



Ricerca di Sistema elettrico

Micro-cogenerazione: sviluppo di un modello di simulazione e valutazione delle prestazioni di un sistema integrato con pompa di calore

Marco Badami, Armando Portoraro

MICRO-COGENERAZIONE: SVILUPPO DI UN MODELLO DI SIMULAZIONE E VALUTAZIONE DELLE PRESTAZIONI DI UN SISTEMA INTEGRATO CON POMPA DI CALORE

Marco Badami, Armando Portoraro (Politecnico di Torino, Dipartimento Energia)

Settembre 2017

Report Ricerca di Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico - ENEA

Piano Annuale di Realizzazione 2017

Area: Efficienza energetica e risparmio di energia negli usi finali elettrici e interazione con altri vettori energetici

Progetto: D.3 "Processi e macchinari industriali"

Obiettivo: A. Etichettatura energetica per l'efficientamento di macchinari

Responsabile del Progetto: Ing. Ilaria Bertini, ENEA



Il presente documento descrive le attività di ricerca svolte all'interno dell'Accordo di collaborazione per una attività di ricerca dal titolo: "Micro-cogenerazione: sviluppo di un modello di simulazione e valutazione delle prestazioni e delle opportunità di miglioramento dell'efficienza energetica di un sistema integrato con pompa di calore".

Responsabile scientifico ENEA: Ing. Fabio Zanghirella

Responsabili scientifici Dipartimento Energia – Politecnico di Torino: Prof. Marco Badami, Ing. Armando Portoraro

Gli autori desiderano ringraziare Paolo Galletta (Politecnico di Torino) che ha partecipato al progetto durante il suo lavoro di tesi.

Sommario

INTRODUZIONE.....	7
1 IMPIANTO FULL THERMAL	8
2 MICRO-COGENERATORE TOTEM 25	10
3 POMPA DI CALORE HP	13
3.1 BLOCCO INSERIMENTO TEMPERATURE	14
3.2 CALCOLO CAPISALDI DEL CICLO	15
3.3 CALCOLO COP DELLA POMPA DI CALORE.....	18
3.4 CONFRONTO GRAFICO DEGLI ANDAMENTI REALI DEI COP CON QUELLI SIMULATI	19
3.5 CALCOLO TEMPERATURA DI RITORNO ALLA POMPA DI CALORE	19
3.6 TRACCIAMENTO DEI CAPISALDI DEL CICLO TERMODINAMICO DELLA POMPA DI CALORE	20
3.7 SIMULAZIONE DI PROVA DEL MODELLO DELLA POMPA DI CALORE.....	21
4 ACCUMULI TERMICI	22
4.1 ACCUMULO TERMICO A1.....	22
4.2 ACCUMULO TERMICO A2.....	25
5 SCAMBIATORI DI CALORE	28
5.1 SCAMBIATORE DI ALTA ENTALPIA SCH	28
5.2 SCAMBIATORE DI CALORE BASSA ENTALPIA SCH.....	33
6 POMPE DI CIRCOLAZIONE	37
6.1 POMPE DI CIRCOLAZIONE NUMERO 1.....	38
6.2 POMPA DI CIRCOLAZIONE NUMERO 3	40
6.3 POMPA DI CIRCOLAZIONE NUMERO 4	40
6.4 POMPA DI CIRCOLAZIONE NUMERO 2	41
7 UTENZA TERMICA USR	42
8 REGOLAZIONE DELLA TEMPERATURA DELL'ACCUMULO A1.....	44
9 SIMULAZIONI DI PROVA DEI MODELLI-BASE CON DATI SPERIMENTALI	46
9.1 SIMULAZIONE DI PROVA DEL BLOCCO ACCUMULO A1.....	46
9.2 SIMULAZIONE DI PROVA BLOCCO ACCUMULO A2	48
9.3 SIMULAZIONE DI PROVA BLOCCHI ACCUMULO A1 COLLEGATO CON LO SCAMBIATORE DI ALTA ENTALPIA.....	51
9.4 SIMULAZIONE DI PROVA BLOCCHI ACCUMULO A2 COLLEGATO CON LO SCAMBIATORE DI BASSA ENTALPIA SCH	53
9.5 SIMULAZIONE DI PROVA BLOCCHI ACCUMULI A1 E A2 COLLEGATI CON I RISPETTIVI SCAMBIATORI ED IL CIRCUITO DI VALLE	55
10 RAPPRESENTAZIONE DATI DI PROVA SPERIMENTALI	60
10.1 DATI SPERIMENTALI PROVA ST07	60
10.2 DATI SPERIMENTALI PROVA ST08	62
11 CONFRONTO DATI SPERIMENTALI CON I CORRISPONDENTI VALORI OTTENUTI DAL MODELLO	64
12 SIMULAZIONI DEL MODELLO A CARICO VARIABILE IN UN GIORNO INVERNALE	69
12.1 REGOLAZIONE DELL'IMPIANTO DURANTE LA SIMULAZIONE A CARICO VARIABILE.....	70
12.2 SIMULAZIONE DELL'IMPIANTO A CARICO VARIABILE E CALCOLO DEI CONSUMI ENERGETICI GIORNALIERI	70
13 DETERMINAZIONE DEI RISPARMI DI ENERGIA PRIMARIA CONSEGUIBILI CON IL FULL THERMAL RISPETTO AD ALTRE TECNOLOGIE PER IL RISCALDAMENTO	72
13.1 CALCOLI DEI CONSUMI ENERGETICI DI TECNOLOGIE DI RISCALDAMENTI TRADIZIONALI	73

14	DETERMINAZIONE DELLE EFFICIENZE ENERGETICHE DEI COMPONENTI DEL SISTEMA CON DIVERSI PROFILI DI CARICO	76
14.1	RENDIMENTI DI MERITO DEL TOTEM 25	78
14.2	RENDIMENTO DELLA POMPA DI CALORE	79
14.3	RENDIMENTO DELLE POMPE DI CIRCOLAZIONE	79
14.4	INDICI DI PERFORMANCE COMPLESSIVI DELL'IMPIANTO FULL-THERMAL.....	79
14.5	DETERMINAZIONE DEI RISPARMI ENERGETICI RISPETTO AD ALTRE TECNOLOGIE DI RISCALDAMENTO	81
15	ANALISI DI SENSITIVITÀ DELL'IMPIANTO FULL THERMAL	83
16	CONCLUSIONI.....	85
	BIBLIOGRAFIA	88

Indice delle Figure

Figura 1: Schema dell'impianto	8
Figura 2: Interfaccia modello Full Thermal.....	10
Figura 3: Totem 25.....	11
Figura 4: Totem 25, vista interna.....	11
Figura 5: Schema circuitale Totem 25	11
Figura 6: Andamento di prova P_{el} Totem	12
Figura 7: Andamento di prova P_{th} Totem	13
Figura 8: Scheda tecnica pompa di calore NRK Aermec.....	13
Figura 9: Diagramma a blocchi pompa di calore NRK 0300	14
Figura 10: Diagramma a blocchi inserimento temperature della pompa di calore	15
Figura 11: Diagramma a blocchi calcolo capisaldi pompa di calore	15
Figura 12: Andamento del salto entalpico al variare della pressione P_3	16
Figura 13: Andamento del rendimento isoentropico di compressione η_{is} al variare del rapporto di compressione β	17
Figura 14: Diagramma a blocchi calcolo COP pompa di calore	18
Figura 15: Curve caratteristiche COP pompa di calore Aermec	19
Figura 16: Confronto Andamento COP simulato e reale alla temperatura di evaporazione di 20 gradi centigradi.....	19
Figura 17: Diagramma a blocchi calcolo della temperatura di ritorno alla pompa di calore	20
Figura 18: Rappresentazione ciclo termodinamico inverso	20
Figura 19: Andamento di prova P_{el} assorbita dalla pompa di calore.....	21
Figura 20: Andamento di prova P_{th} generata dalla pompa di calore.....	22
Figura 21: Diagramma a blocchi accumulo termico A1.....	23
Figura 22: Maschera di inserimento parametri dell'accumulo termico A1.....	24
Figura 23: Andamento di prova $T_{tank A1}$	25
Figura 24: Andamento di prova parametro di merito dell'accumulo A1	25
Figura 25: Andamento di prova $T_{tank A2}$	27
Figura 26: Andamento di prova efficienza dell'accumulo A2.....	27
Figura 27: Diagramma a blocchi scambiatore SCH.....	28
Figura 28: Parametri costanti imposti nel modello	29
Figura 29: Mappa dell'efficienza degli scambiatori al variare di NTU	29
Figura 30: Profilo di carico termico generico invernale	30
Figura 31: Efficienza dello scambiatore di alta entalpia ϵ_{SCH}	30
Figura 32: Andamento imposto $T_{out SCH}$	31
Figura 33: Andamento ottenuto $T_{out SCH}$	31
Figura 34: Diagramma calcolo carico termico SCH.....	32
Figura 35: Parametri costanti imposti nel blocco calcolo carico termico SCH	32
Figura 36: Andamento temporale carico termico SCH.....	32
Figura 37: Andamento temporale $T_{rit SCH}$	33
Figura 38: Efficienza dello scambiatore di bassa entalpia ϵ_{SCH}	34
Figura 39: Andamento temporale $T_{out USR}$	35
Figura 40: Parametri imposti nel blocco scambiatore SCh.....	35
Figura 41: Andamento temporale $T_{out SCh}$	35

Figura 42: Andamento temporale Q_{Sch}	36
Figura 43: Andamento temporale T_{ritSch}	36
Figura 44: Caratteristiche pompe Wilo-Stratos 25.....	37
Figura 45: Caratteristiche pompe Wilo-Stratos 40.....	38
Figura 46: Diagramma pompa di circolazione 1.....	38
Figura 47: Caratteristica prevalenza pompa numero 1.....	39
Figura 48: Andamento di prova della portata smaltita dalla pompa 1.....	39
Figura 49: Parametri di prova imposti nella pompa 1.....	39
Figura 50: Andamento potenza elettrica assorbita dalla pompa 1.....	39
Figura 51: Potenza elettrica assorbita dalla pompa 2.....	40
Figura 52: Caratteristica della pompa 4.....	40
Figura 53: Andamento imposto della portata smaltita dalla pompa 4.....	41
Figura 54: Parametri costanti imposti nella pompa 4.....	41
Figura 55: Andamento della potenza elettrica assorbita dalla pompa 4.....	41
Figura 56: Andamento imposto della portata smaltita dalla pompa 2.....	42
Figura 57: Andamento potenza elettrica assorbita dalla pompa 2.....	42
Figura 58: Diagramma a blocchi dell'utenza termica USR.....	43
Figura 59: Andamento imposto della temperatura all'ingresso dell'utenza termica USR.....	44
Figura 60: Andamento della temperatura all'uscita dall'utenza termica.....	44
Figura 61: Diagramma a blocchi della regolazione presente all'interno del motore del Totem 25.....	45
Figura 62: Mappa di regolazione del Totem 25 al variare della potenza di combustibile in ingresso.....	45
Figura 63: Andamento sperimentali temperatura $T_{hu out SC1}$	46
Figura 64: Andamento sperimentali temperatura $T_{rit SCH}$	46
Figura 65: Confronto $T_{tank A1}$ simulazione del solo accumulo A1.....	47
Figura 66: Confronto $T_{hu in SC3}$ simulazione del solo accumulo A1.....	47
Figura 67: Confronto temperatura di mandata verso lo scambiatore SCH lato puffer A1 simulazione del solo accumulo A1.....	48
Figura 68: Andamento temporale di misura della temperatura di mandata della pompa di calore verso l'accumulo A2.....	48
Figura 69: Andamento temporale di misura della temperatura di uscita dallo scambiatore Sch lato puffer A2.....	49
Figura 70: Confronto temperatura del puffer A2 simulazione del solo accumulo A2.....	49
Figura 71: Confronto temperatura di ritorno dal puffer A2 verso la pompa di calore simulazione del solo accumulo A2.....	50
Figura 72: Confronto temperatura di mandata del puffer A2 verso lo scambiatore Sch simulazione del solo accumulo A2.....	50
Figura 73: Blocchi accumulo A1 collegato con lo scambiatore SCH.....	51
Figura 74: Andamento temporale reale temperatura della portata USR tra i 2 scambiatori.....	51
Figura 75: Confronto temperatura $T_{tank A1}$ simulazione accumulo A1 con scambiatore SCH.....	52
Figura 76: Confronto della temperatura $T_{rit SCH}$ simulazione accumulo A1 con scambiatore SCH.....	52
Figura 77: Confronto della temperatura $T_{hu in SC3}$ simulazione accumulo A1 con scambiatore SCH.....	52
Figura 78: Confronto della temperatura $T_{in USR}$ simulazione accumulo A1 con scambiatore SCH.....	53
Figura 79: Diagramma a blocchi accumulo A2 collegato con lo scambiatore Sch.....	53
Figura 80: Andamento reale della temperatura di uscita dall'utenza termica USR.....	54
Figura 81: Confronto temperatura media del puffer A2 simulazione dell'accumulo A2 collegato con lo scambiatore Sch.....	54

Figura 82: Confronto temperatura di ritorno dal puffer A2 alla pompa di calore simulazione dell'accumulo A2 collegato con lo scambiatore SCh	54
Figura 83: Confronto temperatura uscita dallo scambiatore SCh lato circuito di utenza termica simulazione dell'accumulo A2 collegato con lo scambiatore SCh	55
Figura 84: Confronto temperatura uscita dallo scambiatore SCh lato puffer A2 simulazione dell'accumulo A2 collegato con lo scambiatore SCh.....	55
Figura 85: Diagramma a blocchi accumuli A1 ed A2 collegati con i rispettivi scambiatori	56
Figura 86: Andamento temporale del carico termico USR.....	56
Figura 87: Confronto temperatura accumulo A1 simulazione accumuli A1, A2 collegati ai rispettivi scambiatori	57
Figura 88: Confronto temperatura accumulo A2 simulazione accumuli A1, A2 collegati ai rispettivi scambiatori	57
Figura 89: Confronto temperatura $T_{hu\ in\ SC3}$ simulazione accumuli A1, A2 collegati ai rispettivi scambiatori .	57
Figura 90: Confronto temperatura $T_{rit\ SCh}$ simulazione accumuli A1, A2 collegati ai rispettivi scambiatori	58
Figura 91: Confronto temperatura T_{ritSCh} simulazione accumuli A1, A2 collegati ai rispettivi scambiatori.....	58
Figura 92: Confronto temperatura $T_{in\ USR}$ simulazione accumuli A1, A2 collegati ai rispettivi scambiatori	59
Figura 93: Confronto temperatura $T_{in\ cond}$ simulazione accumuli A1, A2 collegati ai rispettivi scambiatori ...	59
Figura 94: Andamento di misura $T_{puffer\ A1}$ prova ST07	61
Figura 95: Andamento di misura $T_{puffer\ A2}$ prova ST07	61
Figura 96: Andamento di misura $T_{skididronico}$ provaST07.....	61
Figura 97: Andamento di misura portate prova ST07	62
Figura 98: Andamento di misura $T_{puffer\ A1}$ prova ST08.....	62
Figura 99: Andamento di misura $T_{puffer\ A2}$ provaST08.....	63
Figura 100: Andamento di misura $T_{skididronico}$ prova ST08	63
Figura 101: Andamento di misura portate prova ST08	63
Figura 102: Confronto Temperatura accumulo A1 prova ST07.....	64
Figura 103: Confronto Temperatura di ingresso al Totem 25 prova ST07	65
Figura 104: Confronto Temperatura accumulo A2 prova ST07.....	65
Figura 105: Confronto Temperatura di ritorno dallo scambiatore SCh prova ST08	65
Figura 106: Confronto Temperatura di ritorno dallo scambiatore SCh prova ST07.....	66
Figura 107: Confronto Temperatura di uscita scambiatore SCh lato utenza USR prova ST07	66
Figura 108: Confronto Temperatura accumulo A1 prova ST08.....	67
Figura 109: Confronto Temperatura ingresso Totem 25 prova ST08.....	67
Figura 110: Confronto Temperatura accumulo A2 prova ST08.....	67
Figura 111: Confronto Temperatura di ritorno dallo scambiatore SCh prova ST08	68
Figura 112: Confronto Temperatura di ritorno dallo scambiatore SCh prova ST08.....	68
Figura 113: Confronto Temperatura $T_{in\ USR}$ prova ST08	68
Figura 114: Diagramma a blocchi dell'intero modello	69
Figura 115: Diagramma a blocchi regolazione di temperatura del puffer A1	70
Figura 116: Andamento della temperatura dell'accumulo A1 nella simulazione invernale	71
Figura 117: Andamento della temperatura dell'accumulo A2 nella simulazione invernale	71
Figura 118: Catalogo pompe di calore Aermec	75
Figura 119: Profilo di carico simulazione uffici.....	77
Figura 120: Profilo di carico simulazione utenze residenziali.....	77
Figura 121: Profilo di carico per utenze scuole materne.....	77

Introduzione

Il presente documento costituisce il *Rapporto Finale* relativo alle analisi svolte nell'ambito del progetto di ricerca fra il Dipartimento Energia del Politecnico di Torino (DENERG) e l'ENEA, dal titolo "*Micro-cogenerazione: sviluppo di un modello di simulazione e valutazione delle prestazioni e delle opportunità di miglioramento dell'efficienza energetica di un sistema integrato con pompa di calore*".

Nell'ambito dello studio è stato sviluppato un modello matematico in ambiente Matlab Simulink di un sistema di micro-cogenerazione, prodotto, ingegnerizzato e attualmente in fase di test presso la Società Totem Energy S.r.l. di Torino. Il sistema è caratterizzato da un cogeneratore per la produzione combinata di energia elettrica e calore, basato su un motore a combustione interna di piccola taglia, il quale è stato accoppiato ad una pompa di calore elettrica aria-acqua. L'energia elettrica prodotta dal cogeneratore alimenta la pompa di calore, generando così ulteriore calore rispetto a quello recuperato dal motore stesso. Completano l'impianto due accumuli termici, uno asservito al cogeneratore e uno alla pompa di calore, oltre che una serie di scambiatori di calore a piastre volti a consentire la fornitura di energia termica all'utenza. Il sistema lavora in parallelo alla rete elettrica nazionale, per cui è prevista l'immissione in rete di eventuale surplus di energia elettrica. Il sistema nel suo complesso è stato denominato *Full-Thermal*.

La prima fase dello studio ha riguardato lo sviluppo del modello, in cui i vari elementi del sistema sono stati modellati in modo "fisico", tramite cioè l'inserimento delle equazioni che ne descrivono il comportamento termodinamico. Sono stati modellati separatamente il cogeneratore, la pompa di calore, gli accumuli, gli scambiatori di calore, le pompe di circolazione dell'acqua e l'utenza termica. Il modello sviluppato include le principali variabili energetiche, tra cui temperature, portate dell'acqua, potenze termiche ed elettriche, portata del combustibile impiegato dal sistema e consente la determinazione delle efficienze energetiche dei suoi componenti principali, oltre che del sistema nel suo insieme.

In una seconda fase del lavoro, sono stati utilizzati i dati, forniti da ENEA, delle prove sperimentali condotte sul sistema nel Febbraio 2017, e sono stati quindi confrontati, a parità di condizioni al contorno, gli andamenti delle grandezze fondamentali restituite dal modello, con i valori sperimentali derivanti dai test. Tale attività ha consentito di effettuare la messa a punto e la verifica del modello riguardo la simulazione del funzionamento del sistema in condizioni stazionarie.

Si è quindi proceduto a svolgere alcune simulazioni con carichi termici richiesti dall'utenza variabili, utilizzando alcuni tipici profili giornalieri di potenza termica relativi ad un'utenza residenziale, una del terziario e una relativa a una scuola materna. Sono state valutate le performance energetiche del sistema e confrontate con altre tecnologie attualmente diffuse per la generazione di energia termica, fra cui una caldaia a condensazione a gas naturale, una caldaia a cippato e una pompa di calore.

Infine, sono state valutate le performance energetiche ottenibili immaginando di riuscire a migliorare i rendimenti caratteristici di produzione termica ed elettrica del cogeneratore.

Il dettaglio delle attività sviluppate e dei risultati ottenuti è presentato nei capitoli seguenti.

1 Impianto Full Thermal

Lo scopo della presente relazione è quello di discutere il funzionamento e le simulazioni ottenute da un modello Simulink su un impianto che integra un micro-cogeneratore con una pompa di calore: ciascuno di questi due componenti dovrà provvedere al riscaldamento di due accumuli di calore con stessa volumetria i quali verranno poi a loro volta collegati a degli scambiatori di calore ove si cederà potenza termica ad una portata collegata ad un'utenza a valle dell'impianto. Si può riportare di seguito uno schema impiantistico:

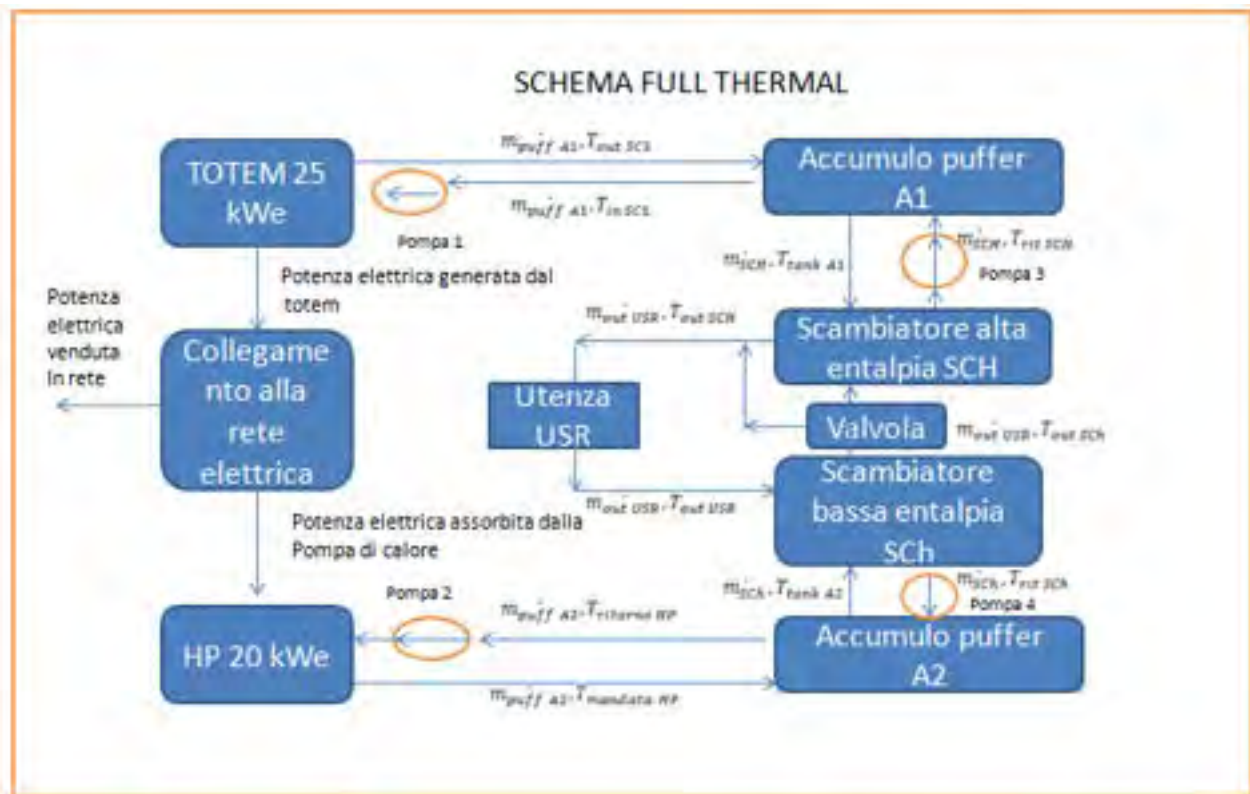


Figura 1: Schema dell'impianto

L'impianto è composto da:

- Micro-cogeneratore Totem 25 con potenza elettrica nominale di 25 kWe;
- Pompa di calore NRK 0300 con potenza elettrica nominale assorbita al compressore pari a 20 kWe e termica di 69.6 kWt;
- Accumulo puffer A1 collegato al micro-cogeneratore nel quale viene assorbita la potenza termica recuperata nel Totem 25;
- Accumulo puffer A2 collegato alla pompa di calore HP nel quale viene assorbita la potenza termica generata dal condensatore della pompa di calore stessa;
- Scambiatore di bassa entalpia SCH nel quale una portata da specificare \dot{m}_{USR} acquista calore a spese dell'accumulo puffer A2 subendo un primo innalzamento di temperatura;
- Valvola di bypass posta all'ingresso di uno scambiatore che lavora in modo da mantenere costante la temperatura della portata \dot{m}_{USR} all'ingresso dell'utenza termica USR;
- Scambiatore di calore di alta entalpia SCH nel quale una frazione della portata di utenza \dot{m}_{USR} subisce un secondo innalzamento di temperatura;
- Utente termica USR collegata all'impianto che richiede un determinato carico termico;
- Pompe di circolazione poste nei vari circuiti dell'impianto allo scopo di garantire tutte le portate di acqua.

Il sistema è regolato controllando la temperatura degli accumuli, i quali, poiché collegati uno al micro-cogeneratore ed uno alla pompa di calore, vedono innalzare la propria temperatura da quella iniziale ad una soglia massima di accettabilità: in particolare, l'accumulo puffer A1 è dotato di un sistema di controllo che invia un segnale al Totem 25 il quale ne ordina lo spegnimento quando la temperatura nell'accumulo inizia a superare una temperatura limite; il Totem 25 può lavorare al 100% o al 50% della sua potenza nominale, senza modulazioni di carico.

La pompa di calore è azionata unicamente quando il micro-cogeneratore sta producendo potenza elettrica: si viene in tal modo ad avere un autoconsumo della potenza elettrica generata all'interno dell'impianto stesso evitando così l'acquisto di potenza elettrica dalla rete portando così a notevoli risparmi sui costi dell'energia elettrica sostenuti; l'eventuale potenza elettrica in esubero viene immessa nella rete elettrica.

Tabella 1: dati di progetto micro-cogeneratore

Componente	Potenza elettrica nominale	Potenza termica nominale
Micro-cogeneratore	25 kWe	52 kWt

Tabella 2: dati di progetto pompa di calore

Componente	Potenza elettrica nominale assorbita	Potenza termica nominale prodotta	COP di progetto
Pompa di calore NRK 0300 Aermec	20 kWe	70 kWt	3.5

Tabella 3: dati di progetto accumuli termici

Accumulo Termico	Volume	Tempo di carica
Accumulo A1	800 l	40 min
Accumulo A2	800 l	40 min

Il modello Simulink sviluppato è riportato di seguito:

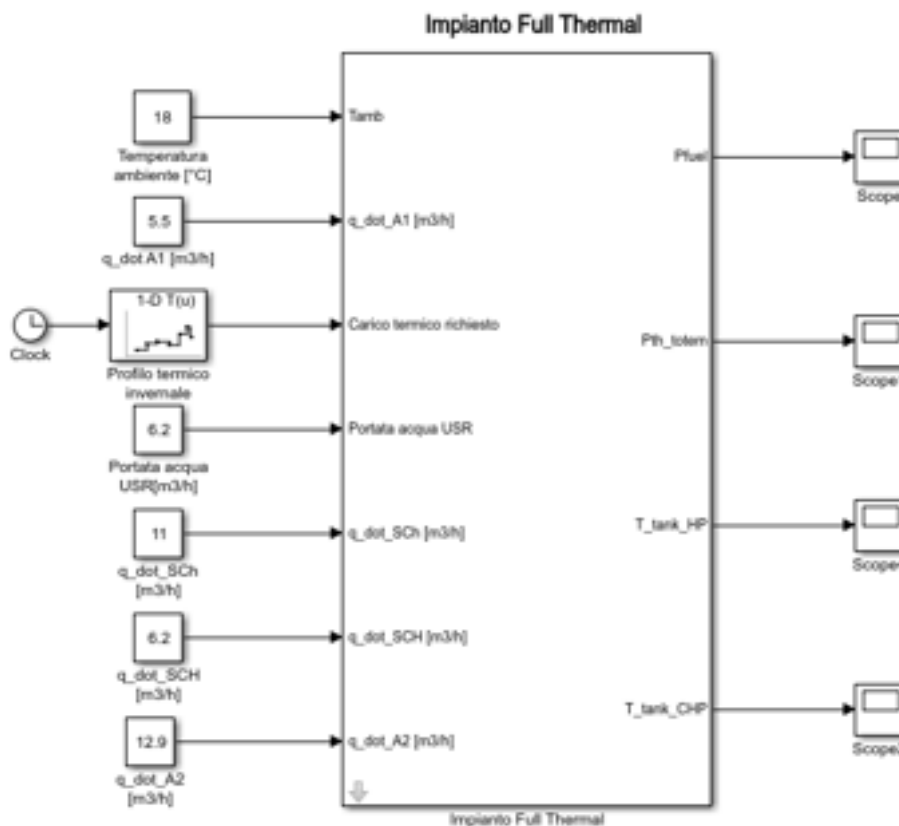


Figura 2: Interfaccia modello Full Thermal

Per il funzionamento del modello, devono essere impostati dall'utente 7 parametri di input:

- Temperatura ambiente, in °C;
- Andamento temporale delle seguenti portate d'acqua che scorrono all'interno dei circuiti idraulici dell'impianto, in m³/h:
 - $\dot{q}_{puff\ A1}$, portata di scambio termico tra il micro-generatore e l'accumulo di calore A1
 - $\dot{q}_{puff\ A2}$, portata di scambio termico tra la pompa di calore e l'accumulo di calore A2
 - \dot{q}_{SCH} , portata di scambio termico tra l'accumulo A1 e lo scambiatore di alta entalpia SCH
 - \dot{q}_{SCh} , portata di scambio termico tra l'accumulo A2 e lo scambiatore di bassa entalpia SCh
 - \dot{q}_{USR} , portata di scambio termico tra gli scambiatori di alta e bassa entalpia e l'utenza USR
- Carico termico richiesto dall'utenza termica USR posta a valle, in kW.

2 Micro-generatore Totem 25

È stato modellato il funzionamento di un micro-generatore reale in grado di produrre una potenza elettrica nominale pari a 25 kW_e e termica pari a circa 52 kW_t [1], partendo da un modello sviluppato in una precedente annualità di sistema¹:

¹ Micro-cogenerazione: scenari di sviluppo alla luce delle attuali normative e sviluppo di un modello di simulazione Prof. Marco Badami, Ing. Armando Portoraro Ph.D. Report RdS/PAR2015/054.



Figura 3: Totem 25



Figura 4: Totem 25, vista interna

Questo modello è inoltre in grado di recuperare potenza termica mediante uno scambiatore di calore all'interno del quale fluisce una portata d'acqua di raffreddamento del generatore del motore la quale, scaldandosi, può cedere potenza termica ad una portata d'acqua esterna collegata all'accumulo A1. Il modello Simulink del micro-cogeneratore presenta il seguente schema di funzionamento [2]:

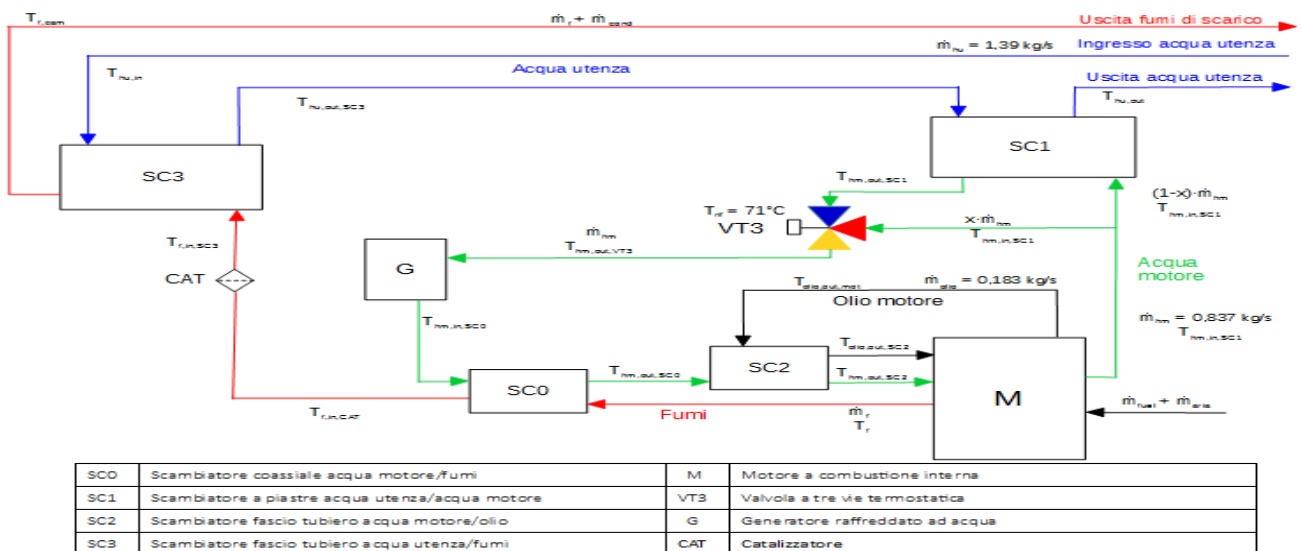


Figura 5: Schema circuitale Totem 25

In particolare si ha:

- Con SC3 uno scambiatore deputato alla cessione di calore da parte dei fumi di combustione ad una portata d'acqua collegata ad un accumulo ed indicata come acqua utenza;
- Con SC1 uno scambiatore in cui una portata d'acqua di raffreddamento del motore cede calore alla medesima acqua di utenza;
- Con M il motore a combustione interna nel quale avviene la combustione responsabile della produzione di potenza elettrica e termica;

- Con G il generatore di potenza elettrica collegato al motore;
- Con VT3 una valvola termostatica che mantiene la temperatura dell’acqua di raffreddamento del motore in ingresso al generatore al valore costante di 71 °C;
- Con SC0 e SC2 due scambiatori di calore interni in cui l’acqua motore raffredda i fumi e ed una portata d’olio per la lubrificazione, rispettivamente.

Si riportano nei grafici seguenti le potenze elettriche e termiche del Totem ottenute dalla simulazione del solo modello del micro-cogeneratore; avendo inserito in input i parametri indicati in Tabella 4:

Tabella 4: Valori di simulazione di prova imposti nel modello

Parametro	Valore	Unità di misura
Temperatura ambiente	10	[°C]
Carico elettrico Totem	25	[kWe]
Temperatura iniziale di uscita utenza USR	45	[°C]
Portata utenza USR	6.2	[M ³ /h]
Carico termico USR	100	[kWt]

Si ottiene un andamento della potenza elettrica generata dal Totem 25 in kWe al variare del tempo di simulazione in secondi:

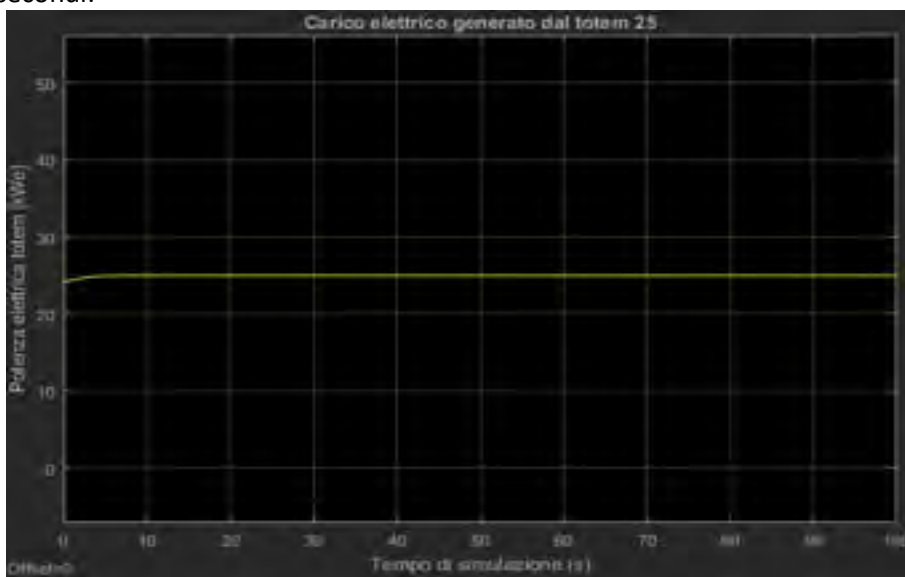


Figura 6: Andamento di prova P_{el} Totem

La regolazione della potenza elettrica del Totem avviene con un blocco regolatore PID ad inseguimento di carico: imponendo un valore di riferimento per il carico elettrico, il Totem ha una propria regolazione di carico interno che lo porta ad adeguarsi alla richiesta dell’utente.

L’andamento della potenza termica generata dal Totem 25, in kWt, al variare del tempo di simulazione in s, è invece:

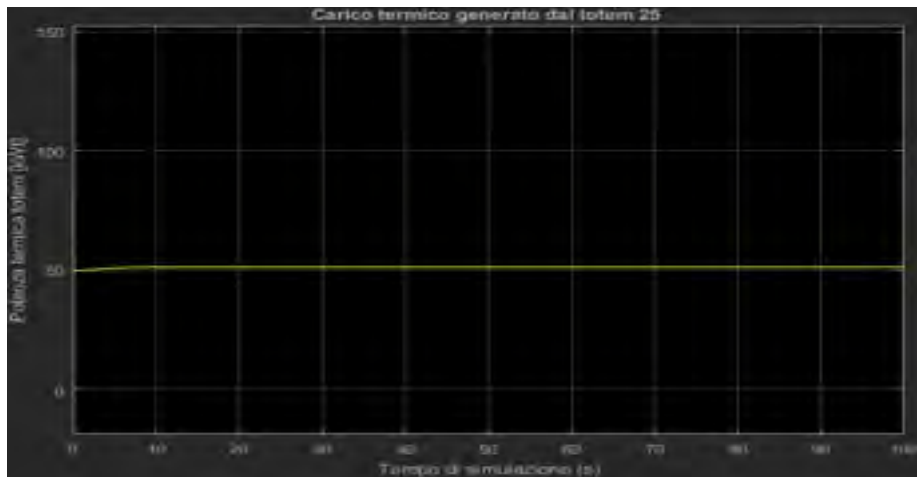


Figura 7: Andamento di prova Pth Totem

La regolazione di feedback tramite regolatore PID per la potenza elettrica influenza anche quella termica, che dopo un breve transitorio di avviamento si manterrà ad un carico costante come nel caso elettrico.

3 Pompa di calore HP

La pompa di calore qui considerata è una NRK 0300 che utilizza R410a come refrigerante la cui scheda tecnica è di seguito riportata come da catalogo [3]:

dati tecnici

Mod. NRK Pompe di calore			0200	0280	0300
Potenza frigorifera	HA	kW	-	-	-
	HE	kW	15,5	50,3	59,1
Potenza assorbita	HA	kW	-	-	-
	HE	kW	11,7	17,5	19,6
EER	HA	WW	-	-	-
	HE	WW	1,01	2,88	3,01
ESER	HA	WW	-	-	-
	HE	WW	1,61	3,52	3,62
Portata d'acqua	HA	l/h	-	-	-
	HE	l/h	6130	8068	10214
Perdite di carico totali	HA	kPa	-	-	-
	HE	kPa	18	17	23
Potenza termica	HA/HE	kW	42,3	59,8	69,6
Potenza assorbita	HA/HE	kW	12,1	17,1	20,0
COP	HA/HE	WW	3,49	3,49	3,48
Portata d'acqua	HA/HE	l/h	7173	10056	11738
Perdite di carico totali	HA/HE	kPa	24	22	30

Figura 8: Scheda tecnica pompa di calore NRK Aermec

Nel blocco indicato come HP viene modellato il funzionamento della pompa di calore che ha come input la potenza elettrica fornita dal micro-cogeneratore. L'interno del blocco HP viene modellato come [4]:

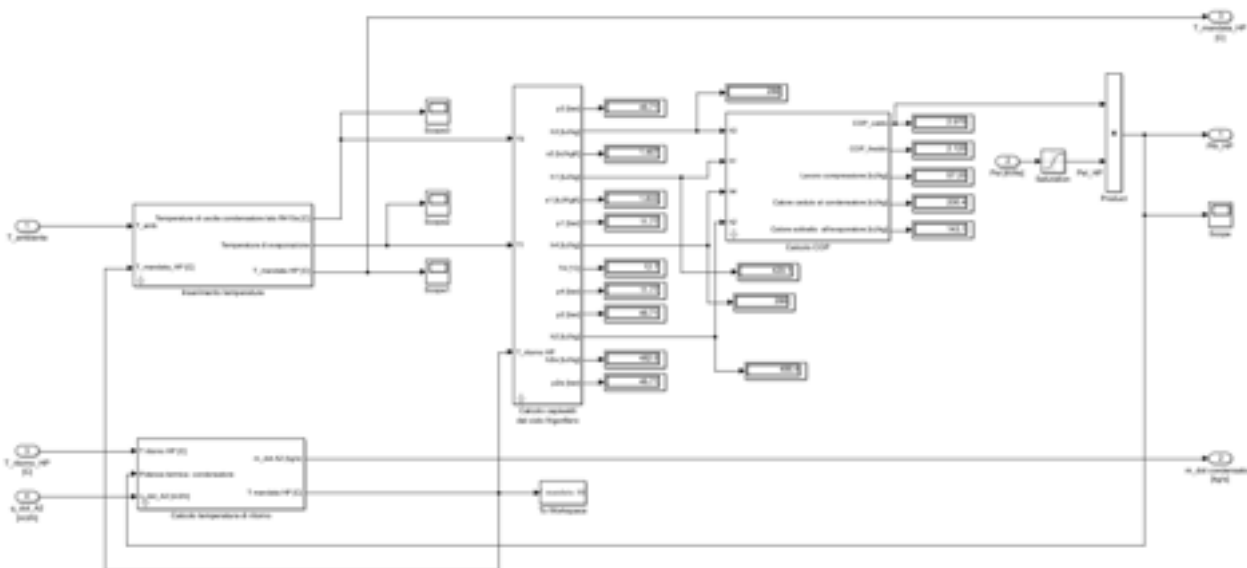


Figura 9: Diagramma a blocchi pompa di calore NRK 0300

Il modello della pompa di calore presenta le seguenti ipotesi semplificative:

- Cadute di pressione trascurabili lungo i vari componenti dell’impianto;
- Grado di surriscaldamento nullo all’uscita dell’evaporatore.

3.1 Blocco inserimento temperature

Nel blocco inserimento temperature vengono imposti i seguenti parametri:

1. Un salto termico di pinch-point all’uscita del condensatore per ricavare la temperatura di condensazione, somma della temperatura di uscita dell’acqua al puffer A2 e di tale salto termico, ipotizzato pari a 5 °C;
2. Un valore di temperatura del pozzo freddo da cui il refrigerante acquista calore all’evaporatore, ipotizzato pari alla temperatura ambiente;
3. Un salto di termico tra pozzo freddo e temperatura dell’evaporatore per ricavare quest’ultima dalla somma del salto termico in questione e della temperatura del pozzo freddo di cui al punto 3, ipotizzato pari a 5 °C.

Tabella 5: Valori imposti per il calcolo delle temperature nella pompa di calore

Grandezza fisica	Valore	Unità di misura
$\Delta T_{\text{pinchpoint condensatore}}$	5	[°C]
$T_{\text{pozzo freddo}}$	20	[°C]
$\Delta T_{\text{pinchpoint evaporatore}}$	5	[°C]

L’interno del blocco inserimento temperature è di seguito riportato:

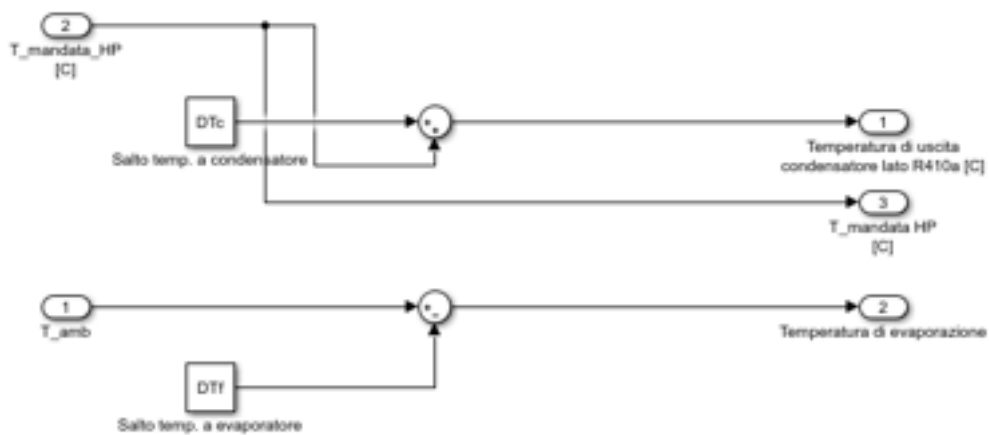


Figura 10: Diagramma a blocchi inserimento temperature della pompa di calore

Per l'evaporatore, si impone un valore di temperatura del pozzo freddo da cui estrarre calore, ipotizzato come un termostato la cui temperatura, quindi, rimane costante nel tempo, e di salto termico all'evaporatore la cui differenza fornisce il valore di temperatura di uscita dall'evaporatore, denominata come T_1 :

$$T_1 = T_{\text{ambiente}} - \Delta T_{\text{pinch point evaporatore}} \quad (1)$$

La temperatura del refrigerante all'uscita del condensatore, denominata come T_3 , viene calcolata in maniera analoga avendo definito un pinch point di uscita dal condensatore:

$$T_3 = T_{\text{mandata HP}} + \Delta T_{\text{pinch point condensatore}} \quad (2)$$

3.2 Calcolo capisaldi del ciclo

Dal calcolo delle temperature di evaporazione e condensazione segue il calcolo dei capisaldi del ciclo tramite delle look-up tables che interpolano le curve limiti inferiore e superiore del refrigerante adottato, in questo caso R410A, per calcolare i valori di pressioni, entalpie ed entropie dei vari capisaldi [5]:

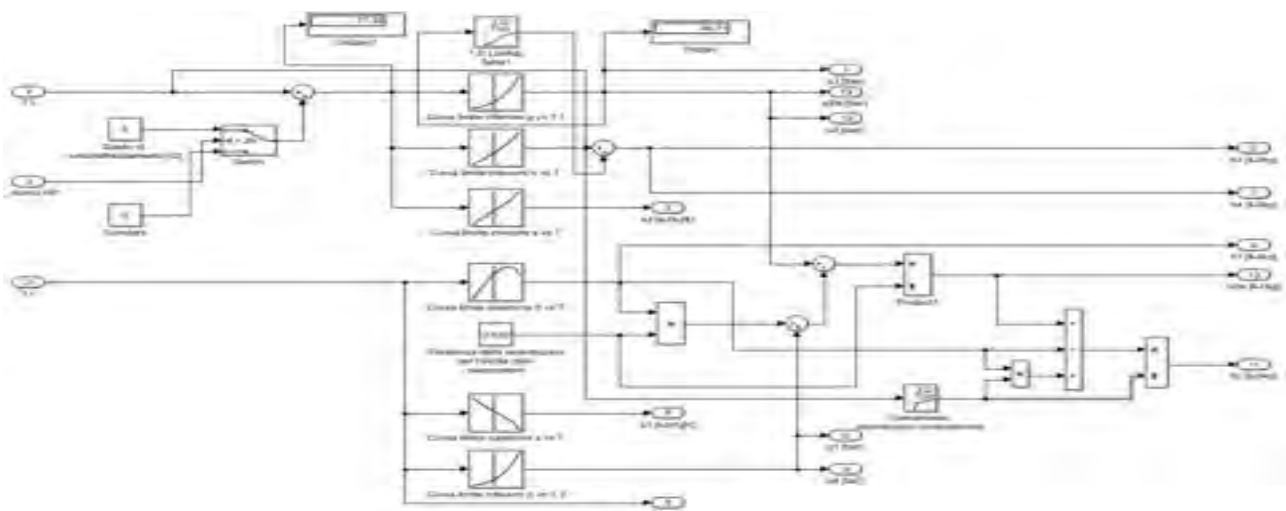


Figura 11: Diagramma a blocchi calcolo capisaldi pompa di calore

3.2.1 Grado di sottoraffreddamento

Nel modello viene considerato un grado di raffreddamento pari a 5°C quando la temperatura di ritorno alla pompa di calore supera il valore di 25 °C; altrimenti si considera nullo il grado di sottoraffreddamento.

Conoscendo il grado di sottoraffreddamento e la temperatura di uscita dal condensatore del refrigerante, si può associare il salto entalpico dovuto al sottoraffreddamento conoscendo la pressione del punto di uscita dal condensatore, P_3 : questa viene determinata dalle look-up tables della curva limite inferiore che mostra la pressione di saturazione P_3 al variare della temperatura di saturazione, $T_{\text{saturazione}}$.

La $T_{\text{saturazione}}$ è determinata come:

$$T_{\text{saturazione}} = T_3 + \text{Grado}_{\text{sottoraffreddamento}} \tag{3}$$

Conoscendo P_3 si conosce anche P_2 poiché, trascurando le cadute di pressione, la trasformazione al condensatore 2-3 è isobara.

Si è quindi impostata dal diagramma di stato dell'R410a una mappa che mostra il salto entalpico, $\Delta h_{\text{sottoraffreddamento}}$, associato ad un grado di sotto-raffreddamento costante di 5°C al variare della pressione P_3 :

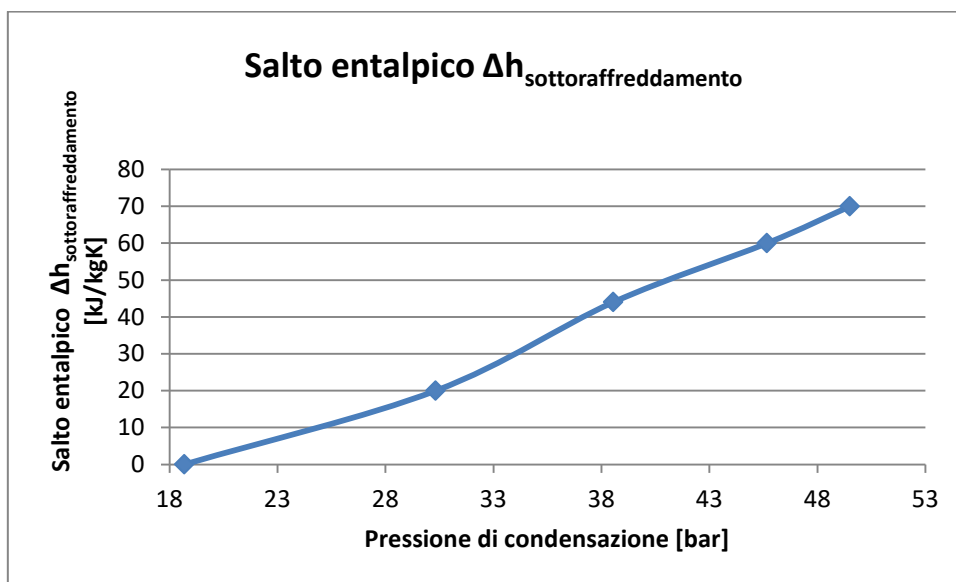


Figura 12: Andamento del salto entalpico al variare della pressione P_3

Si può quindi determinare il valore dell'entalpia all'uscita dal condensatore, h_3 , conoscendo il valore di entalpia di saturazione, $h_{\text{saturazione}}$, sulla curva limite inferiore in funzione della $T_{\text{saturazione}}$ e sottraendovi il valore di salto entalpico associato al sottoraffreddamento precedentemente ricavato:

$$h_3 = h_{\text{saturazione}} - \Delta h_{\text{sottoraffreddamento}} \tag{4}$$

Una volta conosciuto h_3 sarà possibile anche conoscere il valore di entalpia all'ingresso dell'evaporatore, h_4 , considerando isoentalpica la laminazione posta tra condensatore ed evaporatore:

$$h_4 = h_3 \tag{5}$$

3.2.2 Determinazione dello stato termodinamico all'uscita dell'evaporatore

Si potrà determinare completamente lo stato all'uscita dell'evaporatore, denominato come stato 1, conoscendo il valore della temperatura in tale stato precedentemente ricavata, T_1 , ed imponendo un valore nullo per il grado di surriscaldamento e cioè imponendo che lo stato 1 stia proprio sulla curva limite superiore alla pressione di evaporazione P_1 , ricavata quindi dalla look-up table che mostra P_1 al variare di T_1 ; si può quindi ricavare in maniera analoga h_1 con una look-up table che mostra la variazione dell'entalpia h_1 al variare di T_1 .

3.2.3 Rendimento isoentropico di compressione

Per la determinazione completa di tutti gli stati termodinamici occorre conoscere anche il valore di entalpia all'uscita del compressore, h_2 , e per farlo si sono imposti dei valori di rendimento isoentropico di compressione al variare delle condizioni di esercizio, secondo la seguente mappa di interpolazione, che fornisce il rendimento al variare del rapporto di compressione β tra pressione di condensazione P_3 e di evaporazione P_1 :

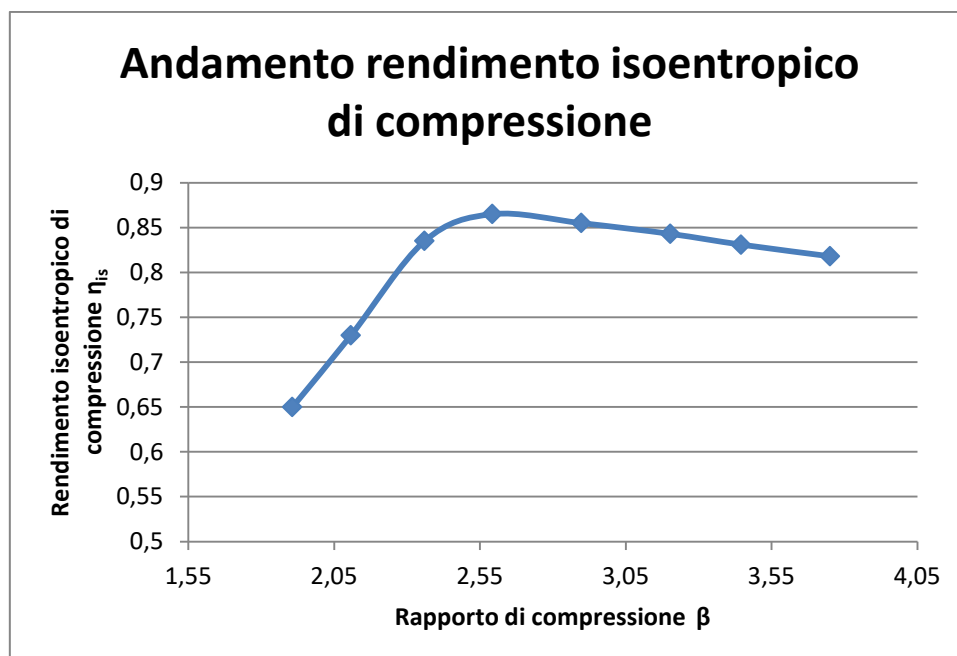


Figura 13: Andamento del rendimento isoentropico di compressione η_{is} al variare del rapporto di compressione β

Il rendimento isoentropico di compressione è, per definizione:

$$\eta = \frac{h_{2is} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (6)$$

Ricavato h_1 , si può determinare il valore di entalpia isoentropica, h_{2is} , a partire dall'equazione (6):

$$h_{2is} = \frac{p_2 - p_4}{\alpha} + h_1 \quad (7)$$

α è il coefficiente angolare dell'isoentropica passante per il punto 1 il cui valore è, in generale, funzione delle condizioni di esercizio ma per i casi considerati se ne assunto un valore circa costante, ricavato dal diagramma di stato del refrigerante R410a, par a 0.655; si può così ricavare h_2 come:

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{2is} - h_1}{\eta} \quad (8)$$

3.3 Calcolo COP della pompa di calore

Con i valori di entalpia h_1, h_2, h_3 e h_4 così ricavati è possibile procedere al calcolo del COP_{caldo} , del COP_{freddo} , del lavoro di compressione e dei calori ceduto al condensatore ed acquistato all'evaporatore nel blocco "calcolo COP" di seguito riportato [6]:

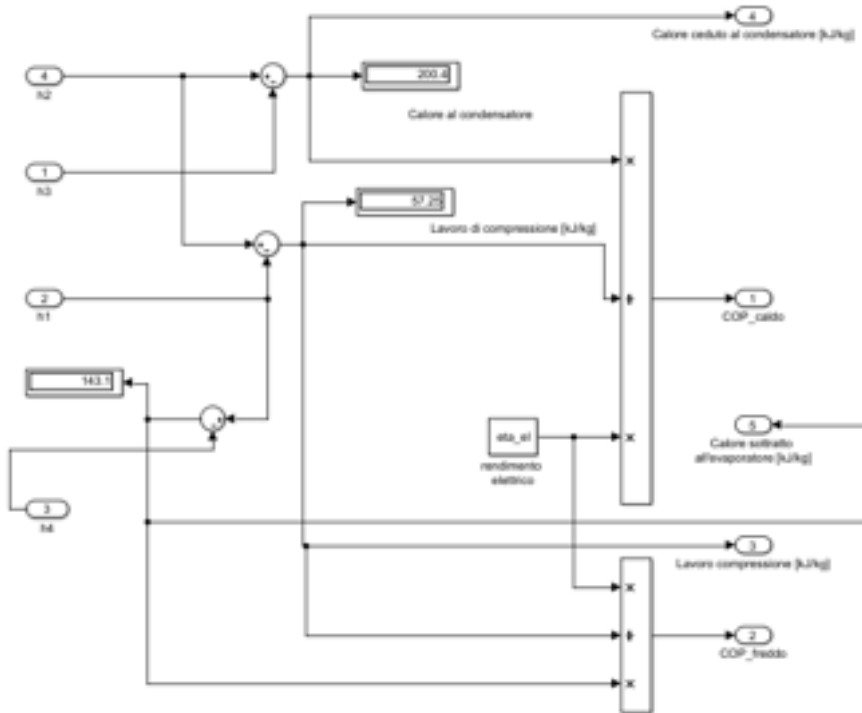


Figura 14: Diagramma a blocchi calcolo COP pompa di calore

Si determina il lavoro di compressione come:

$$l_c = h_2 - h_1 \quad (9)$$

Il calore ceduto al condensatore:

$$q_{condensatore} = h_3 - h_1 \quad (10)$$

Il calore acquistato all'evaporatore:

$$q_{evaporatore} = h_1 - h_4 \quad (11)$$

Il COP_{caldo} :

$$COP_{caldo} = \frac{q_{condensatore}}{l_c} \quad (12)$$

Il COP_{freddo} :

$$\text{COP}_{\text{freddo}} = \frac{q_{\text{evaporatore}}}{I_c} \quad (13)$$

Dal $\text{COP}_{\text{caldo}}$ si può passare alla determinazione della potenza termica complessivamente generata dalla pompa, $P_{\text{th HP}}$ moltiplicando il $\text{COP}_{\text{caldo}}$ per la potenza elettrica, P_{el} :

$$P_{\text{th HP}} = P_{\text{el}} \cdot \text{COP}_{\text{caldo}} \quad (14)$$

3.4 Confronto grafico degli andamenti reali dei COP con quelli simulati

Gli andamenti reali del COP al variare della temperatura ambiente, che funge da pozzo freddo, e della temperatura di ritorno della portata $\dot{m}_{\text{puff,A2}}$, $T_{\text{rit,HP}}$ sono di seguito riportati:

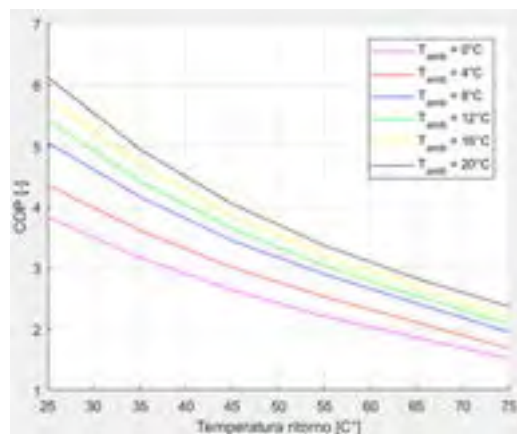


Figura 15: Curve caratteristiche COP pompa di calore Aermec

Dal confronto degli andamenti reali con quelli simulati e corretti con tale coefficiente si è ottenuto, per una temperatura del pozzo freddo pari a 20 °C

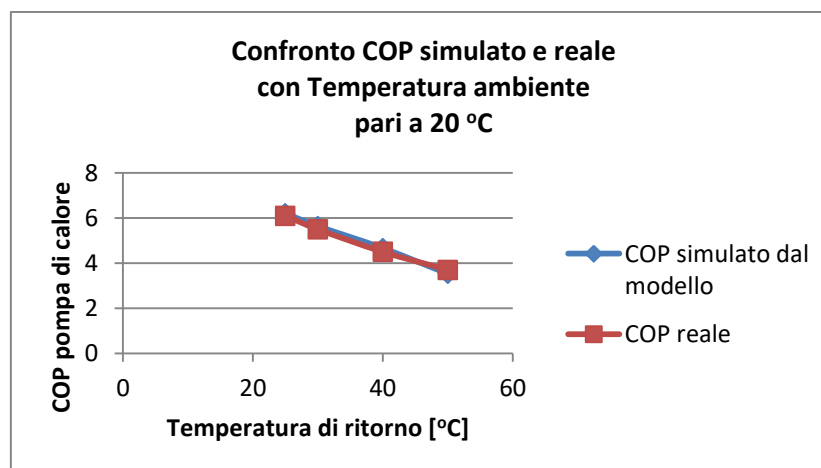


Figura 16: Confronto Andamento COP simulato e reale alla temperatura di evaporazione di 20 gradi centigradi

Si nota quindi come l'andamento simulato sia ben allineato al profilo del COP reale.

3.5 Calcolo temperatura di ritorno alla pompa di calore

Conoscendo la potenza termica generata dalla pompa di calore ed imponendo un valore iniziale della temperatura di mandata della pompa di calore stessa ed un valore di portata d’acqua che assorbe calore dal condensatore, si può applicare un bilancio di primo principio per ricalcolare re-iterativamente la temperatura di mandata della pompa di calore al puffer A2 tramite la temperatura di ritorno alla pompa proveniente dallo stesso puffer:

$$T_{\text{mandata HP}} = T_{\text{ritorno HP}} + \frac{P_{\text{th HP}}}{m_{\text{puff A2}} \cdot c_p} \tag{15}$$

Il bilancio rappresentato nell’equazione (15) viene svolto nel diagramma a blocchi “Calcolo temperatura di mandata”:

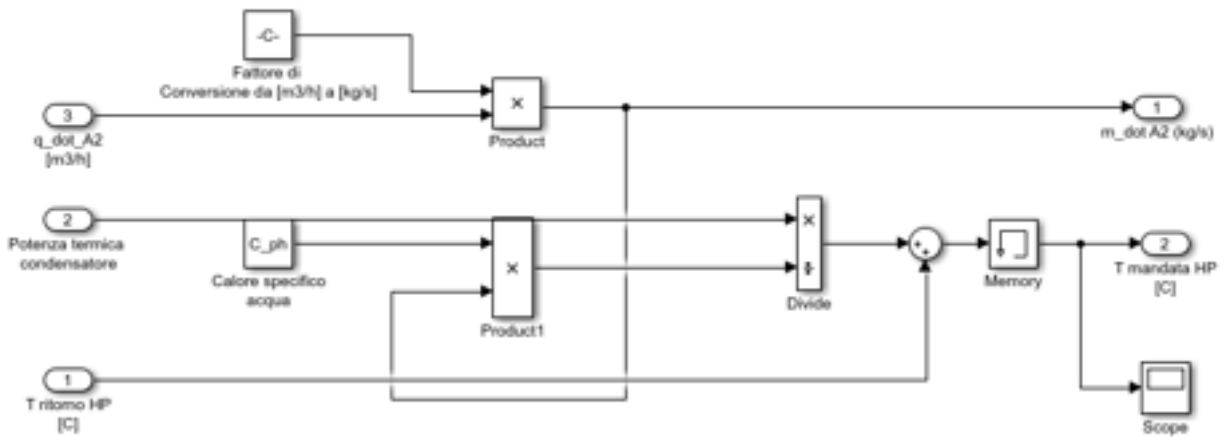


Figura 17: Diagramma a blocchi calcolo della temperatura di ritorno alla pompa di calore

In esso, tramite un blocco memory, si impone un valore iniziale della temperatura di mandata per svolgere il calcolo preliminare precedentemente descritto della potenza termica generata dalla pompa di calore.

3.6 Tracciamento dei capisaldi del ciclo termodinamico della pompa di calore

Si possono riportare i capisaldi del ciclo inverso della pompa di calore su di un diagramma p-h ricavato dal software CoolPack come di seguito riportato [7]:

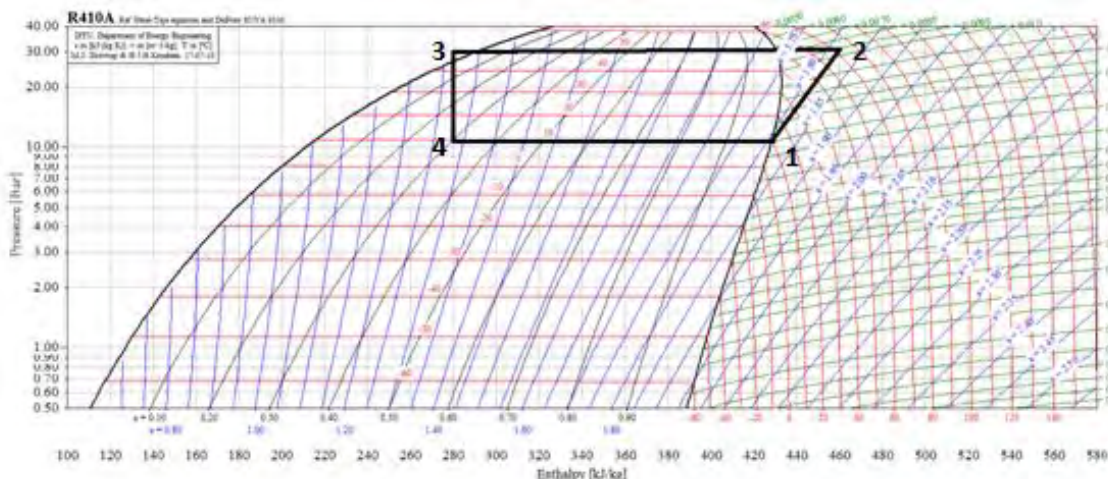


Figura 18: Rappresentazione ciclo termodinamico inverso

La potenza termica generata dalla pompa di calore seguirà i medesimi andamenti della potenza elettrica e verrà azionata unicamente quando il Totem è in funzione; l'eventuale potenza elettrica in esubero che non viene assorbita dalla pompa di calore viene immessa nella rete elettrica.

3.7 Simulazione di prova del modello della pompa di calore

Per testare il funzionamento del blocco relativo alla pompa di calore, è stato fornito in input alla stessa un andamento di potenza elettrica sinusoidale, come rappresentato in Figura 19. Inoltre, sono stati inseriti i parametri di cui in Tabella 6.

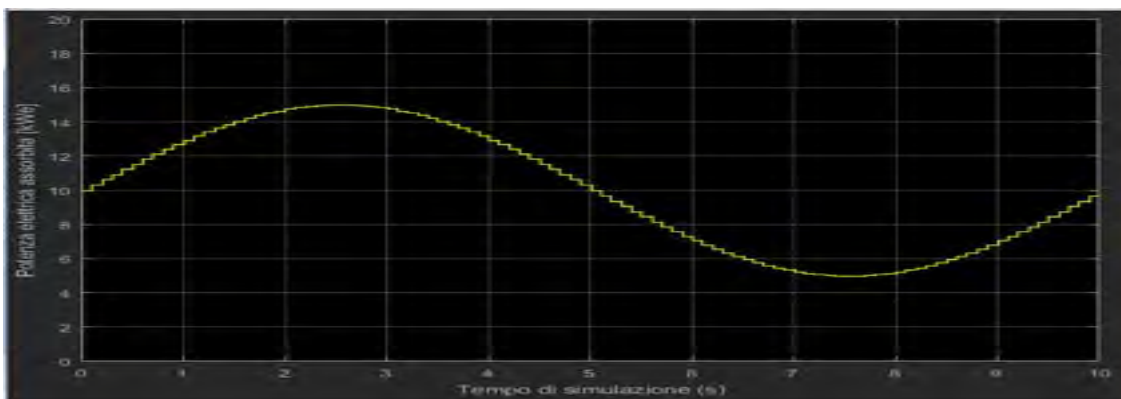


Figura 19: Andamento di prova Pel assorbita dalla pompa di calore

Tabella 6: Valori di simulazione di prova imposti nel modello

Parametro	Valore	Unità di misura
Temperatura ambiente	20	[°C]
Carico elettrico costante	15	[kWe]
Temperatura di mandata pompa di calore	45	[°C]

La potenza termica generata dalla pompa di calore segue il medesimo andamento imposto alla potenza elettrica, come riportato in Figura 20, al variare del tempo di simulazione in secondi:

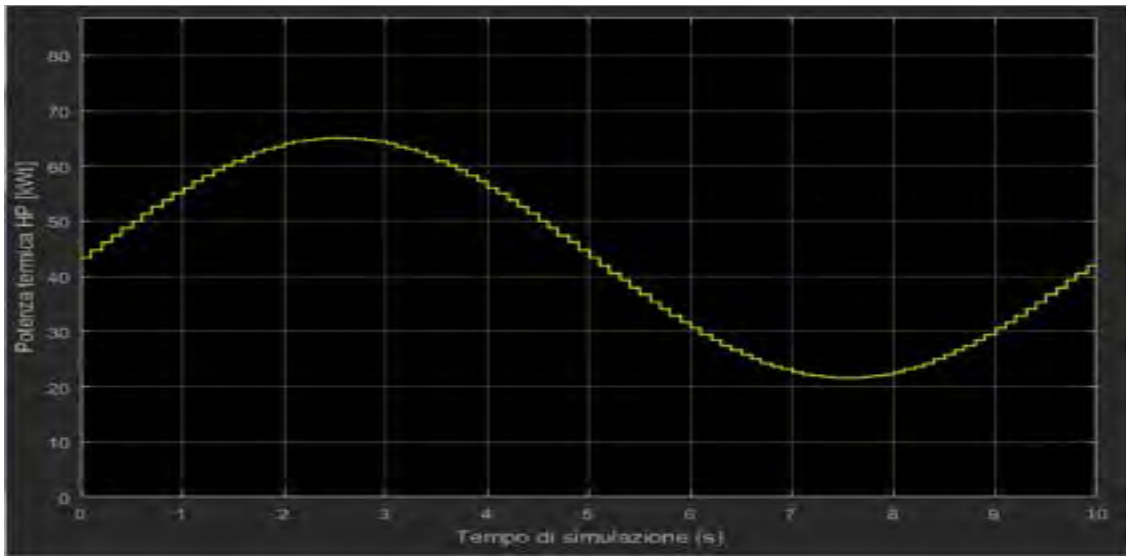


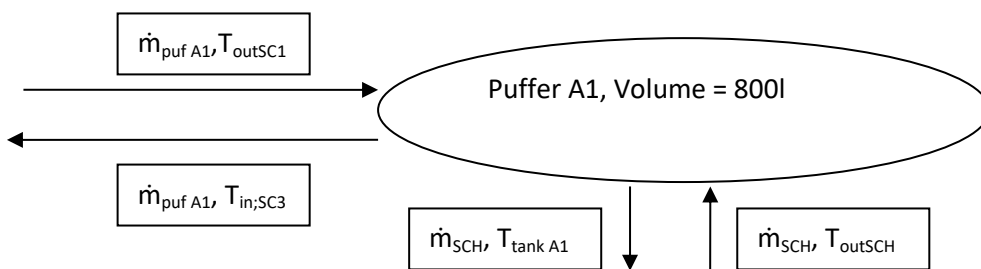
Figura 20: Andamento di prova P_{th} generata dalla pompa di calore

4 Accumuli termici

All'interno dell'impianto sono presenti 2 accumuli termici: quello a temperatura più calda assorbe potenza termica dal Totem 25; il secondo viene alimentato dalla pompa di calore. Ciascun accumulo termico sarà poi asservito all'alimentazione di un proprio scambiatore di calore nel quale si cede una data potenza termica ad una portata collegata ad un'utenza termicaUSR.

4.1 Accumulo termico A1

Lo schema dell'accumulo collegato al micro-cogeneratore è di seguito rappresentato:



Il diagramma a blocchi conseguente è:

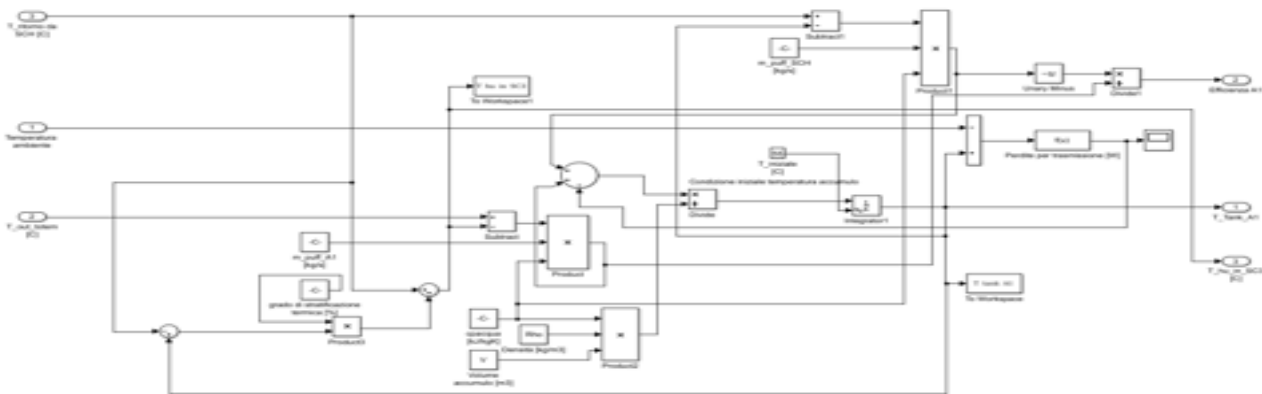


Figura 21: Diagramma a blocchi accumulo termico A1

Si suppone che all'interno dell'accumulo sia presente una stratificazione: si impone infatti che la temperatura della portata in uscita $\dot{m}_{puf A1}$ verso il Totem 25, $T_{huin SC3}$, sulla base dei dati di misura dell'impianti forniti dal costruttore, evolva in funzione della temperatura media dell'accumulo stesso, $T_{tank A1}$, e della temperatura di uscita dallo scambiatore di alta entalpia SCH, $T_{rit SCH}$, collegato al medesimo accumulo come:

$$T_{huin SC3} = T_{rit SCH} + p_1 \cdot (T_{tank A1} - T_{rit SCH}) \quad (16)$$

Il parametro p_1 indica il grado di stratificazione termica di A1 per il quale, facendo riferimento ai dati di misura forniti, è stato assunto un valore costante pari a 24%.

L'equazione generale del modello dell'accumulo A1 è un bilancio di primo principio che considera tutti i flussi entalpici in ingresso ed in uscita dall'accumulo stesso, la variazione temporale di energia interna presente nell'accumulo e le perdite di calore verso l'esterno:

$$-Q_{perdite} = -\dot{m}_{puf A1} \cdot c_p \cdot T_{out SC1} + \dot{m}_{puf A1} \cdot c_p \cdot T_{in SC3} + \dot{m}_{SCH} \cdot c_p \cdot T_{tank A1} - \dot{m}_{SCH} \cdot c_p \cdot T_{rit SCH} + \rho \cdot V \cdot c_p \cdot \frac{dT_{tank A1}}{dt} \quad (17)$$

Le grandezze impiegate all'interno dell'Eq.(17) sono riportate in Tabella 7:

Tabella 7: Input dell'equazione dell'accumulo

Input	Significato	Unità di misura
$\dot{m}_{puf A1}$	Portata di scambio con il Totem	[Kg/s]
\dot{m}_{SCH}	Portata di scambio con lo scambiatore di alta entalpia	[Kg/s]
$T_{out SC1}$	Temperatura di uscita dal Totem	[°C]
$T_{in SC3}$	Temperatura di ingresso al Totem	[°C]
$T_{tank A1}$	Temperatura dell'accumulo A1	[°C]

La determinazione di $Q_{perdite}$ avviene imponendo un valore di trasmittanza k e del fattore di forma dell'accumulo FF per considerare l'effettiva superficie di scambio termico dell'accumulo verso l'esterno:

$$Q_{perdite} = k \cdot V \cdot FF \cdot (T_{tank A1} - T_{ambiente}) \quad (18)$$

Dove i parametri impiegati sono riportati in Tabella 8:

Tabella 8: Parametri delle perdite dell'accumulo A1

Parametro	Significato	Unità di misura
K_1	Trasmittanza delle pareti dell'accumulo A1	$[W/m^2\text{°C}]$
FF_1	Fattore di forma dell'accumulo A1	-
c_p	Calore specifico acqua	$[kJ/kgK]$
ρ	Densità acqua	$[kg/m^3]$
V_1	Volume accumulo A1	$[m^3]$

Si può quindi ricavare l'andamento temporale della temperatura dell'accumulo T_{tankA1} riscrivendo l'equazione rispetto al termine $\frac{dT_{\text{tankA1}}}{dt}$:

$$\frac{dT_{\text{tankA1}}}{dt} = \frac{\dot{m}_{\text{pufA1}} \cdot c_p \cdot T_{\text{out SC1}} - \dot{m}_{\text{pufA1}} \cdot c_p \cdot T_{\text{in SC3}} + \dot{m}_{\text{A1,SCH}} \cdot c_p \cdot T_{\text{ritorno,SCH}} - \dot{m}_{\text{A1,SCH}} \cdot c_p \cdot T_{\text{tank A1}} - Q_{\text{perdite}}}{\rho \cdot V \cdot c_p} \quad (19)$$

Integrando nel tempo la derivata temporale della temperatura media dell'accumulo, $T_{\text{tank A1}}$, ed imponendo un valore di temperatura iniziale dell'accumulo stesso, $T_{\text{iniziale A1}}$, si ricava la temperatura media dell'accumulo A1. Dalla maschera del blocco Simulink dell'accumulo si possono imporre i seguenti parametri:

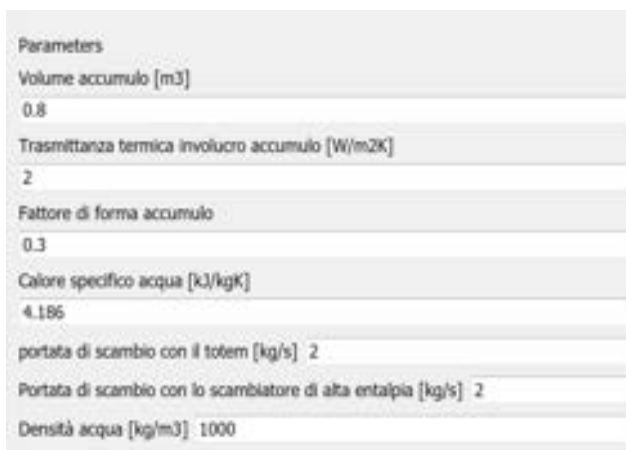


Figura 22: Maschera di inserimento parametri dell'accumulo termico A1

Inserendo i valori di temperatura di funzionamento dell'accumulo come da Tabella 9, si ottiene l'andamento della $T_{\text{tank A1}}$ in gradi centigradi al variare del tempo di simulazione in secondi (Figura 23):

Tabella 9: Parametri di prova imposti accumulo A1

Parametro	Valore	Unità di misura
Temperatura ambiente	20	$[^{\circ}\text{C}]$
$T_{\text{out SC1}}$	90	$[^{\circ}\text{C}]$
$T_{\text{rit SCH}}$	60	$[^{\circ}\text{C}]$
$T_{\text{iniziale A1}}$	55	$[^{\circ}\text{C}]$

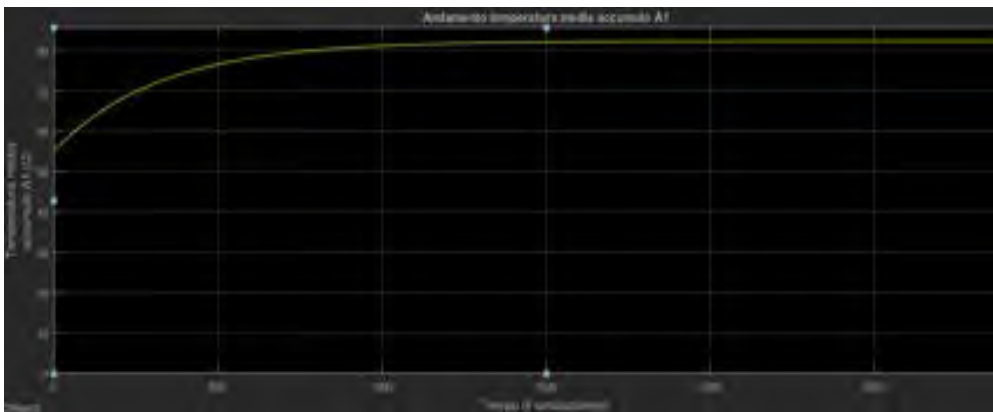


Figura 23: Andamento di prova $T_{\text{tank A1}}$

Imponendo in ingresso al modello valori di temperatura di alimentazione costanti, si può notare come dopo un tempo di messa a regime pari a circa 20 minuti l'accumulo di calore si porti ad un valore di temperatura costante.

Si può inoltre riportare l'andamento di un parametro di merito dell'accumulo, definito come rapporto tra l'energia termica uscente dall'accumulo rivolta verso lo scambiatore di alta entalpia e quella entrante di alimentazione durante un predefinito periodo di funzionamento T:

$$\epsilon_{\text{accumulo}} = \frac{\int_0^T \dot{m}_{\text{SCH}} \cdot c_p \cdot (T_{\text{tank A1}} - T_{\text{rit SCH}}) \cdot dt}{\int_0^T \dot{m}_{\text{puff A1}} \cdot c_p \cdot (T_{\text{out SC1}} - T_{\text{in SC3}}) \cdot dt} \quad (20)$$

Per tale parametro si ricava un andamento di simulazione:

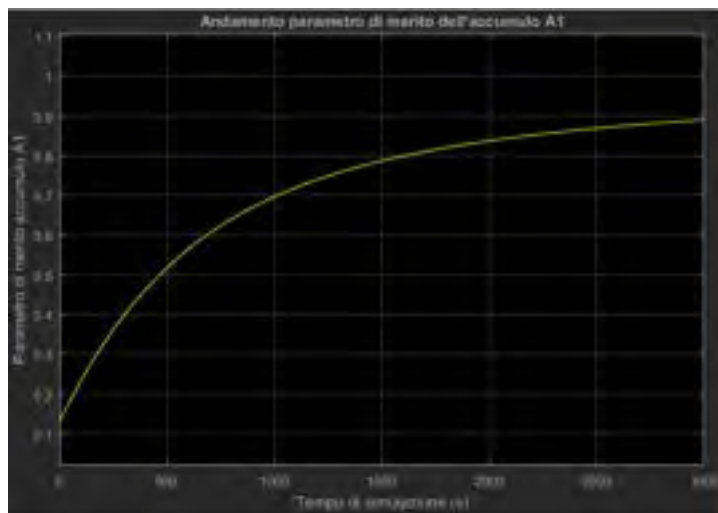
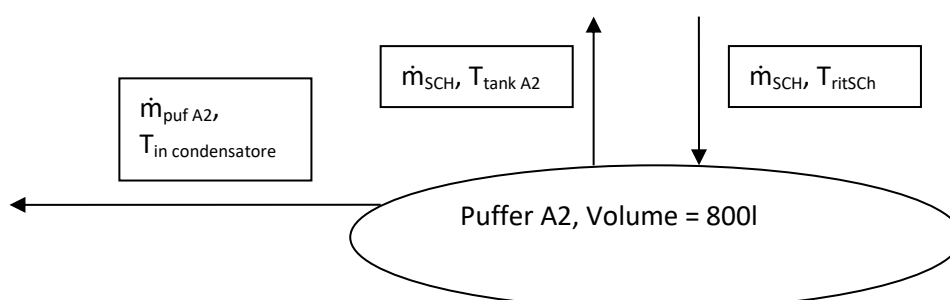
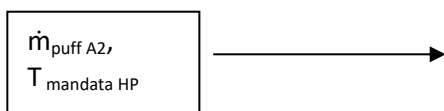


Figura 24: Andamento di prova parametro di merito dell'accumulo A1

Nelle condizioni di regime, tale valore si porta a circa 90%: esso infatti tiene conto delle perdite dell'accumulo rivolte verso l'ambiente esterno.

4.2 Accumulo termico A2





Il modello dell'accumulo A2 funziona in maniera simile all'accumulo A1: le equazioni che regolano l'accumulo sono analoghe alle (16), (17), (18), (19) e (20); anche l'accumulo A2 avrà un grado di stratificazione termica p_2 fissato al valore di 10% dal momento che, sulla base dei dati di misura, l'accumulo A2 presenta una minore stratificazione rispetto ad A1.

Si riportano nelle tabelle seguenti le grandezze interessate nelle equazioni dell'accumulo A2:

Tabella 10: Input dell'equazione dell'accumulo A2

Input	Significato	Unità di misura
$\dot{m}_{puf A2}$	Portata di scambio con la pompa di calore	[Kg/s]
\dot{m}_{Sch}	Portata di scambio con lo scambiatore di bassa entalpia	[Kg/s]
$T_{out condensatore}$	Temperatura di uscita dalla pompa di calore	[°C]
$T_{in condensatore}$	Temperatura di ingresso alla pompa di calore	[°C]
T_{tankA2}	Temperatura dell'accumulo A2	[°C]

Tabella 11: Parametri dell'equazione dell'accumulo A2

Parametro	Significato	Unità di misura
ρ	Densità dell'acqua	[kg/m ³]
V_2	Volume dell'accumulo A2	[m ³]
c_p	Calore specifico dell'acqua	[kJ/kgK]
P_2	Grado di stratificazione accumulo A2	-
K_2	Trasmittanza accumulo A2	[W/m ² K]
FF_2	Fattore di forma accumulo A2	-

Si rappresenta una simulazione di prova effettuata con i parametri:

Tabella 12: Parametri di prova imposti accumulo A2

Parametro	Valore	Unità di misura
Temperatura ambiente	20	[°C]
$T_{out condensatore}$	60	[°C]
$T_{rit Sch}$	40	[°C]
$T_{iniziale A2}$	45	[°C]

Si riporta quindi l'andamento della temperatura media dell'accumulo medio dell'accumulo A2:

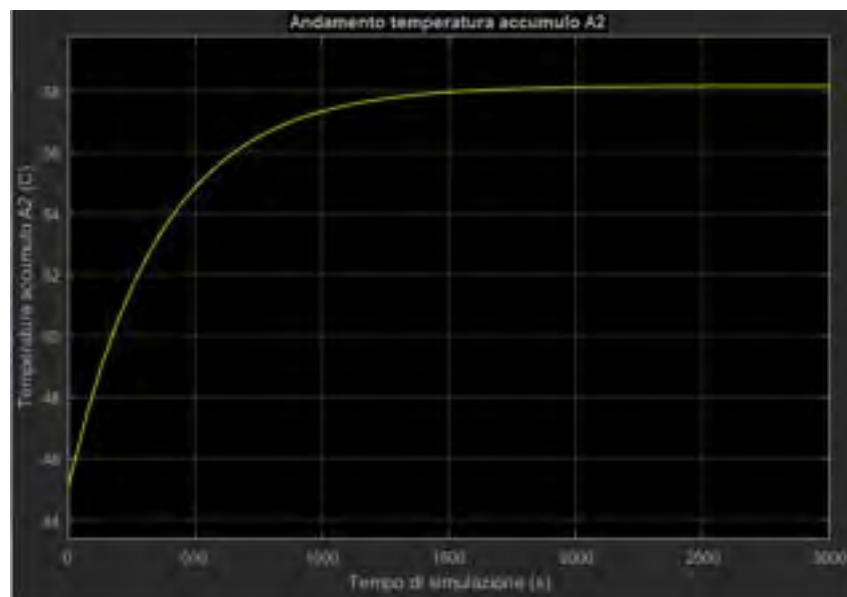


Figura 25: Andamento di prova $T_{\text{tank A2}}$

Il funzionamento dell'accumulo collegato alla pompa di calore è analogo a quello collegato al Totem: ad ingressi di temperatura costanti corrisponderà un andamento temporale della temperatura che si porterà ad un valore costante di regime dopo circa 20 minuti; inoltre, la temperatura di lavoro dell'accumulo A2 sarà minore di quella del primo accumulo poiché quest'ultimo è asservito all'alimentazione dello scambiatore SCH nel quale entra una portata di utenza termica m_{USRA} temperatura più grande rispetto a quella con cui entra nello scambiatore Sch collegato all'accumulo A2. Si riporta infine l'andamento del parametro di merito dell'accumulo A2:

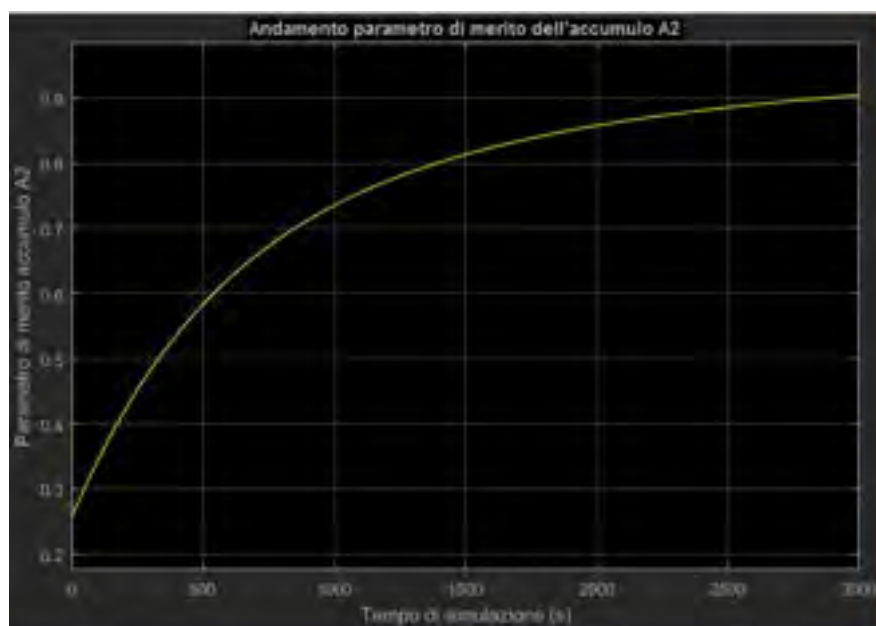


Figura 26: Andamento di prova efficienza dell'accumulo A2

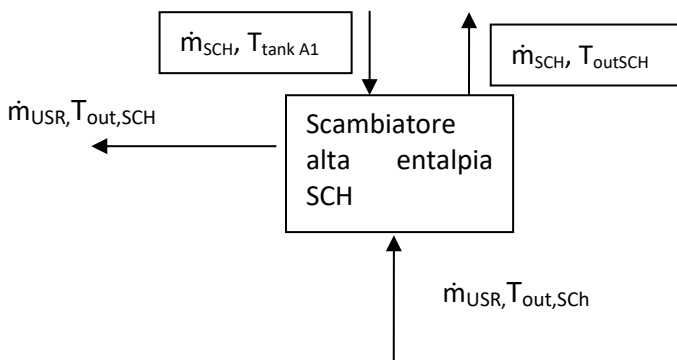
In questo caso, il parametro dell'accumulo A2 si porta ad un valore di regime pari a circa 90%, molto simile a quello sperimentato per il primo accumulo.

5 Scambiatori di calore

Gli accumuli di calore prima descritti sono asserviti all'alimentazione di una portata di utenza termica \dot{m}_{USR} per mezzo di due scambiatori: lo scambiatore di alta entalpia SCH, collegato all'accumulo A1, e lo scambiatore di bassa entalpia collegato all'accumulo A2.

5.1 Scambiatore di alta entalpia SCH

Lo scambiatore di alta entalpia è di seguito riportato:



Nello scambiatore di alta entalpia entrerà la portata \dot{m}_{USR} alla temperatura $T_{out,SCH}$ di uscita dallo scambiatore di bassa entalpia SCH e vi uscirà, acquistando potenza termica a spese dell'accumulo termico A1, portandosi alla temperatura $T_{out,SCH}$.

Il blocco "scambiatore alta entalpia", indicato anche come SCH, dovrà scambiare potenza termica tra una determinata portata d'acqua proveniente dal puffer A1 con la portata d'acqua richiesta dall'utenzaUSR.

L'interno del blocco SCH è di seguito riportato:

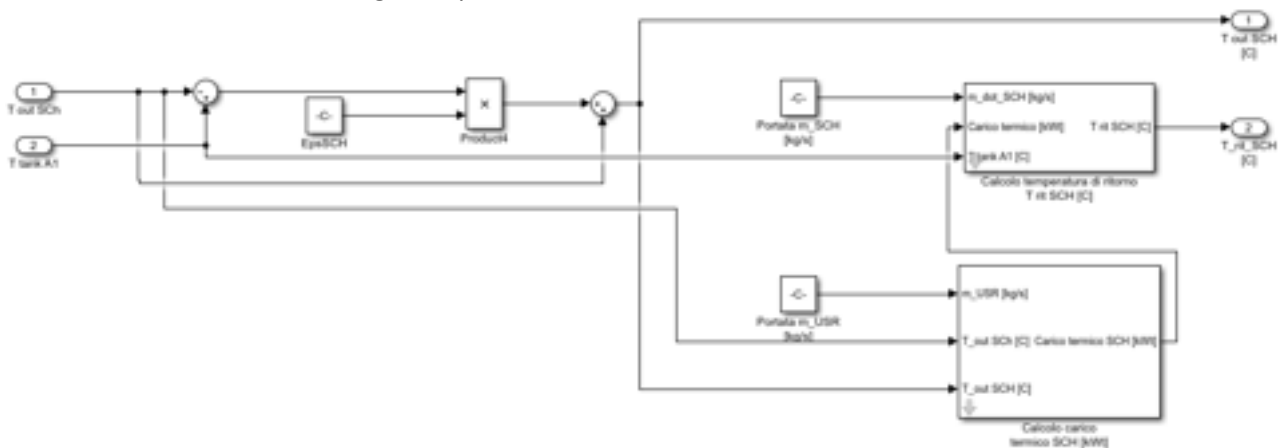


Figura 27: Diagramma a blocchi scambiatore SCH

I parametri impostati nella maschera del blocco sono riportati in Figura 28:

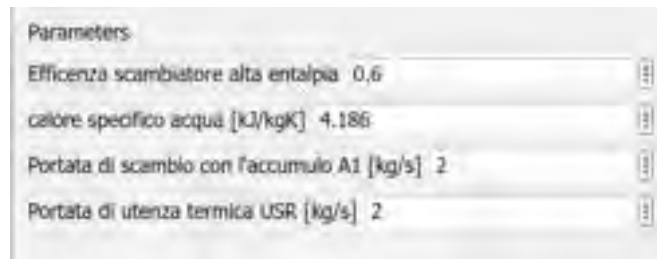


Figura 28: Parametri costanti imposti nel modello

Partendo dalla definizione di efficienza dello scambiatore alta entalpia ϵ_{SCH} :

$$\epsilon_{SCH} = \frac{(T_{out,SCH} - T_{out,SCh})}{(T_{tank,A1} - T_{out,SCh})} \quad (21)$$

Si può determinare la temperatura all'uscita dello scambiatore lato utenza termica $T_{out,SCH}$ come:

$$T_{out,SCH} = T_{out,SCh} + \epsilon_{SCH} \cdot (T_{tank,A1} - T_{out,SCh}) \quad (22)$$

5.1.1 Determinazione dell'efficienza di scambio termico ϵ_{SCH}

Per lo scambiatore di calore sono state imposte le seguenti curve caratteristiche delle efficienze di scambio termico dei due scambiatori al variare del termine dimensionato NTU [8]:

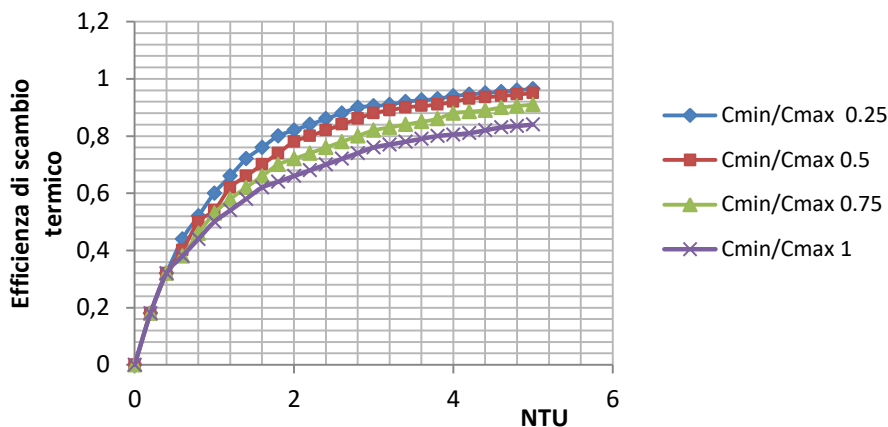


Figura 29: Mappa dell'efficienza degli scambiatori al variare di NTU

Mediante le curve caratteristiche dei due scambiatori di calore illustrate in Figura 29, imponendo, con un blocco memory, un valore iniziale di efficienza di scambio termico pari a 0.38, è possibile conoscere tutte le temperature in ingresso ed in uscita dai due scambiatori: sarà quindi possibile determinare la potenza termica scambiata e con questa, conoscendo le portate fornite in input al modello e quindi le rispettive capacità termiche, si può ricavare il termine $U \cdot A$ partendo dall'equazione:

$$Q_{scambiato} = U \cdot A \cdot \Delta T_{LM} \quad (23)$$

Si intende con $U \cdot A$ il prodotto della trasmittanza dello scambiatore e della sua area, e con ΔT_{LM} la differenza di temperatura logaritmica media; rapportando il termine $U \cdot A$ per la capacità termica minore

C_{min} delle portate che interagiscono all'interno dello scambiatore, è quindi possibile determinare il termine NTU e con ciò il valore dell'efficienza di scambio termico dalle curve in Figura 29, ϵ_{SCH} .

In una simulazione a carico variabile si è imposto un profilo di carico termico dell'utenza in un giorno invernale che esprime la percentuale di potenza richiesta rispetto al valore nominale, fissato pari a 120 kW, al variare dell'ora del giorno [9], come riportato in Figura 30:



Figura 30: Profilo di carico termico generico invernale

Sono state inoltre supposte le portate di cui in Tabella 13:

Tabella 13: Portate imposte nella simulazione di prova a carico variabile

Parametro	Valore	Unità di misura
Portata di scambio tra Totem e puffer A1, $\dot{m}_{puf A1}$	1.53	[Kg/s]
Portata di scambio tra puffer A1 e scambiatore SCH, \dot{m}_{SCH}	1.72	[Kg/s]
Portata di scambio tra puffer A2 e scambiatore SCH, \dot{m}_{Sch}	3.05	[Kg/s]
Portata di utenza termica USR, \dot{m}_{USR}	1.72	[Kg/s]
Temperatura iniziale di uscita dell'utenza termica USR, $T_{out USR}$	45	[°C]

Si ottiene dalla simulazione il seguente andamento costante dell'efficienza dello scambiatore:

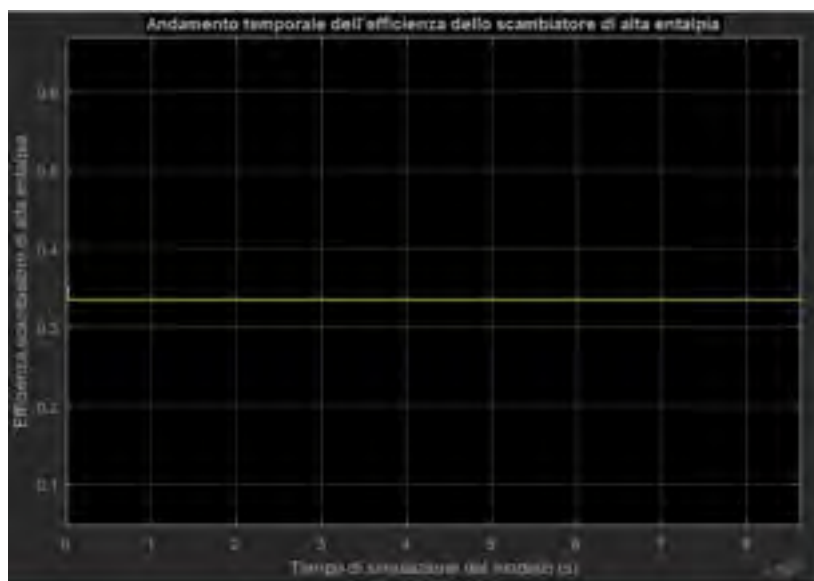


Figura 31: Efficienza dello scambiatore di alta entalpia ϵ_{SCH}

5.1.2 Simulazione di prova dello scambiatore di alta entalpia SCH

E' stato ipotizzato un andamento oscillante per la temperatura T_{outSCH} in ingresso al blocco °C al variare del tempo in secondi, come da Figura 32:

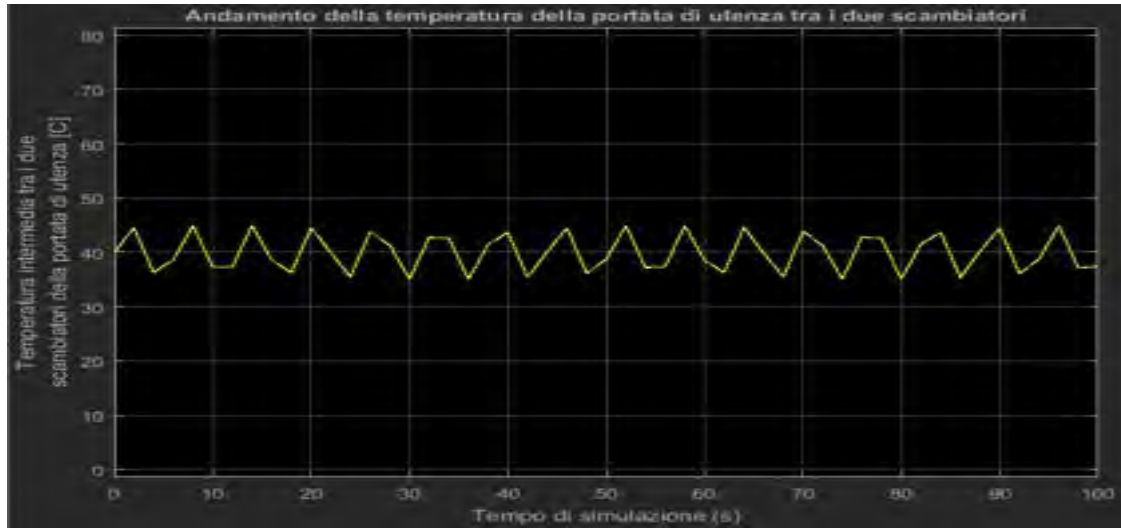


Figura 32: Andamento imposto T_{outSCH}

Inoltre, si è ipotizzato un valore costante della temperatura media dell'accumulo A1, fissato pari a 70 °C. Con tali ipotesi, il modello dello scambiatore di alta entalpia SCH restituisce l'andamento temporale della T_{outSCH} in °C al variare del tempo di simulazione in secondi, riportato in Figura 33:

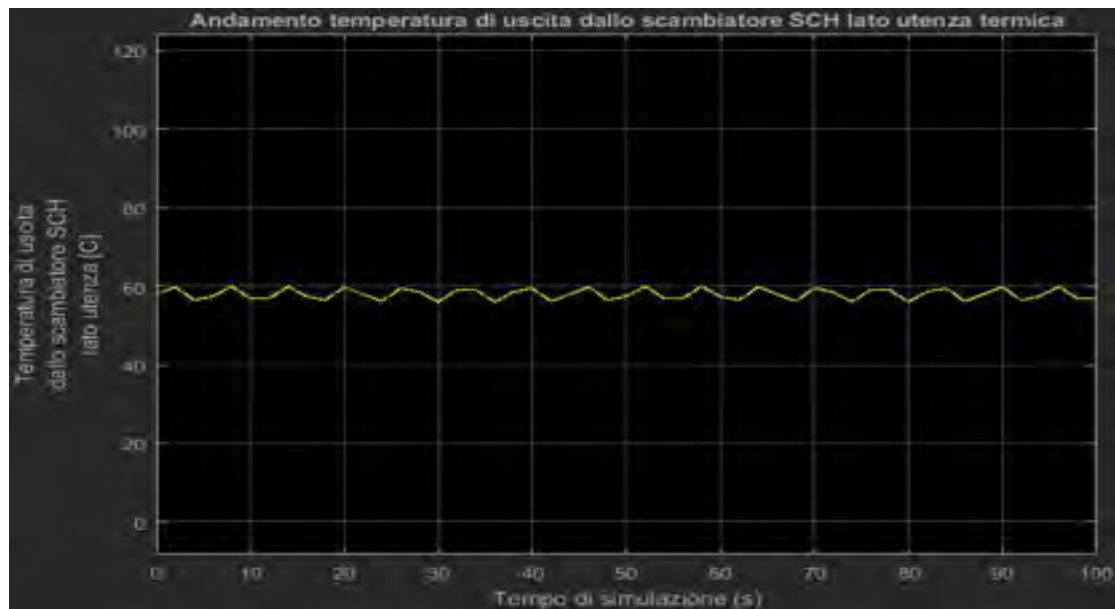


Figura 33: Andamento ottenuto T_{outSCH}

Si nota quindi come la temperatura in uscita T_{outSCH} segua lo stesso andamento temporale imposto per la T_{outSCH} avendo imposto tutti gli altri parametri costanti; si vede come la portata di utenza termica veda un innalzamento della propria temperatura partendo da un valore medio pari a 58 °C e portandosi a circa 60 °C.

5.1.3 Calcolo carico termico nello scambiatore di alta entalpia SCH

Con la temperatura $T_{out,SCH}$ si può passare al calcolo del carico termico scambiato all'interno dello scambiatore:

$$Q_{SCH} = \dot{m}_{USR} \cdot c_p \cdot (T_{out,SCH} - T_{out,SCh}) \quad (24)$$

Il calcolo viene svolto nel blocco "calcolo carico termico SCH" annidato dentro quello dello scambiatore e di seguito riportato:

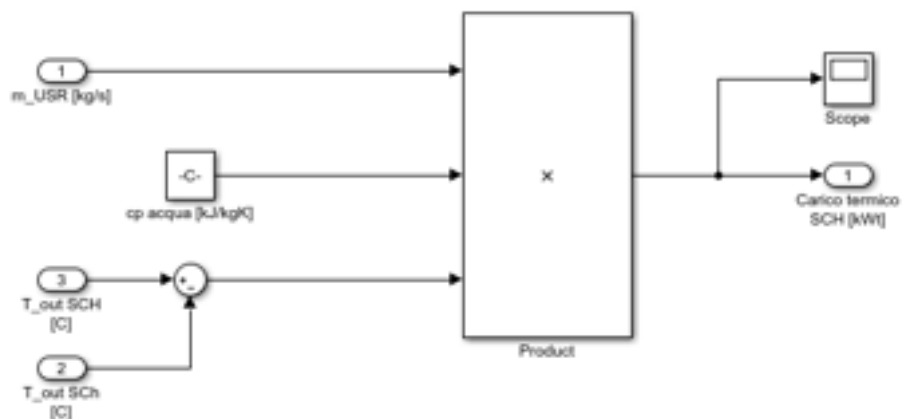


Figura 34: Diagramma calcolo carico termico SCH

Dalla maschera del blocco stesso si impone il valore del calore specifico dell'acqua, come da Figura 35:

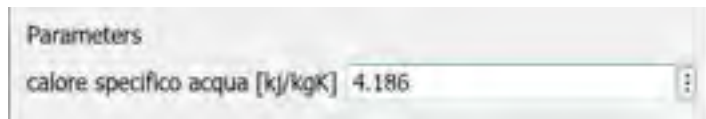


Figura 35: Parametri costanti imposti nel blocco calcolo carico termico SCH

Segue l'andamento temporale del carico termico scambiato nello scambiatore in kWt al variare del tempo di simulazione in secondi riportato in Figura 36:

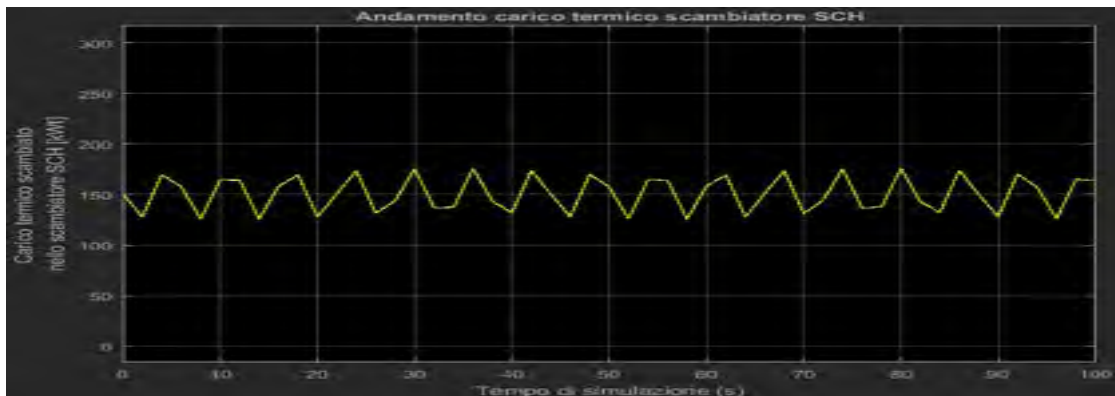


Figura 36: Andamento temporale carico termico SCH

Anche il carico termico segue quindi lo stesso andamento imposto precedentemente per la temperatura in ingresso T_{outSCH} .

5.1.4 Calcolo temperatura di uscita dallo scambiatore SCH lato accumulo A1

Conoscendo il carico termico scambiato nello scambiatore di alta entalpia, Q_{SCH} , si può infine passare alla determinazione della temperatura di uscita dallo scambiatore lato accumulo A1, T_{ritSCH} , applicando il primo principio allo scambiatore SCH lato fluido caldo:

$$Q_{SCH} = \dot{m}_{SCH} \cdot c_p \cdot (T_{tank A1} - T_{ritSCH}) \quad (25)$$

Segue quindi:

$$T_{ritSCH} = T_{tank A1} - \frac{Q_{SCH}}{\dot{m}_{outSCH} \cdot c_p} \quad (26)$$

Viene quindi svolta la simulazione di prova ottenendo l'andamento della T_{ritSCH} riportato in Figura 37:

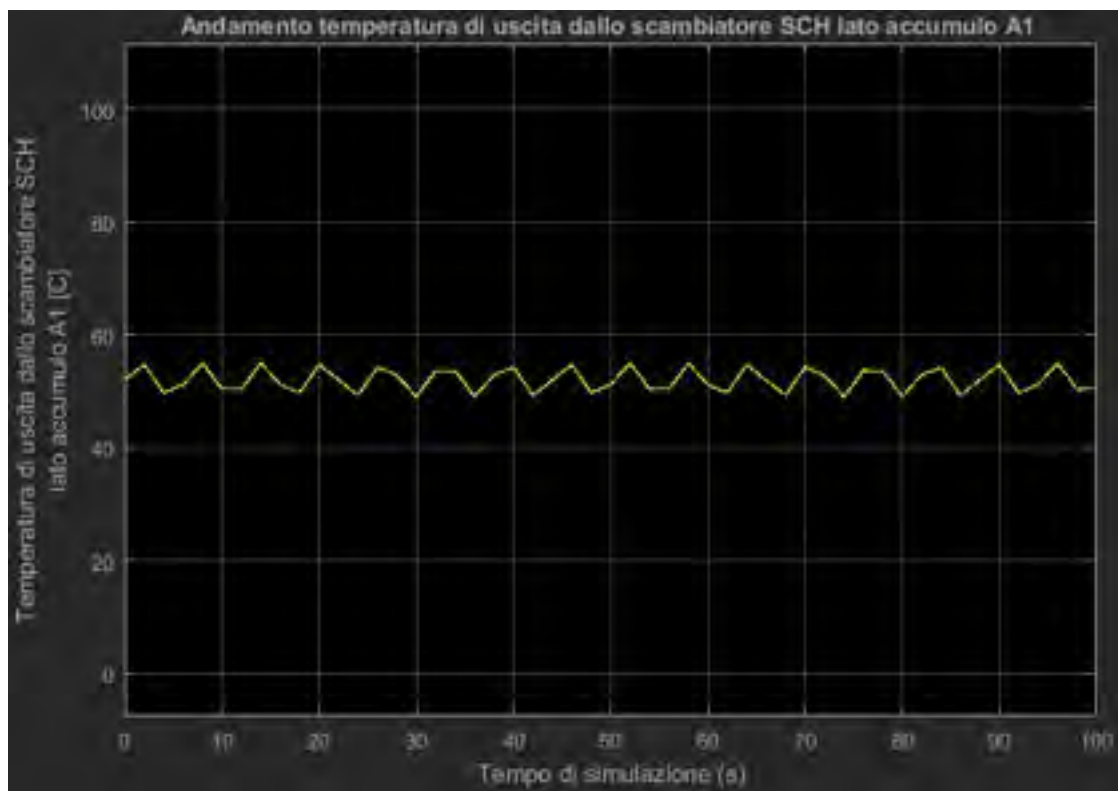
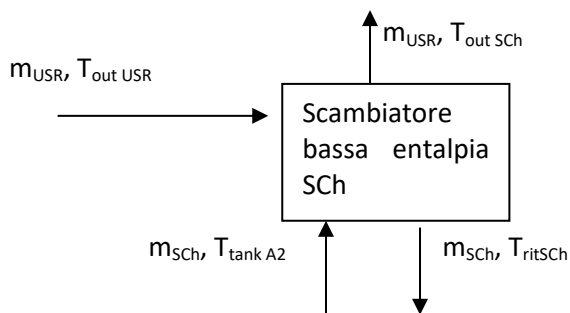


Figura 37: Andamento temporale T_{ritSCH}

Anche la temperatura di ritorno dallo scambiatore di alta entalpia SCH segue il medesimo andamento imposto alla temperatura T_{outSCH} ; si vede come la portata lato accumulo abbia subito un raffreddamento portandosi da una temperatura in ingresso allo scambiatore supposta costante e pari a 80 °C ad una temperatura più bassa e pari a circa 52 °C.

5.2 Scambiatore di calore bassa entalpia SCh

È di seguito schematizzato il diagramma a blocchi dello scambiatore SCh collegato all'accumulo A2:



Nello scambiatore SCh entrerà la portata di utenza \dot{m}_{USR} alla temperatura di uscita dall’utenza termica stessa $T_{out,USR}$ ed acquisterà potenza termica portandosi alla temperatura $T_{out,SCh}$.

Le leggi del blocco sono analoghe a quelle dello scambiatore SCH, variando solo i pedici dei vari parametri; l’efficienza dello scambiatore di bassa entalpia SCh, ϵ_{SCh} , è imposta:

$$\epsilon_{SCh} = \frac{(T_{out,SCh} - T_{out,USR})}{(T_{tank\ A2} - T_{out,USR})} \tag{27}$$

Segue quindi:

$$T_{out,SCh} = T_{out,USR} + \epsilon_{SCh} \cdot (T_{tank,A2} - T_{out,USR}) \tag{28}$$

L’efficienza di scambio termico ϵ_{SCH} viene determinata in modo analogo a quanto illustrato nel capitolo 5.1.1 e dal medesimo profilo di carico in Figura 30, segue:

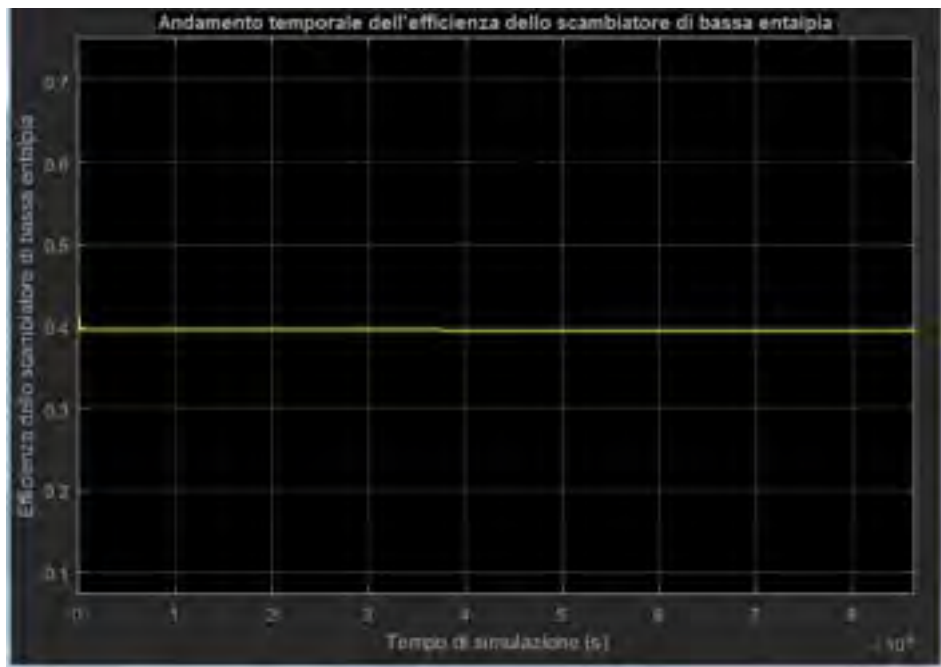


Figura 38: Efficienza dello scambiatore di bassa entalpia ϵ_{SCh}

Imponendo in ingresso al blocco un andamento sinusoidale della temperatura $T_{out,USR}$, come da Figura 39, ipotizzando costante e pari a 50°C la temperatura dell’accumulo A2 e inserendo i parametri di funzionamento riportati in Figura 40, si ottiene l’andamento temporale della temperatura $T_{out,SCh}$ in °C al variare del tempo in secondi, riportato in Figura 41:

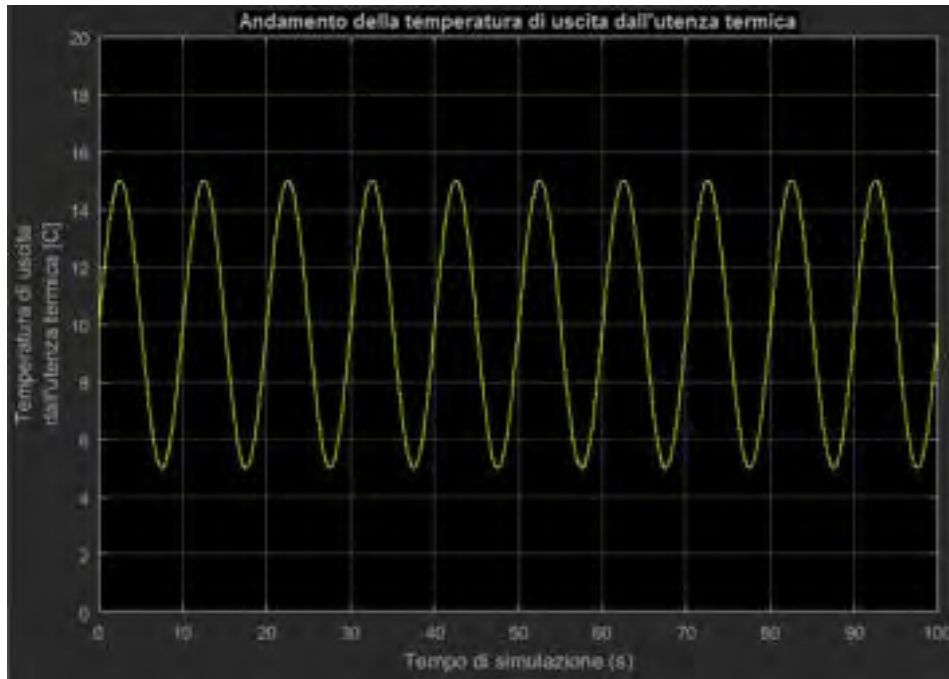


Figura 39: Andamento temporale $T_{out\ USR}$

Parameters	
Efficacia scambiatore bassa entalpia	0.6
calore specifico acqua [kJ/kgK]	4.186
Portata di scambio con l'accumulo A2 [kg/s]	Z
Portata di utenza termica USR [kg/s]	1.5

Figura 40: Parametri imposti nel blocco scambiatore Sch

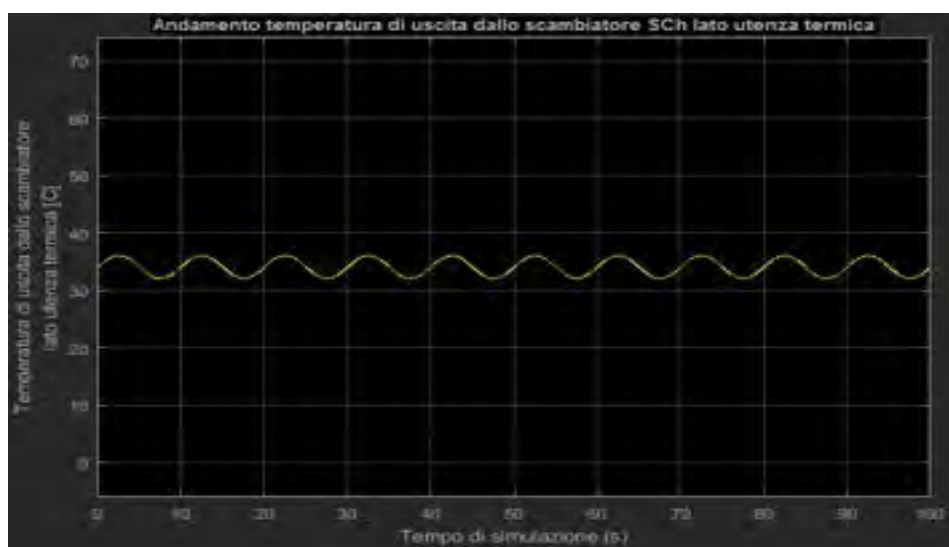


Figura 41: Andamento temporale $T_{out\ Sch}$

Si osserva quindi come la portata m_{USR} si riscaldi passando da un valore medio pari a circa 10 °C ad uno di 34 °C.

5.2.1 Calcolo carico termico scambiatore SCh

L'equazione del modello è analoga a quella utilizzata per il calcolo del carico termico nello scambiatore SCh:

$$Q_{SCh} = \dot{m}_{USR} \cdot c_p \cdot (T_{out\ SCh} - T_{out\ USR}) \quad (29)$$

Dalla simulazione di prova si ottiene l'andamento del carico termico Q_{SCh} riportato in Figura 42:

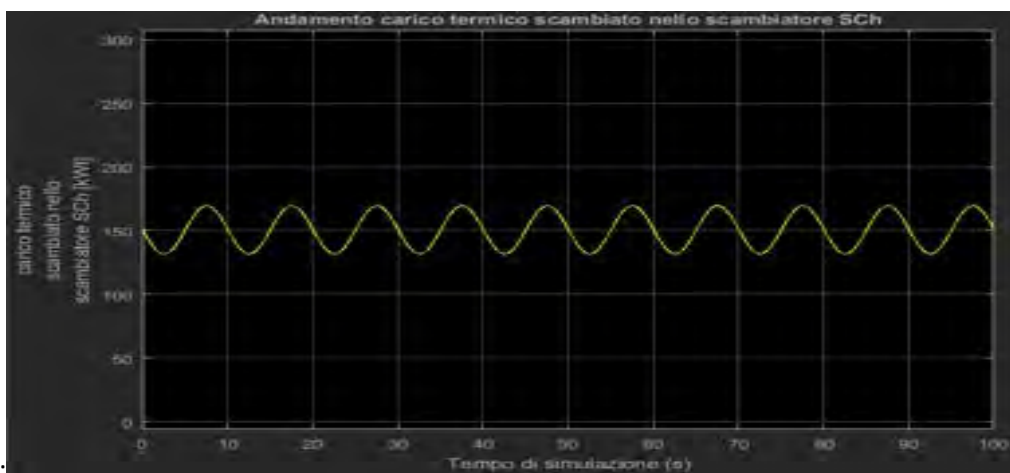


Figura 42: Andamento temporale Q_{SCh}

Come per lo scambiatore SCh, il carico termico Q_{SCh} segue il medesimo andamento temporale della temperatura in ingresso T_{outUSR} .

5.2.2 Calcolo temperatura di uscita dallo scambiatore SCh lato accumulo A2

Si può ottenere il primo principio applicato allo scambiatore SCh lato acqua puffer A2, una volta conosciuto il carico Q_{SCh} prima determinato:

$$Q_{SCh} = \dot{m}_{SCh} \cdot c_p \cdot (T_{tank\ A2} - T_{rit\ SCh}) \quad (30)$$

Si può quindi passare alla determinazione della temperatura T_{ritSCh} :

$$T_{rit\ SCh} = T_{tank\ A2} - \frac{Q_{SCh}}{\dot{m}_{SCh} \cdot c_p} \quad (31)$$

Con gli stessi parametri imposti prima si ottiene l'andamento della temperatura $T_{rit\ SCh}$:

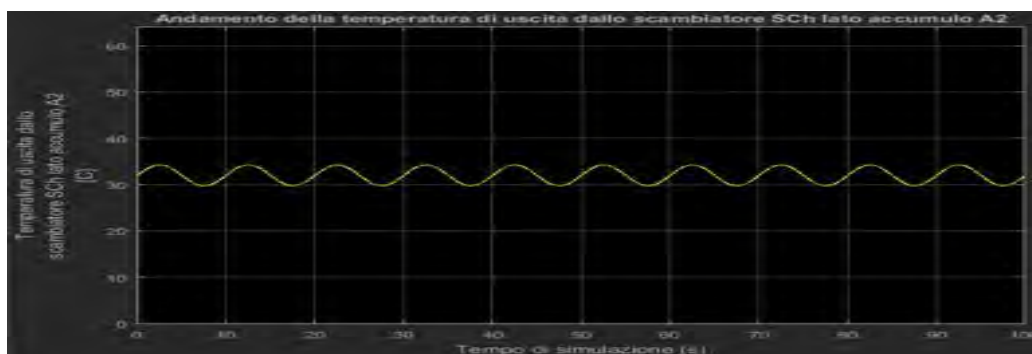


Figura 43: Andamento temporale T_{ritSCh}

Si può osservare come la temperatura di ritorno al puffer A2 dallo scambiatore segua il medesimo andamento temporale imposto in ingresso alla temperatura $T_{out\ USR}$; la temperatura della portata m_{Sch} passa da un valore costante pari a 50 °C ad uno medio di circa 32 °C, cedendo calore alla portata m_{USR} .

6 Pompe di circolazione

All'interno dell'impianto sono presenti 4 pompe di circolazione per garantire delle portate di alimentazione all'interno dei vari circuiti; si riassumono in Tabella 14 le varie pompe presenti nei diversi circuiti:

Tabella 14: Posizioni pompe di circolazione

Tipologia circuito	Tipologia di pompa presente
Circuito di scambio tra Totem ed accumulo A1	Pompa di circolazione 1 Wilo-Stratos 25
Circuito di scambio tra accumulo A1 e scambiatore SCH	Pompa di circolazione 3 Wilo-Stratos 25
Circuito di scambio tra pompa di calore e accumulo A2	Pompa di circolazione 2 Wilo-Stratos 40
Circuito di scambio tra accumulo A2 e scambiatore Sch	Pompa di circolazione 4 Wilo-Stratos 40

Si può quindi osservare come siano presenti 2 tipologie di pompe: le Wilo-Stratos 25 smaltiscono una portata mediamente inferiore rispetto a quella circolata dalle pompe Wilo-Stratos 40; si riporta la scheda tecnica da produttore delle Wilo-Stratos 25 [10]:

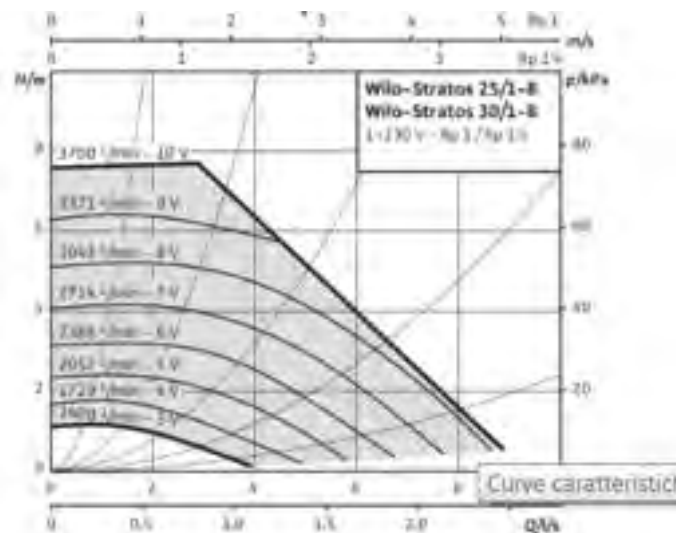


Figura 44: Caratteristiche pompe Wilo-Stratos 25

Le pompe Wilo-Stratos 40 hanno invece la caratteristica riportata in Figura 45 [11]:

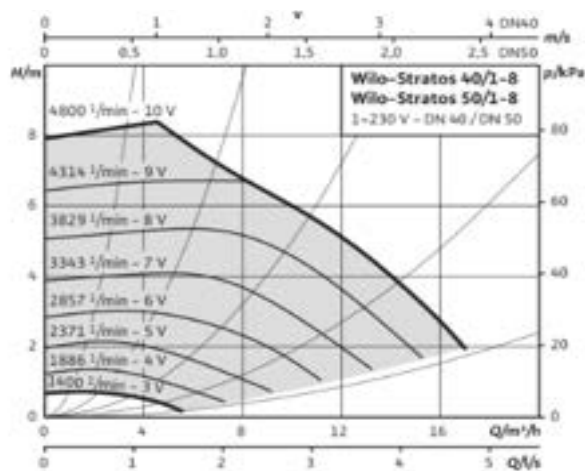


Figura 45: Caratteristiche pompe Wilo-Stratos 40

6.1 Pompe di circolazione numero 1

La pompa di circolazione numero 1 è posta nel circuito di scambio tra il Totem 25 e l’accumulo A1; se ne riporta in Figura 46 il modello realizzato:

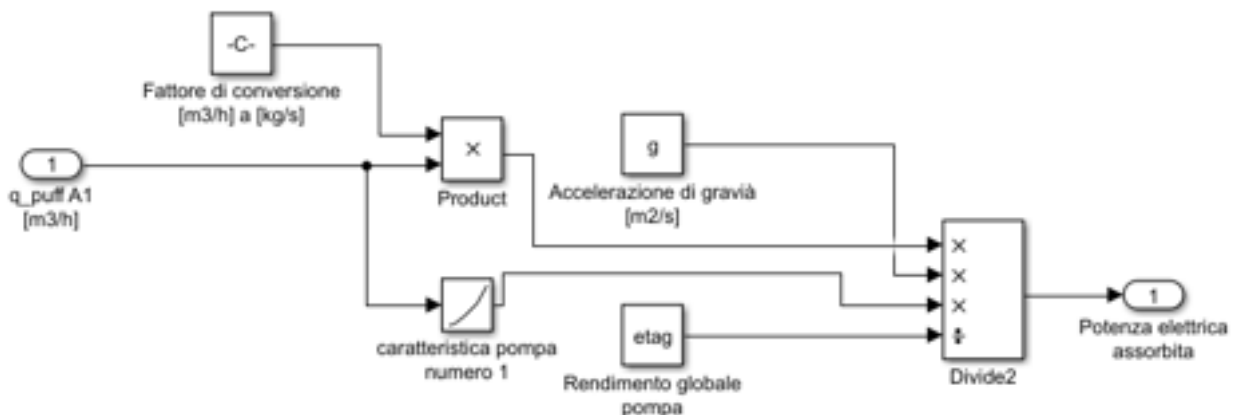


Figura 46: Blocco di simulazione pompa di circolazione 1

Nel blocco viene svolto il calcolo della potenza elettrica assorbita dalla pompa mediante l’equazione:

$$P_{pompa} = \frac{\dot{m}_{puff A1} \cdot g \cdot H}{\eta_g} \quad (32)$$

Indicando con:

- $\dot{m}_{puff A1}$ portata smaltita dalla pompa [kg/s]
- g accelerazione di gravità in [$m \cdot s^{-2}$]
- H prevalenza della pompa [m]
- η_g rendimento globale della pompa [%]

Nella legge sopra citata la prevalenza H della pompa è una funzione della portata $\dot{q}_{puff A1}$ in m^3/h secondo la caratteristica di circuito riportata nella look-up table “caratteristica pompa numero 1” che fornisce la prevalenza al variare della portata $\dot{q}_{puff A1}$ in [m^3/h]; si fornisce la suddetta legge di interpolazione con ordinata la prevalenza in [m] e in ascissa la portata in [m^3/h]:

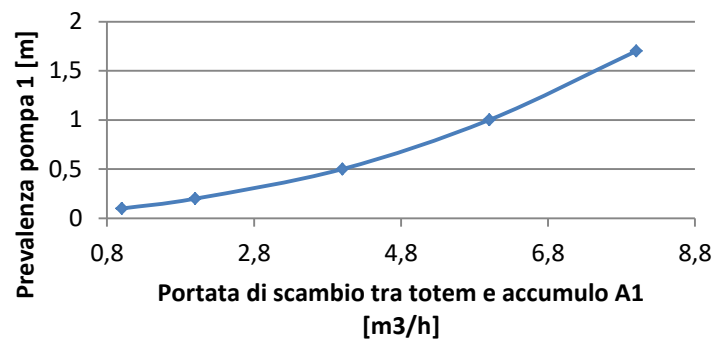


Figura 47: Caratteristica prevalenza pompa numero 1

Fornendo in ingresso al modello una portata in [m³/h] variabile nel tempo in secondi come da Figura 48, e inserendo nella maschera del blocco i parametri di cui in Figura 49, si ottiene l'andamento della potenza assorbita in Watt riportato in Figura 50.

:

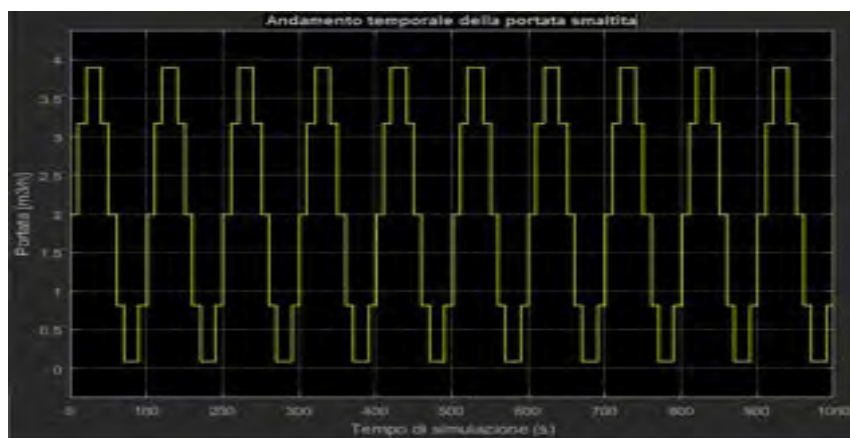


Figura 48: Andamento di prova della portata smaltita dalla pompa 1

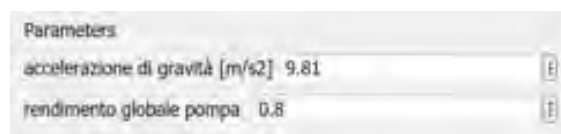


Figura 49: Parametri di prova imposti nella pompa 1

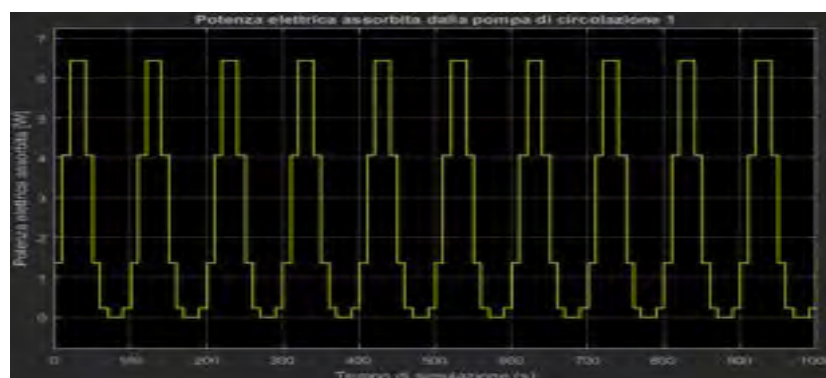


Figura 50: Andamento potenza elettrica assorbita dalla pompa 1

6.2 Pompa di circolazione numero 3

La pompa di circolazione numero 3 è stata modellata con lo stesso metodo utilizzato per la pompa 1 e con la medesima curva caratteristica utilizzata per detta pompa; anche la legge per ricavare la potenza elettrica assorbita dalla pompa è la medesima dell'equazione (32), facendo ora riferimento alla portata che circola tra lo scambiatore SCH e l'accumulo A1, \dot{m}_{SCH} .

Imponendo lo stesso andamento della portata \dot{m}_{SCH} come quello imposto per la portata $\dot{m}_{puff A1}$ ed a parità di tutti gli altri parametri precedentemente imposti, si riporta in Figura 51 la potenza elettrica assorbita in Watt:

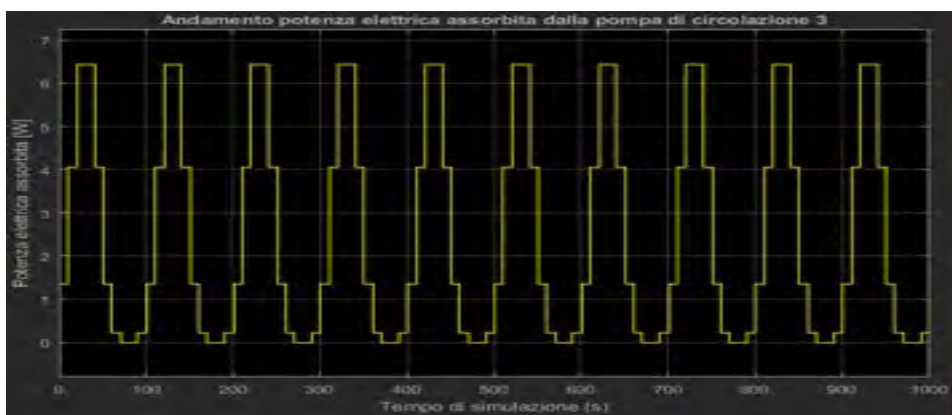


Figura 51: Potenza elettrica assorbita dalla pompa 2

6.3 Pompa di circolazione numero 4

La legge alla base del modello è ancora la (32), la quale fa però riferimento alla portata che circola tra l'accumulo A2 e lo scambiatore di bassa entalpia SCH, \dot{m}_{SCH} .

Si è imposta la prevalenza H in [m] al variare della portata \dot{q}_{SCH} in [m³/h] secondo la caratteristica riportata in Figura 52:

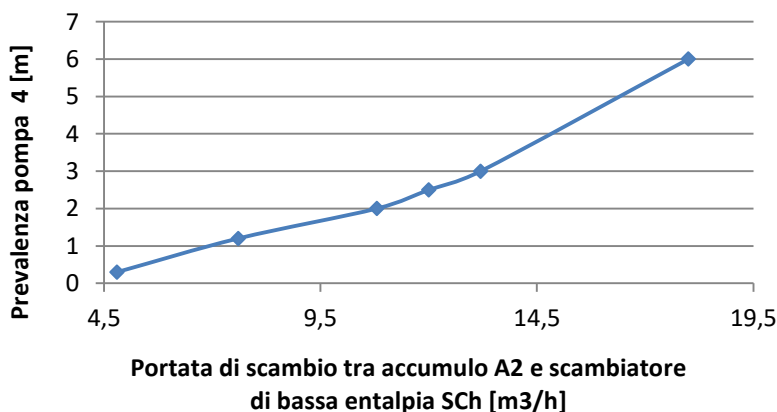


Figura 52: Caratteristica della pompa 4

Imponendo un andamento della portata in ingresso \dot{q}_{SCH} in m³/h come da Figura 53, e inserendo nella maschera del blocco i parametri di Figura 54, si ottiene l'andamento della potenza elettrica assorbita dalla pompa in Watt riportato in Figura 55.

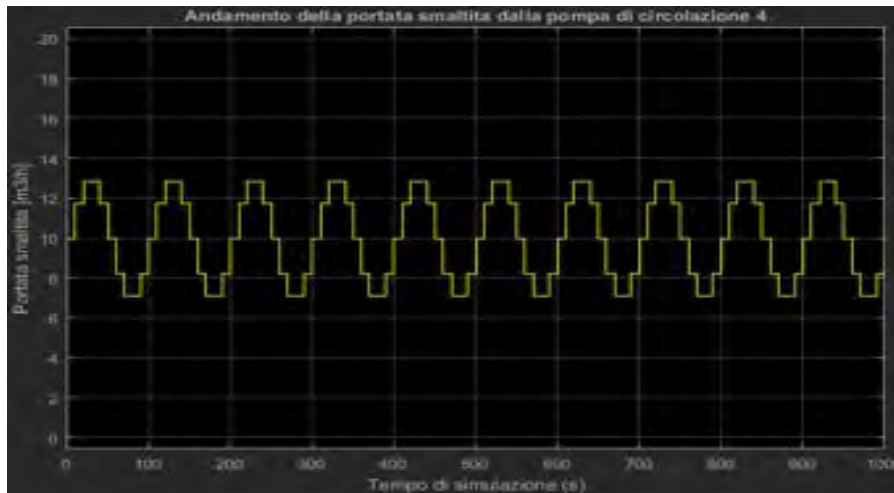


Figura 53: Andamento imposto della portata smaltita dalla pompa 4



Figura 54: Parametri costanti imposti nella pompa 4

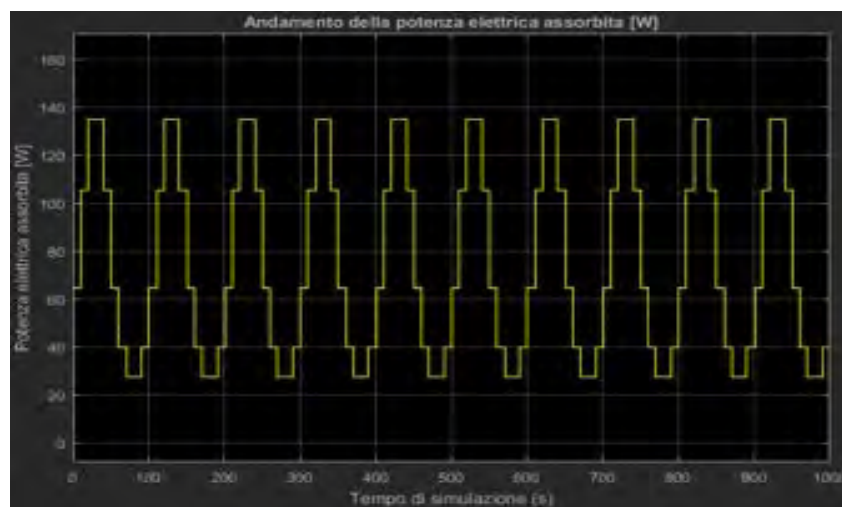


Figura 55: Andamento della potenza elettrica assorbita dalla pompa 4

6.4 Pompa di circolazione numero 2

La legge per il calcolo della potenza elettrica assorbita è ancora la (32), facendo riferimento alla portata che circola tra la pompa di calore e l'accumulo A2, $\dot{m}_{puff A2}$, il cui andamento è stato imposto:

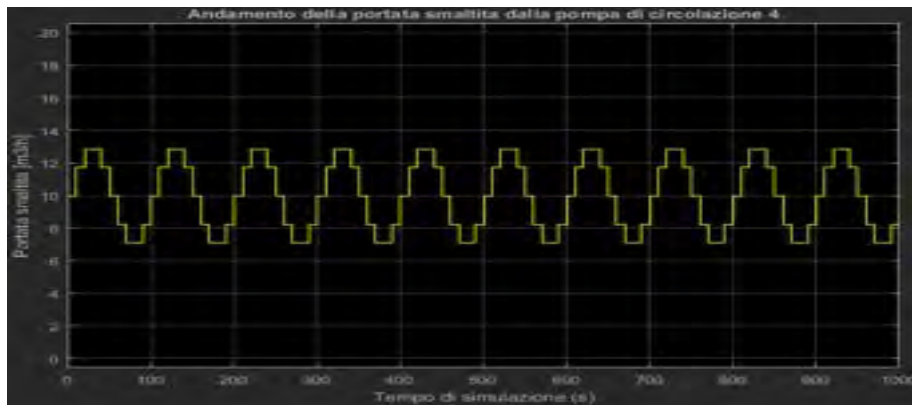


Figura 56: Andamento imposto della portata smaltita dalla pompa 2

Per il calcolo della potenza elettrica assorbita si è utilizzata la legge di interpolazione della prevalenza H in [m] al variare della portata $\dot{q}_{puff A2}$ in [m³/h] utilizzata per la pompa di circolazione numero 4; imponendo i medesimi parametri di accelerazione di gravità e di rendimento globale della pompa utilizzati per la pompa numero 3 si ricava la potenza elettrica assorbita:

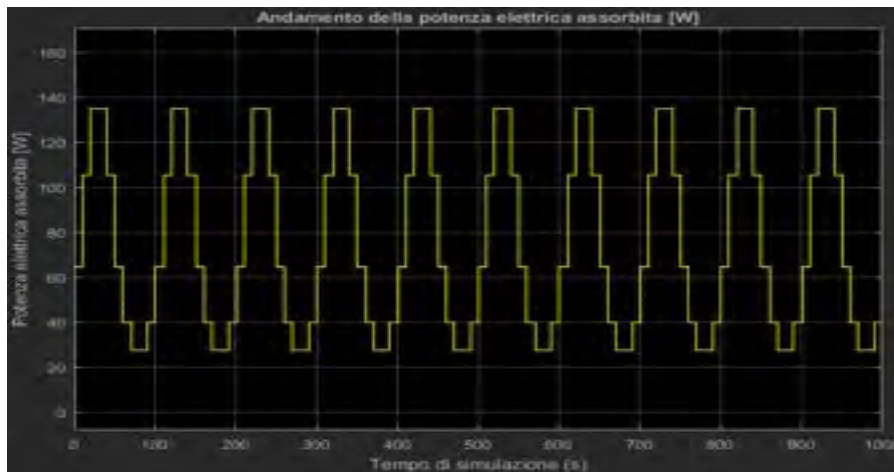


Figura 57: Andamento potenza elettrica assorbita dalla pompa 2

7 Utanza termica USR

L'utenza termica è stata modellata come un pozzo di calore nel quale la portata di utenza \dot{m}_{USR} cede un certo carico termico richiesto dall'utenza termica stessa; si riporta lo schema del modello:

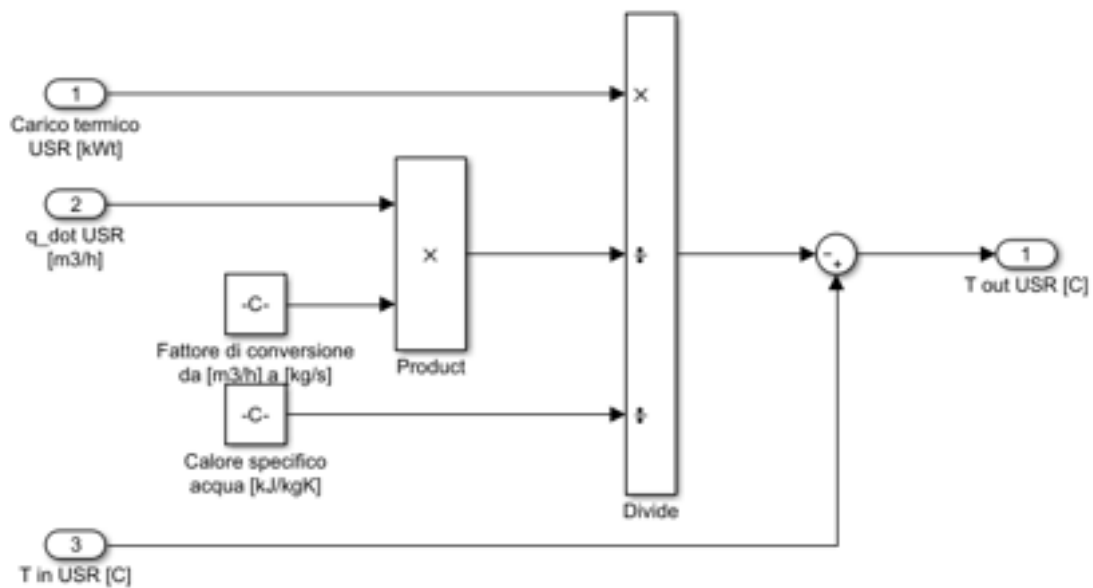


Figura 58: Diagramma a blocchi dell'utenza termica USR

Il modello applica il calcolo della temperatura della portata \dot{m}_{USR} all'uscita dall'utenza termica tramite un bilancio di primo principio:

$$T_{out\ USR} = T_{in\ USR} - \frac{Q_{USR}}{c_p \cdot \dot{m}_{USR}} \quad (33)$$

I parametri che compaiono nell'equazione vengono specificati in Tabella 15:

Tabella 15: Parametri dell'equazione di bilancio dell'utenza termica

Parametro	Significato	Unità di misura
$T_{out\ USR}$	Temperatura della portata all'uscita dell'utenza termica	[°C]
$T_{in\ USR}$	Temperatura della portata all'ingresso dell'utenza termica	[°C]
Q_{USR}	Carico termico richiesto dall'utenza	[kWt]
c_p	Calore specifico acqua	[kJ/kgK]
\dot{m}_{USR}	Portata di utenza USR	[kg/s]

Per una simulazione di prova, si possono imporre in ingresso al blocco dei valori costanti di carico termico e di portata:

- Carico termico Q_{USR} pari a 100 kWt
- Portata dell'utenza \dot{q}_{USR} pari a 6.2 m³/h

Si impone inoltre in ingresso un andamento della temperatura $T_{in\ USR}$:

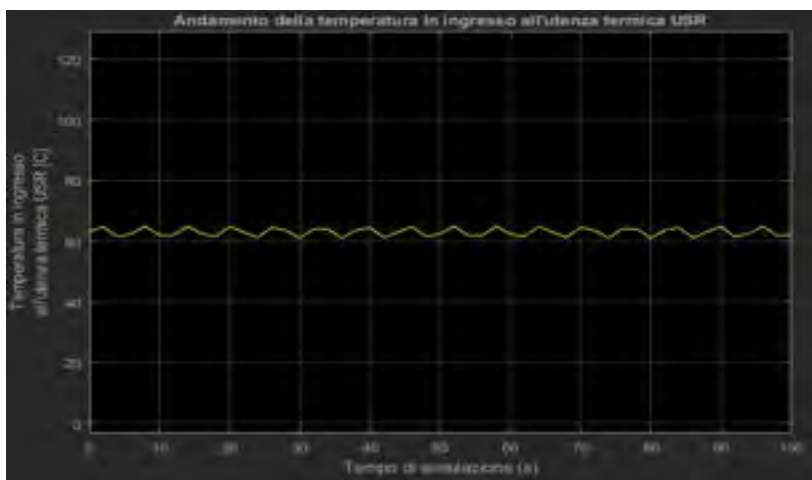


Figura 59: Andamento imposto della temperatura all'ingresso dell'utenza termica USR

Si ottiene quindi in output dal modello la temperatura all'uscita dell'utenza termica USR, $T_{out\ USR}$:

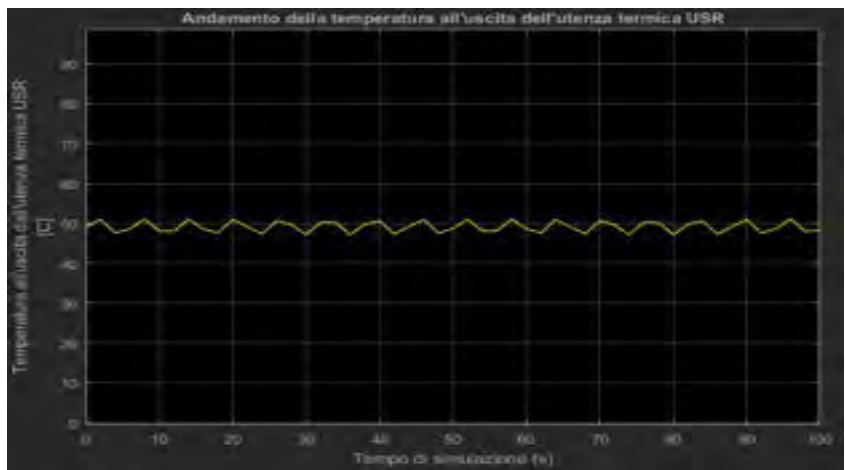


Figura 60: Andamento della temperatura all'uscita dall'utenza termica

Si vede quindi come, a parità di carico termico richiesto e di portata in ingresso, la temperatura all'uscita, $T_{out\ USR}$, segua un andamento temporale simile a quello della temperatura in ingresso, $T_{in\ USR}$.

8 Regolazione della temperatura dell'accumulo A1

All'interno del modello del Full Thermal è stata implementata una logica di regolazione di feedback della temperatura dell'accumulo A1: se la temperatura di tale accumulo eccede una soglia massima, viene ordinato lo spegnimento del Totem 25 e, con esso, anche della pompa di calore; se la temperatura dell'accumulo A1 risulta minore di una soglia minima, il Totem 25 lavorerà a pieno carico; si riporta uno schema della regolazione presente all'interno del modello:

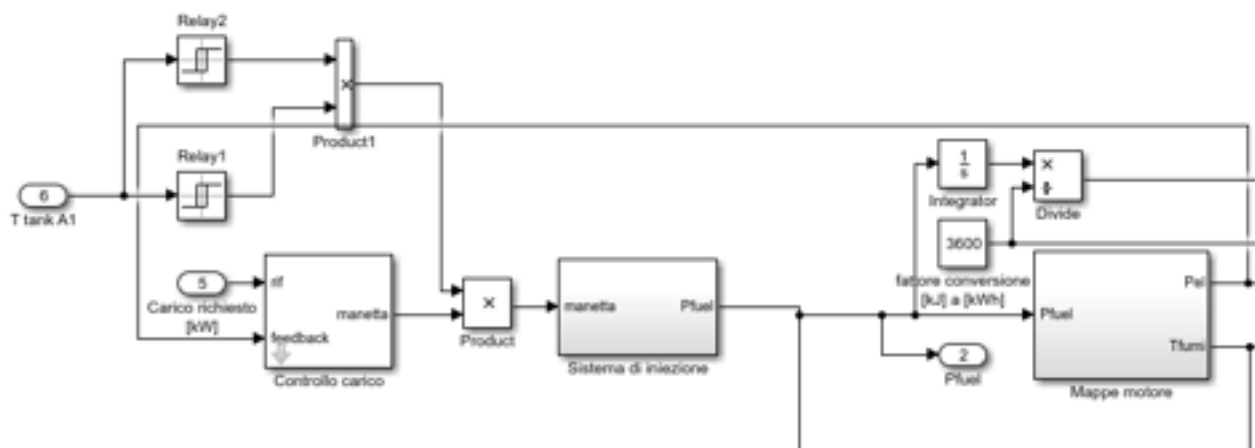


Figura 61: Modello della regolazione presente all'interno del motore del Totem 25

Tramite dei blocchi relay, si impone che se la temperatura dell'accumulo A1, $T_{\text{tank A1}}$, è inferiore ad un valore minimo di soglia fissato pari a $70\text{ }^{\circ}\text{C}$, il Totem lavorerà al 100% del carico e l'output del prodotto "Product 1" sarà unitario; se tale temperatura risulterà essere maggiore di $72\text{ }^{\circ}\text{C}$ il Totem lavorerà al 50% del carico e l'output di "Product 1" sarà pari a 0.5 e se infine la temperatura dell'accumulo A1 risulterà superiore a $74\text{ }^{\circ}\text{C}$ viene ordinato lo spegnimento del Totem, con output di "Product 1" pari a zero. Con tale logica di regolazione, cambierà l'ingresso "Manetta" nel blocco "Sistema di Iniezione" che regola la quantità di combustibile iniettato nel motore moltiplicando la potenza massima di combustibile a pieno carico per la manetta e dalla potenza di combustibile in uscita dal blocco si ricava la potenza elettrica generata dal Totem per mezzo di una mappa di regolazione che fornisce la frazione di carico elettrico generato dal Totem rispetto alla frazione di potenza di combustibile iniettata:

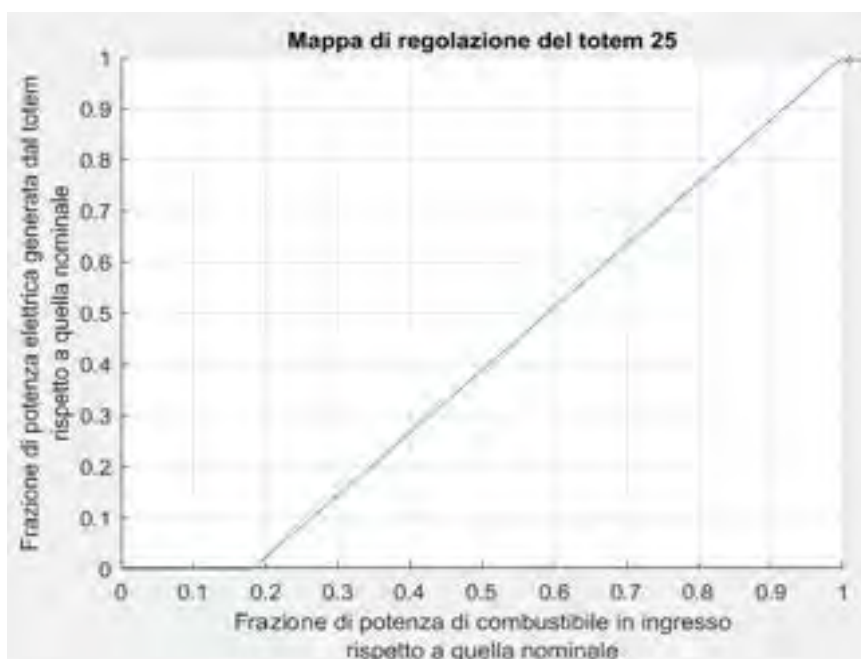


Figura 62: Mappa di regolazione del Totem 25 al variare della potenza di combustibile in ingresso

9 Simulazioni di prova dei modelli-base con dati sperimentali

Si sono quindi svolte delle simulazioni di prova sui modelli dei componenti prima descritti collegati fra loro imponendo dei valori reali di temperature in input provenienti dalla prova di misura ST08 svoltasi presso società Totem Energy S.r.l. giorno 21/02/17.

9.1 Simulazione di prova del blocco accumulo A1

Si è svolta una simulazione del modello dell'accumulo A1 fornendo in input dei valori reali delle temperature di uscita dell'acqua dal Totem verso l'accumulo A1, $T_{hu,out,SC1}$ e della temperatura di ritorno dallo scambiatore di alta entalpia SCH verso l'accumulo A1, T_{ritSCH} ; l'andamento temporale reale della temperatura $T_{hu,out,SC1}$ fornito in input è:

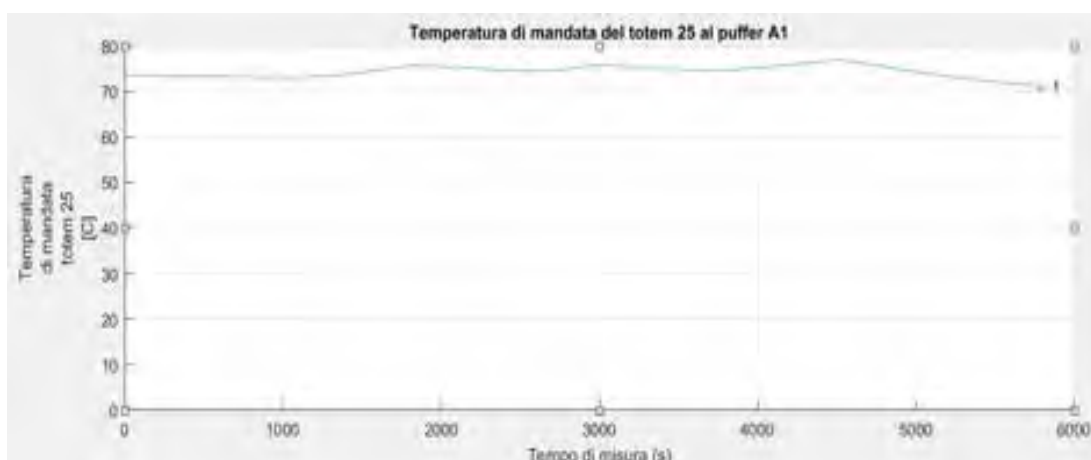


Figura 63: Andamento sperimentali temperatura $T_{hu,out,SC1}$

Per la temperatura T_{ritSCH} :

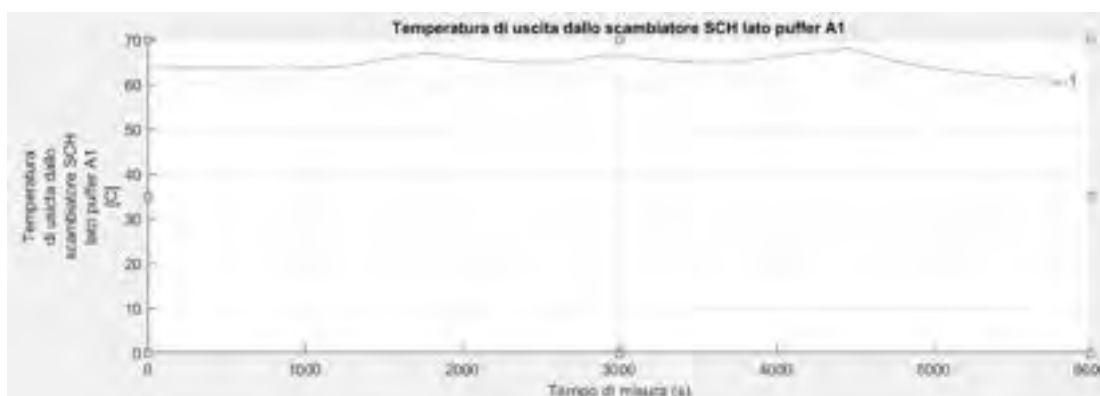


Figura 64: Andamento sperimentali temperatura T_{ritSCH}

Seguono quindi i confronti tra le temperature simulate e reali dell'accumulo A1, T_{tankA1} , e della temperatura della portata d'acqua in uscita dall'accumulo A1 in ingresso al Totem $T_{hu,in,SC3}$; per la temperatura T_{tankA1} :

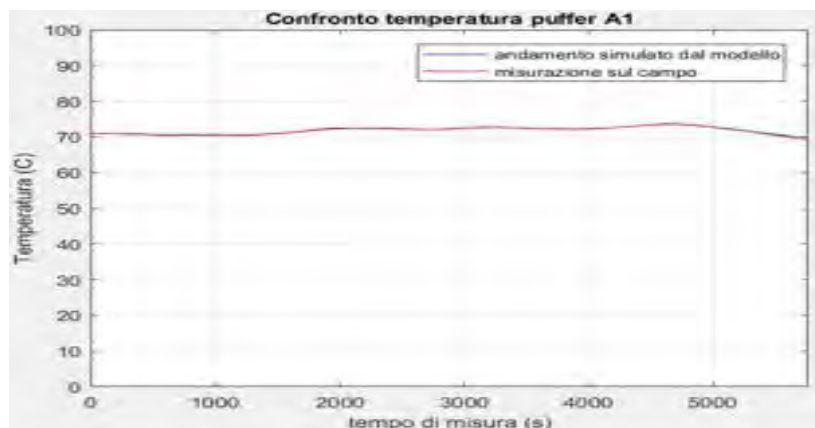


Figura 65: Confronto $T_{\text{tank A1}}$ simulazione del solo accumulatore A1

Quindi per la temperatura di uscita dall'accumulo A1 in ritorno al Totem, $T_{\text{hu in SC3}}$:

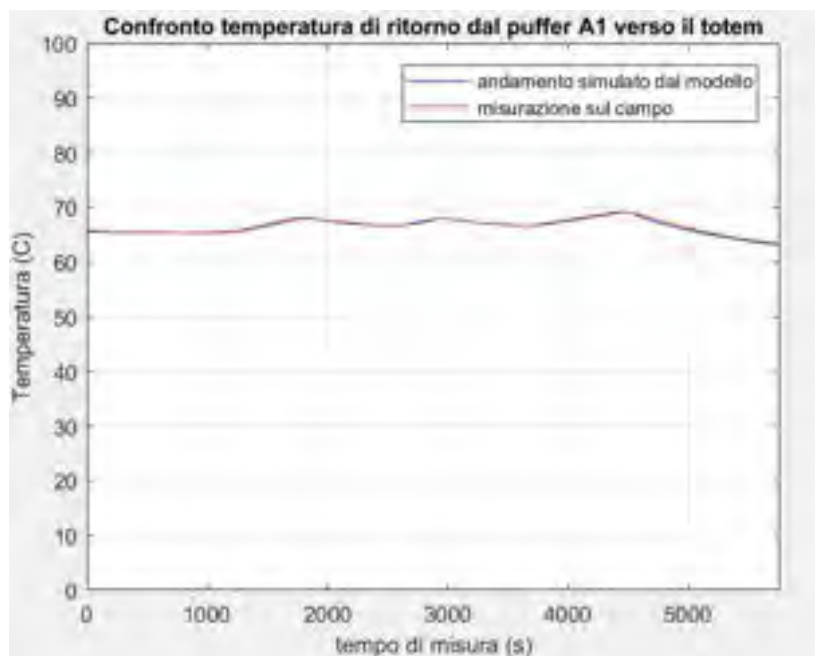


Figura 66: Confronto $T_{\text{hu in SC3}}$ simulazione del solo accumulatore A1

Segue ora la temperatura di uscita dal puffer A1 verso lo scambiatore di alta entalpia SCH che nel modello è stata assunta essere approssimativamente pari alla temperatura media dell'accumulo A1:



Figura 67: Confronto temperatura di mandata verso lo scambiatore SCH lato puffer A1 simulazione del solo accumulo A1

9.2 Simulazione di prova blocco accumulo A2

Per la validazione del singolo blocco del puffer A2 sono stati imposti i seguenti andamenti reali di misura delle temperature di uscita dallo scambiatore di bassa entalpia SCh lato puffer A2, T_{ritSch} , e della temperatura di mandata della pompa di calore verso il puffer A2, $T_{out HP}$; l'andamento reale fornito in input della temperatura $T_{out HP}$ è:

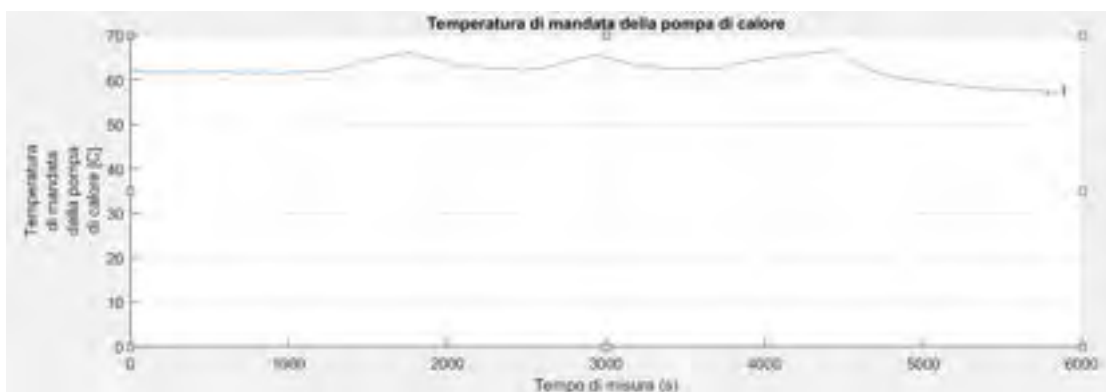


Figura 68: Andamento temporale di misura della temperatura di mandata della pompa di calore verso l'accumulo A2

Per la temperatura T_{ritSch} :

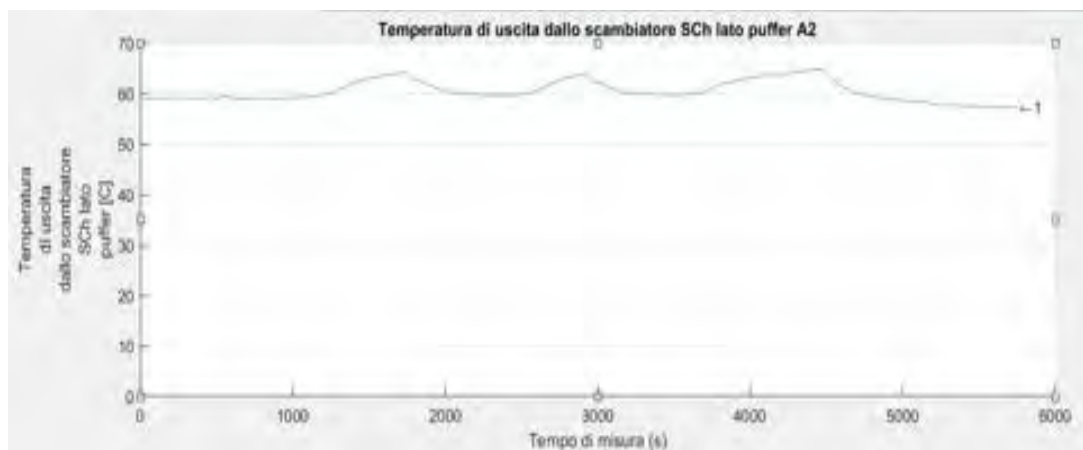


Figura 69: Andamento temporale di misura della temperatura di uscita dallo scambiatore SCh lato puffer A2

Segue quindi il confronto tra la temperatura simulata e di misura del puffer A2, $T_{\text{tank A2}}$:

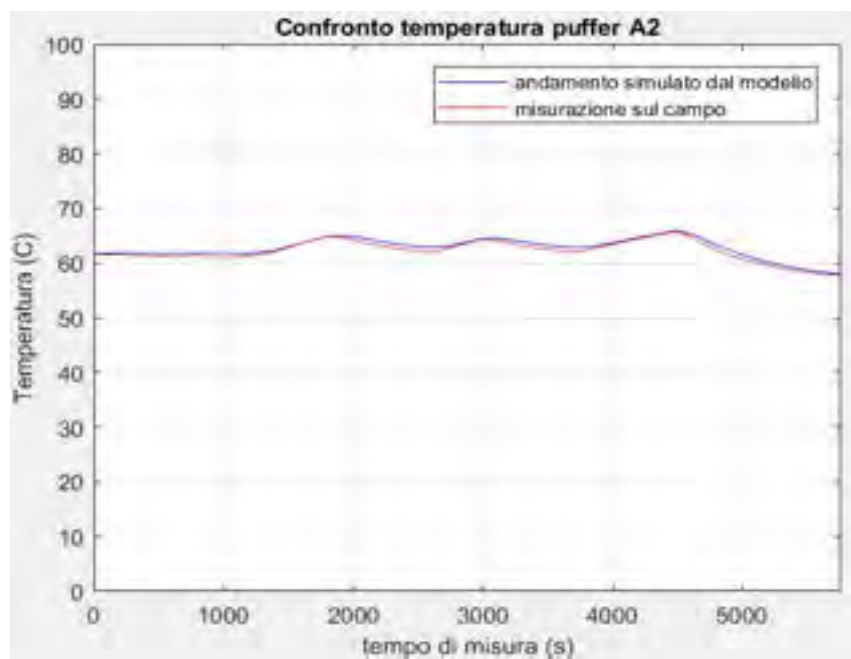


Figura 70: Confronto temperatura del puffer A2 simulazione del solo accumulo A2

Per la temperatura di ritorno alla pompa di calore dal puffer A2, $T_{\text{in HP}}$:



Figura 71: Confronto temperatura di ritorno dal puffer A2 verso la pompa di calore simulazione del solo accumulo A2

Infine, si confronta la temperatura di mandata del puffer A2 verso lo scambiatore di bassa entalpia SCh con quella simulata:

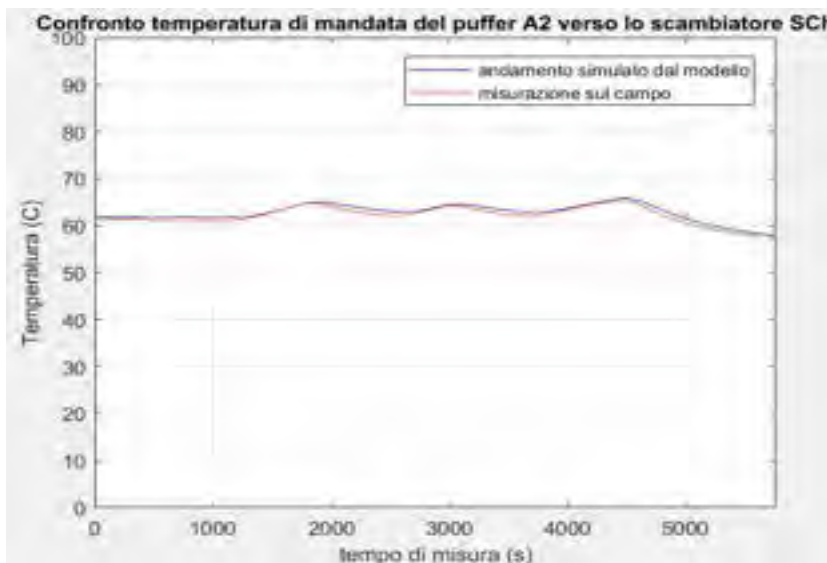


Figura 72: Confronto temperatura di mandata del puffer A2 verso lo scambiatore SCh simulazione del solo accumulo A2

La temperatura reale di mandata del puffer A2 verso lo scambiatore SCh è stata confrontata con la temperatura media dell’accumulo A2 simulata dal modello poiché si è assunto, per semplicità, che la temperatura di mandata del puffer A2 coincida con quella media del puffer stesso; nelle simulazioni svolte, si è inoltre imposto che l’accumulo A2 abbia una stratificazione termica e come per l’accumulo A1, si è imposto che la temperatura più bassa dell’accumulo, che coincide con la temperatura di ritorno alla pompa di calore, $T_{in\ HP}$, evolva come:

$$T_{in\ HP} = T_{rit\ SCh} + p \cdot (T_{tank\ A2} - T_{rit\ SCh}) \tag{34}$$

In cui il gradi di stratificazione p è sotto assunto pari a 10% in accordo ai dati di misura.

9.3 Simulazione di prova blocchi accumulo A1 collegato con lo scambiatore di alta entalpia

Si è simulata la dinamica di funzionamento dell'accumulo A1 collegato con lo scambiatore di alta entalpia SCH:

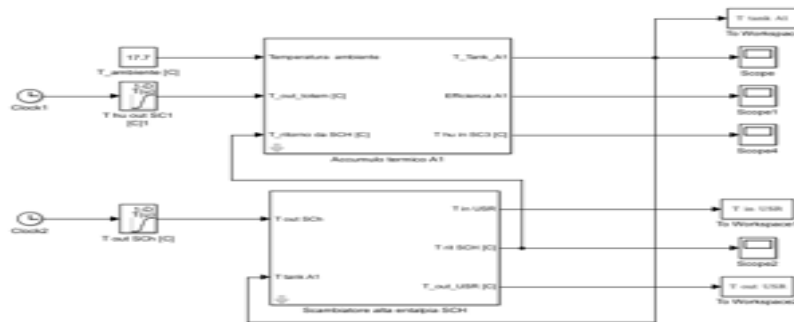


Figura 73: Blocchi accumulo A1 collegato con lo scambiatore SCH

Nella simulazione, si è imposto che la temperatura di uscita dall'accumulo A1 verso il Totem 25, $T_{hu\ in\ SC3}$, segua la legge:

$$T_{hu\ in\ SC3} = T_{rit\ SCH} + p \cdot (T_{tank\ A1} - T_{rit\ SCH}) \quad (35)$$

In cui p ha il significato di una stratificazione termica all'interno dell'accumulo che da dati di misura è stata imposta al valore costante del 24%.

Si è imposto un valore di efficienza dello scambiatore di alta entalpia SCH, ϵ_{SCH} , pari a 0.69, valore estrapolato dai dati di misura.

Si è quindi imposto il medesimo andamento illustrato precedentemente per la temperatura di mandata del Totem verso il puffer A1, $T_{hu\ out\ SC1}$, e della temperatura della portata di utenza termica USB tra i 2 scambiatori, $T_{out\ Sch}$:

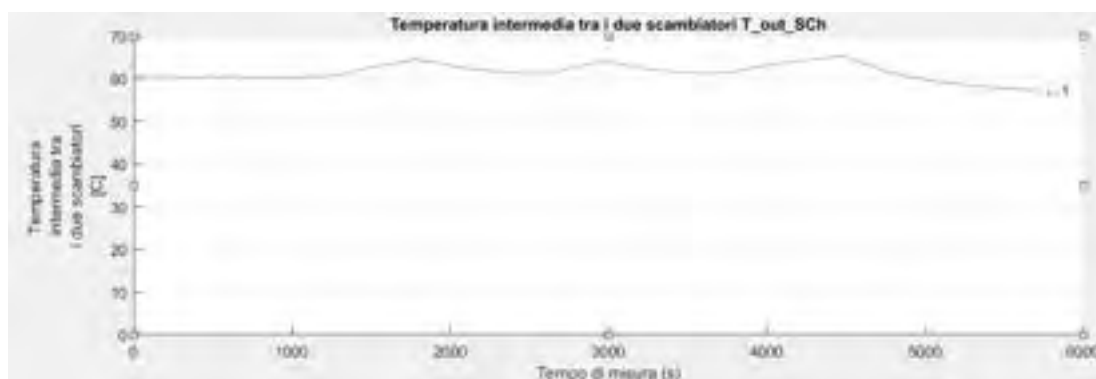


Figura 74: Andamento temporale reale temperatura della portata USB tra i 2 scambiatori

Seguono quindi gli andamenti della temperatura dell'accumulo A1 e della temperatura di uscita dallo scambiatore SCH lato accumulo A1; temperatura dell'accumulo A1:

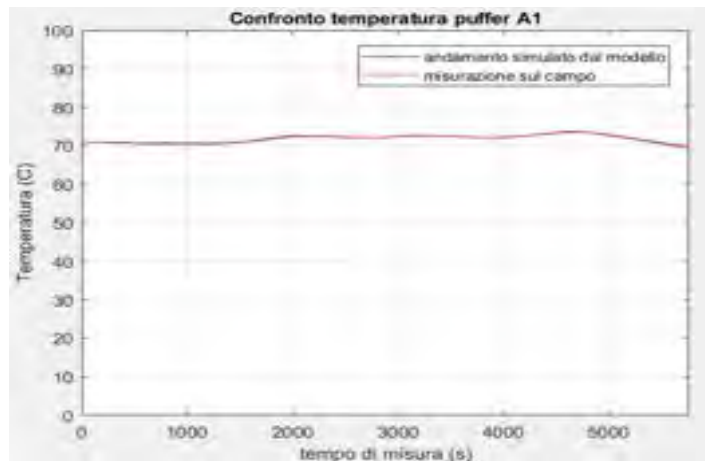


Figura 75: Confronto temperatura $T_{\text{tank A1}}$ simulazione accumulo A1 con scambiatore SCH

Temperatura di uscita dall'accumulo A1 in ritorno verso il Totem, $T_{\text{hu in SC3}}$:

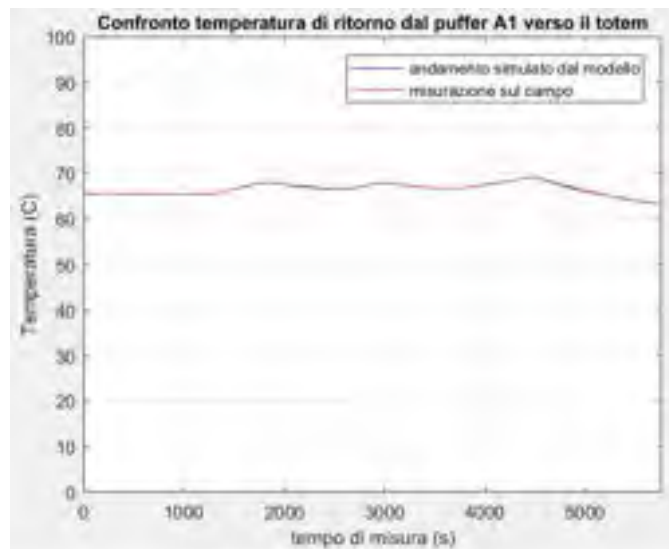


Figura 76: Confronto della temperatura $T_{\text{rit SCH}}$ simulazione accumulo A1 con scambiatore SCH

Temperatura di uscita dallo scambiatore SCH lato accumulo A1, $T_{\text{rit SCH}}$:

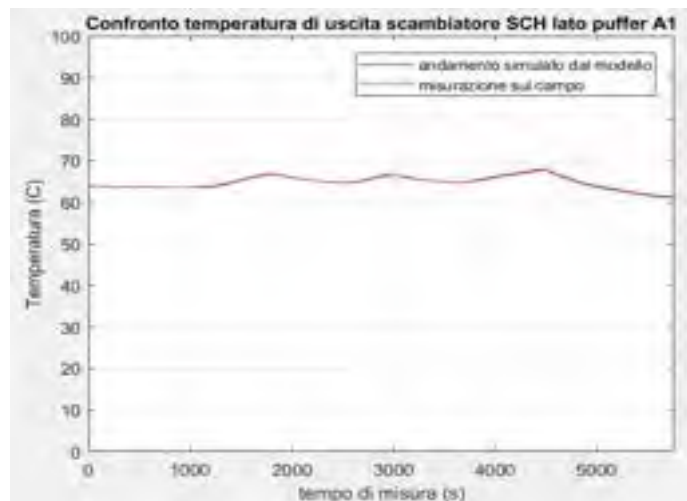


Figura 77: Confronto della temperatura $T_{\text{hu in SC3}}$ simulazione accumulo A1 con scambiatore SCH

Temperatura di ingresso all'utenza termica USR e che coincide con la temperatura di uscita dallo scambiatore di alta entalpia SCH lato utenza:



Figura 78: Confronto della temperatura $T_{in\ USR}$ simulazione accumulo A1 con scambiatore SCH

9.4 Simulazione di prova blocchi accumulo A2 collegato con lo scambiatore di bassa entalpia Sch

Si confronta ora la simulazione ottenuta dai blocchi del puffer A2 e dello scambiatore di bassa entalpia Sch collegati tra loro con i dati di misura; lo schema dei blocchi è riportato di seguito:

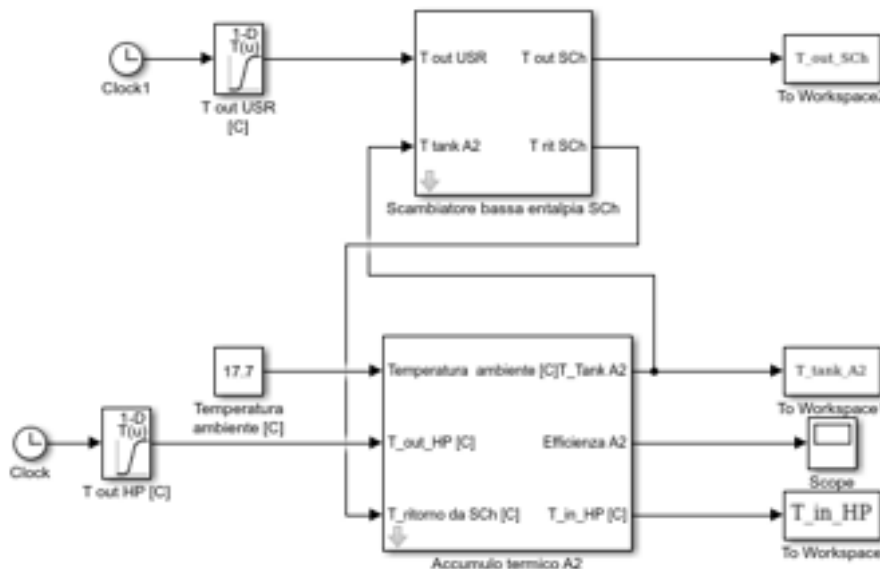


Figura 79: Diagramma a blocchi accumulo A2 collegato con lo scambiatore SCH

Nella simulazione si è fornito in input il medesimo andamento precedentemente illustrato per la temperatura di mandata della pompa di calore al puffer A2, $T_{out\ HP}$, e si è inoltre fornito l'andamento reale di misura della temperatura di uscita dell'utenza termica USR in ingresso allo scambiatore SCH, $T_{out\ USR}$:

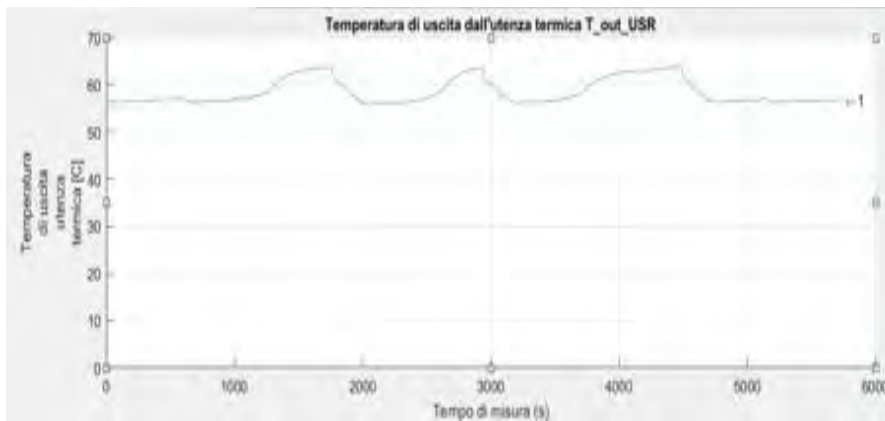


Figura 80: Andamento reale della temperatura di uscita dall'utenza termica USR

Segue ora il confronto della temperatura media dell'accumulo A2, $T_{\text{tank A2}}$:



Figura 81: Confronto temperatura media del puffer A2 simulazione dell'accumulo A2 collegato con lo scambiatore Sch

Per la temperatura di ritorno alla pompa di calore dall'accumulo A2, $T_{\text{in HP}}$:

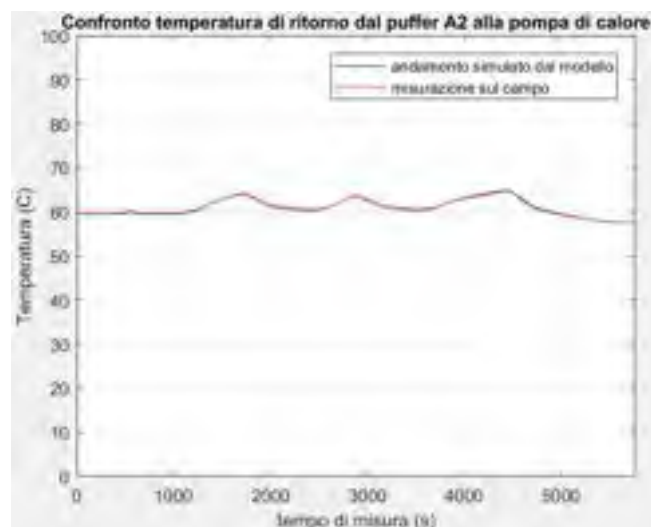


Figura 82: Confronto temperatura di ritorno dal puffer A2 alla pompa di calore simulazione dell'accumulo A2 collegato con lo scambiatore Sch

Si confronta ora la temperatura di uscita dallo scambiatore SCh lato utenza termica, $T_{out\ SCh}$:

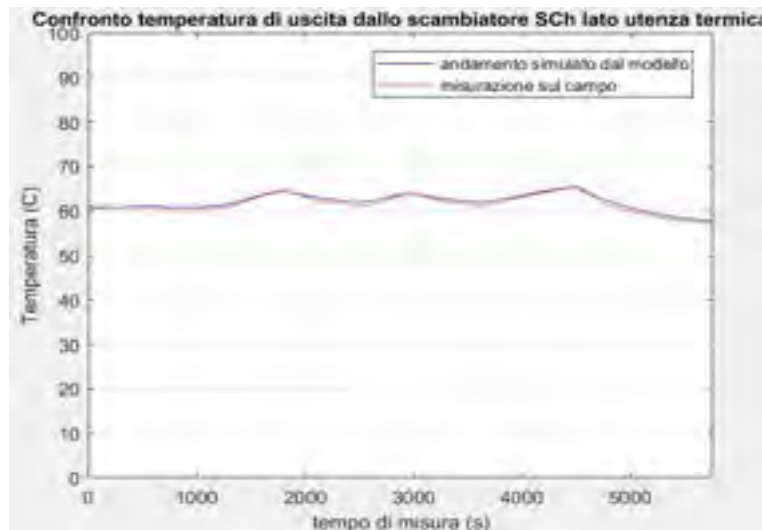


Figura 83: Confronto temperatura uscita dallo scambiatore SCh lato circuito di utenza termica simulazione dell'accumulo A2 collegato con lo scambiatore SCh

Infine, segue il confronto tra la temperatura di uscita dallo scambiatore SCh lato puffer A2, $T_{rit\ SCh}$:

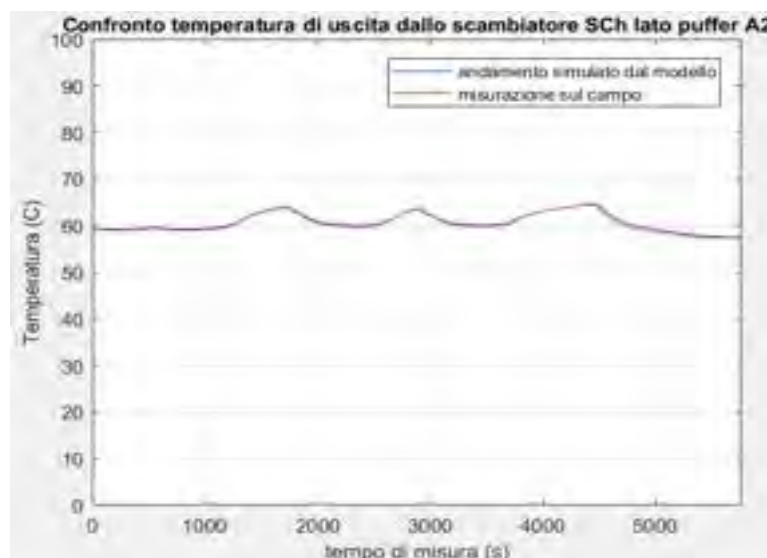


Figura 84: Confronto temperatura uscita dallo scambiatore SCh lato puffer A2 simulazione dell'accumulo A2 collegato con lo scambiatore SCh

9.5 Simulazione di prova blocchi accumuli A1 e A2 collegati con i rispettivi scambiatori ed il circuito di valle

Si è quindi compiuta una simulazione in cui sono stati collegati gli accumuli A1, A2 con i loro scambiatori di alta e di basa entalpia, rispettivamente:

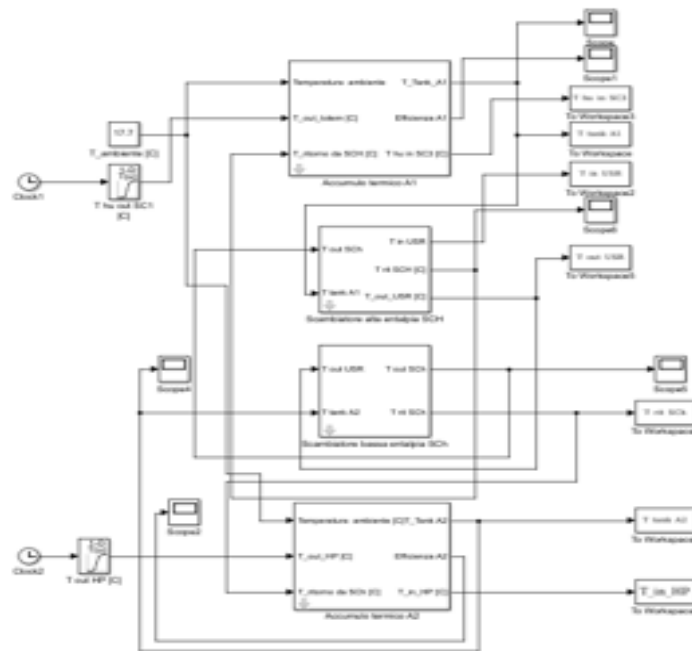


Figura 85: Diagramma a blocchi accumuli A1 ed A2 collegati con i rispettivi scambiatori

Per il calcolo della temperatura di uscita dal puffer A1 verso il Totem 25, $T_{hu \text{ in } SC3}$, sono state effettuate le stesse considerazioni di prima, imponendo il medesimo valore di stratificazione termica in accordo con i dati di misura reali; considerazioni analoghe valgono anche per l'accumulo A2.

Come prima, sono stati forniti in input dei valori di temperature reali provenienti dalla medesima prova di misura utilizzata per la simulazione della dinamica dell'accumulo A1 collegato con il solo scambiatore di alta entalpia SCH e si sono imposti i seguenti andamenti sperimentali di carico termico di utenza in [kWt]:

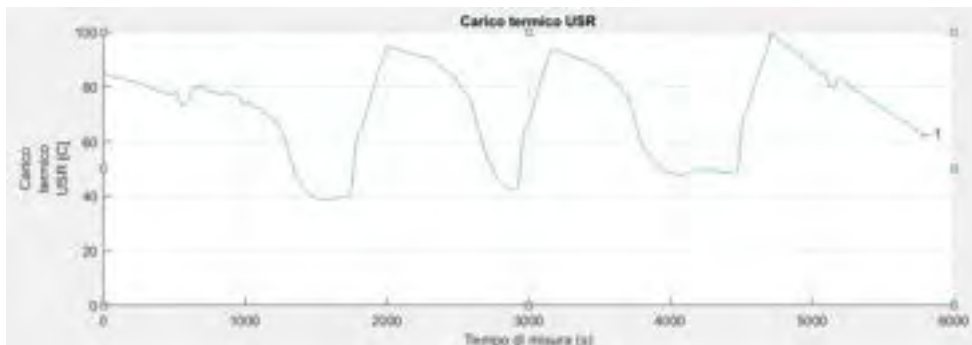


Figura 86: Andamento temporale del carico termico USR

È stato inoltre imposto il medesimo andamento utilizzato precedentemente nella simulazione con accumulo A1 collegato allo scambiatore SCH per la temperatura di uscita dal Totem 25, $T_{hu \text{ out } SC1}$.

Si è inoltre imposto un valore all'efficienza di scambio termico nello scambiatore di bassa entalpia, ϵ_{SCH} , pari a 0.84, valore che è stato estrapolato dalla prova di misura; il valore di efficienza dello scambiatore SCH è il medesimo di quello utilizzato per la simulazione dell'accumulo A1 collegato con il medesimo scambiatore.

Tabella 16: Valori di efficienze imposte

Efficienze	Valore
Efficienza scambiatore SCH	0.69
Efficienza scambiatore Sch	0.84

Seguono quindi le temperature dell'accumulo A1 simulate e reali:

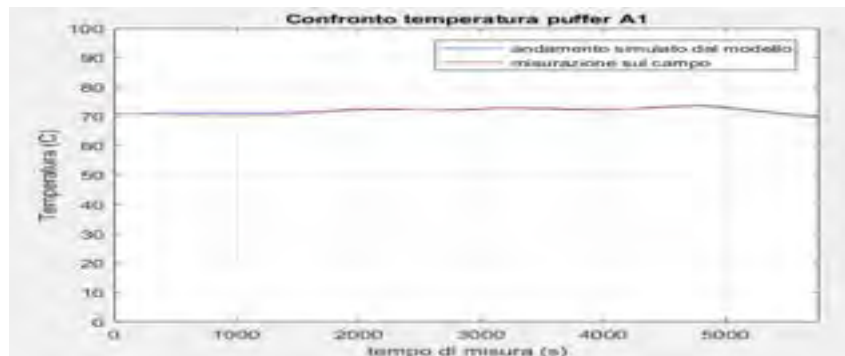


Figura 87: Confronto temperatura accumulo A1 simulazione accumuli A1, A2 collegati ai rispettivi scambiatori

Temperatura dell' accumulo A2:

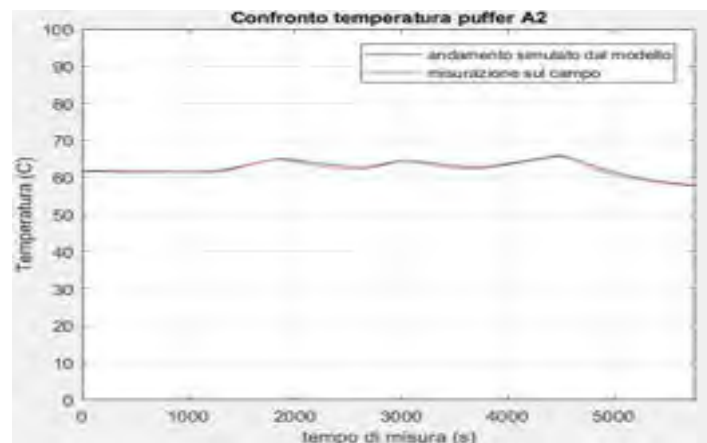


Figura 88: Confronto temperatura accumulo A2 simulazione accumuli A1, A2 collegati ai rispettivi scambiatori

Temperatura di ritorno dell'acqua al Totem, T_{hu} in SC3:

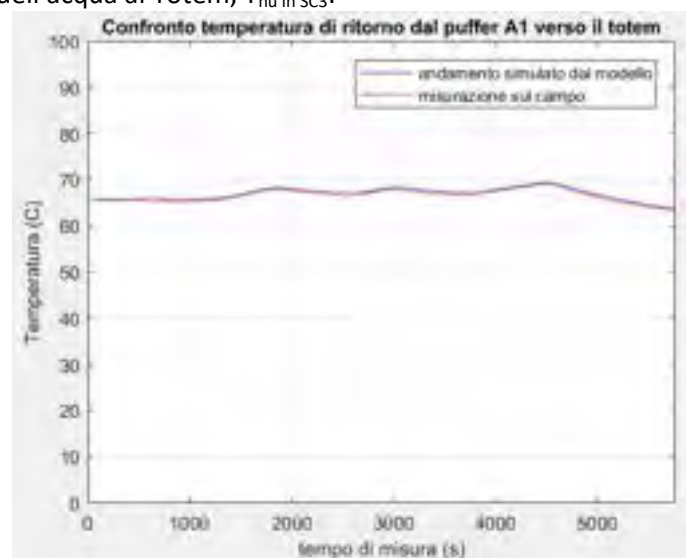


Figura 89: Confronto temperatura T_{hu} in SC3 simulazione accumuli A1, A2 collegati ai rispettivi scambiatori

Temperatura di uscita dallo scambiatore di alta entalpia SCH lato accumulo, T_{ritSCH} :

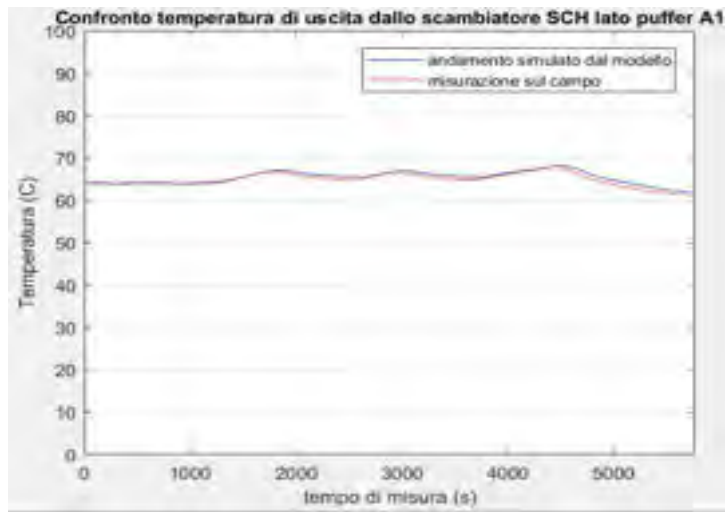


Figura 90: Confronto temperatura T_{ritSCH} simulazione accumuli A1, A2 collegati ai rispettivi scambiatori

Temperatura di uscita dallo scambiatore di bassa entalpia SCh lato puffer A2, T_{ritSCh} :



Figura 91: Confronto temperatura T_{ritSCh} simulazione accumuli A1, A2 collegati ai rispettivi scambiatori

Temperatura di ingresso all'utenza termica USR e che coincide con la temperatura di uscita dallo scambiatore di alta entalpia SCH lato utenza:

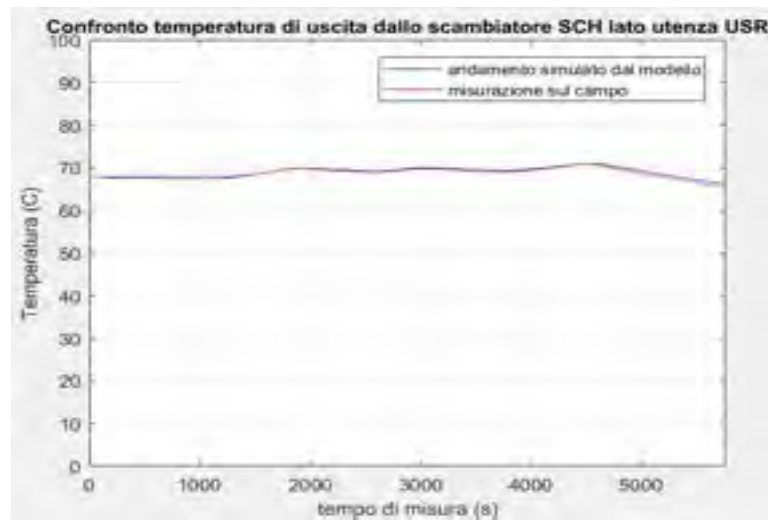


Figura 92: Confronto temperatura $T_{in\ USR}$ simulazione accumuli A1, A2 collegati ai rispettivi scambiatori

Infine, si confrontano le temperature di ritorno dal puffer A2 verso la pompa di calore, $T_{in\ cond}$:

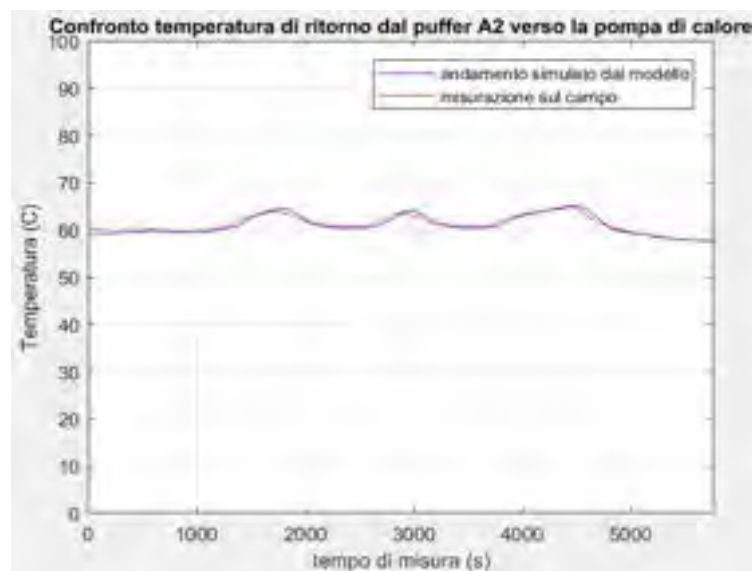


Figura 93: Confronto temperatura $T_{in\ cond}$ simulazione accumuli A1, A2 collegati ai rispettivi scambiatori

Si è così verificato che gli andamenti delle temperature degli accumuli così ricavate simulano con discreta precisione quelle reali misurate nel sito.

10 Rappresentazione dati di prova sperimentali

Il presente Capitolo illustra i risultati delle prove sperimentali, i cui dati sono stati forniti da ENEA, condotte sull'impianto full thermal svolte presso Totem Energy S.r.l. in data 22/02/2017, in cui viene studiato il comportamento del sistema a carico nominale e a carico variabile imponendo inoltre lo spegnimento della pompa di calore durante l'ultima fase della seconda prova al fine di studiare la scarica dell'accumulo A2; i dati delle misurazioni sono stati successivamente utilizzati per compiere un confronto fra questi e i dati simulati dal modello, a parità di carico termico richiesto dall'utenza USR e di portate di circolazione nell'impianto.

Per entrambe le prove, si fa riferimento alla seguente legenda dei sensori di temperatura e di portata:

Tabella 17: Legenda dei sensori di temperatura

Sensore di temperatura	Significato	Simbolo	Unità di misura
T_Wtr_Totem_A1	Temperatura di mandata del Totem	$T_{hu\ out\ SC1}$	[°C]
T_Wtr_A1_Totem	Temperatura di ritorno al Totem	$T_{hu\ in\ SC3}$	[°C]
T_Wtr_A1	Temperatura media accumulo A1	$T_{tank\ A1}$	[°C]
T_Wtr_A1_HeHi	Temperatura di ingresso scambiatore SCH lato A1	$T_{in\ SCH}$	[°C]
T_Wtr_HeHi_A1	Temperatura di uscita scambiatore SCH lato A1	$T_{rit\ SCH}$	[°C]
T_Wtr_A2	Temperatura media accumulo A2	$T_{tank\ A2}$	[°C]
T_Wtr_A2_HP	Temperatura di ritorno alla pompa di calore	$T_{ritorno\ HP}$	[°C]
T_Wtr_HP_A2	Temperatura mandata alla pompa di calore	$T_{mandata\ HP}$	[°C]
T_Wtr_A2_HeLo	Temperatura ingresso scambiatore SCh lato A2	$T_{in\ SCh}$	[°C]
T_Wtr_HeLo_A2	Temperatura uscita scambiatore SCh lato A2	T_{ritSCh}	[°C]
T_Wtr_USR_HeLo	Temperatura di uscita dall'utenza termica	$T_{out\ USR}$	[°C]
T_Wtr_HeHi_USR	Temperatura di ingresso all'utenza termica	$T_{in\ USR}$	[°C]
T_Wtr_HeLo_HeHi	Temperatura intermedia tra i due scambiatori	$T_{out\ SCh}$	[°C]

Tabella 18: Legenda dei sensori di portata

Sensore di portata	Significato	Simbolo	Unità di misura
V_flow_Totem_puffer	Portata di scambio tra Totem e puffer A1	$\dot{q}_{puff\ A1}$	[m ³ /h]
V_flow_HP_puffer	Portata di scambio tra pompa di calore e A2	$\dot{q}_{puff\ A2}$	[m ³ /h]
V_flow_PufferTot_Skid	Portata di scambio tra puffer A1 e SCH	\dot{q}_{SCH}	[m ³ /h]
V_flow_PufferHP_Skid	Portata di scambio tra puffer A2 e SCh	\dot{q}_{SCh}	[m ³ /h]
V_flow_Utenza	Portata dell'utenza USR	\dot{q}_{USR}	[m ³ /h]

10.1 Dati sperimentali prova ST07

Seguono gli andamenti misurati nella prova ST07, svoltasi in data 22/02/2017 presso centrale Totem Energy S.r.l. tra le 15:30 e le 17:30; il carico termico richiesto dall'utenza USR è circa costante e pari a 115 kWt [12].

Temperature lato puffer A1:

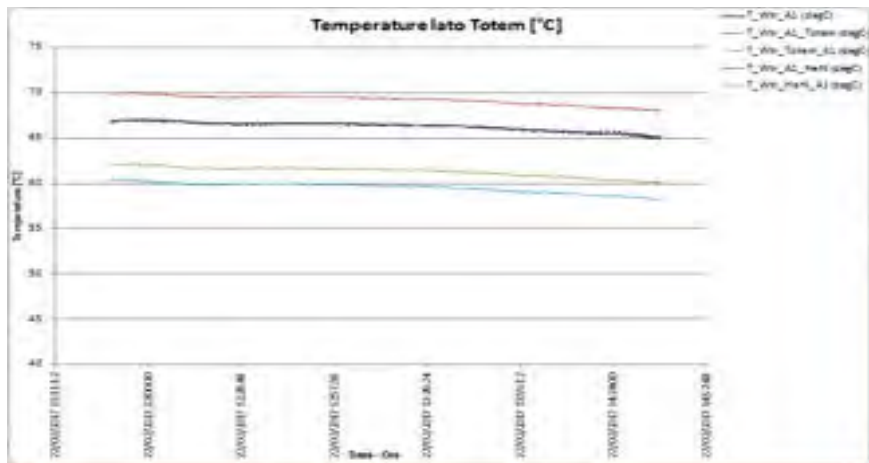


Figura 94: Andamento di misura $T_{\text{puffer A1}}$ prova ST07

Temperature lato puffer A2:

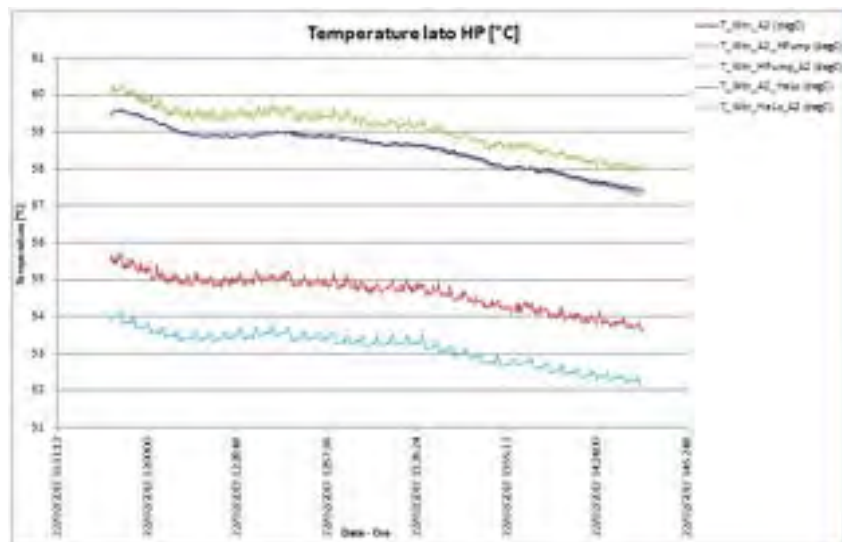


Figura 95: Andamento di misura $T_{\text{puffer A2}}$ prova ST07

Temperature lato skid idronico:

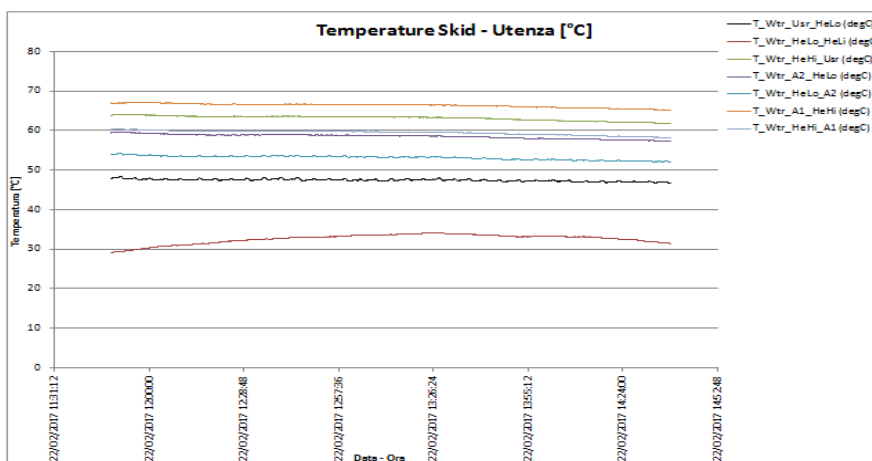


Figura 96: Andamento di misura $T_{\text{skididronico}}$ prova ST07

Portate:

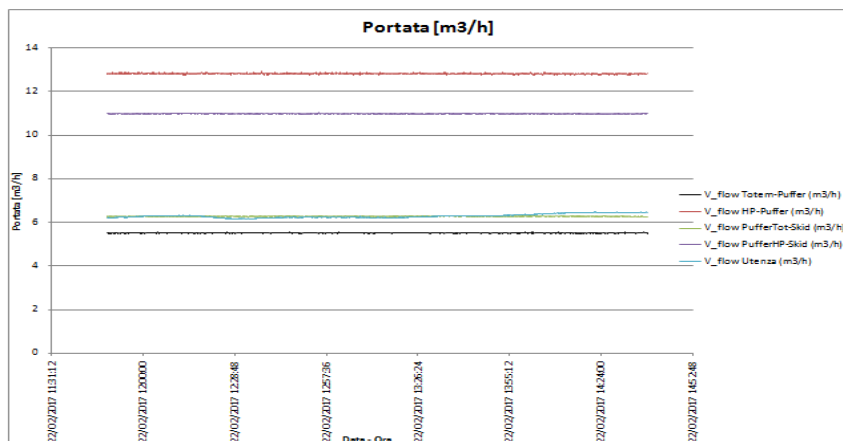


Figura 97: Andamento di misura portate prova ST07

Si può notare come tutti i parametri di temperature e portate assumano un valore circa costante durante l'intero intervallo di misurazione; partendo da queste misurazioni, si è simulato il funzionamento del modello impostando come valori di input alcuni dei parametri sopra citati, e dei rimanenti verrà fatto il confronto grafico con i corrispondenti valori ottenuti dal modello.

10.2 Dati sperimentali prova ST08

Si riportano ora gli andamenti temporali dei dati misurati nella medesima data del 22/02/2017, ma ad un diverso livello di carico termico variabile richiesto dall'utenza [13].

Temperature lato puffer A1:

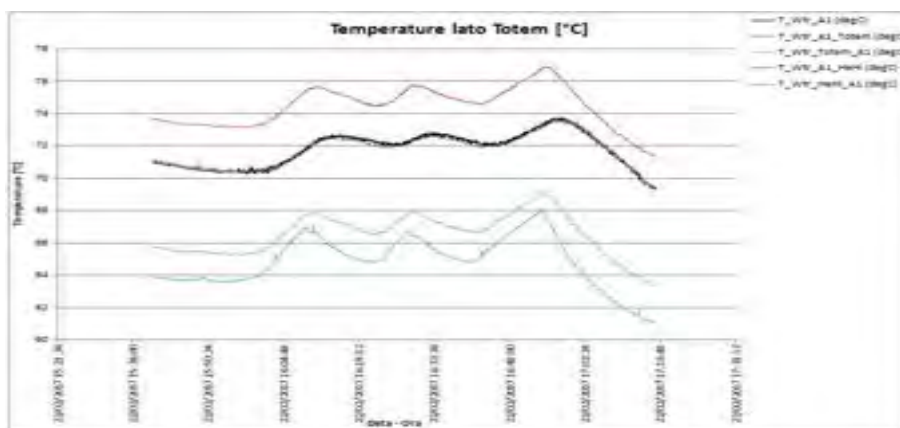


Figura 98: Andamento di misura $T_{puffer A1}$ prova ST08

Temperature lato puffer A2:

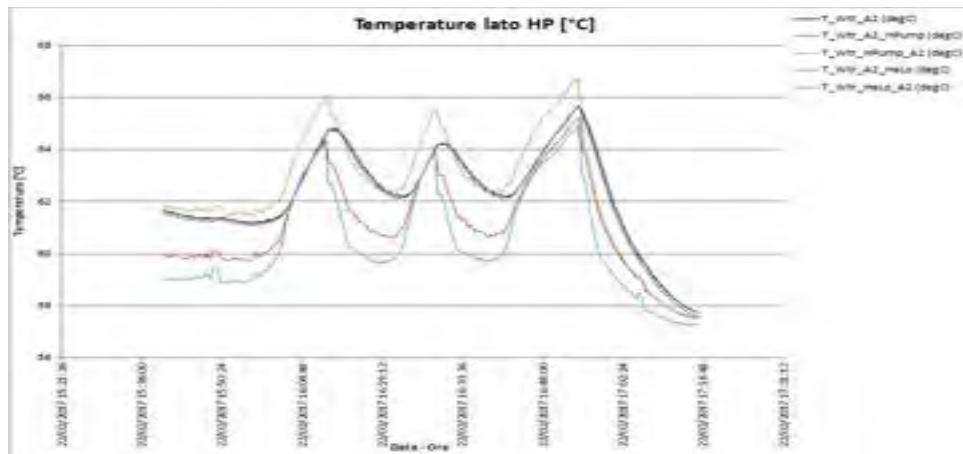


Figura 99: Andamento di misura $T_{\text{puffer A2}}$ prova ST08

Temperature lato skid idronico:

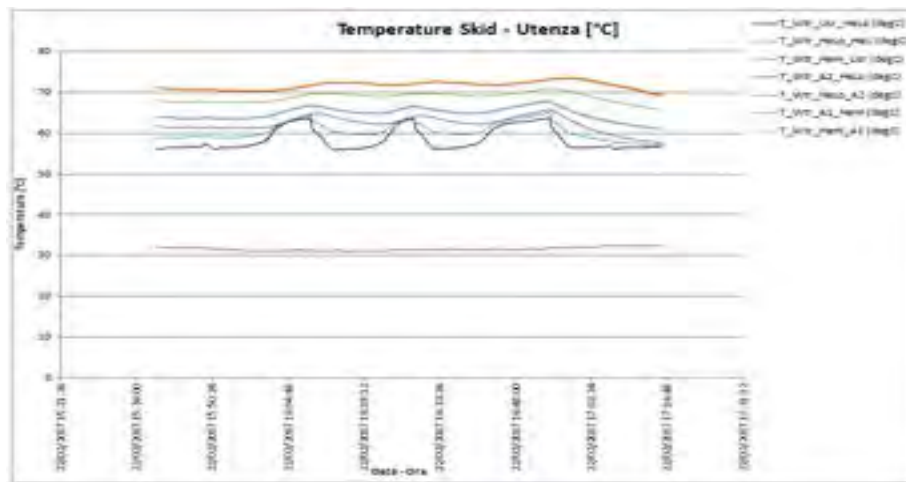


Figura 100: Andamento di misura $T_{\text{skid idronico}}$ prova ST08

Portate:

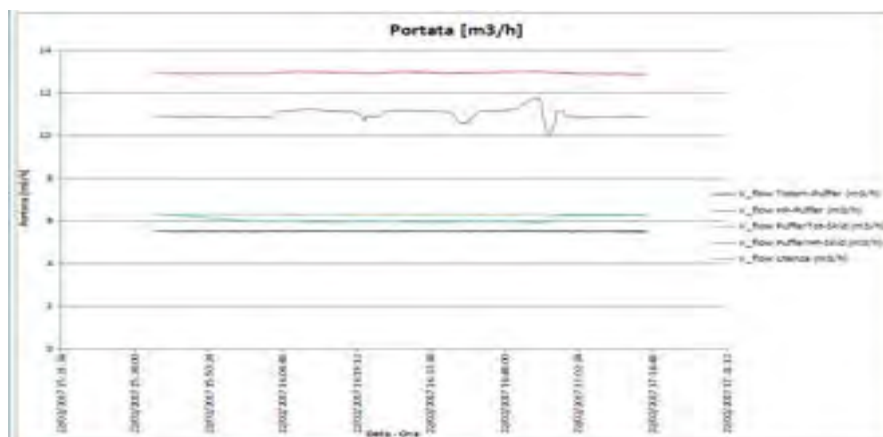


Figura 101: Andamento di misura portate prova ST08

11 Confronto dati sperimentali con i corrispondenti valori ottenuti dal modello

Scopo del presente Capitolo è confrontare le temperature ottenute dal modello e quelle misurate durante la prova ST07 ad un carico termico circa pari a quello nominale di 120 kWt. Partendo dai dati sperimentali ottenuti dalle misurazioni, si possono imporre nel modello i seguenti parametri:

- Temperatura iniziale di ritorno della portata di utenza USR pari a circa 47 °C
- Carico termico di utenza USR medio imposto costante a 115 kWt
- Portata di utenza USR pari a 6.2 m³/h
- Portata di circolazione tra il Totem ed il puffer A1 pari a 5.5 m³/h
- Portata di circolazione tra il puffer A1 e lo scambiatore di alta entalpia pari a 6.3 m³/h
- Portata di circolazione tra il puffer A2 e lo scambiatore di bassa entalpia pari a 11 m³/h
- Portata di circolazione tra la pompa di calore HP ed il puffer A2 pari a 12.9 m³/h
- Temperature iniziali dei puffer A1 e A2 pari rispettivamente 65 °C e 57 °C
- Temperatura iniziale della mandata della pompa di calore, $T_{mandata\ HP}$, pari a 60.02 °C
- Efficienza di scambio termico dello scambiatore di bassa entalpia ϵ_{SCH} circa pari a 0.84
- Efficienza di scambio termico dello scambiatore di alta entalpia ϵ_{SCH} pari a 0.69

Secondo quanto riportato nei dati di misura della prova ST07, si impone che la pompa di calore assorba un carico elettrico pari a quello nominale di 20 kWe; la restante parte di potenza elettrica generata dal Totem viene immessa in rete.

Seguono i risultati ottenuti dal modello e il confronto con il relativo dato sperimentale:

Confronto temperatura puffer A1, $T_{tank\ A1}$, con l'ordinata in gradi centigradi e l'ascissa pari al tempo di misurazione in secondi:

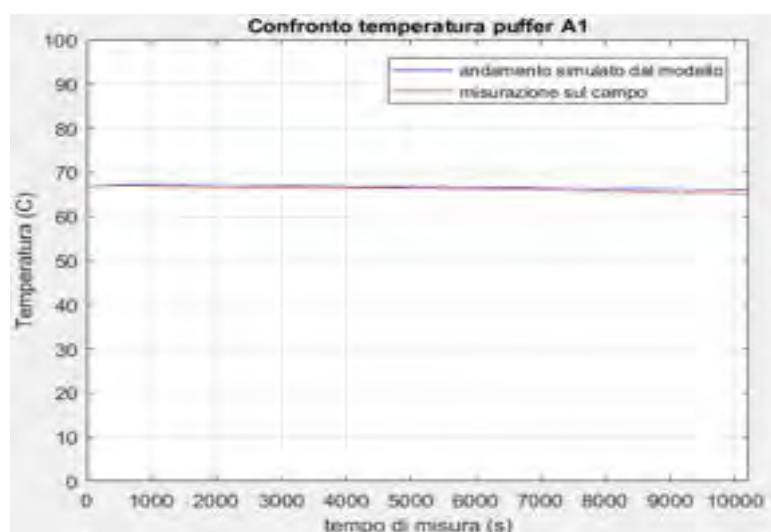


Figura 102: Confronto Temperatura accumulo A1 prova ST07

Confronto temperatura di ritorno al Totem $T_{hu,in,SC3}$, con l'ordinata in gradi centigradi e l'ascissa pari al tempo di misurazione in secondi:

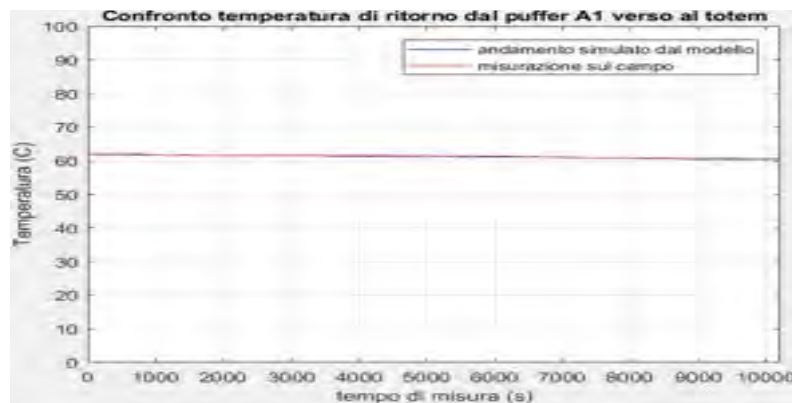


Figura 103: Confronto Temperatura di ingresso al Totem 25 prova ST07

Confronto temperatura del puffer A2, T_{tankA2} , con l'ordinata in gradi centigradi e l'ascissa pari al tempo di misurazione in secondi:

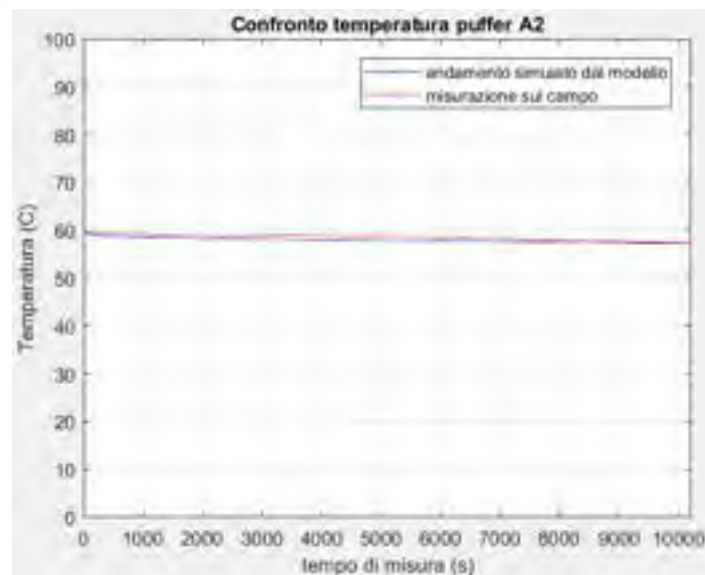


Figura 104: Confronto Temperatura accumulo A2 prova ST07

Confronto temperatura di ritorno dallo scambiatore di alta entalpia verso il puffer A1, T_{ritSCH} , con l'ordinata in gradi centigradi e l'ascissa pari al tempo di misurazione in secondi:



Figura 105: Confronto Temperatura di ritorno dallo scambiatore SCH prova ST08

Confronto temperatura di ritorno dallo scambiatore di bassa entalpia verso il puffer A2, T_{ritSCH} , con l'ordinata in gradi centigradi e l'ascissa pari al tempo di misurazione in secondi:

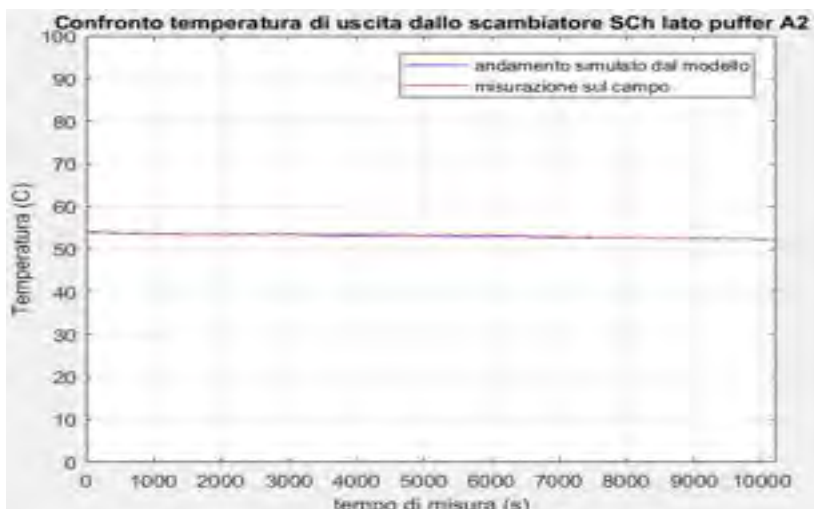


Figura 106: Confronto Temperatura di ritorno dallo scambiatore SCH prova ST07

Temperatura in ingresso all'utenza USR, $T_{in USR}$, che coincide con la temperatura di uscita dallo scambiatore di alta entalpia SCH:



Figura 107: Confronto Temperatura di uscita scambiatore SCH lato utenza USR prova ST07

Si può osservare come il modello riesca a simulare molto fedelmente i valori misurati sul campo.

Seguono ora i confronti grafici con la prova di misura ST08 ottenuta con un carico di utenza termica variabile: le portate e le efficienze degli scambiatori sono state imposte ai medesimi valori utilizzati per la prova ST07 a carico nominale e cambiano solo:

- Le temperature iniziali degli accumuli A1 e A2, pari rispettivamente a 61.72 °C e 70.99 °C;
- Le temperatura iniziale della portata in uscita dall'utenza termica, $T_{out USR}$, pari a 56.27 °C;
- Le temperatura iniziale della mandata della pompa di calore, $T_{mandata HP}$, pari a 61.87 °C.

Confronto temperatura puffer A1, $T_{\text{tank A1}}$, con l'ordinata in gradi centigradi e l'ascissa pari al tempo di misurazione in secondi:

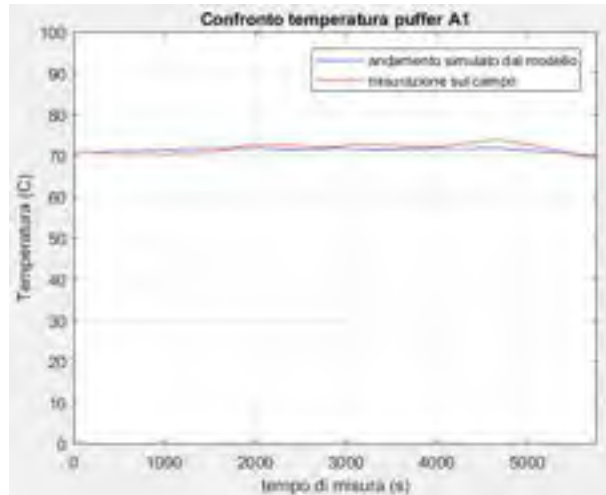


Figura 108: Confronto Temperatura accumulo A1 prova ST08

Confronto temperatura di ritorno al Totem $T_{\text{hu,in,SC3}}$, con l'ordinata in gradi centigradi e l'ascissa pari al tempo di misurazione in secondi:



Figura 109: Confronto Temperatura ingresso Totem 25 prova ST08

Confronto temperatura del puffer A2, T_{tankA2} , con l'ordinata in gradi centigradi e l'ascissa pari al tempo di misurazione in secondi:

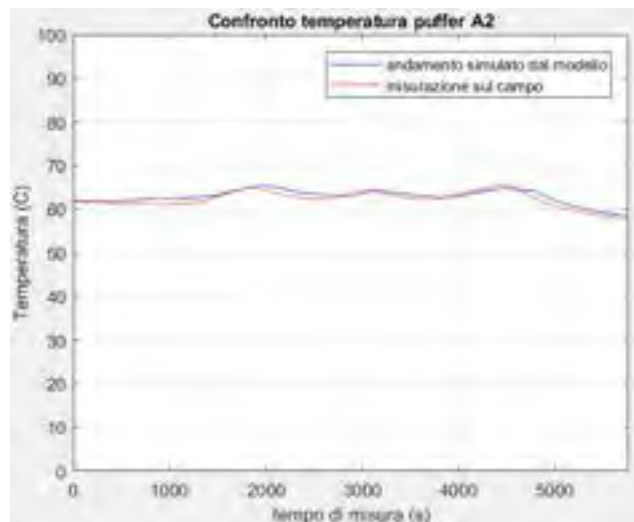


Figura 110: Confronto Temperatura accumulo A2 prova ST08

Confronto temperatura di ritorno dallo scambiatore di alta entalpia verso il puffer A1, T_{ritSCH} , con l'ordinata in gradi centigradi e l'ascissa pari al tempo di misurazione in secondi:

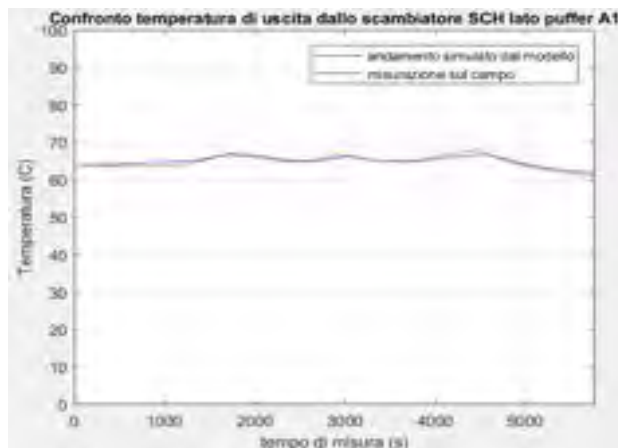


Figura 111: Confronto Temperatura di ritorno dallo scambiatore SCH prova ST08

Confronto temperatura di ritorno dallo scambiatore di bassa entalpia verso il puffer A2, T_{ritSCH} , con l'ordinata in gradi centigradi e l'ascissa pari al tempo di misurazione in secondi:



Figura 112: Confronto Temperatura di ritorno dallo scambiatore SCH prova ST08

Temperatura di ingresso all'utenza termica, T_{inUSR} , coincidente con la temperatura in uscita dallo scambiatore di alta entalpia SCH lato circuito di utenza:



Figura 113: Confronto Temperatura T_{inUSR} prova ST08

Analogamente a prima, i risultati ottenuti dal modello sono molto aderenti ai dati sperimentali. Lievi differenze si suppone siano dovute alle approssimazioni effettuate durante l'esecuzione del modello, come l'imposizione della temperatura ambiente circa costante durante l'intera simulazione.

In generale, le oscillazioni dei valori di temperatura che si registrano nell'andamento simulato sono dovute alla regolazione di feedback del Totem 25 il quale, se vede eccedere la temperatura dell'accumulo caldo A1 oltre una certa soglia prefissata, alimenta l'accumulo stesso non al 100% del carico nominale ma al 50%; viceversa, se la temperatura dell'accumulo A1 si avvicina ad un valore di minimo prefissato nel modello, il Totem 25 ritorna a lavorare al 100% del suo carico nominale. Infine, in questa simulazione, secondo quanto riportato nei dati di misura della prova ST08, si è imposto che la pompa di calore assorba un carico elettrico pari a circa la metà di quello nominale di 20 kWe e la restante parte della potenza elettrica generata dal Totem viene immessa nella rete e che, ad un tempo pari a circa 1 ora e 15 minuti, la pompa di calore venga spenta in modo da simulare una scarica dell'accumulo A2.

12 Simulazioni del modello a carico variabile in un giorno invernale

Si sono svolte delle simulazioni a carico termico variabile richiesto dall'utenza USR nell'arco di un'intera giornata al fine di valutare l'energia totale di combustibile consumata dall'impianto e l'energia elettrica e termica prodotta dal micro-cogeneratore in un giorno di lavoro: si è in particolare svolta una simulazione volta ad approfondire il comportamento dell'impianto per un tipico profilo di carico di un giorno invernale. È stato quindi simulato l'intero modello:

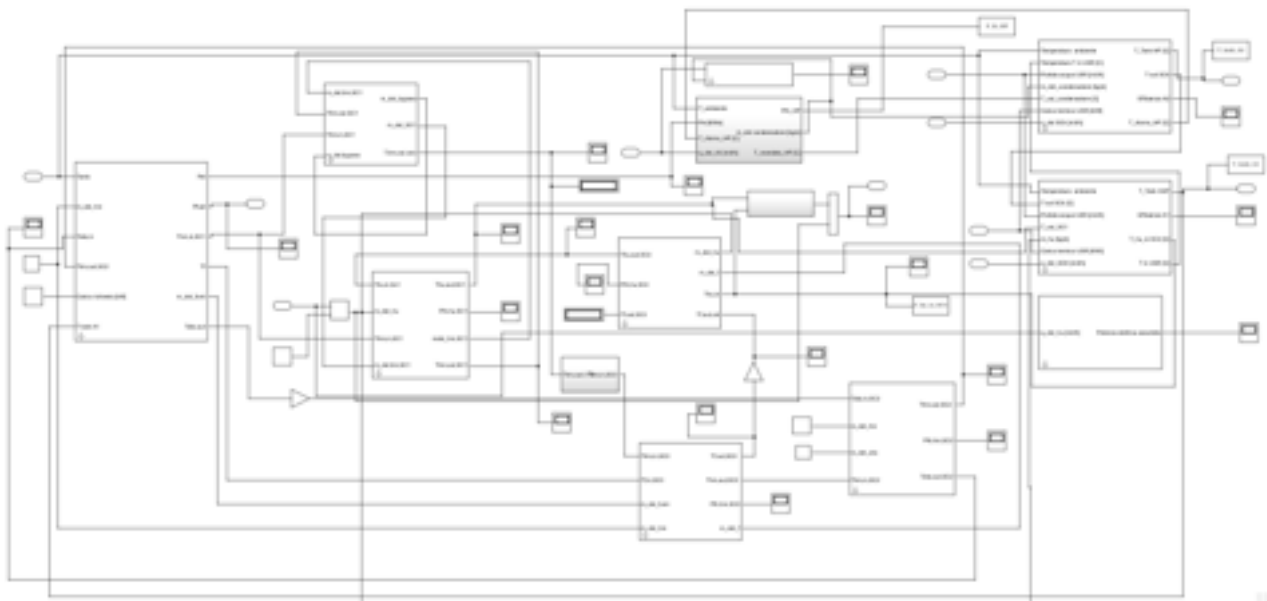


Figura 114: Diagramma a blocchi dell'intero modello

Si è quindi svolta una simulazione a carico variabile con il medesimo profilo di carico termico illustrato in Figura 30; nella simulazione, svolta con un valore della temperatura ambiente pari a 18 °C, sono inoltre stati imposti i seguenti parametri:

Tabella 19: Parametri imposti per le simulazioni a carico variabile

Parametro	Valore	Unità di misura
Portata di scambio tra Totem e puffer A1, $\dot{m}_{puf A1}$	1.53	[Kg/s]
Portata di scambio tra puffer A1 e scambiatore SCH, \dot{m}_{SCH}	1.72	[Kg/s]
Portata di scambio tra puffer A2 e scambiatore SCH, \dot{m}_{SCH}	3.05	[Kg/s]
Portata di utenza termica USR, \dot{m}_{USR}	1.72	[Kg/s]
Temperatura iniziale di uscita dell'utenza termica USR, $T_{out USR}$	45	[°C]

I parametri di portate di scambio e della temperatura di uscita dall'utenza termica USR sono stati scelti in accordo alle prove di misura dell'impianto precedentemente esaminate.

12.1 Regolazione dell'impianto durante la simulazione a carico variabile

Nel modello è inoltre presente una regolazione della temperatura dell'accumulo A1 come schematizzato in figura 115:

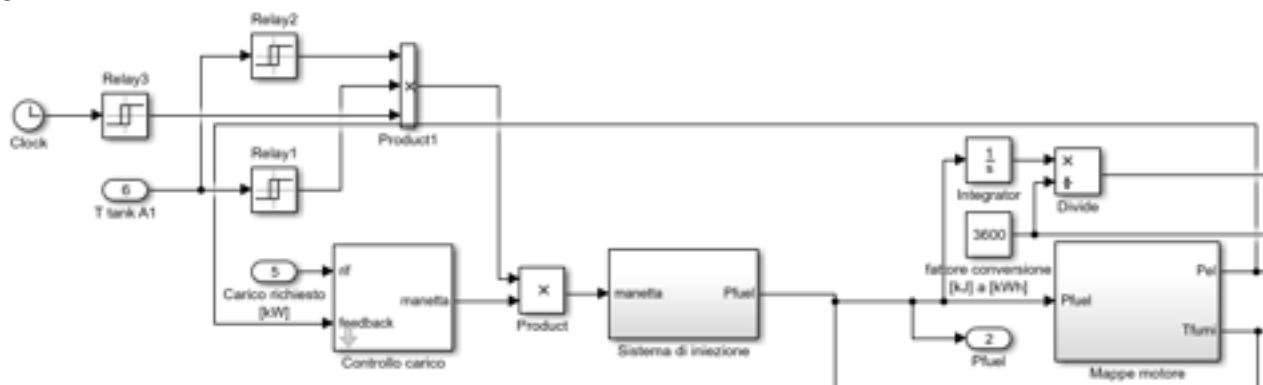


Figura 115: Diagramma a blocchi regolazione di temperatura del puffer A1

Si sono cioè posti 2 relay di controllo della temperatura del puffer A1:

- se tale temperatura si trova al di sotto di 70 °C viene ordinata l'accensione a pieno carico del Totem
- se tale temperatura si trova al di sopra di 72 °C il Totem lavorerà a metà carico
- se tale temperatura si trova al di sopra di 74 °C viene ordinato lo spegnimento del Totem
- Infine, alla fine della giornata, circa alla ventiduesima ora, viene ordinato lo spegnimento del Totem e l'utenza verrà alimentata dalla sola scarica dei due accumuli

12.2 Simulazione dell'impianto a carico variabile e calcolo dei consumi energetici giornalieri

Si è quindi simulato il comportamento del Full Thermal a carico variabile, impostando un valore di temperatura iniziale dell'accumulo A1 pari a 60 °C e dell'accumulo A2 pari a 55 °C: verso la fine della simulazione si è inoltre ordinato lo spegnimento del Totem 25 in modo tale che l'accumulo A1 si riporti alla stessa temperatura da cui era partito: in questa fase il Totem è spento e l'utenza termica è alimentata unicamente dalla scarica dei due accumuli, in modo da ottenere un risparmio di energia primaria; si riporta quindi l'andamento temporale della temperatura dell'accumulo A1:

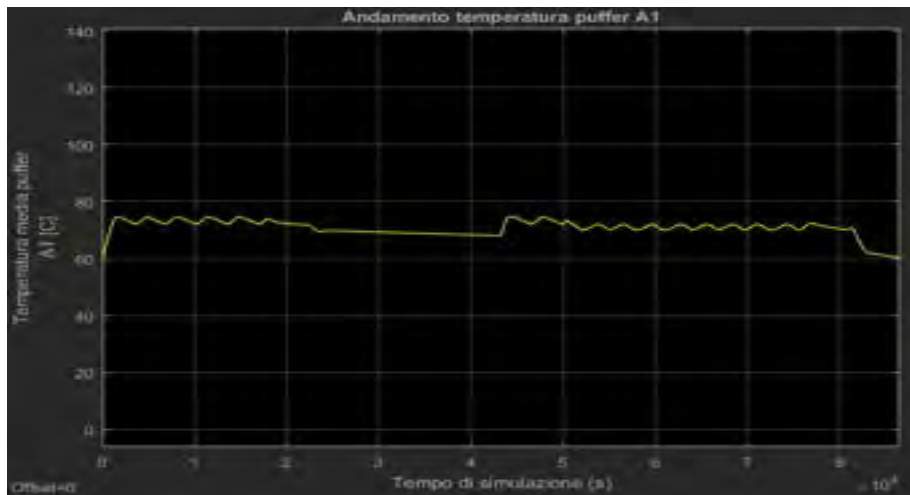


Figura 116: Andamento della temperatura dell'accumulo A1 nella simulazione invernale

Si nota quindi un aumento della temperatura sino a circa 74 °C dovuto all'avviamento del Totem a bassi carichi termici di utenza e si verifica un "ginocchio" in corrispondenza del carico termico massimo nominale di 120 kW; le varie oscillazioni di temperatura sono dovute alla regolazione di feedback della temperatura del puffer A1.

Si riporta di seguito l'andamento della temperatura dell'accumulo A2:

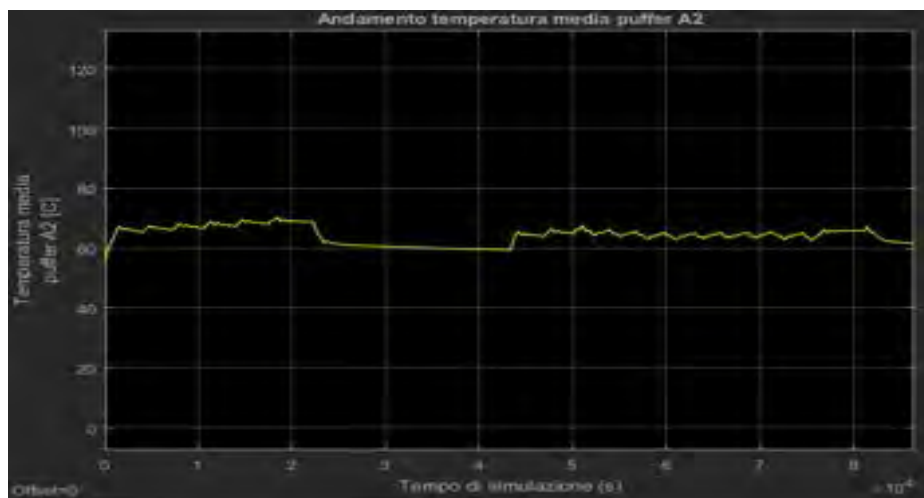


Figura 117: Andamento della temperatura dell'accumulo A2 nella simulazione invernale

Anche qui, si registra un picco all'avviamento dovuto ai bassi carichi dell'utenza termica e si ha un "ginocchio" sempre in corrispondenza del carico termico nominale di 120 kW; le oscillazioni di temperatura sono dovute alle oscillazioni del carico elettrico generato dal Totem per la regolazione di feedback della temperatura dell'accumulo A1.

Si possono quindi ricavare l'energia di combustibile spesa dal Totem nell'arco dell'intera giornata e le energie elettriche e termiche prodotte dal Totem, dalla pompa di calore, dalla scarica degli accumuli e le perdite verso l'esterno degli accumuli stessi nel medesimo arco temporale integrando nel tempo le corrispettive potenze ed imponendo un valore nullo di tali energie all'istante iniziale; segue quindi:

Tabella 20: Valori dei flussi di energia giornalieri ricavati dal modello nella simulazione invernale

Parametro	Valore	U.M.
Energia del combustibile	1082	[kWh/giorno]
Energia elettrica prodotta dal Totem	325	[kWh/giorno]
Energia termica prodotta dal Totem	726	[kWh/giorno]
Energia termica prodotta dalla pompa di calore	801	[kWh/giorno]
Energia termica persa dagli accumuli verso l'esterno	1	[kWh/giorno]
Energia termica richiesta dall'utenza USR	1556	[kWh/giorno]
Energia termica fornita dagli accumuli durante la scarica	31	[kWh/giorno]

13 Determinazione dei risparmi di energia primaria conseguibili con il full thermal rispetto ad altre tecnologie per il riscaldamento

Con i valori precedentemente determinati di energia di combustibile utilizzata dal Totem nel profilo di carico invernale di Figura 30, si è determinata l'energia primaria complessivamente utilizzata dall'impianto in un anno, moltiplicando tale energia termica per il fattore di conversione da MWh a TEP, pari a 0.086.

Tabella 21: Calcoli energia primaria di combustibile nel full thermal – approccio 1

Parametro	Valore	U.M.
Numero di giorni invernali	91	-
Energia combustibile giornaliera invernale	1095	[kWh/giorno]
Fattore di conversione da MWh a TEP	0.086	[TEP/MWh]
Energia primaria annuale	8.6	[TEP/anno]

Al fine di calcolare il consumo energetico del Full Thermal nell'arco di un'intera stagione di riscaldamento, si è anche svolta una simulazione del modello con un profilo di carico analogo a quello in Figura 30 ma con una richiesta di potenza termica pari al 50% di quella rappresentata nella Figura stessa, in modo da ottenere un profilo di carico "medio" valido per l'intera stagione di riscaldamento; i consumi giornalieri ottenuti con tale profilo di carico andranno poi moltiplicati per la durata dell'intera stagione di riscaldamento, pari a 182 giorni. I risultati sono sintetizzati in Tabella 22.

Tabella 22: Calcoli energia primaria di combustibile nel full thermal – approccio 2

Parametro	Valore	U.M.
Numero di giorni stagione di riscaldamento	182	-
Energia combustibile giornaliera invernale	606	[kWh/giorno]
Fattore di conversione da MWh a TEP	0.086	[TEP/MWh]
Energia primaria annuale	9.5	[TEP/anno]

Il nuovo valore di energia primaria annuale così determinato come da Tabella 22 è superiore rispetto a quello in Tabella 21 a causa del fatto che il Totem 25, con un profilo di carico con potenze pari alla metà rispetto a quelle di Figura 30, lavorerà al 100% della sua potenza nominale per un tempo minore rispetto al caso precedente, e ciò comporta efficienze energetiche del Totem e dell'intero impianto più ridotte del primo caso, con conseguenti consumi energetici maggiori.

13.1 Calcoli dei consumi energetici di tecnologie di riscaldamenti tradizionali

Si sono svolti dei confronti tra il full thermal e altre tecnologie per il riscaldamento come una caldaia a gas naturale a condensazione, una caldaia a cippato ed una pompa di calore, al fine di determinare l'entità di risparmio energetico ed economico conseguibili adoperando il full thermal; i confronti sono stati effettuati ipotizzando il medesimo profilo di carico termico invernale dell'utenza precedentemente descritto in Figura 30.

13.1.1 Calcoli consumi caldaia a gas naturale a condensazione

Si è ipotizzato che l'utenza venga servita da una caldaia a gas naturale a condensazione con potenza termica nominale di 120 kWt; si sono ipotizzati i seguenti parametri di combustione:

Tabella 23: Parametri di combustione caldaia a gas naturale

Parametro	Valore	U.M.
Rendimento combustione	1.05	-
PCI gas naturale	9.61	[kWh/Sm ³]

A partire dal profilo di carico termico prima definito, si è ricavato il consumo di gas naturale in Sm³ per ciascuna ora di un giorno come:

$$q_{\text{gas naturale}} = \frac{Q_{\text{USR}}}{\text{PCI}_{\text{gas naturale}} \cdot \eta_b} \left(\frac{\text{Sm}^3}{\text{ora}} \right) \quad (36)$$

Si è quindi ricavato il consumo giornaliero sommando i singoli consumi orari.

Si possono quindi ricapitolare il consumo di gas naturale giornaliero invernale e quello annuale ottenuto come somma dei prodotti dei consumi giornalieri per il numero di giorni invernali, pari a 91:

Tabella 24 Consumi giornalieri ad annuali di gas naturale con caldaia

Parametro	Valore	U.M.
Consumo giornaliero invernale di gas naturale	154.4	[Sm ³ /giorno]
Consumo invernale totale di gas naturale	14053	[Sm ³ /anno]

Con i consumi di gas naturale si può risalire all'energia primaria di combustibile impiegata moltiplicando i singoli consumi per il potere calorifico del combustibile; si esprime poi l'energia primaria in TEP moltiplicando l'energia primaria espressa in MWh/anno per il fattore di conversione di energia termica da MWh/anno a TEP/anno:

Tabella 25: Consumi annuali di energia primaria di una caldaia a gas naturale

Parametro	Valore	U.M.
Energia primaria annuale consumata	135	[MWh/anno]
Fattore di conversione	0.086	[TEP/MWh]
Energia primaria annuale consumata	11.6	[TEP/anno]

Le emissioni di CO₂ vengono determinate definendo un coefficiente di emissione della massa di anidride carbonica per unità di kWh di gas naturale impiegato, $K_{\text{gas naturale}}$: si moltiplica quindi l'energia primaria di gas naturale in ingresso per tale coefficiente come:

$$\text{Emissioni}_{\text{CO}_2} [\text{kg}] = \text{Energia primaria}_{\text{gas naturale}} \cdot K_{\text{gas naturale}} \quad (37)$$

Si riassumono quindi le emissioni giornaliere ed annuali di CO₂:

Tabella 26: Emissioni giornaliere ed annuali di CO₂

Parametro	Valore	U.M.
Produzione giornaliera invernale CO ₂	300.8	[kg/giorno]
Coefficiente di emissioni gas naturale [14]	203	[g/kWh]
Produzione annuale CO ₂	27.4	[t/anno]

13.1.2 Calcoli consumi caldaia a cippato

I calcoli dei consumi di combustibile e di energia primaria di una caldaia a cippato seguono la medesima procedura svolta per la caldaia a gas naturale, imponendo i seguenti parametri di combustione:

Tabella 27: Parametri di combustione di una caldaia a cippato

Parametro	Valore	U.M.
Rendimento combustione	0.85	-
PCI cippato [15]	3.4	[kWh/kg]
Livello di umidità del cippato	30	[%]

Si riassumono quindi i consumi giornalieri di cippato, le corrispettive energie e l'energia primaria annuale di una caldaia a cippato:

Tabella 28: Consumi annuali di combustibile e di energia primaria di una caldaia a cippato

Parametro	Valore	U.M.
Consumo giornaliero invernale cippato	538.4	[kg/giorno]
Consumo annuale cippato	49	[t/anno]
Energia primaria annuale consumata	166.6	[MWh/anno]
Fattore di conversione	0.086	[TEP/MWh]
Energia primaria annuale consumata	14.3	[TEP/anno]

Le emissioni di CO₂ vengono ricavate moltiplicando le energie di combustibile in MWh per un fattore di produzione specifico di CO₂ per unità di MWh:

Tabella 29: Emissioni annuali e giornaliere di CO₂

Parametro	Valore	U.M.
Produzione di CO ₂ specifica [16]	24.0	[g/kWh]
Produzione giornaliera invernale CO ₂	43.9	[kg/giorno]
Produzione annuale CO ₂	4.0	[t/anno]

13.1.3 Calcoli consumi pompa di calore

Si è quindi ipotizzato di adottare una singola pompa di calore per soddisfare le richieste dell'utenza termica USR, e si è scelta da catalogo Aermec una pompa di calore NRK 0550 [17]:

NRK - HE			0200	0280	0300	0330	0350	0500	0550
12°C / 7°C	Potenza frigorifera (1)	kW	35,5	50,3	59,3	66,0	74,2	87,2	99,6
	Potenza assorbita (1)	kW	11,7	17,5	19,6	22,4	27,7	32,5	38,1
	EER (1)		3,03	2,88	3,03	2,95	2,68	2,68	2,61
	ESEER (1)		3,61	3,52	3,62	3,54	3,47	3,54	3,51
	Classe Eurovent a freddo (1)		B	C	B	B	D	D	D
	Portata d'acqua (1)	l/h	6128	8666	10231	11374	12796	15028	17167
40°C / 45°C	Potenza termica (2)	kW	42,31	59,82	69,56	78,40	88,1	104,1	119,1
	Potenza assorbita (2)	kW	12,12	17,13	19,98	22,53	25,5	30,3	34,8
	COP (2)		3,49	3,49	3,48	3,48	3,45	3,44	3,43
	Classe Eurovent a caldo (2)		A	A	A	A	A	A	A
	Portata d'acqua (2)	l/h	7320	10357	12034	13571	15239	18013	20606
	Perdite di carico (2)	kPa	25	23	32	27	31	35	44
Prestazioni in condizioni climatiche medie (Average)									
Pdesignh (3)		44	62	70	/	/	/	/	/
SCOP (3)		3,08	3,03	3,00	/	/	/	/	/
ns (3)		120	118	117	/	/	/	/	/
Classe Efficienza Energetica (5)		A+	A+	A+	/	/	/	/	/
Pdesignh (4)		42	58	67	80	89	106	121	
SCOP (4)		3,88	3,75	3,70	3,03	2,88	2,90	3,03	
ns (4)		152	147	145	118	112	113	118	
Classe Efficienza Energetica (5)		A++	A+	A+	/	/	/	/	

Figura 118: Catalogo pompe di calore Aermec

Dalle caratteristiche di fuori progetto delle pompa di calore di Aermec rappresentate in Figura 15 si possono ricavare i valori delle efficienze della macchina in un giorno invernale ipotizzando che l'evaporatore della macchina scambi calore con la temperatura ambiente:

Tabella 30: Valore di COP nella condizione di esercizio invernale

Parametro	Valore	U.M.
COP pompa di calore Aermec NRK 0550 invernale	2.3	-

Per mezzo dei valori di COP sopra elencati, si può ricavare il consumo orario di energia elettrica della pompa di calore dividendo la potenza richiesta dall'utenza USR nei giorni invernali, estivi e di mezza stagione per il corrispettivo COP:

$$\text{Consumo elettrico} = \frac{Q_{USR}}{COP} \text{ [kWh]} \quad (38)$$

Sommando i consumi elettrici orari per tutte le ore dei giorni invernali si possono ricavare i consumi giornalieri e quello annuale di energia elettrica; si può quindi determinare l'energia primaria annuale moltiplicando l'energia elettrica in MWh/anno per il fattore di conversione dai MWh ai TEP, pari a 0.187 TEP/MWhe:

Tabella 31: Consumi elettrici e di energia primaria della pompa di calore

Parametro	Valore	U.M.
Consumo elettrico giornaliero invernale	678	[kWh/giorno]
Consumo elettrico annuale	61653	[kWh/anno]
Fattore di conversione	0.187	[TEP/MWh]
Energia primaria annuale consumata	11.5	[TEP/anno]

Si calcolano le emissioni di CO₂ associata alla produzione di energia elettrica necessaria per l'alimentazione della suddetta pompa di calore introducendo un fattore di emissione di CO₂ per unità di kWh_{elettrico} acquistato dalla rete, K_{elettrico}, pari a 0.46 kg/kWh_e [18]; si sono quindi ottenute le emissioni associate alla pompa di calore come:

$$\text{Emissioni CO}_2 \text{ pompa di calore} = K_{\text{elettrico}} \cdot \text{Consumo elettrico annuo}_{\text{pompa di calore}}$$

13.1.4 Calcoli risparmi di energia primaria conseguibili con l'adozione del full thermal

Si possono riassumere i valori di energie primarie utilizzate dalle varie tecnologie, delle emissioni di CO2 e dei risparmi di energie primaria conseguibili con l'utilizzo del full thermal:

Tabella 32: Confronti delle energie primarie utilizzate dalle diverse tecnologie per il riscaldamento

Tecnologie	Energia primaria (TEP/anno)	Produzione CO2 (t/anno)	Risparmio di energia primaria conseguibile con Full thermal (TEP/anno)
Full thermal	8.6	18	0
Caldaia gas naturale	11.6	27.4	3.0
Caldaia cippato	14.3	4.0	5.7
HP	11.5	28.4	2.9

Considerando ora la condizione con profilo di carico ridotto del 50% rispetto a quello di Figura 30, valido per l'intera stagione di riscaldamento della durata di 182 giorni, segue invece:

Tabella 33: Confronti delle energie primarie utilizzate dalle diverse tecnologie per l'intera stagione di riscaldamento

Tecnologie	Energia primaria (TEP/anno)	Produzione CO2 (t/anno)	Risparmio di energia primaria conseguibile con Full thermal (TEP/anno)
Full thermal	9.5	20.2	0
Caldaia gas naturale	11.6	27.4	2.1
Caldaia cippato	14.3	4.0	4.8
HP	11.5	28.4	2.0

Ad un consumo energetico maggiore da parte del Full Thermal nell'ultimo caso segue dunque un minore risparmio energetico.

14 Determinazione delle efficienze energetiche dei componenti del sistema con diversi profili di carico

Si è simulato il modello a vari profili di carico e per ciascuno di esso sono stati determinati dei rendimenti energetici dei vari componenti dell'impianto full-thermal; i profili di carico suggeriti sono i seguenti:

Profilo uffici terziario

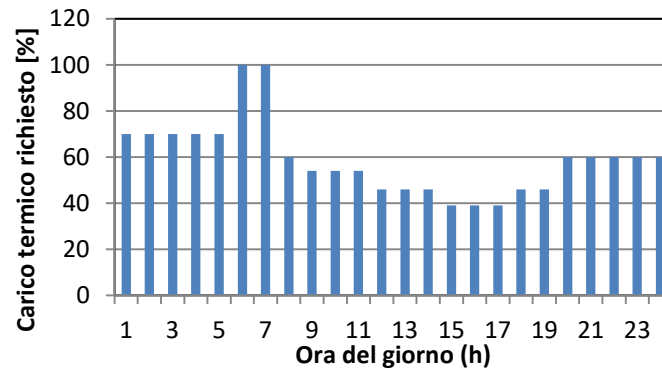


Figura 119: Profilo di carico simulazione uffici

Profilo Residenziale

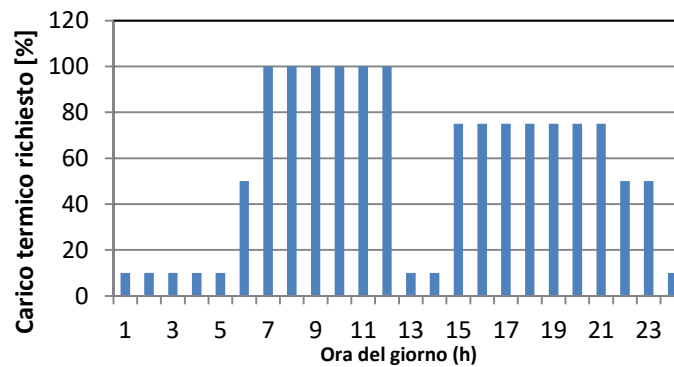


Figura 120: Profilo di carico simulazione utenze residenziali

Profilo Scuola materna

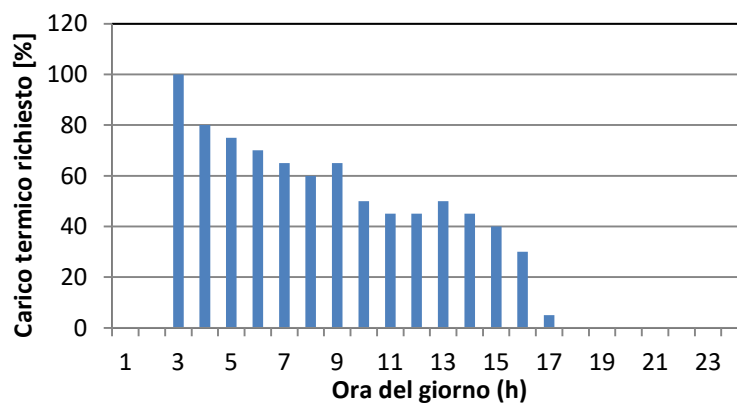


Figura 121: Profilo di carico per utenze scuole materne

Come prima, i profili termici esprimono la percentuale di potenza termica richiesta dall'utenza rispetto a quella nominale durante le varie ore di un giorno invernale: per ciascun profilo è stata dunque svolta una simulazione per determinare delle efficienze energetiche dei singoli componenti e dell'intero impianto. Nelle simulazioni sono stati inoltre imposti degli andamenti costanti delle seguenti portate d'acqua, rappresentativi dei valori :

Tabella 32: Portate di circolazione imposte nelle simulazioni di funzionamento dei vari profili di carico

Portata	Valore	Unità di misura
\dot{Q}_{USR}	6.0	[m ³ /h]
$\dot{Q}_{puff A1}$	5.5	[m ³ /h]
$\dot{Q}_{puff A2}$	12.9	[m ³ /h]
\dot{Q}_{SCH}	6.2	[m ³ /h]
\dot{Q}_{Sch}	11.0	[m ³ /h]

Infine, per tutte le simulazioni svolte, si è imposto un valore della temperatura ambiente pari a 18 °C.

14.1 Rendimenti di merito del Totem 25

Per il micro-cogeneratore, sono stati considerati vari rendimenti energetici quali:

- Rendimento elettrico del Totem, η_{el}
- Rendimento termico del Totem, η_{th}
- Rendimento globale del Totem, EUF_{Totem}
- Efficienza di risparmio energetico conseguita dal Totem, PES_{Totem}

Il rendimento elettrico del Totem viene definito come:

$$\eta_{el} = \frac{E_{el\ totem}}{E_{fuel}} \quad (39)$$

Si intende con $E_{el\ totem}$ l'energia elettrica erogata dal Totem durante un intero giorno di lavoro e con E_{fuel} l'energia del combustibile in ingresso al Totem durante lo stesso arco temporale.

Il rendimento termico del Totem viene definito come:

$$\eta_{th} = \frac{E_{th\ totem}}{E_{fuel}} \quad (40)$$

Si intende con $E_{th\ totem}$ l'energia termica erogata dal Totem in un giorno di lavoro. Il rendimento globale del Totem è definito come:

$$EUF_{totem} = \frac{E_{el\ totem} + E_{th\ totem}}{E_{fuel}} \quad (41)$$

Dalle equazioni (39) e (40) si può riscrivere l'efficienza globale del Totem come:

$$EUF_{totem} = \eta_{el} + \eta_{th} \quad (42)$$

Infine, il risparmio energetico conseguito dal Totem è definito come:

$$PES_{totem} = 1 - \frac{E_{fuel}}{\eta_{el,s} E_{el\ totem} + \eta_{th,s} E_{th\ totem}} \quad (43)$$

Si intende con $\eta_{el,s}$ il rendimento elettrico separato di produzione dell'energia elettrica corretto per tener conto delle varie perdite energetiche lungo la rete e con $\eta_{th,s}$ il rendimento di produzione di energia termica separata; per i valori di queste due ultime grandezze si può far riferimento a [19]:

Tabella 33: Valori assunti per i rendimenti elettrico e termico separati e corretti

Rendimento	Valore	U.M.
Rendimento elettrico separato	0.45	-
Rendimento termico separato	0.92	-

Si riassumono quindi i valori delle varie efficienze durante le tre simulazioni a carico variabile:

Tabella 34: Rendimenti del Totem ai vari profili di carico

Prova	η_{el}	η_{th}	EUF_{totem}	PES_{totem}
Carico uffici	0.28	0.67	0.95	0.26
Carico residenziale	0.30	0.67	0.96	0.28
Carico scuola materna	0.28	0.68	0.95	0.26

14.2 Rendimento della pompa di calore

Per la pompa di calore si è fatto riferimento ad un valore di coefficiente di performance medio della macchina, COP_{medio} , calcolato come:

$$COP_{medio} = \frac{E_{th\ HP}}{E_{el\ HP}} \quad (44)$$

Si intende con $E_{th\ HP}$ l'energia termica erogata dalla pompa di calore durante un intero giorno di lavoro e con $E_{el\ HP}$ l'energia elettrica assorbita dalla pompa di calore durante il medesimo arco temporale, ovvero:

$$E_{el,HP} = E_{el,CHP} - E_{el,aux} \quad (45)$$

Dove $E_{el,aux}$ rappresenta l'assorbimento elettrico degli ausiliari del sistema.

vengono ora riassunti i valori di COP_{medio} per le tre simulazioni a carico variabile:

Tabella 35: Rendimenti della pompa di calore ai vari profili di carico

Prova	COP_{medio} simulato	$COP_{nominale}$
Profilo di carico uffici	2.6	3.48
Profilo di carico residenziale	2.7	3.48
Profilo di carico scuola materna	2.7	3.48

14.3 Rendimento delle pompe di circolazione

Per le varie pompe di circolazione presenti nell'impianto full-thermal, si è assunto un valore costante di rendimento globale pari a 0.8 ed uguale per tutte le pompa di circolazione e per tutte e tre i profili di carico.

14.4 Indici di performance complessivi dell'impianto full-thermal

Per i parametri energetici di merito dell'intero impianto, si sono definiti 3 diversi indici di performance:

- Indice di performance di generazione;
- Rendimento di distribuzione;
- Indice di performance globale dell'impianto full-thermal.

Gli indici energetici prima considerati sono stati determinati simulando anche una fase di transitorio di avviamento iniziale durante la quale, senza cedere calore utile all'utenza, si riscaldano gli accumuli per quali si ipotizza una temperatura iniziale pari a quella atmosferica.

14.4.1 Indice di generazione

L'indice di generazione, I_{gen} , è definito come:

$$I_{gen} = \frac{E_{th\ totem} + E_{th\ HP}}{E_{fuel}} \quad (46)$$

L'indice di generazione è cioè il rapporto tra la somma delle energie termiche erogate da Totem e pompa di calore rispetto all'energia di combustibile in ingresso al Totem; tutte le energie sono riferite ad un arco temporale di una giornata di lavoro.

Si riassumono ora i valori assunti da rendimento globale secondo i diversi profili di carico:

Tabella 36: Rendimenti di generazione dell'impianto ai vari profili di carico

Prova	I_{gen}
Profilo di carico uffici	1.33
Profilo di carico residenziale	1.35
Profilo di carico scuola materna	1.37

L'indice di generazione assume valori superiori all'unità a causa del fatto che la pompa di calore assorbe potenza elettrica dal Totem e produce potenza termica con un coefficiente di performance medio maggiore di uno.

14.4.2 Rendimento di distribuzione

Il rendimento di distribuzione, η_{dis} , è definito come:

$$\eta_{dis} = \frac{E_{USR}}{E_{th\ totem} + E_{th\ HP}} \quad (47)$$

Il rendimento di distribuzione è cioè il rapporto tra l'energia termica inviata dall'utenza nell'arco di un'intera giornata, E_{USR} , e dell'energia termica totale erogata da Totem e pompa di calore; si riassumono ora i valori calcolati nei profili di carico proposti:

Tabella 37: Rendimenti di distribuzione dell'impianto ai vari profili di carico

Prova	η_{dis}
Profilo di carico uffici	0.94
Profilo di carico residenziale	0.98
Profilo di carico scuola materna	0.90

I valori di tale rendimento sono un indice delle perdite di calore all'interno dell'impianto, dovute agli scambi termici tra gli accumuli e l'esterno e le eventuali perdite negli scambiatori, e sono stati determinati

con una simulazione di transitorio iniziale di carica durante la quale si scaldano i due accumuli senza cedere calore utile all'utenza.

14.4.3 Indice di performance energetica globale dell'impianto full-thermal

Si può introdurre un indice di performance energetica che funga da parametro di merito per l'intero impianto, $I_{full\ thermal}$, definito come:

$$I_{full\ thermal} = \frac{E_{USR}}{E_{fuel}} \quad (48)$$

L'indice globale dell'impianto è cioè il rapporto tra l'energia richiesta dall'utenza in un giorno e l'energia di combustibile in ingresso all'impianto necessaria per soddisfare la richiesta dell'utenza; dalle equazioni (46) e (47) si può inoltre esprimere l'indice di performance globale come:

$$I_{full\ thermal} = I_{gen} \cdot \eta_{dis} \quad (49)$$

Si riassumono ora i valori di indice di efficienza globale dell'impianto secondo i tre profili di carico proposti:

Tabella 38: Rendimenti globali dell'impianto ai vari profili di carico

Prova	$I_{full\ thermal}$
Profilo di carico uffici	1.25
Profilo di carico residenziale	1.32
Profilo di carico scuola materna	1.23

14.5 Determinazione dei risparmi energetici rispetto ad altre tecnologie di riscaldamento

Con le stesse assunzioni fatte precedentemente per le altre tecnologie di riscaldamento precedentemente esaminate quali caldaia a gas naturale, caldaia a cippato e pompa di calore, si possono calcolare i consumi di energia primaria e quindi il risparmio conseguibile attraverso il full-thermal rispetto ai vari profili di carico.

Si riassumono quindi i consumi di energia primaria in [TEP/anno] delle varie tecnologie secondo i diversi profili di carico, considerando la sola stagione invernale di 91 giorni:

Tabella 39: Energie primarie annuali delle varie tecnologie secondo i diversi profili di carico [TEP/anno]

Prova	Caldaia gas naturale	Caldaia cippato	Pompa di calore	Full-thermal
Profilo uffici	13.0	13.7	12.1	9.3
Profilo residenziale	12.4	13.1	11.5	8.3
Profilo materna	7.6	8.0	7.0	5.3

Come illustrato nel capitolo 13, si può svolgere una simulazione del modello partendo dai medesimi profili di carico ma con potenze termiche pari al 50% di quelle richieste per poi considerare il consumo energetico annuale per tutta la durata della stagione di riscaldamento pari a 182 giorni:

Tabella 40: Energie primarie annuali delle varie tecnologie secondo i diversi profili di carico per l'intera stagione di riscaldamento [TEP/anno]

Prova	Caldaia gas naturale	Caldaia cippato	Pompa di calore	Full-thermal
Profilo uffici	13.0	13.7	12.1	10.0
Profilo residenziale	12.4	13.1	11.5	9.4
Profilo materna	7.6	8.0	7.0	5.8

Analogamente a prima, per profili di carico medi di utenza ridotti del 50%, in modo da poter ottenere profili di carico medi validi per l'intera durata della stagione di riscaldamento, seguono efficienze energetiche del sistema più basse con conseguenti consumi di energia primaria maggiori.

Seguono ora i risparmi in [TEP/anno] conseguibili adottando il full-thermal rispetto alle varie tecnologie:

Tabella 41: Risparmi di energia primaria annuale conseguibili con il full-thermal rispetto ai vari profili di carico [TEP/anno]

Prova	Caldaia gas naturale	Caldaia cippato	Pompa di calore
Profilo uffici	3.7	4.4	2.8
Profilo residenziale	4.1	4.8	3.2
Profilo materna	2.3	2.7	1.7

Si rappresentano ora i risparmi conseguiti nella seconda ipotesi considerando i profili ridotti del 50%:

Tabella 42: Risparmi di energia primaria annuale conseguibili con il full-thermal rispetto ai vari profili di carico per l'intera stagione di riscaldamento [TEP/anno]

Prova	Caldaia gas naturale	Caldaia cippato	Pompa di calore
Profilo uffici	3.0	3.7	2.1
Profilo residenziale	3.0	3.7	2.1
Profilo materna	1.8	2.2	1.2

Infine, si possono rappresentare le emissioni annuali di anidride carbonica rispetto ai diversi profili di carico in [t/anno]:

Tabella 43: Emissioni di anidride carbonica in (t/anno) delle diverse tecnologie per i vari profili di utenza

Prova	Caldaia gas naturale	Caldaia cippato	Full-thermal
Profilo uffici	27.2	3.8	30.0
Profilo residenziale	25.9	3.7	28.3
Profilo materna	15.9	2.2	17.2

Per l'intera stagione di riscaldamento, con profili di carico ridotti del 50%:

Tabella 43: Emissioni di anidride carbonica in (t/anno) delle diverse tecnologie per l'intera stagione di riscaldamento

Prova	Caldaia gas naturale	Caldaia cippato	Full-thermal
Profilo uffici	27.2	3.8	30.0
Profilo residenziale	25.9	3.7	28.3
Profilo materna	15.9	2.2	17.2

15 Analisi di sensitività dell'impianto Full Thermal

Nella presente sezione sono state analizzate le potenzialità di miglioramento dell'efficienza energetica del sistema Full-Thermal, valutando l'incremento di prestazioni che si avrebbe se le efficienze caratteristiche (elettriche e termiche) del cogeneratore aumentassero di alcuni punti percentuali.

In una prima simulazione si è ipotizzato di riuscire ad incrementare l'efficienza elettrica del micro-cogeneratore di circa il 5%, arrivando così al 35%, lasciando inalterato il rendimento termico. Riapplicando il modello nell'esecuzione delle simulazioni giornaliere per i medesimi profili di carico illustrati nelle Figure 119, 120 e 121, si può ottenere un confronto tra le prestazioni attuali del Totem 25 e quello con un rendimento elettrico maggiorato del 5%:

Tabella 42: Confronto degli indici di performance di generazione tra Totem 25 e Totem 25 con η_{el} 35%

Profilo di carico	Simulazione Totem 25	Simulazione Totem η_{el} 35%	Delta %
Profilo uffici	1.33	1.43	+7.5%
Profilo residenziale	1.35	1.39	+2.3%
Profilo scuola materna	1.37	1.44	+5.1%

Si nota come il beneficio maggiore si otterrebbe sul profilo terziario. La stessa valutazione è stata condotta considerando il rendimento di distribuzione, e i risultati, mostrati in Tabella 43, mostrano come vi potrebbe essere potenzialmente un peggioramento dell'indice, a causa verosimilmente del fatto che, rimanendo immutata la richiesta termica, il sistema si porta a funzionare a carichi inferiori.

Tabella 43: Confronto dei rendimenti di distribuzione tra Totem 25 e Totem η_{el} 35%

Profilo di carico	Simulazione Totem 25	Simulazione Totem η_{el} 35%	Delta %
Profilo uffici	0.94	0.94	-
Profilo residenziale	0.98	0.95	-3.1%
Profilo scuola materna	0.90	0.87	-3.3%

La performance complessiva, riportata in Tabella 44, conferma comunque il potenziale incremento di performance che potrebbe avere il sistema, soprattutto in ambito terziario.

Tabella 44: Confronto degli indici di performance globali tra Totem 25 e Totem η_{el} 35%

Profilo di carico	Simulazione Totem 25	Simulazione Totem η_{el} 35%	Delta %
Profilo uffici	1.25	1.34	+7.2%
Profilo residenziale	1.32	1.33	+1.0%
Profilo scuola materna	1.23	1.26	+2.4%

Se invece si riuscisse ad incrementare il rendimento termico del Totem 25 del 5%, portandolo a circa 70%, lasciando immutato il rendimento elettrico, le performance del sistema muterebbero come descritto nelle tabelle seguenti:

Tabella 45: Confronto degli indici di performance di generazione tra Totem 25 e Totem 25 con η_{th} 70%

Profilo di carico	Simulazione Totem 25	Simulazione Totem η_{th} 70%	Delta %
Profilo uffici	1.33	1.34	+0.7%
Profilo residenziale	1.35	1.35	-
Profilo scuola materna	1.37	1.38	+0.7%

Tabella 46: Confronto dei rendimenti di distribuzione tra Totem 25 e Totem η_{th} 70%

Profilo di carico	Simulazione Totem 25	Simulazione Totem η_{th} 70%	Delta %
Profilo uffici	0.94	0.94	-
Profilo residenziale	0.98	0.98	-
Profilo scuola materna	0.90	0.89	-1.1%

Tabella 47: Confronto degli indici di performance globali tra Totem 25 e Totem η_{th} 70%

Profilo di carico	Simulazione Totem 25	Simulazione Totem η_{th} 70%	Delta%
Profilo uffici	1.25	1.27	+1.6%
Profilo residenziale	1.32	1.33	+0.7%
Profilo scuola materna	1.23	1.23	-

Si nota come, in questo secondo caso, le performance del sistema rimangono sostanzialmente immutate.

16 Conclusioni

Le analisi mostrate hanno mostrato come il lavoro di modellazione condotto abbia portato a risultati complessivamente soddisfacenti, in quanto il modello Simulink realizzato è in grado di riprodurre con buona accuratezza i trend sperimentali delle grandezze energetiche significative del sistema. Naturalmente, tale modellazione è stata oggetto di ipotesi semplificative, peraltro non particolarmente forti, come ad esempio la mancanza di perdite di carico all'interno dei circuiti dell'impianto o l'ipotesi che la temperatura ambiente esterna non vari in maniera significativa durante l'intero arco delle simulazioni giornaliere.

Allo stato attuale, e anche in funzione di quanto noto rispetto al prototipo sperimentale, la sola forma di regolazione presente nel modello rappresenta quella della temperatura dell'accumulo A1; si potrebbe tuttavia inserire eventualmente una logica di regolazione sulla valvola termostatica presente nello skid idronico dell'impianto, in funzione della temperatura della portata d'acqua dell'utenza all'uscita dagli stessi scambiatori in modo da mantenere costante la temperatura all'ingresso dell'utenza termica.

Complessivamente, l'impianto Full Thermal permette di conseguire significativi risparmi energia primaria rispetto alle altre tecnologie per riscaldamento più diffuse e analizzate in seno a questo rapporto, quali caldaie a condensazione a gas naturale, caldaie a cippato o pompe di calore. I valori percentuali di risparmio di energia primaria, calcolati sull'intera stagione di riscaldamento (Torino), sono infatti molto interessanti su tutti i profili analizzati, ovvero profilo di utilizzo terziario, residenziale e scuola materna.

Tabella 48: Rappresentazione dei risparmi percentuali di energia primaria conseguiti dal Full Thermal rispetto alle varie tecnologie per l'intera stagione di riscaldamento

Prova	Caldaia gas naturale	Caldaia cippato	Pompa di calore
Profilo uffici	23%	27%	17%
Profilo residenziale	24%	28%	18%
Profilo materna	24%	28%	17%

La diffusione capillare di tali sistemi, energeticamente convincenti, non potrà naturalmente che essere soggetta anche a dinamiche di tipo economico: da questo punto di vista, potrebbero giocare un ruolo fondamentale eventuali incentivi che venissero erogati a sostegno dell'installazione di macchine simili.

Appendice – Legenda

T_{amb}	Temperatura ambiente
T_f	Temperatura fumi in uscita dal motore
$T_{f,in,CAT}$	Temperatura fumi in ingresso al catalizzatore
$T_{f,in,SC3}$	Temperatura fumi in ingresso allo scambiatore acqua utenza/fumi
$T_{f,can}$	Temperatura fumi al camino
$T_{in,SC3}$	Temperatura acqua in ingresso al micro-cogeneratore
$T_{hu,out,SC3}$	Temperatura acqua utenza in uscita dallo scambiatore acqua utenza/fumi
$T_{hu,out}$	Temperatura acqua utenza in uscita dal micro-cogeneratore
$T_{hm,in,SC1}$	Temperatura acqua motore in ingresso allo scambiatore acqua utenza/acqua motore
$T_{hm,out,SC1}$	Temperatura acqua motore in uscita dallo scambiatore acqua utenza/acqua motore
$T_{hm,out,VT3}$	Temperatura acqua motore in uscita dalla valvola a tre vie termostatica
$T_{hm,in,SC0}$	Temperatura acqua motore in ingresso allo scambiatore acqua motore/fumi
$T_{hm,out,SC0}$	Temperatura acqua motore in uscita dallo scambiatore acqua motore/fumi
$T_{hm,out,SC2}$	Temperatura acqua motore in uscita dallo scambiatore acqua motore/olio
$T_{olio,out,mot}$	Temperatura olio in uscita dal motore
$T_{olio,in,SC2}$	Temperatura olio in ingresso allo scambiatore acqua motore/olio
$T_{olio,out,SC2}$	Temperatura olio in uscita dallo scambiatore acqua motore/olio
T_{outSC1}	Temperatura dell'acqua all'uscita dello scambiatore acqua puffer A1/acqua motore
T_{tankA1}	Temperatura dell'accumulo A1
T_{outSCH}	Temperatura dell'acqua di utenza USB all'uscita dello scambiatore di alta entalpia
T_{ritSCH}	Temperatura dell'acqua di ritorno all'accumulo A2 dallo scambiatore di bassa entalpia
$T_{in,USR}$	Temperatura di ingresso all'utenza termica
$T_{out,USR}$	Temperatura all'uscita dell'utenza termica
$T_{out,SCh,}$	Temperatura all'uscita dello scambiatore di bassa entalpia lato utenza termica
$T_{ritorno HP}$	Temperatura di ritorno al condensatore della pompa di calore
$T_{mandata HP}$	Temperatura di mandata dell'acqua dalla pompa di calore
T_{tankA2}	Temperatura dell'accumulo puffer A2
T_{ritSCH}	Temperatura dell'acqua di ritorno all'accumulo A1 dallo scambiatore di alta entalpia
T_{inSCH}	Temperatura in ingresso allo scambiatore di alta entalpia lato accumulo A1
T_{inSCh}	Temperatura in ingresso allo scambiatore di alta entalpia lato accumulo A2
\dot{m}_{hu}	Portata acqua utenza
\dot{m}_{hm}	Portata acqua raffreddamento motore
\dot{m}_f	Portata fumi in uscita dal motore
\dot{m}_{olio}	Portata olio di lubrificazione del motore
\dot{m}_{cond}	Portata vapore acqueo condensato nei fumi
\dot{m}_{aria}	Portata d'aria in ingresso al motore
\dot{m}_{fuel}	Portata di combustibile in ingresso al motore
$\dot{m}_{puff A1}$	Portata d'acqua circolante tra l'accumulo A1 ed il Totem 20
\dot{m}_{USR}	Portata d'acqua del circuito dell'utenza termica
q_{USR}	Portata volumica d'acqua del circuito dell'utenza termica
\dot{m}_{SCH}	Portata circolante tra l'accumulo A1 e lo scambiatore di alta entalpia
$\dot{m}_{puff A2}$	Portata d'acqua circolante tra l'accumulo A2 ed il condensatore della pompa di calore
\dot{m}_{SCh}	Portata d'acqua circolante tra l'accumulo A2 e lo scambiatore di bassa entalpia
$q_{gas naturale}$	Consumo di gas naturale in Sm^3
M_{CO2}	Produzione di CO_2 in kg
x	Frazione acqua motore by-passata allo scambiatore acqua utenza/acqua motore
$K_{gas naturale}$	Fattore di emissione dell'anidride carbonica ad ogni kWh di gas naturale

$E_{el\ aux}$	Energia elettrica assorbita dagli ausiliari
P_{fuel}	Potenza termica del combustibile in ingresso
P_{mec}	Potenza meccanica all'albero motore
$P_{el,Totem}$	Potenza elettrica erogata dal micro-cogeneratore
$P_{th,fumi}$	Potenza termica nei fumi
$P_{th,olio}$	Potenza termica all'olio motore
$P_{th,hm}$	Potenza termica all'acqua motore
$P_{th,disp}$	Potenza termica dispersa
$P_{th,Totem}$	Potenza termica totale recuperata nel micro-cogeneratore
P_{USR}	Carico termico richiesto dall'utenza collegata all'impianto
P_{pompa}	Potenza elettrica dissipata dalle pompe di circolazione
$Q_{perdite}$	Potenza termica dissipata dagli accumuli per scambio termico con l'ambiente esterno
$Q_{condensatore}$	Potenza termica scambiata al condensatore della pompa di calore
$Q_{evaporatore}$	Potenza termica scambiata all'evaporatore
$P_{thuscita}$	Potenza termica in uscita dagli accumuli termici
$P_{th\ ingresso}$	Potenza termica in ingresso agli accumuli termici
ρ	Densità dell'acqua
c_p	Calore specifico dell'acqua
V	Volume degli accumuli termici
k	Trasmittanza delle pareti degli accumuli termici
FF	Fattore di forma degli accumuli termici
H	Prevalenza delle pompe di circolazione
g	Accelerazione di gravità
η_g	Rendimento globale delle pompe di circolazione
η_b	Rendimento di combustione
PM_{CH4}	Peso molare del metano
PM_{CO2}	Peso molare dell'anidride carbonica
$PCI_{gas\ naturale}$	Potere calorifico inferiore del gas naturale
T	Periodo di simulazione di prova dei singoli blocchi
β	Rapporto di compressione del compressore della pompa di calore
ϵ_{Sch}	Efficienza di scambio termico dello scambiatore di bassa entalpia
ϵ_{SCH}	Efficienza di scambio termico dello scambiatore di alta entalpia
$\epsilon_{impianto}$	Efficienza globale dell'impianto
ϵ_{Totem}	Efficienza globale del micro-cogeneratore
ϵ_{A1}	Parametro di merito dell'accumulo A1
ϵ_{A2}	Parametro di merito dell'accumulo A2
h_1	Entalpia dell'R410a all'uscita dell'evaporatore
h_2	Entalpia dell'R410a all'uscita del compressore
$h_{2,is}$	Entalpia dell'R410a all'uscita di un compressore ideale
h_3	Entalpia dell'R410a all'uscita del condensatore
h_4	Entalpia dell'R410a all'ingresso dell'evaporatore
p_2	Pressione del condensatore
p_4	Pressione dell'evaporatore
α	Pendenza della curva isoentropica passante per il punto 1
l_c	Lavoro di compressione della pompa di calore
COP_{caldo}	Efficienza della pompa di calore in assetto di riscaldamento

COP_{freddo}	Efficienza della pompa di calore in assetto di raffrescamento
COP_{medio}	Efficienza media della pompa di calore in assetto di riscaldamento
η_{el}	Rendimento elettrico del Totem
η_{th}	Rendimento termico del Totem
EUF_{Totem}	Rendimento globale del Totem
PES_{Totem}	Risparmio energetico del Totem
I_{gen}	Indice di performance energetico di generazione dell'impianto
η_{dis}	Rendimento di distribuzione dell'impianto
$I_{fullthermal}$	Indice di performance energetico globale dell'impianto

- [1] Totem Asjagroup, http://www.Totem.energy/Totem_caratteristiche/
- [2] Steccanella M., Micro-cogenerazione: scenari di sviluppo alla luce delle attuali normative e sviluppo di un modello di simulazione dinamica,
- [3] Aermec NRK 0200/0700 http://www.qualenergia.it/sites/default/files/Scheda%20NRK_0.pdf
- [4] Prof Badami M., Ing. Portoraro A., Programma di simulazione di una unità di μ -CHP e di una pompa di calore a gas GHP e validazione con dati, Report RdS/2012/076
- [5] Prof Badami M., Ing. Portoraro A., Programma di simulazione di una unità di μ -CHP e di una pompa di calore a gas GHP e validazione con dati reali, Report RdS/2012/076
- [6] Prof Badami M., Ing. Portoraro A., Programma di simulazione di una unità di μ -CHP e di una pompa di calore a gas GHP e validazione con dati reali, Report RdS/2012/076
- [7] Prof Badami M., Ing. Portoraro A., Programma di simulazione di una unità di μ -CHP e di una pompa di calore a gas GHP e validazione con dati reali, Report RdS/2012/076
- [8] www2.de.unifi.it/fist/uploads/1/0/3/6/10367556/15scambiaing.pdf
- [9] Di Santo D., Pece M., Tomassetti G., Studio, Analisi del Potenziale della micro-cogenerazione in Italia
- [10] http://productfinder.wilo.com/com/it/c0000001b0000accb00010023/_00000018000028650002003a/product.html#tab=4
- [11] http://productfinder.wilo.com/it/it/c0000001b0000accb00010023/_000000f00007dca0001003a/product.html#tab=4
- [12] Prove ST07_107976 fornite da ENEA
- [13] Prove ST08_107976 fornite da ENEA
- [14] www.regione.piemonte.it/industria/dwd/misura1/emissioni_v_1_7.xls
- [15] Legna, cippato e pellet Produzione, requisiti qualitativi, compravendita mercato e prezzi, www.biomassstradecentres.eu
- [16] Legna, cippato e pellet Produzione, requisiti qualitativi, compravendita mercato e prezzi, www.biomassstradecentres.eu
- [17] Aermec NRK 0200/0700 http://download.aermec.com/docs/schede/nrk_1507_2_it.pdf
- [18] <http://www.energiaenergetica.enea.it/regioni/siape/poteri-calorifici-inferiori-dei-combustibili-e-fattori-di-emissione-della-co2>
- [19] Steccanella M., Micro-cogenerazione: scenari di sviluppo alla luce delle attuali normative e sviluppo di un modello di simulazione dinamica

Curriculum Vitae del gruppo di lavoro

Prof. Marco Badami

Nato a Torino l'11/01/1963
Dipartimento Energia, Politecnico di Torino
C.so Duca degli Abruzzi 24, cap. 10129
Numeri Telefonici: Uff. : 011 0904516
E-mail: marco.badami@polito.it

Posizione attuale

Professore Associato del SSD ING/IND-08 "Macchine a Fluido" presso il Politecnico di Torino. Attività didattica: "Impiego industriale dell'energia" (Laurea magistrale in Ingegneria Energetica), "Sistemi Energetici" (Laurea magistrale in Ingegneria Elettrica), "Manutenzione delle macchine a fluido" (Master).

Carriera Universitaria

1990 Ricercatore Universitario presso il Dipartimento di Energetica del Politecnico di Torino
1999 Professore Associato presso il Dipartimento di Energetica del Politecnico di Torino

Titoli di Studio

1988 Laurea in Ingegneria Meccanica con indirizzo Strutturistico presso il Politecnico di Torino con votazione 110/110 e Lode.
1988 Abilitazione all'esercizio della professione di Ingegnere. Iscritto all'Ordine degli Ingegneri di Torino.
1999 Master of Science in Management presso la London School of Economics.

Corsi e Stages

1999 Visiting Researcher presso l'Imperial College di Londra.
1997 Corso di "International Business Strategy" presso la London School of Economics.
1995 Stage di approfondimento presso l'Università di Grenoble sugli impianti idraulici per la produzione di energia elettrica.

Attività scientifica

E' stato responsabile di numerosi contratti sia con enti pubblici sia con società private. Fra le varie attività si ricordano a titolo di esempio le seguenti:

Responsabilità dell'Unità Operativa del Politecnico di Torino per il progetto "HEGEL - High Efficiency polyGEneration application" finanziato dall'Unione Europea nell'ambito del VI programma quadro (Coordinatore: Centro Ricerche FIAT).

Responsabile di una Unità Operativa del Politecnico di Torino per il progetto Regionale GREAT 2020 (coordinatore da AVIO) su "Combustibili alternativi per la propulsione aeronautica".

Responsabile di alcuni progetti MSE-ENEA sulla Microgenerazione nel settore residenziale e sulle reti di teleriscaldamento di piccola taglia.

Direzione del laboratorio di sistemi energetici (EcoEner.lab) per lo studio teorico-sperimentale di sistemi energetici a basso impatto ambientale che comprende attualmente due impianti ed in particolare quello citato al punto precedente e un secondo impianto costituito da una microturbina da 100 kWe e da un gruppo ad assorbimento che sfrutta il calore della microturbina per la produzione di energia frigorifera.

E' stato Tutor di 5 Tesi di Dottorato su argomenti riguardanti lo studio teorico-sperimentale di impianti di cogenerazione-trigenerazione di piccola taglia.

E' stato Referee di 3 Tesi di Dottorato Europeo per l'Università Rovira i Virgili di Tarragona (Spagna).

Pubblicazioni

E' autore di circa 100 pubblicazioni scientifiche di cui 60 presentate su riviste o a congressi internazionali. Si riportano di seguito alcune delle pubblicazioni effettuate negli ultimi anni.

Badami M., Portoraro A., Ruscica G. (2012). Analysis of trigeneration plants: Engine with liquid desiccant cooling and micro gas turbine with absorption chiller. INTERNATIONAL JOURNAL OF ENERGY RESEARCH, vol. 36, p. 579-589, ISSN: 0363-907X, doi: 10.1002/er.1817

Badami M., Ferrero M., Portoraro A. (2012). Experimental tests of a small-scale microturbine with a liquid desiccant cooling system. INTERNATIONAL JOURNAL OF ENERGY RESEARCH, ISSN: 1099-114X, doi: 10.1002/er.2914

M. BADAMI, MURA M. (2010). Exergetic analysis of an innovative small scale combined cycle cogeneration system. ENERGY, vol. 35, p. 2535-2543, ISSN: 0360-5442

BADAMI M., PORTORARO A (2009). Performance analysis of an innovative small-scale trigeneration plant with liquid desiccant cooling system. ENERGY AND BUILDINGS, vol. 11, p. 1195-1204, ISSN: 0378-7788

BADAMI M., MURA M (2009). Preliminary design and controlling strategies of a small-scale wood waste Rankine Cycle (RC) with a reciprocating steam engine (SE). ENERGY, vol. 34, p. 1315-1324, ISSN: 0360-5442, doi: 10.1016/j.energy.2009.04.031

BADAMI M, MURA M., CAMPANILE P, ANZIOSO F (2008). Design and Performance Evaluation of an Innovative Small Scale Combined Cycle Cogeneration System. ENERGY, vol. 33, p. 1264-1276, ISSN: 0360-5442, doi: 10.1016/j.energy.2008.03.001

Badami M., Ferrero M., Portoraro A. (2011). NOMINAL AND PARTIAL LOAD OPERATION OF A SMALL-SCALE MICROTURBINE WITH A LIQUID DESICCANT COOLING SYSTEM: AN EXPERIMENTAL ASSESSMENT. In: Proceedings of 2011 ASME International Mechanical Engineering Congress & Exposition. Denver, Colorado, USA, November 11-17, 2011

BADAMI M., PORTORARO A, RUSCICA G (2010). Analysis and comparison of performance of two small-scale Trigeneration plants: an ICE with a liquid desiccant cooling system and a MGT with an absorption chiller, Orlando, Florida, USA, November 13-19, 2009., vol. 6, p. 459-467, ASME, ISBN: 9780791843796, doi: 10.1115/IMECE2009-12279

M. BADAMI, J.C. BRUNO, A. CORONAS, J. ORTIGA, PORTORARO A. (2010). PRELIMINARY EXPERIMENTAL RESULTS OF A LIQUID DESICCANT COOLING SYSTEM AND COMPARISON WITH EMPIRICAL CORRELATIONS. In: -. Proceedings, 9th IIR Gustav Lorentzen Conference., Sidney, Australia, 12-14 April 2010

BADAMI M., PORTORARO A (2009). ENERGETIC AND ECONOMIC ANALYSIS OF A SMALL-SCALE TRIGENERATION PLANT WITH A LIQUID DESICCANT COOLING SYSTEM. In: -. ExHFT-7. Krakow, Poland, 28 June - 03 July 2009, p. 475-482, ISBN: 9788374642354

Ing. Armando Portoraro, Ph.D

Nato a Torino il 27/10/1977

Dipartimento Energia, Politecnico di Torino

C.so Duca degli Abruzzi 24, cap. 10129

Numeri Telefonici: Uff. : 011 0904539

E-mail: armando.portoraro@polito.it

Posizione attuale

Ricercatore Universitario del SSD ING/IND-09 "Sistemi per l'energia e l'ambiente" presso il Politecnico di Torino. Attività didattica: collaborazione alle lezioni ed esercitazioni del Corso "Impiego industriale dell'energia" (Laurea magistrale in Ingegneria Energetica), focus sui sistemi di cogenerazione e di trigenerazione e sui meccanismi di incentivazione del risparmio energetico e della produzione di energia elettrica da fonti rinnovabili previsti dalla Normativa Nazionale (Titoli di Efficienza Energetica, Certificati Verdi).

Carriera Universitaria

2016 Ricercatore Universitario RTD-A presso il Dipartimento Energia del Politecnico di Torino

2010 Assegnista di Ricerca presso il Dipartimento Energia del Politecnico di Torino

2007 Dottorando in Energetica presso il Dipartimento Energia del Politecnico di Torino

Titoli di Studio

2002 Laurea in Ingegneria Aerospaziale con indirizzo Propulsione presso il Politecnico di Torino con votazione 110/110 e Lode.

2007 Abilitazione all'esercizio della professione di Ingegnere. Iscritto all'Ordine degli Ingegneri di Torino.

2007 - 2010 Dottorato di Ricerca in Energetica: durante il ciclo di Dottorato, si è occupato dello studio teorico-sperimentale di sistemi di trigenerazione di piccola taglia. In particolare, l'attività si è sviluppata nell'analisi approfondita delle performance energetiche teoriche a punto nominale e a carico parziale, delle problematiche di funzionamento, della redditività d'esercizio, e nella conduzione delle prove sperimentali sui due impianti di trigenerazione installati e gestiti dal Dipartimento Energia del Politecnico di Torino: un cogeneratore con motore a combustione interna a regolazione variabile da 126 kW accoppiato a un sistema desiccant liquido a cloruro di litio, e un impianto con microturbina a gas da 100 kW con assorbitore a bromuro di litio.

Attività scientifica

2009 – 2015: Svolgimento di attività di ricerca per l'ENEA inerente Accordo di Programma MSE-ENEA, Ricerca di Sistema Elettrico. Analisi dei principali indicatori energetici definiti dalla normativa vigente e studio comparativo delle prestazioni a regime parziale per le principali tecnologie di cogeneratori in commercio. Sviluppo di diversi modelli matematici per la simulazione oraria del funzionamento di cogeneratori di piccola e piccolissima taglia, sia con motori a combustione interna che con microturbine a gas. Sviluppo di modelli di simulazione dinamica di impianti di trigenerazione con assorbitori a bromuro di litio, e di unità a pompe di calore a gas. Validazione dei modelli realizzati con dati sperimentali acquisiti da impianti installati sul territorio nazionale. Studi di performance energetica e modellistica di reti termiche di piccola taglia, e analisi di dati sperimentali ottenuti da reti in esercizio sul territorio. Definizione di indici di performance e monitoraggi energetici di reti termiche.

2007 – 2009: Regione Piemonte - Settore Programmazione e Risparmio in Materia Energetica. Progetto di coordinamento delle attività necessarie alla redazione dei bilanci energetici provinciali, al fine di definire un modello di contabilità energetica omogenea e confrontabile su tutto il territorio regionale. Progetto per il

portale regionale sull'energia; analisi critica e confronto dei modelli di bilancio energetico in essere presso le diverse province; bilancio energetico della provincia di Novara.

2006 – 2007: Comunità Montana Valsesia. Studio di fattibilità per l'utilizzazione energetica della disponibilità locale di biomasse legnose sul territorio della Comunità Montana.

2006 – 2009: Comunità Europea. Progetto di ricerca internazionale HEGEL (High Efficiency poliGEneration appLIcation) finanziato nell'ambito del 6° Programma Quadro, volto alla progettazione e realizzazione di applicazioni di micro-cogenerazione e micro-trigenerazione per il settore civile e industriale, basati su tecnologie altamente innovative ad alta efficienza.

Pubblicazioni

M Badami, G Chicco, A Dacio, A Portoraro, F Spertino. "MICRO-MULTIGENERATION MODELLING AND OPERATIONAL ASSESSMENT FOR RESIDENTIAL APPLICATIONS", Proc. 50th International Universities Power Engineering Conference (UPEC 2015), Staffordshire University, UK.

G Amoruso, M Badami, A Portoraro. "LOCAL DISTRICT HEATING NETWORK WITH A SMALL-SCALE TRIGENERATION PLANT: ENERGETIC AND ECONOMIC ANALYSIS OF OPTIMIZATION STRATEGIES", Proc. ASME IMECE 2014. Volume 6A: Energy, V06AT07A012. November 2014, Montréal (CA). doi: 10.1115/IMECE2014-36499.

M Badami, A Portoraro. "ANALISI DI PERFORMANCE E MONITORAGGI ENERGETICI DI RETI TERMICHE DISTRIBUITE", 2014, Report RdS/PAR2013/056 pubblicato da ENEA in seno all'Accordo di Programma MSE - ENEA.

http://www.enea.it/it/Ricerca_sviluppo/documenti/ricerca-di-sistema-elettrico/risparmio-energia-settore-civile/2013/rds-par2013-056.pdf

M Badami, F Camillieri, A Portoraro, E Vigliani. "ENERGETIC AND ECONOMIC ASSESSMENT OF COGENERATION PLANTS: A COMPARATIVE DESIGN AND EXPERIMENTAL CONDITION STUDY", Energy, Volume 71, 15 July 2014, Pages 255–262.

M Badami, M Ferrero, A Portoraro. "DYNAMIC PARSIMONIOUS MODEL AND EXPERIMENTAL VALIDATION OF A GAS MICROTURBINE AT PART-LOAD CONDITIONS", Applied Thermal Engineering, Elsevier, accepted for publication.

M Badami, G Bocci, F Camillieri, D Pagliarulo, A Portoraro, E Vigliani. "EFFECT OF DIFFERENT ITALIAN REGULATORY FRAMEWORKS ON THE ENERGETIC ASSESSMENT OF CHP PLANTS: A COMPARATIVE DESIGN AND EXPERIMENTAL CONDITION ANALYSIS", 2013 ASME International Mechanical Engineering Congress & Exposition. Pubblicazione negli Atti del Congresso. San Diego (CA)

M Badami, A Portoraro. "STUDIO E CARATTERIZZAZIONE DI RETI TERMICHE DISTRIBUITE", 2013, Report RdS/2013/105 pubblicato da ENEA in seno all'Accordo di Programma MSE - ENEA. http://www.enea.it/it/Ricerca_sviluppo/documenti/ricerca-di-sistema-elettrico/risparmio-energia-settore-civile/2012/rds-2013-105.pdf

M Badami, I Bertini, F Ceravolo, B Di Pietra, F Margiotta, A Portoraro, G Puglisi. "A MATHEMATICAL MODEL OF A MICRO-COGENERATION SYSTEM COUPLED TO A HEAT PUMP FOR RESIDENTIAL APPLICATIONS: AN ENERGETIC PERFORMANCE ASSESSMENT", 2013, 3rd International Conference in Microgeneration and Related Technologies in Buildings - MICROGEN III. Pubblicazione negli Atti del Congresso.

M Badami, M Ferrero, A Portoraro. "EXPERIMENTAL TESTS OF A SMALL-SCALE MICROTURBINE WITH A LIQUID DESICCANT COOLING SYSTEM", International Journal of Energy Research, vol. 37, pp. 991–1140. DOI 10.1002/er.2914

M Badami, A Portoraro, G. Ruscica. "ANALYSIS OF TRIGENERATION PLANTS: ENGINE WITH LIQUID DESICCANT COOLING AND MICRO GAS TURBINE WITH ABSORPTION CHILLER", International Journal of Energy Research vol. 36, pp. 579-589. - ISSN 0363-907X. DOI 10.1002/er.1817

M Badami, M Ferrero, A Portoraro. "SIMULATION MODEL AND EXPERIMENTAL VALIDATION OF A CHP PLANT WITH MICRO GAS TURBINE", 2012 ASME International Mechanical Engineering Congress & Exposition. Pubblicazione negli Atti del Congresso. Houston (TX)

M Badami, A Portoraro "ENERGETIC OPERATIONAL ASSESSMENT OF TWO SMALL-SCALE TRIGENERATION PLANTS", 2012 ASME International Mechanical Engineering Congress & Exposition. Pubblicazione negli Atti del Congresso. Houston (TX)

M Badami, A Portoraro. "ANALISI TEORICO –SPERIMENTALE DI SISTEMI DI MICRO-COGENERAZIONE", 2012, Report RdS/2012/076 pubblicato da ENEA in seno all'Accordo di Programma MSE - ENEA. http://www.enea.it/it/Ricerca_sviluppo/documenti/ricerca-di-sistema-elettrico/efficienza-energetica-servizi/2011/076-rds-pdf

M Badami, M Ferrero, A Portoraro. "NOMINAL AND PARTIAL LOAD OPERATION OF A SMALL-SCALE MICROTURBINE WITH A LIQUID DESICCANT COOLING SYSTEM: AN EXPERIMENTAL ASSESSMENT", 2011 ASME International Mechanical Engineering Congress & Exposition. Pubblicazione negli Atti del Congresso. Denver (CO).

M Badami, M Ferrero, A Portoraro. "EXPERIMENTAL ASSESSMENT OF A SMALL-SCALE TRIGENERATION PLANT WITH A NATURAL GAS MICROTURBINE AND A LIQUID DESICCANT SYSTEM.", 2nd European Conference on Polygeneration, Tarragona (E), 30th March-1st April, 2011. Pubblicazione negli Atti del Congresso. Relatore.

M Badami, A Portoraro. "MICRO - TRIGENERAZIONE NEL SETTORE RESIDENZIALE CON L'UTILIZZO DI MOTORI A COMBUSTIONE INTERNA: SVILUPPO DI UN MODELLO MATEMATICO DI UN ASSORBITORE A BROMURO DI LITIO", 2011, Report Report RdS/2011/56 pubblicato da ENEA in seno all'Accordo di Programma MSE - ENEA. http://www.enea.it/it/Ricerca_sviluppo/documenti/ricerca-di-sistema-elettrico/efficienza-energetica-servizi/rds-56.pdf

M Badami, I Bertini, F Ceravolo, B Di Pietra, A Portoraro, G Puglisi. "A NEW TOOL FOR SIMULATION AND DESIGN OF A SMALL-SCALE INTERNAL COMBUSTION ENGINE COGENERATOR IN ENERGY EFFICIENT BUILDINGS", 2011, 1st International Conference in Microgeneration and Related Technologies in Buildings - MICROGEN I. Glasgow .Pubblicazione negli Atti del Congresso.

M Badami, A Portoraro, G. Ruscica. "MICRO-COGENERAZIONE NEL SETTORE RESIDENZIALE CON L'UTILIZZO DI MOTORI A COMBUSTIONE INTERNA: SVILUPPO DI UN MODELLO MATEMATICO PER LA SIMULAZIONE ORARIA E ANALISI DI UN CASO REALE", 2010, Report RSE/2010/227 pubblicato da ENEA in seno all'Accordo di Programma MSE - ENEA. http://www.enea.it/it/Ricerca_sviluppo/documenti/ricerca-di-sistema-elettrico/elettrotecnologie/9-rapporto-polito.pdf

J. Ortiga, J.C. Bruno, A. Coronas, A. Portoraro, M. Badami, "PRELIMINARY EXPERIMENTAL RESULTS OF A SMALLSCALE TRIGENERATION SYSTEM WITH A LIQUID DESICCANT COOLING SYSTEM", Simposio Internacional sobre energias renovables y sustentabilidad.

M Badami, J C Bruno, A Coronas, J Ortiga, A Portoraro. "PRELIMINARY EXPERIMENTAL RESULTS OF A LIQUID DESICCANT COOLING SYSTEM AND COMPARISON WITH EMPIRICAL CORRELATIONS", 9th IIR Gustav Lorentzen Conference 2010, 12-14 April, Sidney. Pubblicazione negli Atti del Congresso.

M Badami, A Portoraro. "ENERGETIC AND ECONOMIC ANALYSIS OF A SMALL-SCALE TRIGENERATION PLANT WITH A LIQUID DESICCANT COOLING SYSTEM", 7th World Conference on Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics. 2009. Cracow. Pubblicazione negli Atti del Congresso. Relatore.

M Badami, A Portoraro, G. Ruscica. "ANALYSIS AND COMPARISON OF PERFORMANCE OF TWO SMALL-SCALE TRIGENERATION PLANTS: AN ICE WITH A LIQUID DESICCANT COOLING SYSTEM AND A MGT WITH AN ABSORPTION CHILLER", 2009 ASME International Mechanical Engineering Congress & Exposition. Pubblicazione negli Atti del Congresso. Orlando (FL).

G. Ruscica, M. Badami, A. Portoraro, M. Mura, B. Di Pietra. "SUPPORTO ALLO SVILUPPO DI MODELLI PER LA SIMULAZIONE DI IMPIANTI DI MICRO COGENERAZIONE PER APPLICAZIONE RESIDENZIALE E TERZIARIA: PRINCIPALI INDICATORI ENERGETICI DEFINITI DALLA NORMATIVA VIGENTE E PRESTAZIONI A REGIME PARZIALE DELLE PRINCIPALI TECNOLOGIE DISPONIBILI IN COMMERCIO", 2009 Report RSE/2009/28 pubblicato da ENEA in seno all'Accordo di Programma MSE - ENEA., http://old.enea.it/attivita_ricerca/energia/sistema_elettrico/Tecnologie_elettriche/RSE28.pdf

G. Ruscica, M. Badami, A. Portoraro, M. Mura, M. Ferrero B. Di Pietra. "CALIBRAZIONE DEL MODELLO DINAMICO DI MICROGENERATORE CON TURBINA A GAS SVILUPPATO DA ENEA CON MACCHINA ELLIOT 100 A SERVIZIO DELLA RETE DI TELERISCALDAMENTO DEL POLITECNICO DI TORINO", 2009, Report RSE/2009/29 pubblicato da ENEA in seno all'Accordo di Programma MSE - ENEA., http://old.enea.it/attivita_ricerca/energia/sistema_elettrico/Tecnologie_elettriche/RSE29.pdf

M Badami, A Portoraro. "PERFORMANCE ANALYSIS OF AN INNOVATIVE SMALL-SCALE TRIGENERATION PLANT WITH LIQUID DESICCANT COOLING SYSTEM", Energy and Buildings, Elsevier, 2009, 1195-1204, Vol.41, DOI:10.1016/j.enbuild.2009.06.006, <http://dx.doi.org/10.1016/j.enbuild.2009.06.006>.