

Università degli Studi di Padova

Dipartimento di Ingegneria Industriale

CORSO DI LAUREA MAGISTRALE IN INGEGNERIA
ENERGETICA

Tesi di Laurea Magistrale in Ingegneria Energetica



Analisi termica del laboratorio CORE- CARE in regime di raffrescamento

Relatore: Prof. Angelo Zarrella

Correlatori: Ing. Marco Marigo

Ing. Giacomo Tognon

Laureanda Chiara De Checchi

ANNO ACCADEMICO 2021-2022

Sommario

INTRODUZIONE	5
CAPITOLO 1.....	7
DESCRIZIONE DELLA CAMERA CLIMATICA	7
1.1 <i>Il laboratorio CORE-CARE</i>	7
1.2 <i>Dimensioni e caratteristiche della camera climatica</i>	7
1.3 <i>Descrizione dei sistemi radianti</i>	9
1.3.1 Pavimento.....	10
1.3.2 Parete sud.....	11
1.3.3 Parete est.....	12
1.3.4 Parete nord.....	14
1.3.5 Parete ovest.....	15
1.3.6 Soffitto	16
1.3.7 Finestre	17
1.4 <i>Sistema di ventilazione meccanica</i>	18
1.5 <i>Sistema idronico</i>	20
1.6 <i>Sistema di misura e acquisizione dati</i>	22
CAPITOLO 2.....	25
MISURAZIONI IN CAMERA CLIMATICA	25
2.1 <i>Metodologia</i>	25
2.1.1 Test in raffrescamento con veneziane abbassate	25
2.1.2 Test in raffrescamento con veneziane alzate	26
2.1.3 Test in raffrescamento con presenza di carico interno.....	27
2.1.4 Test con ventilazione meccanica controllata	29
CAPITOLO 3.....	31
APPLICAZIONE DEL MODELLO DIGITHON AL LABORATORIO CORE-CARE	31
3.1 <i>Il modello DigiThon</i>	31
3.2 <i>Input</i>	32
3.2.1 Geometria della stanza.....	32
3.2.2 Condizioni climatiche esterne	33
3.2.3 Condizioni al contorno.....	33
3.3 <i>Simulazioni dinamiche</i>	34
3.3.1 Il calcolo delle portate d'acqua	35
3.3.2 Simulazioni in raffrescamento con veneziane abbassate e con veneziane alzate	37
3.3.3 Simulazioni in raffrescamento con presenza di carico interno	39
3.3.4 Simulazioni in raffrescamento con ventilazione meccanica controllata....	39
CAPITOLO 4.....	41
RISULTATI	41
4.1 <i>Esposizione dei risultati</i>	41

4.1.1 Raffrescamento con veneziane abbassate	41
4.1.2 Raffrescamento con veneziane alzate	45
4.1.3 Raffrescamento con carico interno	49
4.1.4 Raffrescamento con ventilazione meccanica controllata	52
4.2 <i>Discussione dei risultati</i>	54
CAPITOLO 5	59
ASIMMETRIA RADIANTE	59
5.1 <i>Introduzione</i>	59
5.2 <i>Studi sull'asimmetria radiante</i>	63
5.3 <i>Misurazioni in camera climatica</i>	71
5.3.1 Test con una parete calda e parete opposta confinante con l'esterno	71
5.3.2 Test con una parete calda e parete adiacente confinante con l'esterno ..	73
5.3.3 Test con soffitto caldo e pavimento controterra	74
5.3.4 Test con una parete calda e parete opposta e parete adiacente confinanti con l'esterno	74
5.4 <i>Valutazione dell'asimmetria radiante</i>	74
5.4.1 Misurazione delle temperature superficiali	74
5.4.2 Calcolo dell'asimmetria radiante	76
5.5 <i>Analisi dei risultati</i>	77
5.5.1 Risultati test con una parete calda e parete opposta confinante con l'esterno	78
5.5.2 Risultati test con una parete calda e parete adiacente confinante con l'esterno	81
5.5.3 Risultati test con soffitto caldo e pavimento controterra	85
5.5.4 Risultati test con una parete calda e parete opposta e parete adiacente confinanti con l'esterno	88
CONCLUSIONI	93
BIBLIOGRAFIA	95

Introduzione

I sistemi radianti per il riscaldamento e il raffrescamento a pavimento, a parete e a soffitto sono la soluzione impiantistica più interessante da adottare sia in edifici nuovi che nell'ambito di interventi di ristrutturazione. La diffusione di questi sistemi è dovuta principalmente agli obiettivi di risparmio energetico imposti dalla legislazione, dal momento che essi lavorano con temperature dell'acqua tali da ridurre notevolmente il consumo di energia primaria. Un vantaggio importante dei sistemi radianti è il raggiungimento di buoni livelli di comfort termico ambientale.

L'IEQ (Indoor Environmental Quality) assume un ruolo rilevante nella valutazione del comfort e l'attività di ricerca si sviluppa sullo studio di camere climatiche come il laboratorio CORE-CARE dell'Università di Padova, che nasce con l'obiettivo di indagare e misurare i parametri di comfort termico.

Gli obiettivi principali di questo elaborato sono valutare, in regime di raffrescamento, l'influenza dei parametri interni ed esterni sulle prestazioni dei sistemi radianti e studiare le condizioni di comfort all'interno della camera, analizzando, in particolare, una delle principali cause di discomfort, l'asimmetria radiante. La caratterizzazione termica della camera è stata fatta a supporto di test futuri, serve cioè per capire come far funzionare gli impianti quando si vorranno ottenere certe condizioni dentro la camera.

Il presente elaborato è suddiviso in cinque capitoli: nel primo capitolo viene descritta la camera climatica, le dimensioni e le caratteristiche principali, i sistemi radianti in essa contenuti, il sistema di ventilazione meccanica controllata, il sistema idraulico e quello di misura e acquisizione dei dati. Il secondo capitolo espone i test effettuati in camera climatica nel periodo tra il 29 giugno 2021 e il 5 agosto 2021 in regime di raffrescamento, spiegando come sono stati svolti e le principali differenze tra le quattro tipologie di test eseguiti. Nel terzo capitolo si illustra la struttura e il funzionamento di DigiThon, modello di simulazione energetica, gli input da inserire e la sua applicazione al laboratorio CORE-CARE al fine di eseguire le simulazioni relative ai test effettuati in camera climatica. Il quarto capitolo riporta e giustifica i risultati ottenuti dalle simulazioni. Infine, il quinto capitolo descrive i test effettuati in camera climatica per valutare la condizione di asimmetria radiante, con lo scopo di verificare quanto può essere alzata la temperatura della parete calda in regime di riscaldamento, rispettando i limiti imposti dalla norma UNI EN 1264 [25].

Capitolo 1

Descrizione della camera climatica

In questo capitolo vengono descritte le dimensioni e le caratteristiche principali della camera climatica, i sistemi radianti in essa contenuti, il sistema di ventilazione meccanica e il sistema idronico. Infine, viene illustrato come avviene la misura e l'acquisizione dei dati.

1.1 Il laboratorio CORE-CARE

Il laboratorio CORE-CARE (COntrolled Room for building Environmental Comfort Assessment and subjective human Response Evaluation) è una camera climatica situata al terzo piano dell'ex Dipartimento di Fisica Tecnica dell'Università di Padova. Il laboratorio nasce con l'obiettivo di indagare e misurare i parametri di comfort termico con lo scopo di rispondere al crescente interesse degli ultimi anni rivolto alla IEQ (Indoor Environmental Quality). In particolare, è possibile analizzare alcune tra le più importanti cause di discomfort locale: l'asimmetria radiante e il gradiente verticale di temperatura dell'aria. Il laboratorio offre la possibilità di studiare in modo dettagliato il funzionamento dei diversi sistemi radianti installati e la loro risposta al variare dei parametri ambientali.

1.2 Dimensioni e caratteristiche della camera climatica

Il laboratorio è costituito da due stanze: la camera climatica e la camera di controllo (*Figura 1.1*). La camera climatica, chiamata anche test room, ha una superficie di 17.66 m² e un'altezza di 2.79 m. L'unica parete confinante con l'ambiente esterno è la parete Est, la quale dispone di due finestre in vetrocamera con vetri di spessore 6 mm e 16 mm di intercapedine fra i due, riempita con argon e telaio in PVC. All'esterno non sono presenti edifici in grado di ombreggiare la facciata di questa parete. La parete Ovest è adiacente a un corridoio, la parete Nord e il pavimento confinano con due ambienti climatizzati, la parete Sud è attigua alla camera di controllo mentre un sottotetto non riscaldato divide il soffitto dall'esterno dell'edificio. Nella test room sono stati installati sistemi radianti a pavimento, a soffitto e a parete, inoltre sono presenti un sistema di ventilazione meccanica controllata e dei sensori per la misura dei parametri ambientali.

Nella camera di controllo (control room) sono presenti i circuiti per il riscaldamento e il raffrescamento, tre serbatoi per i fluidi utilizzati dai circuiti dell'impianto radiante e per l'impianto di ventilazione meccanica (Figura 1.2). Il circuito di riscaldamento ha un serbatoio da 200 litri, l'acqua viene riscaldata per mezzo di tre resistenze elettriche. Il circuito di raffrescamento ha un serbatoio di 100 litri che è disaccoppiato dal circuito frigorifero tramite uno scambiatore di calore a piastre. Il circuito frigorifero utilizza una miscela di acqua e glicole al 30% come fluido operativo, al fine di prevenire la corrosione e la formazione di ghiaccio fino a -15°C .

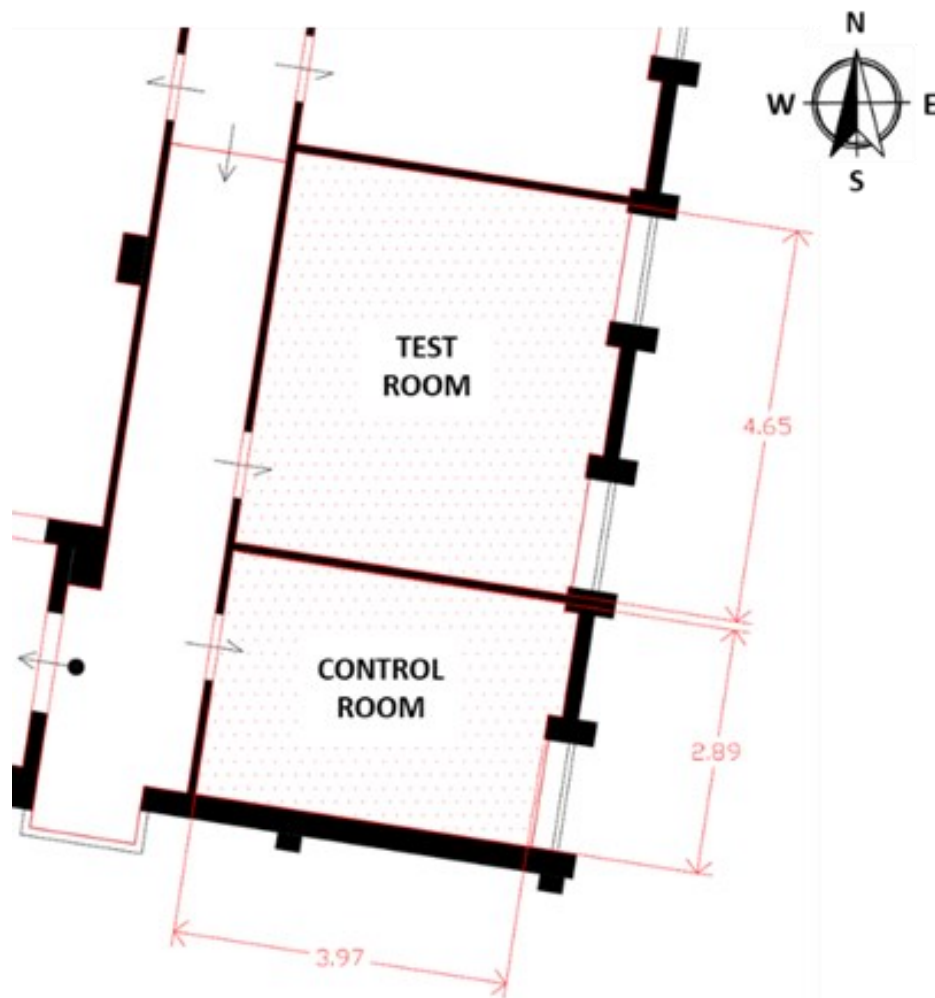


Figura 1.1 - Pianta del laboratorio CORE-CARE



Figura 1.2 - Serbatoio freddo e collegamento con il circuito del chiller (sinistra); serbatoio caldo e circuiti secondari (destra)

1.3 Descrizione dei sistemi radianti

Il laboratorio è dotato di pannelli radianti in ogni superficie, i quali possono essere alimentati in maniera indipendente con acqua calda o fredda proveniente da sei circuiti secondari, uno per ogni parete, ognuno dei quali dispone di un proprio gruppo di miscelazione e pompaggio. I circuiti secondari convergono in collettori modulari, collegati al circuito primario di riscaldamento e a quello di raffrescamento.

I sistemi radianti sono stati offerti da diverse aziende, e quindi i materiali, il diametro delle tubazioni e gli stessi pannelli sono diversi. Nel laboratorio CORE-CARE per il pavimento è stato realizzato un sistema annegato, mentre per il soffitto e le pareti verticali dei sistemi sospesi, cioè composti da una serie di pannelli di dimensione e struttura diversa in base alla superficie attiva necessaria (Figura 1.3).



Figura 1.3 – Sistemi radianti installati nel laboratorio CORE-CARE

1.3.1 Pavimento

Il pavimento ospita un sistema radiante posto su un pannello bugnato annegato in un massetto in quarzite resinata; questa tipologia di massetto permette di ottenere uno spessore ridotto al di sopra dei circuiti. La superficie è tutta attiva ed è composta da 15 pannelli KSBD di dimensioni 1420x890 mm e spessore 30 mm, sui quali è disposta la tubazione che forma 5 circuiti collegati in parallelo (Figura 1.4). Il tutto viene poi ricoperto dal massetto liquido, dotato di elevate performance meccaniche e di trasmittanza.

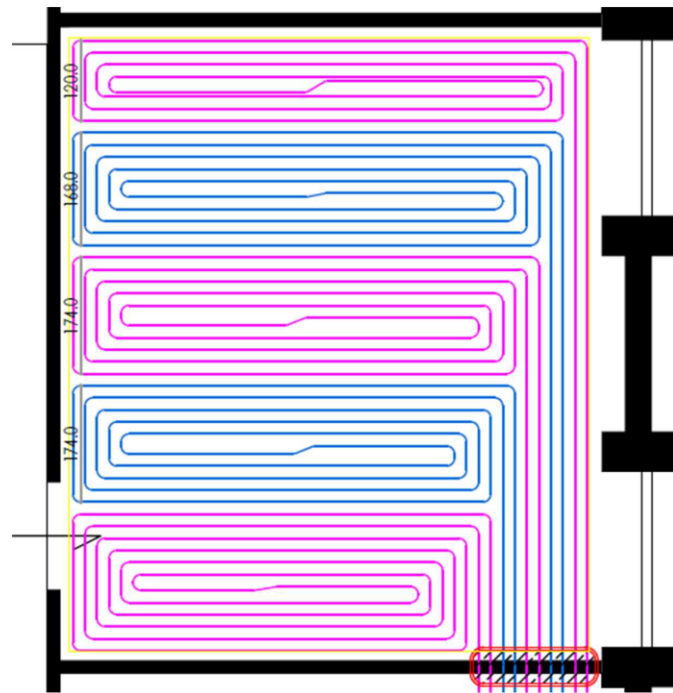


Figura 1.4 – Sistema radiante del pavimento

Le caratteristiche principali del pavimento radiante sono descritte nella *Tabella 1.1*.

Tabella 1.1 – Caratteristiche del pavimento radiante

Caratteristiche	Valore
Area totale	17.66 m ²
Area attiva	17.66 m ²
Tubazione	10.5x1.25 mm
Lunghezza totale della tubazione	212 m
Passo	8.3 cm
Rapporto tra lunghezza totale della tubazione e superficie attiva	12 m/m ²

1.3.2 Parete sud

La parete sud, che confina con la control room, è dotata di 6 pannelli disposti in parallelo di dimensioni 2000x625 mm (*Figura 1.5*), si ottiene perciò un'area attiva di 7.5 m².

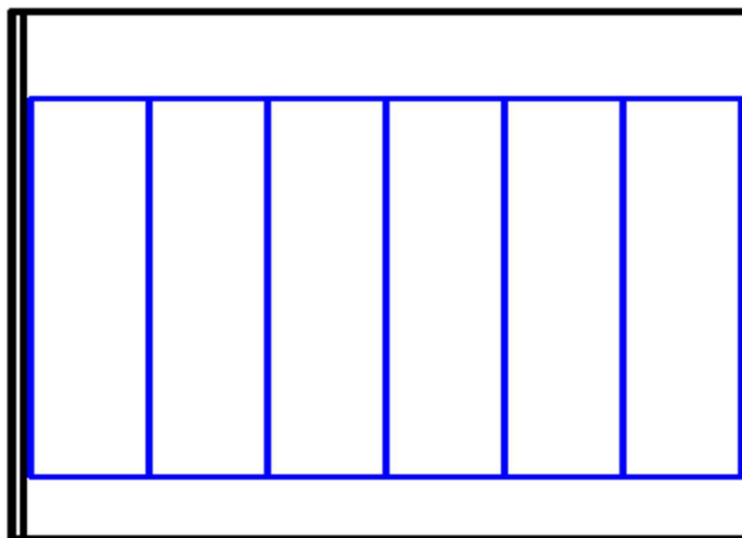


Figura 1.5 – Sistema radiante della parete sud

Nella *Tabella 1.2* sono indicate le principali caratteristiche della parete sud. I pannelli presentano ognuno un singolo circuito, inoltre sono privi di isolamento incorporato, quindi prima della posa è stato inserito uno strato di 5 cm di lana di roccia.

Tabella 1.2 – Caratteristiche della parete sud

Caratteristiche	Valore
Area totale parete	10.85 m ²
Area attiva	7.5 m ²
Pannelli	2000x625 mm
Tubazione PE-Xa	9.9x1.1 mm
Lunghezza totale della tubazione del singolo pannello	16.1 m
Passo	7.8 cm
Rapporto tra lunghezza della tubazione e superficie attiva (singolo pannello)	12.9 m/m ²

1.3.3 Parete est

La parete est ha due finestre ed è l'unica parete della stanza confinante con l'esterno. Essa ospita due tipologie di pannelli:

- Pannelli 1200x1000 mm di spessore 45 mm con un circuito;
- Pannelli 600x2000 mm di spessore 45 mm con un circuito.

Sono stati installati due pannelli del primo tipo collegati in parallelo, uno sotto ogni finestra, e tre pannelli del secondo tipo, anche questi ultimi collegati in parallelo (Figura 1.6).

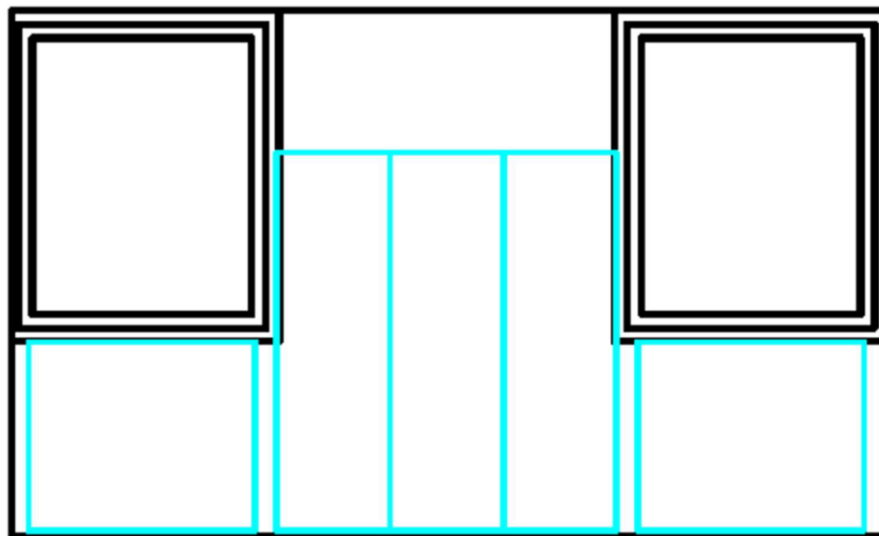


Figura 1.6 – Sistema radiante della parete est

Di seguito, nella Tabella 1.3, sono riportate le caratteristiche della parete est.

Tabella 1.3 – Caratteristiche della parete est

Caratteristiche	Valore
Area superficie opaca	9.28 m ²
Area attiva	6 m ²
Dimensioni pannello tipo 1	1200x1000 mm
Lunghezza tubazione pannello tipo 1	21.5 m
Dimensioni pannello tipo 2	600x2000 mm
Lunghezza tubazione pannello tipo 2	20.8 m
Tubazione PE-MDXc	8x1 mm
Passo	5 cm
Rapporto tra lunghezza della tubazione e superficie attiva (pannello tipo 1)	17.9 m/m ²
Rapporto tra lunghezza della tubazione e superficie attiva (pannello tipo 2)	17.3 m/m ²

1.3.4 Parete nord

Su questa parete sono stati inseriti 3 pannelli in parallelo di dimensione 2000x1200 mm costituiti ciascuno da 2 circuiti. Sono pannelli realizzati in cartongesso su cui sono presenti le scanalature per le tubazioni con uno strato di isolante EPS (*Figura 1.7*).

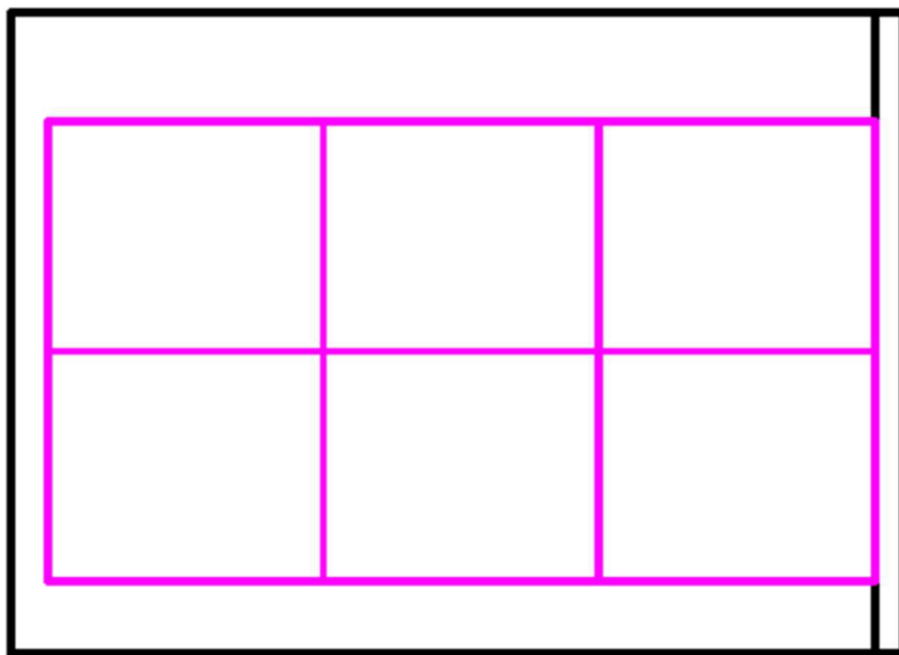


Figura 1.7 – Sistema radiante della parete nord

Le caratteristiche principali della parete nord sono descritte nella *Tabella 1.4*.

Tabella 1.4 – Caratteristiche della parete nord

Caratteristiche	Valore
Area totale parete	10.85 m ²
Area attiva	7.2 m ²
Pannelli	2000x1200 mm
Tubazione MidiX Plus	10x1.3 mm
Lunghezza singolo circuito	28 m
Passo	4.3 cm
Rapporto tra lunghezza della tubazione e superficie attiva (singolo pannello)	23.3 m/m ²

1.3.5 Parete ovest

La parete ovest confina con il corridoio e in essa è presente la porta di ingresso della stanza; la porta interna KMLI è insonorizzata con telaio RAL 9016 E, l'anta è in laminato bianco MIS 950x1990 mm in telaio Z. Sono presenti 4 pannelli di dimensione 600x2000 mm con un circuito in parallelo (vedere la *Tabella 1.5* per altre caratteristiche della parete Ovest). Sono pannelli in gesso rivestito con scanalatura per alloggiare la tubazione. È stato applicato uno strato di 5 cm di lana di roccia tra la parete originaria e il pannello attivo, in quanto non è presente l'isolamento proprio del pannello (*Figura 1.8*).

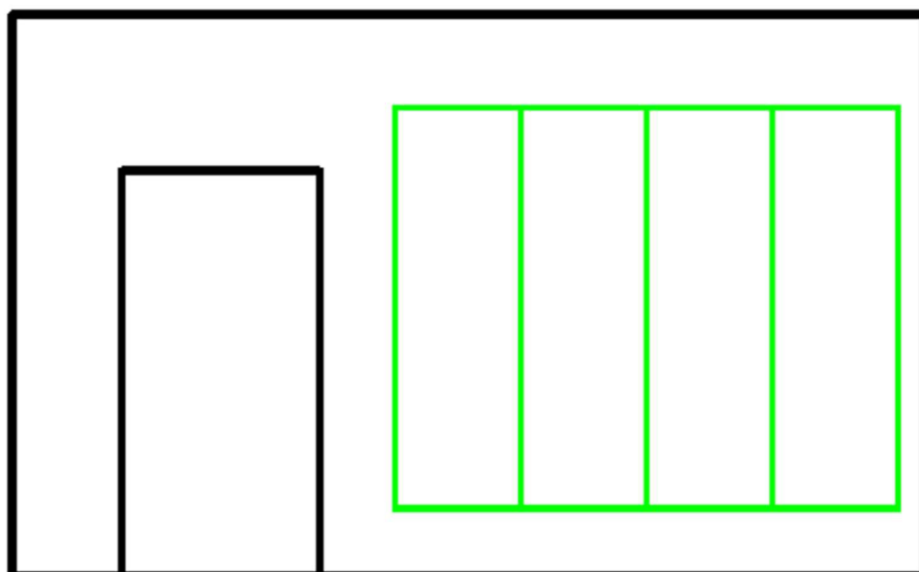


Figura 1.8 – Sistema radiante della parete ovest

Tabella 1.5 – Caratteristiche della parete ovest

Caratteristiche	Valore
Area totale parete	12.66 m ²
Area attiva	4.8 m ²
Pannelli	2000x600 mm
Tubazione RauthermS	10.1x1.1 mm
Lunghezza singolo circuito	20 m
Passo	6 cm
Rapporto tra lunghezza della tubazione e superficie attiva (singolo pannello)	16.7 m/m ²

1.3.6 Soffitto

Anche per il soffitto sono state utilizzate due tipologie di pannelli:

-Pannello attivo Blife tipo 1: un circuito collega due pannelli, ognuno dei quali misura 2400x600 mm. Sono presenti in totale 12 pannelli di questa tipologia;

-Pannello attivo Blife tipo 2: ogni pannello misura 1200x1200 mm ed è collegato a un altro pannello con un unico circuito. Sono presenti 6 pannelli di questa tipologia.

I suddetti pannelli sono disposti in parallelo e composti da una lastra isolante di 40 mm in polistirene stampato, con canali sagomati per l'alloggiamento delle lamelle e specifiche cave per ospitare il tratto di tubazione sporgente dal circuito, che permette un più agevole stoccaggio e trasporto. Le lamelle termoconduttrici in alluminio, di spessore 0.4 mm, forniscono una copertura di più dell'80% della superficie, ciò garantisce la massima resa termica del sistema. Il tutto viene coperto con un pannello in cartongesso, di spessore 12.5 mm, con tecnologia "Activ Air" per l'assorbimento di formaldeide e con serigrafia indicante il percorso della tubazione, i punti di fissaggio alla struttura di sostegno, le linee di taglio e le zone predisposte per il montaggio di eventuali faretti (*Figura 1.9*).

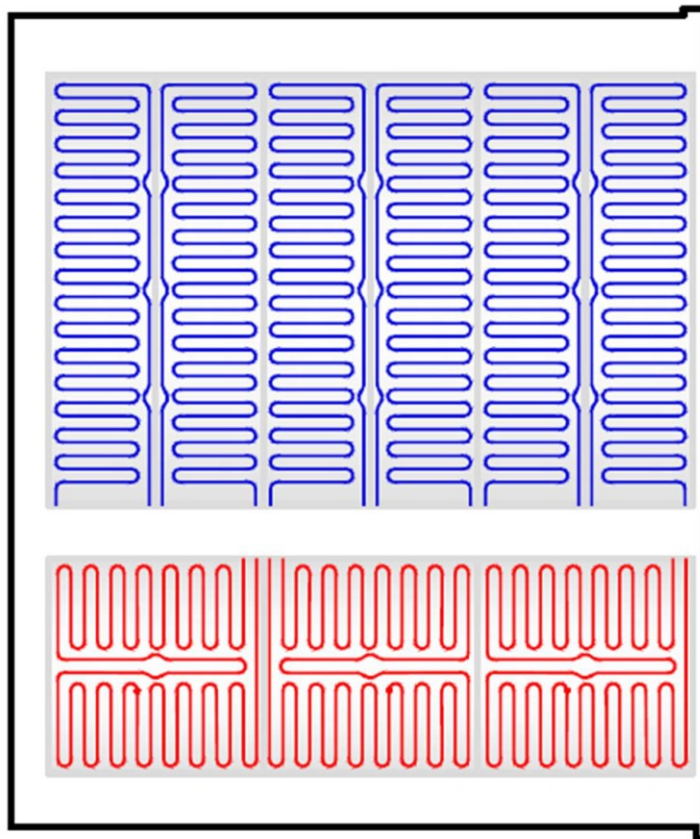


Figura 1.9 – Sistema radiante a soffitto

Nella *Tabella 1.6* si possono osservare le caratteristiche principali del soffitto. Il rapporto tra la lunghezza della tubazione e la superficie attiva è lo stesso per entrambe le tipologie

di pannelli, infatti la tubazione ha la medesima lunghezza e l'area attiva è identica, anche se i due pannelli hanno forme differenti.

Tabella 1.6 – Caratteristiche del soffitto

Caratteristiche	Valore
Area totale parete	17.66 m ²
Area attiva	12.96 m ²
Dimensioni pannello tipo 1	2400x600 mm
Lunghezza tubazione pannello tipo 1	19 m
Dimensioni pannello tipo 2	1200x1200 mm
Lunghezza tubazione pannello tipo 2	19 m
Tubazione LOEX PE-Xa	8x1 mm
Passo	7.6 cm
Rapporto tra lunghezza della tubazione e superficie attiva	13.2 m/m ²

1.3.7 Finestre

Le due finestre presenti nella parete Est sono modello Piattaforma 70, vetrocamera 6-16-6 con intercapedine riempita con Argon e cornice in PVC; è stato scelto questo materiale per la sua capacità di protezione dalle intemperie e dal sole e perché offre ottime prestazioni di isolamento termico e acustico. Di seguito sono indicate in *Tabella 1.7* alcune delle caratteristiche delle finestre presenti nella camera climatica.

Tabella 1.7 – Caratteristiche delle finestre

Caratteristiche	Valore
Area vetrata (A_{glass})	1.69 m ²
Area infisso (A_{frame})	0.04 m ²
Vetro	6-16-6 mm
Gas	Argon
Trasmittanza termica (U_w)	1.17 W/(m ² K)

1.4 Sistema di ventilazione meccanica

Il sistema di ventilazione meccanica è stato installato nella control room ed è adatto sia per il riscaldamento che per il raffrescamento. Esso consiste in un'unità di aria primaria per il rinnovo dell'aria ambiente con recupero di calore ad alta efficienza (~ 90%) e per il trattamento di deumidificazione estiva con possibilità di integrazione estiva e invernale (pompa di calore) con fluido refrigerante R134a (*Figura 1.10*).

Si tratta di un sistema a tutta aria esterna con by-pass per il free cooling (sonda NTC installata sul canale di ripresa dell'aria esterna), la macchina con filtri G4 è composta da tre moduli:

- 2 unità di ventilazione: ventilatori a doppia aspirazione con motore accoppiato;
- 1 unità di recupero e trattamento aria ad alta efficienza.

Il recuperatore di calore sull'aria di espulsione in controcorrente è ad alta efficienza (~ 90%). Le prestazioni non sono da considerarsi fisse, possono variare in base a diversi fattori: portate dell'aria, temperatura esterna e umidità dell'ambiente (le ultime due incidono solo nel funzionamento invernale).

Il sistema è provvisto sia di un collegamento tra la presa d'aria esterna e la sezione di ventilazione, sia da un collegamento tra gli ambienti e l'unità di recupero per l'aria di ripresa.

Le batterie alettate situate all'interno dell'impianto di ventilazione sono in tubi di rame con alette in alluminio. L'allacciamento idraulico ad un gruppo frigorifero è indispensabile per poter fornire acqua refrigerata, in questo modo il deumidificatore può lavorare senza modificare la temperatura dell'aria trattata con incremento della resa.

Il sistema lavora sempre in modalità di rinnovo, non vi è quindi la possibilità di far ricircolare l'aria. Il ventilatore di immissione e quello di espulsione sono attivati e, attraverso l'azionamento delle serrande, l'aria esterna viene aspirata e immessa in ambiente, mentre l'aria esausta della camera viene aspirata ed espulsa.

Le modalità di funzionamento del sistema di ventilazione, utilizzate nei test svolti e trattate in questo elaborato, sono il funzionamento in deumidificazione e in integrazione.

Il funzionamento in deumidificazione rappresenta un abbinamento importante nel caso di adozione di impianti di raffrescamento radiante, per aumentare sia la resa dell'impianto esistente che il comfort. Tra i vantaggi principali della combinazione deumidificazione e raffrescamento radiante, ci sono i benefici per la salute, poiché il controllo del tasso di umidità garantisce un'aria più salubre e un ambiente maggiormente asciutto e libero da

muffe e batteri; inoltre, è garantita la conservazione dell'edificio in quanto un'umidità eccessiva può danneggiare le strutture e gli oggetti in esso contenuti. L'aria viene filtrata e fatta passare attraverso una batteria con gas refrigerante, in questo caso R134a. La bassa temperatura della batteria provoca la condensa del vapore acqueo presente nell'aria e l'acqua viene poi raccolta ed espulsa. L'aria salubre e filtrata viene successivamente rimessa in circolo da un ventilatore.

Il funzionamento in integrazione agisce in modalità differenti a seconda della stagione. In questo caso viene analizzata la stagione estiva in cui vengono avviati il circuito frigorifero, le unità ventilanti e la fornitura di acqua refrigerata, mentre, agendo su una valvola a due vie, si arresta la condensazione del circuito frigorifero nella batteria di post-riscaldamento dell'aria.

La massima temperatura dell'acqua ammessa nel funzionamento estivo è di 18°C. Al di sopra di 25°C, il compressore viene escluso, lasciando in funzione solamente il ventilatore. Con temperature dell'acqua superiori a 55°C, l'apparecchio potrebbe danneggiarsi. Al di fuori dei limiti previsti per questa macchina, non sono garantiti né il normale funzionamento, né l'affidabilità e l'integrità delle unità.

Le due bocchette di immissione sono poste a soffitto (altezza 2,79 m) nella zona adiacente alla parete Nord, distanti da essa 12 cm e posizionate simmetricamente a 64,5 cm dalle pareti Est e Ovest. Le due bocchette di aspirazione dell'aria esausta alloggiavano invece nella parte inferiore della parete Sud, disposte simmetricamente a 80 cm dalle pareti Est e Ovest, a un'altezza di 9 cm dal pavimento. Le bocchette presenti nella stanza sono diffusori lineari a feritoie con deflettore a goccia; il materiale di cui sono composte è alluminio anodizzato estruso, mentre il deflettore è in propilene.

A completare il sistema di ventilazione meccanica ci sono anche plenum e griglie. I plenum sono delle porzioni di canalizzazione presenti negli impianti aeraulici, vengono dimensionati in modo che la velocità al loro interno sia decisamente modesta, infatti servono per il contenimento in stato "di calma" di portate d'aria più o meno elevate. I plenum, inoltre, ripartiscono le portate in modo uniforme e hanno un ruolo acustico importante in quanto vanno ad assorbire gran parte del rumore che sarebbe presente in prossimità delle bocchette. Le griglie, invece, sono poste all'ingresso e all'uscita dei canali per evitare che oggetti, insetti o altri corpi entrino nei componenti meccanici. Le griglie di ripresa sono a parete, ad alette fisse inclinate di 45° con un passo di 25 mm e il materiale di cui sono composte è alluminio anodizzato. Prevedono inoltre una serranda di

taratura in acciaio zincato con alette a movimento contrapposto e il controllo di montaggio in lamiera di acciaio zincata.



Figura 1.10 – Immagine dell'unità di VMC e dei collegamenti con i circuiti primari di riscaldamento e raffreddamento (tubazioni blu)

1.5 Sistema idronico

Nella control room sono presenti tre serbatoi contenenti i fluidi utilizzati dai circuiti dei sistemi radianti e dal sistema di ventilazione meccanica controllata. Il circuito di riscaldamento dispone di un serbatoio di 200 litri (*Figura 1.11*), all'interno del quale sono presenti tre resistenze elettriche usate per scaldare l'acqua. Queste resistenze sono un punto di forza della camera climatica, perché permettono di scaldare velocemente l'acqua del serbatoio, portandola rapidamente al set-point desiderato. Il circuito di raffreddamento comprende un serbatoio di 100 litri. Il circuito frigorifero, il quale è disaccoppiato dal circuito freddo per mezzo di uno scambiatore a piastre, presenta un serbatoio di 50 litri (*Figura 1.11*). Tenendo conto del fatto che il circuito è lungo 80 metri, il volume totale è di 90 litri. Esso, inoltre, utilizza una miscela di acqua e glicole al 30% come fluido operativo, al fine di prevenire la corrosione e la formazione di ghiaccio fino a -15°C .

I due circuiti primari (caldo e freddo) sono trattati con l'1% di inibitori per evitare la formazione di calcare e la corrosione, e con lo 0.3% di disinfettante e biocida per prevenire la proliferazione di batteri e funghi, che potrebbe causare problemi di natura igienica.

I circuiti sopra citati presentano collettori modulari, ovvero collettori rinforzati in poliammide, equipaggiati con regolatori micrometrici di portata e misuratori di portata per ogni circuito. A valle dei due circuiti ci sono quattro valvole a sfera, che permettono di variare manualmente il funzionamento dei sistemi radianti da riscaldamento a raffrescamento, e viceversa.

I sei circuiti secondari, che godono ognuno della propria unità di miscelazione e pompaggio, vanno ad alimentare i sistemi radianti delle superfici della test room.

Infine, il sistema idraulico è fornito di vasi di espansione, valvole di sicurezza, valvole di espansione dell'aria e filtri.



Figura 1.11 – Serbatoio di raffreddamento e collegamento con il circuito del chiller (sinistra); serbatoio di riscaldamento e circuiti secondari (destra)

1.6 Sistema di misura e acquisizione dati

Il sistema di acquisizione dati nella camera climatica è composto da 32 sensori, le cui caratteristiche sono mostrate nella *Tabella 1.8*:

- 26 sensori per la misura della temperatura superficiale delle sei pareti della camera (quattro per ogni superficie in punti diversi) e delle finestre (uno per ogni finestra);
- 3 sensori per la misura della temperatura dell'aria, posti sulla colonna verticale posta al centro del locale a tre diverse altezze (0.1 m, 0.60 m e 1.70 m);
- 1 sensore posto sulla colonna verticale ad un'altezza di 1.1 m per la misura della temperatura e dell'umidità relativa;
- 1 globotermometro per la misura della temperatura media radiante, posto sulla colonna. Questo è uno strumento costituito da un sensore di temperatura ad alta precisione posizionato all'interno di una sfera in rame, di diametro 15 cm, tinteggiata con una vernice nera super opaca ad emittenza 0.95. La forma sferica non è casuale, rappresenta al meglio la percezione umana;
- 1 sensore per la valutazione del livello di CO₂ all'interno della stanza.

Tabella 1.8 – Caratteristiche dei sensori

Tipologia sensore	Parametri misurati	Tolleranza	Range di funzionamento
Termistore di platino	Temperatura superficiale e temperatura dell'aria	Classe A (in accordo a DIN EN 60751 [13])	Da -50°C a +300°C
Sensori di temperatura e umidità relativa	Temperatura e umidità relativa dell'aria	1.5 % RH 0.1°C	Da 0% a 100% RH Da -40°C a +105°C
Sensori a Infrarossi Non-Dispensivi (NDIR)	Concentrazione di CO ₂	30ppm	Da 0 ppm a 10000 ppm
Globotermometro	Temperatura media radiante	0.2°C	Da -30°C a +70°C

Inoltre, nella control room ci sono sei sensori, le cui caratteristiche corrispondono a quelle della *Tabella 1.8*:

- 3 sensori per rilevare la temperatura e l'umidità relativa, presentano una membrana che li protegge dal contatto con polveri o liquidi e che non influisce sulla misurazione dell'umidità relativa;
- 3 sensori per la rilevazione della CO₂ in ppm, ubicati generalmente nei condotti dell'aria, i quali inviano poi il segnale al sistema di acquisizione dei dati.

I suddetti sensori sono disposti a coppie, uno per tipo, e alloggiati nel sistema di ventilazione meccanica nella control room: una coppia è stata collocata nel canale di immissione dell'aria, un'altra nel canale di estrazione dell'aria esausta e l'ultima nel canale di rinnovo.

Capitolo 2

Misurazioni in camera climatica

In questo capitolo verranno descritti i test effettuati in camera climatica durante il periodo tra il 29 giugno 2021 e il 5 agosto 2021, per studiare il comportamento della camera nel periodo estivo. I test sono stati svolti in raffrescamento, in varie modalità: con le veneziane abbassate, con le veneziane alzate, con la presenza di un carico interno e con l'accensione dell'impianto di ventilazione meccanica controllata. In tutti i test la temperatura di mandata dell'acqua dei pannelli radianti è stata impostata a 16 °C.

2.1 Metodologia

Per le misurazioni si è scelto di attivare una superficie per volta. Ogni parete presenta quattro sensori di temperatura, fatta eccezione per la parete Est che ne presenta sei (quattro sulla superficie della parete e uno su ogni finestra). Le temperature superficiali vengono rilevate dai sensori posti sulle superfici interne della stanza, i dati vengono inviati ad un computer nella control room, infine vengono scaricati ed elaborati. Lo stesso procedimento avviene per il rilevamento delle temperature dell'aria, misurate da quattro sensori posti su un'asta verticale al centro della stanza, a diverse altezze (0.1, 0.6, 1.1, 1.7 m). Viene misurata anche la temperatura media radiante attraverso un globotermometro posto sulla stessa asta a 0.6 m di altezza. I dati sono registrati ogni 2 secondi, e salvati in fogli di calcolo Excel.

2.1.1 Test in raffrescamento con veneziane abbassate

Questi test sono stati effettuati tra il 29 giugno 2021 e il 6 luglio 2021, in *Tabella 2.1* vengono mostrati gli step operativi di ciascun test. Alle 9.30 circa avviene l'accensione dell'acquisizione e durante tutto il test le veneziane rimangono abbassate. Il chiller viene acceso per mandare il serbatoio freddo in temperatura (10 °C). Oltre ai sensori della camera climatica, sono state posizionate due sonde per rilevare la temperatura di mandata e di ritorno dell'acqua. Dopo circa due ore dall'accensione dell'acquisizione, viene accesa la pompa di circolazione del sistema radiante e dopo circa 6 ore di test, i circolatori vengono spenti. L'acquisizione, invece, viene lasciata accesa fino al mattino seguente, in

modo tale da monitorare l'andamento delle temperature, e quindi il comportamento della stanza, dopo lo spegnimento dei circolatori.

Tabella 2.1 – Date e orari dei test effettuati in raffrescamento con veneziane abbassate

Parete raffreddata	Data	Orari
SUD	29/06/2021	09:45 accensione acquisizione 11.35 accensione circolatore parete Sud 17.30 spegnimento circolatore parete Sud
OVEST	30/06/2021	09:30 accensione acquisizione 11:42 accensione circolatore parete Ovest 17:30 spegnimento circolatore parete Ovest
NORD	01/07/2021	09:30 accensione acquisizione 11:30 accensione circolatore parete Nord 19:30 spegnimento circolatore parete Nord
SOFFITTO	02/07/2021	09:35 accensione acquisizione 11:35 accensione circolatore soffitto 17.30 spegnimento circolatore soffitto
EST	05/07/2021	09:33 accensione acquisizione 11:30 accensione circolatore parete Est 17:35 spegnimento circolatore parete Est
PAVIMENTO	06/07/2021	09:20 accensione acquisizione 11:30 accensione circolatore pavimento 17:30 spegnimento circolatore pavimento

2.1.2 Test in raffrescamento con veneziane alzate

I test in raffrescamento con veneziane alzate sono stati svolti tra il 28 luglio 2021 e il 5 agosto 2021. La *Tabella 2.2* riporta gli orari di accensione e spegnimento dei vari step operativi. Durante tutto il test le veneziane sono alzate e di conseguenza la schermatura della radiazione solare è minore rispetto al caso con le veneziane abbassate. Si avrà, quindi, un effetto determinante della radiazione solare, che rappresenta un carico termico interno alla stanza il quale deve essere smaltito. Il chiller viene acceso per mandare il serbatoio freddo in temperatura. Dopo circa due ore dall'inizio dell'acquisizione, viene

attivata la pompa di circolazione del sistema radiante per sei ore, mentre l'acquisizione rimane accesa fino al mattino seguente per monitorare il comportamento della stanza in fase di spegnimento. Contemporaneamente alla pompa di circolazione, viene accesa la VMC in modalità di deumidificazione, per evitare la formazione di condensa.

Tabella 2.2 – Date e orari dei test effettuati in raffrescamento con veneziane alzate

Parete raffreddata	Data	Orari
PAVIMENTO	28/07/2021	09:30 accensione acquisizione 11.35 accensione circolatore parete Sud 17.30 spegnimento circolatore parete Sud
EST	29/07/2021	09:15 accensione acquisizione 11:45 accensione circolatore parete Ovest 17:35 spegnimento circolatore parete Ovest
SOFFITTO	30/07/2021	09:25 accensione acquisizione 11:30 accensione circolatore parete Nord 17:30 spegnimento circolatore parete Nord
NORD	03/08/2021	09:10 accensione acquisizione 11:30 accensione circolatore soffitto 17.30 spegnimento circolatore soffitto
OVEST	04/08/2021	09:30 accensione acquisizione 11:30 accensione circolatore parete Est 17:30 spegnimento circolatore parete Est
SUD	05/08/2021	09:30 accensione acquisizione 11:30 accensione circolatore pavimento 17:30 spegnimento circolatore pavimento

2.1.3 Test in raffrescamento con presenza di carico interno

Questi test sono stati effettuati tra il 12 luglio 2021 e il 19 luglio 2021, in *Tabella 2.3* vengono descritte le fasi e gli orari di ogni prova. L'accensione dell'acquisizione è stata programmata per le 9.30 del mattino circa.

Tabella 2.3 – Date e orari dei test effettuati in raffrescamento con carico interno

Parete raffreddata	Data	Orari
SUD	12/07/2021	09:35 accensione acquisizione 11.30 accensione circolatore parete Sud e carico 17.30 spegnimento circolatore parete Sud
OVEST	13/07/2021	09:30 accensione acquisizione 11:30 accensione circolatore parete Ovest 17:40 spegnimento circolatore parete Ovest
NORD	14/07/2021	09:45 accensione acquisizione 11:30 accensione circolatore parete Nord 17:35 spegnimento circolatore parete Nord
SOFFITTO	15/07/2021	09:30 accensione acquisizione 11:30 accensione circolatore soffitto 17.30 spegnimento circolatore soffitto
EST	16/07/2021	09:30 accensione acquisizione 11:40 accensione circolatore parete Est 17:30 spegnimento circolatore parete Est
PAVIMENTO	19/07/2021	09:30 accensione acquisizione 11:35 accensione circolatore pavimento 17:30 spegnimento circolatore pavimento

Durante tutto lo svolgimento del test le veneziane rimangono alzate, questo permette alla radiazione solare di entrare in maniera rilevante nella camera. Come nei due casi precedenti, il chiller viene acceso per mandare in temperatura il serbatoio freddo. Nella stanza è stato inserito un carico interno da 180 W al momento dell'accensione delle pompe, per simulare la presenza di due persone. Il carico è costituito, in conformità alla norma UNI EN 14240 [16], da un manichino riscaldato elettricamente, posto sul pavimento, avente una potenza massima pari a 180 W. Il manichino è composto da una copertura esterna cilindrica in lamiera di acciaio laccata, alta 1 metro e con diametro di 30 cm. Il rivestimento, inoltre, presenta 4 buchi uniformemente distribuiti di diametro 10 cm. All'interno sono presenti 3 lampadine da 60 W ciascuna. Il tutto è sorretto a 10 cm dal pavimento da 3 sostegni distribuiti nella parte inferiore del manichino. Contemporaneamente viene acceso anche l'impianto di ventilazione meccanica

controllata in modalità di deumidificazione per evitare la formazione di condensa, il quale immette una portata pari a 80 m³/h d'aria ad una temperatura di 29 °C. I circolatori, l'impianto di ventilazione e il carico interno vengono spenti dopo circa sei ore di test, mentre l'acquisizione viene lasciata accesa fino al mattino seguente, in modo tale da monitorare il comportamento della camera climatica anche dopo lo spegnimento dei circolatori dell'impianto radiante.

2.1.4 Test con ventilazione meccanica controllata

Tre test sono stati eseguiti il 7, l'8 e il 9 luglio 2021 con l'impianto di ventilazione meccanica controllata in funzione; come si può vedere dalla *Tabella 2.4*, questi test presentano una durata variabile. Per prima cosa viene attivato il sistema di acquisizione dati, mentre il chiller viene acceso per mandare in temperatura il serbatoio freddo. Le veneziane rimangono alzate nei primi due test (7 e 8 luglio) e abbassate nell'ultimo test (9 luglio). Dopo l'accensione del sistema di acquisizione dati, viene inserito un carico interno da 180 W come nei test presentati al paragrafo precedente. La VMC viene accesa nel primo test (7 luglio) in modalità di integrazione con l'immissione di una portata di 200 m³/h d'aria a 20 °C, e nel secondo test (8 luglio) in modalità di deumidificazione alla medesima portata e temperatura di mandata.

Tabella 2.4 – Date e orari dei test effettuati con impianto di VMC in funzione

Tipologia test	Data	Orari
TEST VMC INTEGRAZIONE CON CARICO INTERNO	07/07/2021	09:30 accensione acquisizione 10.55 accensione carico interno 180 W 11.00 accensione VMC
TEST VMC DEUMIDIFICAZIONE CON CARICO INTERNO	08/07/2021	09:40 accensione acquisizione 11:30 accensione carico interno 180 W e accensione VMC
TEST SOLO CARICO INTERNO	09/07/2021	11:38 accensione acquisizione 14:05 accensione carico interno 180 W

Capitolo 3

Applicazione del modello DigiThon al laboratorio CORE-CARE

Il seguente capitolo descrive la struttura e il funzionamento del modello DigiThon. Vengono presentati i parametri di input richiesti dal modello e come questi sono stati fissati per le simulazioni dei casi studio relativi ai test in camera climatica.

3.1 Il modello DigiThon

Il laboratorio CORE-CARE è stato modellato con il software DigiThon, sviluppato presso l'Università di Padova [18].

Il modello di simulazione energetica della camera climatica si basa sulla discretizzazione della stanza. Le superfici della stanza vengono suddivise in regioni che a loro volta sono divise in elementi più piccoli denominati “tiles”. Ad ogni elemento corrisponde un nodo di temperatura. In altre parole, si sta creando, per analogia elettrica, una rete di nodi superficiali collegati al nodo termico dell'aria mediante rami, che, in questo specifico caso, rappresentano i flussi termici e le resistenze termiche. Il nodo dell'aria è unico per l'intero volume della stanza. Questa semplificazione permette di risolvere un sistema lineare di equazioni per ogni time step. Le resistenze termiche tra ciascun nodo superficiale interno e il nodo dell'aria simboleggiano i coefficienti di scambio termico convettivo e radiante; il coefficiente di scambio termico convettivo fa parte degli input che possono essere inseriti e modificati, mentre, il coefficiente di scambio termico radiante è già impostato.

La discretizzazione del modello si basa, quindi, su più nodi termici:

- Il nodo termico dell'aria, che rappresenta l'intero volume d'aria della stanza e viene assunto perfettamente miscelato.
- I nodi termici superficiali, nella parte interna ed esterna di ogni parete (chiamati “superficie interna” e “superficie esterna”).
- I nodi termici dell'acqua, che rappresentano l'intera portata d'acqua circolante all'interno delle tubazioni (chiamati “volumi d'acqua”).

- Il nodo termico posizionato sulle superfici di segmenti di tubo (chiamati “superfici dei tubi”).

Il modello si basa sul metodo delle funzioni di trasferimento, in cui per ogni elemento vengono calcolate le temperature attraverso la tecnica dei “fattori di risposta”. Le funzioni di trasferimento usate nel modello sono calcolate usando un software commerciale, chiamato HEAT2, basato sul metodo delle differenze finite.

3.2 Input

Gli input sono file di testo che contengono il numero di giorni totali in cui si effettua la simulazione sulla base del time-step impostato (10 minuti). Inoltre, la maggior parte di essi presenta le colonne relative a mese, giorno, ora, minuti considerati.

3.2.1 Geometria della stanza

La geometria della stanza viene definita in modo tridimensionale. L’origine del sistema di riferimento è rappresentata dall’angolo tra la parete Sud, la parete Est e il pavimento. La lunghezza della camera climatica è rappresentata dalla coordinata X, che va dalla parete Sud alla parete Nord, la profondità è la coordinata Y che va dalla parete Est alla parete Ovest e l’altezza è la coordinata Z che va dal pavimento al soffitto.

Ogni superficie della camera viene divisa in regioni, considerando le coordinate, in metri, del punto più vicino e di quello più lontano rispetto all’origine del sistema tridimensionale, cosicché viene automaticamente definita l’area rettangolare della regione. Ogni regione, a sua volta, viene suddivisa in piastrelle rettangolari chiamate “tiles” e viene risolto il bilancio termico per ogni piastrella. È presente, inoltre, la condizione che determina se l’ambiente adiacente ad una certa regione sia un ambiente esterno, interno o adiabatico.

Si possono definire alcune tra le caratteristiche delle superfici interne:

- Il coefficiente convettivo esterno di ogni regione α_{ext} pari a $2.5 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K})$ se la regione confina con un ambiente interno, oppure pari a $25 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K})$ se la regione confina con un ambiente esterno;
- L’assorbimento esterno, pari a 0 se la regione confina con un ambiente interno o se si tratta di finestre, pari a 0.6 se la regione confina con un ambiente esterno;
- L’assorbimento interno sempre pari a 0.

Ogni regione, di ciascuna superficie, fa riferimento ad un file di fattori di risposta (FDR) a seconda che la superficie sia attiva o passiva. Alle finestre non viene associato alcun fattore di risposta, si inserisce direttamente il valore di trasmittanza corrispondente.

Altri parametri che si possono inserire, a livello geometrico, sono il passo, il diametro interno e la posizione dei serpentini dei sistemi radianti di ogni regione di ogni superficie.

3.2.2 Condizioni climatiche esterne

Sempre a intervalli di 10 minuti, vengono definite le condizioni metereologiche dell'ambiente esterno, che influiscono sul comportamento della stanza. I parametri presi in considerazione sono: la temperatura esterna [$^{\circ}\text{C}$], l'umidità relativa esterna [%], la componente di radiazione diretta su un piano normale ai raggi e la componente di radiazione solare diffusa rispetto all'orizzontale [W/m^2].

3.2.3 Condizioni al contorno

Tra gli input di DigiThon, bisogna considerare anche le caratteristiche dei pannelli presenti nell'ambiente. Come già detto in precedenza, per ciascuna superficie vengono definite delle regioni e delle "tiles" e, per ciascuna di queste, devono essere specificati i seguenti parametri a intervalli di 10 minuti:

- La portata di acqua circolante nelle tubazioni, espressa in kg/h, diversa per ogni parete;
- La temperatura di mandata dell'acqua in $^{\circ}\text{C}$;
- La potenza limite in W, considerando un Δt_w massimo fra mandata e ritorno dell'acqua in modo da rendere realistica la simulazione.

Il programma, inoltre, dà la possibilità di descrivere il regime ambientale della stanza. A questo riguardo, si raccolgono informazioni relative a diversi ambiti: i carichi, il comfort, il sistema di ventilazione e la regolazione. Per ciò che concerne i carichi, c'è la possibilità di impostare i carichi interni e quelli di illuminazione in W, e la generazione interna di vapore in g/h. La regolazione convettiva avviene grazie alla possibilità di impostare la temperatura di set-point (in $^{\circ}\text{C}$) e la potenza convettiva minima e massima (in W). Il sistema di ventilazione è caratterizzato dalla portata d'aria immessa (in m^3/h) e dalle corrispondenti condizioni di temperatura e umidità relativa (rispettivamente in $^{\circ}\text{C}$ e %).

Per valutare la capacità di trasmissione della radiazione solare degli elementi trasparenti, si fa uso del coefficiente di shading, un parametro adimensionale che va da 0 a 1. Questo

coefficiente indica il grado di schermatura della superficie trasparente considerata, rispetto alla radiazione solare totale che attraversa il vetro, che rappresenta un carico termico. Anche questo parametro viene definito per ogni giorno e ora a intervalli di 10 minuti e assume un valore pari a 0 per le regioni che costituiscono superfici opache, mentre, per le regioni che rappresentano le finestre della camera climatica, il suo valore varia in base alle condizioni in cui il test è svolto. Il coefficiente di shading è 0 quando non entra radiazione solare nella stanza, quindi più è basso, maggiore sarà il livello di ombreggiamento.

Per valutare il trasferimento di calore per convezione all'interno della stanza, si può impostare, per ogni regione di ogni superficie, determinate dalla geometria della stanza, il valore del coefficiente di convezione interno α , in $W/(m^2 K)$. Il coefficiente di scambio termico radiante, invece, viene calcolato dal programma.

Altri parametri di input, presenti nel modello, sono la temperatura superficiale esterna delle regioni di ogni parete della camera e le infiltrazioni dall'ambiente esterno (in m^3/h). Vi è anche la possibilità di applicare il modello nel caso in cui si vogliano analizzare più stanze adiacenti.

3.3 Simulazioni dinamiche

Dopo aver effettuato i test in camera climatica, sono state condotte delle simulazioni dinamiche con il software di calcolo DigiThon. In modo particolare, sono stati analizzati le risposte delle superfici e l'andamento della temperatura dell'aria, studiando in che modo la radiazione solare, i carichi interni e la ventilazione meccanica controllata incidono sul comportamento della camera climatica.

Per fare in modo che all'inizio della simulazione si verificano le condizioni ambientali realmente presenti nella camera all'inizio del test, viene considerato un periodo di pre-simulazione. Il time-step utilizzato è 10 minuti.

Le condizioni meteorologiche sono state definite attraverso i seguenti parametri: la temperatura e l'umidità relativa esterne, la componente di radiazione diretta su un piano normale ai raggi e la componente di radiazione diffusa rispetto all'orizzontale. Questi dati sono stati rilevati nella stazione ARPAV di Legnaro (PD) e poi convertiti, tramite il software TRNSYS [20], in input utili per essere inseriti in modo coerente su DigiThon.

Le temperature superficiali esterne sono state misurate attraverso dei sensori di temperatura e umidità relativa posizionati all'interno delle stanze adiacenti alla camera climatica.

Le infiltrazioni dall'ambiente esterno sono imposte pari a 0 fino alla mezzanotte del giorno in cui viene eseguito il test in laboratorio, e da quel momento in poi sono poste pari a $25 \text{ m}^3/\text{h}$, corrispondenti a 0.5 vol/h .

Il coefficiente convettivo interno è stato scelto in accordo con la normativa UNI EN ISO 6946 [22] ed è costante durante tutta la simulazione, per tutte le regioni di ciascuna superficie della camera.

La regolazione radiante viene attivata in corrispondenza dell'accensione dei pannelli radianti, il sistema funziona quindi in modo continuativo senza essere limitato da set-point. La regolazione convettiva viene attivata dall'inizio della simulazione all'accensione del sistema radiante con un set-point pari alla media delle temperature registrate dai quattro sensori di temperatura dell'aria posizionati ad altezze diverse sull'asta metallica al centro della stanza. Dopo l'accensione del sistema radiante, la regolazione convettiva viene sospesa.

3.3.1 Il calcolo delle portate d'acqua

Il calcolo delle portate circolanti nei pannelli viene effettuato operando una stima delle perdite di carico del circuito al variare della velocità dell'acqua nei moduli radianti, ottenendo, in questo modo, la curva d'impianto; poi, accoppiando ad essa la curva di prevalenza della pompa, si trova il punto di lavoro del sistema (portata-salto di pressione). Per quanto riguarda la circolazione dell'acqua, è possibile che l'impianto funzioni solo con il circolatore della parete attiva, oppure viene attivato un ulteriore circolatore situato a monte del collettore di mandata, che lavora in serie al precedente. Le perdite di carico totali sono calcolate sommando quelle distribuite (o continue) nelle tubazioni a quelle localizzate (o concentrate) causate da punti di discontinuità del circuito idraulico, ovvero raccordi, curve, valvole, etc. Per ogni parete sono noti la lunghezza, i diametri interno ed esterno e lo spessore dei tubi pre-collettore (cioè tra il serbatoio e il collettore), dei tubi post-collettore (tra il collettore e l'attacco per la distribuzione) e dei moduli. Mediante queste grandezze è possibile ricavare la sezione delle tubazioni e dei moduli. Ipotizzando la velocità all'interno dei moduli e conoscendo la sezione dei tubi dei moduli, si può ricavare la portata circolante. Avendo la portata circolante nei moduli, si ottiene facilmente la portata nei tubi post-collettore, in quanto basta moltiplicarla per il numero di moduli, i quali sono connessi in parallelo: la velocità nei tubi post-collettore e pre-collettore viene, poi, facilmente calcolata conoscendo la sezione di questi. Con il

diagramma di Moody (*Figura 3.1*) si possono trovare i parametri utili a ricavare le perdite di carico. Esso è costruito in scala doppia logaritmica, in ascissa è riportato il numero di Reynolds e in ordinata il fattore d'attrito λ e la rugosità relativa ϵ/D .

Come si vede dalla *Figura 3.1*, è diviso in tre regioni: la regione del moto laminare, la regione del moto turbolento e la regione di transizione. Il numero di Reynolds si calcola dalla formula:

$$Re = \frac{\rho u D}{\mu} \tag{3.1}$$

Dove ρ è la densità in kg/m^3 , u è la velocità all'interno del tubo in m/s , D è il diametro del tubo in m e μ la viscosità dinamica in $\text{Pa}\cdot\text{s}$.

Dalla velocità nei vari rami del circuito, il calcolo del numero di Reynolds permette di definire il regime di moto (laminare, turbolento, transizione) e ricavare tramite il diagramma di Moody il fattore di attrito λ per il ramo di tubazione considerata.

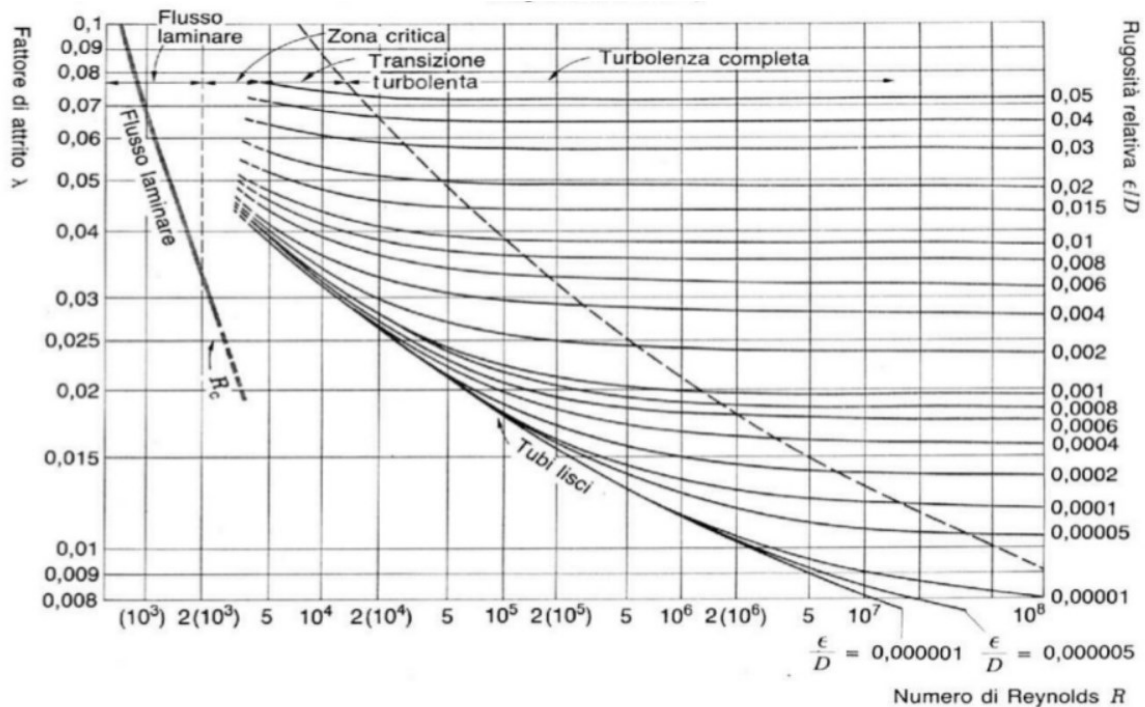


Figura 3.1 – Diagramma di Moody

e ricavando il fattore di attrito λ dal diagramma di Moody, ci si calcola, con la formula di Darcy-Weisbach, le perdite distribuite:

$$\Delta p = \lambda \frac{L}{d} \left(\frac{v^2}{2g} \right) \tag{3.2}$$

Dove Δp sono le perdite di carico continue, calcolate in m.c.a (metri di colonna d'acqua), λ è il fattore di attrito adimensionale, L è la lunghezza del tubo in m, d è il diametro della tubazione in m, v è la velocità dell'acqua in m/s e g è l'accelerazione di gravità in m/s^2 .

Le perdite continue sono date dalla somma delle perdite distribuite dei tubi pre-collettore, dei tubi post-collettore e di un singolo modulo, dal momento che questi sono posti in parallelo nel circuito del sistema radiante della parete.

Le perdite localizzate, invece, sono causate dalla presenza lungo il circuito idronico di curve, raccordi a tre vie e valvole e sono fornite dai dati tecnici.

Dalla somma delle perdite continue e localizzate si ottengono quelle totali, mediante le quali è possibile costruire le curve caratteristiche di impianto. L'intersezione tra la curva di funzionamento delle pompe e la curva delle perdite del circuito di una parete permette di ricavare la portata d'acqua in esso circolante. Le portate calcolate per ogni parete della camera sono riportate nella *Tabella 3.1*.

Tabella 3.1 – Portata calcolata per ogni parete della camera

Parete	Portata
Est	120 kg/h
Sud	117 kg/h
Ovest	150 kg/h
Nord	117 kg/h
Pavimento	100 kg/h
Soffitto	78 kg/h

La temperatura di mandata dell'acqua dei pannelli è impostata a 16° C e la potenza massima è fissata a 2000 W.

3.3.2 Simulazioni in raffrescamento con veneziane abbassate e con veneziane alzate

Per studiare come incide la radiazione solare sul comportamento della camera, sono stati presi in considerazione i test in raffrescamento con veneziane abbassate e con veneziane alzate.

Il coefficiente di shading è il parametro che viene fatto variare per costruire un modello in DigiThon che simuli un comportamento della camera il più vicino possibile a quello reale osservato nei test. Questo assume un valore pari a 0 per tutte le regioni appartenenti alle superfici opache, invece nelle regioni che rappresentano le finestre viene fatto variare. Nel caso delle veneziane abbassate, si è scelto di mantenere un valore pari a 0 fino all'accensione dei pannelli, poi, fino alla fine della simulazione, viene mantenuto un valore costante. Nella *Tabella 3.2* si osserva per ogni parete attiva il coefficiente di shading che meglio approssima il comportamento della camera in quella particolare configurazione.

Tabella 3.2 – Coefficiente di shading utilizzato nei vari test con le veneziane abbassate

Parete attiva	Coefficiente di shading
Est	0.3
Sud	0.4
Ovest	0.4
Nord	0.3
Pavimento	0.5
Soffitto	0.4

Nel caso delle veneziane alzate il coefficiente di shading è stato posto pari a 0 fino all'inizio dell'acquisizione, dall'inizio dell'acquisizione all'accensione dei pannelli assume un valore e pari a 0.2; è stata fatta questa assunzione poiché nelle ore iniziali della giornata il coefficiente di shading è minore, in quanto la radiazione solare è schermata dalla presenza degli edifici esterni. Infine, dall'accensione dei pannelli alla fine della simulazione assume un valore costante. Con le veneziane alzate la componente di radiazione solare è meno schermata, e quindi entra in maniera più rilevante nella stanza; infatti, come si vede dalla *Tabella 3.3* i coefficienti di shading utilizzati sono maggiori rispetto al caso con le veneziane abbassate.

Anche nel caso con veneziane alzate, i coefficienti di shading imposti sono quelli che simulano meglio il comportamento reale delle superfici e della camera climatica. Anche se le veneziane sono alzate, non è stato usato un coefficiente di shading pari a 1 perché

solo per finestre con vetro singolo di spessore 3 mm si raggiunge un valore unitario, mentre nella camera climatica le finestre sono doppie, cioè ci sono sia quelle esterne che quelle interne, e questo contribuisce alla diminuzione del coefficiente di shading.

Tabella 3.3 – Coefficiente di shading utilizzato nei vari test con le veneziane alzate

Parete attiva	Coefficiente di shading
Est	0.4
Sud	0.6
Ovest	0.5
Nord	0.4
Pavimento	0.9
Soffitto	0.8

3.3.3 Simulazioni in raffrescamento con presenza di carico interno

Queste simulazioni sono state effettuate per analizzare l'influenza del carico interno sul comportamento della camera.

Il coefficiente di shading è imposto pari a 0 fino all'accensione dell'acquisizione, da quel momento all'accensione dei pannelli è pari a 0.2, e successivamente è pari a 0.4 fino alla fine della simulazione. Vengono utilizzati due valori diversi del coefficiente di shading poiché nelle prime ore della giornata il sole ha un'altezza minore e poiché ci sono alcuni edifici all'altezza delle finestre che ostacolano il percorso della radiazione solare, la radiazione solare entrante è minore. Questi valori sono stati mantenuti costanti per tutti i test, in quanto l'obiettivo principale è quello di valutare l'influenza del carico interno.

Il carico interno durante i test è di 180 W. Nel modello DigiThon di simulazione, si assume che il carico interno totale (180 W) sia per il 60% convettivo (108 W) e per il restante 40% radiante (72 W).

La regolazione convettiva termina all'accensione del carico interno.

3.3.4 Simulazioni in raffrescamento con ventilazione meccanica controllata

Le seguenti simulazioni sono state effettuate per valutare come la ventilazione meccanica controllata incide sulle temperature superficiali e dell'aria della camera climatica.

In tutte e tre le simulazioni, il coefficiente di shading è imposto pari a 0 fino all'accensione dell'acquisizione, pari a 0.2 fino all'accensione del carico, e successivamente pari a 0.4 fino alla fine della simulazione. La motivazione della scelta di utilizzare due coefficienti di shading diversi è la stessa dei test precedenti. Il sistema radiante è spento e viene inserito un carico interno di 180 W. Anche in questi test, si assume che il carico interno totale (180 W) sia per il 60% convettivo (108 W) e per il restante 40% radiante (72 W). Nei test effettuati il 7 e 8 luglio 2021 l'impianto di ventilazione meccanica controllata è attivo in modalità di integrazione nel primo caso e deumidificazione nel secondo caso, perciò nelle relative simulazioni vengono impostate una portata d'aria immessa pari a 200 m³/h e le temperature e umidità relative di immissione rilevate dai sensori posti nelle bocchette di mandata dell'impianto.

La regolazione convettiva termina nel momento in cui viene acceso l'impianto di ventilazione meccanica controllata, che coincide con l'accensione del carico interno.

Capitolo 4

Risultati

In questo capitolo vengono riportati e discussi i risultati ottenuti dalle simulazioni DigiThon. Viene fatto un confronto tra i test effettuati nella camera e le simulazioni in DigiThon.

4.1 Esposizione dei risultati

Di seguito, sono riportati i grafici relativi ai test e alle simulazioni effettuate per ogni parete nel caso di raffrescamento con veneziane alzate, abbassate e con carico interno e quelli relativi al funzionamento con ventilazione meccanica controllata. In particolare si ricorda quanto detto al capitolo 1: il pavimento e il soffitto, che in generale sono le superfici più usate per i sistemi radianti, hanno delle particolarità strutturali rispetto alle pareti verticali. Il pavimento, infatti, ospita un sistema radiante annegato in un massetto di quarzite resinata, questa configurazione permette di ottenere uno spessore ridotto al di sopra dei circuiti. Il soffitto, invece, è caratterizzato da pannelli con canali sagomati per l'alloggiamento delle lamelle. Per quanto riguarda le pareti verticali la lunghezza della tubazione in rapporto alla superficie attiva della parete Nord è più alta rispetto alle altre superfici, questo significa che i circuiti sono disposti in modo da avere una distribuzione di calore più uniforme. Bisogna ricordare, inoltre, che la parete Est è l'unica che confina con l'ambiente esterno e ospita due finestre. Le pareti Ovest e Sud non hanno caratteristiche strutturali particolari, ma verranno riportati comunque i risultati.

I grafici esposti sono relativi al coefficiente di shading che approssima meglio il comportamento della parete e in generale della camera climatica.

4.1.1 Raffrescamento con veneziane abbassate

Nei grafici riguardanti i test (*Figure 4.1, 4.2, 4.3, 4.4, 4.5, 4.6*), che sono stati effettuati tra il 29 giugno e il 6 luglio 2021, e le simulazioni in raffrescamento con veneziane abbassate sono riportate le temperature della parete attiva e le temperature dell'aria all'interno della camera climatica (sia quella misurata durante il test, sia quella che deriva

dalla simulazione con DigiThon), la temperatura di mandata dell'acqua dei pannelli attivi e la componente di radiazione solare diretta su un piano normale ai raggi.

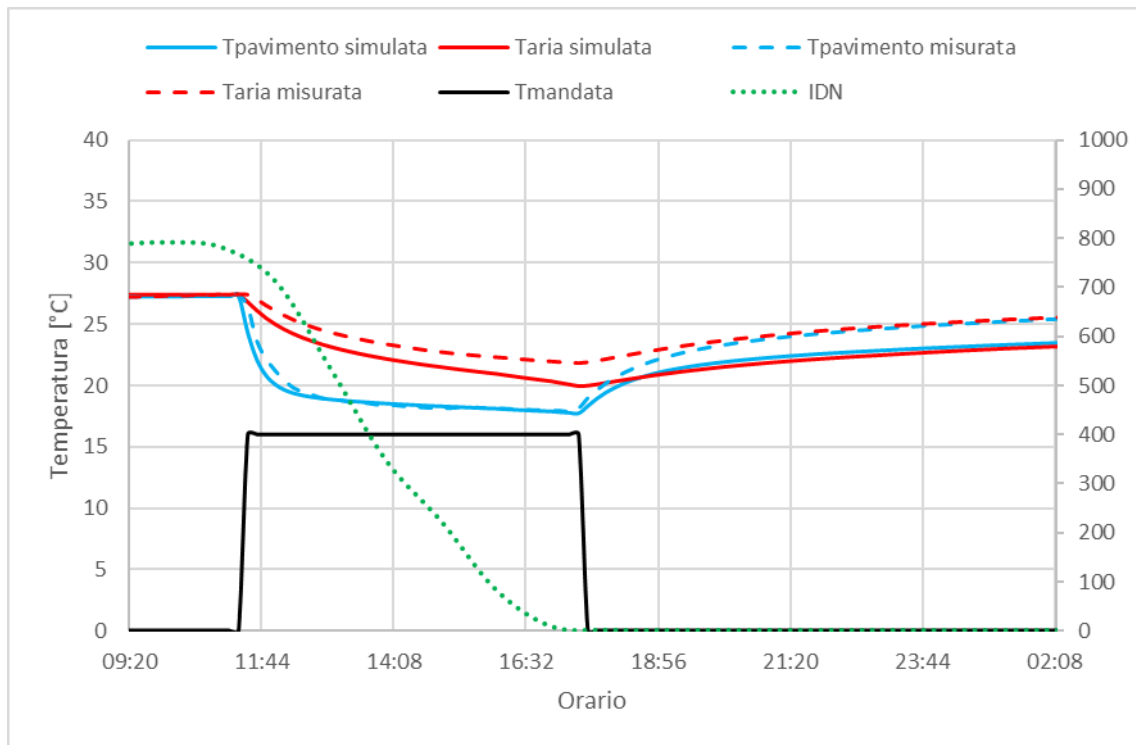


Figura 4.1 – Andamento delle temperature del pavimento e dell'aria nel test del giorno 6 luglio 2021, con coefficiente di shading 0.5 e portata di 78 kg/h

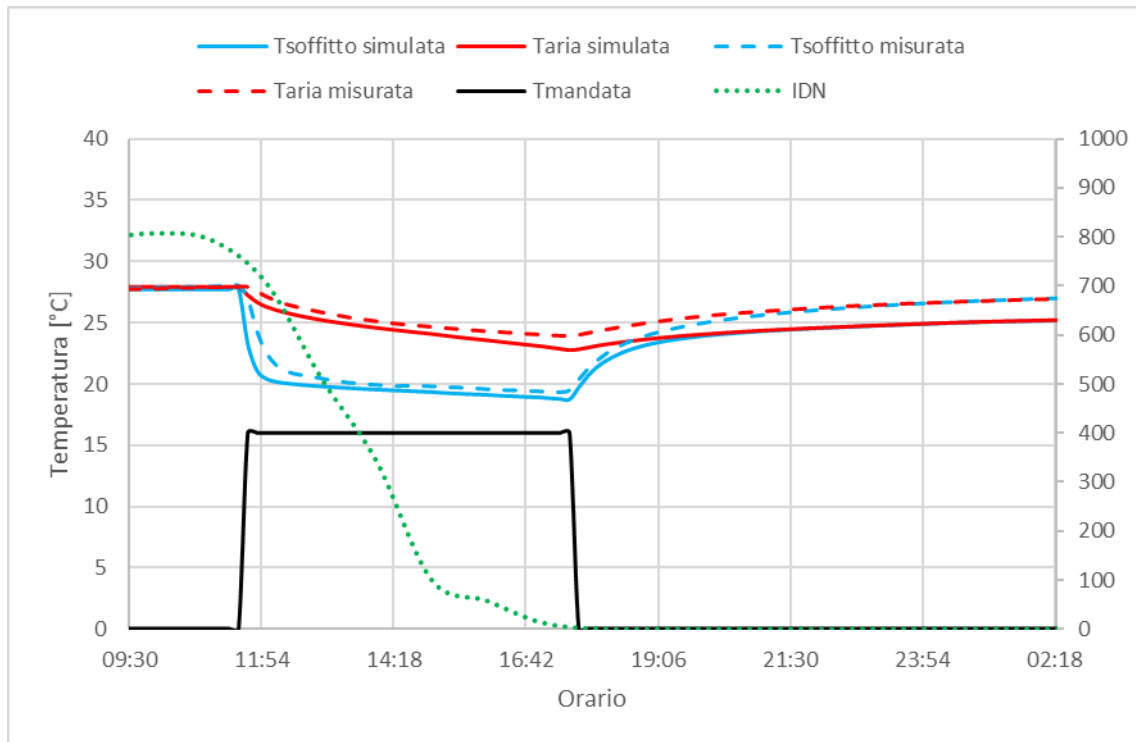


Figura 4.2 – Andamento delle temperature del soffitto e dell'aria nel test del giorno 2 luglio 2021, con shading 0.4 e portata=78 kg/h

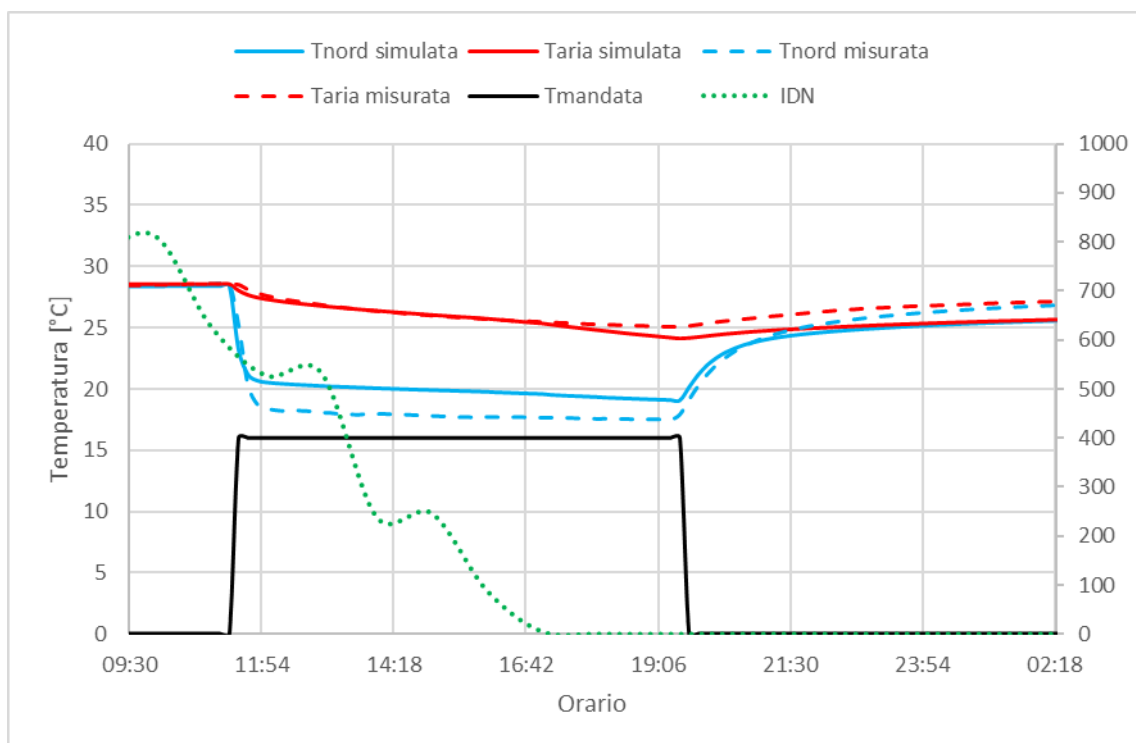


Figura 4.3 – Andamento delle temperature della parete Nord e dell'aria nel test del giorno 1 luglio 2021, coefficiente di shading 0.3 e portata=117 kg/h

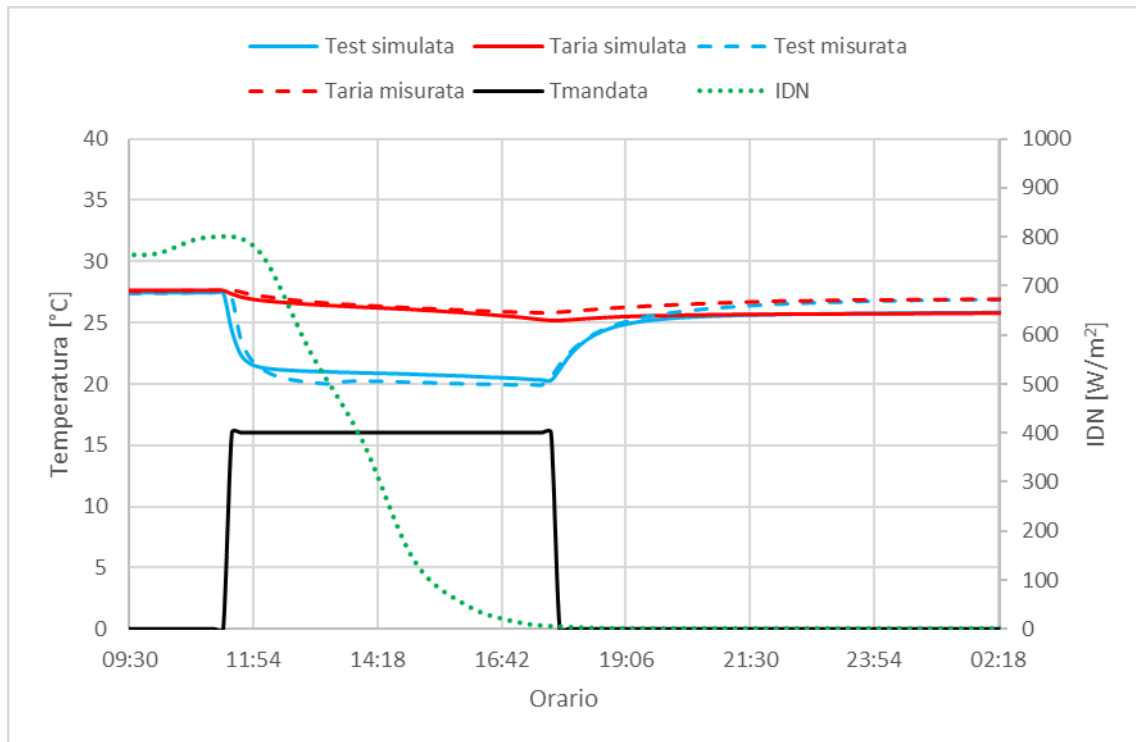


Figura 4.4 – Andamento delle temperature della parete Est e dell'aria nel test del giorno 5 luglio 2021, coefficiente di shading 0.3 e portata=120 kg/h

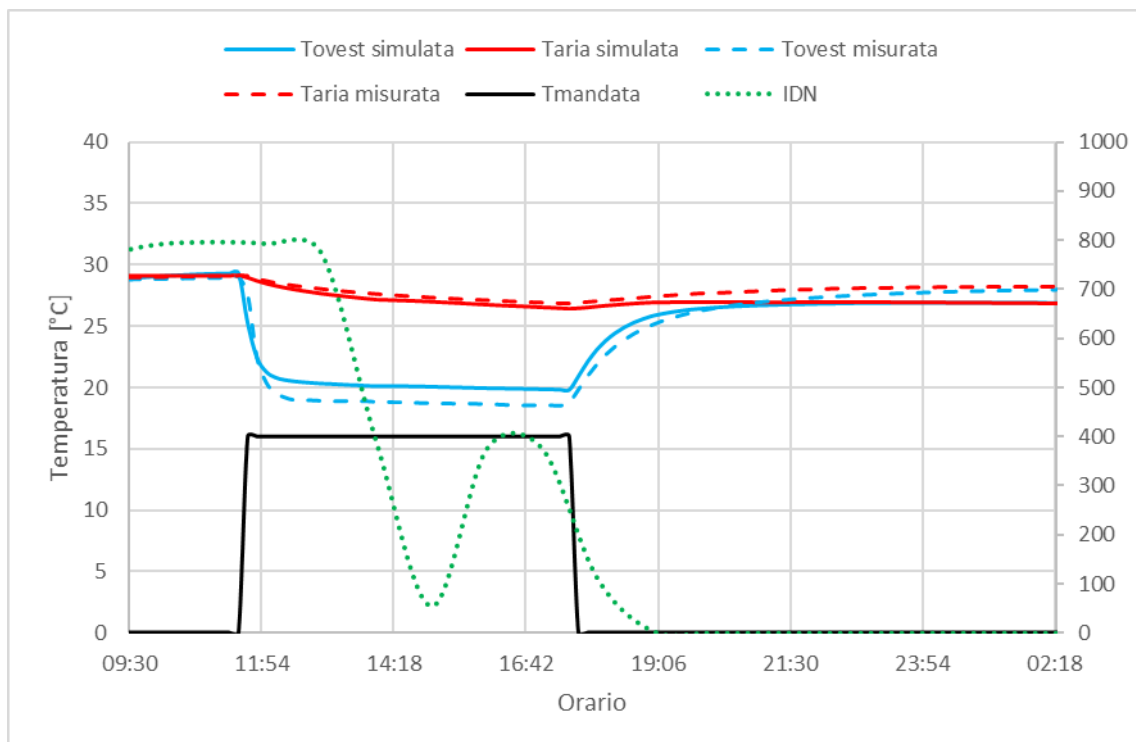


Figura 4.5 – Andamento delle temperature della parete Ovest e dell'aria nel test del giorno 30 giugno 2021, coefficiente di shading 0.4 e portata=150 kg/h

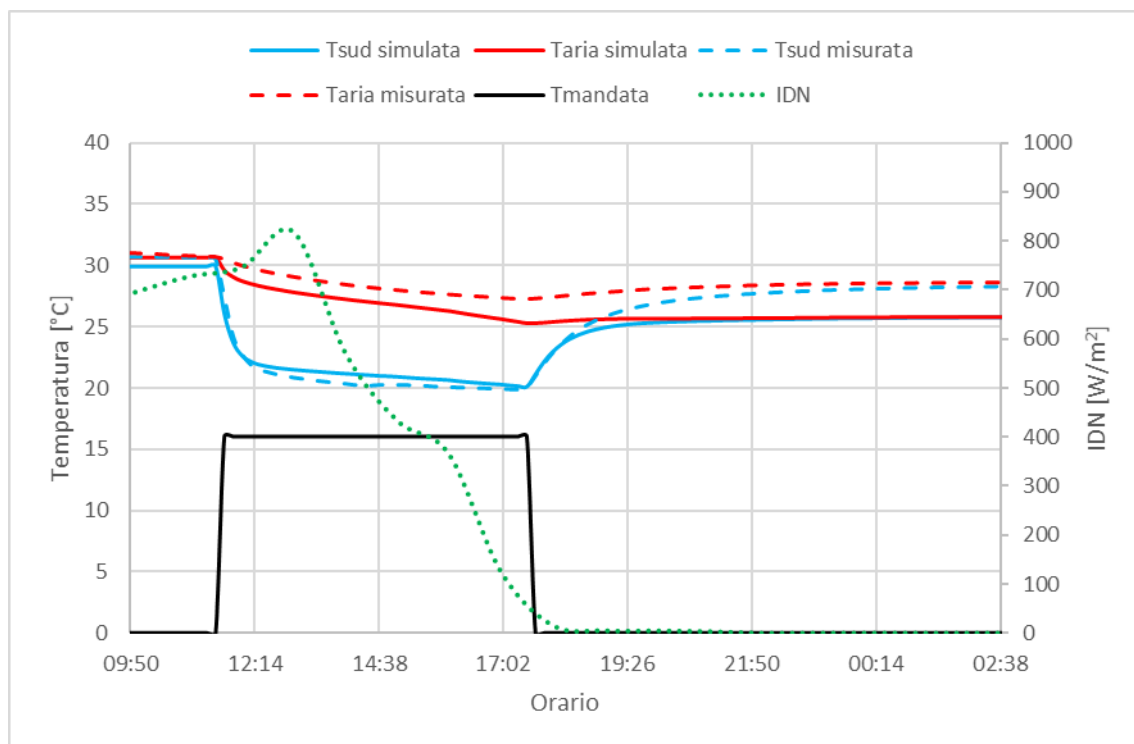


Figura 4.6 – Andamento delle temperature della parete Sud e dell'aria nel test del giorno 29 giugno 2021, coefficiente di shading 0.4 e portata=117 kg/h

4.1.2 Raffrescamento con veneziane alzate

Anche in questi grafici (Figure 4.7, 4.8, 4.9, 4.10, 4.11, 4.12) vengono riportate le temperature della parete attiva e le temperature dell'aria all'interno della camera climatica (sia quella misurata durante il test, sia quella che deriva dalla simulazione con DigiThon), la temperatura di mandata dell'acqua dei pannelli attivi e la componente di radiazione solare diretta su un piano normale ai raggi. Come si può notare, i coefficienti di shading ottimali per queste simulazioni sono maggiori rispetto al caso con veneziane abbassate, questo perché con le veneziane alzate, la radiazione solare è meno schermata ed entra in maniera più rilevante nella stanza. Tutto ciò incide sulle temperature delle superfici attive e dell'aria, che infatti sono più elevate rispetto al caso con le veneziane abbassate. Il periodo di esecuzione di questi test va dal 28 luglio al 5 agosto 2021. Il fatto che i valori di radiazione solare diretta sono bassi nel test effettuato il 4 agosto, con parete Ovest attiva, è giustificato dal fatto che quella giornata fosse nuvolosa.

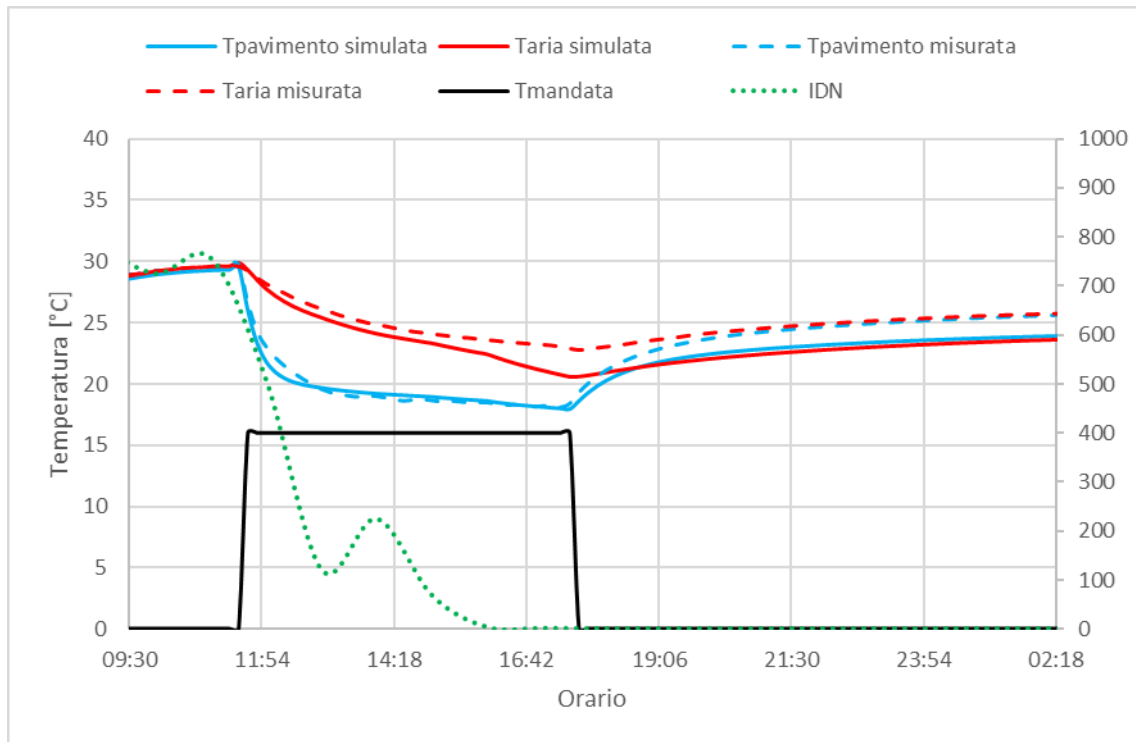


Figura 4.7 – Andamento delle temperature del pavimento e dell'aria nel test del giorno 28 luglio 2021, coefficiente di shading 0.9 e portata=78 kg/h

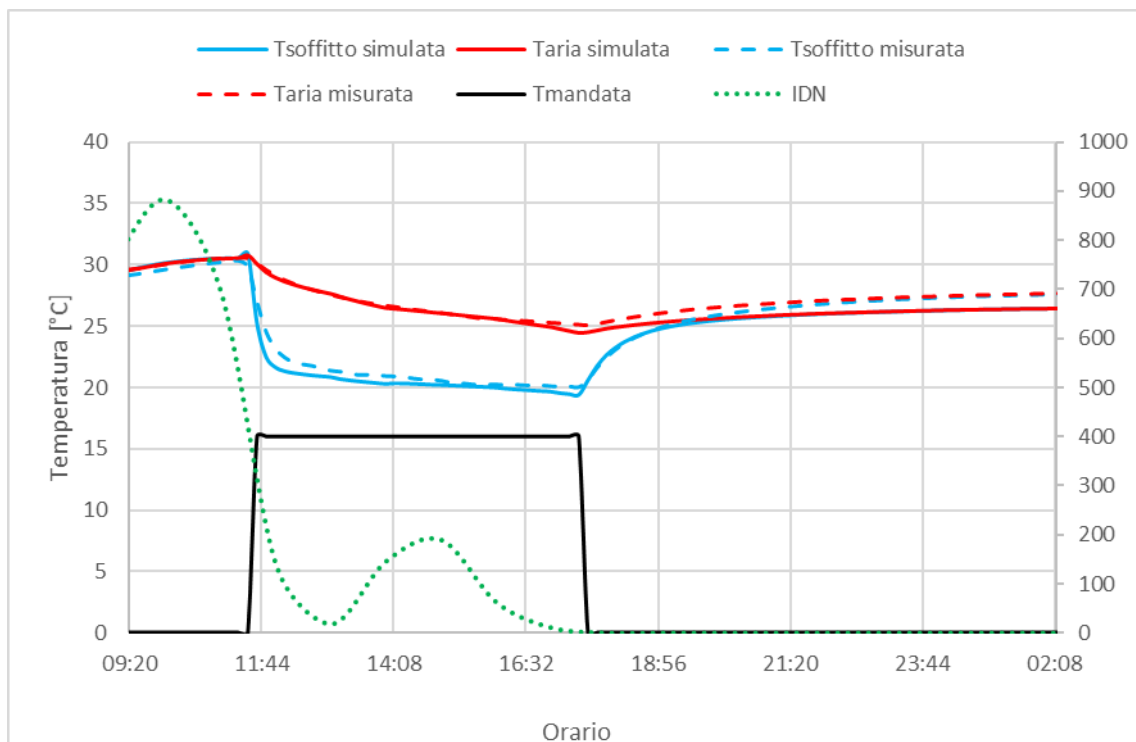


Figura 4.8 – Andamento delle temperature del soffitto e dell'aria nel test del giorno 30 luglio 2021, coefficiente di shading 0.8 e portata=78 kg/h

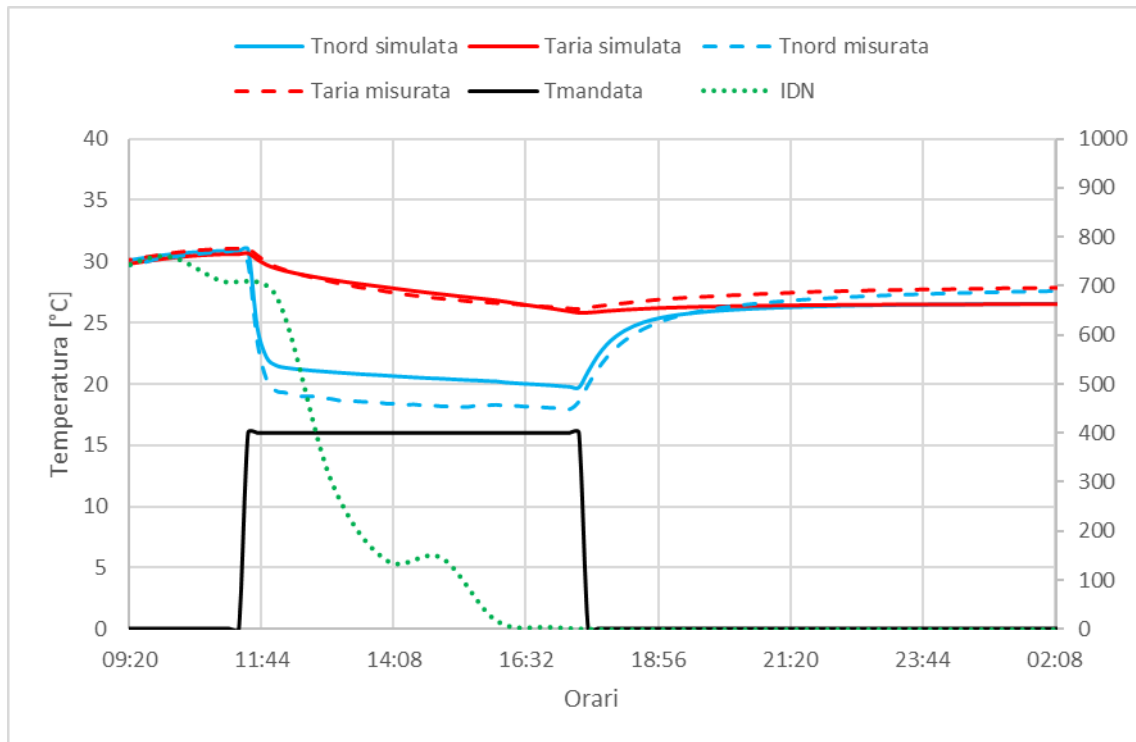


Figura 4.9 – Andamento delle temperature della parete Nord e dell'aria nel test del giorno 3 agosto 2021, coefficiente di shading 0.4 e portata=117 kg/h

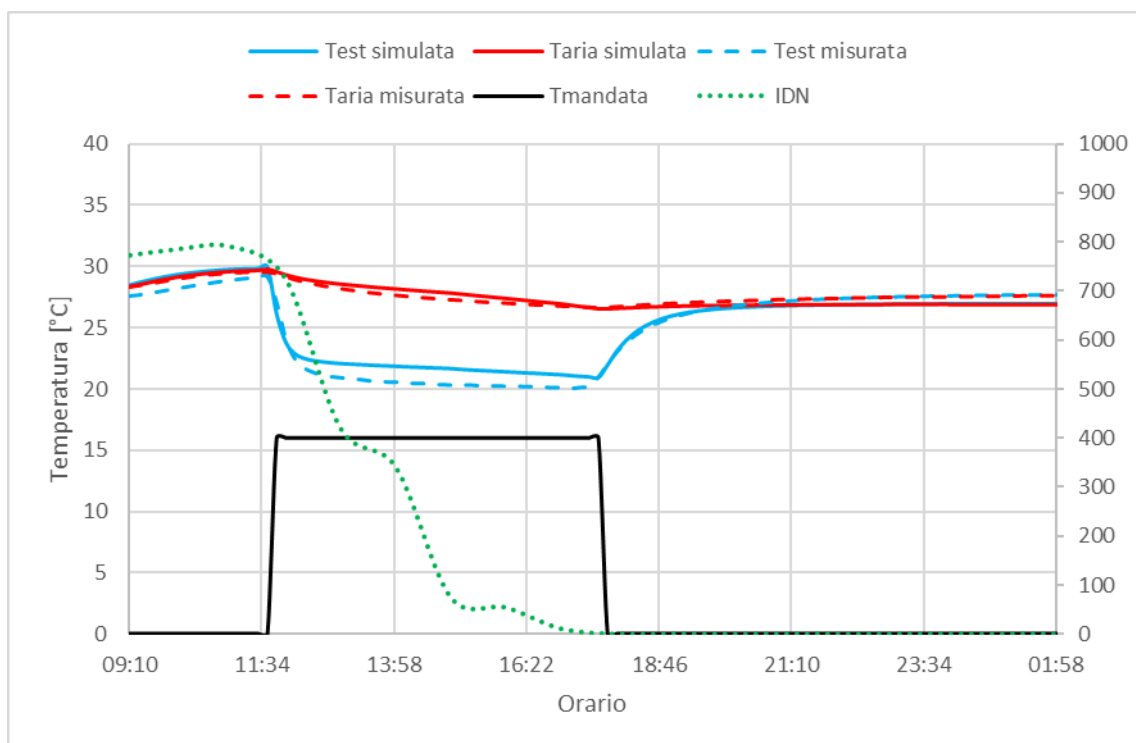


Figura 4.10 – Andamento delle temperature della parete Est e dell'aria nel test del giorno 29 luglio 2021, coefficiente di shading 0.4 e portata=120 kg/h

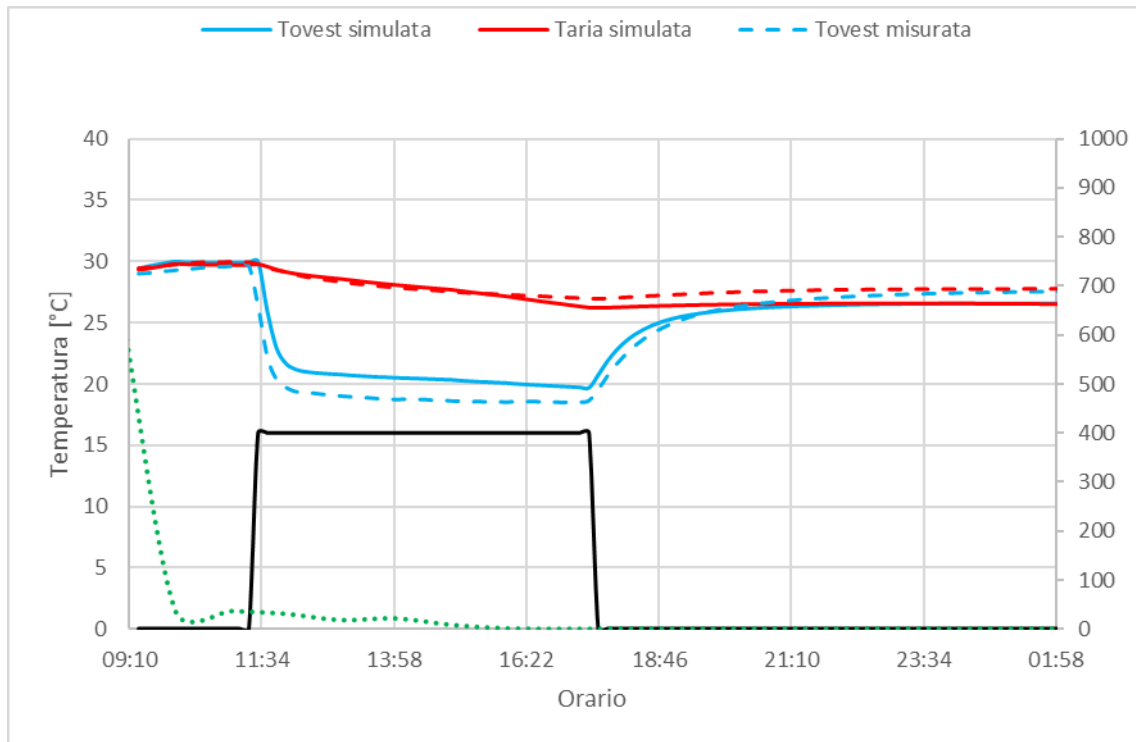


Figura 4.11 – Andamento delle temperature della parete Ovest e dell'aria nel test del giorno 4 agosto 2021, coefficiente di shading 0.5 e portata=150 kg/h

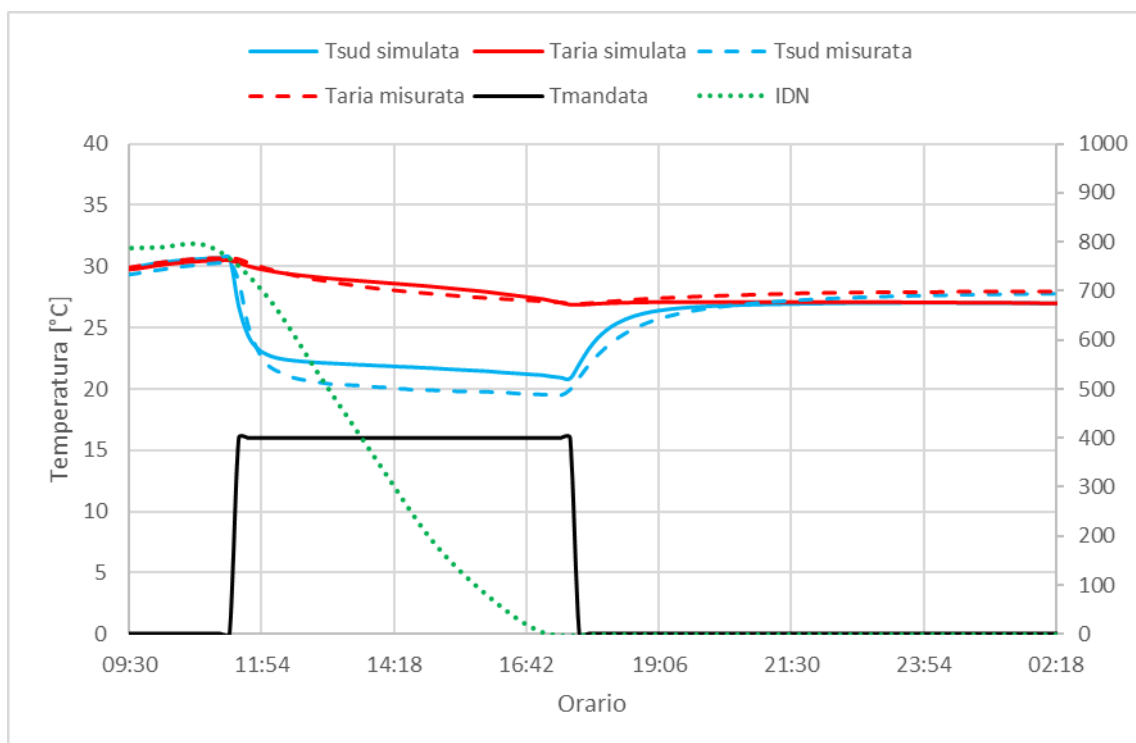


Figura 4.12 – Andamento delle temperature della parete Sud e dell'aria nel test del giorno 5 agosto 2021, coefficiente di shading 0.6 e portata=117 kg/h

4.1.3 Raffrescamento con carico interno

In questi grafici (Figure 4.13, 4.14, 4.15, 4.16, 4.17, 4.18) vengono riportate le temperature della parete attiva e le temperature dell'aria all'interno della camera climatica (sia quella misurata durante il test, sia quella che deriva dalla simulazione con DigiThon), la temperatura di mandata dell'acqua dei pannelli attivi e la componente di radiazione solare diretta su un piano normale ai raggi. Si è scelto di mantenere un coefficiente di shading costante per tutte le pareti per valutare come influisce il carico interno tenendo gli altri parametri costanti. Il periodo di esecuzione di questi test va dal 12 al 19 luglio 2021 (i giorni festivi e pre-festivi sono esclusi). La componente diretta di radiazione solare raggiunge valori elevati solo nei test del 12 e del 19 luglio, poiché in quei giorni il cielo era terso, gli altri giorni, invece, il cielo era nuvoloso, perciò la componente diretta assume un andamento diverso.

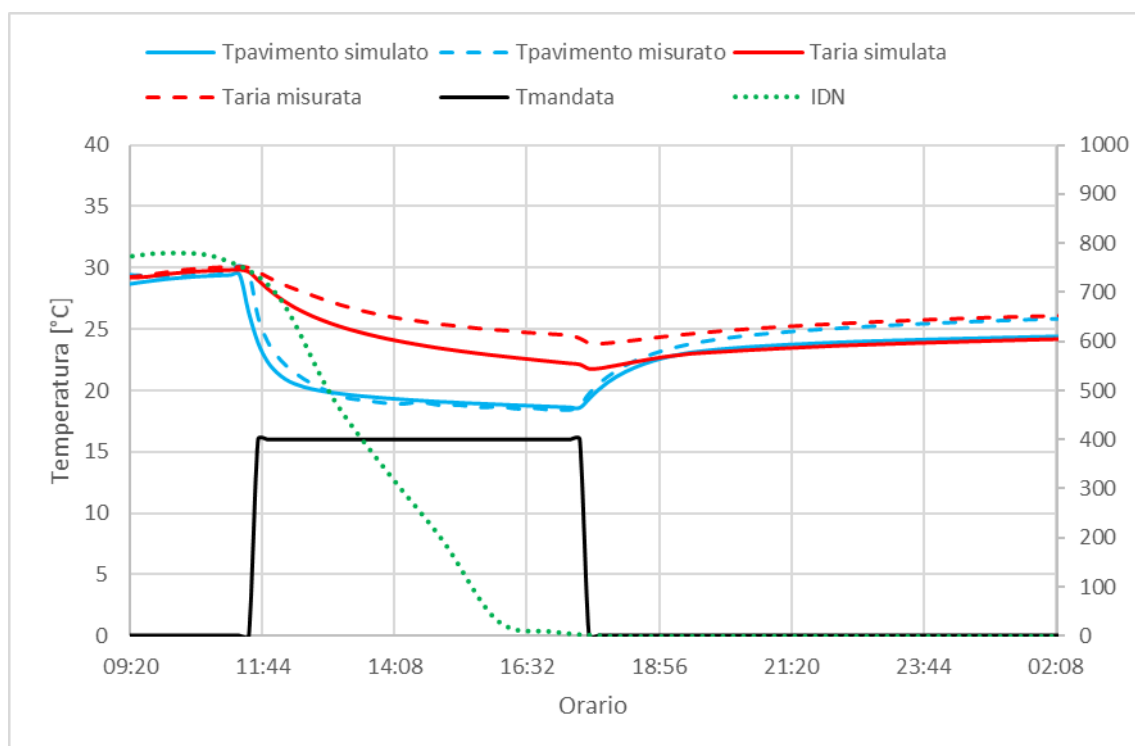


Figura 4.13 – Andamento delle temperature del pavimento e dell'aria nel test del giorno 19 luglio 2021, coefficiente di shading 0.4 e portata=78 kg/h

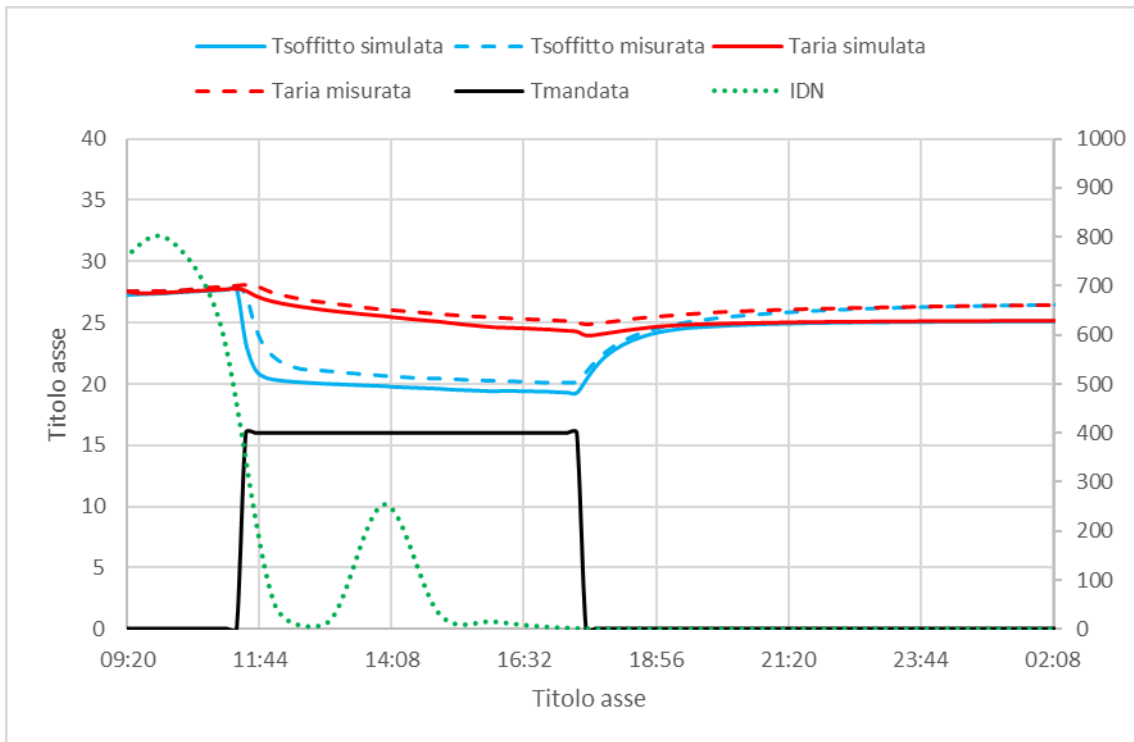


Figura 4.14 – Andamento delle temperature del soffitto e dell'aria nel test del giorno 15 luglio 2021, coefficiente di shading 0.4 e portata=78 kg/h

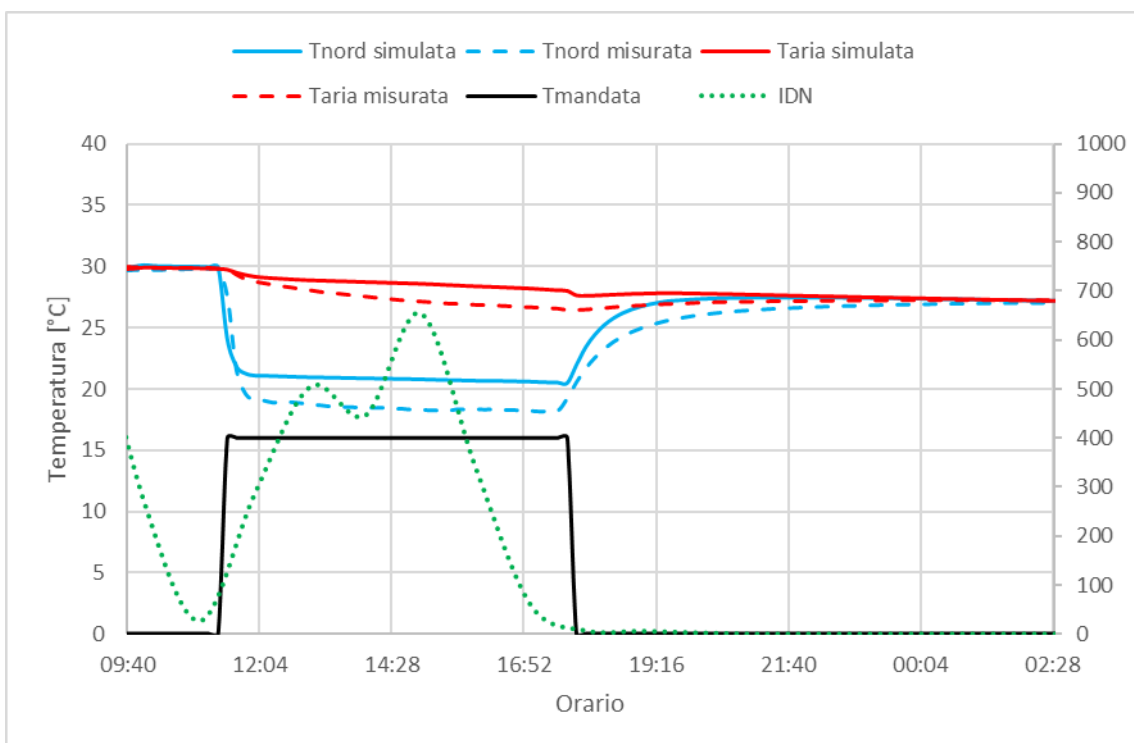


Figura 4.15 – Andamento delle temperature della parete Nord e dell'aria nel test del giorno 14 luglio 2021, coefficiente di shading 0.4 e portata=117 kg/h

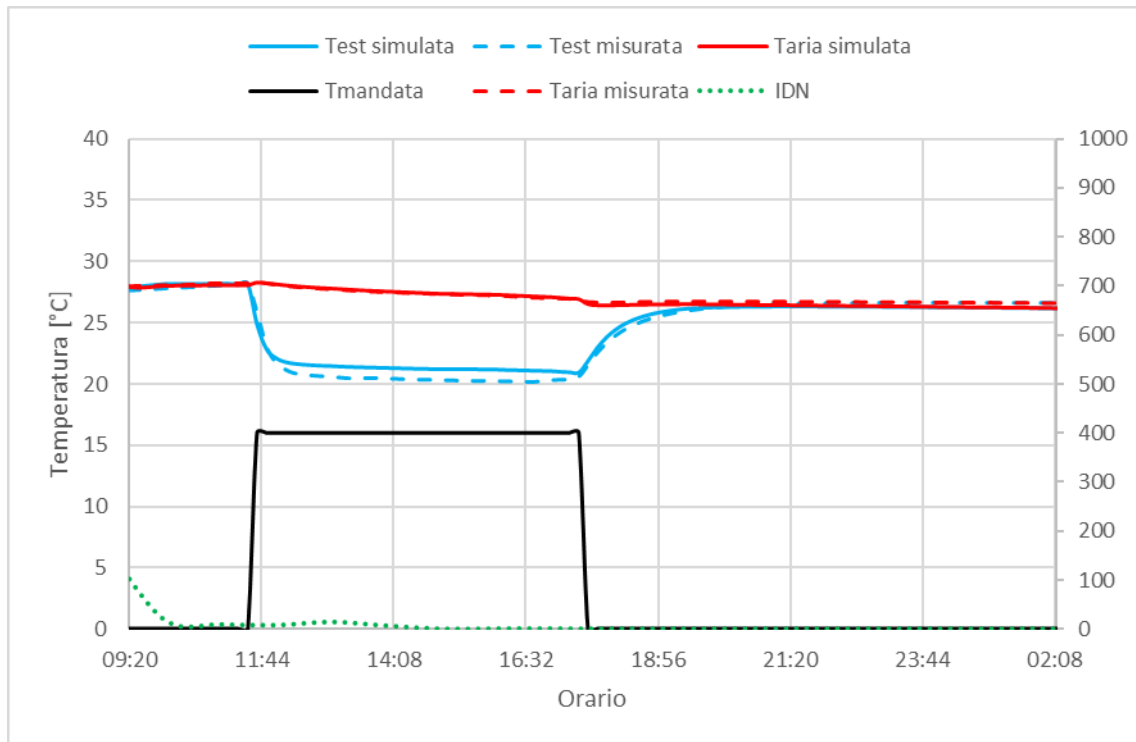


Figura 4.16 – Andamento delle temperature della parete Est e dell'aria nel test del giorno 16 luglio 2021, coefficiente di shading 0.4 e portata=120 kg/h

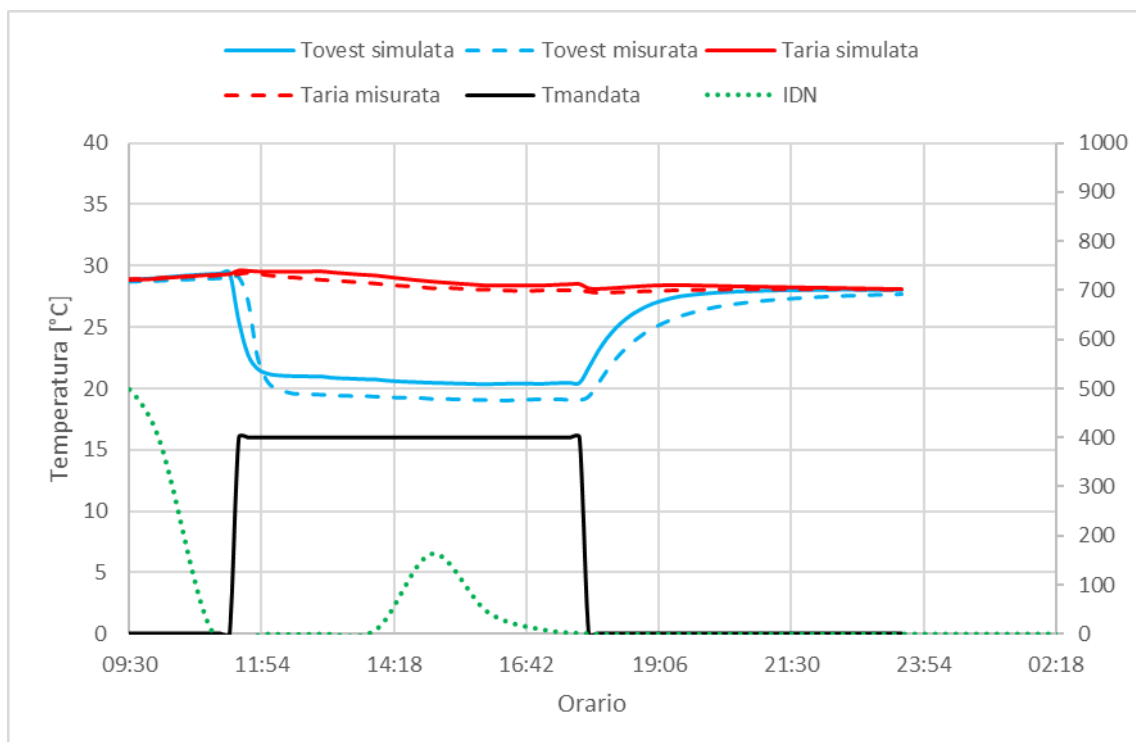


Figura 4.17 – Andamento delle temperature della parete Ovest e dell'aria nel test del giorno 13 luglio 2021, coefficiente di shading 0.4 e portata=150 kg/h

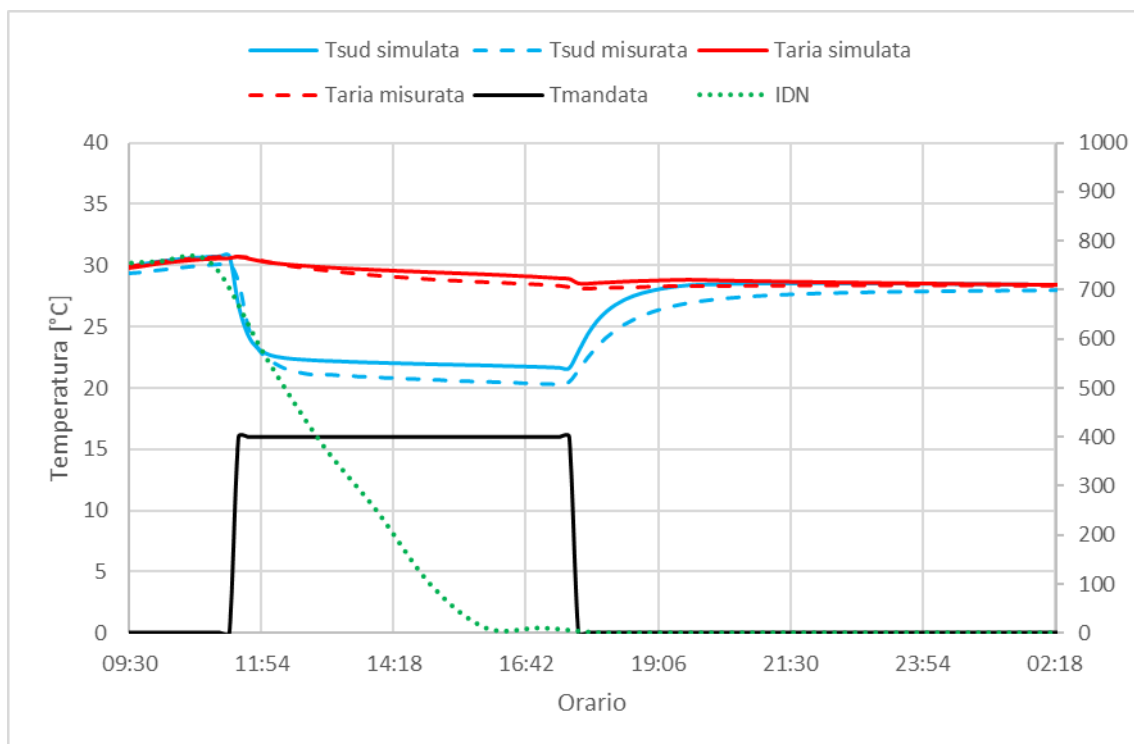


Figura 4.18 – Andamento delle temperature della parete Sud e dell'aria nel test del giorno 12 luglio 2021, coefficiente di shading 0.4 e portata=117 kg/h

4.1.4 Raffrescamento con ventilazione meccanica controllata

In questi tre casi (Figure 4.19, 4.20, 4.21), in cui viene attivata ventilazione meccanica controllata, vengono riportate le temperature dell'aria nella stanza (sia quella misurata durante il test, sia quella che deriva dalla simulazione con DigiThon), la temperatura di immissione dell'aria e la componente di radiazione solare diretta su un piano normale ai raggi. I test sono stati effettuati il 7, 8 e 9 luglio 2021.

Anche in questi test il coefficiente di shading è stato mantenuto costante per studiare l'effetto della ventilazione meccanica controllata; inoltre, si può dedurre che il secondo test è stato effettuato in una giornata nuvolosa in quanto la componente diretta di radiazione solare ha valori bassi.

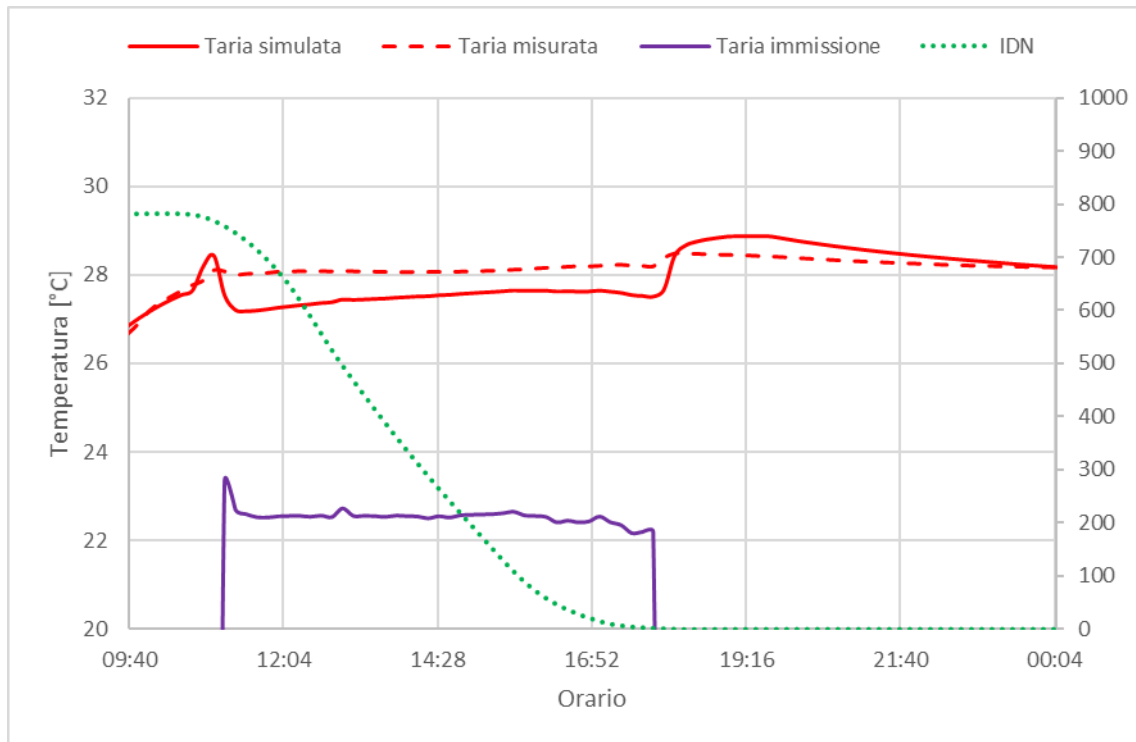


Figura 4.19 – Andamento temperature dell'aria con VMC in modalità di integrazione del 7 luglio con coefficiente di shading 0.4 e portata di immissione=200 m³/h

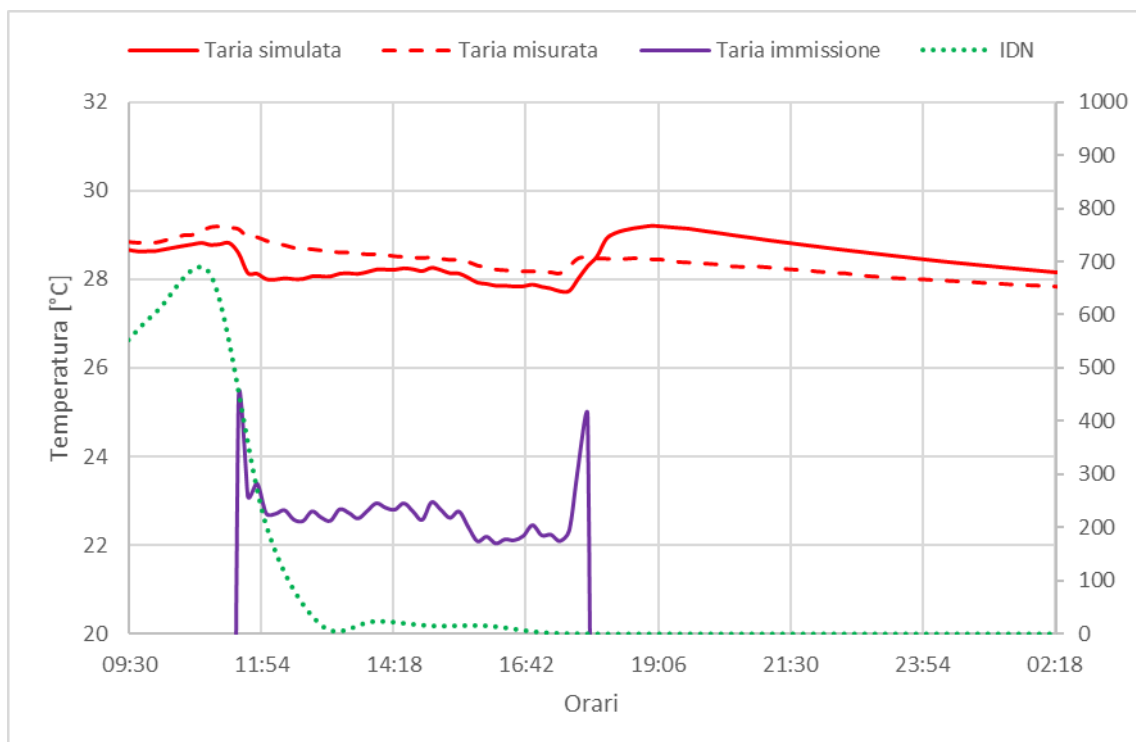


Figura 4.20 – Andamento temperature dell'aria con VMC in modalità di deumidificazione dell' 8 luglio con coefficiente di shading 0.4 e portata di immissione=200 m³/h

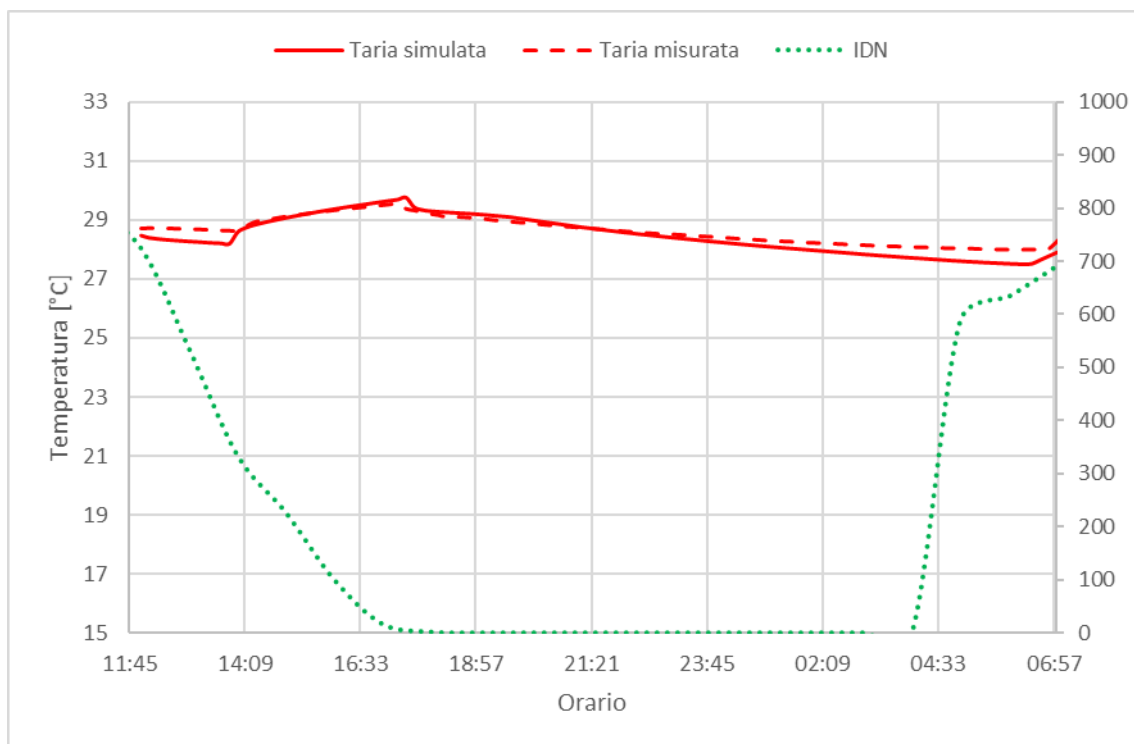


Figura 4.21 – Andamento temperature test con solo carico interno del 9 luglio, coefficiente di shading 0.4

4.2 Discussione dei risultati

Per valutare i risultati ottenuti bisogna tenere in considerazione che la radiazione solare nella camera reale entra attraverso le superfici trasparenti e incide su una o più superfici opache a seconda dell'ora e del giorno in cui vengono effettuati i test, mentre nel caso delle simulazioni, la radiazione solare entrante viene distribuita in modo uniforme su tutte le pareti della camera.

Nel complesso si osserva una buona corrispondenza tra le temperature misurate nei test effettuati nella camera e quelle rilevate ottenute dalle simulazioni.

Dai grafici degli andamenti delle temperature riguardanti le prove e le simulazioni in raffrescamento con le veneziane abbassate (Figure 4.1, 4.2, 4.3, 4.4, 4.5, 4.6), si vede che il soffitto e il pavimento hanno una corrispondenza migliore rispetto alle pareti verticali, sia per quanto riguarda le temperature delle pareti attive, sia per le temperature dell'aria. Gli andamenti delle temperature delle superfici passive sono molto simili a quelli dell'aria, sia nel caso dei test, che nel caso delle simulazioni.

Nella *Tabella 4.1* si osservano i valori numerici massimi delle differenze tra i valori delle temperature misurate e simulate in queste prove e i valori di RMSE (Root Mean Square Error).

Tabella 4.1 – Valori numerici delle differenze massime tra temperature misurate e simulate e di RMSE nelle prove in raffrescamento con le veneziane abbassate

Superficie attiva	$\Delta T_{\max, \text{sup}} [^{\circ}\text{C}]$	$\text{RMSE}_{\text{sup}} [^{\circ}\text{C}]$	$\Delta T_{\max, \text{aria}} [^{\circ}\text{C}]$	$\text{RMSE}_{\text{aria}} [^{\circ}\text{C}]$
Pavimento	0.2	0.5	1.9	1.1
Soffitto	0.8	0.6	1.3	0.7
Parete Nord	2.3	2.0	0.9	0.4
Parete Est	1.0	0.7	0.5	0.3
Parete Ovest	1.6	1.4	0.4	0.3
Parete Sud	0.9	0.6	2.0	1.4

In tutti i casi la temperatura dell'aria nella simulazione è minore o uguale rispetto a quella misurata nei test, mentre solo per le pareti verticali la temperatura ottenuta dalle simulazioni della superficie attiva è maggiore rispetto alla stessa misurata durante i test. Per le prove in raffrescamento con le veneziane alzate, valgono le stesse considerazioni appena fatte, tranne che, in questo caso, le temperature dell'aria delle simulazioni sono maggiori o uguali a quelle dei test nelle superfici verticali. Nella *Tabella 4.2*, si riportano i valori numerici delle differenze massime di temperatura misurate e simulate per queste prove e i valori di RMSE.

Tabella 4.2 – Valori numerici delle differenze massime tra temperature misurate e simulate e di RMSE nelle prove in raffrescamento con le veneziane alzate

Superficie attiva	$\Delta T_{\max, \text{sup}} [^{\circ}\text{C}]$	$\text{RMSE}_{\text{sup}} [^{\circ}\text{C}]$	$\Delta T_{\max, \text{aria}} [^{\circ}\text{C}]$	$\text{RMSE}_{\text{aria}} [^{\circ}\text{C}]$
Pavimento	1.2	0.5	2.3	1.1
Soffitto	1.6	0.6	0.7	0.2
Parete Nord	2.3	2.1	0.4	0.3
Parete Est	1.4	1.2	0.5	0.4
Parete Ovest	2.0	1.7	0.3	0.3
Parete Sud	1.9	1.6	0.6	0.4

Nei grafici delle prove in raffrescamento con carico interno (*Figure 4.13, 4.14, 4.15, 4.16, 4.17, 4.18*), si può notare che, per le pareti verticali, le temperature delle simulazioni, sia

quelle dell'aria che quelle delle superfici attive, siano nella maggior parte dei casi più elevate rispetto a quelle misurate nei test, viceversa nel caso di soffitto e pavimento. Anche in questa tipologia di prove il comportamento delle superfici passive è analogo a quello dell'aria. In tutti gli andamenti delle temperature, soprattutto in quelle dell'aria, si vede un gradino di temperatura alla fine del test e della simulazione, in particolare, la temperatura tende a diminuire, questo rappresenta lo spegnimento del carico sia nel test che nella simulazione. Nella *Tabella 4.3* si osservano i valori numerici delle differenze massime di temperatura misurate e simulate per queste prove e i valori di RMSE.

Tabella 4.3 – Valori numerici delle differenze massime tra temperature misurate e simulate e di RMSE nelle prove in raffrescamento con carico interno

Superficie attiva	$\Delta T_{\max, \text{sup}}$ [°C]	RMSE _{sup} [°C]	$\Delta T_{\max, \text{aria}}$ [°C]	RMSE _{aria} [°C]
Pavimento	0.2	0.2	2.3	2.0
Soffitto	3.9	1.3	0.9	0.7
Parete Nord	2.5	2.3	1.5	1.2
Parete Est	1.0	0.9	0.1	0.1
Parete Ovest	1.5	1.6	0.7	0.5
Parete Sud	1.4	1.2	0.7	0.5

Nei due test effettuati con ventilazione meccanica controllata, il 7 e 8 luglio 2021, c'è una buona corrispondenza tra i valori misurati e simulati. In particolare quando viene accesa la VMC, il controllo convettivo viene spento e questo è evidenziato da un picco nell'andamento della temperatura dell'aria nel grafico in *Figura 4.19* con un picco, dovuto alla radiazione solare entrante nella camera. Successivamente la temperatura dell'aria scende, grazie all'immissione di aria fredda. Le temperature delle simulazioni sono inferiori rispetto a quelle misurate durante i test, poiché nel programma è presente un solo nodo dell'aria, che rappresenta l'intero volume d'aria della stanza perfettamente miscelata, e una volta che viene immessa aria fredda, questa incide direttamente lì. Nei test, invece, come già spiegato precedentemente, l'aria viene misurata da tre sensori a tre altezze diverse della stanza. Bisogna tenere conto di questa semplificazione del programma, al fine di interpretare correttamente i risultati che esso produce. Alla fine dei test e delle simulazioni si vede un altro picco, dovuto al fatto che la ventilazione meccanica è stata spenta, perciò non c'è più immissione di aria fredda, ed è ancora presente una componente di radiazione solare che contribuisce a innalzare la temperatura dell'aria della stanza.

Anche nella prova svolta il 9 luglio 2021, con solo carico interno, c'è un'ottima corrispondenza di valori simulati e misurati, in questo caso sono ben visibili i gradini di temperatura dovuti all'accensione e allo spegnimento del carico presente all'interno della stanza.

In tutti e tre i casi le superfici passive hanno il medesimo comportamento dell'aria.

Nella *Tabella 4.4* si osservano i valori numerici delle differenze massime di temperatura misurate e simulate per queste prove e i valori di RMSE.

Tabella 4.4 – Valori numerici delle differenze massime tra temperature misurate e simulate e valori di RMSE nelle prove in raffrescamento con le veneziane alzate

Tipologia di prova	$\Delta T_{\max, \text{aria}}$ [°C]	RMSE _{aria} [°C]
VMC in modalità di integrazione	0.8	0.6
VMC in modalità di deumidificazione	0.9	0.5
Presenza solo di carico interno	0.4	0.1

Capitolo 5

Asimmetria radiante

In questo capitolo verranno esposti i test effettuati in camera climatica con la condizione di asimmetria radiante e le corrispondenti simulazioni in DigiThon. Viene imposta una condizione di asimmetria radiante nella stanza per valutare a che temperatura di mandata dell'acqua nella parete calda, data la presenza di pareti esterne poco isolate (condizione riprodotta nei test inviando acqua fredda alle pareti interessate), si comincia a percepire discomfort da asimmetria in base ai limiti riportati nella normativa di riferimento UNI EN ISO 7730 [15].

5.1 Introduzione

Secondo la norma UNI EN ISO 7730 [15], la sensazione termica di un essere umano è principalmente legata all'equilibrio termico del corpo nel suo insieme. Questo equilibrio è influenzato dall'attività fisica e dall'abbigliamento, così come dai parametri ambientali temperatura dell'aria, temperatura media radiante, velocità dell'aria e umidità dell'aria. Conoscendo questi fattori, la sensazione di comfort globale può essere prevista calcolando il voto medio previsto (PMV), un indice che stima il valore medio dei voti che un ipotetico grande gruppo di persone darebbe su una scala di sensazione termica di 7 valori basata sull'equilibrio termico del corpo umano, come si vede in *Tabella 5.1*.

Tabella 5.1 – Scala di sensazione termica a 7 valori

Voto	Sensazione
+3	molto caldo
+2	caldo
+1	leggermente caldo
0	né caldo né freddo
-1	leggermente freddo
-2	freddo
-3	molto freddo

L'indice PPD (Predicted Percentage of Dissatisfied) fornisce informazioni sulla percentuale di persone che probabilmente esprimerebbero insoddisfazione rispetto al livello di comfort dell'ambiente in cui si trovano, sentendo troppo caldo o troppo freddo nella stanza.

La suddetta norma presenta metodi per prevedere la sensazione termica generale e il grado di disagio (insoddisfazione termica) delle persone esposte ad ambienti termici moderati. Essa permette la determinazione analitica e l'interpretazione del comfort termico, fornendo informazioni e limiti che riguardano sia il comfort globale che quello localizzato. È applicabile a uomini e donne sani esposti ad ambienti interni in cui si potrebbe raggiungere il comfort termico, nella progettazione di nuovi ambienti o nella valutazione di quelli esistenti.

L'insoddisfazione termica può essere causata anche da un disagio termico localizzato, quindi può non coinvolgere tutto il corpo, ma solo una parte di questo; si parla allora di discomfort locali o localizzati.

Nella norma UNI EN ISO 7730 [15] vengono indicate le seguenti cause di discomfort locale:

- Correnti d'aria;
- Gradiente verticale della temperatura dell'aria;
- Pavimenti caldi o freddi;
- Asimmetria radiante.

Il disagio provocato dalle correnti d'aria dipende dalla velocità, dalla temperatura e dalla turbolenza dell'aria. Si ritiene che i punti del corpo più sensibili a questo tipo di discomfort siano il collo e le caviglie. Esso viene valutato per soggetti sedentari, con sensazione termica globale prossima alla neutralità.

Il modello per la determinazione della percentuale di insoddisfazione (PD) per differenze verticali di temperatura dell'aria presente nella UNI EN ISO 7730 [15] è valido per differenze di temperatura tra testa e caviglie inferiori di 8° C. All'aumentare della differenza di temperatura, aumenta in maniera non lineare anche la PD.

Se il pavimento è troppo caldo o troppo freddo, gli occupanti potrebbero sentirsi a disagio a causa di una sensazione termica inaccettabile ai piedi. Un pavimento troppo caldo, ad esempio, potrebbe causare vasodilatazione agli arti inferiori e quindi problemi di circolazione. I fattori in gioco sono la temperatura del pavimento, la conducibilità termica e la capacità termica del materiale da cui è rivestito, il tipo di calzature indossate e il tempo trascorso.

Come spiega la norma UNI EN ISO 7730 [15], a causa delle differenze individuali, è improbabile che un ambiente termico possa soddisfare tutti i soggetti presenti. Tuttavia, è possibile specificare ambienti che risultino accettabili dal punto di vista del comfort per una certa percentuale di occupanti. Vengono stabilite delle categorie di comfort in base

al PPD limite desiderato e al range del PMV corrispondente, come riportato nella *Tabella 5.2*.

Tabella 5.2 - Categorie A, B, C dell'ambiente termico

Categoria	Stato termico del corpo nel suo insieme		Discomfort locale		
	PPD %	PMV	differenza di temperatura verticale dell'aria	PD % causato da pavimento caldo o freddo	asimmetria radiante
A	< 6	-0,2 < PMV < +0,2	< 3	< 10	< 5
B	< 10	-0,5 < PMV < +0,5	< 5	< 10	< 5
C	< 15	-0,7 < PMV < +0,7	< 10	< 15	< 10

Ogni categoria prescrive una percentuale massima di persone insoddisfatte per il comfort globale (PPD) e una percentuale di persone insoddisfatte (PD) per ciascuno dei quattro tipi di disagio locale. La differenza tra PPD e PD, infatti, è che il primo indice fa riferimento al comfort globale, mentre il secondo al comfort locale.

la normativa stabilisce i range accettabili a seconda della categoria in cui ci si trova, come indicato nella *Tabella 5.3*. Per esempio, nella categoria A, la temperatura massima superficiale in caso di riscaldamento è 29 °C, mentre la minima in caso di raffrescamento è 19 °C.

Tabella 5.3 – Range di temperatura del pavimento

Categoria	Range di temperatura superficiale del pavimento [°C]
A	19-29
B	19-29
C	17-31

Il discomfort causato dall'asimmetria radiante è provocato da superfici a temperature diverse, e si possono individuare quattro possibili situazioni:

- Soffitto caldo;
- Soffitto freddo;
- Parete calda;
- Parete fredda.

La determinazione del PD viene effettuata partendo dai dati misurati di differenza di temperatura piana radiante utilizzando un modello di regressione logistica; tuttavia questa relazione fra PD e differenza di temperatura piana radiante è calcolabile solo al di sotto di alcuni valori di quest'ultima (23 °C per il soffitto caldo, 15 °C per la parete fredda e il soffitto freddo, 35 °C per la parete calda).

Anche in questo caso, come si può osservare dalla *Tabella 5.4*, si considerano limiti di asimmetria diversi a seconda della categoria di appartenenza e della superficie raffreddata o riscaldata.

Tabella 5.4 – Asimmetria della temperatura radiante

Categoria	Asimmetria della temperatura radiante °C			
	Soffitto caldo	Parete fredda	Soffitto freddo	Parete calda
A	< 5	< 10	< 14	< 23
B	< 5	< 10	< 14	< 23
C	< 7	< 13	< 18	< 35

Halawa et al. in [19] spiegano che nelle equazioni dell'equilibrio termico di Fanger, il fattore di radiazione termica appare come la temperatura media radiante, tuttavia il suo impatto sul comfort viene spesso ignorato.

Uno dei termini che si trovano in letteratura è l'irradianza, definita come un flusso di energia per unità di superficie proveniente da tutte le direzioni. Una persona, che sta in una stanza, è esposta allo scambio termico radiante proveniente dalle superfici della stanza. La temperatura media radiante viene definita come la temperatura di un ambiente fittizio, caratterizzato da pareti che hanno tutte la stessa temperatura, nel quale un soggetto scambierebbe per irraggiamento lo stesso flusso termico che scambia nell'ambiente reale (non uniforme), in cui ciascuna parete ha la propria temperatura. È un parametro che varia fortemente con la posizione del soggetto all'interno della stanza e può essere calcolata a partire dalle temperature, dalle aree e dai fattori di vista delle superfici che delimitano la stanza attraverso la seguente relazione:

$$\overline{T_{mr}} = \sum_i T_i F_{p-i} \quad (5.1)$$

Dove T_{mr} è la temperatura media radiante in K, T_i è la temperatura della superficie i in K e F_{p-i} è il fattore angolare tra il soggetto p e la superficie i . Per tenere conto dell'orientazione, si definisce il fattore di vista o fattore angolare: il fattore di vista tra il soggetto p e la superficie i , F_{p-i} , è la frazione della radiazione emessa da p che incide

direttamente sulla superficie i . Questa grandezza dipende puramente dalle proprietà geometriche del corpo e delle superfici, non dipende né dalle proprietà radiative, né dalla temperatura delle superfici e del corpo. A causa della naturale disuniformità radiante degli ambienti, un soggetto all'interno di una camera è spesso esposto a un campo asimmetrico di radiazioni. Quando c'è una differenza di temperatura piana radiante tra i lati opposti di un piccolo elemento piano o tra le pareti opposte di una stanza in cui è presente un soggetto, questa è chiamata differenza di temperatura piana radiante, ΔT_{pr} . La temperatura piana radiante è la temperatura uniforme di un ambiente chiuso, nel quale il flusso radiante incidente su un lato di un piccolo elemento piano è lo stesso di quello in un ambiente reale. La temperatura piana radiante descrive la radiazione termica in una direzione, e quindi il suo valore dipende dall'orientazione di quel piano. A confronto, la temperatura media radiante descrive la radiazione termica sul corpo umano da tutte le direzioni. Per esempio, in una stanza per calcolare l'asimmetria radiante tra due pareti opposte, si divide la stanza in due semispazi. La divisione è normale rispetto all'asse che collega le due pareti coinvolte, quindi un semispazio riceverà il contributo di una parete ma non dell'altra, viceversa per l'altro semispazio. In entrambi, invece ci sarà il contributo di tutte le altre pareti. La somma delle temperature delle superfici di un semispazio moltiplicate per il fattore di vista corrispondente, dà la temperatura media radiante del semispazio. Si può quindi calcolare il grado di asimmetria radiante dato dalla differenza di temperatura piana radiante, cioè dalla sottrazione tra le temperature medie radianti dei due semispazi coinvolti:

$$\Delta T_{pr} = T_{mr,S1} - T_{mr,S2} \quad (5.2)$$

Poiché l'asimmetria radiante è definita rispetto a un elemento piano, il suo valore dipende dalle posizioni e dalle orientazioni di tutte le superfici in relazione al corpo umano.

5.2 Studi sull'asimmetria radiante

Inizialmente, negli studi condotti sull'asimmetria termica radiante, tutti i soggetti erano seduti e in uno stato di neutralità termica, esposti solamente al discomfort risultante da un'eccessiva asimmetria. I soggetti esprimevano il loro comfort termico. Da questi esperimenti è stata stabilita la relazione tra la temperatura di asimmetria radiante e il numero di soggetti insoddisfatti (PD). Sia gli uomini che le donne tendevano ad essere più sensibili a un discomfort provocato dal soffitto riscaldato. Nonostante l'impatto

importante dell'asimmetria radiante sul comfort termico delle persone, il numero di studi condotti sui fondamenti dell'asimmetria radiante e sulla temperatura media radiante è sorprendentemente basso.

Uno dei primi approfondimenti è di Koorsgaard [1] e risale al 1948, qui viene definita la temperatura media radiante direzionale (DMRT) di una stanza rispetto a un elemento di superficie non come una singola costante fisica per una data stanza in determinate condizioni termiche, ma come una quantità fisica che varia con la posizione e la direzione in una stanza. La DMRT di una stanza relativa a un elemento di superficie è la temperatura superficiale interna uniforme immaginaria della stanza, per la quale il trasferimento netto radiante dall'elemento di superficie alle superfici che lo circondano è uguale al trasferimento netto radiante sperimentato da un elemento di superficie in una stanza reale con calore distribuito in modo non uniforme sulle superfici. Quando si fanno differenti test comparativi su differenti sistemi di riscaldamento, specialmente quando questi includono alcuni tipi di riscaldamento dove le condizioni termiche nella stanza sono regolate principalmente dalla variazione della temperatura di parti più o meno piccole delle superfici della stanza, è importante prestare attenzione alla DMRT come un fattore di progetto. Nelle analisi per il comfort, è importante considerare la DMRT come una variabile, per ogni singolo punto del corpo di una persona le condizioni di trasferimento di calore rappresentano l'influenza combinata dello scambio per radiazione con quelle superfici esposte a quella parte del corpo, per convezione ed evaporazione.

Un primo approccio sperimentale è stato proposto da Chrenko [2], il quale descrive una serie di esperimenti fatti su 5 soggetti e altri fatti su un gruppo di 150 soggetti, per studiare il comfort all'interno di una stanza con soffitto riscaldato. Viene anche definita una temperatura superficiale massima dei pannelli, i quali hanno diverse dimensioni e sono inseriti nel soffitto a differenti altezze. Si è visto che il rischio di discomfort è maggiormente causato dall'aumento della temperatura media radiante all'altezza della testa dei soggetti, proprio a causa del soffitto riscaldato. Gli esperimenti sono stati svolti all'Heating Laboratory of Building Research Station a Garston. La temperatura delle pareti poteva essere controllata separatamente da quella del soffitto. Anche la temperatura dell'aria e la ventilazione venivano controllate, mentre l'umidità no. I primi 5 soggetti sono stati esposti ad un ambiente riscaldato da un pannello sperimentale caldo mobile a diverse temperature e altezze. Il gruppo composto da 150 soggetti, invece, è stato esposto a radiazioni da soffitto caldo a diverse temperature ma a un'unica altezza. La temperatura media radiante è stata misurata in due modi: con una termopila e con calcoli basati sulle

temperature delle superfici della stanza e i fattori di vista rispetto a un punto che rappresenta la testa degli individui. I test erano della durata di 30 minuti e i soggetti dovevano rispondere a un questionario sul comfort globale e locale. La percentuale di discomfort maggiore era dovuta all'aumento della temperatura media radiante all'altezza della testa, a causa dello scambio termico radiante con il soffitto, soprattutto se i piedi erano freddi a causa del soffitto riscaldato. Si è visto anche che l'esposizione a una parete fredda, senza la presenza di pannelli caldi, non causa discomfort. Un'altra delle conclusioni raggiunte da questi test è che la differenza di temperatura media radiante da soffitto caldo non deve eccedere i 2.2 °C se il periodo di esposizione è maggiore o uguale a 30 minuti. Questo si traduce come una sensazione di discomfort globale per il 20% delle persone e discomfort locale (in testa) per il 10% delle persone. Dopo circa dieci anni, Hardy [3] studia gli effetti fisiologici del riscaldamento radiante ad alta intensità. Per comprendere gli effetti dello scambio termico per irraggiamento sulla temperatura cutanea e sul flusso sanguigno, come pure nell'evocare sensazioni termiche, è necessario avere una conoscenza delle proprietà ottiche e termiche della pelle. In una prima approssimazione, il corpo umano può essere considerato per molti scopi come se avesse le proprietà dell'acqua. Questo è necessario per studiare la pelle e la sua interazione con le radiazioni visibili e infrarosse. I cambiamenti della temperatura della pelle dipendono oltre che da componenti ottiche, anche dalla conducibilità termica, dal calore specifico e dalla densità della pelle. Se vengono effettuate misurazioni accurate della temperatura della pelle mentre il soggetto è seduto tranquillamente in una stanza oscurata ad una temperatura confortevole e neutra, si vedrà che la temperatura della pelle non è costante ma ha delle fluttuazioni di circa 0.2 °C dovute ai piccoli cambiamenti del flusso sanguigno. Se al soggetto viene poi chiesto di esprimere le sensazioni termiche, si vedrà che queste sono correlate ai cambiamenti della temperatura della pelle. I fattori più importanti nella stimolazione della sensazione da infrarossi sono: la dimensione dell'area cutanea esposta, l'intensità di radiazione, il colore della pelle, il livello di temperatura cutanea e il tempo di esposizione.

L'obiettivo di Gagge [4] è di introdurre un nuovo termine comune alla temperatura operativa e alla temperatura media radiante, il campo radiante efficace, che va a definire in modo più dettagliato il comfort termico delle persone. Verrà trattata anche la temperatura operativa. La temperatura media radiante viene definita come la temperatura superficiale di un corpo nero contenente un soggetto, con il quale scambia calore per radiazione come se fosse in un ambiente reale con riscaldamento radiante. La temperatura

operativa, invece, viene definita come la temperatura di un contenitore contenente un soggetto, in cui si avrebbe lo stesso scambio termico per radiazione e convezione di un ambiente reale dotato di riscaldamento radiante. Il campo radiante efficace descrive in termini fisici indipendenti lo stimolo radiante che agisce sul soggetto esposto al calore radiante. È indipendente dalla temperatura della pelle e da qualsiasi variabile fisiologica. Ogni volta che la temperatura media radiante di un ambiente è maggiore di quella dell'aria, il calore metabolico del soggetto è integrato da un valore energetico: il campo radiante efficace. In sintesi, questo rappresenta il calore scambiato per radiazione tra le superfici e un oggetto che simula un corpo umano con un ipotetico corpo nero avente una temperatura superficiale radiante uguale alla temperatura dell'aria dell'ambiente. Un campo è positivo quando la superficie radiante è sopra l'aria dell'ambiente e il risultato è una temperatura operativa maggiore rispetto alla temperatura dell'aria. Dopo alcuni esperimenti svolti con soggetti, prima vestiti e poi nudi, è stato dedotto che cambiando la temperatura dell'aria, i soggetti tendono a scegliere valori di campo radiante efficace che permettono alla temperatura operativa di rimanere costante. I soggetti tendono a scegliere livelli di comfort, in termini di temperatura operativa, che sono diversi e soggettivi. La differenza tra i soggetti è minore quando indossano vestiti rispetto a quando sono senza. Il campo radiante efficace include il calore radiante proveniente da una sorgente ad alta temperatura, la re-irradiazione da pavimento o soffitto caldo e la radiazione fredda dalle superfici trasparenti. Può essere misurata da un radiometro o dagli strumenti usati per misurare la temperatura media radiante. Per una temperatura dell'aria costante, il comfort e le risposte fisiologiche sono direttamente proporzionali al campo radiante efficace e alla differenza tra la temperatura media radiante e la temperatura dell'aria dell'ambiente.

McIntyre [7] tratta il significato di campo termico radiante e radiazione termica. Tutti i corpi con temperatura maggiore dello zero assoluto emettono radiazioni termiche, che sono parte delle radiazioni elettromagnetiche continue, le quali si estendono dai raggi gamma e raggi x, fino alle onde radio. La radiazione elettromagnetica può essere generata da vari fenomeni, la radiazione termica è il risultato del movimento di molecole della sostanza emittente. La radiazione che lascia una superficie non è necessariamente uniforme in tutte le direzioni. La quantità che va verso una certa direzione è chiamata radianza, cioè il flusso di radiazione emesso per unità di angolo solido in una data direzione, da un'area unitaria di una sorgente. La temperatura radiante viene definita come la temperatura di un corpo nero in cui ci sarebbe lo stesso scambio termico per irraggiamento, con lo stesso flusso termico di un corpo reale. Un mezzo trasparente, non

disperdente è stato assunto per il corpo nero equivalente. Dato l'irraggiamento su un elemento piano, la temperatura piana radiante è la temperatura di un emisfero nero uniforme, centrato sull'elemento con il suo piano basale nel piano dell'elemento, che darebbe la stessa irradianza sull'elemento. La temperatura radiante di una sorgente in una data direzione corrisponde alla radianza, ed è la temperatura di una superficie nera che emetterebbe la stessa quantità di radiazione per unità di angolo solido in una data direzione come se fosse la sorgente reale. La temperatura radiante descrive l'energia della radiazione e non da informazioni sulla distribuzione della lunghezza d'onda tranne nel caso di una fonte che è un corpo nero. Un altro parametro definito è il fattore di forma, cioè la frazione di radiazione che lascia una superficie per raggiungerne un'altra. Questo articolo descrive i principali parametri del campo di radiazione e descrive come possono essere misurati. L'uso del vettore di radiazione o del suo equivalente, il vettore di temperatura radiante, è raccomandato come una misura dell'asimmetria dell'ambiente.

Lo stesso anno, Ian Griffiths e Donald McIntyre [8] testano due esperimenti su 40 soggetti in una stanza, la temperatura del soffitto viene fatta variare, mentre la temperatura dell'aria, la temperatura media radiante, la velocità dell'aria e l'umidità vengono mantenute costanti. Le variabili sperimentali sono: 2 livelli di altezza della seduta, la calvizie dei soggetti, la temperatura ambientale. I soggetti valutano le condizioni ambientali e il conseguente comfort o discomfort, rispondendo ad alcune domande. I risultati mostrano come i due livelli di altezza delle sedute e la calvizie dei soggetti non influenzino la valutazione del comfort, mentre il grado di asimmetria (la variazione della temperatura del soffitto con una temperatura media radiante costante) è l'unica variabile con effetti rilevanti. La cosa sorprendente è che se la temperatura del soffitto aumenta, risulta esserci meno discomfort dovuto al calore. Probabilmente la combinazione di un'elevata temperatura del soffitto e temperature delle pareti basse, causa meno discomfort rispetto a un ambiente uniforme che produce lo stesso scambio termico radiante con un soggetto seduto. I risultati suggeriscono anche una sensibilità più grande allo scambio termico con le pareti piuttosto che con il soffitto e, secondo gli autori, i limiti superiori europei imposti sulla temperatura del soffitto sono troppo stringenti.

Qualche anno dopo McIntyre tratta la radiazione termica proveniente dal soffitto in due articoli. Nel primo articolo [9] spiega che il riscaldamento radiante da soffitto produce un ambiente asimmetrico, che talvolta può causare disagio agli occupanti. In questo articolo vengono raccontate le modalità di alcuni esperimenti e lo sviluppo di una teoria del campo di radiazione termica. L'asimmetria è misurata dal vettore di temperatura radiante,

correlato alla differenza di temperatura piana radiante, cioè una differenza di temperatura in Kelvin, che può essere pensato come la differenza tra la temperatura superficiale di una metà della stanza e la temperatura superficiale dell'altra metà. Si è concluso che un vettore di temperatura radiante maggiore di 10 K in uno spazio occupato produce condizioni non uniformi. Questo valore è stato assunto come criterio di accettabilità. Il vettore di temperatura radiante è correlato sia alla dimensione che alla temperatura del pannello del soffitto riscaldato, e quindi alla resa termica del pannello. Gli esperimenti sono stati condotti nella ECRC Thermal Environmental Chamber. Alcuni soggetti sono stati testati nella camera. Ogni soggetto quantificava le reazioni all'ambiente dopo circa 45 minuti, tramite un voto da 1 a 7, dove 1 significava che il soggetto era in una condizione piacevole e 7 era spiacevole. In totale sono stati condotti 5 esperimenti. Nel primo i soggetti erano esposti al riscaldamento del soffitto, con temperatura dell'aria e media radiante tenute costanti a un livello di comfort. Il secondo era come il primo ma con una temperatura dell'ambiente più elevata. Non c'è stato aumento di disagio fino a un vettore di temperatura radiante di 20 K, il quale è stato suggerito come limite accettabile di asimmetria radiante. Ad alte temperature del soffitto sono state ridotte le temperature delle pareti. Tuttavia, i soggetti si sentivano più freschi nella condizione con soffitto caldo piuttosto che in ambiente uniforme. Il terzo esperimento è stato fatto per studiare l'effetto di una parete fredda, inclusa la situazione con soffitto freddo e pareti calde. La condizione di parete calda (43 °C) non è stata percepita diversa da quella uniforme (26.5 °C), mentre con il soffitto caldo (43°C) e la parete fredda (19 °C) la sensazione era di percepire freddo. Il quarto esperimento ha studiato l'effetto delle dimensioni del pannello. Lo scopo dell'ultimo esperimento era quello di trovare una linea comune con gli esperimenti svolti negli anni precedenti. In conclusione, un vettore di temperatura radiante di 20 K non aumenta il disagio, tuttavia questo livello di radiazioni è notevole, e potrebbe provocare disagio. Per ambienti interni, perciò, è opportuno usare come limite massimo 10 K. Anche la direzione della radiazione è importante, in particolare la radiazione fredda sulla schiena e quella calda sul viso non sono gradite. Nel secondo articolo [10] spiega un esperimento, che ha avuto luogo nel marzo 1974 e ha coinvolto 148 soggetti, di cui 12 donne. È stato condotto nella camera ambientale ECRC, una sala prove che consente il controllo sia della temperatura superficiale che della temperatura dell'aria. Un soggetto alla volta ha preso parte al test, si è seduto su una sedia al centro della camera, di fronte alla finestra. Nel primo test le temperature dell'aria e delle superfici sono state mantenute costanti a 23 °C. negli altri tre test sono state usate temperature del soffitto di 30 °C, 38 °C e 45 °C.

Il calore extra dal soffitto è stato compensato abbassando sia la temperatura della parete che la temperatura dell'aria. Ai soggetti è stato consegnato un questionario di valutazione del comfort, le domande sono state poste in modo da non influenzare le persone. Il presente esperimento non solo mostra che i soffitti caldi non hanno prodotto alcun generale disagio, ma anche che si preferiva la temperatura massima del soffitto rispetto alla condizione controllata.

Negli stessi anni, viene spiegata l'equazione di Fanger [5] sul comfort termico e vengono determinati alcuni dati di radiazione del corpo umano, tra cui il fattore dell'area di radiazione, cioè la frazione del corpo che partecipa allo scambio termico radiante, il fattore dell'area proiettata e il fattore di forma tra corpo umano e rettangoli verticali o orizzontali rappresentati adimensionalmente. Successivamente l'articolo viene ripreso [11], con lo scopo di determinare i limiti della radiazione ambientale a cui l'uomo, in neutralità termica, può essere sottoposto senza provare disagio. Per mantenere la neutralità termica dei soggetti si abbassa la temperatura delle pareti e dell'aria se questi sono esposti alla radiazione sul soffitto. Le conclusioni raggiunte sono che con l'aumento della temperatura del soffitto c'è più disagio locale (testa calda o piedi freddi) dovuto alla disuniformità termica, inoltre se la temperatura dell'aria è costante e la temperatura del soffitto aumenta, il disagio cresce. Se la temperatura dell'aria è costante e la temperatura del soffitto aumenta, il disagio cresce e la percentuale accettabile di persone a disagio è 5%, che corrisponde in questo caso a un limite di asimmetria radiante di 4 °C. La determinazione del range di asimmetria radiante entro cui una persona può essere sottoposta senza provare discomfort in un ambiente termicamente neutro è trattata da Fanger [6] in un altro articolo, in cui si vede che la parete fredda causa più discomfort rispetto alla parete calda, allo stesso modo il soffitto caldo causa più discomfort rispetto al soffitto freddo. Il limite di asimmetria di 4 °C viene confermato. Un altro approfondimento viene fatto da Hodder et al. [14], si cerca di determinare le condizioni di design per il comfort termico in una stanza con soffitto raffreddato combinato con dispositivi di ventilazione. La sensazione di freschezza rilevata dai soggetti, al calare della temperatura del soffitto, sembra sia correlata al crescere dell'asimmetria radiante verticale e dei movimenti di aria fredda che ci possono essere a basse temperature del soffitto, la rispettiva influenza di questi due effetti rimane da determinare. Un altro studio fatto sull'asimmetria radiante è di Barna et al. [17], che presentano un esperimento fatto in una camera climatica con un manichino termico, il quale simula la presenza di una persona, e successivamente con soggetti umani. Nella stanza una parete verticale viene

raffreddata e contemporaneamente il pavimento viene riscaldato. Lo scopo dello studio è analizzare gli effetti di due parametri di discomfort locale: l'asimmetria radiante verticale e il pavimento caldo. I risultati mostrano che la temperatura omogenea equivalente delle mani e del volto del manichino scende di circa 2°C , ciò è dovuto alla parete fredda, nonostante il pavimento sia riscaldato. Nella condizione con parete fredda (16°C) e pavimento caldo (28°C) la temperatura delle parti centrali del corpo cresce significativamente durante la sessione, mentre alle estremità, come naso, mani e piedi, diminuisce in modo esplicito (la temperatura delle dita arriva a diminuire di 7.5°C). Infine, la temperatura corporea dei soggetti femminili si abbassa più di quella dei soggetti maschili. Nello studio condotto da Halawa [19] si analizza l'importanza del campo termico radiante, come parametro di comfort, nella progettazione degli edifici. A questo proposito ci sono infatti molti pensieri contrastanti e di conseguenza standard poco adeguati, a tutto ciò si aggiungono anche interpretazioni errate della temperatura media radiante e della temperatura operativa a causa di formule inadeguate o strumenti poco affidabili. Nelle situazioni reali, questi due parametri sono correlati per la misura del comfort e molto spesso nella stessa stanza ci sono livelli di comfort diversi. È stata fatta una revisione da Karmann et al. in [21] di alcuni lavori riguardanti la comparazione tra l'uso di sistemi radianti e i sistemi a tutta aria, sia per i consumi di energia primaria, sia per il comfort termico, il tutto dopo aver raccolto informazioni riguardanti le performance degli edifici, misure fisiche fatte in laboratorio o camera climatica e testando soggetti umani. La conclusione finale è che vi sono prove inequivocabili che i sistemi radianti possano fornire uguale o maggiore comfort rispetto ai sistemi a tutta aria. Per studiare le risposte di comfort termico in un'ampia gamma di condizioni e per identificare un intervallo di asimmetria radiante adatto ad applicazioni reali sono stati eseguiti dei test in una camera climatica all'università di Tongji, questi vengono descritti da Zhou et al. in [23]. Uno dei risultati principali è che il raffreddamento a pavimento provoca più disagi rispetto al riscaldamento a pavimento, infatti il primo ha un tasso di insoddisfazione più elevato rispetto agli altri sistemi radianti a parità di asimmetria radiante. Un altro esperimento è stato condotto da Su et al. in [24] per studiare le risposte fisiologiche e psicologiche dei soggetti testati in una camera sottoposta a radiazioni fredde e sono state dedotte le alcune conclusioni. Quando i soggetti sono lontani dallo stato di neutralità, l'accettabilità termica totale è dominata dalla percezione termica della parte più a disagio, mentre quando i soggetti sono in un ambiente confortabile e non uniforme, l'accettabilità termica è affetta dalla percezione termica di molte parti del corpo. La temperatura piana

radiante è consigliata come indice di valutazione ambientale per una camera con sistema radiante a pavimento, tuttavia non è appropriato per un sistema con radiatore.

5.3 Misurazioni in camera climatica

Nella camera climatica sono state effettuate le misure per 12 casi studio, i quali sono riportati nella *Tabella 5.5*. I test sono stati svolti nel periodo tra il 7 e il 17 febbraio 2022.

Tabella 5.5 – Test svolti nella camera climatica per la valutazione dell’asimmetria radiante

N° Test	Caso studio	Giorno	Configurazione analizzata
Test 1 (Parete calda e parete opposta confinante con l’esterno)	1.1	07/02/2022	Parete Ovest calda + parete Est fredda
	1.2	07/02/2022	Parete Ovest calda + parete Est fredda + pavimento freddo
	1.3	08/02/2022	Parete Ovest calda + parete Est fredda + soffitto freddo
Test 2 (Parete calda e parete adiacente confinante con l’esterno)	2.1	14/02/2022	Parete Sud calda + parete Est fredda
	2.2	14/02/2022	Parete Sud calda + parete Est fredda + pavimento freddo
	2.3	15/02/2022	Parete Sud calda + parete Est fredda + soffitto freddo
Test 3 (Soffitto caldo e pavimento controterra)	3.1	09/02/2022	Soffitto caldo + pavimento freddo
	3.2	10/02/2022	Soffitto caldo + pavimento freddo + parete Est fredda
	3.3	10/02/2022	Soffitto caldo + pavimento freddo + 2 pareti (Est e Nord) fredde
Test 4 (Parete calda e parete opposta e parete adiacente confinanti con l’esterno)	4.1	17/02/2022	Parete Sud calda + 2 pareti (Est e Nord) fredde
	4.2	16/02/2022	Parete Sud calda + 2 pareti (Est e Nord) fredde + pavimento freddo
	4.3	15/02/2022	Parete Sud calda + 2 pareti (Est e Nord) fredde + soffitto freddo

5.3.1 Test con una parete calda e parete opposta confinante con l’esterno

Nei tre casi del primo test, viene analizzata l'asimmetria radiante generata dalla differenza di temperatura tra due pareti opposte. In questo test, la parete Est è raffreddata e la parete Ovest è riscaldata. Nei casi studio 1.2 e 1.3 si aggiungono separatamente le condizioni di pavimento e soffitto raffreddati.

Il caso di due pareti opposte, una calda e una fredda, simula la condizione di un edificio realmente esistente, poco prestante dal punto di vista termico, in cui la parete fredda rappresenta una parete esterna, che risente della temperatura e delle condizioni climatiche esterne, mentre quella calda è una parete riscaldata con sistema radiante. Allo stesso modo il pavimento e il soffitto raffreddati, rappresentano un caso reale con queste due superfici poco isolate e confinanti con l'esterno. Nella *Tabella 5.6* sono indicati le date e gli orari di accensione dell'acquisizione e dei pannelli delle pareti in questione. Per prima cosa viene fatta partire l'acquisizione e, successivamente, vengono accese le pareti fredde con una temperatura di mandata dell'acqua pari a 17 °C. La temperatura di mandata della parete riscaldata è inizialmente imposta pari a 30 °C, successivamente, al raggiungimento di una situazione di equilibrio o di condizioni pressappoco stazionarie, viene aumentata prima fino a 35 °C e in seguito fino a 40 °C. Il progressivo aumento della temperatura di mandata della parete riscaldata è pensato per intensificare l'asimmetria radiante nella camera e valutare il limite di temperatura di mandata nel rispetto dei vincoli normativi su questa tipologia di discomfort localizzato. Le altre pareti della camera sono passive.

Tabella 5.6 – Date e orari del Test 1 (pareti opposte)

N° Test	Caso studio	Data	Ora
Test 1	1.1	07/02/2022	10:00 accensione acquisizione
			10:30 accensione parete fredda ($T_{mandata}=17\text{ °C}$)
	1.2	08/02/2022	11:26 accensione parete calda ($T_{mandata}=30\text{ °C}$)
			14:08 aumento della temperatura di mandata della parete calda a 35 °C
			16:00 aumento della temperatura di mandata della parete calda a 40 °C
	1.3	08/02/2022	19:11 spegnimento impianto e acquisizione
19:24 accensione acquisizione e pareti fredde ($T_{mandata}=17\text{ °C}$)			
1.2	08/02/2022	08:49 accensione parete calda ($T_{mandata}=30\text{ °C}$)	
		11:34 aumento della temperatura di mandata della parete calda a 35 °C	
		13:57 aumento della temperatura di mandata della parete calda a 40 °C	
		15:54 spegnimento impianto e acquisizione	
		16:34 accensione acquisizione e pareti fredde ($T_{mandata}=17\text{ °C}$)	
1.3	08/02/2022	16:40 accensione parete calda ($T_{mandata}=30\text{ °C}$)	
		17:50 aumento della temperatura di mandata della parete calda a 35 °C	
		19:09 aumento della temperatura di mandata della parete calda a 40 °C	
		20:00 spegnimento impianto e acquisizione	

5.3.2 Test con una parete calda e parete adiacente confinante con l'esterno

In tutti i casi di questo test la parete Sud viene riscaldata e la parete Est raffreddata, quindi si cerca di simulare una condizione reale in cui la parete Est è esposta all'ambiente esterno e la parete Sud è dotata di riscaldamento radiante. Si vuole analizzare il caso di asimmetria radiante in cui la parete riscaldata è adiacente a quella confinante con l'esterno. Gli orari relativi a questo e ai prossimi test non verranno riportati, in quanto la procedura è la stessa. Come nel test precedente la temperatura di mandata per la parete raffreddata è 17 °C, mentre quella per la parete riscaldata sono previsti tre step successivi con mandata dell'acqua a 30, 35 e 40 °C. In aggiunta, per valutare anche la componente verticale dell'asimmetria radiante, si inserisce prima la condizione che il pavimento sia raffreddato

(caso studio 2.2) e poi il soffitto (caso studio 2.3), sempre con temperatura di mandata pari a 17 °C. Le pareti non coinvolte sono passive, quindi, con sistema radiante spento.

5.3.3 Test con soffitto caldo e pavimento controterra

Questo test è pensato principalmente per valutare la condizione di asimmetria radiante verticale: il soffitto è riscaldato, mentre il pavimento viene raffreddato, con le stesse temperature di mandata e le stesse modalità dei test precedenti. Vengono aggiunte poi altre condizioni, ovvero parete Est raffreddata (caso 3.2) e poi parete Est e Nord, che sono pareti adiacenti, raffreddate contemporaneamente (caso 3.3). Anche in questo test le pareti raffreddate simulano pareti esterne poco isolate, mentre il soffitto caldo rappresenta un soffitto provvisto di sistema di riscaldamento radiante. Le pareti non coinvolte sono passive.

5.3.4 Test con una parete calda e parete opposta e parete adiacente confinanti con l'esterno

In tutti i casi di questo test sono coinvolte la parete Sud come parete riscaldata e le pareti Est e Nord come pareti raffreddate, perciò sono coinvolte due pareti opposte e una delle due pareti adiacenti a entrambe. Successivamente, nel caso 4.2 viene raffreddato anche il pavimento e nel caso 4.3 il soffitto. Le pareti raffreddate simulano una condizione reale in cui quelle stesse pareti confinano con l'ambiente esterno e la parete Sud, invece, come nel secondo test, simula una parete reale dotata di sistema con riscaldamento radiante. Le pareti non coinvolte sono pareti passive, mentre le temperature di mandata delle pareti attive si rifanno ai casi precedenti.

5.4 Valutazione dell'asimmetria radiante

Dopo aver imposto le temperature di mandata delle pareti interessate, i dati di misura vengono registrati dal sistema di acquisizione. Successivamente, con i dati misurati delle temperature superficiali, si procede con il calcolo dell'asimmetria radiante.

5.4.1 Misurazione delle temperature superficiali

I sensori presenti nella stanza rilevano, con un time step di 2 secondi, le temperature superficiali puntuali, che vengono poi registrate dal data logger. La media delle temperature superficiali e la temperatura operativa della stanza vengono calcolate successivamente in fase di elaborazione e i dati vengono elaborati in un foglio Excel. La

temperatura operativa viene definita dalla normativa UNI EN ISO 7730 [15] come la temperatura uniforme di un ambiente immaginario chiuso nero in cui un occupante scambierebbe la stessa quantità di calore per irraggiamento e convezione che scambierebbe in un ambiente reale non uniforme. In un ambiente moderato, come lo è CORE-CARE, essa può essere considerata pari alla media aritmetica tra la temperatura dell'aria e la temperatura media radiante. Per un dato spazio esiste una temperatura operativa ottimale corrispondente a $PMV=0$, a seconda dell'attività e dell'abbigliamento degli occupanti. Dalle indicazioni della UNI EN ISO 7730 [15] si ricava che, per soggetti in stato sedentario e/o in attività leggera, nel periodo invernale è accettabile una temperatura operativa tra i 20 e i 24 °C per mantenere un comfort termico globale.

Il grafico in *Figura 5.1* rappresenta le temperature superficiali medie della stanza rilevate durante il test svolto il 7 febbraio 2022, in funzione del tempo, con parete Ovest riscaldata e parete Est raffreddata (Test 1.1).

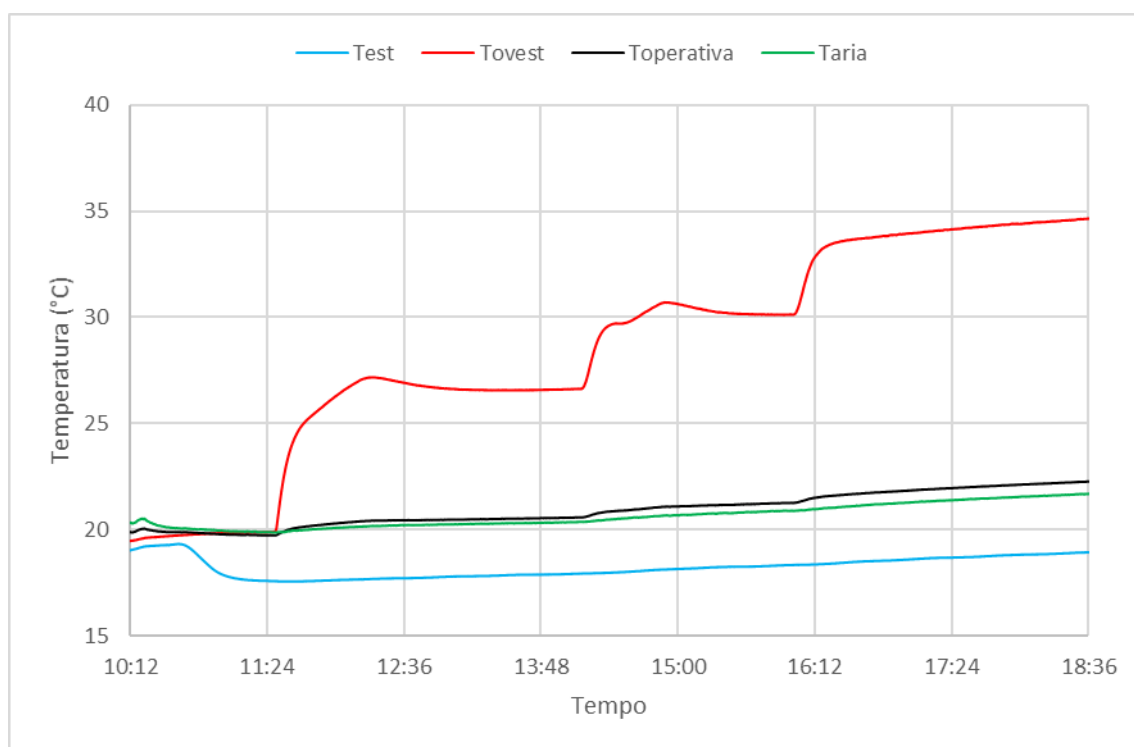


Figura 5.1 – Andamenti delle temperature superficiali e della temperatura operativa nel tempo nel caso 1.1

Prima dell'accensione delle pareti, le temperature sono tutte tra i 19 °C e i 20 °C. Con una temperatura di mandata di 17 °C, la temperatura della superficie Est si abbassa di quasi 2 °C. La parete Ovest, invece, raggiunge rispettivamente 26.5, 30 e 34 °C con una

mandata di 30, 35 e 40 °C. Le pareti passive subiscono un aumento complessivo di circa 2° C dovuto al riscaldamento della superficie Ovest.

Nei test effettuati, la temperatura operativa non viene controllata in modo da tenerla costante, ma come si evince dal grafico, essa assume valori accettabili dalla norma UNI EN ISO 7730 [15].

Per semplicità verrà riportato un solo grafico di questo tipo, in quanto, per tutti i casi trattati si ottengono andamenti simili.

5.4.2 Calcolo dell'asimmetria radiante

A partire dai profili di temperatura di ciascuna superficie, sono stati individuati i tre periodi in cui la temperatura della parete riscaldata è a regime. Lo step temporale utilizzato è 2 secondi ed è stato assunto che, quando la differenza di temperatura tra step successivi è minore di 0.1 °C, il sistema sia a regime. A questo punto, si può ricavare il valore della temperatura media nel singolo periodo per ciascuna superficie.

L'asimmetria radiante viene calcolata attraverso un foglio di calcolo implementato in Excel, in cui, mediante i fattori di vista ottenuti dal codice di calcolo TRISFE [12], si calcola la differenza di temperatura piana radiante secondo l'Equazione 5.2.

La trasmissione di calore per irraggiamento tra due superfici dipende dalle proprietà radiative e dalle temperature delle due superfici ma anche dall'orientazione relativa delle stesse. Per tenere conto dell'orientazione si usa il parametro fattore di vista o fattore di forma. Il fattore di vista tra una superficie 1 e una superficie 2, $F_{1 \rightarrow 2}$, è la frazione della radiazione emessa dalla superficie 1 che incide direttamente sulla superficie 2. Questa grandezza dipende puramente dalle proprietà geometriche delle due superfici e non dipende né dalle proprietà radiative né dalla temperatura delle stesse. I fattori di vista vengono calcolati sia per l'intero volume della stanza, sia per i vari semispazi, in quanto viene valutata l'asimmetria radiante lungo l'asse verticale, lungo l'asse Nord-Sud ed Est-Ovest. Per esempio, per calcolare l'asimmetria radiante tra la parete Est e la Ovest, la stanza viene divisa in due semispazi uguali. La divisione è normale rispetto all'asse che collega le due pareti coinvolte, quindi un semispazio riceverà il contributo della parete Est ma non della Ovest, viceversa per l'altro semispazio. In entrambi, invece ci sarà il contributo di tutte le altre pareti. Lo stesso approccio viene applicato per il calcolo dell'asimmetria tra parete Nord e Sud, al fine di determinare quanto la distribuzione relativa tra pareti calde e fredde oggetto del test influisca su ogni semispazio. Nel caso di

asimmetria verticale, la stanza non viene divisa a metà, bensì viene considerato un elemento piano posto a 0.6 m di altezza dal pavimento, perciò il semispazio relativo al pavimento sarà minore rispetto al semispazio relativo al soffitto. Nella *Tabella 5.7* si possono vedere i fattori di vista di ogni superficie per ogni semispazio, nel caso di asimmetria lungo l'asse Est-Ovest. Il fattore di vista f è quello calcolato per ogni parete rispetto al volume totale della stanza, mentre $f_{semispazio}$ è il fattore di vista calcolato per ogni superficie relativamente al semispazio in questione.

Tabella 5.7 – Fattori di vista per l'asimmetria lungo l'asse Est-Ovest

Parete	f	f _{nord}	f _{sud}	f _{est}	f _{ovest}	f _{pavimento}	f _{soffitto}
Nord	0.1014	0.2028	0	0.1014	0.1014	0.0532	0.1496
Ovest	0.1322	0.1322	0.1322	0	0.2644	0.0718	0.1926
Sud	0.1014	0	0.2028	0.1014	0.1014	0.0532	0.1496
Finestre	0.0284	0.0284	0.0284	0.0568	0	0	0.0568
Est	0.1038	0.1038	0.1038	0.2076	0	0.0718	0.1358
Soffitto	0.1578	0.1578	0.1578	0.1578	0.1578	0	0.3156
Pavimento	0.375	0.375	0.375	0.375	0.375	0.75	0

5.5 Analisi dei risultati

Per ciascun caso di ogni test, viene illustrato come varia il livello di asimmetria radiante all'aumentare della temperatura di mandata della parete riscaldata e viene confrontato tale risultato con i limiti imposti dalla normativa [15]. L'asimmetria radiante, nella norma [15], viene messa in relazione con la percentuale di persone insoddisfatte (PD); la norma stessa indica un valore di soglia del PD per definire un ambiente in cui non si percepisca discomfort da asimmetria radiante pari al 5%. Dalla *Figura 5.2*, fissato tale valore di PD, si identifica per ogni tipologia di asimmetria il valore limite di differenza di temperatura piana radiante.

Per un valore di PD pari a 5% i valori limite di differenza di temperatura piana radiante sono: 10 °C per la parete fredda, 4 °C per il soffitto caldo, 14 °C per la parete calda e 22 °C per il soffitto freddo. Dunque le prime due situazioni risultano più critiche dal punto di vista del comfort.

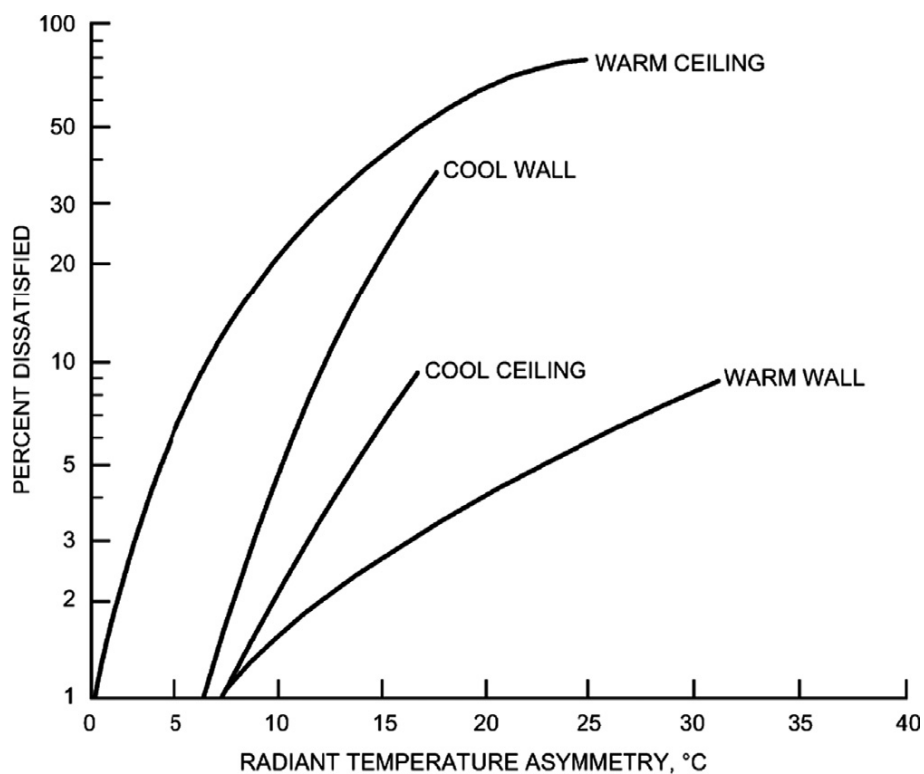


Figura 5.2 - Percentuale di insoddisfatti in funzione dell'asimmetria di temperatura radiante

5.5.1 Risultati test con una parete calda e parete opposta confinante con l'esterno

Vengono riportati i grafici dei tre casi del Test 1 (Figure 5.3, 5.4, 5.5) che mostrano l'andamento della temperatura operativa e della differenza di temperatura piana radiante nei vari assi considerati, al variare della temperatura di mandata della parete riscaldata, in questo caso la parete Ovest.

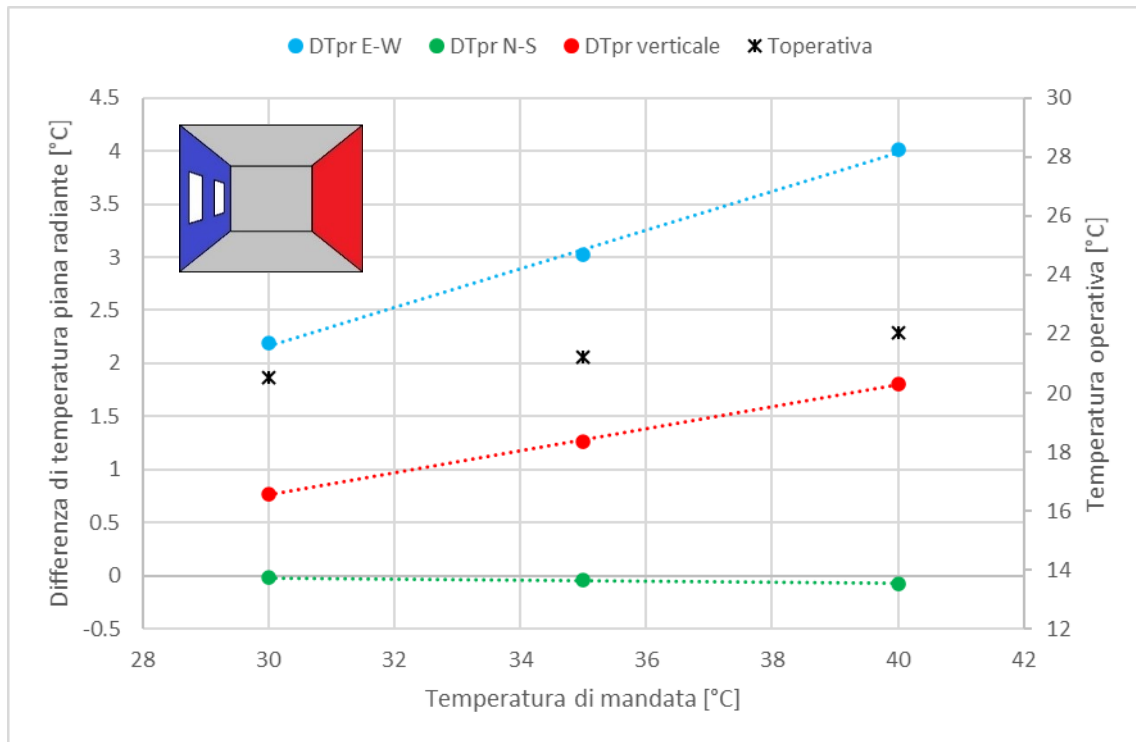


Figura 5.3 – Andamento della differenza di temperatura piana radiante e della temperatura operativa in funzione della temperatura di mandata dell'acqua con parete Ovest riscaldata e parete Est raffreddata

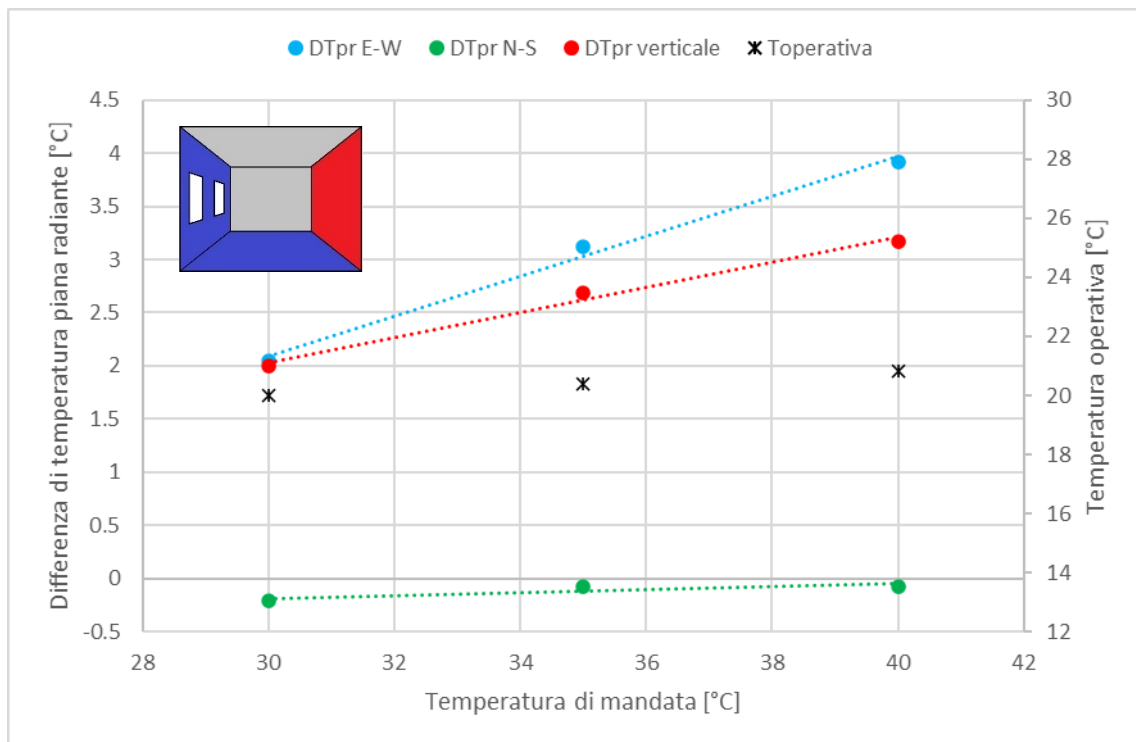


Figura 5.4 - Andamento della differenza di temperatura piana radiante e della temperatura operativa in funzione della temperatura di mandata dell'acqua con parete Ovest riscaldata, parete Est e pavimento raffreddati

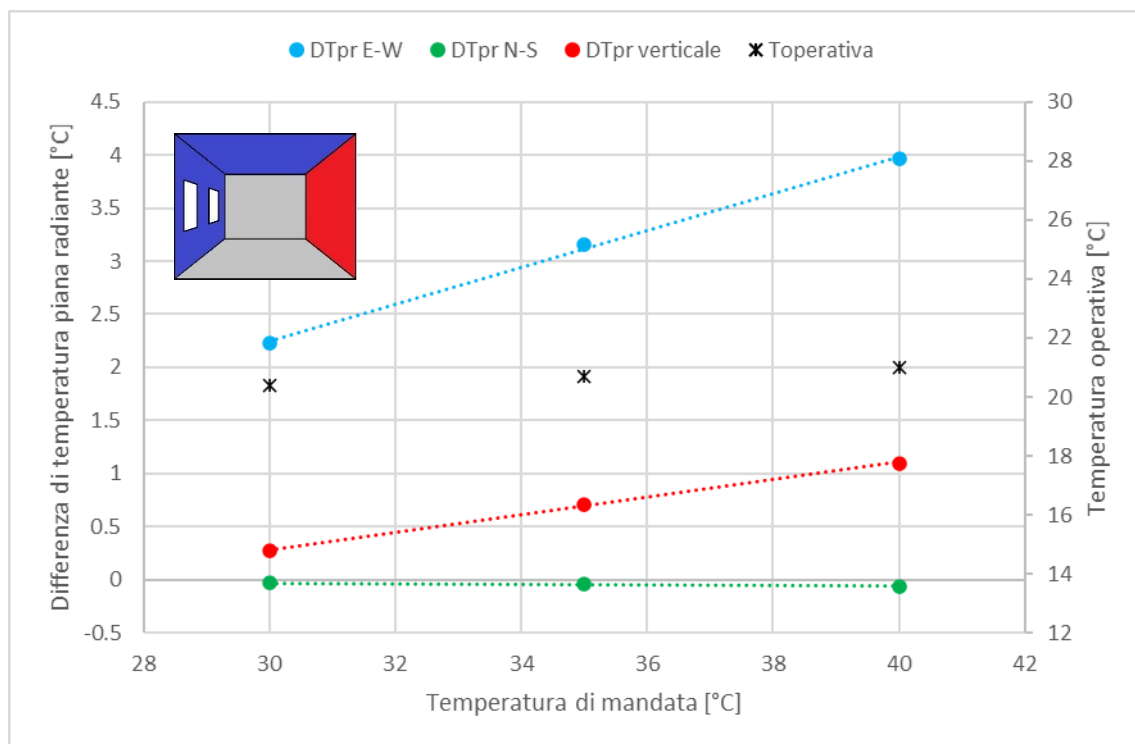


Figura 5.5 - Andamento della differenza di temperatura piana radiante e della temperatura operativa in funzione della temperatura di mandata dell'acqua con parete Ovest riscaldata, parete Est e soffitto raffreddati

L'asimmetria radiante tra la parete Est e la parete Ovest è quella più rilevante, in quanto queste sono le due pareti opposte coinvolte in tutti e tre i casi del Test 1. Si vede che il ΔT_{pr} cresce con la temperatura di mandata dell'acqua della parete Ovest e va dai 2 °C ai 4 °C, rimanendo sempre nei limiti previsti dalla norma [15].

Il ΔT_{pr} tra la parete Nord e la parete Sud è sempre nell'intorno di 0 °C. La differenza di temperatura piana radiante tra la superficie Nord e la Sud, infatti, è quasi nulla per questioni di simmetria del sistema rispetto alle pareti riscaldate e raffrescate.

L'asimmetria radiante verticale, invece, cresce con la temperatura di mandata della parete Ovest. In particolare, si vede che il pavimento freddo incide più del soffitto freddo, e provoca una differenza di temperatura piana radiante maggiore. Nel caso con il soffitto freddo, inoltre, l'asimmetria radiante verticale è minore rispetto al caso 1.1 con solo due pareti opposte, perciò se il soffitto viene raffreddato l'asimmetria verticale viene attenuata. Si ricorda che la temperatura operativa durante i test non è mantenuta costante, quindi è naturale che aumentando la temperatura di mandata dell'acqua nelle pareti riscaldate aumentino la temperatura media radiante e, di conseguenza, la temperatura operativa. Il range della temperatura operativa durante i test è comunque accettabile e il comfort globale è mantenuto.

Dalla *Tabella 5.8* si possono osservare in termini numerici i ΔT_{pr} e le temperature medie della superficie riscaldata a seconda del caso, al variare della temperatura di mandata della parete riscaldata. Questa tipologia di tabella rende più evidenti i criteri e le tendenze dei dati, in particolare, i valori colorati in verde sono i valori meno preoccupanti per l'asimmetria radiante, mentre quelli colorati in rosso si avvicinano al valore limite. In questo test i valori limite non vengono mai raggiunti.

Tabella 5.8 – Valori di ΔT_{pr} e della temperatura media della superficie riscaldata al variare della temperatura di mandata nei casi del test con pareti opposte

	$T_{mandata}$ [°C]	T_{ovest} [°C]	ΔT_{pr} asse E-W [°C]	ΔT_{pr} asse N-S [°C]	ΔT_{pr} verticale [°C]
CASO 1.1 (OVEST CALDA-EST FREDDA)	30	26.59	2.19	-0.02	0.77
	35	30.15	3.03	-0.04	1.26
	40	34.27	4.01	-0.07	1.81
CASO 1.2 (OVEST CALDA-EST FREDDA- PAVIMENTO FREDDO)	30	26.79	2.05	-0.21	2
	35	30.41	3.12	-0.08	2.69
	40	33.59	3.92	-0.07	3.17
CASO 1.3 (OVEST CALDA-EST FREDDA- SOFFITTO FREDDO)	30	26.82	2.23	-0.03	0.27
	35	30.32	3.16	-0.04	0.71
	40	33.43	3.96	-0.06	1.1

5.5.2 Risultati test con una parete calda e parete adiacente confinante con l'esterno

Di seguito, vengono riportati i grafici dei tre casi del Test 2 (*Figure 5.6, 5.7, 5.8*) che mostrano come variano la temperatura operativa e la differenza di temperatura piana radiante (ΔT_{pr}) nei vari assi considerati, al variare della temperatura di mandata della parete riscaldata, in questo caso la parete Sud.

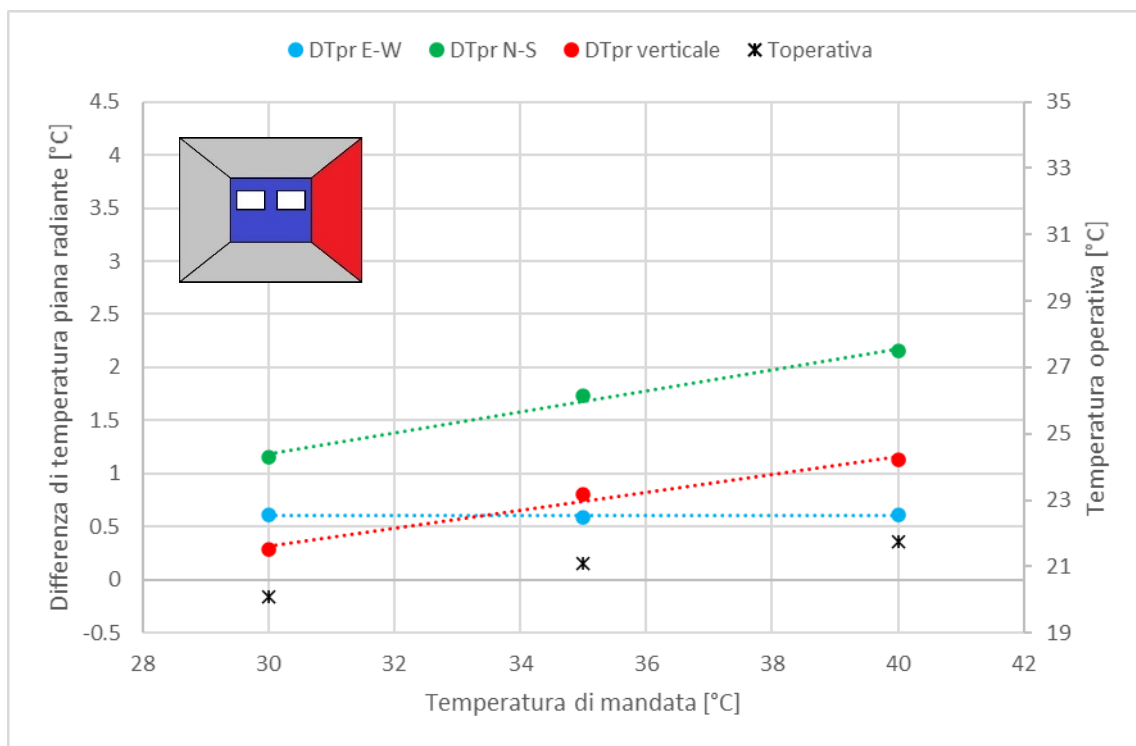


Figura 5.6 – Andamento della differenza di temperatura piana radiante e della temperatura operativa in funzione della temperatura di mandata dell'acqua con parete Sud riscaldata e parete Est raffreddata

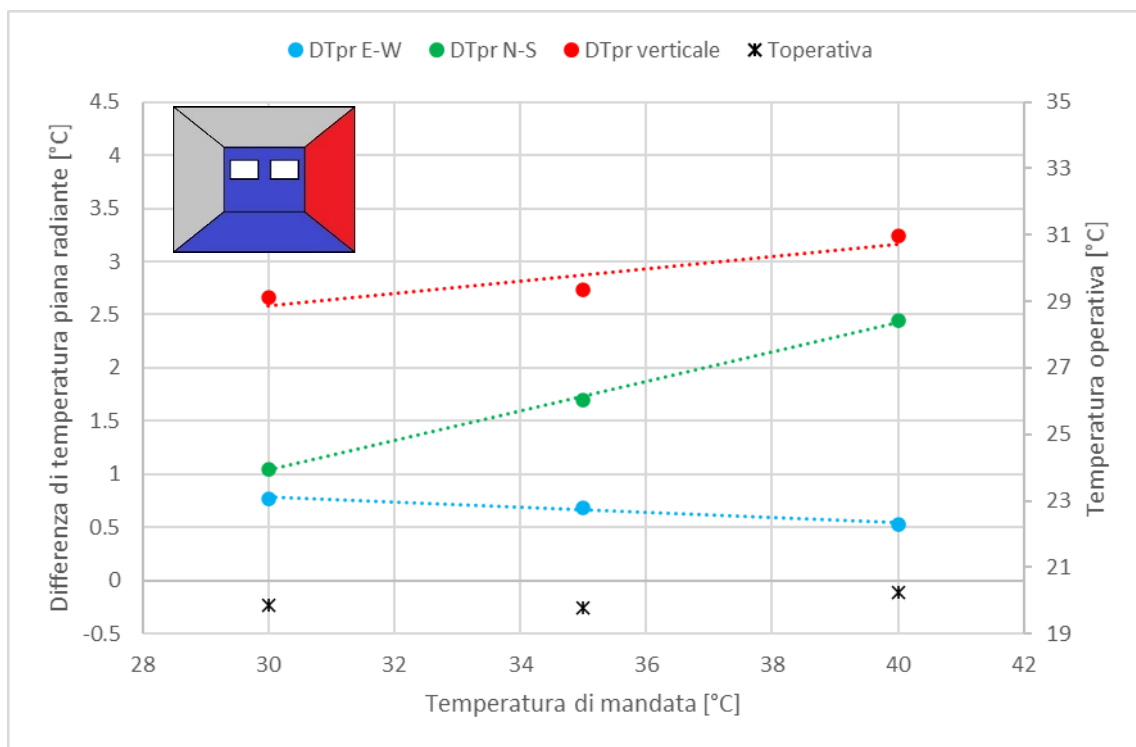


Figura 5.7 – Andamento della differenza di temperatura piana radiante e della temperatura operativa in funzione della temperatura di mandata dell'acqua con parete Sud riscaldata, parete Est e pavimento raffreddati

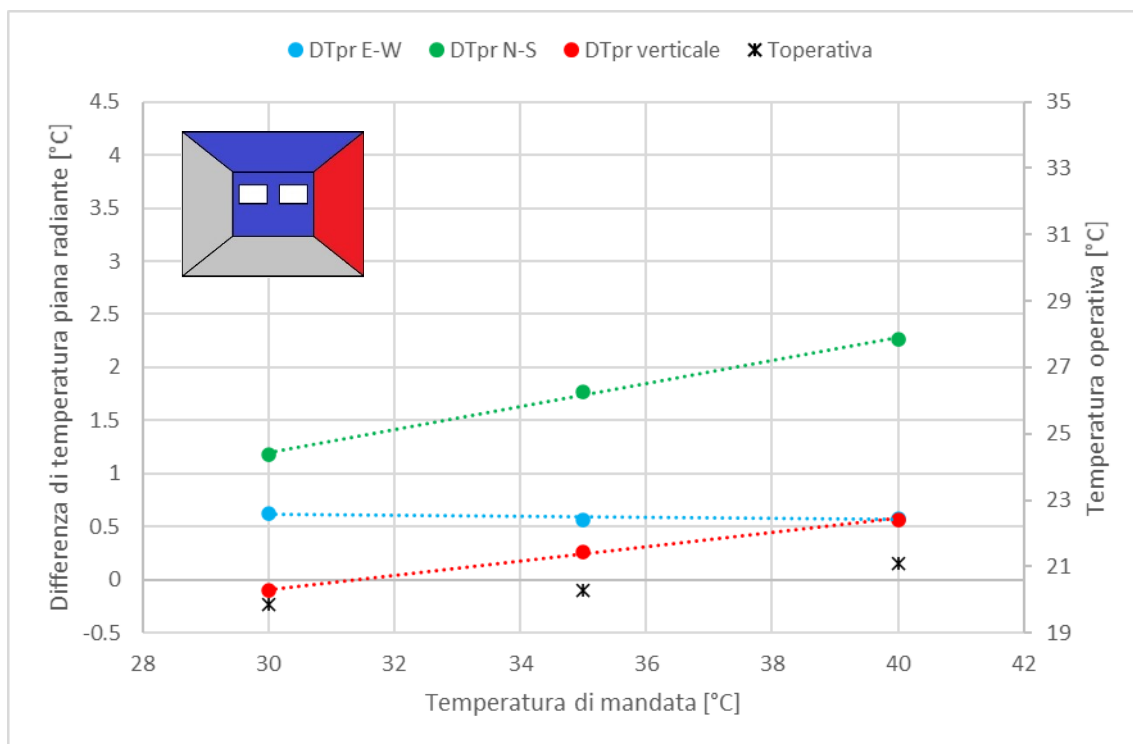


Figura 5.8 – Andamento della differenza di temperatura piana radiante e della temperatura operativa in funzione della temperatura di mandata dell’acqua con parete Sud riscaldata, parete Est e soffitto raffreddati

Dai risultati di questo test si nota che l’asimmetria radiante tra la parete Est e la parete Ovest è quasi nulla, compresa tra 0.5 °C e 0.8 °C, mentre quella tra la parete Nord e la parete Sud è crescente con la temperatura di mandata e compresa tra 1 °C e 2.5 °C.

Come nel test precedente, l’asimmetria verticale è crescente con la temperatura di mandata e, anche in questo caso, il pavimento raffreddato incide di più rispetto al soffitto raffreddato. Anche in questi test si ha una variazione giustificata della temperatura operativa, che rimane comunque in un intervallo accettabile.

Nella Tabella 5.9 si possono osservare in termini numerici i ΔT_{pr} e le temperature medie della superficie riscaldata al variare della temperatura di mandata della stessa. Anche in questo caso i valori limite imposti dalla norma [15] non vengono mai superati, quindi non si verificano condizioni di discomfort da asimmetria radiante.

Tabella 5.9 – Valori di ΔT_{pr} e della temperatura media della superficie riscaldata al variare della temperatura di mandata nei casi del test con pareti adiacenti

	$T_{mandata}$ [°C]	T_{sud} [°C]	ΔT_{pr} asse E- W [°C]	ΔT_{pr} asse N-S [°C]	ΔT_{pr} verticale [°C]
CASO 2.1 (SUD CALDA-EST FREDDA)	30	25.64	0.61	1.16	0.29
	35	29.35	0.59	1.74	0.81
	40	31.94	0.61	2.15	1.13
CASO 2.2 (SUD CALDA-EST FREDDA- PAVIMENTO FREDDO)	30	26.04	0.77	1.05	2.66
	35	28.80	0.69	1.7	2.73
	40	32.54	0.53	2.44	3.24
CASO 2.3 (SUD CALDA-EST FREDDA- SOFFITTO FREDDO)	30	25.78	0.63	1.18	-0.1
	35	28.92	0.57	1.77	0.26
	40	32.00	0.58	2.26	0.57

5.5.3 Risultati test con soffitto caldo e pavimento controterra

I grafici sottostanti (Figure 5.9, 5.10, 5.11) presentano la variazione della temperatura operativa e della differenza di temperatura piana radiante lungo i vari assi considerati, al variare della temperatura di mandata del soffitto.

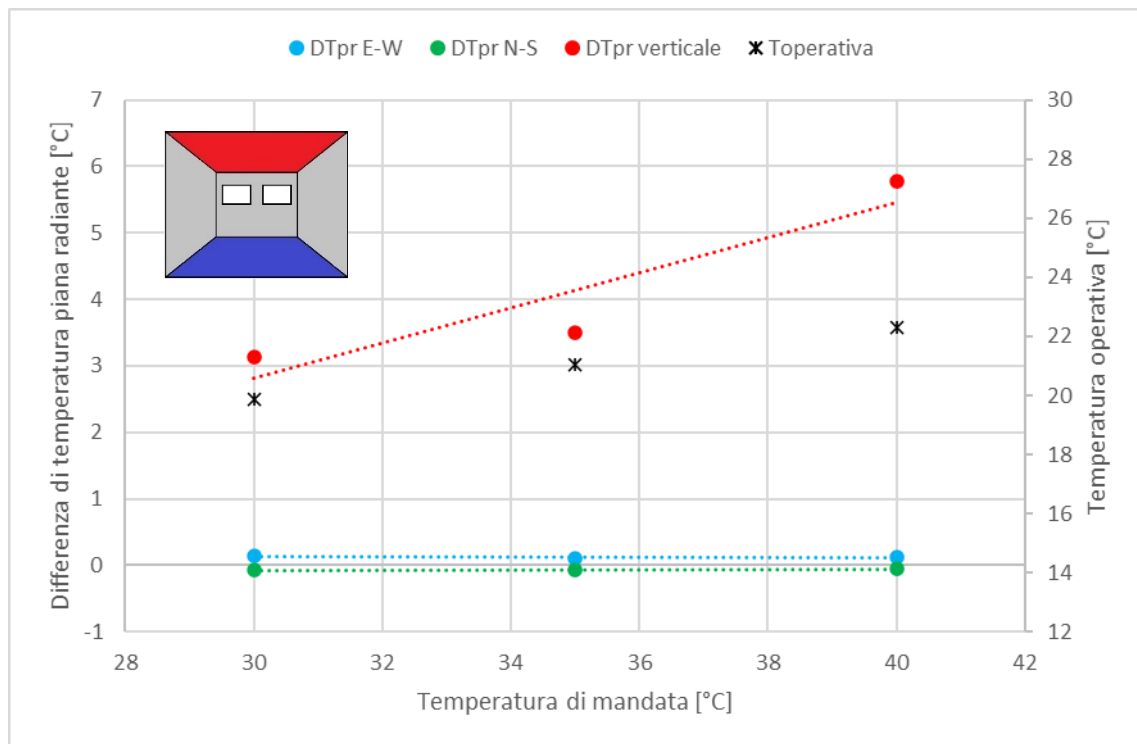


Figura 5.9 – Andamento della differenza di temperatura piana radiante e della temperatura operativa in funzione della temperatura di mandata dell'acqua con soffitto riscaldato e pavimento raffreddato

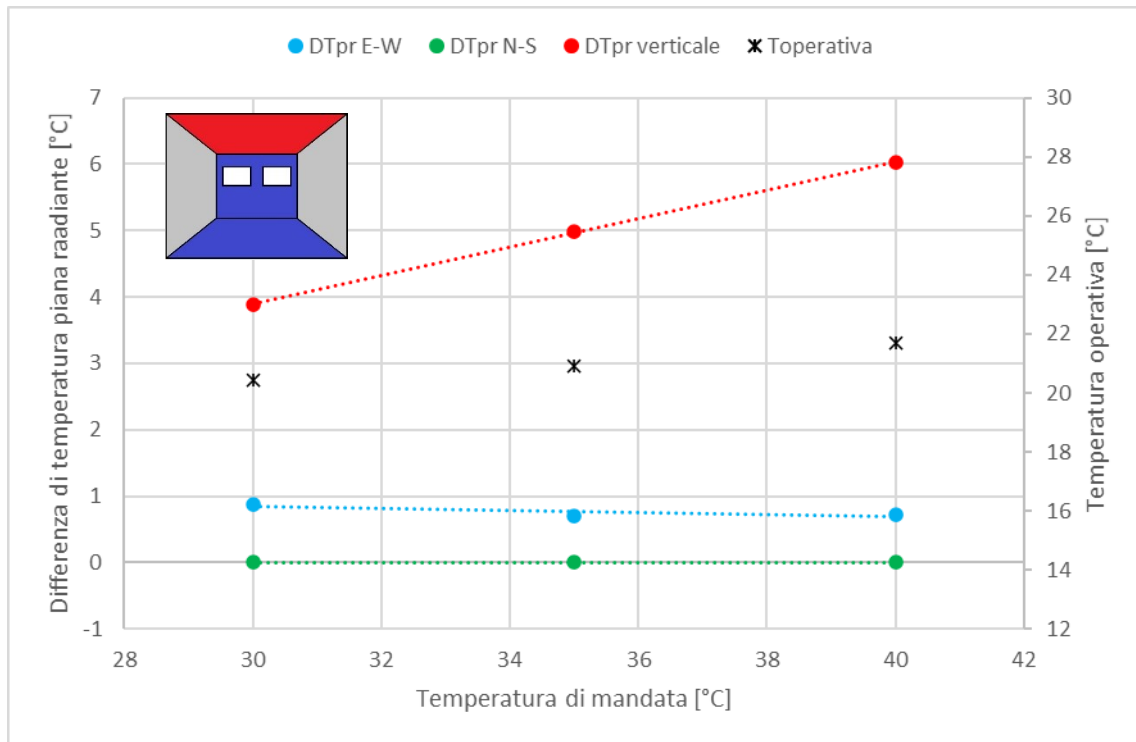


Figura 5.10 – Andamento della differenza di temperatura piana radiante e della temperatura operativa in funzione della temperatura di mandata dell'acqua con soffitto riscaldato, pavimento e parete Est raffreddati

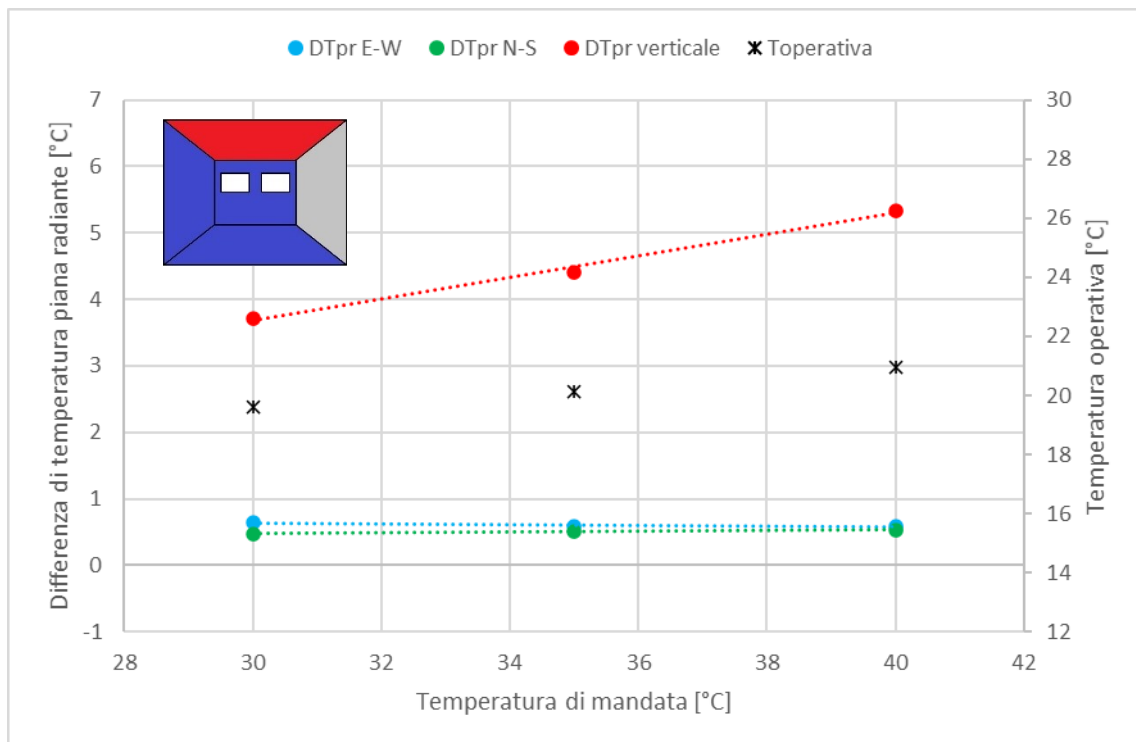


Figura 5.11 – Andamento della differenza di temperatura piana radiante e della temperatura operativa in funzione della temperatura di mandata dell'acqua con soffitto riscaldato, pavimento e pareti Est e Nord raffreddati

Le condizioni dominanti di questo test sono soffitto caldo e pavimento freddo. Successivamente nel Test 3.2 si raffredda anche la parete Est e nel Test 3.3 si raffredda sia la parete Est che la Nord.

Sia il ΔT_{pr} tra le pareti Est e Ovest, sia quello tra le pareti Nord e Sud sono sempre prossimi a 0°C, mentre quello verticale va dai 3 °C ai 6 °C circa. In particolar modo, si osserva che l'asimmetria radiante verticale cresce all'aumentare della temperatura di mandata del soffitto e supera il limite di 4 °C previsto dalla norma [15] nel Test 3.1 con temperatura di mandata pari a 35 °C e nei Test 3.2 e 3.3 con temperatura di mandata di 35 °C e 40 °C. Nel Test 3.1 si ha la maggior variazione della temperatura operativa durante la prova, con una differenza di circa 2.5 °C passando da mandata a 30 °C a mandata a 40 °C. È probabile quindi che i valori di differenza di temperatura piana radiante, riscontrati durante questo test, siano influenzati dalla variazione della temperatura operativa.

Nella *Tabella 5.10* si possono osservare in termini numerici i ΔT_{pr} e le temperature medie della superficie riscaldata al variare della temperatura di mandata del soffitto. I valori di differenza di temperatura piana radiante segnati in grassetto sono quelli che eccedono i valori prefissati dalla normativa [15], la quale prevede che la differenza di temperatura piana radiante in caso di soffitto caldo debba essere inferiore o uguale a 4 °C per avere PD sotto il 5 %. Per quanto riguarda la temperatura media superficiale del soffitto riscaldato, invece, la norma UNI EN EN 1264 [25] prevede che per stanze con altezza inferiore o uguale a 2.7 m, la temperatura media superficiale non deve eccedere i 33 °C. Come si vede dalla *Tabella 5.10*, nei Test 3.1 e 3.2 con temperatura di mandata di 40 °C, non viene rispettata la norma e quindi i risultati non sono utilizzabili ai fini della valutazione dell'asimmetria radiante.

Tabella 5.10 – Valori di ΔT_{pr} e della temperatura media della superficie riscaldata al variare della temperatura di mandata nei casi del test con soffitto caldo

	$T_{mandata}$ [°C]	$T_{soffitto}$ [°C]	ΔT_{pr} asse E- W [°C]	ΔT_{pr} asse N-S [°C]	ΔT_{pr} verticale [°C]
CASO 3.1 (SOFFITTO CALDO- PAVIMENTO FREDDO)	30	26.21	0.14	-0.07	3.13
	35	26.63	0.11	-0.06	3.5
	40	33.33	0.12	-0.05	5.78
CASO 3.2 (SOFFITTO CALDO- PAVIMENTO FREDDO-EST FREDDA)	30	25.85	0.87	0.01	3.89
	35	29.87	0.71	0	4.98
	40	33.23	0.72	0.01	6.03
CASO 2.3 (SOFFITTO CALDO- PAVIMENTO FREDDO-EST FREDDA-NORD FREDDA)	30	26.34	0.65	0.48	3.72
	35	29.58	0.58	0.51	4.41
	40	32.95	0.59	0.53	5.34

5.5.4 Risultati test con una parete calda e parete opposta e parete adiacente confinanti con l'esterno

Si riportano i grafici del test con due pareti opposte una riscaldata e una raffreddata, e una parete adiacente ad entrambe raffreddata (Figure 5.12, 5.13, 5.14). In ogni grafico si osserva come cambiano la temperatura operativa e la differenza di temperatura piana radiante (ΔT_{pr}) in corrispondenza dei vari assi considerati, al variare della temperatura di mandata della parete Sud.

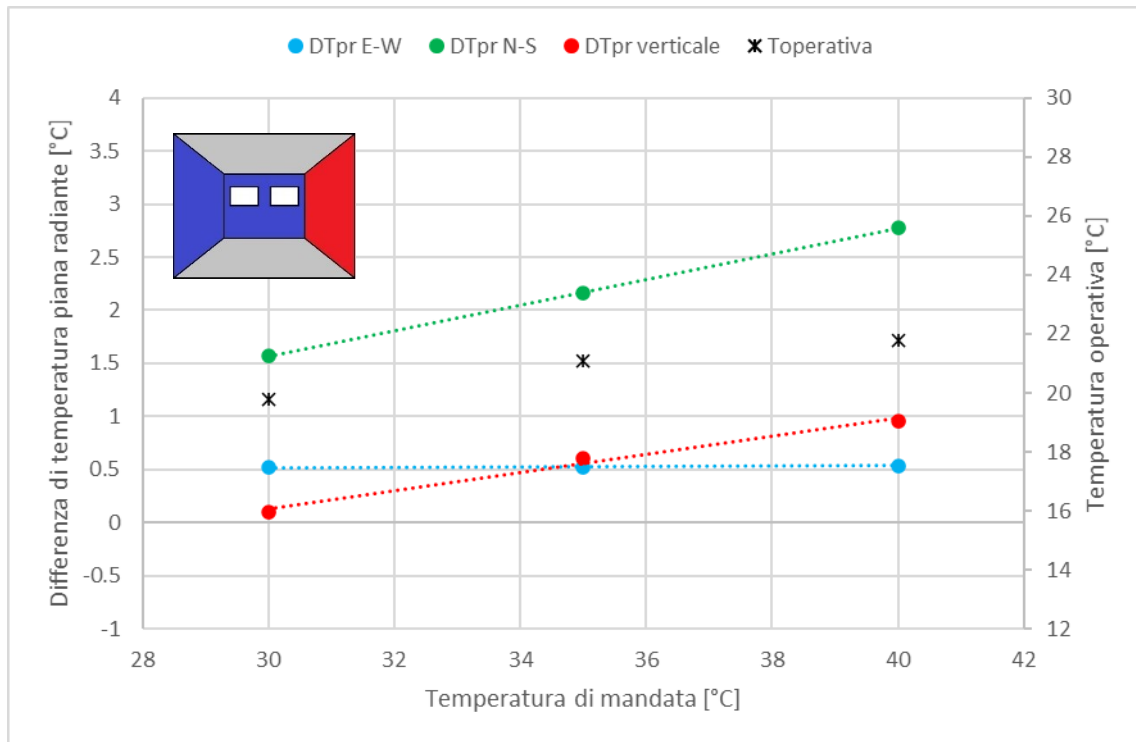


Figura 5.12 – Andamento della differenza di temperatura piana radiante e della temperatura operativa in funzione della temperatura di mandata dell'acqua con parete Sud riscaldata e pareti Est e Nord fredde

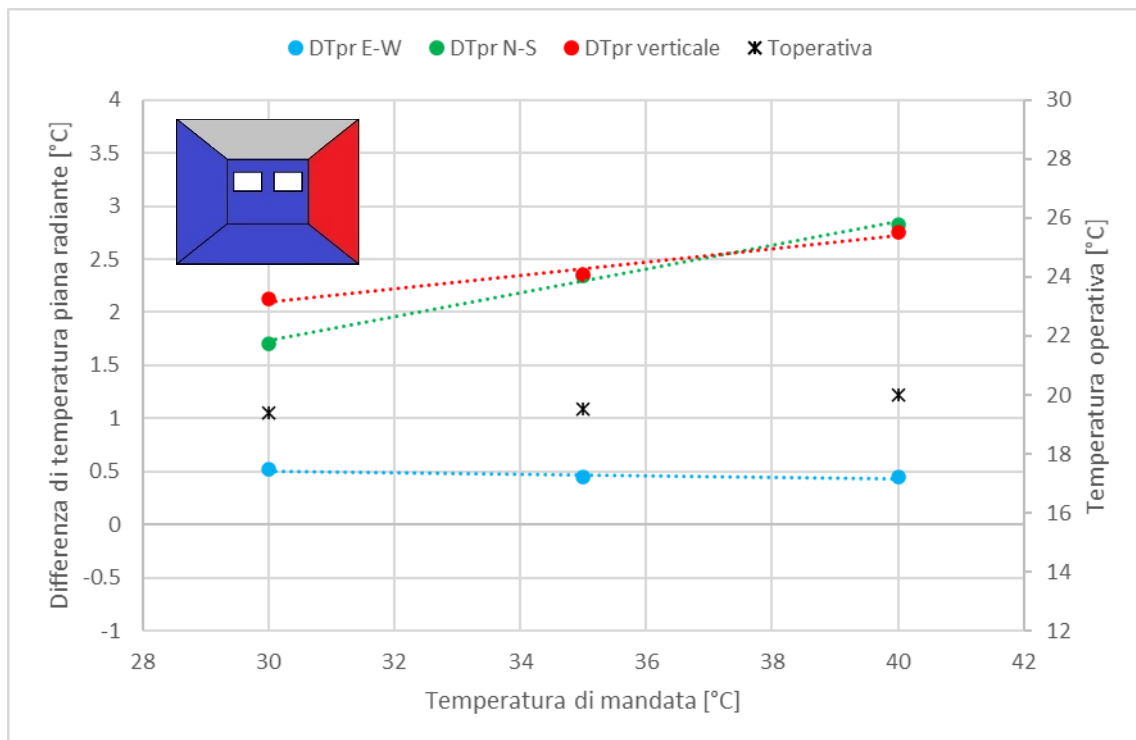


Figura 5.13 – Andamento della differenza di temperatura piana radiante e della temperatura operativa in funzione della temperatura di mandata dell'acqua con parete Sud riscaldata, pareti Est e Nord e pavimento freddi

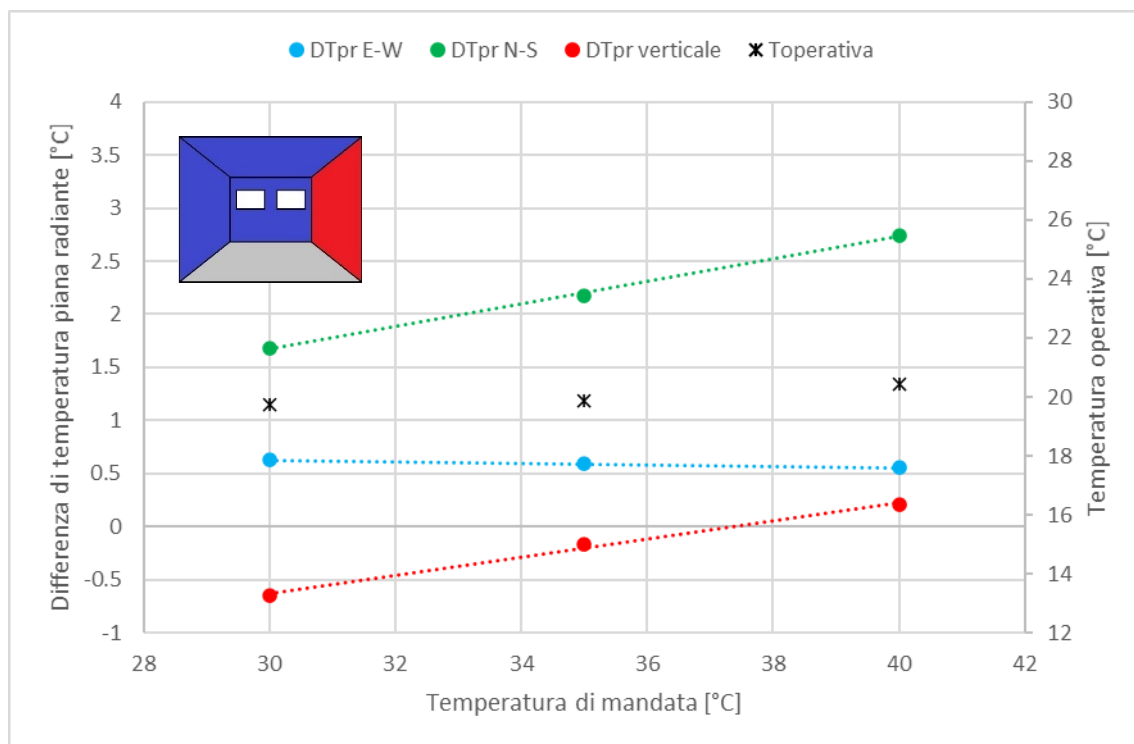


Figura 5.14 – Andamento della differenza di temperatura piana radiante e della temperatura operativa in funzione della temperatura di mandata dell'acqua con parete Sud riscaldata, pareti Est e Nord e soffitto freddi

In quest'ultimo test si studia come cambia l'asimmetria radiante nel caso in cui la parete Sud venga riscaldata e le pareti Est e Nord vengano raffreddate. In seguito, si considerano anche il pavimento raffreddato e per ultimo il soffitto raffreddato.

In tutti e tre i casi, il ΔT_{pr} tra pareti Est e Ovest è prossimo allo 0 °C, invece, quello tra pareti Nord e Sud cresce con la temperatura di mandata della parete Sud ed è più rilevante rispetto alle pareti Est e Ovest, in quanto la condizione prevalente è che la parete Nord sia raffreddata mentre la Sud sia riscaldata, quindi sono coinvolte le due pareti opposte. Per quanto riguarda invece l'asimmetria verticale, questa risulta più importante quando si aggiunge la condizione di pavimento raffreddato, per le motivazioni già spiegate nei test precedenti. La variazione di temperatura operativa, anche in questi test, rimane in un range di accettabilità che permette di mantenere un buon livello di comfort globale.

Nella Tabella 5.11 si vede come variano i ΔT_{pr} e le temperature medie superficiali della parete riscaldata al variare della temperatura di mandata della stessa, in questo caso la parete Sud. I valori limite imposti dalla norma [15] non vengono mai superati, quindi non si verificano condizioni di discomfort.

Tabella 5.11 – Valori di ΔT_{pr} e della temperatura media della superficie riscaldata al variare della temperatura di mandata nei casi del test con pareti opposte e due pareti fredde

	$T_{mandata}$ [°C]	T_{sud} [°C]	ΔT_{pr} asse E-W [°C]	ΔT_{pr} asse N-S [°C]	ΔT_{pr} verticale [°C]
CASO 4.1 (SUD CALDA- EST FREDDA- NORD FREDDA)	30	25.65	0.52	1.57	0.1
	35	29.39	0.52	2.16	0.61
	40	32.63	0.54	2.78	0.96
CASO 4.2 (SUD CALDA- EST FREDDA- NORD FREDDA- PAVIMENTO FREDDO)	30	25.98	0.52	1.71	2.13
	35	29.24	0.45	2.34	2.35
	40	31.94	0.45	2.83	2.75
CASO 4.3 (SUD CALDA- EST FREDDA- NORD FREDDA- SOFFITTO FREDDO)	30	25.79	0.63	1.68	-0.65
	35	28.63	0.59	2.18	-0.17
	40	31.79	0.56	2.74	0.21

Conclusioni

L'analisi termica del laboratorio CORE-CARE in regime di raffrescamento è stata svolta confrontando i test effettuati in camera climatica nel periodo estivo, in varie modalità (veneziane abbassate, veneziane alzate, carico interno, ventilazione meccanica controllata) con le simulazioni del software DigiThon, mantenendo le differenze tra le tipologie di test.

Dalle prove in raffrescamento si vede una buona corrispondenza tra le temperature delle simulazioni e le temperature misurate durante i test. Nel caso delle veneziane alzate, i coefficienti di shading utilizzati nelle simulazioni sono maggiori rispetto a quelli delle veneziane abbassate, questo perché la radiazione solare entra più facilmente nel primo caso, ciò comporta un carico termico maggiore da smaltire. Dalle prove con carico interno si nota la sua influenza nell'aumento e nella diminuzione di temperatura alla sua accensione e al suo spegnimento, sia nei test che nelle simulazioni. Nelle prove con ventilazione meccanica controllata, invece, si vede come una delle peculiarità di DigiThon influenzi i risultati: nel periodo in cui la VMC è accesa, infatti, le temperature delle simulazioni sono inferiori rispetto a quelle misurate durante i test, poiché nel programma è presente un solo nodo dell'aria, che rappresenta l'intero volume d'aria della stanza perfettamente miscelata, e una volta che viene immessa aria fredda, questa incide direttamente su quel nodo. Nei test, invece, l'aria viene misurata da tre sensori a tre altezze diverse della stanza. All'inizio e alla fine di queste prove si vedono dei picchi, dovuti al fatto che la ventilazione meccanica è spenta, perciò non c'è immissione di aria fredda, ed è presente una componente di radiazione solare che contribuisce a innalzare la temperatura dell'aria della stanza.

L'asimmetria radiante è stata studiata attraverso dei test effettuati in camera climatica nella stagione invernale, in cui è stata imposta una condizione di asimmetria radiante nella stanza per valutare a che temperatura di mandata dell'acqua nella parete calda, data la presenza di pareti esterne poco isolate (condizione riprodotta nei test inviando acqua fredda alle pareti interessate), si comincia a percepire discomfort da asimmetria in base ai limiti riportati nella normativa di riferimento UNI EN ISO 7730 [15]. La temperatura di mandata delle pareti fredde (che simulano delle pareti reali confinanti con l'esterno) viene mantenuta fissa tra intorno ai 17 °C, mentre quella della parete calda (che simula una parete con riscaldamento radiante) viene fatta variare tra 30, 35 e 40 °C. I parametri coinvolti per la valutazione della presenza o meno di asimmetria radiante sono la

temperatura media radiante e la temperatura operativa. I risultati più rilevanti si sono osservati nel caso di soffitto caldo, in cui l'asimmetria radiante verticale cresce all'aumentare della temperatura di mandata del soffitto e in alcuni casi supera il limite di 4 °C previsto dalla norma. Inoltre, in questi test, la temperatura operativa non viene mantenuta costante, perciò un aumento della temperatura di mandata dell'acqua della parete riscaldata, incide sull'aumento sia della temperatura media radiante sia della temperatura operativa. In uno di questi test, la sua variazione è notevole, perciò questa non può essere ritenuta costante durante la prova. È probabile quindi che i valori di differenza di temperatura piana radiante, riscontrati durante questo test, siano influenzati dalla variazione della temperatura operativa, questo incide negativamente sull'asimmetria radiante. Nel caso di soffitto riscaldato si vede anche che in alcuni casi la sua temperatura superficiale media eccede il valore limite di 33 °C previsto dalla UNI EN EN 1264 [25].

In questo elaborato sono stati raggiunti due obiettivi: il primo è la caratterizzazione termica del laboratorio CORE-CARE in regime di raffrescamento, con la costruzione del modello in DigiThon e la sua validazione con i dati misurati durante i test. Il secondo obiettivo è lo studio dell'asimmetria radiante. Il modello numerico è validato, confrontandolo con i dati misurati. Le simulazioni dei vari casi studio rappresentano una stanza geometricamente uguale al laboratorio CORE-CARE dell'Università di Padova, con pacchetti edilizi che rappresentano le strutture tipiche di uffici o abitazioni residenziali poco prestanti.

Bibliografia

- [1] V. Koorsgaard, "Necessity of using a directional mean radiant temperature to describe the thermal conditions in rooms", *Heating Piping & Air Conditioning*, 1948.
- [2] F. A. Chrenko, "Hated Ceiling & Comfort", *Journal of the Institution of Heating and Ventilating Engineers*, 1952.
- [3] J. D. Hardy, "Physiological Effects Of High Intensity Infrared Heating", *ASHRAE J.*, 1962.
- [4] A. P. Gagge, G. M. Rapp, "The Effective Radiant Field and Operative Temperature Necessary for Comfort with Radiant Heating", 1967.
- [5] Kjerulf-Jensen, P. O. Fanger, O. Angelius, "Radiation Data for the Human Body", 1970.
- [6] B.W. Olesen, P.O. Fanger, P.B. Jensen, O. J. Nielsen, "Comfort limits for Man Exposed to Asymmetric Thermal Radiation", 1972.
- [7] D. A. McIntyre, "The Thermal Radiation Field", *Pergamon Press*, 1974.
- [8] I. Griffiths and D. McIntyre, "Subjective Response to Overhead Thermal Radiation" *Hum. Factors J. Hum. Factors Ergon. Soc.*, 1974.
- [9] D. A. McIntyre, "Sensitivity and discomfort associated with overhead thermal radiation", *Ergonomics*, 1977.
- [10] D. A. McIntyre, "Overhead Radiation and Comfort Scanned with CamScanner", 1977.
- [11] P.O. Fanger, L. Banhidi, B.W. Olesen, G. Langkilde, "Comfort limits for heated ceilings", 1980.
- [12] F. Bonavita, P. Brunello and R. Zecchin, "Metodo di calcolo dei fattori di forma tra corpo umano e superfici interne in un ambiente", *CDA*, no.2, pp 217-225, (I) 1989.
- [13] DIN EN 60751, "Industrial platinum resistance thermometer sensors", 1997
- [14] S. G. Hodder, D. L. Loveday, K. C. Parsons, and A. H. Taki, "Thermal comfort in chilled ceiling and displacement ventilation environments: Vertical radiant temperature asymmetry effects" *Energy Build.*, 1997.
- [15] UNI EN ISO 7730, "Ergonomics of the thermal environment Analytical determination and interpretation of thermal comfort using calculation of the PMV and PPD indices and local thermal comfort criteria", 2006

- [16] UNI EN 14240, “Ventilation for buildings — Chilled beams — Testing and rating of passive chilled beams”, 2004.
- [17] E. Barna and L. Bánhidi, “Combined effect of two local discomfort parameters studied with a thermal manikin and human subjects”, *Energy Build.*, 2012.
- [18] M. De Carli, M. Scarpa, R. Tomasi, A. Zarrella, “DIGITHON: A numerical model for the thermal balance of rooms equipped with radiant systems”, *Energy Build.*, 2012.
- [19] E. Halawa, J. Van Hoof, and V. Soebarto, “The impacts of the thermal radiation field on thermal comfort, energy consumption and control - A critical overview”, *Renew. Sustain. Energy Rev.*, 2014.
- [20] SA Klein, WA Beckman, JW Mitchell, et al., “TRNSYS 17, a TRaNsient SYstem Simulation program”, *Mathematical Reference*, 2014.
- [21] C. Karmann, S. Schiavon, and F. Bauman, “Thermal comfort in buildings using radiant vs. all-air systems: A critical literature review”, *Build. Environ.*, vol. 111, pp. 123–131, 2017.
- [22] UNI EN ISO 6946, “Building components and building elements. Thermal resistance and thermal transmittance. Calculation methods.”, 2017.
- [23] X. Zhou, Y. Liu, M. Luo, L. Zhang, Q. Zhang, and X. Zhang, “Thermal comfort under radiant asymmetries of floor cooling system in 2 h and 8 h exposure durations”, *Energy Build.*, vol. 188–189, pp. 98–110, 2019.
- [24] X. Su, Z. Wang, Y. Xu, and N. Liu, “Thermal comfort under asymmetric cold radiant environment at different exposure distances”, *Build. Environ.*, vol. 178, 2020.
- [25] UNI EN 1264, “Water based surface embedded heating and cooling systems”, 2021.

Ringraziamenti

Eccomi qui, dopo un lungo percorso, finalmente posso dire di essere dottoressa in Ingegneria Energetica. Dedico questa laurea innanzi tutto a me stessa e alla mia ansia, nella speranza di non rivederla più così spesso, alla mia famiglia, ai miei amici e a tutte le persone che ho incontrato e che mi hanno donato qualcosa di loro in questi anni. Ringrazio il mio relatore, il professore Angelo Zarrella, per aver accettato di accompagnarmi e consigliarmi durante lo svolgimento della tesi in questi mesi. Ho sempre avuto grande stima nei suoi confronti per la passione che è riuscito a trasmettermi e per l'umanità che lo ha sempre contraddistinto. Ringrazio Marco e Giacomo, i due dottorandi che con estrema pazienza mi hanno seguita nella ricerca e nella stesura di questo elaborato, sono stati sempre comprensivi e disponibili ad aiutarmi. Ringrazio il professor De Carli che, nonostante non fossi una sua tesista, si è sempre interessato al mio lavoro e ai risultati che questo ha generato, e ha sempre avuto una gran fiducia in me. Grazie mamma e papà, grazie del vostro tempo, a modo vostro mi siete stati accanto, mi avete spronata a continuare e a inseguire i miei obiettivi, grazie per i valori che mi avete trasmesso e per l'ambizione che fin da piccola mi avete incitata ad avere.

Grazie Matteo, Filippo e Gianmaria, siete così diversi tra di voi, ma ho sempre cercato di prendervi come esempio, ognuno di voi. Matteo per la sua dedizione, Filippo per la sua ironia, e Gianmaria per la sua dolcezza, anche se la nasconde a molti.

Grazie Sere e Vale, è sempre bello parlare con voi e confrontarsi, vi considero delle sorelle maggiori e avervi come cognate è un dono immenso.

Grazie alle mie nane: Agata, Greta e Rachele. Un bambino riesce a farti vedere quello che di solito un adulto fatica persino a percepire. La leggerezza che mi avete mostrato in questi anni mi ha aiutata a staccare la spina quando ne avevo bisogno, grazie per i balletti, i compiti di matematica, le conte a nascondino, le bevute di succo di mela, le acconciature e il salterino.

Grazie Marco, soprattutto per la tua pazienza, non deve essere stato facile sopportarmi in certi momenti, ma tu ci sei sempre stato, con la tua calma e la tua razionalità, pronto a rimettermi nel binario giusto, e con la tua sensibilità che mi ha sempre fatta sentire amata e rispettata.

Grazie a Giona, Alice, Maggie e Chiara, con voi c'è un legame speciale, basta uno sguardo, una parola, un gesto, e ci capiamo. Grazie per le giornate al mare al

Minicamping, per le birre alla Crak, per le passeggiate rigenerative, per i caffè in scanonica. Grazie soprattutto perché mi avete capita, SEMPRE, e non è scontato.

Grazie Ele ed Eli, ci siamo riscoperte da poco tempo, il tempo necessario per recuperare tutto, grazie per Jesolo, per i gin tonic, per il caldo di Dio e per i consigli azzeccati in ogni momento.

Grazie alle fate di Alfea, siete nel mio cuore, soprattutto la gita al laghetto degli Asini (falsa!), grazie per le serate passate a ridere con Cocorido e non solo, per Gardaland e per il trash senza fine.

Grazie a Ilenia, un libro non basterebbe per ricordare tutte le esperienze, le risate, le figuracce e le serate passate insieme. Ti ammiro molto e mi hai fatto un regalo bellissimo: Carlo!

Grazie a Gianmarco, compagno di CFU, di studiare, di videochiamate, di lacrime e sudore e anche di Spritz, hai sempre avuto la parola giusta al momento giusto.

Grazie a Cabe e Marco, siete terribili lo sapete, ma vi voglio bene lo stesso, mi avete abbandonata qui per due anni e mi siete mancati tantissimo, però vi perdono.

Grazie ai miei compagni, quelli che hanno continuato come me e quelli che hanno capito di non voler più fare gli ingegneri, via auguro di trovare la vostra strada e che sia quella giusta.

Grazie alla famiglia Callegaro, per avermi accolta fin da subito, mi sono trovata a mio agio e ogni momento passato in quella casa, mi fa imparare qualcosa: le lezioni di dialetto, i giochi da tavolo, le gossippate. Grazie soprattutto a nonna Cate, non avendo nonni ho preso lei come riferimento e le sue parole e la sua saggezza sono per me fonte di grande ispirazione.

Grazie a don Mattia, a Pippo, ai miei giovanissimi, a Carlo, Matteo e Ilaria, la vita in parrocchia mi ha sempre dato l'opportunità di crescere e trasmettere i miei valori e la mia fede, allo stesso tempo sono sempre stata stimolata a farmi delle domande e interrogarmi, questo mi ha portata a mettermi in gioco e a cercare sempre quel qualcosa in più.

Grazie a Carlo, Elisa e tutta l'assistenza Salvaggio, i mercoledì in ufficio rimarranno sempre nel mio cuore come i giornalieri e le DDC, le chiamate ai clienti sgarbati un po' meno.

Grazie a Gianmaria e Matteo, che mi hanno coinvolta in un progetto bellissimo per il nostro comune, grazie per la fiducia che mi avete dato fin da subito e per la voglia di migliorare che continuate a trasmettermi.

Grazie a Sara, Michele ed Eleonora per avermi ascoltata e aiutata ad organizzare al meglio uno dei giorni più importanti della mia vita.

Non è stato facile conciliare lo studio, gli impegni, lo sport, la vita sociale e la vita privata. Ho rinunciato spesso e non volentieri a qualcosa, ma ad oggi posso dire di essere arrivata qui, è la fine di un percorso e l'inizio di un altro. Vorrei concludere tutto questo con una frase che mi accompagna da qualche anno e mi ha fatto scoprire una persona a me molto cara: "Non riempire la tua vita di attimi, riempi gli attimi di vita".

Chiara