



DIPARTIMENTO DI TECNICA E  
GESTIONE DEI SISTEMI INDUSTRIALI  

---

UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI PADOVA



**SIMULAZIONE DINAMICA DI EDIFICI  
CLIMATIZZATI CON INNOVATIVO IMPIANTO  
TERMICO OPERANTE CON NASTRI RADIANTI  
A CONDENSAZIONE**

Vicenza, giugno 2019

Prof. Ing. Renato Lazzarin

Prof. Ing. Marco Noro

# Sommario

0	INTRODUZIONE .....	1
1	METODOLOGIA DI ANALISI .....	2
1.1	LA TYPE 56, IL BID E IL PREBID .....	2
3	MODELLIZZAZIONE DELL'EDIFICIO E CALCOLO DEI CARICHI TERMICI DI RISCALDAMENTO .....	4
4	MODELLIZZAZIONE DELL'IMPIANTO DI RISCALDAMENTO.....	13
4.1	NASTRI RADIANTI A CONDENSAZIONE.....	13
4.2	SISTEMI DI RISCALDAMENTO TRADIZIONALI .....	16
4.2.1	Caldaia a condensazione e pavimento radiante.....	16
4.2.2	Riscaldamento ad aria (generatore di aria calda a basamento).....	18
5	RISULTATI DELLE SIMULAZIONI.....	21
5.1	PRESTAZIONI ENERGETICHE .....	21
5.2	CONDIZIONI DI COMFORT.....	26
6	CONCLUSIONI .....	36
	RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI.....	38
	APPENDICE .....	39



## 0 Introduzione

Il presente progetto di ricerca si inserisce nelle più ampie tematiche riguardanti l'analisi di sistemi di climatizzazione innovativi mediante lo studio del comportamento degli stessi su edifici con metodi dinamici. Tali attività di ricerca sono di comune interesse del Committente e dell'Università.

L'obiettivo della ricerca è la valutazione teorica delle prestazioni energetiche di un sistema di riscaldamento a nastri radianti a condensazione, cioè accoppiato ad un sistema di riscaldamento ad aria con aerotermini alimentato con calore derivante dalla condensazione dei fumi dei nastri radianti.

Per effettuare tali valutazioni si è utilizzato il software di simulazione dinamica Trnsys rel. 17.

Il lavoro si articola in tre fasi:

- 1) modellizzazione di un edificio di tipo industriale sulla scorta delle caratteristiche complessive indicate dal Committente relative all'involucro dell'edificio (sia dal punto di vista dimensionale che delle caratteristiche di esposizione, delle finestre, degli isolamenti e del ricambio d'aria). Lo scopo di questa fase è la determinazione dei carichi termici di riscaldamento dell'edificio;
- 2) il soddisfacimento dei carichi termici di riscaldamento è stato analizzato tramite simulazione dinamica del sistema nastri radianti a condensazione con il software Trnsys (per il quale il Committente ha fornito dati relativi alla estensione e posizionamento dei nastri radianti), valutandone le prestazioni al fine di mantenere le opportune condizioni di benessere negli ambienti;
- 3) lo studio dinamico è stato condotto anche nei confronti di due sistemi di riscaldamento più "tradizionali" in modo da poter quantificare i possibili vantaggi del sistema innovativo proposto:
  - sistema con caldaia a condensazione che alimenta un pavimento radiante;
  - sistema con generatore di calore ad aria.

# 1 Metodologia di analisi

Trnsys è un programma nato negli anni '70, e messo a punto dal Solar Energy Laboratory dell'Università del Wisconsin a Madison, negli Stati Uniti, per la simulazione dei sistemi in regime transitorio.

La sua caratteristica principale è la struttura modulare, che gli permette di coprire una vasta gamma di applicazioni e lo rende uno strumento molto flessibile. E' possibile infatti scomporre ciascun problema in problemi più piccoli, riducendone così la complessità.

L'elemento di base è il modulo: tutti i sistemi fisici possono essere descritti come l'insieme di un certo numero di moduli collegati tra loro in modo che gli output di alcuni siano gli input di altri. Ogni modulo si appoggia ad una type, cioè una subroutine, un sottoprogramma scritto in linguaggio Fortran. Si possono individuare tre tipologie di type: alcune sono di carattere generale per lo svolgimento della simulazione (ad esempio, le type di supporto alla lettura, alla scrittura, ecc.), altre servono per l'elaborazione e il processo dei dati (ad esempio, il calcolo dell'umidità specifica a partire dalla temperatura a bulbo secco e dall'umidità specifica), altre ancora, infine, sono il modello matematico di un determinato componente (il pannello solare, l'accumulo, ecc.). Ognuno di questi moduli descrive parametricamente il componente, attraverso gli input, gli output e i parameter, cioè dei valori che rimangono costanti durante la simulazione. I flussi di informazioni sono gestiti attraverso il principio che gli output di una type possono diventare gli input di un'altra. Il programma consente di ricostruire l'intero insieme da simulare e di gestirne l'evoluzione nel tempo, usando solamente i moduli necessari.

Dato che in un progetto possono essere presenti più esemplari di una stessa type, ogni modulo è contraddistinto da un numero assegnatogli in maniera univoca, il numero di unit. Pertanto, ad ogni elemento corrisponde un'etichetta di riconoscimento del tipo

UNIT m TYPE n

dove m e n sono numeri interi che indicano rispettivamente il numero di unit assegnato e il numero della type sottostante il modulo stesso. Per le simulazioni svolte in questo lavoro è stata utilizzata la versione 17 del Trnsys che contiene una libreria con circa 150 type.

## 1.1 La type 56, il BID e il PREBID

Spesso c'è la necessità di simulare il comportamento di edifici, per poter ad esempio conoscerne i carichi, l'andamento delle temperature negli ambienti, l'andamento dell'umidità, ecc.. In Trnsys è la type 56 Multi-Zone building che simula il comportamento termico degli edifici, dividendoli in diverse zone. A causa della complessità di questo tipo di componente, i parametri della type non sono definiti direttamente in Trnsys, ma le informazioni sono contenute in due file, il file \*.BLD e il file \*.TRN.

Il punto di partenza per ottenere questi due file è la creazione del file BID (Building Input Description), che, redatto con qualsiasi editore di testo, descrive l'edificio in termini gestibili dal programma. Esso deve contenere quattro sezioni ben definite:

- **PROPERTIES:** serve per specificare delle grandezze iniziali caratteristiche dell'edificio; ad esempio, per una temperatura media delle pareti di 20 °C, si deve porre la densità dell'aria a 1.204 kg m<sup>-3</sup>, il calore specifico dell'aria a 1.012 kJ kg<sup>-1</sup>, il calore di vaporizzazione dell'acqua a 2454 kJ kg<sup>-1</sup>, la costante di Stefann-Boltzmann a 5.67·10<sup>-8</sup> W m<sup>-2</sup> K<sup>-4</sup>;
- **TYPES:** servono per descrivere la struttura dell'edificio (proprietà termofisiche di pareti, porte, finestre, ecc.), per la definizione degli orientamenti, per la descrizione dei carichi interni, per la definizione dei sistemi di riscaldamento e raffrescamento. Sono previste dodici tipologie di type diverse, utilizzabili in qualsiasi ordine. Si possono anche definire degli schedule, cioè delle funzioni periodiche che gestiscono ad esempio il funzionamento degli impianti e che servono per poter precisare il diverso stato dell'edificio durante le diverse ore del giorno o nei diversi periodi dell'anno;
- **BUILDING:** si articola in tre sottosezioni e serve per descrivere dettagliatamente le varie zone dell'edificio. In **WALLS** e **WINDOWS** vengono definite l'estensione e l'orientamento delle pareti, delle finestre, dei ponti termici, facendo riferimento alle **TYPES**. Nella terza sottosezione, chiamata **REGIME**, si riportano le condizioni operative interne della zona (entità dei relativi carichi interni con schedulazione);
- **OUTPUT:** relativamente ad ogni singola zona è possibile scegliere che informazioni ricevere in uscita.

Il file **BID** deve avere estensione \*.bui e deve quindi essere processato dal preprocessore Bid. Il Prebid è un programma di interfaccia grafica, che semplifica la costruzione del file **BID**; il principio su cui si basa la descrizione dell'edificio è quello di dividerlo in zone e poi di andare a definire singolarmente ogni strato di materiale che va a formare i diversi muri delle zone stesse. Il Prebid contiene al suo interno il Bid, e quindi il file \*.bui può essere direttamente processato dall'interno di questo ambiente.

### 3 Modellizzazione dell'edificio e calcolo dei carichi termici di riscaldamento

Le prestazioni energetiche dell'impianto nastri radianti a condensazione sono state valutate, a confronto con le due soluzioni più tradizionali, su un capannone tipo, le cui caratteristiche dimensionali sono riportate in Figura 1 e le cui caratteristiche in termini di dati generali, componenti strutturali e descrizione delle zone termiche in cui è stato suddiviso l'edificio sono riportate nella successiva Tabella 1-Tabella 4 (dati forniti dal Committente).

Ulteriori ipotesi riguardanti la determinazione dei carichi termici di riscaldamento dell'edificio sono:

- schedulazione funzionamento impianto di riscaldamento: acceso dalle 6.00 alle 18.00 dal lunedì al venerdì;
- schedulazione presenza persone e accensione delle lampade di illuminazione artificiale (che forniscono un guadagno termico gratuito ipotizzato pari a  $5 \text{ W m}^{-2}$ ): dalle 8.00 alle 18.00 dal lunedì al venerdì;
- presenza persone, flusso metabolico e grado di vestiario: 40 persone nella zona 1, 8 persone nella zona 2, 2 met di attività fisica (lavoro leggero), resistenza vestiario pari ad 1 clo;
- infiltrazioni di aria esterna durante l'orario di funzionamento dell'impianto di riscaldamento pari a 0.5 vol/h.

Tabella 1 – Dati generali dello studio riguardanti la località e la stagione del riscaldamento considerata

Destinazione d'uso prevalente (DPR 412/93)		E.8 Edifici adibiti ad attività industriali ed artigianali ed assimilabili.	
Località		Manta	
Provincia		Cuneo	
Altitudine s.l.m.		404 m	
Latitudine nord	44° 36'	Longitudine est	7° 29'
Gradi giorno		2814	
Zona climatica		E	
Temperatura esterna di progetto		-9.3 °C	
Stagione di riscaldamento considerata		dal 15 settembre al 30 aprile	

I risultati in termini di carichi termici (potenze richieste) e di fabbisogni mensili (energie richieste) per il riscaldamento per le due zone termiche sono riportati in Figura 2 e Figura 3. Si noti come la massima potenza termica richiesta sia stata limitata a 1500 kW ( $5400 \text{ MJ h}^{-1}$ ) per la zona 1 e 100 kW ( $360 \text{ MJ h}^{-1}$ ) per la zona 2, coerentemente con la scelta da parte del Committente di installare n. 5 apparecchi GSR300.1C nella zona 1 ed n. 1 apparecchio GSR100.1EC nella zona 2 (vedi paragrafo successivo per le caratteristiche di tali apparecchiature).

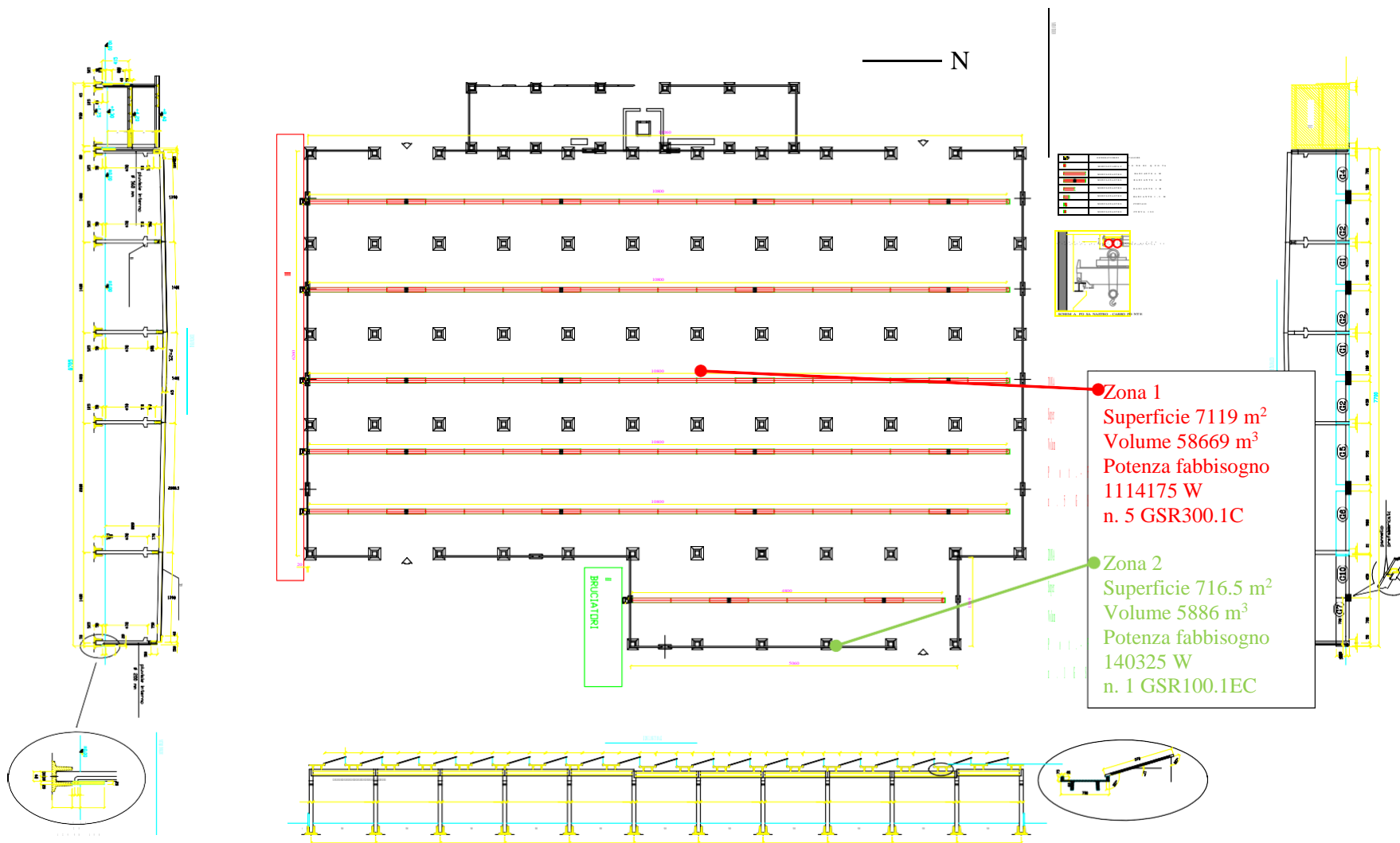


Figura 1 – Edificio industriale oggetto dello studio comparativo tra diversi sistemi di riscaldamento (Multitel S.p.A., sito a Manta (CN)) (per cortesia di Studio di

Ingegneria Larovere ing. Marco)



Tabella 2 – Caratteristiche termofisiche utili ai fini della descrizione delle zone termiche dell'edificio definite in Trnsys (per cortesia di Studio di Ingegneria Larovere ing. Marco)

Muri: Cod	Descrizione	Sp [mm]	$M_s$ [kg/m <sup>2</sup> ]	$C_T$ [kJ/(m <sup>2</sup> K)]	$\varepsilon$ [-]	$\alpha$ [-]	$\theta$ [°C]	$U_e$ [W/(m <sup>2</sup> K)]
M1	PARETE ESTERNA	200	2	1.692	0.90	0.60	-9.3	0.389
M2	PORTE	50	0	0.0	0.90	0.60	-9.3	3.50
M3	PORTONI	50	0	0.0	0.90	0.60	-9.3	3.50
M4	PARETE VS UFFICI	150	360	84.675	0.90	0.60	-	2.954
M5	BASAMENTO CA PARETE	200	460	87.738	0.90	0.60	-9.3	3.220

Pavimenti: Cod	Descrizione	Sp [mm]	$M_s$ [kg/m <sup>2</sup> ]	$C_T$ [kJ/(m <sup>2</sup> K)]	$\varepsilon$ [-]	$\alpha$ [-]	$\theta$ [°C]	$U_e$ [W/(m <sup>2</sup> K)]
P1	PAVIMENTO CONTROTERRA	600	1080	67.593	0.90	0.60	-9.3	0.128

Soffitti: Cod	Descrizione	Sp [mm]	$M_s$ [kg/m <sup>2</sup> ]	$C_T$ [kJ/(m <sup>2</sup> K)]	$\varepsilon$ [-]	$\alpha$ [-]	$\theta$ [°C]	$U_e$ [W/(m <sup>2</sup> K)]
S1	COPERTURA	55	121	49.679	0.90	0.60	-9.3	4.086
S2	COPERTURA SHED	120	5	3.300	0.90	0.60	-9.3	0.208

Ponti termici: Cod	Descrizione	$\Psi$ [W/(m K)]
Z2	GF - Parete - Solaio controterra	0.353
Z3	R - Parete - Copertura	0.262

Componenti finestrati: Cod	Descrizione	vetro	$\varepsilon$	ggl.n	fc inv	fc est	H [cm]	L [cm]	$U_w$ [W/(m <sup>2</sup> K)]	$\theta$ [°C]	Agf [m <sup>2</sup> ]	Lgf [m]
W1	Lucernario	Doppio	0.90	0.295	1.0	1.0	90	5990	5.0	-9.3	46.394	136.12
W2	Lucernario 2	Doppio	0.90	0.295	1.0	1.0	90	1290	5.0	-9.3	9.851	34.620

### Legenda simboli

$S_p$	Spessore struttura
$M_s$	Massa superficiale della struttura senza intonaci
$C_T$	Capacità termica areica
$\varepsilon$	Emissività
$\alpha$	Fattore di assorbimento
$\theta$	Temperatura esterna o temperatura locale adiacente
$U_e$	Trasmittanza di energia della struttura
$\Psi$	Trasmittanza lineica di calcolo
$g_{gl,n}$	Fattore di trasmittanza solare
$fc_{inv}$	Fattore tendaggi (energia invernale)
$fc_{est}$	Fattore tendaggi (energia estiva)
$H$	Altezza
$L$	Larghezza
$U_w$	Trasmittanza serramento
$A_{gf}$	Area del vetro
$L_{gf}$	Perimetro del vetro

Tabella 3 – Definizione e descrizione della zona termica 1 (zona rossa in Figura 1) definita in Trnsys

Zona:	1		Descrizione:	Area Lavorazione 1	
Superficie in pianta netta	7119	m <sup>2</sup>	Volume netto	58669	m <sup>3</sup>
Altezza netta	8.24	m	Ricambio d'aria	0.50	vol/h
Temperatura interna	18	°C	Fattore di ripresa	0	W/m <sup>2</sup>

Cod	Descrizione elemento	U [W/(m <sup>2</sup> K)] Ψ [W/(m K)]	Esposiz.	Sup.[m <sup>2</sup> ] Lungh.[m]
M4	PARETE VS UFFICI	2.954	-	6.71
Z2	GF - Parete - Solaio controterra	0.353	-	51.15
Z3	R - Parete - Copertura	0.262	-	51.15
M4	PARETE VS UFFICI	2.954	-	442.70
Z2	GF - Parete - Solaio controterra	0.353	-	0.78
Z3	R - Parete - Copertura	0.262	-	0.14
Z3	R - Parete - Copertura	0.262	-	0.64
M4	PARETE VS UFFICI	2.954	-	6.71
Z2	GF - Parete - Solaio controterra	0.353	O	35.38
M3	PORTONI	3.500	O	12.00
M5	BASAMENTO CA PARETE	3.892	O	62.29
Z3	R - Parete - Copertura	0.262	O	0.14
Z3	R - Parete - Copertura	0.262	O	0.10
Z3	R - Parete - Copertura	0.262	O	35.13
M3	PORTONI	3.500	O	24.80
M1	PARETE ESTERNA	0.389	O	207.08
Z2	GF - Parete - Solaio controterra	0.353	N	64.30
M2	PORTE	3.500	N	1.50
M2	PORTE	3.500	N	1.50
M2	PORTE	3.500	N	1.50
M2	PORTE	3.500	N	1.50
M5	BASAMENTO CA PARETE	3.892	N	129.03
Z3	R - Parete - Copertura	0.262	N	0.28
Z3	R - Parete - Copertura	0.262	N	63.99
Z3	R - Parete - Copertura	0.262	N	0.03
M2	PORTE	3.500	N	0.60
M2	PORTE	3.500	N	0.60
M2	PORTE	3.500	N	0.60
M2	PORTE	3.500	N	0.60
M1	PARETE ESTERNA	0.389	N	419.09
Z2	GF - Parete - Solaio controterra	0.353	E	10.10
M5	BASAMENTO CA PARETE	3.892	E	21.21
Z3	R - Parete - Copertura	0.262	E	0.14
Z3	R - Parete - Copertura	0.262	E	9.96
M1	PARETE ESTERNA	0.389	E	66.21
Z2	GF - Parete - Solaio controterra	0.353	E	50.10
M3	PORTONI	3.500	E	12.00
M5	BASAMENTO CA PARETE	3.892	E	93.21
Z3	R - Parete - Copertura	0.262	E	0.14
Z3	R - Parete - Copertura	0.262	E	0.10
Z3	R - Parete - Copertura	0.262	E	49.86
M3	PORTONI	3.500	E	24.80

M1	PARETE ESTERNA	0.389	E	303.61
Z2	GF - Parete - Solaio controterra	0.353	S	64.30
M2	PORTE	3.500	S	1.50
M2	PORTE	3.500	S	1.50
M2	PORTE	3.500	S	1.50
M2	PORTE	3.500	S	1.50
M5	BASAMENTO CA PARETE	3.892	S	129.03
Z3	R - Parete - Copertura	0.262	S	0.28
Z3	R - Parete - Copertura	0.262	S	63.99
Z3	R - Parete - Copertura	0.262	S	0.03
M2	PORTE	3.500	S	0.60
M2	PORTE	3.500	S	0.60
M2	PORTE	3.500	S	0.60
M2	PORTE	3.500	S	0.60
M1	PARETE ESTERNA	0.389	S	419.09
Z2	GF - Parete - Solaio controterra	0.353	O	25.78
M3	PORTONI	3.500	O	12.00
M5	BASAMENTO CA PARETE	3.892	O	42.13
Z3	R - Parete - Copertura	0.262	O	0.14
Z3	R - Parete - Copertura	0.262	O	25.64
M3	PORTONI	3.500	O	24.80
M1	PARETE ESTERNA	0.389	O	144.16
Z2	GF - Parete - Solaio controterra	0.353	OR	301.88
P1	PAVIMENTO CONTROTERRA	0.128	OR	7172.99
Z3	R - Parete - Copertura	0.262	OR	1.12
S1	COPERTURA	5.231	OR	0.10
W1	Lucernario	5.000	N	1024.29
S2	COPERTURA SHED	0.210	N	195.58
S2	COPERTURA SHED	0.210	E	35.58
S2	COPERTURA SHED	0.210	S	4172.31
S2	COPERTURA SHED	0.210	O	35.58
Z3	R - Parete - Copertura	0.262	OR	51.79
S1	COPERTURA	5.231	OR	3148.06
Z3	R - Parete - Copertura	0.262	OR	63.99
S1	COPERTURA	5.231	OR	8.96
Z3	R - Parete - Copertura	0.262	OR	0.10
S1	COPERTURA	5.231	OR	0.01
Z3	R - Parete - Copertura	0.262	OR	49.86
S1	COPERTURA	5.231	OR	6.98
Z3	R - Parete - Copertura	0.262	OR	9.96
S1	COPERTURA	5.231	OR	1.39
Z3	R - Parete - Copertura	0.262	OR	63.99
S1	COPERTURA	5.231	OR	8.96
Z3	R - Parete - Copertura	0.262	OR	0.10
S1	COPERTURA	5.231	OR	0.01
Z3	R - Parete - Copertura	0.262	OR	35.27
S1	COPERTURA	5.231	OR	4.92
Z3	R - Parete - Copertura	0.262	OR	25.64
S1	COPERTURA	5.231	OR	3.59

Tabella 4 – Definizione e descrizione della zona termica 2 (zona verde in Figura 1) definita in Trnsys

Zona:	2		Descrizione:	Area Lavorazione 2	
Superficie in pianta netta	716.5	m <sup>2</sup>	Volume netto	5886.2	m <sup>3</sup>
Altezza netta	8.22	m	Ricambio d'aria	0.50	vol/h
Temperatura interna	18	°C	Fattore di ripresa	0	W/m <sup>2</sup>

Cod	Descrizione elemento	U [W/(m <sup>2</sup> K)] Ψ [W/(m K)]	Esposiz.	Sup.[m <sup>2</sup> ] Lungh.[m]
Z2	GF - Parete - Solaio controterra	0.353	N	13.90
M5	BASAMENTO CA PARETE	3.892	N	29.19
Z3	R - Parete - Copertura	0.262	N	0.14
Z3	R - Parete - Copertura	0.262	N	13.76
M1	PARETE ESTERNA	0.389	N	91.11
Z2	GF - Parete - Solaio controterra	0.353	E	52.10
M3	PORTONI	3.500	E	12.00
M2	PORTE	3.500	E	1.50
M5	BASAMENTO CA PARETE	3.892	E	95.91
Z3	R - Parete - Copertura	0.262	E	0.28
Z3	R - Parete - Copertura	0.262	E	0.22
Z3	R - Parete - Copertura	0.262	E	51.60
M3	PORTONI	3.500	E	24.80
M2	PORTE	3.500	E	0.60
M1	PARETE ESTERNA	0.389	E	316.12
Z2	GF - Parete - Solaio controterra	0.353	S	13.90
M5	BASAMENTO CA PARETE	3.892	S	29.19
Z3	R - Parete - Copertura	0.262	S	0.14
Z3	R - Parete - Copertura	0.262	S	13.74
Z3	R - Parete - Copertura	0.262	S	0.02
M1	PARETE ESTERNA	0.389	S	91.11
Z2	GF - Parete - Solaio controterra	0.353	OR	79.90
P1	PAVIMENTO CONTROTERRA	0.128	OR	728.33
Z3	R - Parete - Copertura	0.262	OR	0.56
S1	COPERTURA	5.231	OR	0.05
W2	Lucernario 2	5.000	N	92.88
S2	COPERTURA SHED	0.210	N	18.41
S2	COPERTURA SHED	0.210	E	14.98
S2	COPERTURA SHED	0.210	S	380.63
S2	COPERTURA SHED	0.210	O	14.98
S1	COPERTURA	5.231	OR	0.06
S1	COPERTURA	5.231	OR	353.12
Z3	R - Parete - Copertura	0.262	OR	13.74
S1	COPERTURA	5.231	OR	1.92
Z3	R - Parete - Copertura	0.262	OR	0.22
S1	COPERTURA	5.231	OR	0.03
Z3	R - Parete - Copertura	0.262	OR	51.60
S1	COPERTURA	5.231	OR	7.22
Z3	R - Parete - Copertura	0.262	OR	13.76
S1	COPERTURA	5.231	OR	1.93

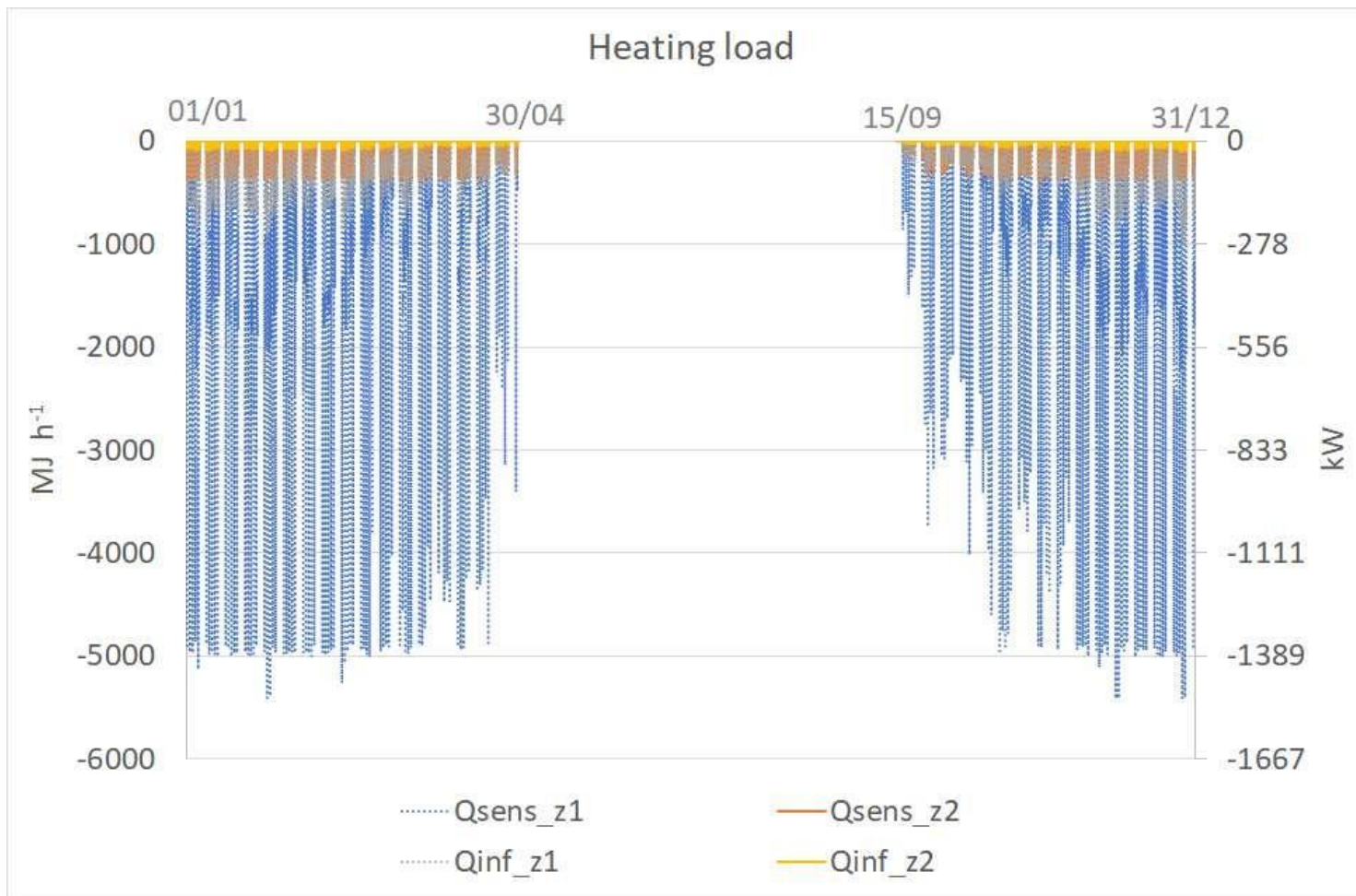


Figura 2 – Carichi termici per il riscaldamento per le due zone termiche, suddivisi tra carichi sensibili e dovuti alle infiltrazioni d'aria

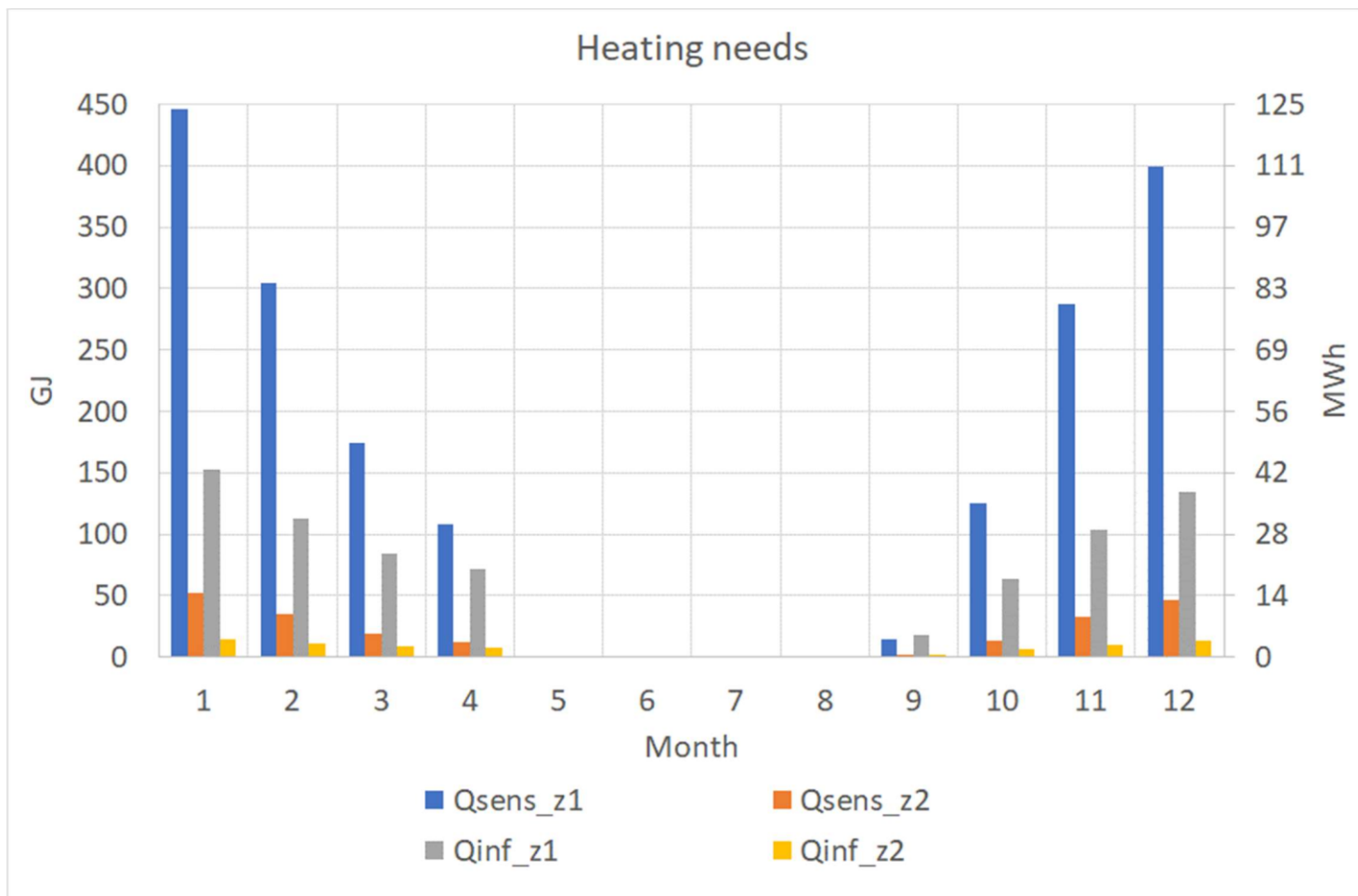


Figura 3 – Fabbisogni di energia termica per il riscaldamento per le due zone termiche, suddivisi tra fabbisogni sensibili e dovuti alle infiltrazioni d’aria

## 4 Modellizzazione dell'impianto di riscaldamento

### 4.1 Nastri radianti a condensazione

La Figura 4 illustra il generatore GIRAD montato sui nastri radianti. Il ventilatore dell'aria non è dotato inverter. La velocità è costante a una determinata temperatura del fluido termovettore (ovvero i fumi dentro i nastri + eccesso d'aria). Maggiore è la temperatura del fluido vettore e maggiore è la portata volumetrica (la ventola gira più veloce e a maggior numero di giri). La portata di massa d'aria  $G_{air}$  in Figura 5 è quindi costante.

Al contrario, la portata di massa di comburente che partecipa alla combustione nel bruciatore (BURNER in Figura 5) varia, e viene regolata indirettamente agendo sulla serranda a camino automatizzata con servomotore (dispositivo ECOSAVING, EXHAUSTED TAB in Figura 5). Infatti, la regolazione di tale serranda fa variare la portata dei fumi di ricircolo  $G_{ric}$ . La modulazione continua sia del comburente che del gas combustibile garantisce sempre il mantenimento del corretto rapporto aria-gas durante la combustione.

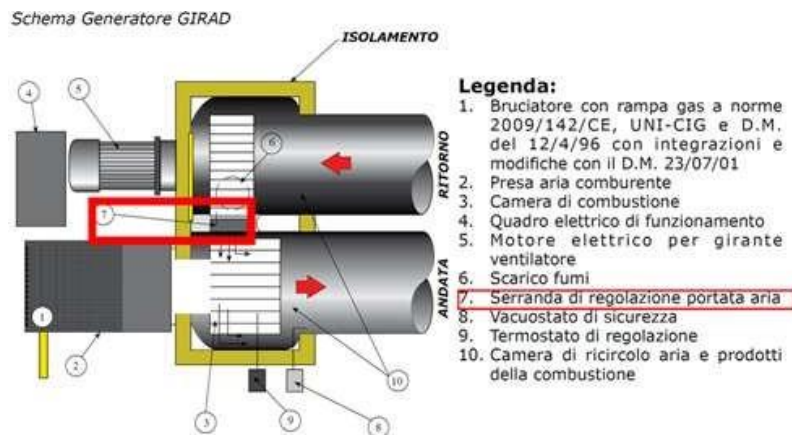


Figura 4 - Schema del generatore GIRAD con bruciatore ECOMIX e dispositivo ECOSAVING

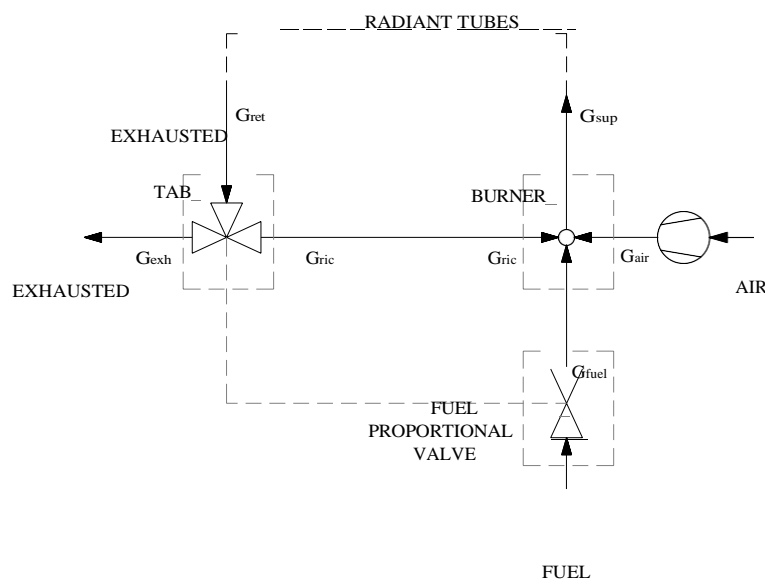


Figura 5 - Bilancio di massa del nastro radiante



Riassumendo, la logica di funzionamento e regolazione della potenza del generatore si articola nelle seguenti fasi (Figura 6):

- il bruciatore si avvia a potenza massima per raggiungere la temperatura massima dei fumi impostata;
- in funzione dei valori di temperatura dell'aria (misurata da un termometro interno all'edificio) la centralina elettronica del generatore regola la potenza erogata tramite la modulazione della valvola proporzionale gas, che regola la portata di combustibile  $G_{fuel}$  in ingresso al bruciatore (Figura 5). Questo ovviamente determinerà un abbassamento della temperatura dei fumi rispetto al valore massimo di piena potenza. La portata di combustibile viene determinata in modo da far produrre al bruciatore la potenza termica necessaria all'edificio (Heating\_load):

$$\eta_{th,HHV} = \frac{G_{th,HHV}}{G_{fuel} \cdot HHV_{NG}}$$

dove, dato il funzionamento in condensazione del nastro radiante qui considerato, si è utilizzato il potere calorifico superiore del gas naturale ( $HHV_{NG}=39000 \text{ kJ Sm}^{-3}$ ) rispetto cui si è calcolato il rendimento termico del nastro  $\eta_{th,HHV}$  nel funzionamento in modulazione secondo dati forniti dal Committente (Figura 6);

- in conseguenza del valore della potenza del bruciatore modulante, la regolazione della serranda fumi (cioè di  $G_{ric}$ ) avviene con l'obiettivo di mantenere l'eccesso d'aria al valore minimo (Figura 6);

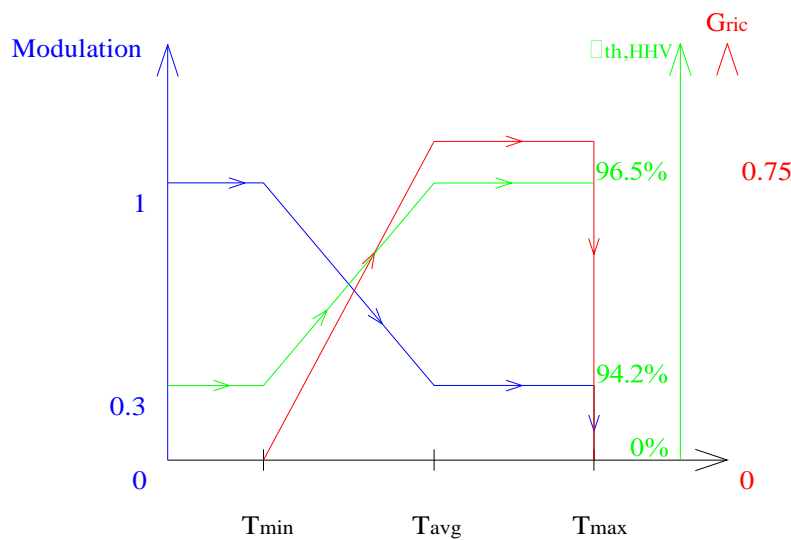


Figura 6 - Logica di regolazione della valvola proporzionale gas e della serranda fumi.  $G_{ric}$  è espressa in termini di frazione della portata di ritorno dai nastri radianti ( $G_{ret}$ , si veda la Figura 5). Viene riportata anche la curva del rendimento termico in modulazione. Nelle simulazioni si è ipotizzato  $T_{min}=17 \text{ °C}$ ,  $T_{avg}=17.5 \text{ °C}$ ,  $T_{max}=18 \text{ °C}$

- dalla Figura 5 si possono desumere i seguenti bilanci di portata di massa:

Bilancio di portata di massa del bruciatore (BURNER):	$G_{fuel} + G_{air} + G_{ric} = G_{sup}$
Bilancio di portata di massa della serranda fumi (EXHAUSTED TAB):	$G_{ret} = G_{exh} + G_{ric}$
Bilancio di portata di massa complessivo del nastro radiante:	$G_{fuel} + G_{air} + G_{ric} = G_{sup} = G_{ret} = G_{exh} + G_{ric}$
	$G_{fuel} + G_{air} = G_{exh}$

dove:

$G_{fuel}$  = variabile con la regolazione;

$G_{air}$  = costante;

$G_{ric}$  = variabile con la regolazione;

- sulla scorta dei dati forniti dal Committente si è proceduto al calcolo delle portate d'aria di combustione e quindi dei prodotti della combustione circolanti nei nastri in condizioni nominali (Tabella 5).

Tabella 5 - Dati nominali dei principali modelli di generatori GIRAD a modulazione. Tutti i dati sono forniti dal costruttore, eccetto le ultime quattro righe (portate d'aria di combustione e dei fumi nei nastri) che sono stati calcolati (dati riferiti all'utilizzo di gas combustibile G20 (metano))

		Modello GIRAD				
		GSR100.1	GSR150.1	GSR200.1	GSR200.2	GSR300.1
	portata termica riferita a PCS max (kW)	100	150	200	200	300
	portata termica riferita a PCS min (kW)	70	120	140	140	210
	portata termica riferita a PCS max (Sm <sup>3</sup> /h)	9.5	14.3	19.1	19.1	28.6
	portata termica riferita a PCS min (Sm <sup>3</sup> /h)	6.7	11.4	13.3	13.3	20
	eccesso aria	40%	70%	35%	63%	76%
	potenza elettrica ventilatore (W)	1100	1100	1100	3000	3000
	temperatura tubo mandata (°C)	250	300	350	350	350
	lunghezza minima (m)	27	38	51	51	78
	temperatura fumi ritorno (°C)	200	200	200	200	200
	lunghezza massima (m)	75	84	117	117	162
	temperatura fumi ritorno (°C)	150	160	170	170	180
$G_{air}$	portata aria max (Sm <sup>3</sup> /h)	128	234	249	300	486
	portata aria min (Sm <sup>3</sup> /h)	91	187	174	209	340
$G_{sup}$	portata fumi max (Sm <sup>3</sup> /h)	138	248	268	319	514
	portata fumi min (Sm <sup>3</sup> /h)	97	198	187	222	359

Sulla scorta dei dati riportati nelle figure e tabelle precedenti si sono modellizzati i nastri radianti a condensazione GSR300 e GSR100 presenti nell'edificio considerato in questo studio. La Figura 7

riporta il progetto del modello Trnsys sviluppato, in cui i nastri sono stati modellizzati con la type 607 (che simula un condotto circolare aerulico) opportunamente modificata per tener conto dell'isolamento termico posto sulla parte superiore e dell'utilizzo di un fluido a temperatura elevata quali i fumi della combustione.

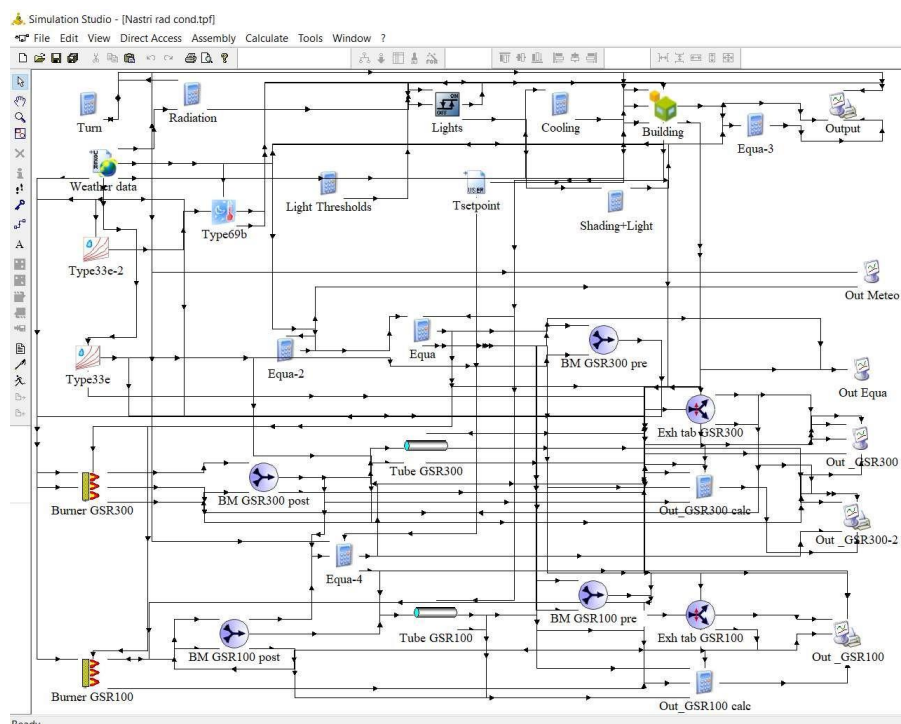


Figura 7 – Progetto del modello Trnsys dell'edificio e dell'impianto nastri radianti a condensazione

## 4.2 Sistemi di riscaldamento tradizionali

Al fine di valutare le prestazioni del sistema di riscaldamento nastri radianti a condensazione sia in termini di consumo energetico dell'impianto sia in termini di condizioni di benessere garantite all'interno dell'edificio, sono state considerate due alternative di confronto, rappresentate da tipologie di impianti largamente diffuse per il riscaldamento degli edifici ad uso industriale:

- impianto con pavimento radiante alimentato da caldaia a condensazione;
- impianto di riscaldamento con generatore di aria calda a basamento.

Al fine di tener conto della varietà dei casi che si possono trovare nelle realtà esistenti, e quindi dei diversi rendimenti di conversione di tecnologie di più o meno recente realizzazione, nei successivi confronti per entrambe le tipologie di impianto si sono considerate due "versioni", una di più moderna realizzazione ed una di più vecchia realizzazione (quest'ultima indicata con "old").

### 4.2.1 Caldaia a condensazione e pavimento radiante

Le ipotesi considerate sono:

- passo tra i tubi 0.3 m, diametro esterno dei tubi 0.02 m, spessore dei tubi 0.002 m;

- portata dell'impianto radiante pari a  $30 \text{ kg h}^{-1} \text{ m}^{-2}$ ;
- pavimento radiante costituito da massetto, isolante, struttura portante in cemento, per uno spessore complessivo pari a  $0.55 \text{ m}$  ed una trasmittanza pari a  $0.6 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$ ;
- potenza termica utile nominale della caldaia a condensazione pari a  $1600 \text{ kW}$ , pari alla potenza termica utile installata nel caso nastri radianti ( $300 \times 5 + 100$ );
- rendimento termico della caldaia a condensazione (sul potere calorifico superiore) variabile in funzione del grado di modulazione della caldaia secondo la curva ipotizzata in Figura 8a. Per tener conto delle molteplicità di casi realizzativi che si possono riscontrare nella realtà, si sono considerate due possibilità, generatore di calore di moderna o più vecchia realizzazione, con rendimento in modulazione come riportato nella stessa Figura 8a;
- temperatura di mandata all'impianto variabile in funzione della temperatura dell'aria esterna secondo la curva di Figura 8b.

La Figura 9 riporta il progetto del modello Trnsys sviluppato per il caso in esame.

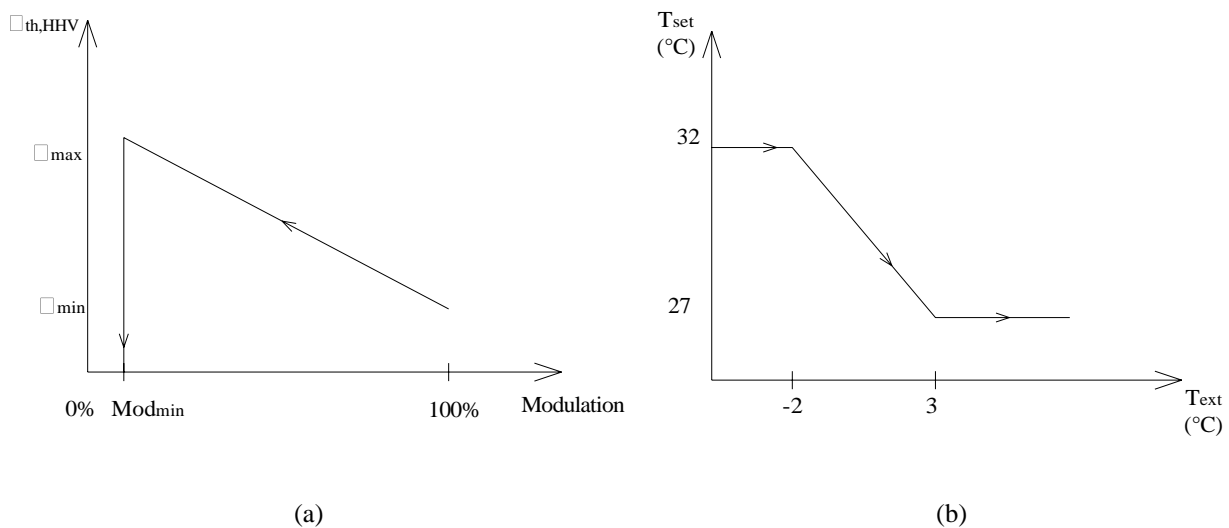


Figura 8 – Curva del rendimento della caldaia a condensazione in modulazione (a) ( $\eta_{\max}=0.96$  oppure  $0.93$ ,  $\eta_{\min}=0.90$  oppure  $0.87$ ,  $\text{Mod}_{\min}=10\%$  oppure  $30\%$  rispettivamente per caldaia a condensazione di moderna oppure di vecchia realizzazione); valori della temperatura di mandata all'impianto radiante a pavimento in funzione della temperatura esterna (b)

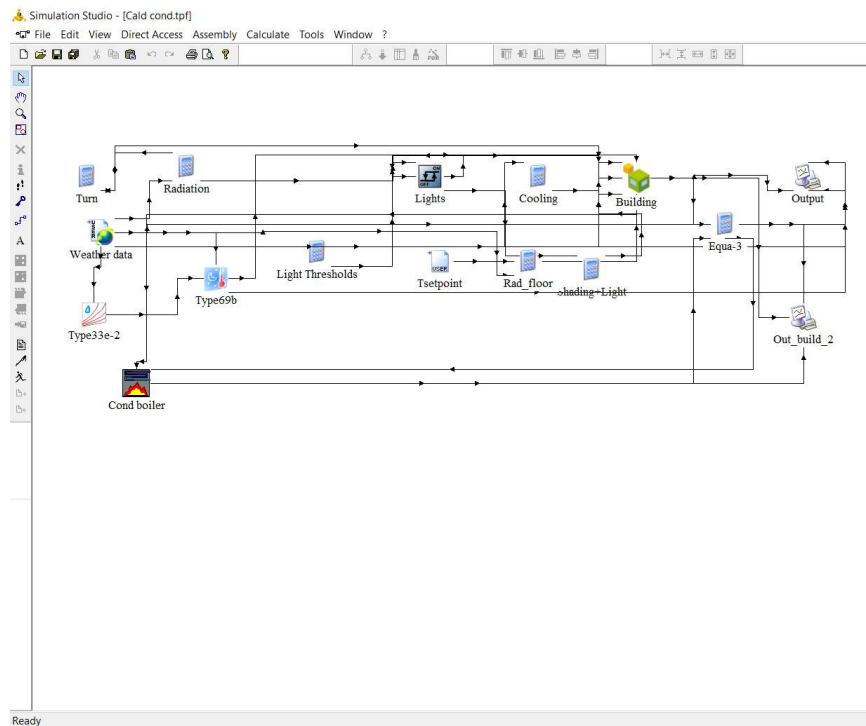


Figura 9 - Progetto del modello Trnsys dell'edificio e dell'impianto pavimento radiante + caldaia a condensazione

#### 4.2.2 Riscaldamento ad aria (generatore di aria calda a basamento)

Le ipotesi considerate sono:

- potenza termica utile nominale complessiva dei generatori di calore ad aria a basamento pari a 1600 kW, pari alla potenza installata nel caso nastri radianti;
- rendimento termico (sul potere calorifico superiore) e portata d'aria del generatore a basamento variabile in funzione della temperatura ambiente interno secondo la curva di Figura 10 (per quest'ultima si è considerato un valore minimo pari a 2 vol/h ritenuto sufficiente a mantenere un adeguato grado di uniformità della temperatura dell'aria all'interno della zona termica). Per tener conto delle diverse tipologie di impianto che si possono trovare nella realtà si sono ipotizzate due possibilità: generatore di aria calda di vecchia realizzazione (regolazione on-off,  $\eta_{th,HHV}$  variabile tra 0.70 e 0.72) piuttosto che di più moderna realizzazione (bruciatore modulante,  $\eta_{th,HHV}$  variabile tra 0.80 e 0.84);
- temperatura di mandata dell'aria variabile in funzione della temperatura dell'aria esterna secondo la curva di Figura 11.

La Figura 12 riporta il progetto del modello Trnsys sviluppato per il caso in esame.

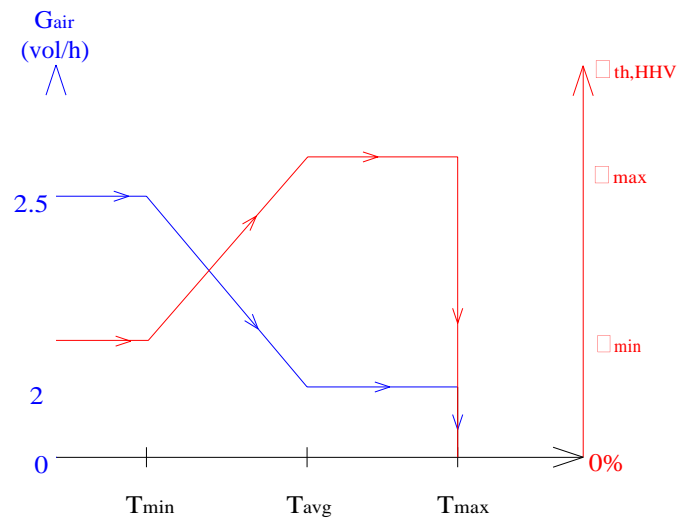


Figura 10 – Curve del rendimento termico (rispetto al potere calorifico superiore del gas naturale) e della portata d'aria in mandata (quest'ultima espressa in termini di vol/h) del generatore di aria calda. I valori massimo e minimo del rendimento valgono:  $\eta_{\max}=0.84$  oppure  $0.72$ ;  $\eta_{\min}=0.80$  oppure  $0.70$  rispettivamente per generatore di aria calda di moderna oppure di vecchia realizzazione

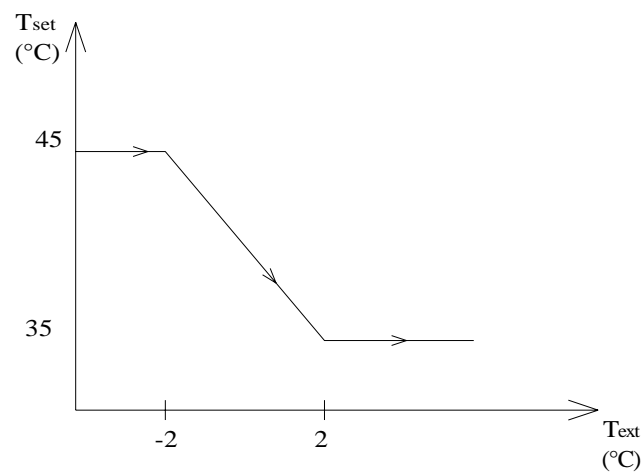


Figura 11 – Valori della temperatura di mandata dell'aria in funzione della temperatura esterna (b)

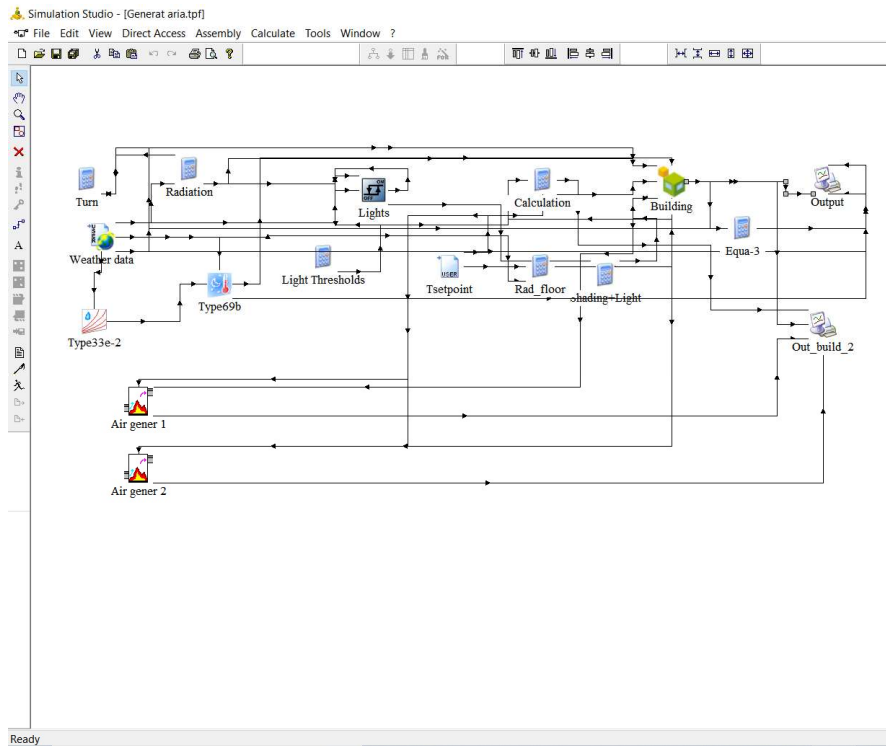


Figura 12 - Progetto del modello Trnsys dell'edificio e dell'impianto con generatore di aria calda a basamento

## 5 Risultati delle simulazioni

In questo paragrafo vengono presentati i risultati delle simulazioni effettuate per l'intera stagione di riscaldamento (15/09 – 30/04) per i tre impianti descritti, con lo scopo di evidenziare i principali aspetti della tipologia a nastri radianti a condensazione.

### 5.1 Prestazioni energetiche

Le prestazioni energetiche mensili sono riassunte nelle seguenti Figura 13, Figura 14 e Figura 15.

In Figura 13 vengono rappresentati i consumi di energia primaria non rinnovabile (gas naturale) in termini assoluti ( $P_{in}$ ), assieme al fabbisogno di energia termica per il riscaldamento complessivo dell'edificio ( $Q_{tot}$ ). Si noti come, per ogni mese della stagione di riscaldamento, l'impianto ad aria, anche considerando generatori a basamento di moderna concezione cioè con rendimenti anche in parzializzazione più elevati, risulti sempre quello che presenta il consumo maggiore, e quindi la soluzione meno vantaggiosa.

Lo stesso tipo di informazione viene riportato in Figura 14 in termini specifici per unità di superficie utile in pianta dell'edificio.

Non deve trarre in inganno la scala utilizzata nelle due figure: il risparmio delle soluzioni “a condensazione” (CRT e CRF) rispetto all'impianto ad aria è maggiore, in termini relativi, nella mezza stagione (da aprile ad ottobre). Ciò si evince anche dalla Figura 15, che riporta i valori medi mensili del rendimento di produzione dell'energia termica calcolato rispetto il potere calorifico superiore ( $\eta_{th,HHV}$ ): nella figura, le distanze maggiori tra i valori dei rendimenti medi mensili delle soluzioni CRT e CRF e quelli dell'impianto ad aria si hanno proprio nei mesi di minor fabbisogno di riscaldamento. Questo è dovuto alla capacità dei generatori a condensazione di operare con rendimenti maggiori quando lavorano in parzializzazione rispetto al funzionamento a potenza nominale.

Nel confronto tra impianto nastri radianti a condensazione (CRT) e pavimento radiante con caldaia a condensazione (CRF) si nota il minor consumo di energia primaria del primo soprattutto nei mesi più rigidi (quando il fabbisogno è maggiore, da dicembre a febbraio), mentre nelle mezze stagioni (da marzo a novembre) il consumo dei CRT è solo leggermente minore (Figura 13, Figura 14). Il vantaggio dei nastri radianti è ovviamente maggiore quando l'impianto a pavimento radiante con cui ci si confronta è accoppiato ad una caldaia di più vecchia generazione (con rendimenti inferiori). Ciò è confermato anche dal confronto dei rendimenti medi mensili (Figura 15).

La Tabella 6 riporta i valori annuali dei fabbisogni di riscaldamento, del consumo di energia primaria sia in termini assoluti che specifici, e dell'efficienza termica di produzione delle cinque tipologie di impianti. Ne risulta che l'impianto nastri radianti a condensazione (CRT) presenta una performance decisamente superiore a quella del generatore di aria calda a basamento (12.5 %), fino anche oltre il 30 % nel caso ci si confronti con impianti più datati. Nel caso di confronto con l'impianto a pavimento radiante accoppiato ad un generatore di calore a condensazione (CRF) il risparmio è più contenuto, ma comunque apprezzabile (fino al 7 %).



Occorre però evidenziare una fondamentale differenza tra impianto CRT e CRF, di cui non si è tenuto conto nelle simulazioni ma che pure è presente nelle realizzazioni pratiche di tali impianti: mentre l'impianto a nastri radianti può operare con fattori di vista tra superfici radianti e persone presenti sul pavimento sottostante praticamente pari all'unità, non così si può dire per l'impianto a pavimento radiante, per la sicura presenza di oggetti e/o apparecchiature (macchinari/impianti di produzione dello stabilimento, magazzini, ecc.) appoggiati sullo stesso. Ciò può avere una duplice conseguenza: una diminuzione del livello di comfort garantito a parità di consumo di energia primaria, oppure un maggior consumo di quest'ultima per garantire pari livello di comfort dell'impianto nastri radianti a condensazione. A tal proposito, si veda anche il seguente paragrafo per un confronto tra le tecnologie considerate.

Tabella 6 – Valori annuali del fabbisogno termico totale per riscaldamento ( $Q_{tot}$ ), dell'efficienza termica e dell'energia primaria consumata (gas naturale) ( $Pin_{tot}$  in termini assoluti,  $EP_{gl,nren}$  in termini specifici) per i tre tipi di impianto (CRT=Condensing Radiant Tubes; Air=impianto ad aria; CRF=Condensing Radiant Floor)

	$Q_{tot}$	$Pin_{tot}$				
		CRT	Air	Air_old	CRF	CRF_old
GJ	2885	3071	3457	4022	3171	3294
MWh	801	853	960	1117	881	915

Efficienza ( $\eta_{th,HHV}$ )					$EP_{gl,nren}$ (kWh m <sup>-2</sup> )				
CRT	Air	Air_old	CRF	CRF_old	CRT	Air	Air_old	CRF	CRF_old
93.9%	83.5%	71.7%	91.0%	87.6%	108.9	122.5	142.6	112.4	116.8

Risparmio annuo di energia primaria dell'impianto nastri radianti a condensazione				
CRT	Air	Air_old	CRF	CRF_old
-	12.5%	30.9%	3.2%	7.2%

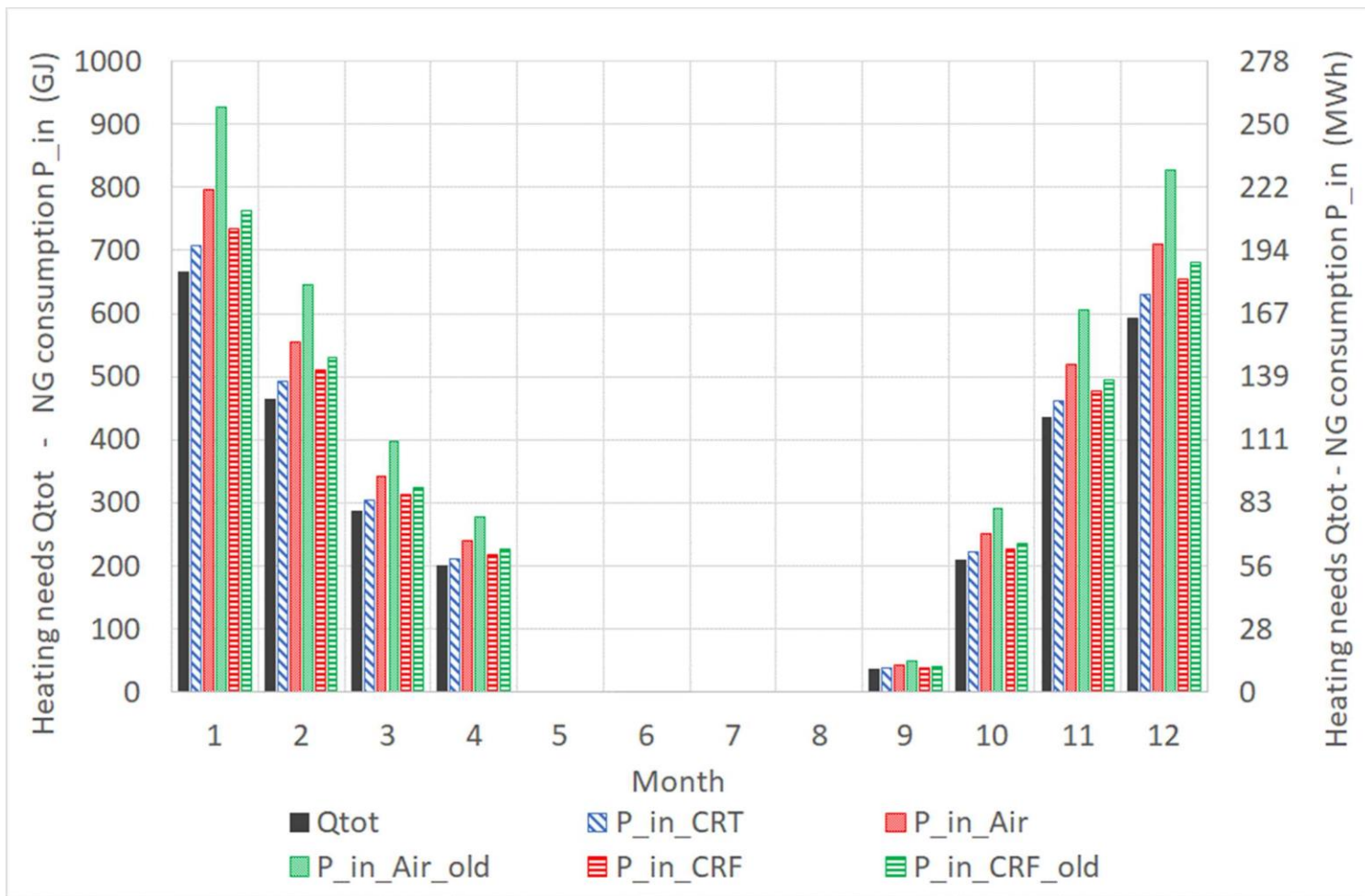


Figura 13 – Valori mensili del fabbisogno termico per riscaldamento totale (sensibile + infiltrazioni per le due zone termiche dell'edificio) e dell'energia primaria consumata (gas naturale) per i tre tipi di impianto (CRT=Condensing Radiant Tubes; Air=impianto ad aria; CRF=Condensing Radiant Floor)

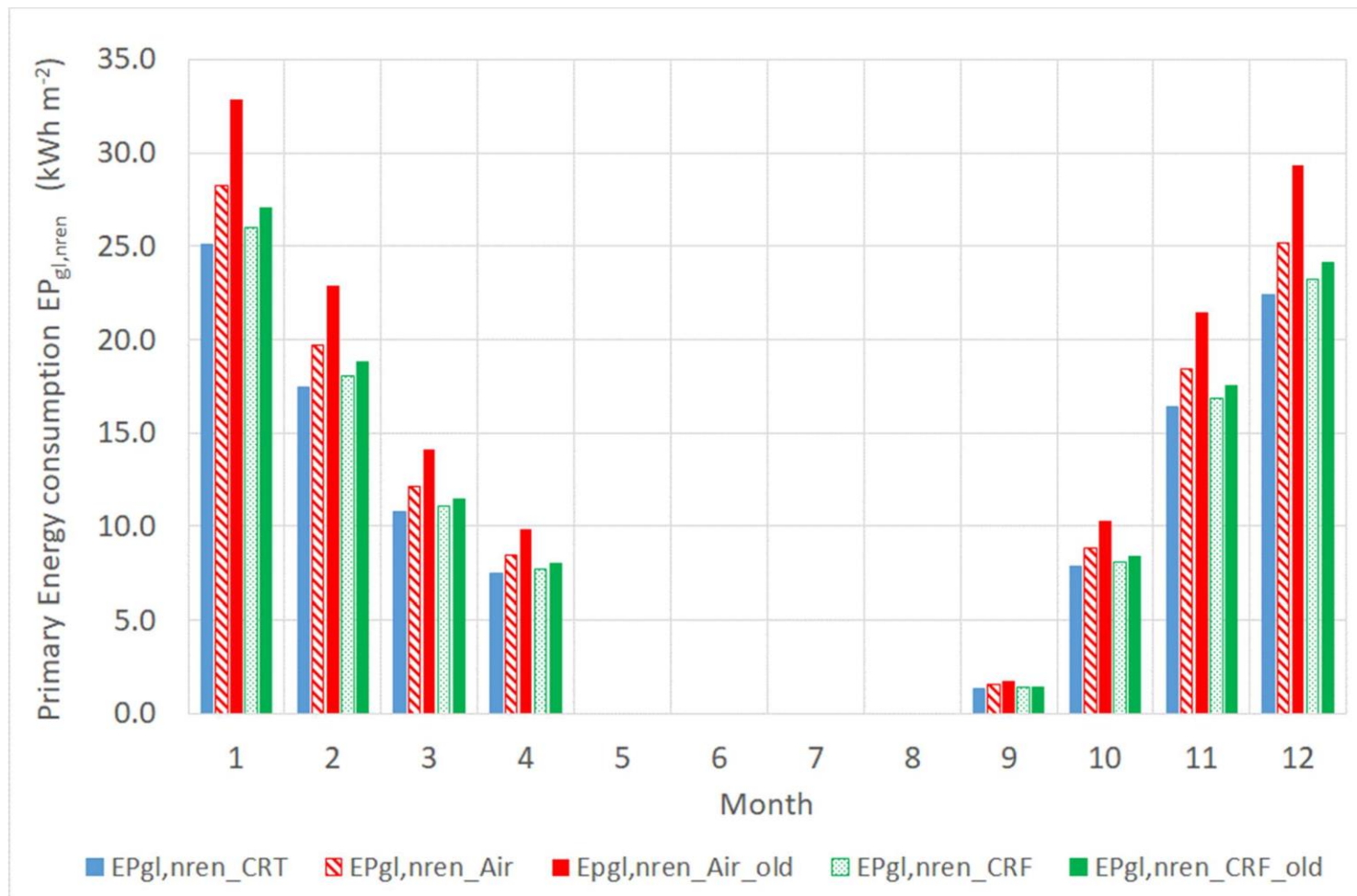


Figura 14 – Valori mensili dell'energia primaria specifica consumata (gas naturale) per i tre tipi di impianto (CRT=Condensing Radiant Tubes; Air=impianto ad aria; CRF=Condensing Radiant Floor)

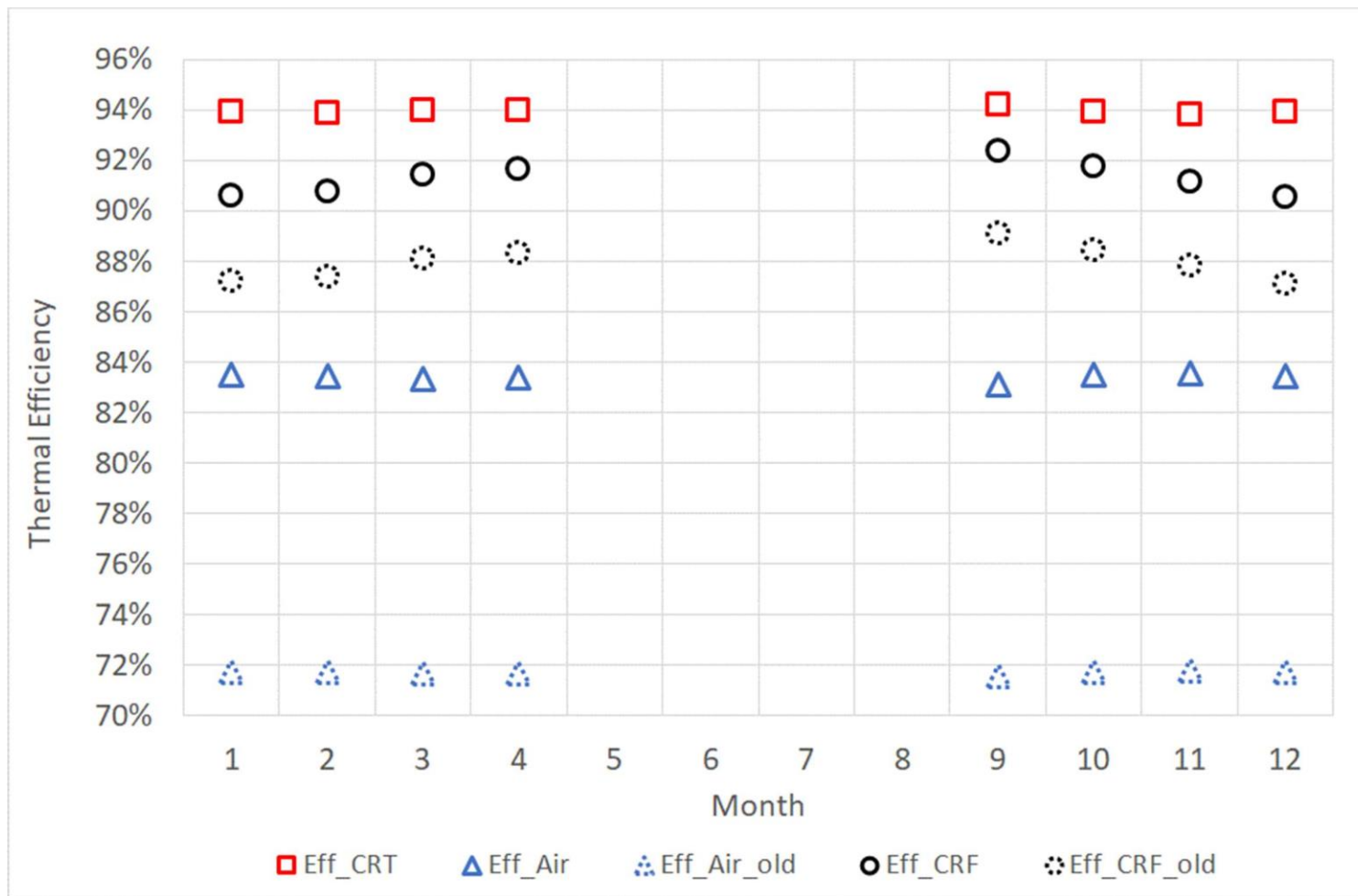


Figura 15 – Valori mensili dell’efficienza termica per i tre tipi di impianto (CRT=Condensing Radiant Tubes; Air=impianto ad aria; CRF=Condensing Radiant Floor)

## 5.2 Condizioni di comfort

Le successive figure riportano, per due giornate tipo della stagione piena di riscaldamento (mercoledì-giovedì 24-25 gennaio), l'andamento di alcuni parametri climatici e di alcuni parametri legati alle condizioni di comfort interno, ad esempio per la zona termica 1. In particolare:

- Figura 16: temperatura dell'aria esterna e radiazione solare globale sull'orizzontale;
- Figura 17: temperatura dell'aria interna e temperatura operante, impianto nastri radianti a condensazione;
- Figura 18: temperatura dell'aria interna e temperatura operante, impianto con generatore di aria calda a basamento;
- Figura 19: temperatura dell'aria interna e temperatura operante, impianto pavimento radiante con caldaia a condensazione;
- Figura 20: voto medio previsto (Predicted Mean Vote, PMV) e percentuale prevista di insoddisfatti (Predicted Percentage Dissatisfied, PPD), impianto nastri radianti a condensazione;
- Figura 21: voto medio previsto (Predicted Mean Vote, PMV) e percentuale prevista di insoddisfatti (Predicted Percentage Dissatisfied, PPD), impianto con generatore di aria calda a basamento;
- Figura 22: voto medio previsto (Predicted Mean Vote, PMV) e percentuale prevista di insoddisfatti (Predicted Percentage Dissatisfied, PPD), impianto pavimento radiante con caldaia a condensazione.

Per la definizione di PMV e PPD si veda l'Appendice riportato alla conclusione della relazione.

Le due giornate considerate fanno riferimento a condizioni climatiche leggermente diverse tra loro, pur essendo consecutive ed in piena stagione invernale (Figura 16): la prima è una giornata con bassi valori di insolazione e con valori di temperatura dell'aria abbastanza costanti durante l'arco delle 24 ore, la seconda invece fa riferimento ad un cielo evidentemente più limpido, con maggiore insolazione ed una maggiore variabilità della temperatura.

Dall'analisi delle Figura 20 - Figura 22 si può notare come in tutti e tre i tipi di impianto il PMV sia sempre compreso tra 0 e 0.4, con la relativa percentuale di insoddisfatti che rimane compresa tra il valore minimo (5 %) e l'8 %. Si tratta quindi di condizioni di comfort pienamente soddisfacenti, che contribuiscono a far rientrare l'ambiente in classe B secondo la norma UNI EN ISO 7730.

Dal confronto tra le Figura 17 - Figura 19 si può notare come in termini di velocità di raggiungimento del valore di set point all'avvio dell'impianto (6.00 del mattino), mentre tutti i sistemi consentono prestazioni simili per quanto riguarda la temperatura dell'aria ambiente (curva nera continua), il sistema nastri radianti a condensazione consente una prestazione migliore per quanto riguarda la temperatura operante (curva rossa punteggiata). Infatti, quest'ultimo parametro rimane maggiormente costante nell'arco della giornata e più vicino al valore di temperatura dell'aria rispetto all'impianto ad aria (Figura 17 vs Figura 18).

La maggior costanza della temperatura operante dell'impianto nastri radianti si può osservare anche rispetto al pavimento radiante (Figura 17 vs Figura 19). L'impianto CRT produce più rapidamente,

all'avvio, condizioni accettabili di benessere all'interno dell'ambiente riscaldato: la maggior velocità di messa a regime dello scambio termico tra le superfici nel caso dei nastri radianti è dovuta alla tipologia di scambio termico messo in atto da questo tipo di impianto. Ciò determina le leggere oscillazioni della temperatura operante in Figura 17, più marcate nelle giornate di maggior insolazione, che rimangono tuttavia dell'ordine del grado. I nastri radianti infatti funzionano con temperature superficiali dei tubi comprese tra i 100 °C ed i 300 °C contro i 22 °C – 27 °C di temperatura superficiale del pavimento, ma con superfici di scambio termico molto più ridotte.

La maggior inerzia termica dell'impianto pavimento radiante (CRF) ha una duplice conseguenza:

- una maggior difficoltà di controllo della temperatura operante rispetto al caso dell'impianto nastri radianti (soprattutto nella giornata di maggior insolazione, quando i guadagni termici solari “disturbano” il controllo, Figura 19);
- una maggior temperatura dell'aria e operante durante le ore di non occupazione dello stabilimento.

Il secondo aspetto può in parte mitigare gli effetti negativi prima citati, contribuendo a ridurre i tempi di raggiungimento delle condizioni di comfort al successivo avvio dell'impianto, anche se questi rimarranno comunque maggiori del sistema a nastri radianti. Tuttavia, una maggior temperatura dell'aria durante le ore notturne contribuisce ad aumentare le dispersioni termiche.

Occorre comunque ricordare, nel caso di pavimento radiante, l'aspetto già citato al termine del paragrafo precedente relativo alla ridotta disponibilità di superficie utile di scambio termico rispetto alla superficie in pianta a causa della presenza di macchinari ed impianti di produzione o di magazzini. Ciò di fatto determina una maggiore difficoltà da parte dell'impianto a mantenere le condizioni di comfort globale qui considerate, e soprattutto un aumento del grado di discomfort locale. Ciò è dovuto all'aumento dell'inerzia termica dell'impianto dovuto alla parziale copertura della superficie radiante.

Per stimare gli effetti di questo aspetto sono state svolte delle ulteriori simulazioni nel caso dell'impianto a pavimento radiante, ipotizzando di ridurre la superficie radiante del 30 %. I risultati in termini di temperatura dell'aria e temperatura operante sono riportati in Figura 23, a confronto con il caso teorico. Da tale confronto si evidenzia come vi sia una non trascurabile riduzione di entrambi i parametri soprattutto durante le prime ore della giornata all'avvio dell'impianto, parametri che riescono a raggiungere le condizioni di set point con un ritardo di circa due ore.

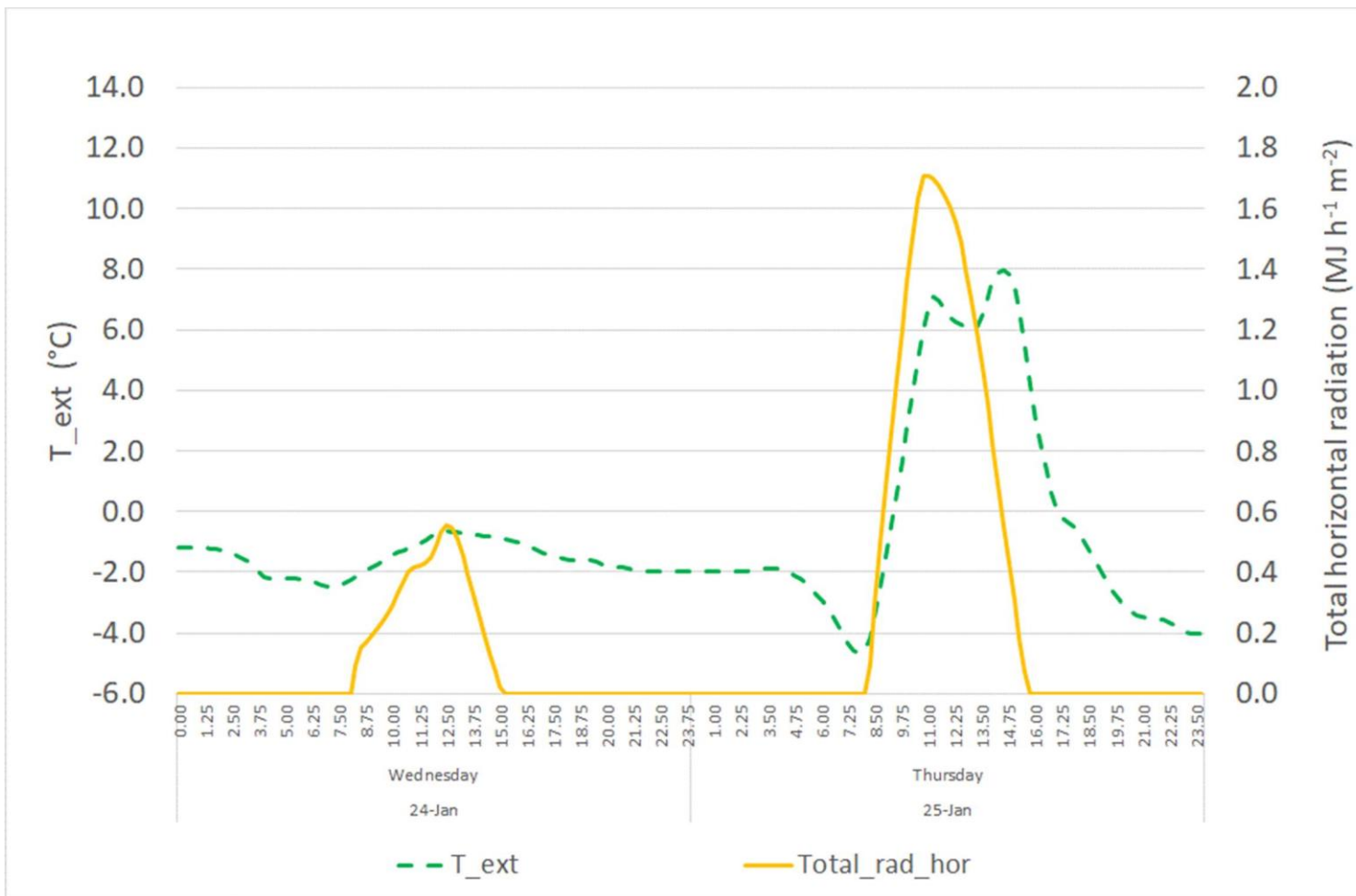


Figura 16 – Andamento per due giornate tipo consecutive della temperatura dell'aria esterna e della radiazione solare globale sull'orizzontale

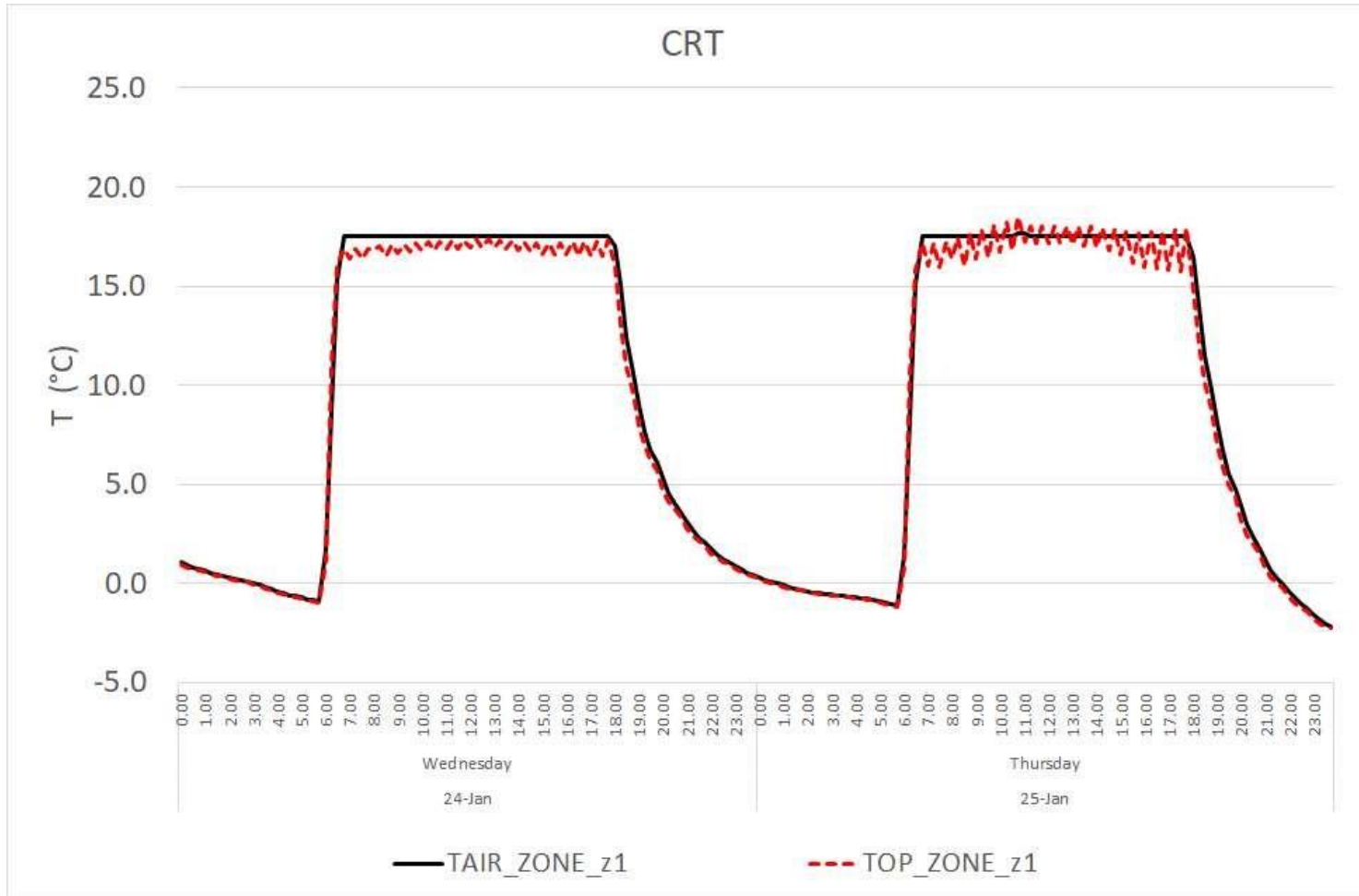


Figura 17 – Andamento per due giornate tipo consecutive della temperatura dell'aria interna (TAIR) e della temperatura operante (TOP) per la zona termica 1: caso dell'impianto nastri radianti a condensazione (Condensing Radiant Tubes, CRT)



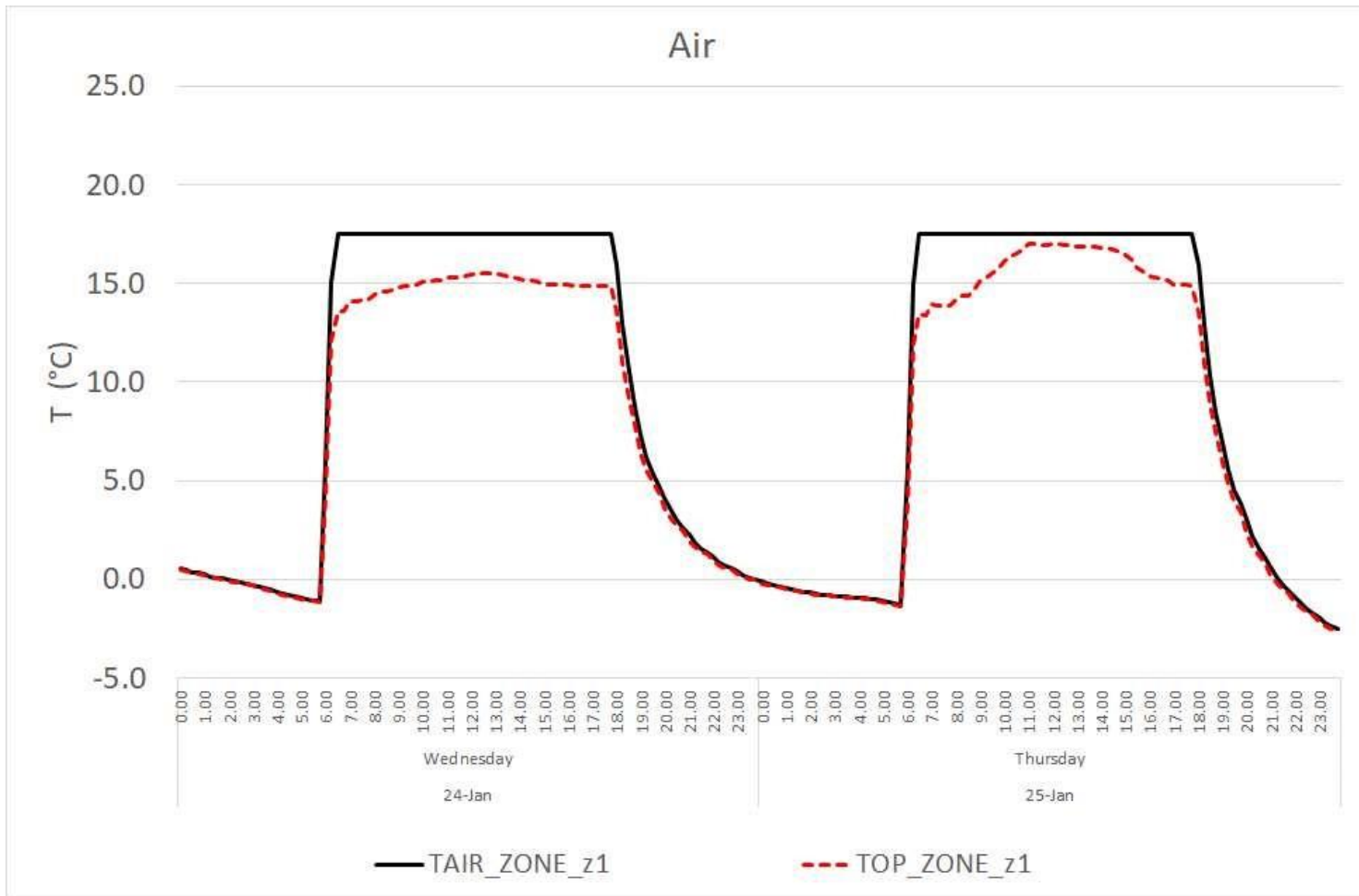


Figura 18 – Andamento per due giornate tipo consecutive della temperatura dell'aria interna (TAIR) e della temperatura operante (TOP) per la zona termica 1: caso dell'impianto con generatore di aria calda a basamento

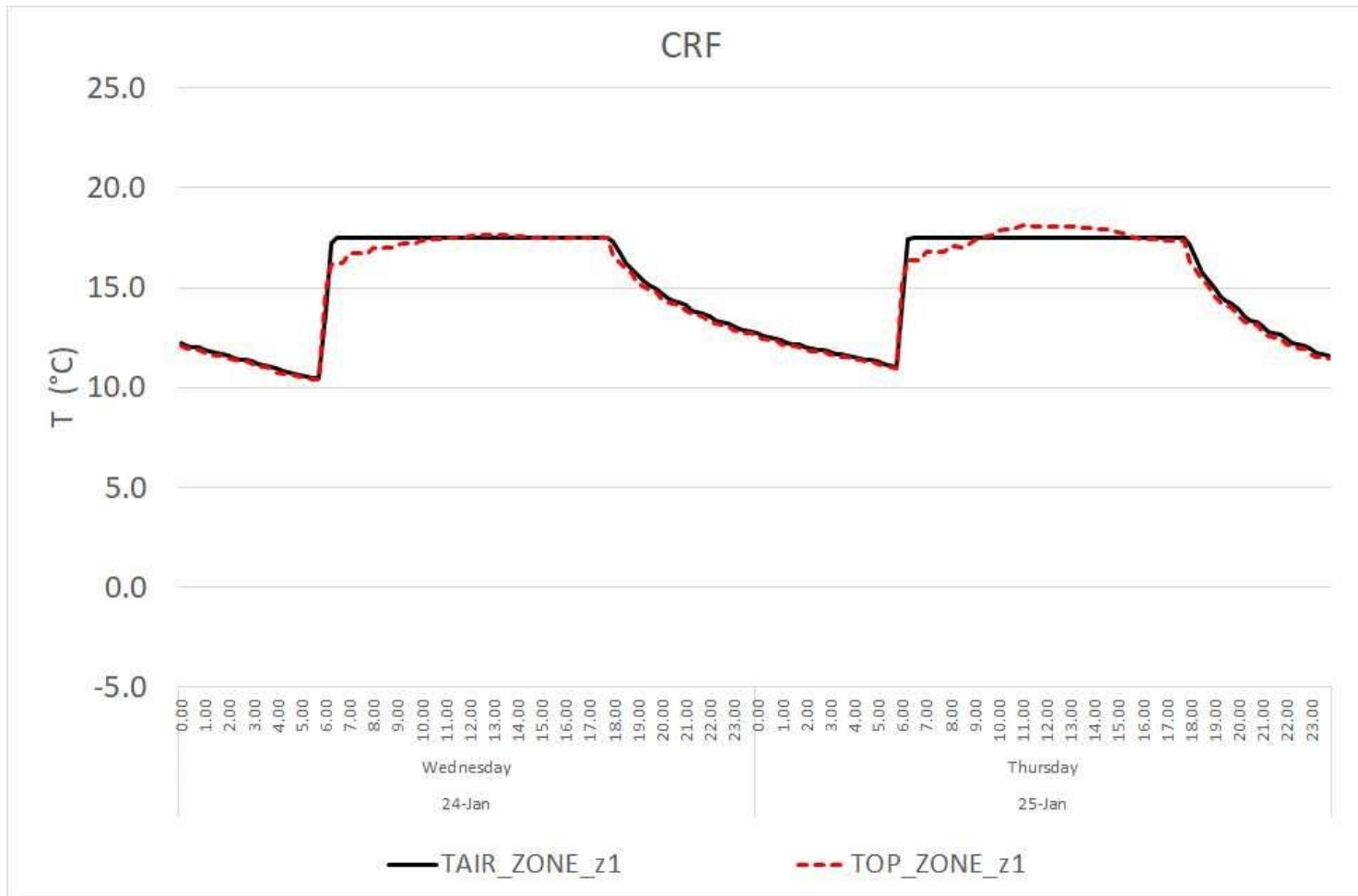


Figura 19 – Andamento per due giornate tipo consecutive della temperatura dell'aria interna (TAIR) e della temperatura operante (TOP) per la zona termica 1: caso dell'impianto a pavimento radiante e caldaia a condensazione (Condensing Radiant Floor, CRF)

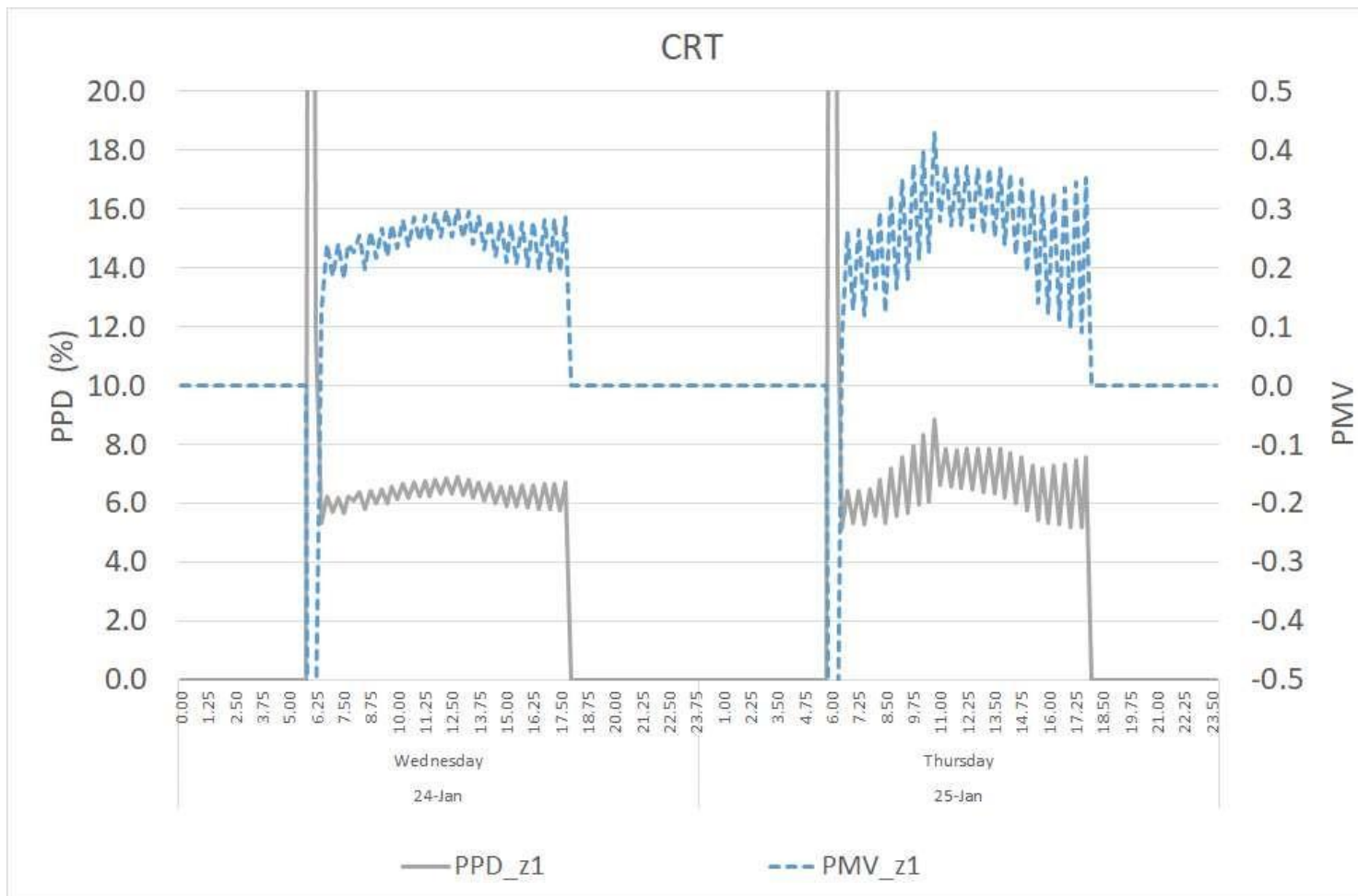


Figura 20 – Andamento per due giornate tipo consecutive della percentuale prevista di insoddisfatti (Predicted Percentage Dissatisfied, PPD) e del voto medio previsto (Predicted Mean Vote, PMV) per la zona termica 1: caso dell’impianto nastri radianti a condensazione (Condensing Radiant Tubes, CRT)

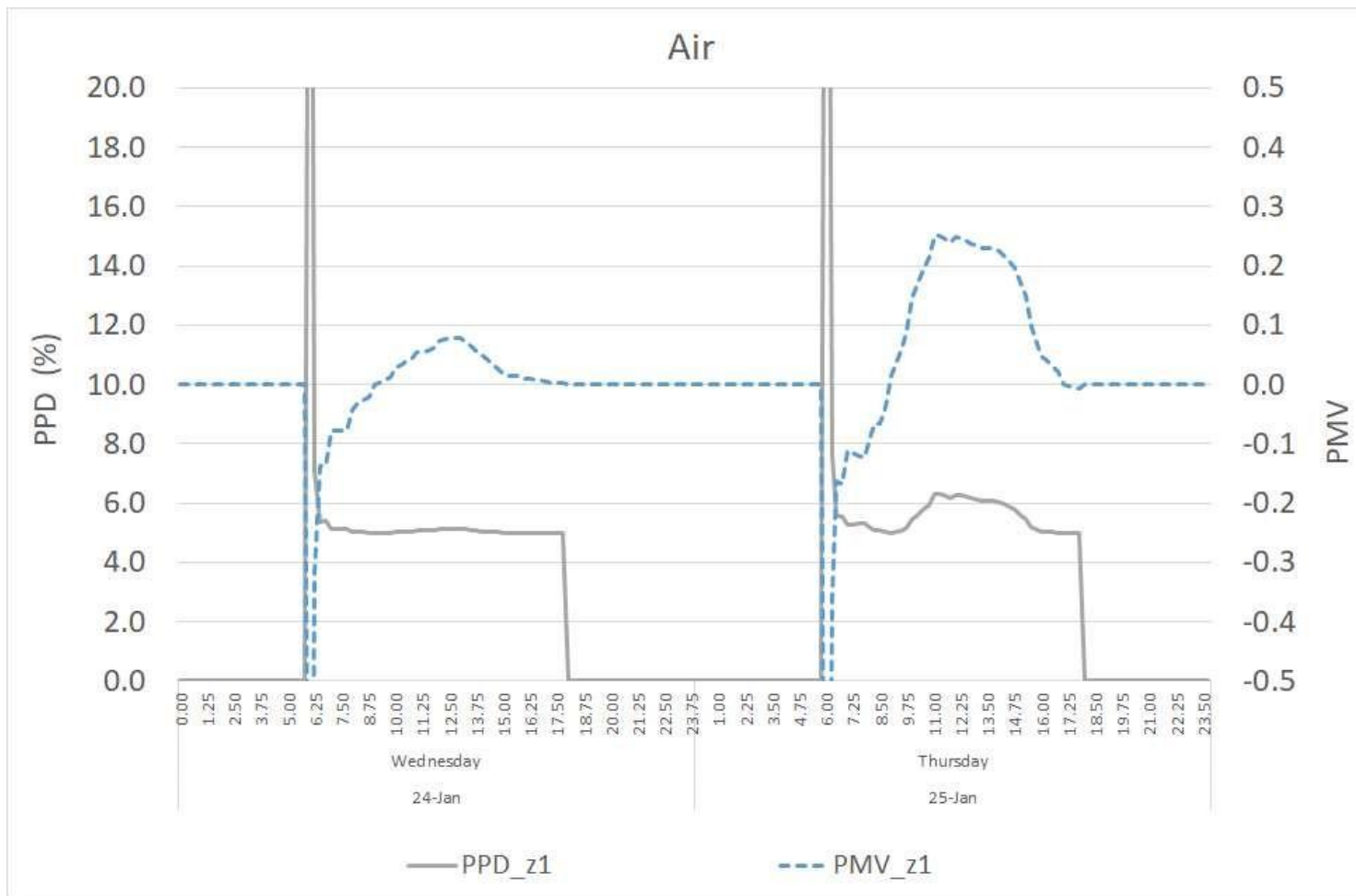


Figura 21 – Andamento per due giornate tipo consecutive della percentuale prevista di insoddisfatti (Predicted Percentage Dissatisfied, PPD) e del voto medio previsto (Predicted Mean Vote, PMV) per la zona termica 1: caso dell'impianto con generatore di aria calda a basamento

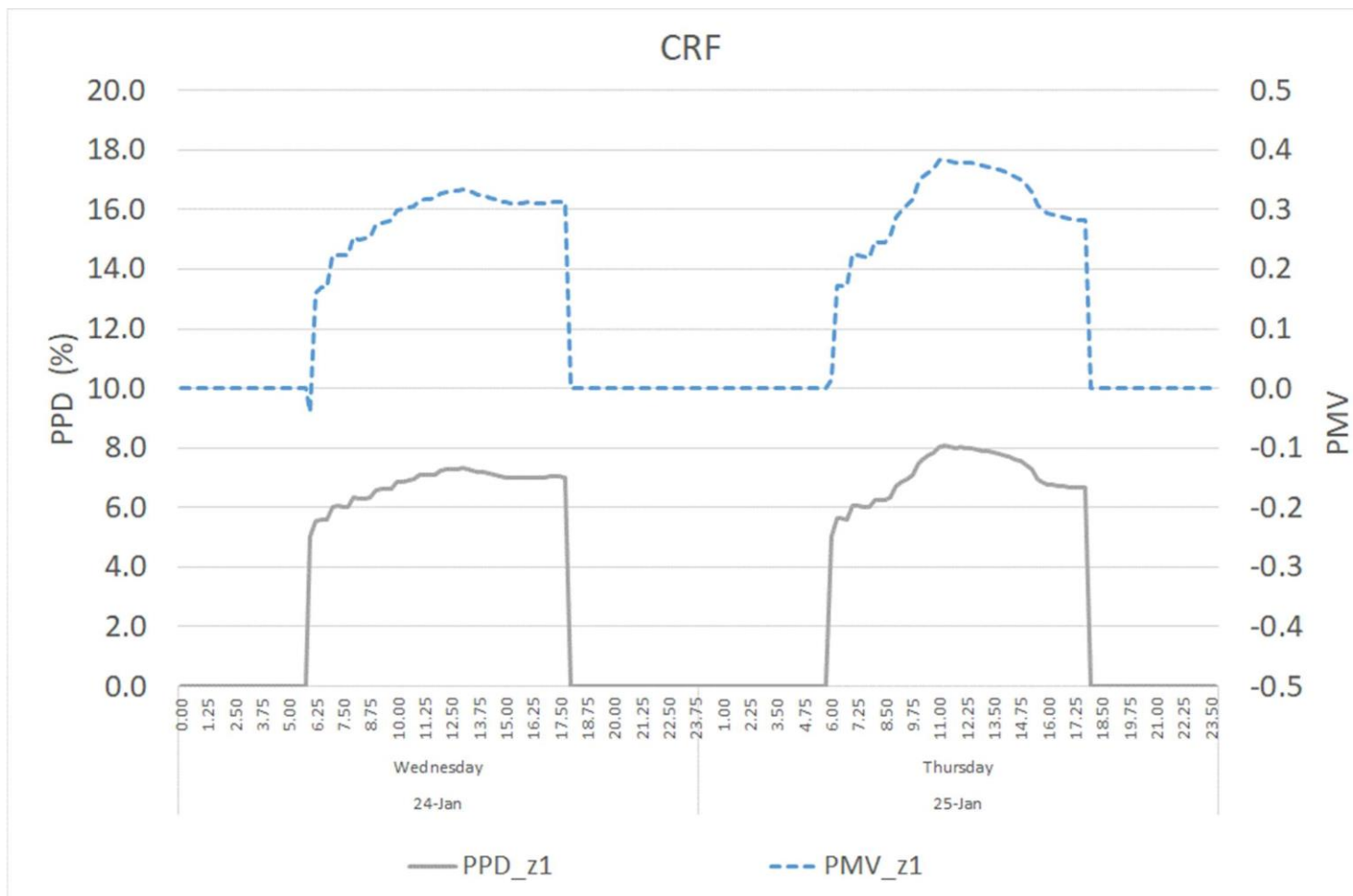
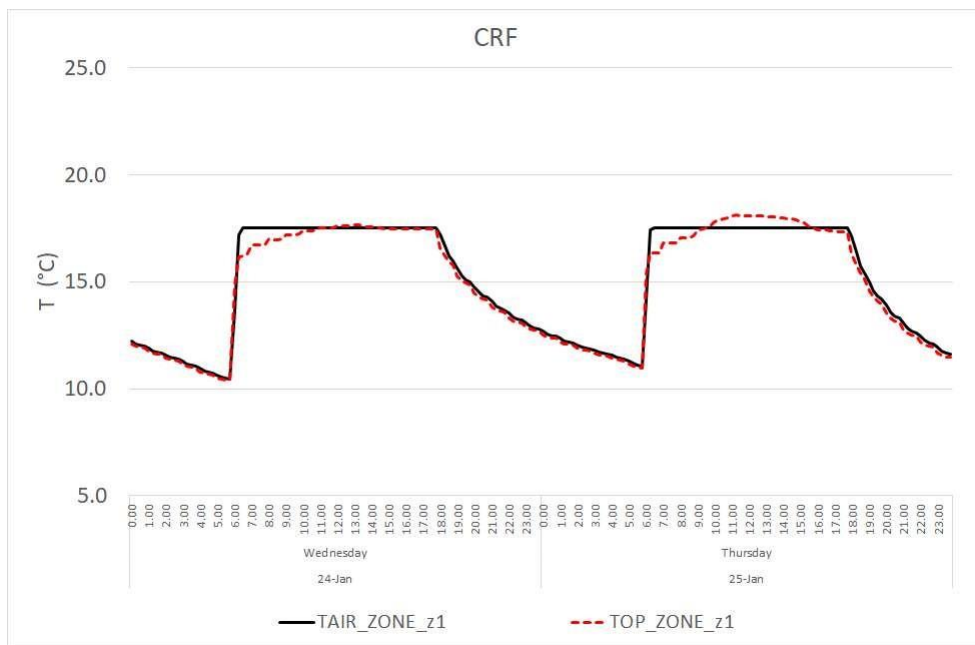
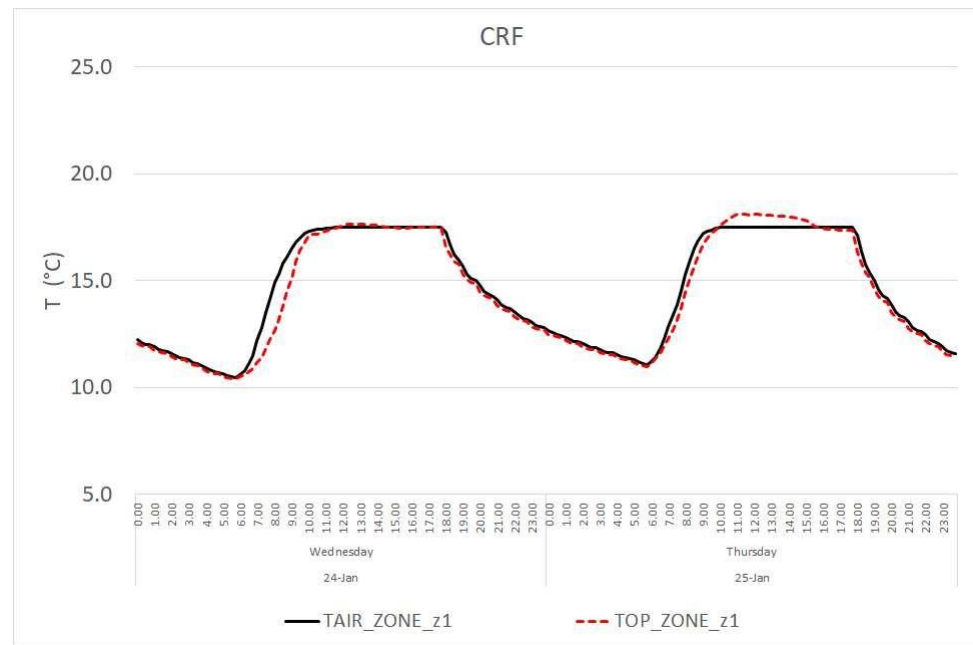


Figura 22 – Andamento per due giornate tipo consecutive della percentuale prevista di insoddisfatti (Predicted Percentage Dissatisfied, PPD) e del voto medio previsto (Predicted Mean Vote, PMV) per la zona termica 1: caso dell'impianto a pavimento radiante e caldaia a condensazione (Condensing Radiant Floor, CRF)



(a)



(b)

Figura 23 – Andamento per due giornate tipo consecutive della temperatura dell'aria interna (TAIR) e della temperatura operante (TOP) per la zona termica 1: caso dell'impianto a pavimento radiante e caldaia a condensazione (Condensing Radiant Floor, CRF) con superficie radiante utile pari a quella teorica calpestabile (a) ed inferiore del 30 % (b)

## 6 Conclusioni

Il presente lavoro si è focalizzato sull'analisi in regime dinamico di un impianto di riscaldamento a nastri radianti a condensazione su un edificio industriale posto in zona climatica E con un numero considerevole di gradi giorno (2814).

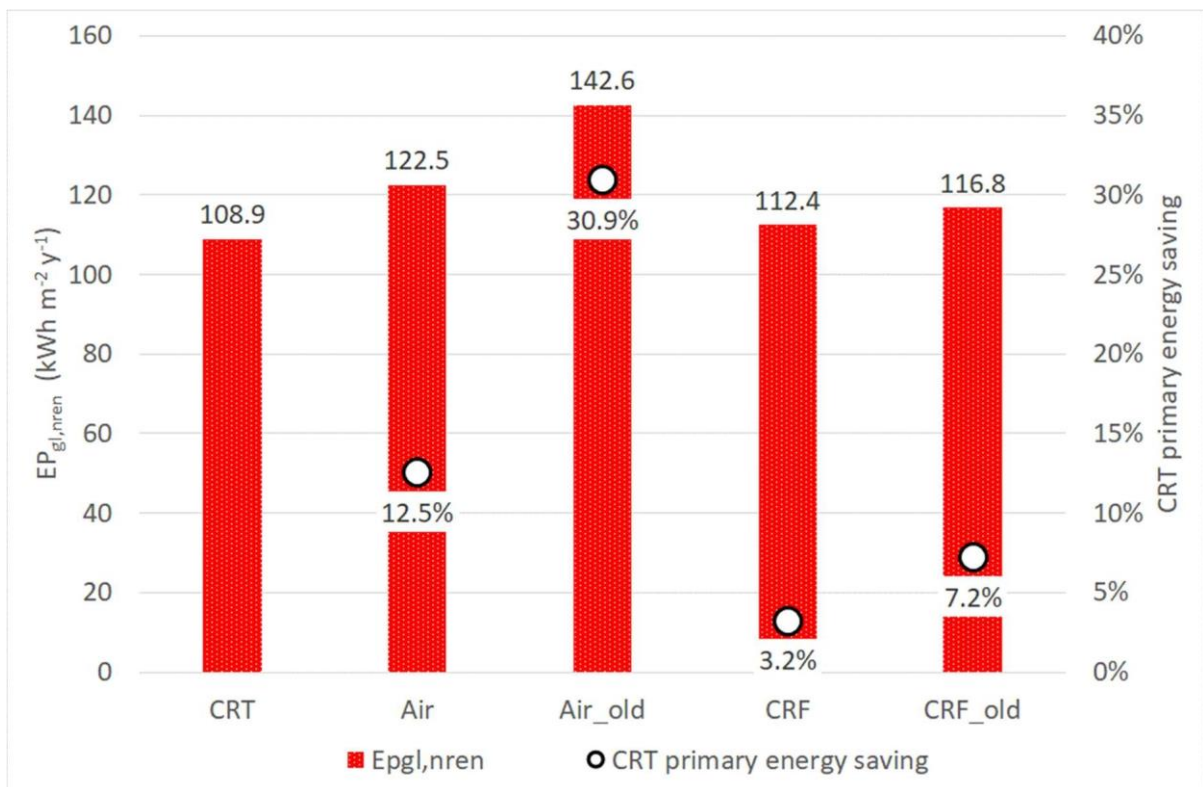
Le prestazioni dell'impianto sono state confrontate, sia dal punto di vista energetico che delle condizioni di comfort ambientale, con quelle di due tipologie di impianto "tradizionali" largamente diffuse nel riscaldamento degli ambienti industriali: impianto ad aria con generatore di aria calda a basamento, ed impianto a pavimento radiante con caldaia a condensazione.

Entrambe queste tipologie di impianto di confronto sono state considerate anche nella versione con generatori di calore più datati, con rendimenti quindi inferiori, per tener conto delle reali situazioni con cui ci si può confrontare nella pratica.

Il confronto, effettuato a parità di potenza termica installata dei generatori, ha portato ad evidenziare i seguenti aspetti:

- l'impianto ad aria risulta la soluzione che presenta il maggior consumo di energia primaria (gas naturale) in ogni mese della stagione di riscaldamento;
- il risparmio delle soluzioni "a condensazione" (CRT e CRF) rispetto all'impianto ad aria è maggiore, in termini relativi, nella mezza stagione (da marzo a novembre). Ciò in ragione della capacità dei generatori a condensazione di operare con rendimenti maggiori quando lavorano in parzializzazione rispetto al funzionamento a potenza nominale;
- il consumo annuo di energia primaria dell'impianto nastri radianti a condensazione è risultato essere decisamente inferiore rispetto a quello dell'impianto ad aria (rispettivamente 108.9 e 142.6 kWh m<sup>-2</sup> y<sup>-1</sup> nel caso peggiore), e comunque inferiore anche rispetto all'impianto con caldaia a condensazione e pavimento radiante (116.8 kWh m<sup>-2</sup> y<sup>-1</sup> nel caso peggiore);
- i tre tipi di impianto consentono di garantire un PMV sempre compreso tra 0 e 0.4, quindi condizioni di comfort adeguate alla classe B secondo la norma UNI EN ISO 7730. Tuttavia, un vantaggio importante dell'impianto nastri radianti è la maggiore costanza della temperatura operante nell'arco della giornata, che rimane ad un valore più vicino a quello della temperatura dell'aria rispetto alle altre due tipologie di impianto;
- l'impianto nastri radianti a condensazione produce più rapidamente condizioni accettabili di benessere all'interno dell'ambiente riscaldato e consente un controllo più fine della temperatura operante, soprattutto nelle giornate di maggior insolazione, anche rispetto all'impianto pavimento radiante;
- la parziale occupazione del pavimento da parte di apparecchiature/impianti di produzione presenti all'interno dell'edificio riduce, nella realtà, il fattore di vista tra le superfici di scambio termico nel caso dell'impianto a pavimento radiante. Ciò ha come conseguenza una riduzione della potenza termica resa dall'impianto e quindi una diminuzione delle condizioni di comfort garantite, ovvero un maggior consumo di energia primaria dell'impianto per garantire le condizioni di comfort.

In conclusione, la soluzione nastri radianti a condensazione appare essere maggiormente vantaggiosa rispetto a soluzioni “concorrenti”, consentendo un risparmio energetico fino al 30% con un controllo migliore delle condizioni di comfort interno. In ragione delle caratteristiche proprie di scambio termico dei nastri radianti rispetto i sistemi ad aria, nel caso di interventi di sostituzione dei secondi da parte dei primi è ipotizzabile che tale risparmio possa raggiungere valori anche maggiori nel caso di capannoni più datati (con assenza di isolamento termico) o con altezze maggiori di 8 m.





## Riferimenti bibliografici

1. Brunello, P., De Carli, M., Magagnin, P., Zecchin, R., 2001, Riscaldamento radiante a gas in ambienti industriali: fenomenologia, progettazione, verifica, atti del convegno AiCARR “Progettare l’involucro edilizio: correlazioni tra il sistema edificio e i sistemi impiantistici”, Bologna
2. D’Ambrosio Alfano, F.R., 2010, L’ambiente termico nell’industria, atti del convegno AiCARR “Riduzione dei fabbisogni, recupero di efficienza e fonti rinnovabili per il risparmio energetico nel settore industriale”, Padova
3. De Carli, M., 2010, Sistemi di climatizzazione per irraggiamento, atti del convegno AiCARR “Riduzione dei fabbisogni, recupero di efficienza e fonti rinnovabili per il risparmio energetico nel settore industriale”, Padova
4. Lazzarin, R., 2002, Intervista sul riscaldamento degli ambienti nell’industria, SGE, Padova
5. Lazzarin, R., 1986, Le caldaie a condensazione, Editrice PEG, Milano

## Appendice

Il Predicted Mean Vote (PMV), ovvero Voto Medio Previsto, è un indice di valutazione dello stato di benessere di un individuo, definito dalla norma UNI EN ISO 7730.

Esso esprime il giudizio soggettivo su di un ambiente da parte dei soggetti secondo una scala che va da -3 a +3 con 0 come valore ottimale.

VOTO	SENSAZIONE
+3	molto caldo
+2	caldo
+1	leggermente caldo
0	neutro
-1	leggermente freddo
-2	freddo
-3	molto freddo

La teoria del benessere secondo Fanger<sup>1</sup> consente di attribuire un voto a qualsiasi condizione ambientale. Si tratta poi di stabilire quale votazione sia considerata sufficiente. A questo fine viene introdotta un'ulteriore grandezza anch'essa definita dalla norma UNI EN ISO 7730: la percentuale prevista di insoddisfatti (PPD - Predicted Percentage of Dissatisfied).

Viene definito convenzionalmente insoddisfatto un soggetto che dia una votazione all'ambiente maggiore o uguale a +2 o minore o uguale a -2, corrispondenti rispettivamente alle sensazioni di caldo e di freddo. Il responso è di carattere statistico, per cui anche in condizioni di neutralità si ha mediamente una certa percentuale di insoddisfatti o verso il caldo (2.5 %) o verso il freddo (2.5 %).

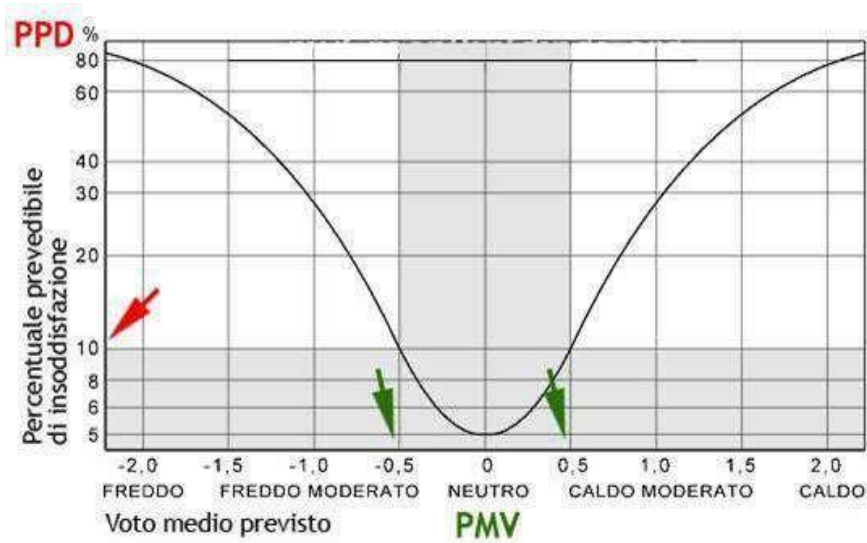
---

<sup>1</sup> Povl Ole Fanger (1934-2006) è stato un esperto nel campo del comfort termico e della percezione degli ambienti interni. È stato senior professor presso l'International Center for Indoor Environment and Energy presso l'Università Tecnica della Danimarca (DTU). Il suo lavoro sul comfort termico è alla base dell'attuale normativa tecnica (UNI EN ISO 7730) e definisce lo stato dell'arte nel settore della climatizzazione. Ha dato il nome all'unità di misura della qualità dell'aria interna (indoor air quality, IAQ), chiamato appunto olf, a cui è legata l'unità di misura del livello di inquinamento olfattivo equivalente, il decipol:

1 olf = rappresenta il tasso di sostanze inquinanti emesso da una persona normale (adulto, attività sedentaria, condizioni di benessere termico, standard igienico);

1 decipol = rappresenta la percezione olfattiva (sensazione) di inquinamento dell'aria percepita dalle persone in un ambiente con ricambio d'aria di 10 l/s e causato da una persona normale (1 olf).

Questo significa che nelle migliori condizioni (PMV=0) il 5 % dei soggetti risulta insoddisfatto. Questa percentuale aumenta quando ci si allontani dalle condizioni di neutralità. L'andamento degli insoddisfatti è descritto dalla curva sottostante.



Le normative stabiliscono i limiti di accettabilità sulla base di questi andamenti. Ad esempio:

- Fanger indica un PPD max dello 7.5 % che suggerisce un PMV fra +/-0.35;
- la ISO 7730 prescrive un PMV fra +/-0.5 che significa un PPD max del 10 %;
- lo standard ASHRAE 55 accetta un 20 % per il PPD, cioè un PMV fra +/-0.85.