione Europea. *Una tabella di marcia verso un'economia competitiva a basse emissioni di carbonio nel 2050*. 2011.
2. Jacob A.Mouligm, Michiel Makkee, Annelies E.Van Diepen. *Chemical process technology 2nd edition*. s.l. : Wley, 2013.
3. Jeremy Rifkin. *Economia all'idrogeno*. s.l. : Mondadori, 2013.
4. Commissione mondiale per l'ambiente e lo sviluppo. *Il futuro di noi tutti*. s.l. : Bompiani, 1988.
5. Parlamento Europeo e del Consiglio. *Direttiva 2009/28/CE, sulla promozione dell'uso dell'energia da fonti rinnovabili*. 2009.
6. Commissione Europea. *Energy Roadmap 2050, Impact assessment and scenario analysis*. 2011.
7. European Commission. *Energy Efficiency Plan 2011*. 2011.
8. Euroheat & Power. *The European Heat Market*. 2006.
9. *The role of District Heating in decarbonising the EU energy system and a comparison with existing strategies*. David Connoli, Henrik Lund, Brian Vad Mathiesen, Bernd Moller, Poul A.Ostergaard, Steffen Nielsen, Sven Werner, Urban Persson, Daniel Trier. 2013.
10. United Nations-Department of Economic and Social Affairs. <https://esa.un.org/unpd/wup/CD-ROM/>. [Online] 2018.
11. Eurostat. [http://ec.europa.eu/eurostat/statistics-explained/index.php/Consumption\\_of\\_energy](http://ec.europa.eu/eurostat/statistics-explained/index.php/Consumption_of_energy). [Online] 2018.
12. Stratego. *Quantifying the Heating and Cooling Demand in Europe*. 2015.
13. Commissione Europea. *Una strategia quadro per un'Unione dell'energia resiliente, corredata da una politica lungimirante in materia di cambiamenti climatici*. 2015.
14. European Commission. *An EU Strategy on Heating and Cooling*. 2016.
15. *The History of district heating*. John F.Collins, jr. s.l. : Verner.ch, 1959.
16. *International review of district heating and cooling*. Werner, Sven. s.l. : Elsevier, 2017.
17. ENEA. *Manuale di Teleriscaldamento*. s.l. : ENEA, 1988.

18. ENGIE. <https://www.engie.it/teleriscaldamento>. [Online] 2018.
19. Albero Beccari. *Macchine*. s.l. : CLUT, 1993.
20. Greater London Authority. *District Heating Manual For London*. 2013.
21. International Energy Agency. *District heating and cooling Handbook*. 1999.
22. AIRU. <http://www.airu.it/annuario-airu-situazione-del-teleriscaldamento-al-31-dicembre-2015/>. [Online] 2018.
23. EUROHEAT & POWER. *Guidelines for district heating substations*. 2008.
24. IREN. *1982-2012: 30 anni di teleriscaldamento a Torino*. 2012.
25. —. <https://www.gruppoiren.it/distribuzione-calore>. [Online] 2018.
26. IRENenergia.  
[http://www.irenenergia.it/ChiSiamo/Attivita/Teleriscaldamento\\_Torino/piano\\_sviluppo.html](http://www.irenenergia.it/ChiSiamo/Attivita/Teleriscaldamento_Torino/piano_sviluppo.html). [Online] 2018.
27. [http://www.irenenergia.it/ChiSiamo/Attivita/Teleriscaldamento/Dove\\_Siamo/Impianti\\_Torino.html](http://www.irenenergia.it/ChiSiamo/Attivita/Teleriscaldamento/Dove_Siamo/Impianti_Torino.html). [Online] 2018.
28. *Convegno teleriscaldamento: verso la smart grid. L'evoluzione del sistema di teleriscaldamento torinese con il progetto Torino Nord Est*. Ing. Carmelo Tripodi. 2012.
29. Techno System. *Sottostazioni per teleriscaldamento*. 2013.
30. SIEMENS. *RVD 230: District Heating and Domestic Hot Water Controller*. 2004.
31. Incropera, De Witt, Bergman, Lavine. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. 2007.
32. Fatima Amara, Kodjo Agbossou, Alben Cardenas, Yves Dubè, Souso Kelouwani. *Comparison and Simulation of Building Thermal Models for Effective Energy Management*. s.l. : Scientific Research Publishing, 2015.
33. Geert Bauwens, Staf Roels. *Characterizing Thermal Performance of Buildings Using Dynamic Model Identification*. s.l. : ASHRAE, 2013.
34. Christian Brembilla, Mika Vuolle, Ronny Ostin, Thoms Olofsson. *Practical support for evaluating efficiency factors of a space heating system in cold climates*. 2017.
35. Ardeshir Moftakhari, Cyrus Aghanajafi & Ardalan Moftakhari Chaei Ghazvin. *Inverse heat transfer analysis of radiator central heating systems inside residential buildings*. 2017.
36. Lei Haiyan. *Simulation of district heating in Tianjin, China*. 2004.



37. Michiel Bertsch, Roberta Dal Passo, Lorenzo Giacomelli. *Analisi Matematica*. s.l. : McGraw-Hill, 2007.
38. Jari Kirmanen et al. *Flow Control Manual*. 2011.
39. J.Kurmann, M. Schaer. *Curve delle Valvole e degli Impianti, Dimensionamento delle valvole*. 2001.
40. Yunus A. Cengel. *Termodinamica e trasmissione del calore*. 2005.
41. Alfio Quarteroni, Fausto Saleri, Paola Gervasio. *Calcolo Scientifico*. s.l. : Springer, 2012.
42. Karl Johan Astrom. *Control System Design*. 2002.
43. OPPO. [http://www.oppo.it/materiali/tubi\\_raccordi/teleriscaldamento.htm](http://www.oppo.it/materiali/tubi_raccordi/teleriscaldamento.htm). [Online] 2018.