

POLITECNICO DI TORINO

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Edile

Tesi di Laurea Magistrale

Controllo dinamico della radiazione solare con smart glazing per il comfort termico ambientale: caratterizzazione sperimentale e analisi numeriche.



Relatore:
Prof. Marco Perino

Candidato:
Donatella Pepe

Correlatore:
Dr. Fabio Favoino

Anno Accademico 2018/2019

Indice

1.	1.	Introduzione	7
1.1.		Obiettivi	7
1.2.		Metodologia.....	8
1.3.		Struttura della tesi	9
2.	2.	Stato dell'arte	11
2.1.		Comfort termico	11
2.1.1.		Comfort termico ambientale – Teoria di Fanger	11
2.1.2.		Comfort termico in presenza di radiazione solare diretta.....	17
2.1.3.		Indici di valutazione a lungo termine.....	19
2.2.		Tecnologie di involucro trasparente	20
2.2.1.		Sistemi vetrati tradizionali	21
2.2.2.		Sistemi vetrati innovativi o smart glazing	21
3.	3.	Caratterizzazione sperimentale	25
3.1.		Set up sperimentale.....	26
3.2.		Involucro opaco	28
3.3.		Involucro trasparente	30
3.4.		Blower door test	35
4.	4.	Modelli di simulazione numerica.....	40
4.1.		Modello EnergyPlus della TWINS.....	40
4.1.1.		Caso 1 – Clear state.....	43
4.1.2.		Caso 2 – Tinted state	49
4.2.		Modello Matlab dei fattori di vista	52
4.3.		Modello EnergyPlus di un ufficio	53
4.3.1.		Modello di comfort termico	55
4.3.2.		Modello di comfort termico in presenza di radiazione solare diretta.....	56
4.4.		Modello Matlab del comfort termico	58
5.	5.	Analisi delle prestazioni di tecnologie tradizionali	65
5.1.		Valutazione del comfort termico	65
5.1.1.		Vetro assorbente	65
5.1.2.		Vetro selettivo	69
5.2.		Valutazione del fabbisogno energetico	71
5.2.1.		Vetro assorbente	71

5.2.2.	Vetro selettivo	73
5.3.	Risultati	74
6. 6.	Analisi delle prestazioni di tecnologie innovative	76
6.1.	Strategie di controllo	76
6.2.	Ufficio.....	77
6.2.1.	Controlli Rule Based.....	77
6.2.2.	Controlli Model Based	80
6.2.3.	Controlli Model Based semplificati	81
6.2.4.	Risultati	84
6.3.	TWINS	92
6.3.1.	Risultati	94
7.	Conclusioni.....	96
8.	Riferimenti	98

Indice delle figure

Figura 1 – Curva PMV – PPD.	14
Figura 2 – Determinazione fattori di vista con il metodo grafico (Fanger, 1972).	15
Figura 3 – Frazione della volta celeste, f_{svv} [1].	17
Figura 4 – Frazione del corpo esposto al sole, f_{bes} [1].	18
Figura 1: Spiegazione del fenomeno della termocromia.	21
Figura 2: Riduzione del coefficiente di trasmissione (campo IR) al superamento della temperatura critica di transizione.	22
Figura 7: Illustrazione del principio di funzionamento di un SPD (sx) e di un LCD (dx).	23
Figura 5: Costituzione fisico-chimica di un dispositivo ECD.	24
Figura 5 – Vista della facciata vetrata della cella.	25
Figura 6 – Schema termocoppie (1).	27
Figura 7 – Schema termoflussimetri e piranometri (1).	27
Figura 8 - Conduttanza della parete est.	29
Figura 9 - Conduttanza del pavimento.	29
Figura 10 – Trasmissione nel campo del visibile del vetro HALIO.	31
Figura 11 - Coefficienti di trasmissione per i sette stati di HALIO.	32
Figura 12 – Trasmissione solare spettrale del vetro HALIO.	33
Figura 13 – Trasmissione solare angolare del vetro HALIO.	34
Figura 14 – Ventilatore visto dall'interno della cella (a). Lato posteriore del ventilatore (b).	36
Figura 15 - Grafico portata d'aria in funzione della differenza di pressione con aperture non sigillate. A sinistra test in pressione, a destra in depressione.	37
Figura 16 – Grafico portata d'aria in funzione della differenza di pressione con aperture sigillate. A sinistra test in pressione, a destra in depressione.	38
Figura 17 – Schema termocoppie (2).	41
Figura 18 – Schema termoflussimetri e piranometri (2).	42
Figura 19 - Portale della stazione meteo del Politecnico (a sinistra). Stazione meteo (a destra).	42
Figura 20 – Calibrazione del modello: confronto sulla temperatura dell'aria interna.	43
Figura 21 - Calibrazione del modello: confronto sulla temperatura	44
Figura 22 - Calibrazione del modello: confronto sulla temperatura	44
Figura 23 - Calibrazione del modello: confronto sulla temperatura	44
Figura 24 – Caso1. Confronto finale temperatura dell'aria interna	46
Figura 25 – Caso 1. Confronto finale temperatura superficiale interna della parete est.	46
Figura 26 – Caso1. Confronto finale temperatura superficiale interna del vetro SG	47
Figura 27 - Caso1. Confronto finale temperatura superficiale interna del vetro EC1	47
Figura 28 – Caso1. Confronto finale temperatura superficiale esterna della parete est.	47
Figura 29 – Caso1. Confronto finale radiazione solare incidente e trasmessa – Clear state.	48
Figura 30 – Schema proprietà dei materiali (aggiungere schema proprietà vetri).	49
Figura 31 – Caso 2. Confronto temperatura dell'aria interna.	50
Figura 32 – Caso 2. Confronto radiazione solare incidente facciata sud.	50
Figura 33 – Caso 2. Confronto radiazione solare trasmessa dal vetro SG	50
Figura 34 – Caso 2. Confronto radiazione solare trasmessa dal vetro EC1	51
Figura 35 – Grafico T_{sol} dei vetri elettrocromici reale e calcolata.	51

Figura 36 – Caso 2. Confronto radiazione solare trasmessa dal vetro EC1 in due stati.	51
Figura 37 – Confronto temperatura media radiante misurate e stimata.	53
Figura 38 – Radiazione solare incidente sulla facciata vetrata.	59
Figura 39 – Radiazione solare trasmessa.	59
Figura 40 – Posizione 1. Percentuale delle ore occupate in discomfort.	66
Figura 41 - Posizione 2. Percentuale delle ore occupate in discomfort.	66
Figura 42 - Posizione 3. Percentuale delle ore occupate in discomfort.	67
Figura 43 - Posizione 1. Fattore di peso gradi-ora.	68
Figura 44 - Posizione 2. Fattore di peso gradi-ora.	68
Figura 45 - Posizione 3. Fattore di peso gradi-ora.	69
Figura 46 – Consumi energetici con vetro assorbente.	72
Figura 47 - Consumi energetici con vetro selettivo.	73
Figura 48 – Confronto prestazionale di diversi sistemi vetrati tradizionali.	75
Figura 49 – Confronto fabbisogno di energia primaria totale.	75
Figura 50 – Controllo a step sulla radiazione solare.	77
Figura 51 – Programma EMS del controllo RB_Rad.	78
Figura 52 – Controllo a step sulla temperatura operativa Top*	79
Figura 53 – Programma EMS del controllo RB_Top*	79
Figura 54 - Programma EMS del controllo MB_Top*	80
Figura 55 – Relazione lineare tra temperatura.	81
Figura 56 – Ufficio: relazione Δ MRT-radiazione solare Halio73.	82
Figura 57 – Ufficio: relazione Δ MRT-radiazione solare Halio28.	82
Figura 58 – Ufficio: relazione Δ MRT-radiazione solare Halio4.	83
Figura 59 – Confronto prestazioni a lungo termine tre tecnologie tradizionali e innovative.	85
Figura 60 – Energia primaria totale e parziale.	85
Figura 61 – Confronto delle prestazioni mediante diverse strategie di controllo.	87
Figura 62 – Energia primaria totale e parziale.	87
Figura 63 – Confronto delle prestazioni di diverse strategie di controllo.	88
Figura 64 - Energia primaria totale e parziale.	89
Figura 65 – Prestazioni giornaliere mediante il controllo RB_Rad.	90
Figura 66 - - Prestazioni giornaliere mediante il controllo MB_Top*	91
Figura 67 – Prestazioni giornaliere mediante il controllo MBS_IncRad.	91
Figura 68 – TWINS: relazione Δ MRT-radiazione solare Halio73.	92
Figura 69 – TWINS: relazione Δ MRT-radiazione solare Halio28.	92
Figura 70 – TWINS: relazione Δ MRT-radiazione solare Halio4.	93
Figura 71 – Confronto delle prestazioni globali.	94
Figura 72 – Confronto delle prestazioni globali con strategie di controllo diverse.	94
Figura 73 – Energia primaria totale e parziale.	95

Indice delle tabelle

Tabella 2.1 – Scala di sensazione termica.....	15
Tabella 2.2 – Categorie di comfort UNI EN ISO 7730.....	15
Tabella 2.3 – Parametri per il calcolo dei fattori di vista tra una persona seduta e una superficie. (Cannistraro, 1992).	16
Tabella 2.4 - Parametri per il calcolo dei fattori di vista tra una persona in piedi e una superficie. (Cannistraro, 1992).	16
Tabella 3.1 – Coefficienti liminari secondo UNI EN ISO 6946.	29
Tabella 3.2 – Valori finali di trasmittanza termica.	30
Tabella 3.3 – Proprietà dei materiali delle pareti e del soffitto.....	30
Tabella 3.4 – Proprietà dei materiali del pavimento.	30
Tabella 3.5 – Coefficiente di trasmissione visibile del vetro HALIO.....	31
Tabella 3.6 – Coefficienti di trasmissione solare normale del vetro HALIO.....	32
Tabella 3.7 – Coefficienti polinomiali T_{sol}	33
Tabella 3.8 – Fattore solare g del vetro HALIO.	34
Tabella 3.9 – Coefficienti portata d’aria.	35
Tabella 3.10 – Portata d’aria calcolata in condizioni di griglie non sigillate.	37
Tabella 3.11 – Ricambi d’aria calcolati con il metodo A.	37
Tabella 3.12 – Portata d’aria calcolata in condizioni di aperture sigillate.	38
Tabella 3.13 – Ricambi d’aria calcolati con il metodo B.	39
Tabella 4.1 – Trasmittanza equivalente del frame.	41
Tabella 4.2 – Indicatori statistici del modello.	45
Tabella 4.3 – Confronto indicatori statistici.....	48
Tabella 4.4 – Proprietà vetro selettivo.	53
Tabella 4.5 – Apporti interni.	54
Tabella 4.6 – Fattori di vista ufficio.....	55
Tabella 4.7 – Parametri di input per il comfort termico.	55
Tabella 4.8 – Validazione codice EMS comfort termico.	57
Tabella 5.1 – Valore della percentuale delle ore occupate in discomfort per le tre posizioni.	67
Tabella 5.2 – Valore dei gradi-ora per le tre posizioni.....	69
Tabella 5.3 – Percentuale di ore occupate in discomfort -Vetro selettivo (WWR=0.5).	70
Tabella 5.4– Fattore di peso gradi-ora -Vetro selettivo (WWR=0.5).	70
Tabella 5.5 – Percentuale di ore occupate in discomfort -Vetro selettivo (WWR=0.5+overhang).	70
Tabella 5.6 – Fattore di peso gradi-ora -Vetro selettivo (WWR=0.5+overhang).....	70
Tabella 5.7 - Percentuale di ore occupate in discomfort - Vetro selettivo (WWR=0.35).	71
Tabella 5.8 – Fattore di peso gradi-ora - Vetro selettivo (WWR=0.35).	71
Tabella 5.9 - Valori consumi energetici con vetro assorbente.	72
Tabella 5.10 - Valori consumi energetici con vetro selettivo.....	73
Tabella 6.1 – Coefficiente di correlazione lineare ΔMRT -radiazione solare.	83
Tabella 6.2 – Indici parziali dei gradi-ora.	85
Tabella 6.3 – Valori del fabbisogno energetico.	86
Tabella 6.4 – Valori degli indici parziali dei gradi-ora.	87
Tabella 6.5 – Valori numerici del fabbisogno energetico.	88
Tabella 6.6 – Valori indici parziali dei gradi-ora.....	89

Tabella 6.7 – Valori dei fabbisogni energetici.....	89
Tabella 6.8 – TWINS: Coefficienti di correlazione lineare Δ MRT-radiazione solare.	93

1. Introduzione

Uno degli obiettivi dell'Unione Europea per lo sviluppo sostenibile definiti dall'ONU nell'Agenda 2030 riguarda il consumo di energia. A tal riguardo tutti gli stati membri si impegnano a promuovere politiche di efficienza energetica al fine di raggiungere entro il 2030 un risparmio del 30% rispetto ai consumi previsti.

In tale ambito gli edifici rivestono un ruolo fondamentale in quanto sono responsabili di gran parte dei consumi totali di energia. In Italia, oltre il 40% dei consumi finali di energia deriva dal settore civile, di cui circa il 30% è impiegato dal residenziale.

La Direttiva 2010/31 EPBD (Energy Performance of Building Directive Recast), modificata nel 2018 dalla Direttiva 2018/844, ha introdotto il concetto di "edificio a energia quasi zero" (Nearly Zero Energy Building, NZEB), ossia un edificio ad altissima prestazione energetica, il cui fabbisogno energetico quasi zero dovrebbe derivare principalmente da fonti energetiche rinnovabili. Tale direttiva ha imposto che dalla fine del 2020 tutti gli edifici di nuova costruzione dovranno essere NZEB.

Per ridurre il fabbisogno energetico è necessario prevedere tenere conto di diversi fattori, come le prestazioni dell'involucro, sia opaco che trasparente, l'efficienza degli impianti, il comportamento degli occupanti, ecc.

I componenti trasparenti agiscono in modo significativo sulle prestazioni di un edificio, sia in termini di energia che di comfort. Lo sviluppo di tecnologie trasparenti innovative è stato fondamentale per il raggiungimento degli obiettivi di risparmio energetico previsti dagli edifici NZEB. Queste tecnologie infatti, chiamate anche smart glazing, si adattano ai cambiamenti ambientali interni o esterno. Utilizzando l'approccio selettivo proposto da F. Favoino, M. Overend e Qian Jin, secondo cui l'involucro edilizio si comporta come un filtro tra l'ambiente interno e quello esterno, è possibile controllare gli scambi di energia o di massa tra interno ed esterno mediante sistemi dinamici che si adattano all'ambiente modulando le loro proprietà termo-ottiche in modo reversibile. Numerosi studi sono stati effettuati per valutare il risparmio energetico dovuto all'utilizzo di sistemi dinamici.

Inoltre, essendo l'involucro trasparente responsabile della trasmissione solare, esso influisce in maniera decisiva anche sul comfort termico ambientale. Le condizioni ambientali possono rappresentare un rischio per la salute delle persone. Considerando infatti che le persone trascorrono gran parte della giornata in edifici chiusi, garantire un ambiente sano e confortevole è una condizione necessaria per il benessere fisico. Se si fa riferimento poi agli ambienti di lavoro, il benessere fisico influisce anche alla produttività degli occupanti.

1.1. Obiettivi

Il presente lavoro pone l'attenzione su due focus fondamentali:

- i sistemi vetrati innovativi o smart glazing;
- il comfort termico ambientale in determinate condizioni esterne.

L'obiettivo principale è quello di valutare, al variare dell'involucro edilizio, il comfort termico all'interno di un certo ambiente, considerando o meno l'effetto della radiazione solare incidente direttamente su un occupante. La radiazione solare incidente produce infatti un surriscaldamento dell'ambiente e di conseguenza influisce sulla percezione termica delle persone all'interno di esso.

Sfruttando le potenzialità degli smart glazing, vengono individuate diverse strategie di controllo dinamico della radiazione solare finalizzate alla minimizzazione del discomfort termico.

In parallelo agli obiettivi di comfort viene valutato l'effetto delle strategie di controllo analizzate anche sul fabbisogno energetico di un edificio, in termini di energia primaria dovuta al riscaldamento, raffrescamento e illuminazione.

1.2. Metodologia

Il lavoro di tesi è stato sviluppato, dopo l'analisi preliminare della letteratura, a partire da un'attività sperimentale svolta tra marzo e aprile 2019 presso il dipartimento di energia (DENERG) del Politecnico di Torino. Tale attività ha visto come oggetto una cella di prova a scala reale (Test Window Innovative System, TWINS) su cui sono installati tre sistemi vetrati: uno statico tradizionale e due dinamici elettrocromici. L'obiettivo dell'attività è stato quello di determinare sperimentalmente le proprietà termiche non note dell'involucro della cella e per realizzare in uno step successivo un modello di simulazione numerica.

Una prima campagna di acquisizione dati è servita per la caratterizzazione del comportamento termofisico dell'involucro, non avendo informazioni precise sui materiali che lo costituiscono. Sono state utilizzate tre tipologie di sensori: le termocoppie, per misurare la temperatura dell'aria e le temperature superficiali, i termoflussimetri, per i flussi termici scambiati dalle pareti con l'esterno, e i piranometri, per la radiazione solare incidente e trasmessa dai sistemi vetrati. Dal monitoraggio di questi parametri fisici, sono state determinate le proprietà termiche dell'involucro opaco. Le caratteristiche termo-ottiche dei vetri invece sono state ricavate mediante il software WINDOW 7.6, che fornisce un ampio database di dati relativi a sistemi vetrati presenti in commercio. È stato inoltre effettuato il blower door test per determinare la tenuta all'aria dell'involucro, in termini di ricambi d'aria orari.

Le proprietà dei materiali ricavate dai dati sperimentali e dal software hanno permesso di realizzare un modello fisico della cella testata, utilizzando il software di simulazione energetica EnergyPlus, per poter simulare in diverse condizioni il comportamento dei vetri elettrocromici. Tale modello è stato calibrato mediante una seconda campagna di misurazione sperimentale, durante la quale i vetri elettrocromici sono stati mantenuti nello stato alla massima trasparenza. Per la calibrazione si è fatto riferimento principalmente alla temperatura dell'aria interna, confrontando i dati misurati con quelli stimati dal software. Poiché dai primi confronti sono emerse delle differenze non trascurabili tra i dati sperimentali e quelli stimati sono stati cambiati i parametri fisici con maggiore incertezza, come ad esempio il fattore di assorbimento solare delle pareti e del pavimento. In questo modo è stato possibile validare il modello, sia da un punto di vista qualitativo che quantitativo, mediante il calcolo di indicatori statistici.

Una terza acquisizione di dati è stata effettuata impostando i vetri elettrocromici nello stato più scuro e sono stati utilizzati nel modello di EnergyPlus per caratterizzare il comportamento reale dei sistemi vetrati al variare della trasmissione solare e visibile.

Per valutare le condizioni di comfort termico al variare dell'involucro trasparente è stato poi realizzato un secondo modello di EnergyPlus, relativo ad un ufficio di dimensioni standard, situato idealmente a Torino. Su tale modello sono state considerate due tecnologie vetrate tradizionali: una assorbente, che coincide con i diversi stati di trasparenza del vetro elettrocromico oggetto dell'attività sperimentale, e una selettiva a controllo solare. Le analisi di comfort termico si basano sulla teoria di Fanger e sulla procedura dell'ASHRAE 55 [] che valuta l'effetto della radiazione solare incidente su un occupante attraverso una variazione della temperatura media radiante ΔMRT . L'algoritmo di calcolo è stato implementato nel tool EMS (Energy Management System) di EnergyPlus. Inoltre, per determinare la temperatura media radiante in una qualsiasi posizione, è stato necessario un passaggio intermedio che ha visto la stesura di uno script

di Matlab per il calcolo analitico dei fattori di vista tra una persona e una superficie, non determinabili direttamente su EnergyPlus.

Per ciascuna tecnologia sono state effettuate le analisi di comfort termico a lungo termine, considerando o meno l'incidenza della radiazione solare su un occupante, in diverse posizioni all'interno dell'ufficio. Inoltre, sono state valutate anche le prestazioni energetiche in termini di energia primaria totale.

Sulla base delle prestazioni delle due tecnologie tradizionali valutate, sono state elaborate diverse strategie di controllo dinamico della radiazione solare per ridurre il discomfort termico ambientale. Il controllo dinamico permette di modulare lo stato del vetro elettrocromico in base ai parametri di ottimizzazione scelti. Le analisi delle prestazioni di tecnologie innovative simulate si basano su tre differenti controlli, implementati nel tool EMS (Energy Management System) di EnergyPlus. Il primo controllo è quello più semplice in quanto, attraverso semplici condizioni IF-ELSE, imposta lo stato del vetro in base all'intensità della radiazione solare esterna o al valore della temperatura operativa, con e senza la radiazione solare incidente. Il secondo controllo, quello più complesso e più importante, si basa su un modello del comfort termico predittivo. Esso permette di scegliere, in base alla temperatura operativa (in presenza di radiazione incidente sull'occupante o meno), il vetro più trasparente per garantire le condizioni di comfort termico interne ottimali.

Infine, il terzo controllo è una semplificazione del controllo Model Based, in cui anziché determinare il ΔMRT secondo la procedura dell'ASHRAE che richiede la conoscenza di diversi fattori di input, lo considera direttamente proporzionale alla radiazione solare esterna o trasmessa dal vetro. Le relazioni lineari tra il ΔMRT e la radiazione solare sono state ricavate dalle analisi delle prestazioni delle tecnologie tradizionali assorbenti.

Gli ultimi due controlli sono stati infine applicati alla TWINS testata, per future attività di controllo della radiazione solare in campo. Dalle simulazioni effettuate con le azioni di controllo sono stati ottenuti dei risultati globali, sia sul comfort termico che sul fabbisogno energetico, e parziali su alcune giornate tipo in estate e in inverno per valutare l'andamento della temperatura media radiante e della temperatura operativa al variare dello stato del vetro.

1.3. Struttura della tesi

Il seguente elaborato è articolato in cinque capitoli principali, oltre all'introduzione e alle conclusioni.

Capitolo 2: fornisce un quadro generale sui due temi principali della tesi, ossia il comfort termico e le tecnologie di involucro trasparente. Per il comfort viene descritta innanzitutto la teoria generale di Fanger e in seguito quella proposta dall'ASHRAE 55 per valutare l'effetto della radiazione solare su un occupante. Inoltre, vengono descritti gli indici di valutazione del comfort termico a lungo termine.

Relativamente all'involucro trasparente, sono descritte le principali tecnologie suddivise in passive e attive.

Capitolo 3: descrive l'attività sperimentale svolta sulla cella di prova del DENERG, spiegando l'organizzazione dell'apparato sperimentale e i dati acquisiti per la caratterizzazione dell'involucro opaco e trasparente della cella. Sono quindi riportate le proprietà dei componenti. Inoltre, è spiegato la procedura adottata per lo svolgimento del blower door test.

Capitolo 4: spiega i modelli di simulazione realizzati con l'ausilio dei software EnergyPlus e Matlab. Un modello di EnergyPlus riguarda il comportamento della TWINS testa, che è stato calibrato e validato sui dati sperimentali. Un secondo modello invece simula il comportamento di un ufficio ideale, per valutare il comfort termico ambientale.

Capitolo 5: dal modello di EnergyPlus dell'ufficio sono state valutate le prestazioni mediante due sistemi vetrati tradizionali, uno assorbente e uno selettivo. Per entrambe le tecnologie sono state analizzate in questo capitolo le prestazioni di comfort termico e di fabbisogno energetico totale.

Capitolo 6: presenta tre tipologie di strategie di controllo dinamico della radiazione solare finalizzate alla massimizzazione del comfort termico all'interno di un ambiente e alla valutazione del fabbisogno energetico, utilizzando sistemi vetrati innovativi. I controlli sono stati applicati sia all'ufficio che alla TWINS testata, fornendo sia risultati annuali che per giornate tipo.

2. Stato dell'arte

2.1. Comfort termico

Il comfort termico è definito dall'ASHRAE 55 come "quella condizione mentale che esprime soddisfazione per l'ambiente termico". Tuttavia, poiché il benessere psicofisico è una condizione che dipende da diversi fattori, sia ambientali che soggettivi, è difficile soddisfare le esigenze di tutti gli occupanti. Un ambiente quindi può essere considerato confortevole quando almeno l'80% degli occupanti si trova in uno stato di benessere termico in cui non avverte né sensazione di caldo né di freddo.

2.1.1. *Comfort termico ambientale – Teoria di Fanger*

In seguito ai risultati ottenuti da numerosi test sperimentali su diverse persone fisiche, il danese Fanger nel 1970 ha proposto un modello di comfort termico che correla statisticamente aspetti ambientali con aspetti soggettivi. Esso si basa sul bilancio termico del corpo umano considerando che le sensazioni termiche del corpo dipendono dall'azione dei sistemi di termoregolazione. L'organo che regola la temperatura corporea è l'ipotalamo, situato nel cervello, il quale grazie a dei ricettori termici rileva le sensazioni di caldo o freddo. Il corpo umano può essere suddiviso in due zone termiche, una esterna rappresentata dalla pelle e una interna rappresentata dagli organi. La prima è caratterizzata da una temperatura T_{sk} di circa 33.7 °C, mentre la seconda ha una temperatura T_{core} di 35 °C ± 0.5 °C sulle 24 ore. Nel momento in cui la temperatura corporea subisce delle variazioni interviene il sistema di termoregolazione che può essere di tipo vasomotoria o comportamentale. Se la temperatura interna del corpo è al di sopra di un certo valore di riferimento si verifica la vasodilatazione, ossia un aumento del flusso sanguigno verso la pelle. Se invece essa diminuisce si verifica la vasocostrizione, ossia la diminuzione del flusso di sangue verso le zone superficiali. A temperature elevate o troppo basse, non è più sufficiente la termoregolazione vasomotoria, per cui agisce quella comportamentale tramite la sudorazione, per abbassare la temperatura del corpo dissipando energia, o i brividi, per aumentare la temperatura. Sulla base di ciò ha stabilito che in condizioni di comfort i sistemi di termoregolazione di un individuo sono attivati in minima parte. Inoltre, non si ha un accumulo di energia nel corpo e la temperatura corporea rimane costante, ossia si verifica l'omeotermia.

Dal bilancio termico del corpo umano è possibile individuare le grandezze che influenzano le sensazioni termiche, che derivano dai processi di scambio di calore e massa tra corpo umano e ambiente.

Il primo principio della termodinamica per un sistema aperto può essere scritto come:

$$M = L + Q \quad (1)$$

Dove M è la potenza termica assorbita dal sistema, Q è il calore ceduto in ambiente ed L è il lavoro compiuto. Ciascun termine viene assunto positivo se uscente dal sistema.

Applicando questo principio al sistema rappresentato dal corpo umano, l'equazione (1) può essere scritta come:

$$M - W - Q = \frac{dU}{d\tau} \quad (2)$$

Dove M è definita potenza metabolica e dipende soltanto dall'attività svolta, W è la potenza meccanica prodotta, Q è il calore scambiato con l'ambiente esterno. Tutti i termini sono espressi in Watt e $\frac{dU}{d\tau}$ è la variazione di energia interna del corpo.

Il calore scambiato dal corpo con l'esterno può essere sensibile, se dovuto ad una variazione di temperatura o latente in seguito ad un cambiamento di fase.

Esplicitando i termini dell'equazione (2) si ottiene la seguente relazione:

$$M - W - C - R - C_k - E_d - E_{sw} - C_{ve} - E_{ve} = dU/d\tau \quad (3)$$

Dove:

- C è la potenza termica sensibile scambiata per convezione [W];
- R è la potenza termica sensibile scambiata per irraggiamento [W]
- C_k è la potenza termica sensibile scambiata per conduzione [W];
- E_d è la potenza termica latente scambiata per traspirazione (diffusione del vapore) attraverso la pelle [W];
- E_{sw} è la potenza termica latente scambiata per evaporazione del sudore sulla superficie della pelle [W];
- C_{ve} è la potenza termica sensibile scambiata con la respirazione [W];
- E_{ve} è la potenza termica latente scambiata con la respirazione [W].

Poiché il rendimento meccanico del corpo umano $\eta = \frac{W}{M}$ è molto basso, per attività moderate il rendimento può essere considerato nullo e quindi la W può essere sempre trascurata. Inoltre, in condizioni di omeotermia (condizione necessaria ma non sufficiente a garantire il comfort termico) si ha che $S = dU/d\tau = 0$.

Con le considerazioni fatte la potenza metabolica M assorbita uguaglia il calore prodotto. L'equazione di bilancio diventa la seguente:

$$M = (C + R + C_k) - E_d - E_{sw} - E_{ve} - C_{ve} \quad (4)$$

Si elencano di seguito i termini necessari al calcolo del bilancio di energia.

La potenza metabolica M è espressa in Met, essendo $1 \text{ Met} = 58.15 \frac{W}{m^2}$ e dipende dall'attività svolta. I valori tipici in funzione dell'attività sono forniti dalla UNI EN ISO 7730/2006 [2].

Potenza termica latente dispersa per traspirazione della pelle, E_d :

$$E_d = 3,05 \cdot 10 \cdot (256 \cdot T_{sk} - 3373 - \varphi \cdot p_{vs,Ta}) \quad (5)$$

Dove:

- T_{sk} è la temperatura superficiale della pelle;
- $\varphi \cdot p_{vs,Ta}$ è la pressione parziale del vapor d'acqua nell'aria.

Potenza termica latente dispersa per sudorazione, E_{sw} :

$$E_{sw} = 0,42 \cdot (M - 58,15) \quad (6)$$

Potenza termica latente dispersa con la respirazione, E_{ve} :

$$E_{ve} = 1,72 \cdot 10^{-5} \cdot M \cdot (5867 - \varphi \cdot p_{vs,Ta}) \quad (7)$$

Dove:

- M è la potenza metabolica;
- $\varphi \cdot p_{vs,Ta}$ è il valore di pressione parziale del vapor d'acqua nell'aria.

Potenza termica sensibile dispersa con la respirazione, C_{ve} :

$$C_{ve} = 0,0014 \cdot M \cdot (34 - T_a) \quad (8)$$

Dove:

- M è la potenza metabolica;
- T_a è la temperatura ambiente.

Potenza termica sensibile scambiata per convezione fra la superficie del corpo e l'aria ambiente, C :

$$C = h_c \cdot f_{cl} \cdot (T_{cl} - T_a) \quad (9)$$

Dove:

- T_{cl} è la temperatura superficiale dei vestiti;
- T_a è la temperatura ambiente;
- $h_c = \max(h_{c1}, h_{c2})$ è il coefficiente di scambio termico convettivo, essendo:
 $h_{c1} = \sqrt[4]{2,38 \cdot (T_{cl} - T_a)}$ per convezione naturale;
 $h_{c2} = 12,1 \cdot \sqrt{v_{ar}}$ per convezione forzata.

Potenza termica sensibile scambiata per irraggiamento fra la superficie del corpo e l'aria ambiente, R :

$$R = 3,96 \cdot 10^{-8} \cdot f_{cl} \cdot [(T_{cl} + 273)^4 - (T_{mr} + 273)^4] \quad (10)$$

Dove:

- f_{cl} è il coefficiente di area di abbigliamento, pari a:
 - $f_{cl} = 1,00 + 1,2 \cdot I_{cl}$ se $I_{cl} < 0,5$ clo;
 - $f_{cl} = 1,05 + 0,1 \cdot I_{cl}$ se $I_{cl} \geq 0,5$ clo;
- I_{cl} è la resistenza termica del vestiario, fornita anch'essa dalla UNI EN ISO 7730/2006, in base al tipo di abbigliamento [2].
- T_{mr} è la temperatura media radiante. Essa è definita come la temperatura uniforme delle pareti di un ambiente fittizio nero ($\epsilon = 1$) in cui il soggetto scambierebbe per irraggiamento la stessa potenza termica, R , che scambia effettivamente nel locale reale. Può essere calcolata utilizzando la seguente relazione:

$$T_{mr} = \sum(F_{p,i} \cdot T_{s,i}) \quad (11)$$

Dove:

- $F_{p,i}$ è il fattore di vista tra parete e individuo, calcolabile sia con un metodo grafico che analitico;
- $T_{s,i}$ è la temperatura superficiale della i -sima parete.

Potenza termica sensibile scambiata per conduzione, C_k :

$$C_k = 0 \quad (12)$$

La potenza secca per irraggiamento e convezione può essere determinata introducendo una temperatura fittizia, detta temperatura operativa T_{op} , definita come la temperatura uniforme delle pareti dell'aria di un ambiente fittizio in cui una persona scambierebbe per irraggiamento e convezione la stessa potenza che scambia nell'ambiente reale.

La temperatura operativa è data dalla seguente formula:

$$T_{op} = \frac{h_c \cdot T_{air} + h_r \cdot T_{mr}}{h_c + h_r} \quad (13)$$

Essendo:

- $h_r = 4 \cdot \epsilon \cdot \sigma \cdot \left(\left(273,15 + \left(\frac{T_{cl} + T_{mr}}{2} \right) \right)^3 \right)$ è il coefficiente di scambio termico radiativo;

- $\varepsilon = 0.97$ è l'emissività delle pareti;
- $\sigma = 5.67 \cdot 10^{-8} \frac{W}{m^2 K^4}$ è la costante di Stefan-Boltzmann;
- T_{cl} è la temperatura superficiale dei vestiti;
- T_{mr} è la temperatura media radiante;
- T_a è la temperatura ambiente;
- h_c è il coefficiente di scambio termico convettivo.

Calcolando i singoli termini dell'equazione del bilancio energetico del corpo umano (4) ed imponendo le condizioni di benessere soggettivo (14) e (15) definite da Fanger si ottiene l'equazione del benessere (16). La condizione di benessere in caso di attività è data da due equazioni:

$$E_{sw}^* = 0,42 * (M - 58,15) \quad (14)$$

$$T_{sk}^* = 35,7 - 0.0275 * M \quad (15)$$

Da cui:

$$L = (M - W) - (C^* + R^* + C_k^* + E_d^* + E_{sw}^* + C_{ve}^* + E_{ve}^*) \quad (16)$$

Dove L è definito carico termico, ossia la differenza tra la potenza termica dissipata realmente (prima parentesi) e la potenza termica che si dissiperebbe in condizioni di comfort (seconda parentesi). La condizione di comfort si ha per L=0.

Per valutare quantitativamente il livello di comfort globale Fanger ha introdotto due indici:

- PMV, Predicted Mean Vote;
- PPD, Predicted Percentage of Dissatisfied.

Il PMV è dato dalla formula:

$$PMV = (0,303 \cdot e^{-0,036 M} + 0,028) \cdot L \quad (17)$$

La percentuale di insoddisfatti prevista PPD è data invece dalla formula:

$$PPD = 100 - 95 \cdot e^{-(0,03353 PMV^4 + 0,2179 PMV^2)} \quad (18)$$

Il legame tra PMV e PPD è mostrato in Figura 2:

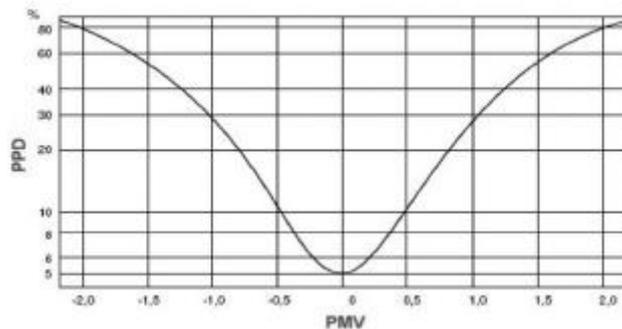


Figura 1 – Curva PMV – PPD.

Il PMV è basato su una scala di sette valori, compresi tra -3 e +3, a cui corrisponde una certa sensazione termica, come riportato nella Tabella 2.1.

-3	Molto freddo
-2	Freddo
-1	Leggermente freddo
0	Neutralità
+1	Leggermente caldo
+2	Caldo
+3	Molto caldo

Tabella 2.1 – Scala di sensazione termica.

Il PMV è accettabile quando è compreso tra -1 e +1.

La UNI EN ISO 7730 definisce tre categorie di comfort specificate nella Tabella 2.2.

Categoria	PMV [-]	PPD [%]
A	[-0.2; +0.2]	<6%
B	[-0.5; +0.5]	<10%
C	[-0.7; +0.7]	<15%

Tabella 2.2 – Categorie di comfort UNI EN ISO 7730.

Per il calcolo della T_{mr} con la formula (11), i fattori di vista $F_{p,i}$ possono essere determinati mediante l'ausilio dei grafici in Figura 2, che in funzione della configurazione geometrica e della posizione di una persona all'interno di un locale, forniscono il valore del fattore di vista fra la persona (seduta o in piedi) ed una superficie rettangolare orizzontale o verticale. Entrando nei grafici con il rapporto b/c si interseca la curva corrispondente al rapporto a/c e si ricava sulle ordinate il valore del fattore di vista, per ciascuna superficie.

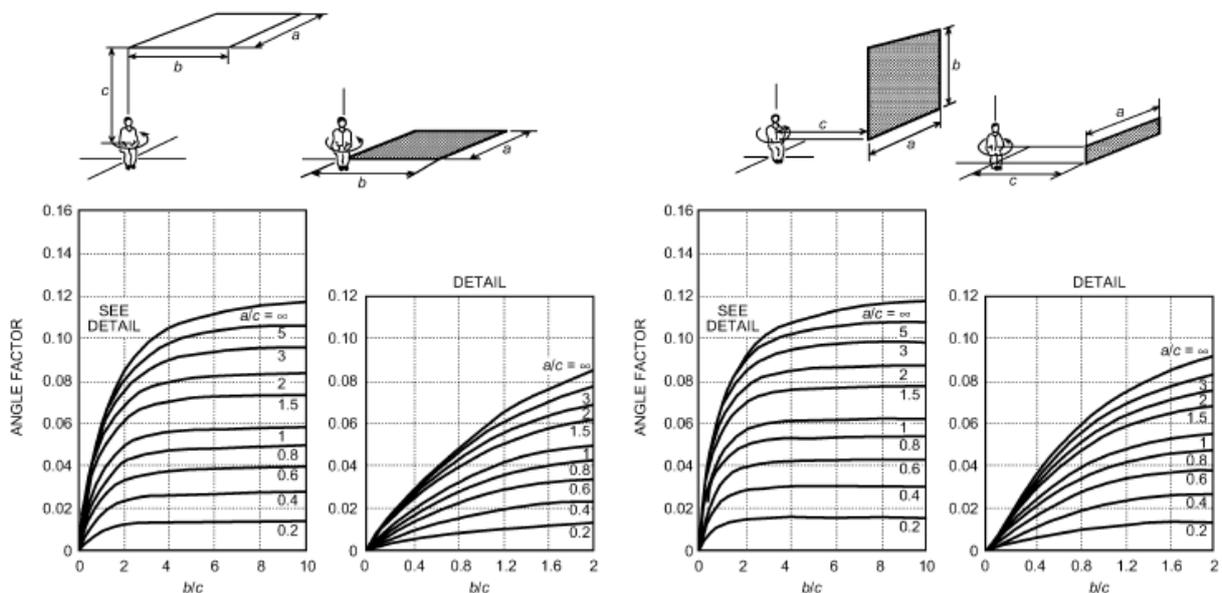


Figura 2 – Determinazione fattori di vista con il metodo grafico (Fanger, 1972).

Nel 1992 è stato elaborato da G. Cannistraro, G. Franzitta, C. Giaconia e G. Rizzo, a partire dai dati sperimentali di Fanger, un algoritmo per il calcolo analitico dei fattori di vista tra una persona, seduta o in piedi, e le sei superfici di un ambiente chiuso. Dai grafici proposti da Fanger, in cui le curve hanno un andamento esponenziale, è stata formulata la relazione (19). Ciascuna superficie viene suddivisa in

quattro sotto-superfici e per ciascuna di esse si calcola il fattore di vista con la formula (19) in base alla posizione della persona e infine si sommano i fattori di vista dell'intera superficie.

$$F_{P-A} = F_{sat,i} \left(1 - \exp \left[-\frac{b}{\gamma} \right] \right) \quad (19)$$

$$F_{sat,i} = F_{sat,max} \left(1 - \exp \left[-\frac{a}{\tau} \right] \right) \quad (20)$$

$$\tau = A + B \frac{a}{c} \quad (21)$$

$$\gamma = C + D \frac{b}{c} + E \frac{a}{c} \quad (22)$$

I coefficienti A, B, C, D ed E sono riportati in Tabella 2.3 per una persona seduta, e in Tabella 2.4 per una persona in piedi.

Situation	$\tau = A + B(a/c)$				$\gamma = C + D(b/c) + E(a/c)$			
	F_{max}	A	B	R_r	C	D	E	R_r
SEK1	0.132	1.14505	0.14524	0.983	0.74379	0.10312	0.02967	0.837
SEK2	0.103	1.33522	0.14454	0.985	0.60637	0.14678	0.04628	0.906
SEK3	0.131	1.41607	0.09957	0.964	0.76196	0.07182	0.05578	0.858
SEK4	0.104	1.15253	0.13945	0.988	0.73371	0.09442	0.03688	0.856
SEK5	0.130	1.31858	0.12807	0.975	1.00432	0.03802	0.06189	0.783
SEK6	0.101	1.51966	0.12266	0.957	0.84923	0.10471	0.05704	0.948
SEU1	0.118	1.21590	0.16890	0.992	0.71739	0.08733	0.05217	0.927
SEU2	0.116	1.39569	0.13021	0.986	0.95093	0.07967	0.05458	0.853

Tabella 2.3 – Parametri per il calcolo dei fattori di vista tra una persona seduta e una superficie. (Cannistraro, 1992).

Situation	$\tau = A + B(a/c)$				$\gamma = C + D(b/c) + E(a/c)$			
	F_{max}	A	B	R_r	C	D	E	R_r
STK1	0.121	1.06238	0.16322	0.991	0.61838	0.08305	0.04338	0.906
STK2	0.119	1.50894	0.13674	0.970	0.66134	0.07363	0.05443	0.860
STK3	0.115	1.43489	0.12402	0.966	1.42996	-0.03349	0.05650	0.576
STU1	0.120	1.24186	0.16730	0.992	0.61648	0.08165	0.05128	0.895
STU2	0.116	1.59512	0.12788	0.951	1.22643	0.04621	0.04434	0.598

Tabella 2.4 - Parametri per il calcolo dei fattori di vista tra una persona in piedi e una superficie. (Cannistraro, 1992).

2.1.2. Comfort termico in presenza di radiazione solare diretta

L'effetto della radiazione solare sul comfort viene quantificato dall'ASHRAE 55 nell'appendice C introducendo il concetto di radiazione netta assorbita dal corpo, a cui è associata una variazione della temperatura media radiante (ΔMRT).

La radiazione netta assorbita sulla superficie del corpo (ERF - *effective radiant field*) può essere calcolata mediante la seguente relazione:

$$ERF_{solar} = \frac{\alpha_{SW}}{\alpha_{LW}} E_{solar} \quad (23)$$

In cui α_{SW} e α_{LW} rappresentano rispettivamente i coefficienti di assorbimento *short-wave* (alta frequenza) e *long-wave* (bassa frequenza).

Il campo radiante effettivo, ERF, è direttamente connesso al salto di temperatura tra le superfici dello spazio circostante (ossia la *mean radiant temperature*, MRT) e l'aria ambiente. In formule:

$$ERF = f_{eff} h_r (MRT - T_a) \quad (24)$$

Da cui si ricava il salto termico ΔMRT :

$$\Delta MRT = \frac{ERF}{f_{eff} h_r} \quad (25)$$

Dove f_{eff} è la parte della superficie del corpo esposta alla radiazione ambientale (=0.696 per una persona seduta e 0.725 per una persona in piedi), h_r è il coefficiente di scambio termico radiativo [$W/(m^2 K)$].

La radiazione solare E_{solar} è data dalla somma di 3 contributi fondamentali: la radiazione solare diffusa dalla volta celeste E_{diff} , la radiazione solare riflessa dalle superfici circostanti E_{refl} e la radiazione solare diretta proveniente direttamente dal Sole E_{dir} .

Nello specifico, E_{diff} è definita come:

$$E_{diff} = \frac{1}{2} f_{eff} f_{svv} T_{sol} I_{diff} \quad (26)$$

Dove f_{svv} è la frazione di volta celeste vista dal soggetto ¹ (Figura 3), I_{diff} è l'irradianza diffusa ricevuta da una superficie orizzontale rivolta verso l'alto (espressa in W/m^2) mentre T_{sol} rappresenta il fattore di trasmissione solare totale del componente vetrato.

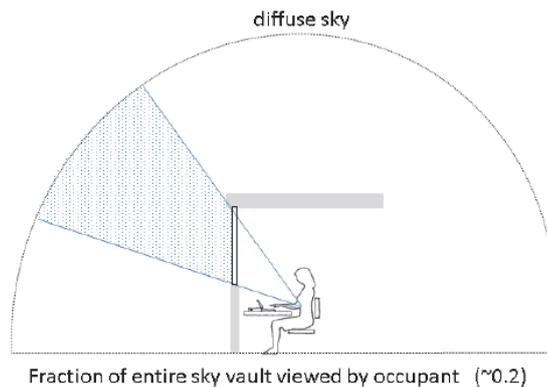


Figura 3 – Frazione della volta celeste, f_{svv} [1].

¹ La frazione di volta celeste può variare tra 0 ed 1. Essa dipende univocamente da 3 parametri geometrici (larghezza

finestra w , altezza finestra h , distanza tra soggetto e finestra d) così interconnessi: $f_{svv} = \frac{\tan^{-1} \frac{h}{2d} \tan^{-1} \frac{w}{2d}}{90 \cdot 180}$.

Per quanto riguarda la componente riflessa, essa è così definita:

$$E_{refl} = \frac{1}{2} f_{eff} f_{svv} T_{sol} I_{TH} R_{floor} \quad (27)$$

Dove I_{TH} è l'irradianza totale (diretta e diffusa)² mentre R_{solar} è il coefficiente di riflessione del pavimento, pari a 0.6 nelle simulazioni effettuate.

Passando infine alla radiazione diretta, occorre precisare che essa riguarda solamente la frazione proiettata del corpo, pesata dal parametro f_p , il quale dipende a sua volta dall'altezza del sole β , dall'angolo SHARP (*sun's horizontal angle relative to the front of the person*) e dalla postura (seduta, in piedi). Va ulteriormente precisato che la radiazione diretta è modulata anche dal fattore f_{bes} (*body exposure fraction*), il quale tiene conto della schermatura dovuta agli accessori circostanti il soggetto (Figura 4).

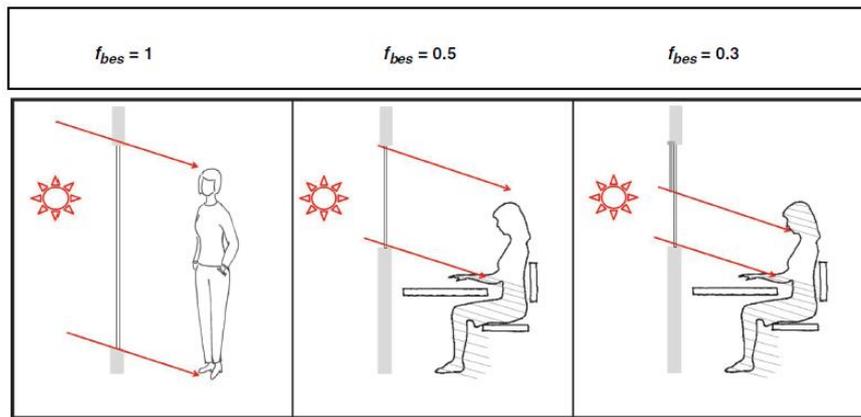


Figura 4 – Frazione del corpo esposto al sole, f_{bes} [1].

In formule:

$$E_{dir} = f_p f_{eff} f_{bes} T_{sol} I_{dir} \quad (28)$$

La temperatura media radiante in presenza di radiazione MRT* è quindi calcolata come segue:

$$MRT^* = MRT + \Delta MRT \quad (29)$$

La temperatura operativa in presenza di radiazione può essere scritta come:

$$T_{op}^* = \frac{h_r \cdot MRT^* + h_c \cdot T_a}{h_r + h_c} \quad (30)$$

Nei successivi capitoli i termini riferiti alla presenza di radiazione solare incidente verranno indicati con l'apice "*".

² I parametri di radiazione sono interrelati secondo la formula: $I_{TH} = I_{dir} \sin \beta + I_{diff}$. Essa può essere approssimata da $I_{TH} = 0.17 I_{dir} \sin \beta$.

2.1.3. Indici di valutazione a lungo termine

Per stimare la qualità ambientale di un ambiente in un certo periodo dell'anno, la EN 15251:2008 [6], recentemente sostituita dalla EN 16798-1:2019 [6], fornisce nell'appendice F tre metodi di valutazione a lungo termine delle condizioni generali di comfort termico.

Metodo A - Percentuale al di fuori di un certo range (*Percentage of Discomfort Hours, PDH*)

Esso si basa sul numero o percentuale di ore in cui l'edificio o locale è occupato durante le quali il PMV o la temperatura operativa è al di fuori di un certo range. Facendo riferimento alla temperatura operativa il PDH è dato da:

$$PDH_{OC} = \sum_{t=1}^T h_{OCC} T_{op} > T_{op,max}) [\%] \quad (31)$$

$$PDH_{OH} = \sum_{t=1}^T h_{OCC} T_{op} < T_{op,min}) [\%] \quad (32)$$

Metodo B - Criterio dei gradi-ora (*Degree Hours, DH*)

Le ore occupate in cui la temperatura operativa è al di fuori di un certo range vengono pesate con un fattore di peso wf , così definito:

$$wf = |T_{op} - T_{op,limit}| \quad (33)$$

Per valutare il livello di discomfort in un certo periodo dell'anno il fattore di peso viene moltiplicato per il tempo e tale prodotto viene sommato su tutto il periodo considerato. In particolare, il fattore di peso viene calcolato in inverno e in estate secondo le relazioni:

$$DH_{OC} = \sum_{t=1}^T (wf_{OC} \cdot time) [hours] \quad \text{per } T_{op} > T_{op,MAX} \quad (34)$$

$$DH_{OH} = \sum_{t=1}^T (wf_{OH} \cdot time) [hours] \quad \text{per } T_{op} < T_{op,MIN} \quad (35)$$

Metodo C - Criterio del PPD pesato

Il periodo di tempo in cui il PMV non è accettabile viene pesato da un fattore wf che dipende dalla percentuale di insoddisfatti PPD.

$$wf = \frac{PPD_{PMV,attuale}}{PPD_{PMV,limite}} \quad \text{se } PMV < PMV_{min} \quad \text{oppure } PMV > PMV_{max} \quad (36)$$

Analogamente al criterio dei gradi ora il fattore di peso viene moltiplicato e sommato su tutto il periodo secondo le relazioni:

$$PPD_{OC} = \sum_{t=1}^T (wf_{OC} \cdot time) [hours] \quad \text{per } PMV > PMV_{MAX} \quad (37)$$

$$PPD_{OH} = \sum_{t=1}^T (wf_{OH} \cdot time) [hours] \quad \text{per } PMV < PMV_{MIN} \quad (38)$$

2.2. Tecnologie di involucro trasparente

L'involucro trasparente di un edificio assume un ruolo essenziale, in quanto permette il passaggio della luce naturale, di effettuare i ricambi d'aria necessari per garantire una qualità dell'aria accettabile, di sfruttare gli apporti solari dovuti alla radiazione trasmessa. Questi fattori ricadono sui consumi energetici dovuti all'illuminazione, al riscaldamento e al raffrescamento.

La quantità di radiazione solare o di luce naturale trasmessa dipende dalle proprietà termo-ottiche del vetro.

La radiazione solare che arriva sulla superficie terrestre è distribuita su un ampio intervallo di lunghezza d'onda, che va dalle onde UV ($0.28\mu\text{m}$) all'infrarosso ($2.5\mu\text{m}$). La radiazione con lunghezze d'onda comprese tra 0.38 e $0.78\mu\text{m}$ rappresenta la luce visibile e rappresenta circa il 42% dello spettro solare.

In generale quando la radiazione solare incide su una superficie, in questo caso su un vetro, essa viene riflessa, assorbita e trasmessa. I rapporti di ciascuna componente rispetto alla radiazione solare incidente definiscono rispettivamente il fattore di riflessione, il fattore di assorbimento e il fattore di trasmissione del vetro. Le tre componenti sono riferite al visibile quando la radiazione solare ha una lunghezza d'onda compresa tra 0.38 e $0.78\mu\text{m}$; per lunghezze d'onda comprese tra 0.3 e $2.5\mu\text{m}$ si parla invece di coefficienti solari. La componente trasmessa è un fattore caratterizzante un sistema vetrato, in quanto l'energia solare trasmessa dal vetro determina il riscaldamento dell'ambiente per irraggiamento.

L'energia assorbita dal vetro viene a sua volta riemessa in ambiente. La somma dell'energia trasmessa direttamente dal vetro e quella riemessa rappresenta il fattore solare g .

Le proprietà ottiche dei vetri sono di seguito riassunte:

- T_{sol} : fattore di trasmissione solare, definito come il rapporto tra la radiazione trasmessa dal vetro e la radiazione solare totale incidente;
- T_{vis} : fattore di trasmissione solare visibile, ossia la porzione di luce visibile che attraversa il vetro;
- g o SHGC: fattore solare e Solar Heat Gain Coefficient, ossia la somma dell'energia solare trasmessa direttamente e quella riemessa;
- α : fattore di assorbimento, definito come il rapporto tra la radiazione assorbita dal componente e quella totale incidente;
- ρ o R: fattore di riflessione, definito come il rapporto tra la radiazione riflessa dal componente e quella totale incidente;
- U : trasmittanza termica, definita come la quantità di calore che disperso tra un ambiente interno ed esterno in presenza di una differenza di temperatura;
- ε : emissività, ossia il rapporto tra l'energia emessa per irraggiamento da un materiale e quella emessa da un corpo nero alla stessa temperatura.

2.2.1. Sistemi vetrati tradizionali

Vetri colorati

Durante la fabbricazione di un vetro chiaro vengono inseriti dei componenti metallici che determinano il colore e le proprietà del vetro. In particolare, nei vetri colorati la trasmissione solare si riduce, e allo stesso tempo diminuisce anche la trasmissione luminosa. Essi possono essere di colore bronzo, verde e grigio.

Vetri riflettenti

I vetri riflettenti presentano un rivestimento in ossidi metallici che riflettono la radiazione solare, riducendo la porzione di radiazione trasmessa e il fattore solare.

Vetri selettivi

I vetri selettivi sono costituiti da un particolare coating solare e basso-emissivo. I rivestimenti a controllo solare e basso emissivi (low-e) sono in genere film di ossidi di metallici posti tra due strati dielettrici. I materiali più usati sono l'argento, l'alluminio, il rame e oro. Questo rivestimento permette il controllo solare, infatti gran parte della radiazione solare infrarossa viene riflessa, permettendo allo stesso tempo la trasmissione della radiazione luminosa. Riducendo il fattore di trasmissione solare diminuisce il surriscaldamento dell'ambiente interno, soprattutto in estate.

2.2.2. Sistemi vetrati innovativi o smart glazing

Gli smart glazing o vetri intelligenti sono delle tecnologie innovative che in seguito ad uno stimolo esterno cambiano le loro proprietà ottiche che conferiscono un certo livello di trasparenza al vetro. Grazie a queste proprietà è possibile controllare i consumi energetici, sfruttando in inverno gli apporti solari e riducendo in estate la trasmissione solare. Inoltre, è possibile garantire un certo comfort visivo, regolando la quantità di luce trasmessa per evitare ad esempio fenomeni di abbagliamento oppure per mantenere un illuminamento costante.

Questi sistemi vetrati possono essere suddivisi in due categorie: passivi e attivi.

Vetri passivi

I vetri passivi sono costituiti da materiali che cambiano le loro proprietà se esposti al calore e pertanto non possono essere modulati direttamente.

Vetri termocromici

I materiali termocromici sono caratterizzati da una variabilità delle proprietà termo-ottiche in dipendenza dalla temperatura. Non è sbagliato affermare che il campo della termocromia è quasi a completo appannaggio del biossido di Vanadio (VO_2).

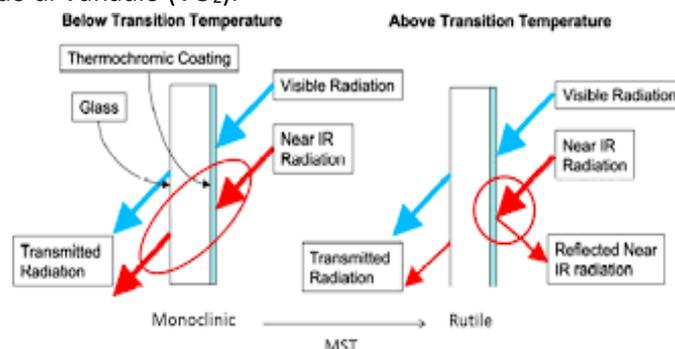


Figura 5: Spiegazione del fenomeno della termocromia.

Per tali materiali il parametro fondamentale è la temperatura critica di transizione τ_c in corrispondenza della quale avviene la mutazione della struttura cristallina (nel caso del VO_2 si passa da una forma allotropica monoclinica ad una tetragonale). Ciò porta ad una riduzione, più o meno marcata, del coefficiente di trasmissione nel campo dell'infrarosso solare con conseguenti ed ovvi risparmi energetici.

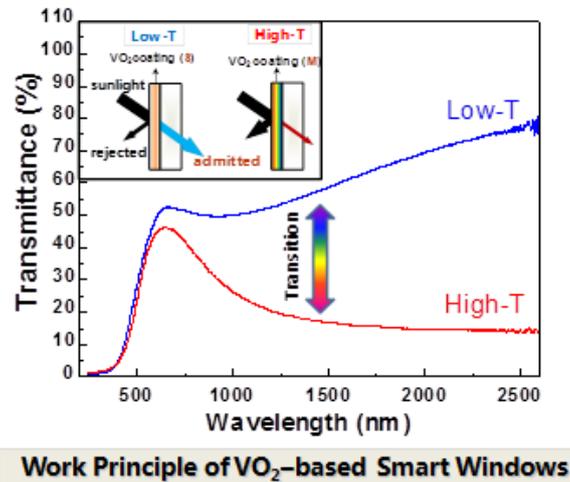


Figura 6: Riduzione del coefficiente di trasmissione (campo IR) al superamento della temperatura critica di transizione.

Il principale difetto del biossido di Vanadio resta tuttavia l'alto valore di temperatura critica di transizione (68°C), il che ha indotto in passato molti ricercatori a studiare tecniche di dopaggio con elementi chimici aggiuntivi (Fluoro, Tungsteno, Stagno). La modulazione della τ_c è notevole: basti pensare che con opportuni dosaggi e tecniche di deposizione superficiale si è raggiunto un valore limite di circa 28°C .

Vetri termotropici

I materiali termotropici, al pari dei termo-cromici, sfruttano passivamente il cambio di temperatura per variare le proprietà termo-ottiche superficiali. A differenza di questi ultimi però, essi tendono maggiormente a diffondere la radiazione incidente (quando non sono trasparenti ovviamente) piuttosto che a rifletterla. La variazione del coefficiente di trasmissione in particolare è fisicamente dovuta ad uno dei 4 fenomeni qui di seguito elencati (eventualmente anche combinazioni di essi):

- Separazione di fase dei suoi costituenti (*polymer blends e polymer gels*).
- Transizione di fase (*casting resins*).
- Cambiamento delle dimensioni delle particelle (*thermotropic nanoparticles*).
- Aggregazione (*block copolymers*).

Vetri fotocromici

I materiali fotocromici si scuriscono quando vengono esposti ai raggi ultravioletti ed hanno un comportamento reversibile nel momento in cui cessa l'irraggiamento. Si tratta di decomposizione di microcristalli di alogenuri di argento (coluri, bromuri, ioduri), presenti come fase dispersa nella pasta del vetro e sensibili ai raggi ultravioletti. Questo tipo di vetro modifica la trasmissione luminosa in funzione della quantità della luce incidente sulla superficie.

Vetri attivi

Dispositivi a particelle sospese (SPD)

I sistemi vetrati con tecnologia SPD sono costituiti da 3 a 5 strati; di questi, quello “attivo” spesso contiene dipoli a forma sferica (ad esempio *polyhalide*) sospesi in un fluido organico o un gel. Applicando una tensione in alternata, le particelle orientate in maniera casuale si allineano ordinatamente lungo il campo elettrico esterno creando dei “varchi” tramite cui la radiazione incidente riesce a passare, mutando di fatto le proprietà termo-ottiche (aumento considerevole del coefficiente di trasmissione). Valori tipici dei dispositivi SPD sono³:

- Tempi di attuazione (*switching time*): 1-3 s.
- Tensione di alimentazione: 65-220 VAC.
- Trasmissione visibile: 65% On state, 1% Off state.

Dispositivi a cristalli liquidi (LCD)

I dispositivi LCD presentano un comportamento del tutto analogo a quello degli SPD differenziandosi esclusivamente nella composizione chimica dello strato attivo centrale (gocce di cristalli liquidi disperse in una matrice polimerica).

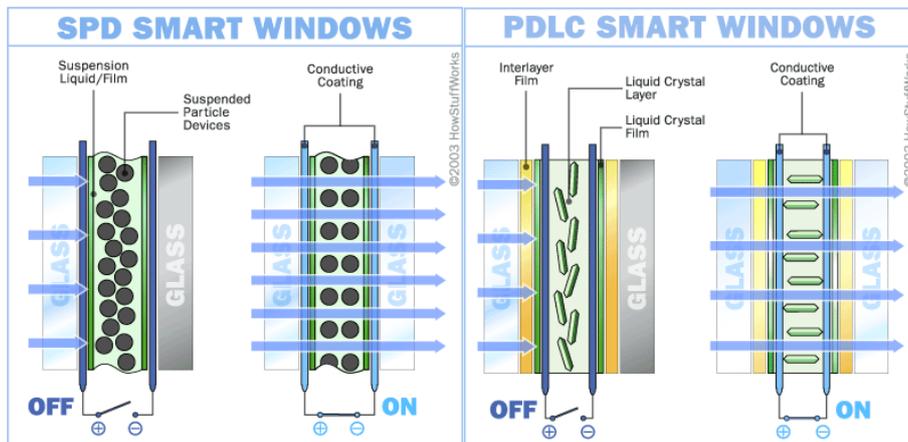


Figura 7: Illustrazione del principio di funzionamento di un SPD (sx) e di un LCD (dx).

Dispositivi elettrocromici

I dispositivi elettrocromici (ECD) consentono una modulazione delle proprietà termo-ottiche basandosi sulla mutazione cromatica (variazione di colore) del materiale costituente a seguito di una reazione chimica di ossido-riduzione. Importante sottolineare come tale tecnologia sia attiva, ossia prevede l'utilizzo e l'applicazione di una tensione DC ai capi degli elettrodi per poter innescare la suddetta reazione chimica REDOX. La struttura intima di un ECD, composta da una serie di *layer* (strati) è ben illustrata in Figura 8.

³ Ovviamente variando lo spessore del fluido organico e la densità delle particelle in esso immerse, le proprietà termo-ottiche possono essere modulate a seconda delle esigenze contingenti.

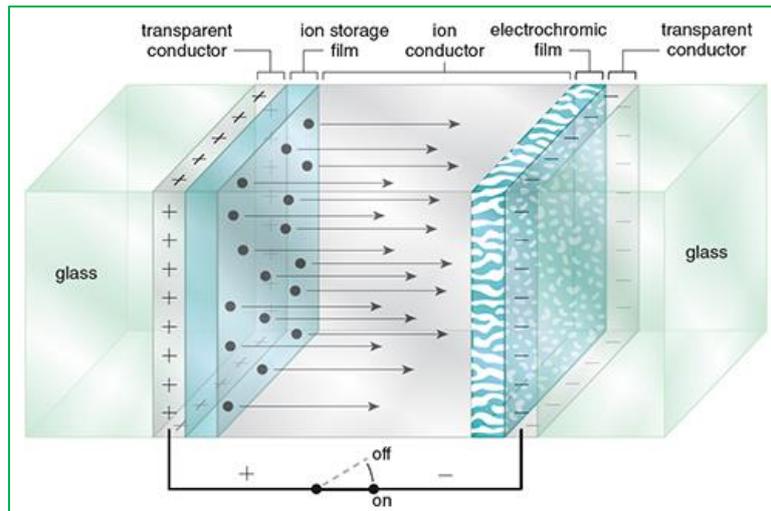


Figura 8: Costituzione fisico-chimica di un dispositivo ECD.

Oltre ai due strati conduttivi trasparenti troviamo l'elettrolita (ossia un conduttore di ioni, *ion conductor*) incastonato fra i due *layer* elettro-attivi: lo *ion-storage film* e l'*electrochromic film* o semplicemente elettrocromico.

Gli elettrocromici possono essere categorizzati in due macro-famiglie: gli ossidi di metallo (in particolare il triossido di Tungsteno WO_3) e gli elettrocromici polimerici (meno usati a causa del degrado delle prestazioni indotto dai raggi UV).

Combinando diversi tipi di ion-storage film, ion conductor ed elettrocromici si possono ottenere differenti proprietà e dunque si può pensare di ottimizzare i tempi di attuazione (dalle decine di secondi ai minuti)⁴ ed il coefficiente di trasmissione (sia VIS che NIR). Coefficiente di trasmissione che può essere modulato anche variando il valore di tensione esterna applicata ottenendo diversi stati operativi (nel seguito del presente lavoro, in particolare nel paragrafo 3.3, si illustrerà in dettaglio questo aspetto).

Vale la pena sottolineare come recenti ricerche nel settore mirino allo sviluppo di strati elettro-attivi in grado di alterare il coefficiente di trasmissione nel solo campo solare (dunque NIR) lasciando quasi invariato il valore nella regione del visibile: l'eventuale disaccoppiamento dei due coefficienti potrebbe ulteriormente lanciare la tecnologia smart glazing elettrocromica.

⁴ Dal punto di vista dello *switching time*, gli ECD sono meno performanti degli SPD/LCD. Tuttavia, la tecnologia elettrocromica è caratterizzata da consumi più esigui in quanto la reazione chimica non necessita di un potenziale continuativo. Occorre infatti invertire la polarità iniziale per ripristinare lo stato termo-ottico di partenza.

3. Caratterizzazione sperimentale

Nel capitolo seguente verrà descritta l'attività sperimentale finalizzata alla valutazione in campo del comportamento dei componenti d'involucro edilizio necessaria per la successiva realizzazione di un modello di simulazione energetica.

Essa è stata svolta presso il dipartimento di energia (DENERG) del Politecnico di Torino, utilizzando come apparecchiatura strumentale una delle due celle di prova (TWINS – Test Window Innovative System) poste sulla copertura piana del dipartimento. Essa è costituita da un sistema di facciata innovativo, ossia quello degli smart glazing, ed è stata predisposta dal dipartimento per attività di ricerca.

La cella ha dimensioni interne di 1.6x3.5x3m ed è orientata con asse Nord-Sud. L'involucro è costituito da tre pareti verticali, pavimento e copertura, realizzate con un pannello sandwich, e da una quarta parete, quella esposta a sud, vetrata. Sulla parete nord è presente la porta di accesso alla cella. Sulla facciata sud invece, che risulta essere non ombreggiata, sono installati tre sistemi vetrati, di cui uno statico e due dinamici, come mostra la Figura 9.

Il sistema statico è quello più in alto, mentre quelli in basso sono due vetri elettrocromici HALIO di AGC.



Figura 9 – Vista della facciata vetrata della cella.

3.1. Set up sperimentale

La prima fase dell'attività sperimentale è stata effettuata per caratterizzare il comportamento termofisico dell'involucro opaco della cella testata, mediante l'acquisizione in campo di alcuni parametri fisici.

Le grandezze di interesse, quali temperature, flussi termici e radiazione solare, sono state misurate mediante diversi sensori, collegati ad un dispositivo di acquisizione dati, il DataTaker DT85. Il dispositivo è predisposto di un software attraverso cui vengono mandati i comandi sulle grandezze da registrare tramite un programma di acquisizione. I comandi da usare nel programma sono stati

I sensori utilizzati sono di tre tipologie, in base al tipo di grandezza fisica misurata:

- termocoppie di tipo T, per la temperatura;
- termoflussimetri, per i flussi termici;
- piranometri, per la radiazione solare.

Prima di installare i sensori è stata effettuata la calibrazione delle termocoppie, utilizzando come strumento di riferimento una sonda PT-100, ossia una termoresistenza al platino con resistenza di 100 Ω a una temperatura di 0°C. La taratura è avvenuta a tre diverse temperature, 0°C, 30°C e 60°C. La taratura a 0°C è stata fatta utilizzando una miscela di acqua e ghiaccio, in cui sono state immerse le termocoppie e la PT-100. Mentre quella a 30°C e 60°C è avvenuta utilizzando un bagno termostatico contenente acqua, la quale è stata portata e mantenuta a queste temperature per circa 10-15 minuti. Durante questo intervallo di tempo sono state registrate dal datataker le temperature delle termocoppie e la resistenza della PT-100. Per ciascun sensore sono state plottate le temperature medie misurate a 0°C, 30°C e 60°C, in funzione di quelle relative alla PT-100, da cui sono stati ricavati il coefficiente angolare m e l'intercetta q . Questi coefficienti sono stati inseriti quindi nel programma di acquisizione dati inviato al datataker come fattori moltiplicativo dei dati registrati.

Successivamente alla calibrazione, sono state installate su pareti, pavimento e soffitto una termocoppia interna ed una esterna, per la misurazione delle temperature superficiali interne ed esterne, e un termoflussimetro, per misurare il flusso termico scambiato tra interno ed esterno, al centro di ogni superficie. Sono state predisposte quattro termocoppie interne per la temperatura dell'aria interna, mediante un supporto di altezza di 1.50 m, in quattro posizioni diverse equidistanti tra loro, nel senso della lunghezza e al centro rispetto alla larghezza della cella, e una termocoppia esterna per registrare la temperatura dell'aria esterna, collocata al di sotto della cella in modo da essere protetta dalla radiazione solare.

Per quanto riguarda i sistemi vetrati, sono state previste due termocoppie su ciascuno di esso, una interna e una esterna. Inoltre, sono stati utilizzati cinque piranometri: tre interni verticali in prossimità dei vetri a tre altezze diverse e al centro di ciascuno vetro, per rilevare la radiazione solare trasmessa; uno esterno verticale posizionato a metà altezza della facciata a sud, per la radiazione verticale totale incidente; uno esterno orizzontale, per la radiazione globale orizzontale.

Nelle Figura 10 e Figura 11 sottostanti sono rappresentati tutti i sensori utilizzati a cui è stata la seguente codifica che verrà utilizzata nei paragrafi successivi:

- Tse: temperatura superficiale esterna;
- Tsi: temperatura superficiale interna;
- Tai: temperatura aria interna;
- Tout: temperatura esterna;
- HF: flussi termici;
- Pyra_In_Vert: radiazione verticale trasmessa;

- Pyra_Out_Vert: radiazione verticale esterna incidente sulla facciata a sud;
- Pyra_Out_Horiz: radiazione orizzontale esterna.

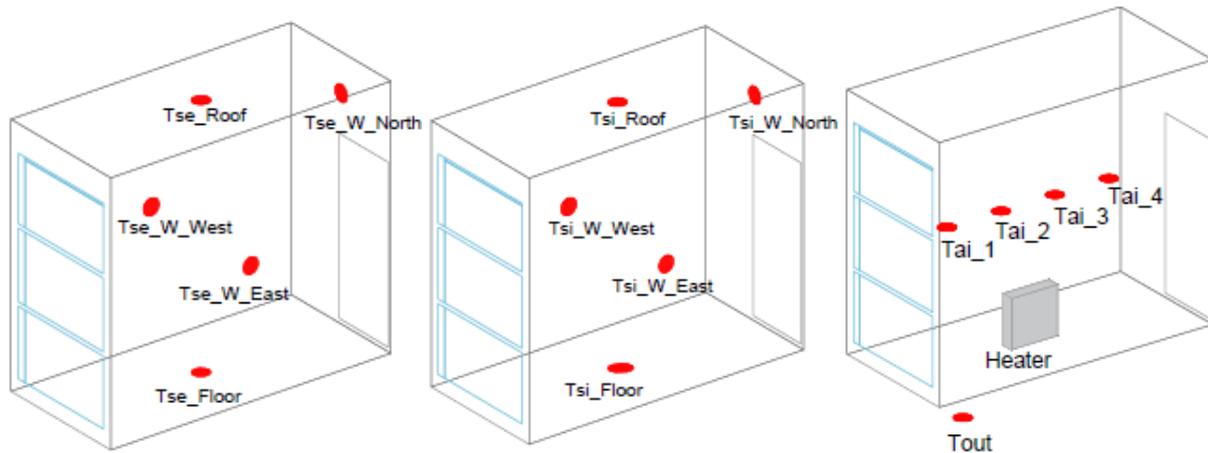


Figura 10 – Schema termocoppie (1).

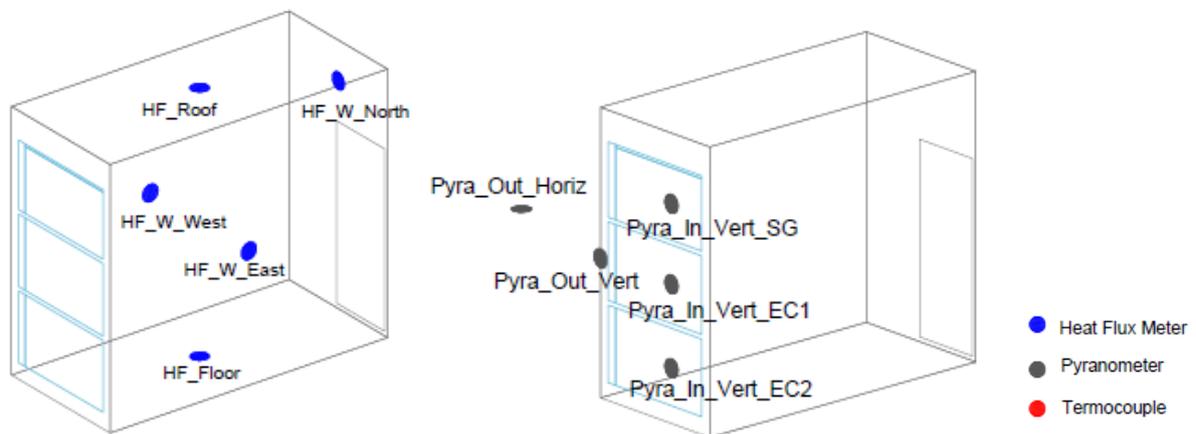


Figura 11 – Schema termoflussimetri e piranometri (1).

Seguendo le procedure già adottate da altre analisi sperimentali sulle TWINS, per ridurre l'effetto della radiazione riflessa dalle pareti e dal pavimento, i piranometri interni sono stati schermati con degli imbuto, tinteggiati di nero al loro interno, in modo da misurare soltanto la radiazione diretta e diffusa trasmessa direttamente dai vetri. Analogamente sono state schermate, con dei cilindri di cartone, anche le termocoppie dell'aria interna, in modo da limitare l'influenza della radiazione diretta.

La cella poggia su una pavimentazione esterna in materiale di colore chiaro con indice di riflessione alto, per cui per ridurre l'effetto dell'albedo, come si può vedere dalla Figura 9, è stato posizionato un telo di colore nero sulla pavimentazione antistante la cella. Infine, a sinistra della cella è presente un basso fabbricato che in alcune ore del giorno fa ombra sulla parete ovest, di cui si è tenuto conto nelle fasi successive di modellazione.

Una volta organizzazione tutto l'apparato strumentale è stata avviata l'acquisizione dei dati. Essi sono stati acquisiti ogni minuto e registrati ogni cinque come valori medi. Tramite un programma apposito, è

stato possibile scaricare i dati in automatico ogni 24 ore su un server remoto, tramite l'utilizzo di un FTP (File Transfer Protocol).

Le prime misure sono state condotte dal 18/02/2019 al 22/02/2019, in una condizione di overheating, a causa di un guasto del sistema di riscaldamento. È stato utilizzato un heater elettrico ad olio da 1,5 kW, posizionato al centro della cella, tra i sensori Tai_2 e Tai_3, e mantenuto in questa prima raccolta dati alla massima potenza. Inoltre, per evitare stratificazioni di aria è stato utilizzato un ventilatore, posizionato vicino la porta. Per quanto riguarda le condizioni climatiche esterne, le giornate sono state completamente soleggiate e la temperatura esterna compresa tra 5°C e 15°C.

3.2. Involucro opaco

Non conoscendo le caratteristiche dell'involucro opaco, è stato valutato il comportamento termico determinando sperimentalmente la trasmittanza termica, ossia la capacità di una superficie di disperdere calore. Essa si misura in W/m^2K ed è definita come il flusso termico che attraversa una superficie di $1 m^2$, in seguito ad una differenza di temperatura di $1^\circ C$ fra interno ed esterno.

La trasmittanza delle superfici opache è stata determinata utilizzando il metodo delle medie progressive, per tenere conto dell'inerzia termica dei componenti. Tale metodo consiste nel calcolare ad ogni istante le medie cumulate negli istanti precedenti. A partire dai flussi termici q_j e le ΔT tra le temperature superficiali interne ed esterne misurate nei cinque giorni, è stata calcolata per ogni istante j , la conduttanza termica C , secondo la formula:

$$C = \frac{\sum_{j=1}^n q_j}{\sum_{j=1}^n (T_{si,j} - T_{se,j})} \quad [W / m^2 K] \quad (39)$$

Sono riportati di seguito in Figura 12 e Figura 13 i grafici della conduttanza termica della parete est e del pavimento, essendo quelli più significativi, poiché le altre pareti e il soffitto hanno la stessa stratigrafia della parete est. Come si può vedere, dopo un certo intervallo di tempo le curve convergono a un asintoto orizzontale, che rappresenta il valore della conduttanza.

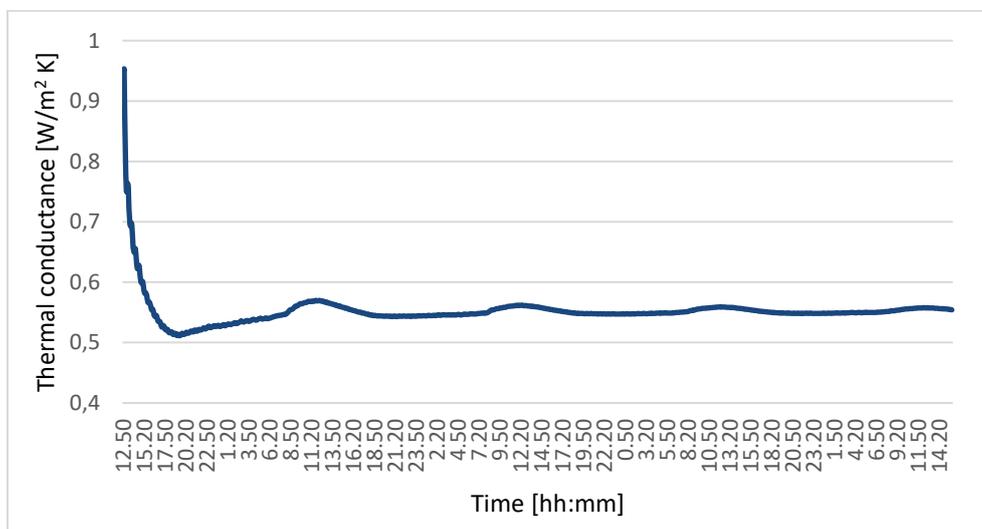


Figura 12 - Conduttanza della parete est.

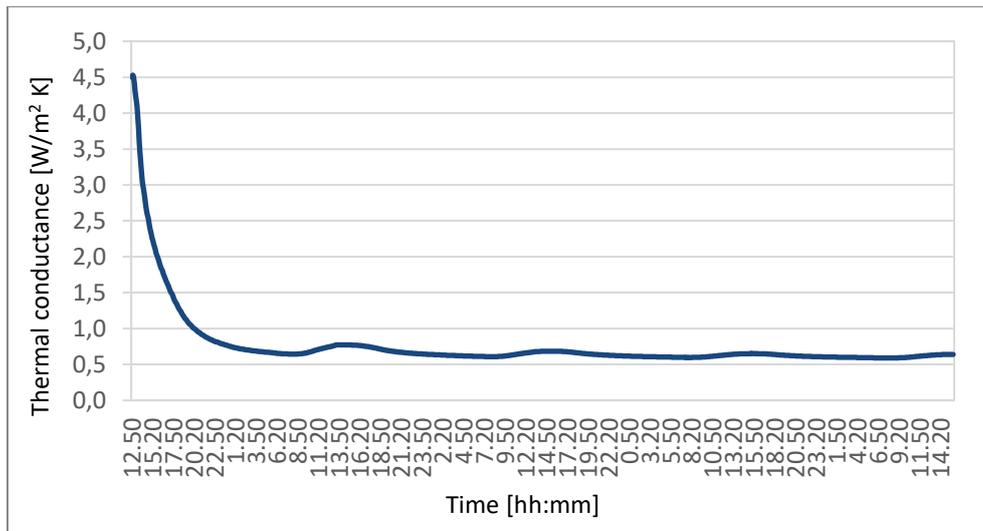


Figura 13 - Conduttanza del pavimento.

Nel caso delle pareti e del soffitto, si è ottenuta una conduttanza termica di 0,523 W/m² K, mentre per il pavimento vale 0,816 W/m² K.

La trasmittanza termica U è stata poi calcolata, usando la formula (2), trasformando la conduttanza in resistenza ed aggiungendo le resistenze liminari interne ed esterne, che tengono conto degli scambi radiativi e convettivi con l'ambiente circostante.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{C} + \frac{1}{h_e}} \quad [W / m^2 K] \quad (40)$$

Le resistenze termiche superficiali sono riportati nella Tabella 3.1 estrapolata dalla norma UNI EN ISO 6946 [].

Resistenza superficiale [m ² K/W]	Direzione del flusso termico		
	Ascendente	Orizzontale	Discendente
1/h _i	0.1	0.13	0.17
1/h _e	0.04	0.04	0.04

Tabella 3.1 – Coefficienti liminari secondo UNI EN ISO 6946.

Considerando quindi i coefficienti liminari, a seconda del tipo di componente e quindi della direzione del flusso termico, sono stati ottenuti i valori di trasmittanza termica riportati nella Tabella 3.2.

Componente	Conduttanza [W/m ² K]	Trasmittanza [W/m ² K]
Parete Ovest	0.523	0.480
Parete Est	0.523	0.481

Soffitto	0.523	0.487
Parete Nord	0.523	0.480
Pavimento	0.816	0.696

Tabella 3.2 – Valori finali di trasmittanza termica.

Dai valori delle trasmittanze termiche ricavate e dalle proprietà dei materiali definite dall'ASHRAE 2005, sono stati determinati inversamente tramite la formula della trasmittanza gli spessori dei vari strati che costituiscono le stratigrafie.

Nella Tabella 3.3 e Tabella 3.4 sono riportate le proprietà dei materiali.

Stratigrafia pareti e soffitto				
Materiale	s [mm]	λ [W/m K]	ρ [kg/m ³]	C [J/kg K]
Lamiera in acciaio esterna	1	52	7800	500
Poliuretano espanso	46	0.024	50	1250
Lamiera in acciaio interna	1	52	7800	500

Tabella 3.3 – Proprietà dei materiali delle pareti e del soffitto.

Stratigrafia pavimento				
Materiale	s [mm]	λ [W/m K]	ρ [kg/m ³]	C [J/kg K]
Lamiera in acciaio esterna	10	52	7800	500
Poliuretano espanso	40	0.035	50	1250
Pavimentazione interna in linoleum	5	0.11	1900	1300

Tabella 3.4 – Proprietà dei materiali del pavimento.

3.3. Involucro trasparente

Per quanto concerne i sistemi vetrati, il sistema statico è costituito da un doppio vetro chiaro, uno esterno e uno interno, rispettivamente di 6mm e 8mm di spessore, e da un'intercapedine di argon al 90% di 16mm. Il pannello interno presenta un rivestimento basso emissivo (low-e).

Il doppio sistema dinamico HALIO invece è formato da uno strato esterno elettrocromico di 10mm, un'intercapedine di argon al 90% di 15mm e uno strato interno di 4mm con rivestimento low-e. Questo sistema, nello stato più chiaro, ha le stesse proprietà spettrali del vetro statico.

Il frame di ciascun vetro è in alluminio senza taglio termico ed inoltre è presente una porzione di plexiglass di circa 10 cm tra l'estremità sinistra di ciascun vetro e il telaio.

Le proprietà termo-ottiche dei vetri sono state ricavate tramite il tool WINDOW 7.6. Questo software permette di determinare le performance termiche e ottiche di un qualsiasi sistema vetrato, scegliendo il tipo di pannello, di intercapedine e di frame da un ampio database di vetri estratti da cataloghi di aziende produttrici.

I vetri HALIO sono caratterizzati da sette stati di trasparenza, a cui corrisponde un coefficiente di trasmissione visibile T_{vis} diverso. Nella Tabella 3.5 è riportato il coefficiente T_{vis} , per i diversi stati, con radiazione solare incidente normale. Nella seconda colonna è indicata la T_{vis} del singolo layer elettrocromico, che ne identifica lo stato, e nella terza colonna la T_{vis} totale del sistema vetrato. Questi dati sono stati calcolati tramite il software WINDOW 7.6. Lo stato 1 rappresenta la massima trasparenza, che diminuisce fino allo stato 7.

Nome identificativo	Stato	$T_{vis,i} (0^\circ)$ [-]	$T_{vis,tot} (0^\circ)$ [-]
Halio73	1	0.73	0.66
Halio46	2	0.46	0.41
Halio28	3	0.28	0.25
Halio14	4	0.14	0.13
Halio8	5	0.08	0.07
Halio4	6	0.04	0.04
Halio2	7	0.02	0.02

Tabella 3.5 – Coefficiente di trasmissione visibile del vetro HALIO.

Tramite il tool WINDOW 7.6 sono state calcolate anche le proprietà nel campo del visibile al variare della T_{vis} normale, i cui andamenti sono riportati in Figura 14. Per semplicità nei grafici riportati nei successivi paragrafi e capitoli gli stati dei vetri verranno indicati con “HalioX”, dove X rappresenta il valore della T_{vis} corrispondente, moltiplicata per cento.

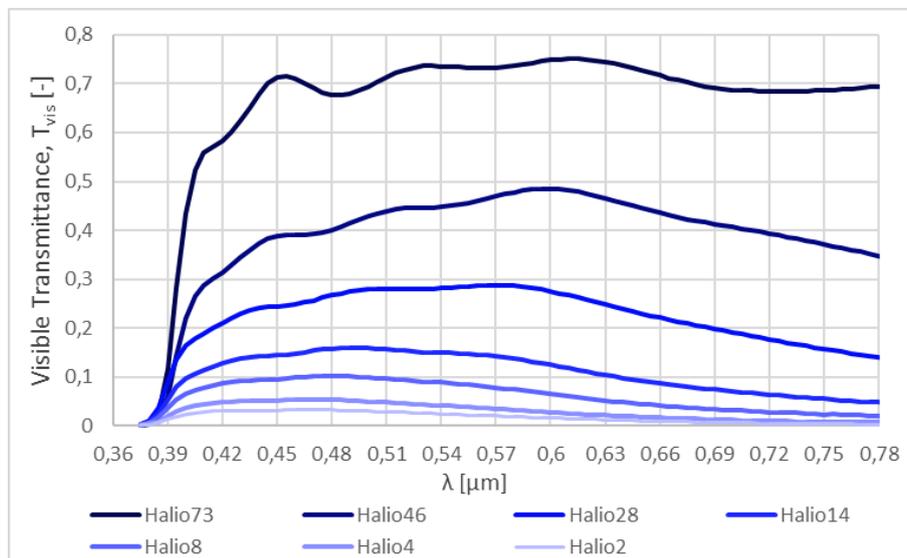


Figura 14 – Trasmissione nel campo del visibile del vetro HALIO.

È stata valutata anche la trasmissione solare al variare dello stato dei vetri, considerando la T_{sol} normale, di tutto il sistema vetrato. Il coefficiente di trasmissione solare normale relativo ai sette stati è stato anch'esso ricavato da WINDOW 7.6 ed è riportato nella Tabella 3.6.

Nome identificativo	Stato	$T_{sol} (0^\circ) [-]$
Halio73	1	0.395
Halio46	2	0.211
Halio28	3	0.113
Halio14	4	0.053
Halio8	5	0.030
Halio4	6	0.014
Halio2	7	0.008

Tabella 3.6 – Coefficienti di trasmissione solare normale del vetro HALIO.

Nel grafico di Figura 15 è possibile vedere la variazione dei coefficienti di trasmissione, solare e visibile, normali, in base alla trasparenza.

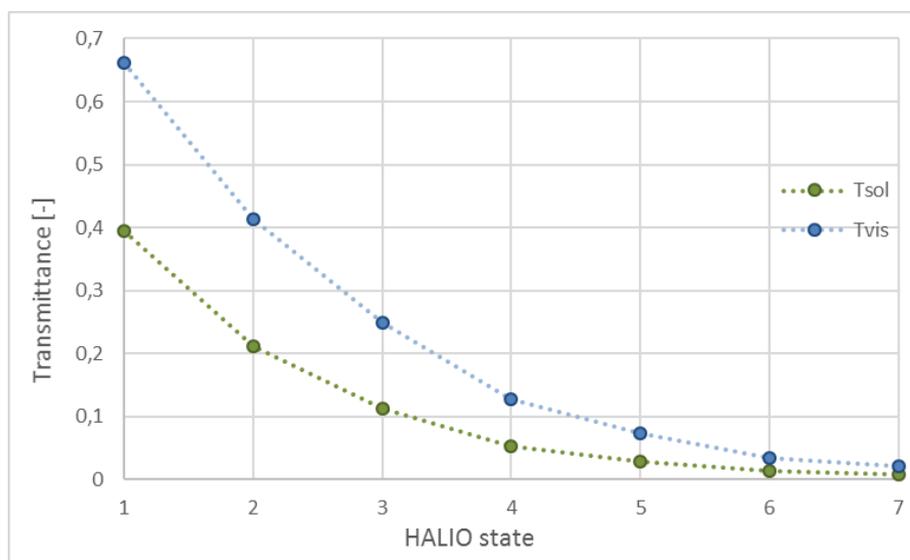


Figura 15 - Coefficienti di trasmissione per i sette stati di HALIO.

Il grafico della trasmissione visibile è stato esteso a tutte le lunghezze d'onda comprese tra $0,3 \mu\text{m}$ e $2,5 \mu\text{m}$, che definiscono lo spettro solare ed è riportato in Figura 16.

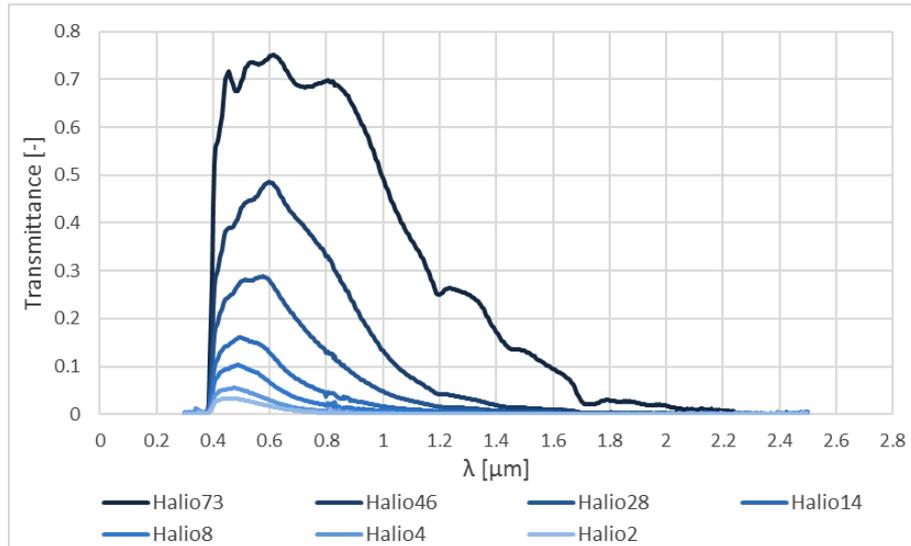


Figura 16 – Trasmissione solare spettrale del vetro HALIO.

Poiché la trasmissione solare varia anche in funzione dell'angolo di incidenza solare, è stato determinato analiticamente il comportamento angolare tramite un polinomio di quarto grado, definito dall'equazione (41), a partire dalla T_{sol} normale.

$$\tau(\phi) = \tau_0 + \tau_1 \cos(\phi) + \tau_2 \cos^2(\phi) + \tau_3 \cos^3(\phi) + \tau_4 \cos^4(\phi) \quad (41)$$

$$T_{sol}(\phi) = T_{sol}(0) \cdot \tau_i(\phi) \quad (42)$$

I coefficienti polinomiali utilizzati nell'equazione (41) sono riportati nella Tabella 3.7 e valgono per $T_{sol,0^\circ} < 0.645$.

	0	1	2	3	4
τ_i	-0.002	2.813	-2.341	-0.05725	0.599

Tabella 3.7 – Coefficienti polinomiali T_{sol} .

Facendo variare l'angolo di incidenza solare da 0° a 90° sono state ottenute le sette curve della T_{sol} , riportate nel grafico di Figura 17.

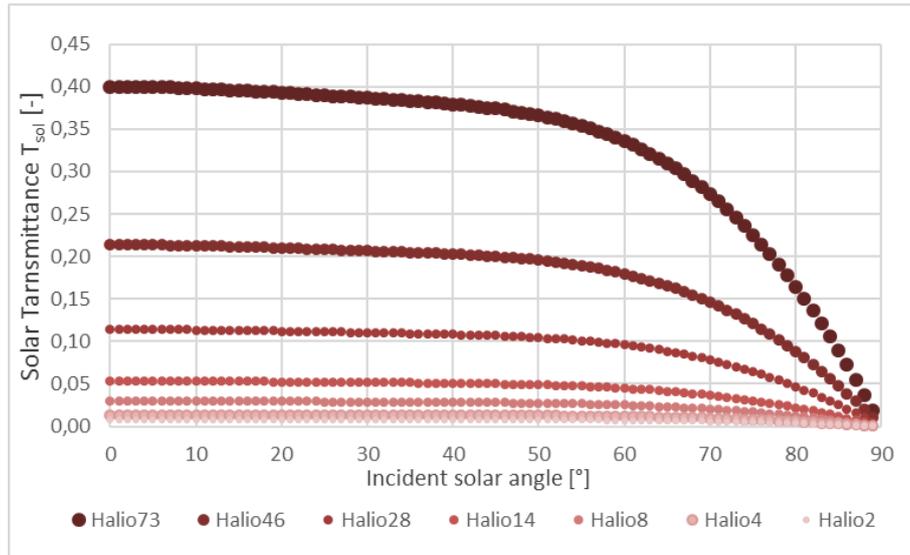


Figura 17 – Trasmissione solare angolare del vetro HALIO.

Il fattore solare g relativo ai sette stati è riportato nella Tabella 3.8.

Nome identificativo	Stato	g -value [-]
HALIO73	1	0.475
HALIO46	2	0.321
HALIO28	3	0.237
HALIO14	4	0.186
HALIO8	5	0.166
HALIO4	6	0.153
HALIO2	7	0.146

Tabella 3.8 – Fattore solare g del vetro HALIO.

Infine, il sistema vetrato è caratterizzato da una trasmittanza termica pari a $1.2 \text{ W/m}^2\text{K}$.

3.4. Blower door test

Per stimare la tenuta all'aria della cella, nonché il numero di ricambi d'aria orari, è stato effettuato il blower door test, facendo riferimento alla norma UNI EN ISO 9972:2015. Esso consiste nel montare ermeticamente attraverso un telo con telaio modulabile, un ventilatore, all'interno del vano della porta del locale da testare, che genera una differenza di pressione tra interno ed esterno. La prova può essere effettuata in pressione o in depressione, immettendo o estraendo una certa portata d'aria. La portata d'aria può essere modulata sia in funzione del numero di fori tappati, presenti sul lato posteriore del ventilatore (Figura 18b), sia mediante una manopola che regola la velocità del ventilatore. Inoltre, esso è collegato a due manometri, uno misura la differenza di pressione tra interno ed esterno, l'altro misura la differenza di pressione del ventilatore.

Il test è stato fatto, sia in pressione che in depressione, secondo due metodi definiti nella norma di riferimento:

- Metodo A: i serramenti verso l'esterno devono essere chiusi e le aperture di ventilazione lasciate aperte;
- Metodo B: i serramenti verso l'esterno devono essere chiusi e le aperture di ventilazione sigillate.

Nei quattro casi la portata d'aria è stata incrementata a step, riducendo il numero di fori tappati e aumentando la velocità del ventilatore.

Per ogni step è stata misurata, tramite i manometri, la differenza di pressione del ventilatore Δp_{fan} e la differenza di pressione tra interno ed esterno Δp_{room} , da cui successivamente è stata calcolata la portata d'aria che passa attraverso il ventilatore tramite la seguente formula:

$$Q = a \cdot \Delta p_{fan}^b \quad (43)$$

Dove i coefficienti a e b dipendono dal numero di fori tappati, come riportato nella Tabella 3.9.

Plugged holes (PH)	0	4	6	7
a	81.2	62.7	36.4	23.2
b	0.51	0.497	0.468	0.466

Tabella 3.9 – Coefficienti portata d'aria.

Nella fase di pressurizzazione il ventilatore è stato posto verso l'interno della cella, come mostrato in Figura 18(a), mentre nella fase di depressurizzazione è stato girato verso l'esterno.

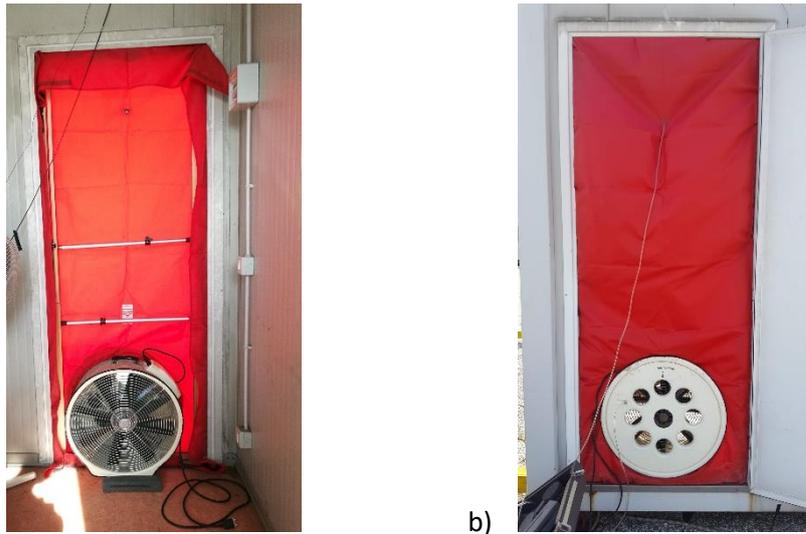


Figura 18 – Ventilatore visto dall'interno della cella (a). Lato posteriore del ventilatore (b).

Metodo A

Usando la formula (43) è stata calcolata la portata d'aria immessa o estratta dal ventilatore nelle condizioni previste dal metodo A, i cui risultati sono riportati nella Tabella 3.10.

		Metodo A – Aperture non sigillate				
		Δp_{room} [Pa]	Δp_{fan} [Pa]	PH [-]	Q [CFM]	Q[m ³ /h]
Test in pressione		14	64	7	161.13	273.75
		20	135	7	228.15	387.63
		26	220	7	286.46	486.69
		28	105	6	321.38	546.02
		34	130	6	355.16	603.42
		40	155	6	385.64	655.19
		42	52	4	446.81	759.13
		50	70	4	517.94	879.98
		60	85	4	570.41	969.13
		50	40	0	532.85	905.32
Test in depressione		60	50	0	597.08	1014.43
		14	65	7	162.30	275.74
		20	160	7	246.95	419.57
		24	180	7	260.88	443.24
		20	65	6	256.77	436.25
		26	106	6	322.81	548.45
		34	145	6	373.78	635.06
		40	170	6	402.67	684.14
		30	60	4	479.74	815.08
		40	80	4	553.48	940.37
		50	105	4	633.58	1076.45
		60	140	4	730.96	1241.90

	44	70	0	708.85	1204.34
	52	86	0	787.32	1337.65
	60	105	0	871.69	1481.00

Tabella 3.10 – Portata d’aria calcolata in condizioni di griglie non sigillate.

Dai dati calcolati è stata poi ricavata la curva interpolante attraverso l’equazione di una potenza $y=\alpha \cdot x^\beta$, dove i coefficienti α e β sono stati determinati con il metodo dei minimi quadrati. Tale curva permette di determinare la portata d’aria che passa attraverso l’involucro edilizio.

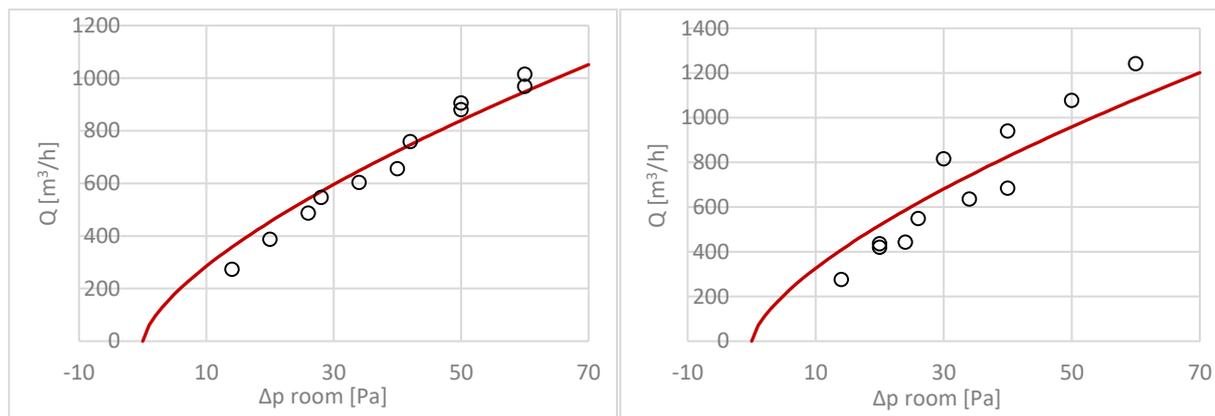


Figura 19 - Grafico portata d’aria in funzione della differenza di pressione con aperture non sigillate. A sinistra test in pressione, a destra in depressione.

Le equazioni delle due curve sono:

- Test in pressione

$$Q = 61.04 \Delta p_{room}^{0.67} [m^3 / h]$$

- Test in depressione

$$Q = 69.72 \Delta p_{room}^{0.67} [m^3 / h]$$

Mediante le formule è stata estrapolata la portata d’aria Q_{50} che si avrebbe in seguito ad una differenza di pressione di 50 Pa fra interno ed esterno. Dividendo Q_{50} per il volume della cella è stato ottenuto il numero di ricambia d’aria n_{50} . Infine, è stato calcolato il numero di ricambi d’aria medio n_{avg} , dato dalla formula:

$$n_{avg} = \frac{n_{50}}{20} \quad (44)$$

Metodo A - Aperture non sigillate					
Test	Δp [Pa]	Q_{50} [m³/h]	V [m³]	n_{50} [h ⁻¹]	n_{avg} [h ⁻¹]
Pressione	50	839.3	17.0	49.3	2.5
Depressione	50	958.7	17.0	56.3	2.8

Tabella 3.11 – Ricambi d’aria calcolati con il metodo A.

Metodo B

La stessa procedura di calcolo è stata applicata anche per il metodo B, i cui risultati sono riportati nella Tabella 3.12.

		Metodo B – Aperture sigillate				
		Δp room [Pa]	Δp fan [Pa]	PH [-]	Q [CFM]	Q[m3/h]
Test in pressione		20	48	7	140.91	239.41
		26	75	7	173.49	294.75
		32	98	7	196.52	333.88
		36	42	6	209.31	355.61
		42	60	6	247.33	420.21
		50	72	6	269.36	457.64
		42	23	4	297.88	506.10
		50	25	4	310.49	527.52
		60	30	4	339.94	577.55
		54	20	0	374.18	635.73
Test in depressione		22	67	7	164.60	279.66
		30	95	7	193.69	329.08
		36	120	7	215.97	366.93
		32	65	6	256.77	436.25
		42	85	6	291.12	494.61
		50	114	6	333.99	567.45
		46	65	4	499.21	848.16
		52	76	4	539.55	916.70
		60	95	4	602.83	1024.21
		55	70	0	708.85	1204.34
	60	80	0	758.81	1289.21	

Tabella 3.12 – Portata d’aria calcolata in condizioni di aperture sigillate.

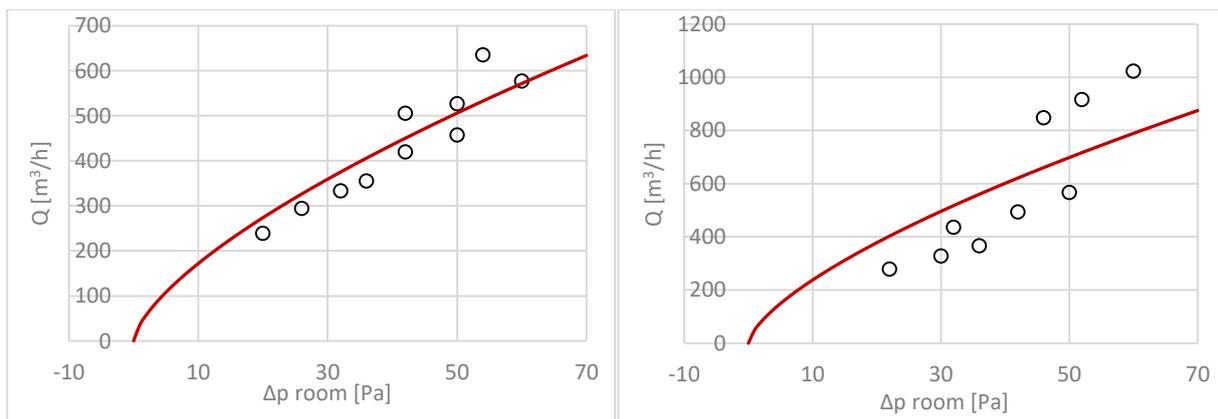


Figura 20 – Grafico portata d’aria in funzione della differenza di pressione con aperture sigillate. A sinistra test in pressione, a destra in depressione.

Le equazioni delle due curve che mettono in relazione la differenza di pressione tra interno ed esterno e la portata d'aria, usando il metodo B, sono:

- Test in pressione

$$Q = 36.81 \Delta p_{room}^{0.67} [m^3 / h]$$

- Test in depressione

$$Q = 50.78 \Delta p_{room}^{0.67} [m^3 / h]$$

Nella Tabella 3.13 sono riportati i valori finali di ricambi d'aria orari.

Metodo B – Aperture sigillate					
Test	Δp [Pa]	Q_{50} [m ³ /h]	V [m ³]	n_{50} [h ⁻¹]	n_{avg} [h ⁻¹]
Pressione	50	506.1	17.0	29.7	1.5
Depressione	50	698.2	17.0	41.0	2.1

Tabella 3.13 – Ricambi d'aria calcolati con il metodo B.

Come si può vedere dalle tabelle 3.10 e 3.11 il numero di ricambi d'aria n_{50} risulta essere molto elevato rispetto ai valori tipici di $n=2/3$ a causa delle giunture non aderenti tra le partizioni.

4. Modelli di simulazione numerica

In seguito all'attività che ha permesso di determinare sperimentalmente le proprietà termofisiche dei componenti opachi, si è proceduto con la realizzazione di due modelli, mediante il software di simulazione energetica EnergyPlus 8.9. Uno per simulare il comportamento della TWINS testata sperimentalmente e l'altro per valutare le prestazioni energetiche e di comfort di un ufficio ideale con sistemi vetrati elettrocromici. Inoltre, è stato necessario scrivere un codice su Matlab per calcolare i fattori di vista tra una persona fisica e una superficie.

4.1. Modello EnergyPlus della TWINS

Lo step preliminare è stato la creazione del 3D della cella con il software SketchUp, da importare in un file IDF di EnergyPlus. Una volta caricato il modello geometrico è stata definita la localizzazione della cella, inserendo la città e le coordinate geografiche, dopodiché sono stati inseriti i materiali che costituiscono l'involucro opaco, assegnando quindi le caratteristiche termiche in base ai dati ricavati durante la fase sperimentale di caratterizzazione. Per quanto riguarda invece le proprietà di assorbimento solare e visibile, non avendo informazioni specifiche, sono state inizialmente ipotizzate.

Successivamente sono state definite le stratigrafie dei vari componenti, che nel software sono chiamate *Construction*. Ciascuna *Construction* è stata poi assegnata alla superficie corrispondente (parete, pavimento, copertura). Tutte le superfici sono state considerate esposte al vento e alla radiazione solare. I sistemi vetrati sono stati importati direttamente dal software WINDOW 7.6. Per gli elettrocromici sono stati inseriti tutti i sette stati, definiti nel paragrafo 3.3. Inoltre, si è tenuto conto sia del frame in alluminio senza taglio termico che delle porzioni in plexiglass, le cui proprietà termo-ottiche sono state anch'esse ipotizzate, non avendo delle schede tecniche dei materiali. La cella presenta diversi ponti termici in corrispondenza delle giunzioni tra parete e parete, tra parete e soffitto/pavimento e tra parete e vetrata, che tuttavia non sono misurabili. Per ridurre quindi l'incertezza si è deciso di inglobarli tutti idealmente nel telaio dei sistemi vetrati. È stata quindi calcolata una trasmittanza equivalente del frame utilizzando la seguente formula:

$$U^*_f = \frac{A_f \cdot U_f + l_g \cdot \psi_g + l_w \cdot \psi_w}{A_f} \quad (45)$$

Dove:

- A_f è la superficie del telaio;
- U_f è la trasmittanza termica del telaio;
- ψ_g è la trasmittanza termica lineare del vetro;
- l_g è il perimetro della vetrata;
- ψ_w è la trasmittanza termica lineare delle pareti;
- l_w è il perimetro totale delle pareti.

I valori numerici di queste grandezze e quello finale della U^* sono riportati nella tabella 4.1.

A_f [m ²]	U_f [W/m ² K]	Ψ_g [W/mK]	l_g [m]	Ψ_w [W/mK]	l_w [m]	U^* [W/m ² K]
1.62	6	0.05	11.06	0.5	33.14	16.57

Tabella 4.1 – Trasmittanza equivalente del frame.

La trasmittanza equivalente è stata convertita in resistenza termica e inserita nel campo relativo al frame, considerato come materiale privo di massa.

Nel modello è stato considerato anche il fabbricato presente a sinistra della cella come elemento ombreggiante.

Infine, grazie ai risultati del blower door test, è stato inserito il numero di ricambi d'aria orari, pari a 1.5 h⁻¹, considerando il caso di cella in pressione con aperture sigillate.

Una volta realizzato il modello base con tutte le proprietà, si è proceduto con una seconda campagna di acquisizione dati, necessaria per la calibrazione.

Sono state misurate sperimentalmente le temperature superficiali interne ed esterne, la temperatura dell'aria interna ed esterna, i flussi termici, la radiazione trasmessa e incidente. Nello specifico sono state misurate le temperature superficiali esterne delle pareti est ed ovest, del pavimento, del soffitto e dei tre vetri. Rispetto al set up sperimentale rappresentato in Figura 10 e Figura 11 del paragrafo 3.1, sono state aggiunte due termocoppie per la temperatura superficiale interna del pavimento e una termocoppia in più per le pareti est ed ovest e il soffitto. Per quanto riguarda invece la temperatura dell'aria interna sono stati utilizzati tre sensori, anziché quattro. I flussi termici misurati attraverso l'involucro opaco sono stati quelli relativi al pavimento e alle pareti est e nord; in più sono stati aggiunti tre termoflussimetri, uno per ciascun vetro. I piranometri interni ed esterni invece non hanno subito alcuno spostamento. I dati sono stati acquisiti con un timestep di un minuto e ogni quarto d'ora sono stati registrati i valori medi. Per avere un quadro più chiaro delle grandezze misurate, nelle Figura 21 e Figura 22 sono schematizzati tutti i sensori utilizzati ai fini della calibrazione.

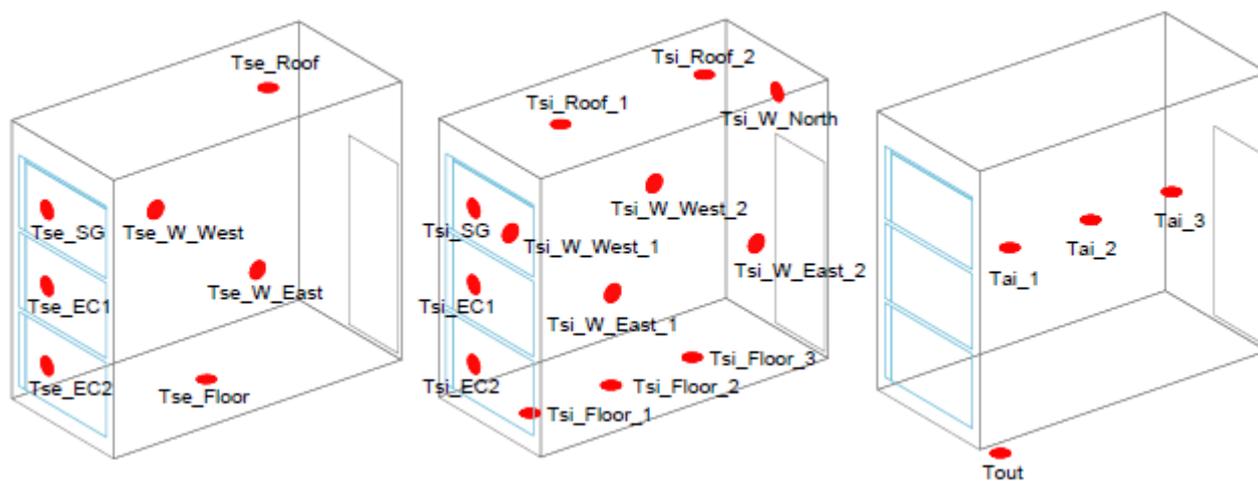


Figura 21 – Schema termocoppie (2).

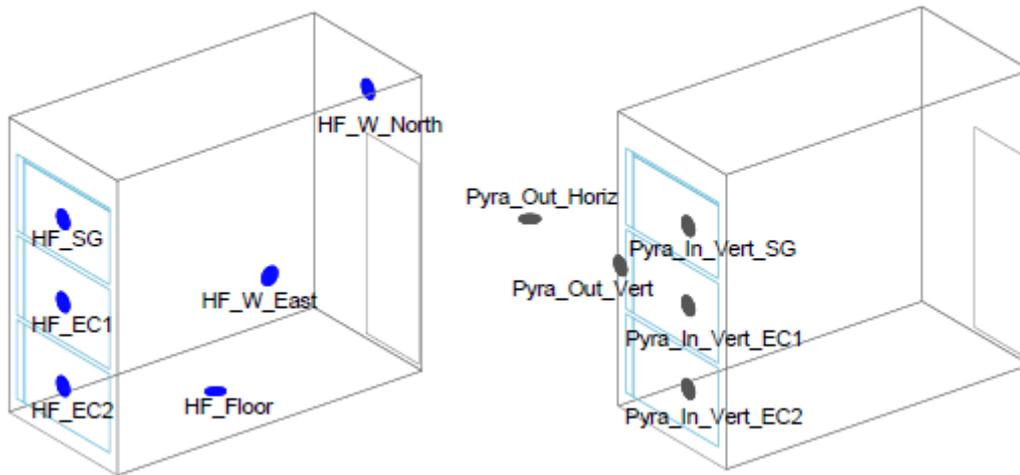


Figura 22 – Schema termoflussimetri e piranometri (2).

Per quanto riguarda le condizioni al contorno esterne, grazie alla stazione meteo del Politecnico di Torino che rileva ogni 15 minuti le principali grandezze meteorologiche, come temperatura dell'aria, umidità relativa, pressione atmosferica, radiazione solare, velocità e direzione del vento, è stato possibile recuperare i dati climatici reali registrati a Torino nei giorni di nostro interesse. Questi dati sono stati scaricati dal portale del Politecnico, di cui è riportato uno screen in Figura 23, e poi inseriti nel file climatico da utilizzare per le simulazioni del modello di EnergyPlus, modificando solo i dati relativi ai giorni in cui sono state fatte le misure. Ciò è stato fatto in quanto il file climatico standard, relativo ad una certa località, contiene i dati orari più probabili di un anno tipo, ricavati da un campione di circa 20 anni. Inoltre, poiché la radiazione solare misurata dalla stazione meteo è quella globale ed EnergyPlus richiede come input la radiazione diretta normale e la radiazione diffusa orizzontale per calcolare quella incidente su una superficie, è stato necessario utilizzare il tool RadSol_v0.14 creato da una ricercatrice del DENERG [inserire riferimento]. Questo tool permette di scomporre la radiazione solare globale nella componente diretta e diffusa, le quali sono state quindi inserite direttamente nel file climatico.



Figura 23 - Portale della stazione meteo del Politecnico (a sinistra). Stazione meteo (a destra).

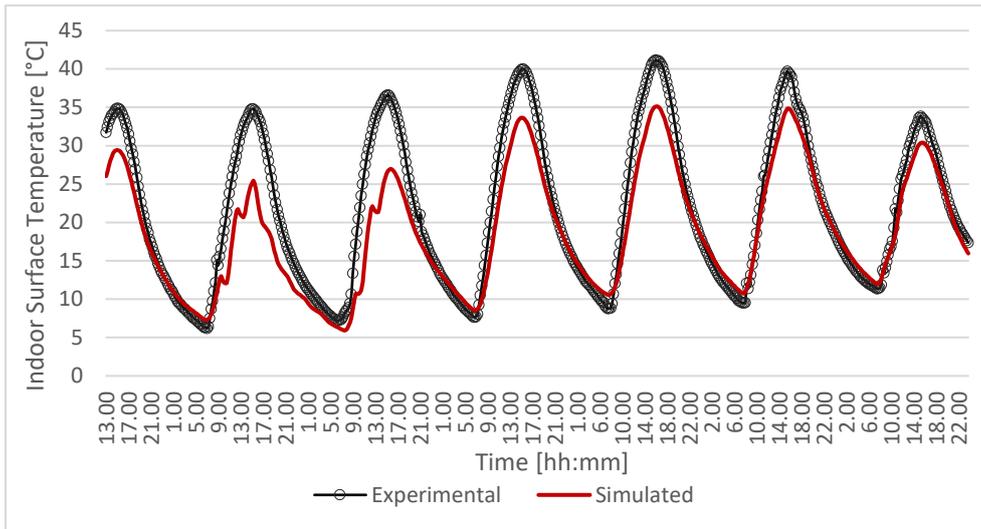


Figura 25 - Calibrazione del modello: confronto sulla **temperatura superficiale interna della parete est.**

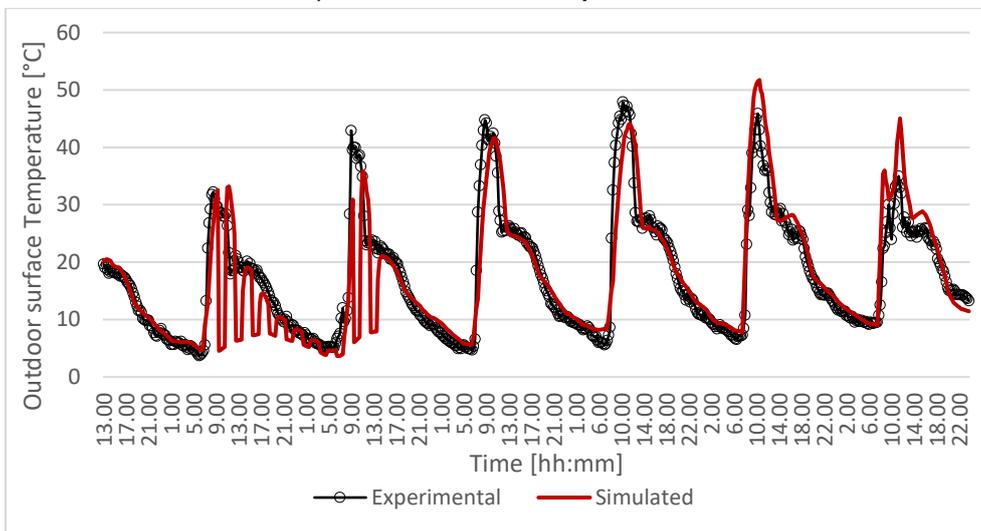


Figura 26 - Calibrazione del modello: confronto sulla **temperatura superficiale esterna della parete est.**

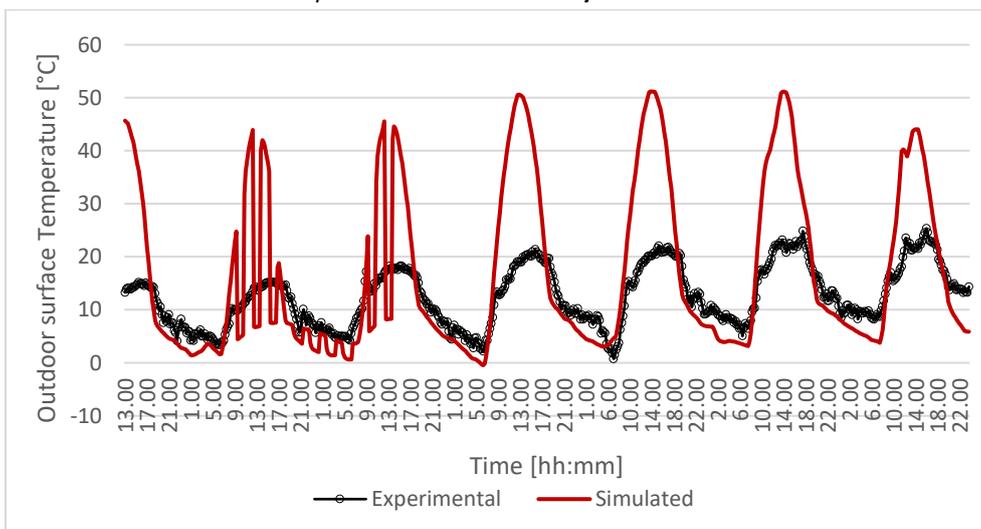


Figura 27 - Calibrazione del modello: confronto sulla **temperatura**

superficiale esterna del soffitto.

Per avere una stima quantitativa dello scarto tra dati misurati e simulati sono stati calcolati quattro indicatori:

- Mean Bias Error (MBE):

$$MBE(\%) = \frac{\sum_{i=1}^n (x_{sim} - x_{exp})}{\sum_{i=1}^n x_{exp}} \cdot 100 \quad (46)$$

- Root Mean Square Error (RMSE):

$$RMSE = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (x_{sim} - x_{exp})^2} \quad (47)$$

- Coefficient of Root Mean Square Error CV(RMSE):

$$CV(RMSE)(\%) = \frac{RMSE}{x_{exp}} \cdot 100 \quad (48)$$

- Percentage Root Mean Square Error (PRMSE):

$$PRMSE = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \left(\frac{x_{sim} - x_{exp}}{x_{exp}} \right)^2} \quad (49)$$

Dove n è il numero di misure effettuate nel periodo di acquisizione (616 dati).

L'MBE è un errore percentuale che indica l'attendibilità dei dati stimati rispetto a quelli misurati. Poiché esso non tiene conto del segno dei dati, è necessario calcolare anche il CV(RMSE) che normalizza la variabilità tra dati misurati e simulati.

Questi indicatori sono stati calcolati per la temperatura dell'aria interna, a cui si è fatto principalmente riferimento per la calibrazione e successiva validazione del modello.

	Tai [°C]	ASHRAE Guideline 14- 2002 Limits
MBE	-16%	10%
RMSE	5.18	-
CV(RMSE)	24%	30%
PRMSE	18%	-

Tabella 4.2 – Indicatori statistici del modello.

In riferimento ai limiti definiti dall'ASHRAE 14-2002, l'MBE calcolato risulta fuori dal range di accettabilità, mentre il CV(RMSE) risulta inferiore al limite. Tuttavia, un modello è ben calibrato quanto più gli indicatori sono bassi, per cui sono stati modificati i parametri con incertezza maggiore, al fine di far combaciare i dati simulati con quelli sperimentali e validare il modello. Sono stati cambiati parametricamente il coefficiente di assorbimento interno delle pareti, del pavimento e del frame, il fattore solare e il coefficiente di trasmissione visibile del plexiglass e infine la densità e la capacità termica dell'isolamento del pavimento.

Inoltre, poiché la stazione meteo del Politecnico è collocata in un punto più alto rispetto alla cella, la velocità del vento registrata è maggiore rispetto a quella locale, per cui si è ritenuto opportuno trascurare l'effetto del vento nel modello.

Nei grafici di seguito riportati è possibile vedere il confronto finale di alcune grandezze fisiche simulate, prima (in rosso) e dopo (in verde) la calibrazione, rispetto a quelle misurate.

Il profilo che simula la temperatura dell'aria interna è quello che riproduce meglio i dati reali, infatti le due curve sono perfettamente sovrapposte. Mentre per le temperature superficiali interne vi sono ancora delle differenze in corrispondenza dei picchi, ma comunque accettabili rispetto a quelle derivanti dal modello di partenza.

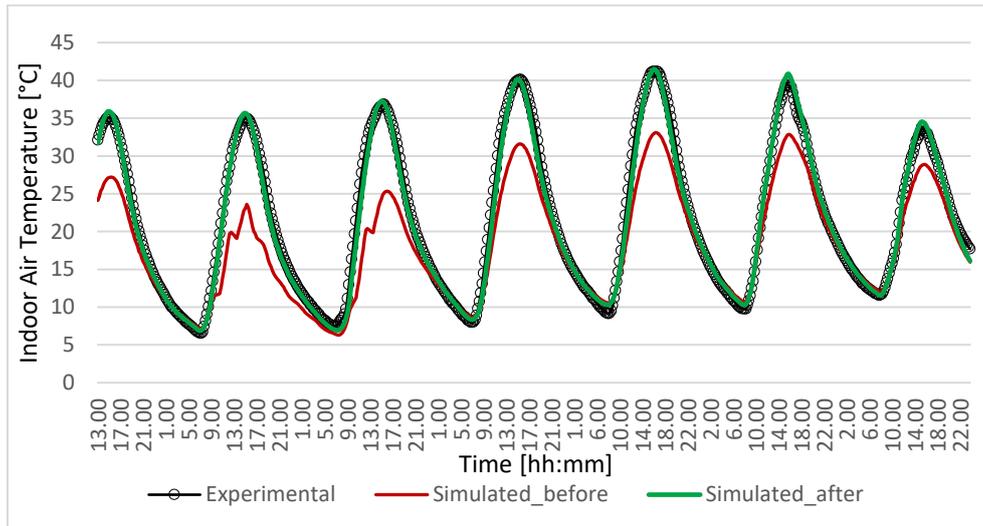


Figura 28 – Caso1. Confronto finale temperatura dell'aria interna.

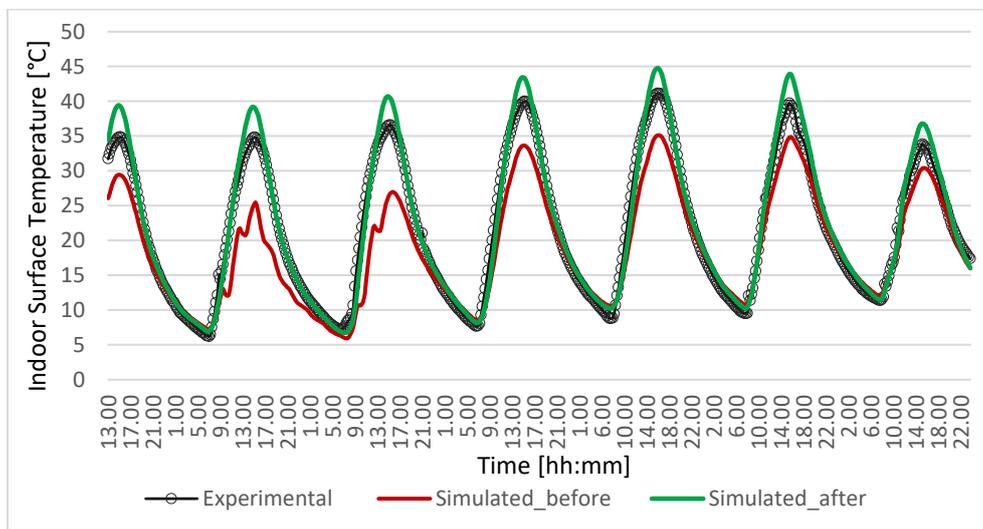


Figura 29 – Caso 1. Confronto finale temperatura superficiale interna della parete est.

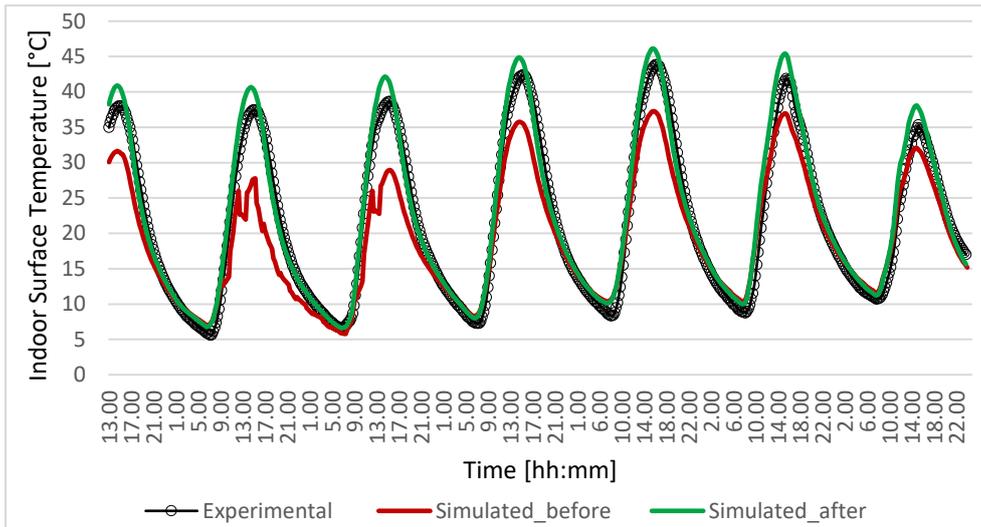


Figura 30 – Caso1. Confronto finale temperatura superficiale interna del **vetro SG**.

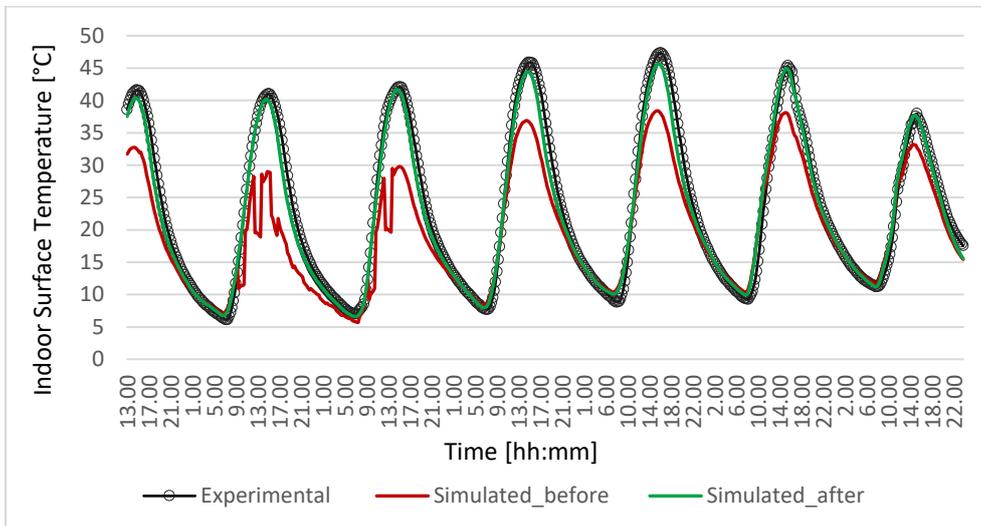


Figura 31 - Caso1. Confronto finale temperatura superficiale interna del **vetro EC1**.

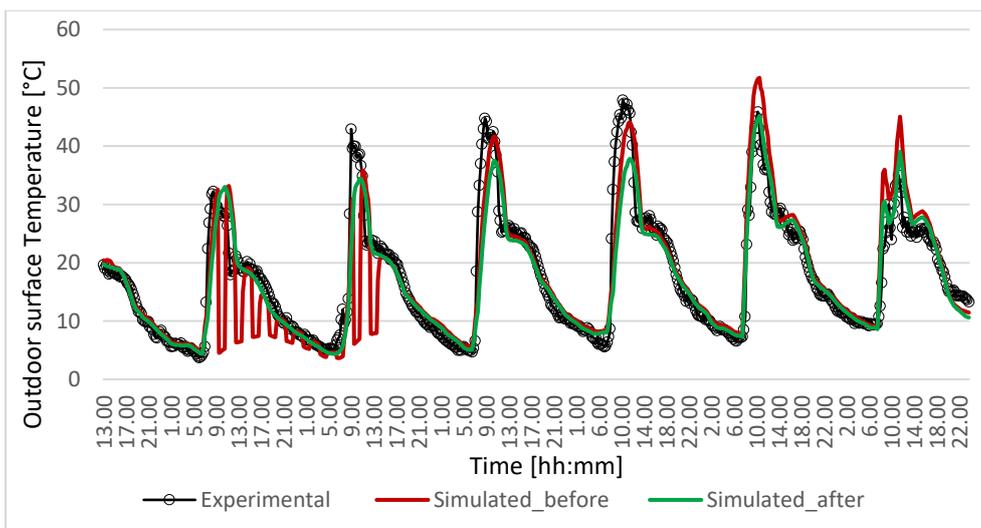


Figura 32 – Caso1. Confronto finale temperatura superficiale esterna della **parete est.**

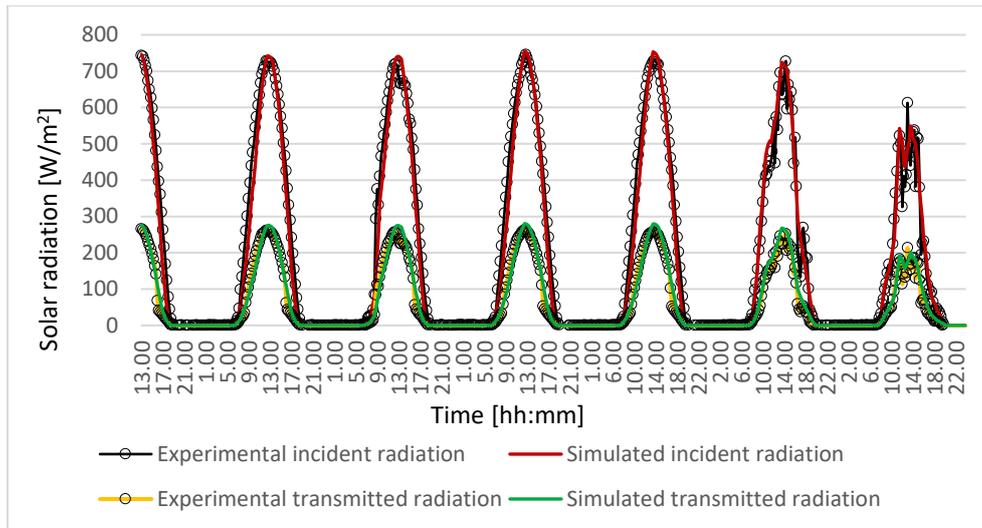


Figura 33 – Caso1. Confronto finale radiazione solare incidente e trasmessa – Clear state.

Confrontando il valore degli indicatori relativi alla temperatura dell’aria interna, con la calibrazione del modello si è ottenuta una riduzione superiore al 70% di ciascun indice. In particolare, l’MBE e il CV(RMSE) sono diminuiti del 90% e 80%, rispetto al valore derivante dal modello base, per cui il modello risulta validato. In Tabella 4.3 sono stati riportati tali valori.

	Tai [°C]	Tai [°C] Calibrated model	ASHRAE Guideline 14- 2002 Limits
MBE	-16%	-1.3%	10%
RMSE	5.18	1.0	-
CV(RMSE)	24%	5%	30%
PRMSE	18%	5%	-

Tabella 4.3 – Confronto indicatori statistici.

Nella Figura 34 sono riassunte tutte le proprietà dei materiali che hanno permesso di validare il modello finale.

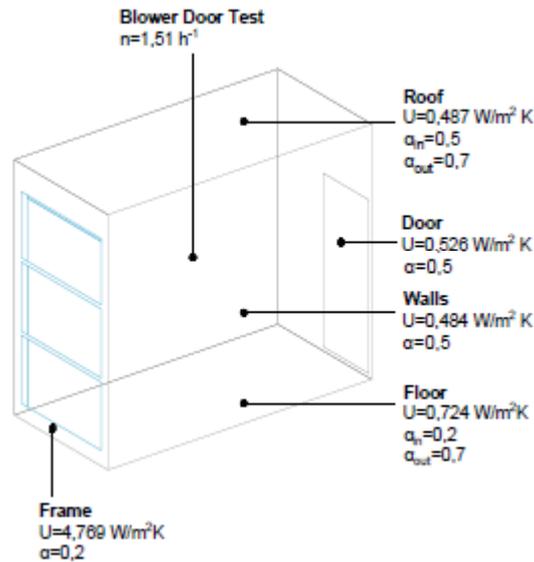


Figura 34 – Schema proprietà dei materiali (aggiungere schema proprietà vetri)

4.1.2. Caso 2 – Tinted state

Dopo aver calibrato e validato il modello con i vetri nello stato di massima trasparenza, sono stati acquisiti altri dati per sei giorni, dal 14/03/2019 al 19/03/2019, con lo scopo di analizzare il comportamento dei vetri nello stato scuro. Le grandezze fisiche sperimentali valutate riguardano la temperatura dell'aria interna, la radiazione solare incidente sulla facciata sud, la radiazione solare trasmessa dai tre vetri e il coefficiente di trasmissione solare T_{sol} . Nel modello i vetri elettrocromici sono stati considerati nello stato Halio4, non sapendo a priori lo stato effettivo. Il confronto tra queste grandezze e quelle simulate dal modello è riportato in Figura 35, Figura 36, Figura 37 e Figura 38.

In generale la temperatura dell'aria interna simulata ha un trend in linea con quello dei dati sperimentali, ad eccezione del quarto giorno in cui risulta inferiore, a causa della scarsa radiazione solare esterna.

Per quanto riguarda la radiazione solare, quella esterna simulata risulta perfettamente in accordo con i dati misurati (Figura 36), mentre quella trasmessa sia dal vetro statico che dal vetro elettrocromico risulta leggermente sottostimata (Figura 37 e Figura 38). Le differenze si hanno in corrispondenza dei picchi, quando la radiazione esterna supera i 700 W/m^2 . Data questa discrepanza nella radiazione trasmessa dal vetro elettrocromico, è stato calcolato il coefficiente di trasmissione solare T_{sol} reale, come rapporto tra la radiazione solare trasmessa direttamente, misurata dai piranometri interni, Pyra_In_Vert_EC1, Pyra_In_Vert_EC2, e la radiazione solare incidente sulla facciata, misurata dal piranometro esterno, Pyra_Out_Vert. Nella Figura 39 è possibile vedere per gli stati più scuri le curve della T_{sol} in funzione dell'angolo, calcolate con le equazioni (3) e (4), e i valori reali dei due vetri elettrocromici che derivano dai dati misurati. Da tale figura risulta che i due vetri si trovano in uno stato intermedio tra Halio4 e Halio8 e per tale motivo la radiazione solare trasmessa simulata dal modello è inferiore a quella reale. È stato quindi definito uno stato intermedio, Halio5, le cui proprietà sono state ricavate a partire da due stati noti Halio4 e Halio8. Nella Figura 40 sono riportati entrambi gli andamenti rispetto a quello misurato e, considerando lo stato Halio5, la radiazione solare trasmessa è in accordo con quella sperimentale.

Infine, confrontando i grafici in Figura 37 e Figura 40, si può vedere ad esempio che su 800 W/m^2 di radiazione solare incidente sulla facciata, misurata il terzo giorno, il vetro statico ne trasmette circa il 40%, mentre il vetro elettrocromico soltanto il 2%.

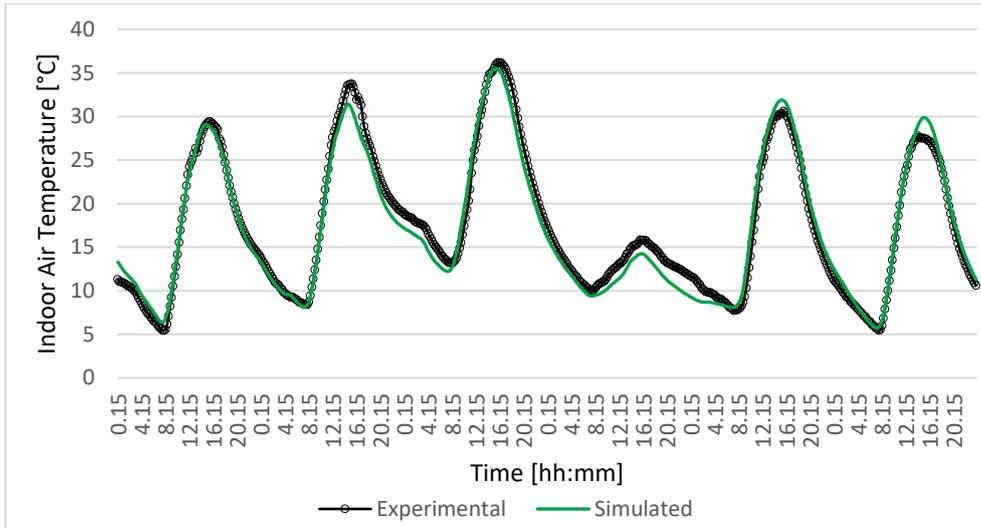


Figura 35 – Caso 2. Confronto temperatura dell'aria interna.

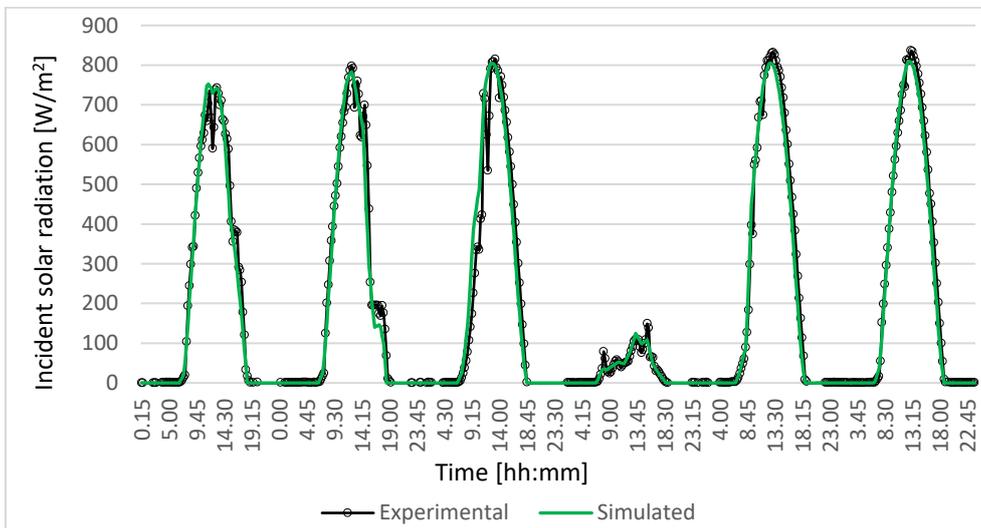


Figura 36 – Caso 2. Confronto radiazione solare incidente facciata sud.

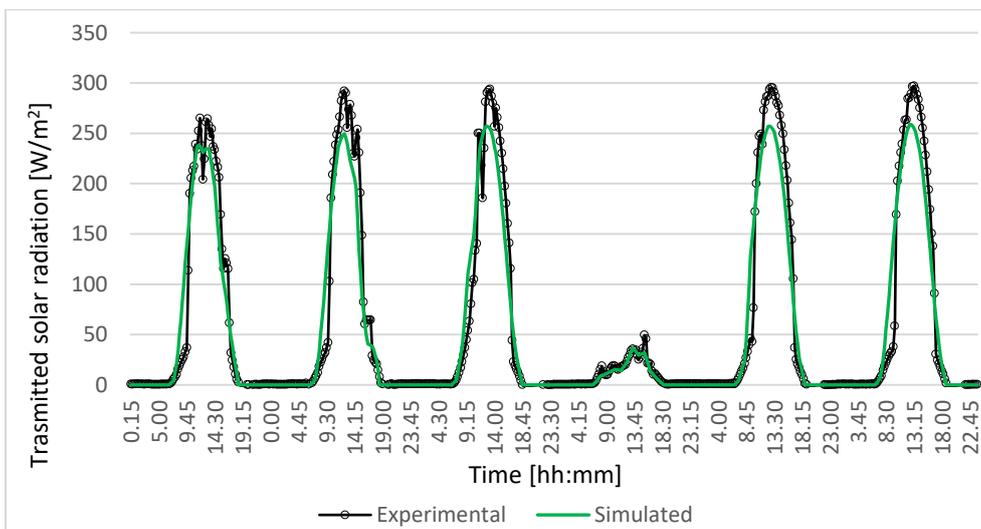


Figura 37 – Caso 2. Confronto radiazione solare trasmessa dal vetro SG.

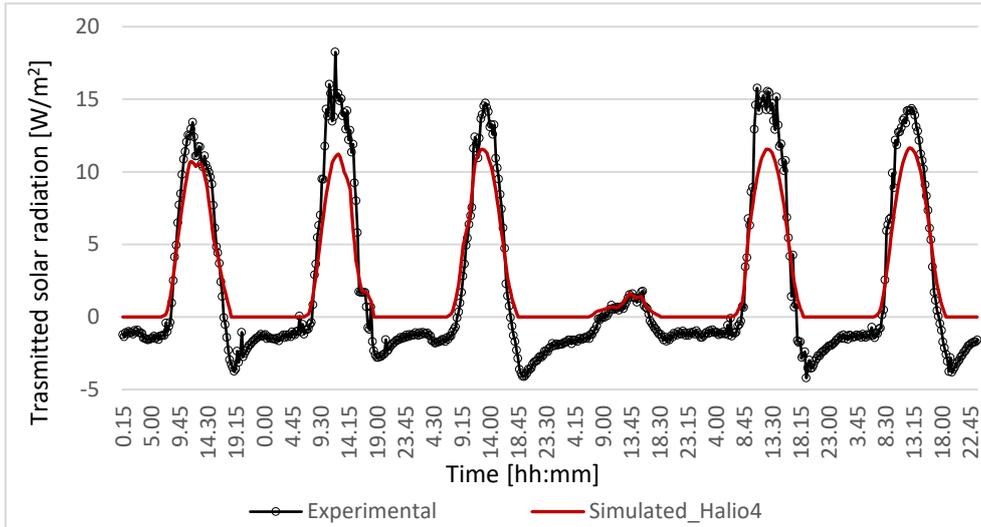


Figura 38 – Caso 2. Confronto radiazione solare trasmessa dal vetro EC1.

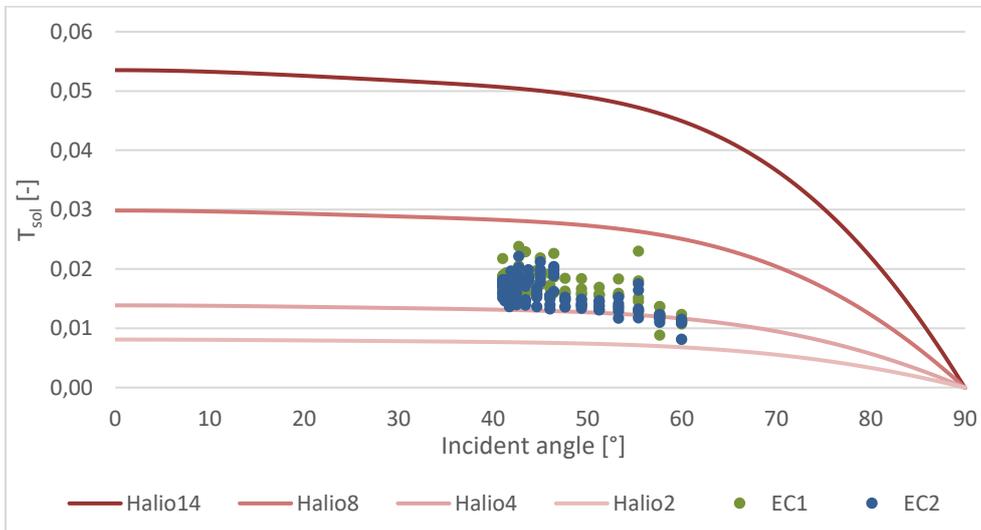


Figura 39 – Grafico T_{sol} dei vetri elettrocromici reale e calcolata.

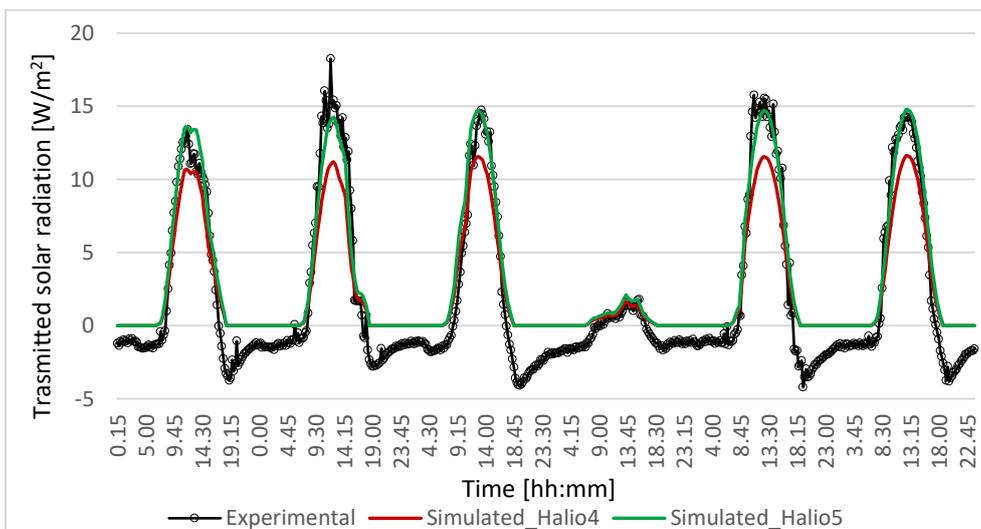


Figura 40 – Caso 2. Confronto radiazione solare trasmessa dal vetro EC1 in due stati.

4.2. Modello Matlab dei fattori di vista

Ai fini della tesi il comfort termico viene valutato attraverso la temperatura media radiante e la temperatura operativa, le quali dipendono dalla geometria del locale, dalla superficie delle pareti e dalla distanza tra una persona fisica, in piedi o seduta, e ciascuna superficie. Il legame tra queste caratteristiche è racchiuso nei fattori di vista persona-superficie. Quindi per determinare la temperatura media radiante in un punto specifico di un locale, è necessario ricavare prima i fattori di vista, tramite il metodo grafico oppure con delle equazioni analitiche, come spiegato nel capitolo 2.

Poiché il software EnergyPlus per le simulazioni non prevede il calcolo di questi fattori, ma permette soltanto di inserirli manualmente, avendoli prima determinati esternamente, è stato scritto un codice numerico su Matlab che, dati in input la geometria di un locale, comprese eventuali finestre, e la posizione di un occupante in piedi o seduto, determina i fattori di vista tra l'occupante e ciascuna superficie. Il calcolo si basa sul metodo analitico che utilizza la formula (19) ed è valido per geometrie semplici.

Inoltre, inserendo le temperature superficiali interne e l'emissività delle superfici, il programma fornisce anche la temperatura media radiante nel punto in cui si trova la persona, secondo la formula (11).

Lo script di Matlab è stato validato effettuando alcune misurazioni in campo della temperatura media radiante in diverse condizioni. Esse sono state svolte nella TWINS oggetto dell'attività sperimentale di caratterizzazione, trattata nel capitolo 3, mediante uno strumento di misurazione del livello di comfort ambientale.

Questo strumento permette di monitorare diversi parametri in quanto è costituito da tre sensori:

- una sonda dell'IAQ per misurare temperatura, umidità relativa, CO₂ e pressione atmosferica;
- una sonda del grado di turbolenza che misura la velocità dell'aria;
- un globotermometro per misurare la temperatura radiante.

Le misure sono state fatte al centro della cella mantenendo il vetro elettrocromico nello stato di massima trasparenza, considerando o meno l'effetto della radiazione solare tramite una schermatura posizionata davanti ai sensori. Per entrambe le condizioni sono state acquisite i dati al minuto per mezz'ora.

Contemporaneamente sono state acquisite dal datataker, già presente in cella, le temperature superficiali interne dei vetri e delle pareti. Nel programma di Matlab sono stati inseriti a questo punto i dati geometrici della cella e la posizione dello strumento. Per quanto riguarda la superficie vetrata, poiché nel programma è possibile definire una sola finestra per parete, è stata fatta una semplificazione considerando un'unica finestra avente la stessa area totale dei tre vetri della cella. In seguito a ciò è stata assunta come temperatura superficiale dell'intera vetrata quella del vetro più in basso. Una volta determinati su Matlab i fattori di vista per le sei superfici della cella, su un foglio Excel sono state calcolate le temperature medie radianti, a partire dalle temperature superficiali misurate e dall'emissività. Dai dati misurati invece relativi alla temperatura di globo, temperatura e velocità dell'aria è stata ricavata indirettamente la temperatura media radiante.

Nel grafico in Figura 41 è possibile vedere il confronto tra la temperatura media radiante misurata indirettamente e quella stimata, nelle due condizioni testate. I due andamenti risultano essere confrontabili, con una differenza massima di 1.8 °C. Nella prima condizione, per effetto della radiazione solare sul globotermometro, la temperatura media radiante misurata è maggiore di circa 1 °C rispetto a quella stimata. Nella seconda invece, avendo schermato i sensori, la temperatura misurata diminuisce e si discosta dai valori stimati soltanto di 0.5 °C medi.

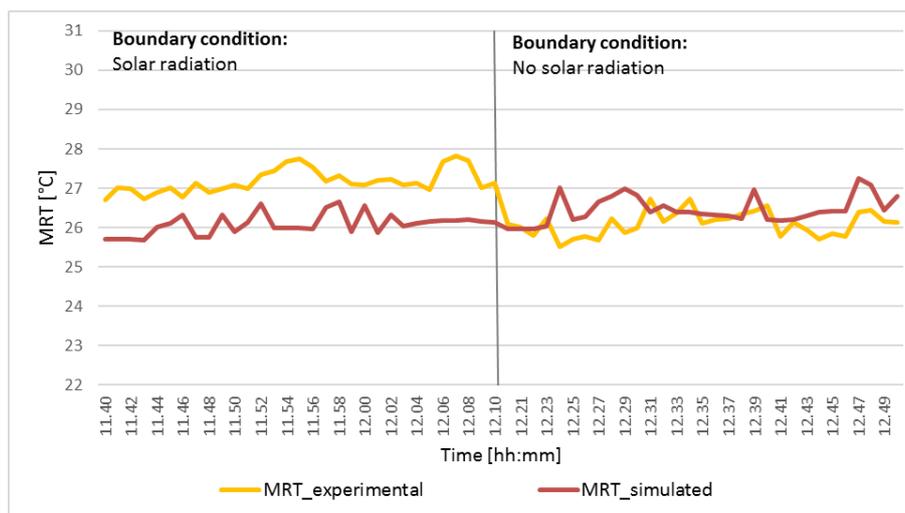


Figura 41 – Confronto temperatura media radiante misurate e stimata.

Dalla misurazione in sito della temperatura media radiante e dal confronto con i dati stimati, il codice di calcolo dei fattori di vista può essere ritenuto validato.

4.3. Modello EnergyPlus di un ufficio

In seguito alla validazione del modello della TWINS testata ne è stato creato un nuovo per valutare il comfort termico e il fabbisogno energetico di un ufficio caratterizzato da una facciata vetrata.

L'ufficio è situato idealmente a Torino ed è orientato secondo gli assi cardinali, con facciata a sud parzialmente vetrata. Esso ha dimensioni standard di 3.6x4.5x2.7 m, mentre la finestra misura 3.3x1.5 m, a cui corrisponde un WWR (Window to Wall Ratio) di 0.5. L'ufficio è stato considerato parte di un edificio, per cui le partizioni verticali e orizzontali, esclusa la facciata a sud, sono adiabatiche, essendo a contatto con zone termiche aventi le stesse caratteristiche termiche. Come per il modello della cella, è stato realizzato prima un 3D geometrico su SketchUp, poi importato su EnergyPlus. Sono stati quindi definiti i materiali che compongono l'involucro opaco e trasparente. Per quest'ultimo sono state considerate due tipologie di sistemi vetrati: uno elettrocromico, ossia quello installato sulla cella di prova, considerando i diversi stati di trasparenza, e uno tradizionale selettivo. Le proprietà termo-ottiche dell'elettrocromico sono già state descritte nel paragrafo 3.3. I vetri selettivi invece, grazie alla presenza di particolari rivestimenti basso-emissivi, svolgono una funzione sia di controllo solare che di isolamento termico. Essi infatti hanno un'elevata trasmissione luminosa nel visibile bloccando invece la radiazione a lunghezze d'onda maggiori, e di conseguenza riducono gli apporti solari provenienti dall'esterno.

Il sistema vetrato selettivo, selezionato dal catalogo di WINDOW7.6, è costituito da una lastra esterna con rivestimento di 6 mm, un'intercapedine di Argon al 90% di 15 mm e una lastra interna di 38 mm, uguale a quella del sistema vetrato elettrocromico studiato. Le principali proprietà del sistema selettivo sono riportate in Tabella 4.4.

T_{vis} [-]	T_{sol} [-]	g [-]	U [W/m ² K]
0.728	0.3411	0.384	1.397

Tabella 4.4 – Proprietà vetro selettivo.

Questa tecnologia è stata valutata variando la dimensione della finestra e aggiungendo una schermatura di tipo overhang, ossia una sporgenza di 1 m su tutta la larghezza della finestra. In particolare, le analisi numeriche verranno effettuate ipotizzando tre sistemi vetrati:

- vetro selettivo con WWR=0.5;
- vetro selettivo con WWR=0.5 con overhang;
- vetro selettivo con WWR=0.35.

Definito l'involucro, per effettuare tutte le analisi è stato necessario inserire quelle che in EnergyPlus sono chiamate *schedule*, ossia dei programmi che definiscono i profili di utilizzo relativi a:

- occupazione;
- illuminazione;
- apparecchiature elettriche;
- temperature di set-point dei termostati;
- funzionamento dell'impianto HVAC;
- infiltrazione d'aria e ventilazione.

Questi profili indicano le condizioni di esercizio e il funzionamento del sistema edificio-impianto in un certo periodo di tempo e permettono di valutare le prestazioni energetiche di un edificio.

Le *schedule* di EnergyPlus, a cui viene assegnato un nome, sono suddivise in tre livelli, ciascuno dei quali si basa su quello precedente. Esse permettono di definire, nell'ordine, il profilo giornaliero, settimanale e annuale. Nel caso in esame sono stati definiti, in riferimento all'ASHRAE 90.1-2007, tutti i profili a partire da quelli giornalieri attraverso un fattore di utilizzo orario, per ciascun giorno, distinguendo i giorni lavorativi (lunedì-venerdì), il sabato e la domenica con tre *schedule* differenti. I profili settimanali sono determinati da dodici oggetti che corrispondono ai sette giorni della settimana, più i giorni di vacanza, di progetto estivo e invernale e due personalizzati, a cui si associa la *schedule* corrispondente giornaliera del livello precedente. Infine, specificando il periodo dell'anno in cui una determinata *schedule* settimanale è valida, si ottiene il profilo di utilizzo annuale.

Successivamente sono stati inseriti gli apporti interni, quali l'occupazione, le luci e le apparecchiature elettriche, i cui valori riferiti alla superficie del pavimento, sono riportati in Tabella 4.5.

Occupazione	0,12346 persone/m ²
Illuminazione	11,84 W/m ²
Apparecchiature elettriche	12 W/m ²

Tabella 4.5 – Apporti interni.

L'occupazione massima che ne deriva in base alla superficie del pavimento (16.2 m²) è di due persone.

La temperatura di set-point dell'aria è stata fissata a 20 °C in inverno e a 26 °C in estate, quando l'ufficio è occupato, mentre quella di set-back è di 12 °C e 40 °C, rispettivamente, in assenza di occupazione.

Infine, un aspetto molto importante considerato in fase di modellazione, è stato il livello di illuminamento dovuto alla luce naturale in un punto dell'ufficio. Esso dipende da diversi fattori, come le condizioni climatiche esterne, la posizione del sole, il fattore di trasmissione solare delle finestre, il coefficiente di riflessione delle superfici interne, ecc. In base a questi fattori, EnergyPlus permette di calcolare il livello reale di illuminamento in un punto di riferimento definito dall'utente, in modo da sfruttare al meglio l'illuminazione naturale e di conseguenza ridurre quella elettrica fino al 90%. Alla potenza elettrica dovuta all'illuminazione viene infatti applicato un fattore che varia tra 0, corrispondente alla massima riduzione, cioè il sistema di illuminazione è spento, e 1, che invece indica nessuna attenuazione. Nel modello è stato

considerato un fattore moltiplicativo minimo pari a 0.1. Come punto di riferimento è stato considerato il centro dell'ufficio, in corrispondenza del quale deve essere garantito un illuminamento di set-point di 500 lux.

4.3.1. Modello di comfort termico

Dati i parametri geometrici dell'ufficio modellato, sono stati ricavati i fattori di vista con il modello di Matlab in tre posizioni: a 1 m, al centro e a 3 m dalla finestra, per una persona seduta. Si riportano nella Tabella 4.6 i valori ottenuti per le tre posizioni.

Superficie	Fattori di vista [-]		
	Posizione 1	Posizione 2	Posizione 3
Finestra	0.0857	0.0459	0.0327
Parete sud	0.1403	0.0553	0.0371
Parete ovest	0.1329	0.1473	0.1423
Parete nord	0.0697	0.1224	0.1780
Parete est	0.1329	0.1473	0.1423
Soffito	0.1166	0.1279	0.1239
Pavimento	0.3220	0.3540	0.3438

Tabella 4.6 – Fattori di vista ufficio.

Avendo determinato i fattori di vista, si è proceduto quindi con la realizzazione del modello di comfort termico su EnergyPlus, secondo la teoria di Fanger, andando a inserire innanzitutto tali fattori nel campo *ComfortViewFactorAngle*, in cui si assegna a ciascuna superficie il valore trovato. Aggiungendo più oggetti si definiscono i fattori di vista per ogni posizione da analizzare. In questo modo è possibile ottenere come output la temperatura media radiante in base alla posizione.

Inoltre, il software richiede di default alcuni parametri di input sull'occupazione, come la potenza metabolica, l'efficienza del corpo umano, la velocità dell'aria e la resistenza del vestiario. I valori utilizzati di questi parametri sono riportati in Tabella 4.7, in cui è specificato anche il riferimento normativo, se previsto.

Parametro di input	Valore	Riferimento normativo
Potenza metabolica – Attività sedentaria, persona seduta	126 W/persona = 70 W/m ² = 1,2 met	UNI EN ISO 7730/2006
Efficienza del corpo umano – Tutta l'energia prodotta dal corpo umano convertita in calore	0	-
Resistenza del vestiario – Abbigliamento tipico da ufficio	1 clo	UNI EN ISO 7730/2006
Velocità dell'aria	0,1 m/s	-

Tabella 4.7 – Parametri di input per il comfort termico.

4.3.2. Modello di comfort termico in presenza di radiazione solare diretta

Il passo successivo per poter effettuare le analisi sul comfort termico tenendo conto dell'effetto della radiazione solare diretta è stato quello di utilizzare un tool interno a EnergyPlus, Energy Management System (EMS), che permette di eseguire delle operazioni mentre il modello è in esecuzione. Esso prende come input le variabili calcolate da EnergyPlus, chiamate sensori, ed esegue le azioni descritte dall'utente tramite un algoritmo di calcolo.

Nel caso in esame è stata implementata nell'EMS tutta la procedura di calcolo dell'ASHRAE 55-2017, descritta nel paragrafo 2.1.2, per determinare la variazione della temperatura media radiante ΔMRT , quindi la MRT^* e la temperatura operativa Top^* , dovuta alla radiazione solare diretta.

L'effetto della radiazione solare diretta sul comfort termico è stato valutato in tre posizioni.

Innanzitutto, sono stati definiti i sensori da usare nel programma dell'EMS, ossia la radiazione trasmessa diretta e diffusa, l'altezza solare, la temperatura media radiante e la temperatura superficiale del vestiario nelle tre posizioni, la temperatura dell'aria interna e l'occupazione.

Dopodiché sono state dichiarate le variabili globali, che vengono memorizzate e usate solo all'interno dell'EMS per eseguire i calcoli, e le variabili di output, che invece possono essere esportate da EnergyPlus. In accordo con le formule (26), (27), (28), nel programma sono stati inizializzati i seguenti coefficienti:

- $f_{eff} = 0.696$, per una persona seduta;
- $f_{svv} = 0.134, 0.0413, 0.0250$, rispettivamente per le posizioni 1, 2 e 3;
- $R_{floor} = 0.6$;
- $\alpha_{sw} = 0.67$;
- $\alpha_{LW} = 0.95$;
- $A_d = 1.8$;
- $f_p = 0.262$;
- $A_p = 0.328$;
- $f_{bes} = 0.5$.

Il coefficiente f_p è stato ricavato per interpolazione dei valori tabellati dell'Allegato C dell'ASHRAE 55-2017, considerando per semplicità un'altitudine solare media di 30° e la persona seduta orientata verso la finestra ($SHARP = 0$).

È stato quindi scritto l'intero codice per il calcolo del ΔT_{mr} , nelle tre posizioni. Rispetto alle formule della E_{dir} , E_{diff} , E_{rifl} ((26),(27),(28)), nel programma sono state considerate direttamente le componenti trasmesse, che corrispondono ai prodotti $I_{diff} \cdot T_{sol}$, $I_{dir} \cdot T_{sol}$, $I_{TH} \cdot T_{sol}$, essendo già output di EnergyPlus. Per quanto riguarda il calcolo del coefficiente di scambio termico radiativo h_r , la MRT^* è quella relativa al timestep precedente. Grazie alla funzione *TrendVariable* dell'EMS, che memorizza il valore di una grandezza nel tempo, è stata creata una variabile per richiamare il valore della temperatura media radiante al timestep precedente.

Il codice scritto è stato validato utilizzando i dati di input della tabella C4.1 dell'Allegato C dell'ASHRAE 55-2017. Nella Tabella 4.8 sono riportati i quattro casi utilizzati per la validazione e come si può vedere gli output calcolati con l'EMS assumono lo stesso valore fornito dalla norma.

Input ASHRAE 55-2017, Tabella C4.1								Output ASHRAE		Output EMS	
β [deg]	SHARP [deg]	Posture	I_{dir} [W/m ²]	T_{sol} [-]	f_{svv} [-]	f_{bes} [-]	α_{sw} [-]	ERF [W/m ²]	ΔMRT [°C]	ERF [W/m ²]	ΔMRT [°C]
0	120	Seated	800	0.5	0.5	0.5	0.7	26.9	6.4	26.87	6.44
30	90	Seated	800	0.5	0.5	0.5	0.7	48	11.5	48.00	11.49
30	120	Standing	800	0.5	0.5	0.5	0.7	49.7	11.4	49.68	11.42
30	120	Seated	800	0.5	0.1	0.5	0.7	27.5	6.6	27.49	6.58

Tabella 4.8 – Validazione codice EMS comfort termico.

Oltre al MRT*, il programma prevede anche il calcolo della temperatura operativa, con e senza l'effetto della radiazione solare, T_{op} e T_{op}^* , secondo le formule (13) (30).

Infine, per fare le analisi di comfort termico su tutto l'anno, è stato implementato il calcolo degli indici per la valutazione a lungo termine, secondo il criterio dei gradi-ora definito dalla EN 16798-1 e descritto nel paragrafo 2.1.3. Il fattore di peso w_f tiene conto di quanto la temperatura operativa si discosti dai limiti di accettabilità nelle ore in cui il locale è occupato. Questi fattori vengono sommati su tutto l'anno, ottenendo l'indice totale dei gradi-ora DH, espresso in ore.

Inoltre, poiché la EN 16798-1 fornisce anche un indice di discomfort basato sul numero o percentuale di ore occupate in cui la temperatura operativa è al di fuori di un certo range, ne è stato previsto nell'EMS il calcolo in modo da confrontare i due metodi. L'intervallo di accettabilità della temperatura operativa, definito dalla EN 16798-1, per locali ad uso ufficio in classe II e attività sedentaria vale [20°C - 26°C].

Entrambi gli indici sono stati calcolati, secondo le formule (31)-(35), in quattro condizioni:

- con e senza la radiazione solare diretta,
- in condizioni di *overheating* e di *overcooling*.

4.4. Modello Matlab del comfort termico

La procedura di calcolo della variazione della temperatura media radiante per effetto della radiazione solare, secondo l'ASHRAE 55-2017, è stata implementata anche nel codice di Matlab dei fattori di vista per avere un'idea di come la temperatura media radiante e la temperatura operativa, cambino al variare della posizione di una persona seduta all'interno di un locale.

Ciò è stato valutato sulla cella utilizzando i dati sperimentali delle temperature superficiali per il calcolo della temperatura media radiante.

In input sono stati definiti tutti i coefficienti presenti nelle formule (26), (27), (28), tra cui il fattore di riflessione del pavimento, assunto pari a 0.8. I dati relativi alla radiazione solare incidente sulla finestra sono quelli misurati dal piranometro esterno Pyra_Out_Vert. Essendo la radiazione globale, essa è stata scomposta, tramite il tool RadSol_v0.14, nella componente diretta e diffusa, da cui deriva quella riflessa. Inoltre, è stata considerata la trasmissione solare angolare, a seconda dello stato del vetro, utilizzando la formula (41).

I dati sperimentali sono acquisiti in quattro giorni caratterizzati da elevata/scarsa radiazione solare e vetri chiari/scuri, e viceversa. Nel caso dei vetri nello stato chiaro, avendo assunto nel modello di Matlab la facciata vetrata come un'unica finestra, è stata considerata la temperatura superficiale del vetro più in basso. Per lo stesso motivo, nel caso dei vetri scuri, non si è tenuto conto del vetro statico.

Per ciascuna delle quattro condizioni è stata determinata, tramite la funzione contourf di Matlab, la distribuzione spaziale della temperatura media radiante, della temperatura operativa, con e senza l'effetto della radiazione e il ΔMRT .

Inoltre, avendo predisposto altri due piranometri schermati all'interno della cella è stata misurata la radiazione solare trasmessa a 1 m (Punto1) e 1.8 m (Punto2) dalla finestra, ad un'altezza di 0.6 m. Tale radiazione rappresenta la E_{sol} , ossia la frazione di radiazione solare a onda corta che incide sul corpo di persona seduta nei punti in cui sono posizionati i piranometri. Quindi il ΔMRT è stato determinato in due modi: a partire dalla radiazione solare rilevata dal piranometro esterno e direttamente dalla E_{sol} misurata dai piranometri interni.

In Figura 42 è mostrata la radiazione solare incidente sulla facciata vetrata della cella nei quattro giorni analizzati, mentre in Figura 43 le componenti trasmesse dai tre vetri e quelle misurate nelle posizioni 1 e 2. Nei primi due giorni i vetri elettrocromici sono nello stato chiaro, infatti le curve dei piranometri Pyra_In_Vert_SG, Pyra_In_Vert_EC1 ed Pyra_In_Vert_EC2 sono sovrapposte, mentre nel secondo e terzo giorno i vetri sono nello stato scuro, come si può vedere dalle curve della radiazione trasmessa.

I contour delle diverse temperature sono riferiti ad una singola ora dei quattro giorni individuati, ossia le ore 14, in cui la radiazione solare è massima. Tuttavia, nel caso del quarto giorno, cioè quello con scarsa radiazione e vetro scuro, poiché la radiazione presenta dei massimi e minimi relativi, sono stati considerati i dati delle 11:30 in cui si ha una radiazione di circa 100 W/m^2 , come nel primo giorno.

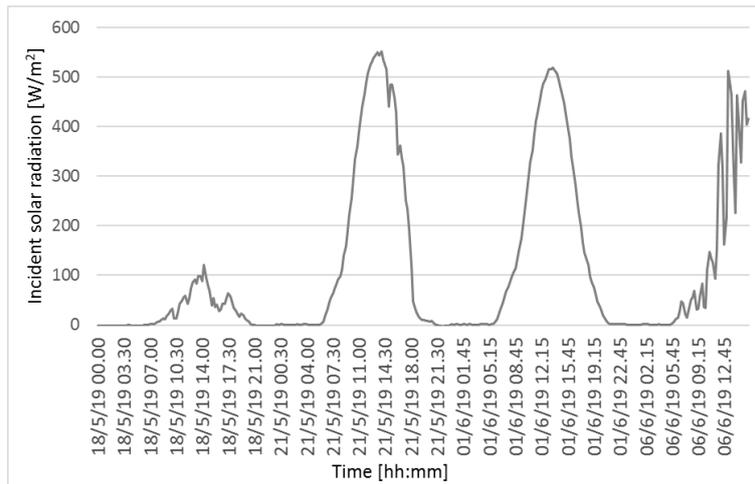


Figura 42 – Radiazione solare incidente sulla facciata vetrata.

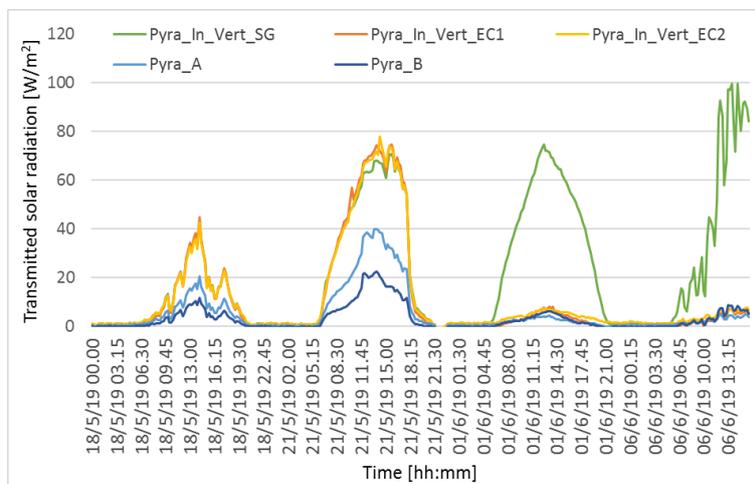
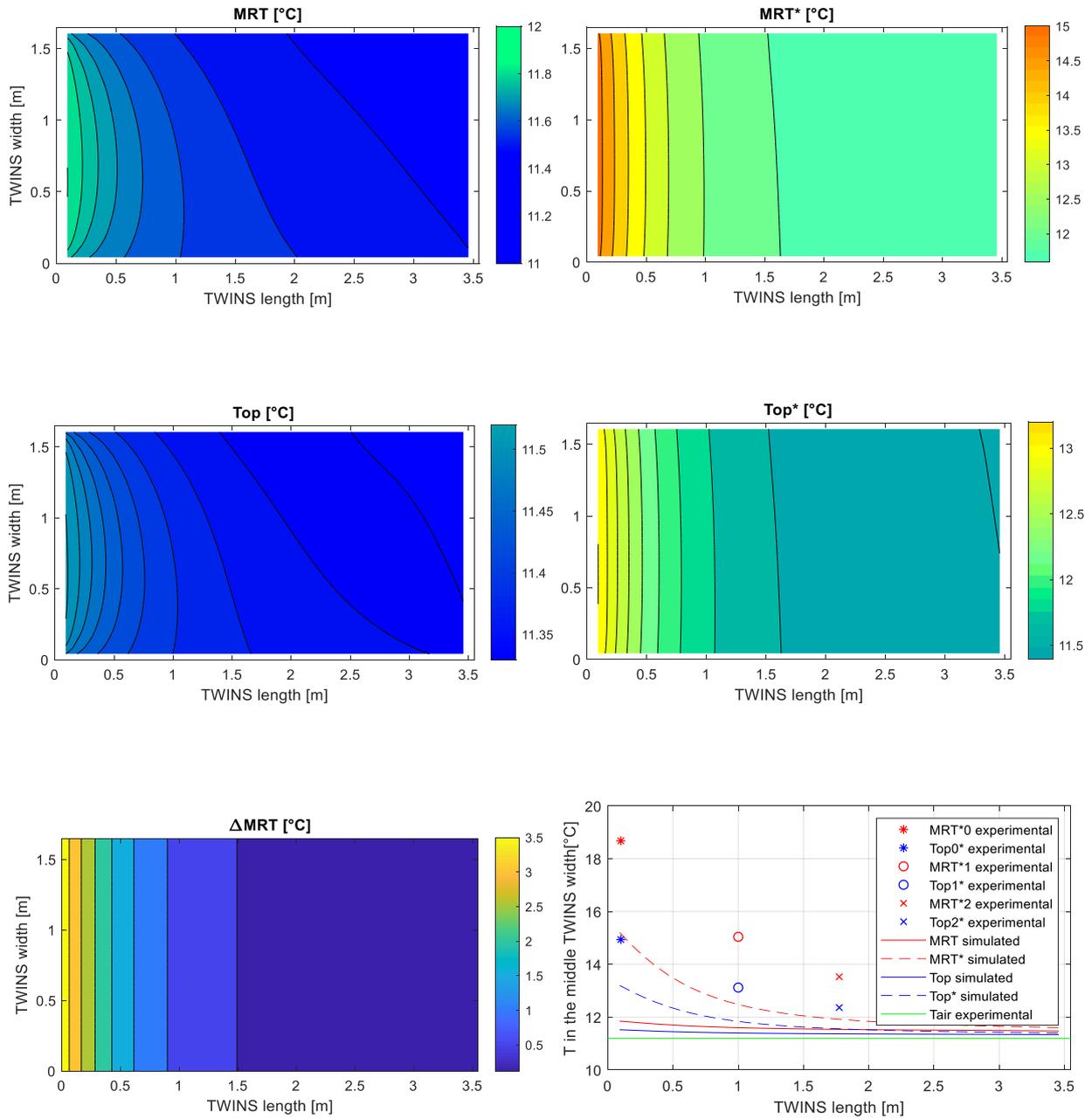


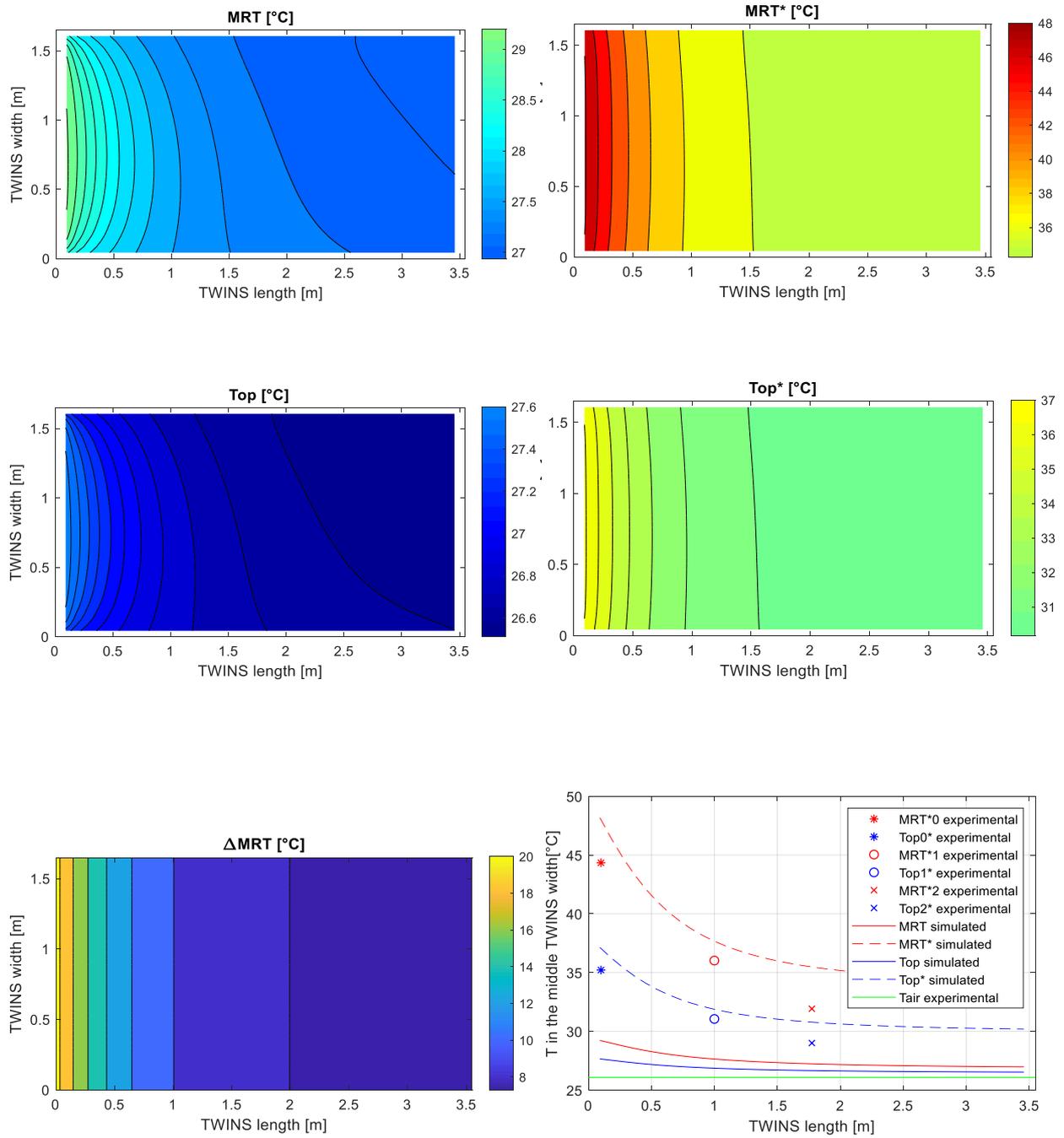
Figura 43 – Radiazione solare trasmessa.

Di seguito sono riportati, per i quattro casi, i grafici della distribuzione della temperatura media radiante, della temperatura operativa, con e senza la radiazione, e del ΔMRT sulla superficie del pavimento. I punti con ascissa 0 sono quelli a ridosso della finestra. L'ultimo grafico, che rappresenta una sezione del pavimento a metà larghezza, mostra l'andamento delle quattro temperature ricavate in base alla radiazione solare esterna su tutta la lunghezza della cella e i valori ricavati in base piranometri nelle posizioni centrali 1 e 2. Il punto 0 rappresenta la posizione del piranometro Pyra_In_Vert_EC2 a ridosso della finestra.

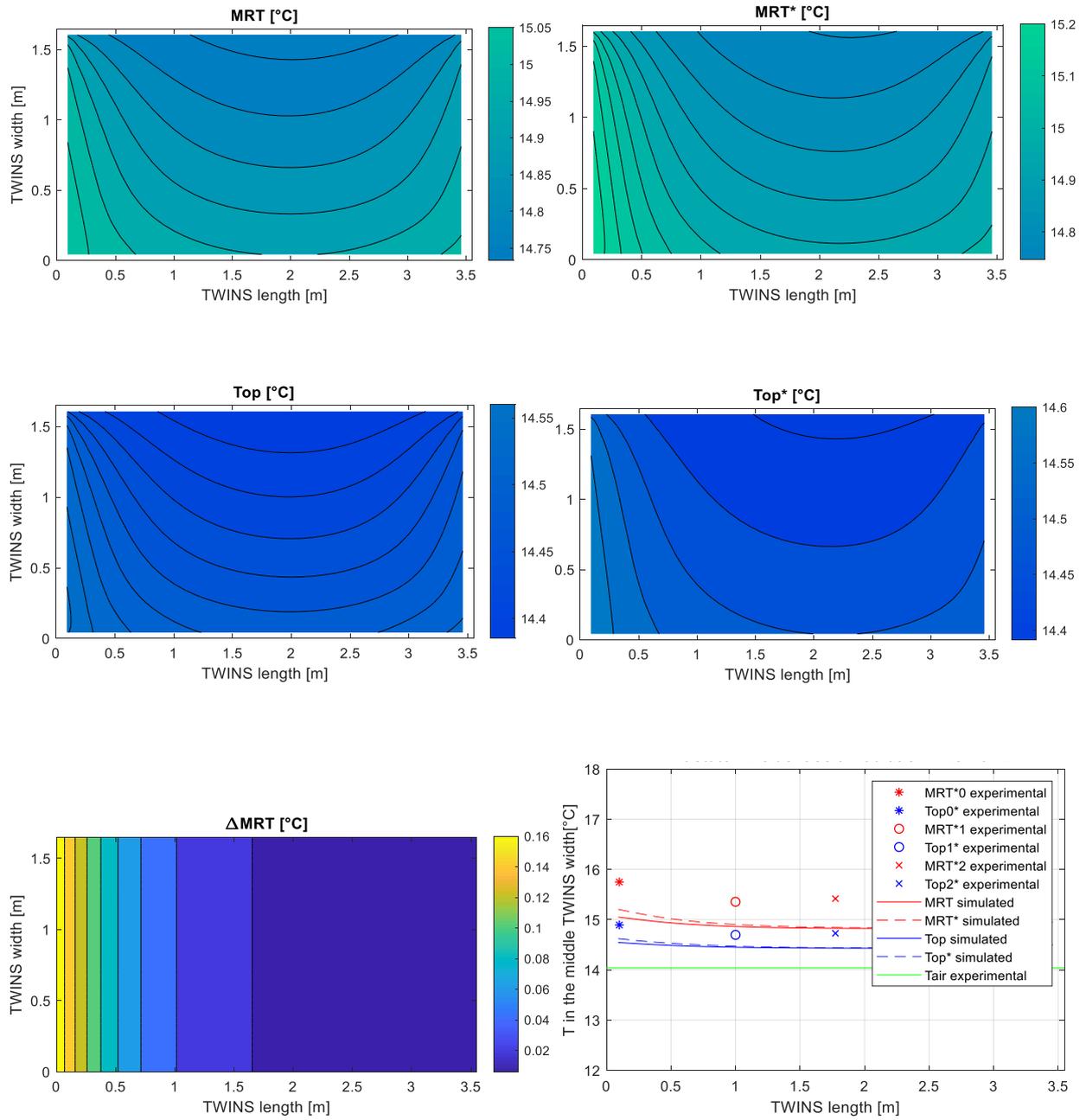
Caso 1: vetro chiaro e radiazione solare esterna di 90 W/m^2 - 18/05/2019 ore 14:00.



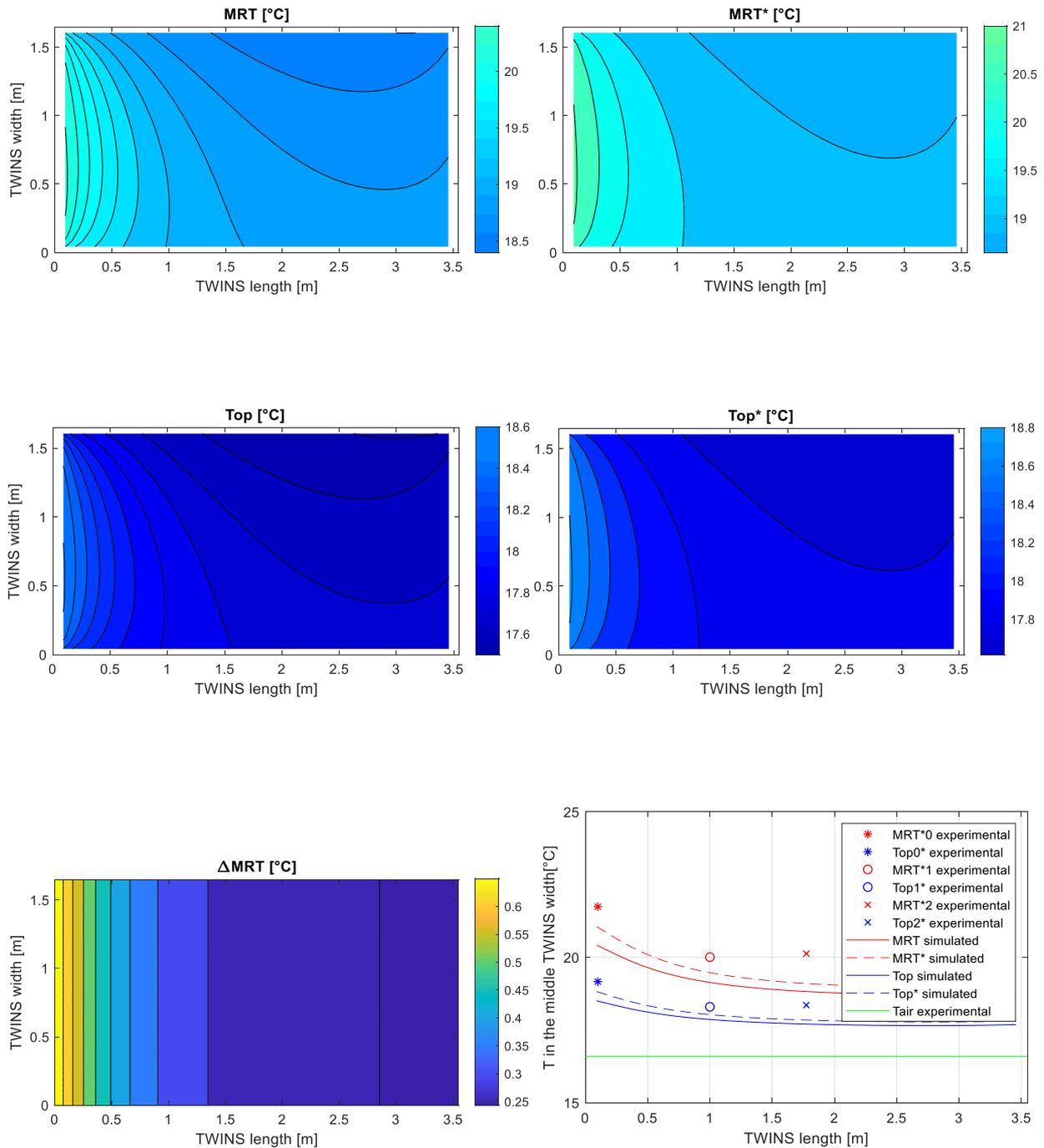
Caso 2: vetro chiaro e radiazione solare esterna di 550 W/m^2 - 21/05/2019 ore 14:00.



Caso 3: vetro scuro e radiazione solare esterna di 125 W/m^2 - 06/06/2019 ore 11:30.



Caso 4: vetro scuro e radiazione solare esterna di 515 W/m^2 - 1/06/2019 ore 14:00.



Confrontando i diversi casi si nota subito nel grafico della T_{mr}^* l'effetto della radiazione e dello stato del vetro. Infatti con il vetro chiaro, il ΔMRT massimo è di soli $3.5 \text{ }^\circ\text{C}$, quando la radiazione è bassa, mentre quando è elevata si ha un incremento della temperatura media radiante fino a $20 \text{ }^\circ\text{C}$. In entrambi i casi l'effetto della radiazione è massimo in prossimità della vetrata e diminuisce fino a metà pavimento, per poi rimanere costante nella metà opposta.

Con il vetro scuro invece l'effetto della radiazione è praticamente assente e inoltre si nota una mappatura differente rispetto ai casi con il vetro chiaro.

Infine, osservando i grafici delle sezioni, in entrambi i casi con il vetro scuro i piranometri interni tendono a sovrastimare l'effetto delle radiazioni solari. Ciò si verifica anche con lo stato chiaro e una scarsa radiazione solare, mentre quando essa è elevata la MRT* e la Top* derivanti dai dati misurati dai piranometri interni sottostimano l'influenza della radiazione solare.

Queste discordanze soprattutto tra i valori ottenuti nei primi due casi possono essere dovuti all'errore che si commette scomponendo la radiazione globale in diretta e diffusa, al coefficiente di riflessione del pavimento, il cui valore 0.8 è stato assunto per la validazione del modello di EnergyPlus della TWINS, e per il fatto di aver considerato la facciata vetrata costituita da un unico vetro.

5. Analisi delle prestazioni di tecnologie tradizionali

Una prima analisi numerica è stata effettuata su due tecnologie di vetri tradizionali: uno assorbente e uno selettivo. Il vetro assorbente analizzato coincide con gli stati di HALIO, presi singolarmente. Mentre il vetro selettivo è stato valutato in tre condizioni:

- finestra con $WWR=0.5$;
- finestra con $WWR=0.5$ e un *overhang*;
- finestra di dimensioni ridotte con $WWR=0.35$.

Sono state fatte quindi sette simulazioni, cinque con il vetro assorbente con diversa trasmissione visibile e tre con i sistemi selettivi.

Ciascuna simulazione è stata effettuata a livello annuale, dal 1° gennaio al 31 dicembre, esportando come output orari il ΔMRT , la temperatura media radiante e la temperatura operativa, con e senza l'effetto della radiazione solare, la temperatura dell'aria, l'occupazione, gli indici di discomfort e i fabbisogni energetici.

5.1. Valutazione del comfort termico

Il livello di discomfort all'interno dell'ufficio è stato quantificato determinando, per le tre posizioni, i seguenti indici:

- PDH_{OC} , PDH_{OH} , PDH^*_{OC} , PDH^*_{OH} , PDH_{TOT} , PDH^*_{TOT} ;
- DH_{OC} , DH_{OH} , DH^*_{OC} , DH^*_{OH} , DH_{TOT} , DH^*_{TOT} .

Di seguito sono riportati i risultati ottenuti per i diversi sistemi vetrati.

5.1.1. Vetro assorbente

Per il vetro assorbente sono state condotte cinque simulazioni, una per ogni stato del vetro analizzato. Dei sette stati sono stati selezionati: Halio73, Halio46, Halio28, Halio14 e Halio4.

Per ciascuna posizione sono riportati i grafici della percentuale di ore occupate in discomfort (Figura 44, Figura 45, Figura 46) e dei fattori di peso totali (Figura 47, Figura 48, Figura 49) in funzione del coefficiente di trasmissione visibile del vetro T_{vis} . All'interno di ciascun grafico sono presenti sia i valori parziali e che quelli totali, i quali inglobano l'overheating e l'overcooling.

Analizzando innanzitutto dalla Figura 44, la percentuale di ore occupate in discomfort in condizioni di overcooling, senza radiazione, nella posizione 1, essa è massima per lo stato più chiaro ($T_{vis}=0.73$) e diminuisce man mano che il vetro diventa scuro, mentre in condizioni di overheating si verifica un andamento opposto. Questo è dovuto al fatto che diminuendo la trasmissione visibile il vetro trasmette meno radiazione per cui se d'estate è un fattore favorevole che va a diminuire il discomfort, in inverno agisce in modo sfavorevole. Inoltre, tra le due condizioni si ha una differenza numerica sostanziale in quanto il PDH_{OC} varia tra il 62% e il 42%, mentre il PDH_{OH} varia tra il 4% e il 16%. Ciò significa che, ad esempio, mantenendo il vetro nello stato più chiaro, per il 62% delle ore occupate (2808 ore totali all'anno) la temperatura operativa è al di sopra dei 26°C e solo per il 4% è al di sotto dei 20°C.

Considerando l'influenza della radiazione solare diretta, non si hanno delle differenze notevoli. Infatti, in estate si ha un incremento massimo del discomfort dell'8%, per $T_{vis}=0.73$. Tale effetto tende a diminuire fino ad annullarsi. In inverno invece l'andamento del PDH^*_{OH} risulta essere pressoché parallelo a PDH_{OH} , con una diminuzione media intorno al 17% fino ad Halio28 e del 3% per Halio4.

Il discomfort totale, valutato su tutto l'anno con e senza la radiazione, risulta quindi essere determinato in modo predominante dalla condizione di overcooling.

Infine, confrontando i risultati riportati in Tabella 5.1 per le tre posizioni, si hanno delle differenze che possono essere ritenute trascurabili.

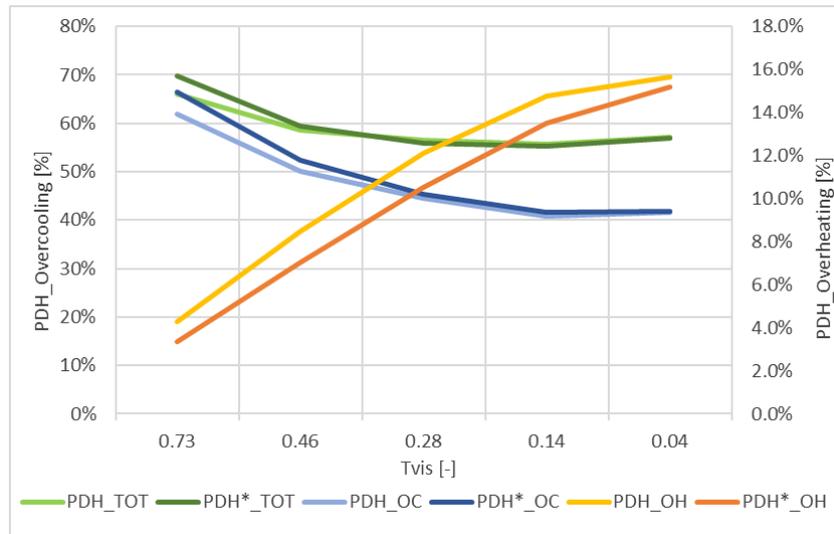


Figura 44 – Posizione 1. Percentuale delle ore occupate in discomfort.

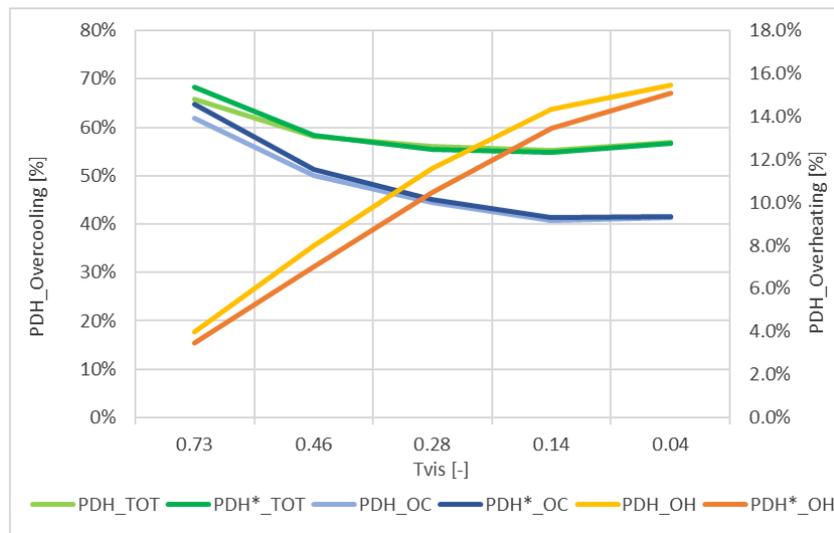


Figura 45 - Posizione 2. Percentuale delle ore occupate in discomfort.

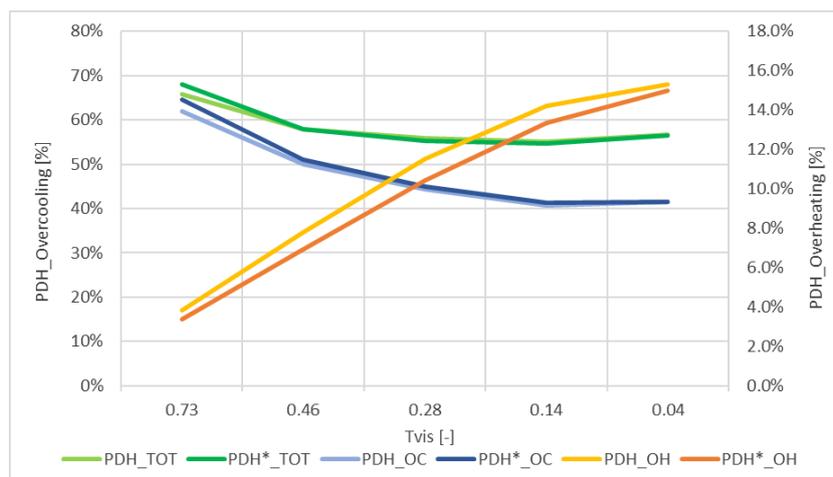


Figura 46 - Posizione 3. Percentuale delle ore occupate in discomfort.

%Discomfort occupied hours		Position 1				Position 2				Position 3			
		PDH [%]		PDH* [%]		PDH [%]		PDH* [%]		PDH [%]		PDH* [%]	
		OC	OH	OC	OH	OC	OH	OC	OH	OC	OH	OC	OH
Halio	0.73	62%	4%	67%	3%	62%	4%	65%	3%	62%	4%	65%	3%
Total		66%		70%		66%		68%		66%		68%	
Halio	0.46	50%	8%	52%	7%	50%	8%	51%	7%	50%	8%	51%	7%
Total		59%		59%		58%		58%		58%		58%	
Halio	0.28	44%	12%	45%	11%	44%	12%	45%	10%	44%	12%	45%	10%
Total		57%		56%		56%		55%		56%		55%	
Halio	0.14	41%	15%	42%	14%	41%	14%	41%	13%	41%	14%	41%	13%
Total		56%		55%		55%		55%		55%		55%	
Halio	0.04	42%	16%	42%	15%	41%	15%	42%	15%	41%	15%	41%	15%
Total		57%		57%		57%		57%		57%		56%	

Tabella 5.1 – Valore della percentuale delle ore occupate in discomfort per le tre posizioni.

Relativamente al criterio dei gradi-ora DH, esso fornisce un'indicazione più precisa del livello di comfort in funzione della presenza o meno della radiazione, dello stato del vetro e della posizione. Le ore in discomfort vengono infatti pesate in base alla differenza tra la temperatura operativa e i limiti.

In generale gli andamenti sono analoghi a quelli relativi alla percentuale di ore in discomfort. Il massimo discomfort, senza l'effetto della radiazione, si verifica in estate con lo stato avente $T_{vis}=0.73$ con un DH pari a 3338 h, mentre per $T_{vis}=0.04$ il DH vale 1176 h. In inverno, oltre ad avere un andamento completamente opposto che aumenta al diminuire della trasmissione visibile, il numero di gradi-ora si riduce del 97% nello stato chiaro e del 76% nello stato scuro.

Al contrario delle considerazioni fatte con il PDH, per la posizione 1 ad esempio, si vede una differenza sostanziale nello stato chiaro in overcooling se si considera l'effetto della radiazione solare, infatti si ha un incremento di oltre il 50%, che diminuisce con la trasmissione visibile, rispetto all'8% relativo al PDH. In overheating l'effetto della radiazione invece è minore in valore assoluto, ma produce una riduzione del fattore di peso. Ciò significa che in inverno la radiazione solare diretta ha un effetto globale positivo, in quanto va ad aumentare la temperatura operativa.

I gradi-ora totali, DH_{TOT} e DH^*_{TOT} , seguono l'andamento dei rispettivi parziali in condizione di overcooling.

Infine, nella Tabella 5.2 sono riportati i valori totali e parziali calcolati nelle tre posizioni. Le differenze sono minime tra un punto e l'altro considerando i fattori DH_{OC} e DH_{OH} , mentre aumentano considerando DH^*_{OC} e DH^*_{OH} . L'effetto della radiazione è naturalmente maggiore nel punto più vicino alla finestra alla massima trasparenza e diminuisce sia allontanandoci dalla finestra (fino al 20%), che scurendo il vetro (fino all'8%).

Confrontando quindi i due indici utilizzati, la percentuale di ore PDH dà solo un'idea generale del livello di comfort in quanto, ad esempio, se ad una certa ora la temperatura operativa è maggiore o minore di $0.1^\circ C$ oppure di $5^\circ C$, secondo tale indice non vi è differenza. Invece con il criterio dei gradi-ora si tiene conto dell'effettivo scostamento dal range di accettabilità e quindi risulta molto più accurato.

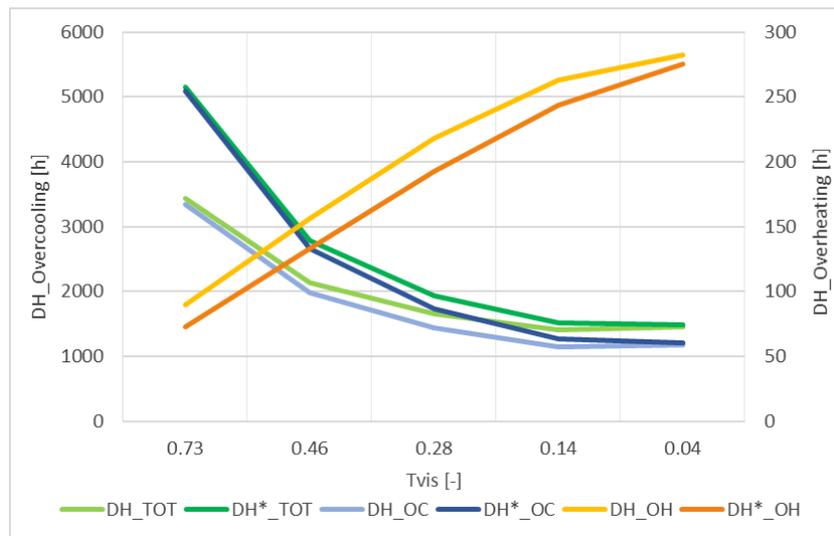


Figura 47 - Posizione 1. Fattore di peso gradi-ora.

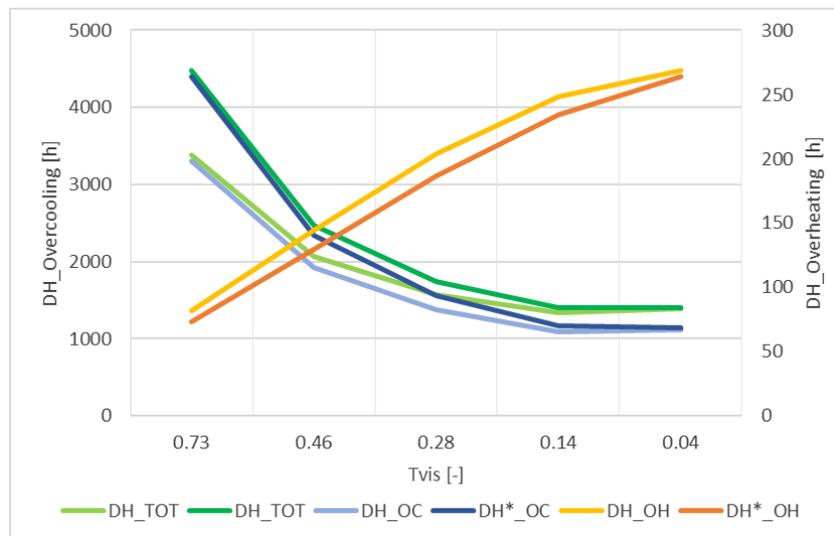


Figura 48 - Posizione 2. Fattore di peso gradi-ora.

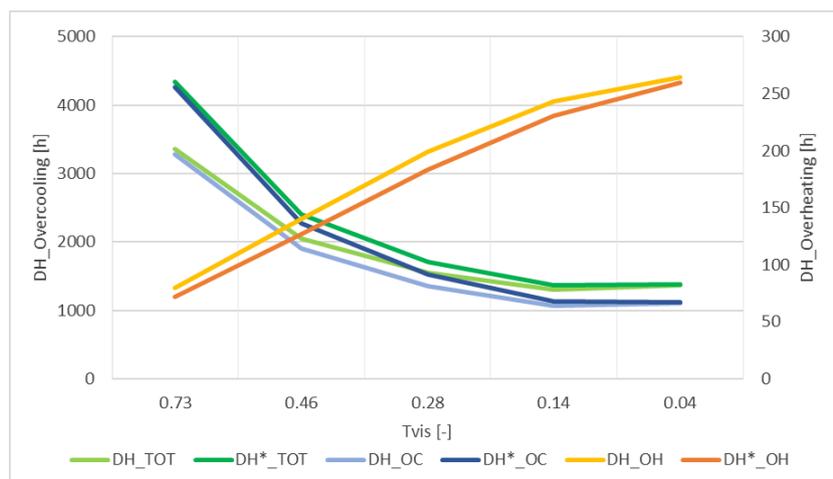


Figura 49 - Posizione 3. Fattore di peso gradi-ora.

Degree Hours		Position 1				Position 2				Position 3			
		DH [h]		DH* [h]		DH [h]		DH* [h]		DH [h]		DH* [h]	
		OC	OH	OC	OH	OC	OH	OC	OH	OC	OH	OC	OH
Halio	0.73	3338	90	5085	73	3301	82	4403	73	3280	80	4270	72
Total		3428		5158		3383		4476		3359		4342	
Halio	0.46	1987	156	2657	133	1930	144	2342	130	1907	140	2275	127
Total		2143		2790		2074		2472		2047		2402	
Halio	0.28	1433	218	1740	193	1374	204	1561	187	1353	199	1519	183
Total		1651		1933		1578		1748		1553		1703	
Halio	0.14	1144	263	1273	244	1085	248	1163	234	1065	244	1133	230
Total		1407		1516		1334		1397		1309		1364	
Halio	0.04	1176	282	1208	275	1119	269	1138	264	1100	264	1117	260
Total		1459		1484		1388		1402		1365		1376	

Tabella 5.2 – Valore dei gradi-ora per le tre posizioni.

5.1.2. Vetro selettivo

Di seguito sono riportati, nelle Tabella 5.3 -Tabella 5.8, i valori relativi alla percentuale di ore occupate in discomfort e ai gradi-ora per ciascun sistema vetrato selettivo, nelle tre posizioni.

Complessivamente la quantità in percentuale di ore occupate in cui la temperatura operativa è superiore al limite massimo è maggiore del 50%, mentre è inferiore al limite minimo soltanto per il 5% di ore. Queste percentuali aumentano con l'effetto della radiazione solare, in condizioni di overcooling, e diminuiscono in condizioni di overheating. Bisogna notare che, essendo i vetri selettivi a controllo solare, la radiazione diretta influisce di meno rispetto, ad esempio, allo stato chiaro del vetro elettrocromico.

Inoltre, nel caso di un ufficio con una parete vetrata per metà superficie disperdente (WWR=0.5), si avrebbe lo stesso livello di discomfort, in termini percentuali, installando o meno un overhang, essendo l'area della finestra molto ampia. Invece un miglioramento del comfort estivo si ottiene se si riduce la superficie finestrata. La PDH in overcooling infatti diminuisce, con e senza la radiazione, di circa il 9% rispetto al caso con WWR=0.5, a cui corrisponde una PDH_{OC} del 58% e una PDH*_{OC} del 61%. In overheating invece la PDH passa dal 5% al 6% e la PDH* rimane invariata al 4%.

Per quanto riguarda i gradi-ora, in tutti i casi il discomfort per overcooling è superiore all'overheating di oltre il 90%. Dalla percentuale di ore in discomfort l'effetto della radiazione sembra minimo, invece con il criterio dei gradi-ora esso provoca in tutti e tre i sistemi vetrati un aumento dell'overcooling di circa il 50%.

WWR 0.5

% Discomfort occupied hours	Position 1				Position 2				Position 3			
	PDH [%]		PDH* [%]		PDH [%]		PDH* [%]		PDH [%]		PDH* [%]	
	OC	OH	OC	OH	OC	OH	OC	OH	OC	OH	OC	OH
Selective_WWR=0.5	58%	5%	61%	4%	58%	5%	60%	4%	58%	5%	60%	4%
	63%		66%		63%		65%		63%		65%	

Tabella 5.3 – Percentuale di ore occupate in discomfort -Vetro selettivo (WWR=0.5).

Degree hours	Position 1				Position 2				Position 3			
	DH [h]		DH* [h]		DH [h]		DH* [h]		DH [h]		DH* [h]	
	OC	OH	OC	OH	OC	OH	OC	OH	OC	OH	OC	OH
Selective_WWR=0.5	2729	106	4058	88	2701	97	3532	86	2685	94	3429	85
	2836		4146		2798		3618		2779		3514	

Tabella 5.4– Fattore di peso gradi-ora -Vetro selettivo (WWR=0.5).

WWR 0.5 con overhang

% Discomfort occupied hours	Position 1				Position 2				Position 3			
	PDH [%]		PDH* [%]		PDH [%]		PDH* [%]		PDH [%]		PDH* [%]	
	OC	OH	OC	OH	OC	OH	OC	OH	OC	OH	OC	OH
Selective_WWR=0.5 + Overhang	57%	5%	61%	4%	57%	5%	59%	4%	57%	5%	59%	4%
	62%		65%		62%		64%		62%		63%	

Tabella 5.5 – Percentuale di ore occupate in discomfort -Vetro selettivo (WWR=0.5+overhang).

Degree hours	Position 1				Position 2				Position 3			
	DH [h]		DH* [h]		DH [h]		DH* [h]		DH [h]		DH* [h]	
	OC	OH	OC	OH	OC	OH	OC	OH	OC	OH	OC	OH
Selective_WWR=0.5 + Overhang	2423	108	3596	90	2407	99	3134	88	2395	96	3045	87
	2531		3685		2506		3222		2491		3132	

Tabella 5.6 – Fattore di peso gradi-ora -Vetro selettivo (WWR=0.5+overhang).

WWR 0.35

% Discomfort occupied hours	Position 1				Position 2				Position 3			
	PDH [%]		PDH* [%]		PDH [%]		PDH* [%]		PDH [%]		PDH* [%]	
	OC	OH	OC	OC	OH	OC	OC	OH	OC	OC	OH	OC
Selective_WWR=0.35	53%	6%	56%	4%	53%	5%	55%	4%	53%	5%	55%	4%
	58%		60%		58%		59%		58%		59%	

Tabella 5.7 - Percentuale di ore occupate in discomfort - Vetro selettivo (WWR=0.35).

Degree hours	Position 1				Position 2				Position 3			
	DH [h]		DH* [h]		DH [h]		DH* [h]		DH [h]		DH* [h]	
	OC	OH	OC	OC	OH	OC	OC	OH	OC	OC	OH	OC
Selective_WWR=0.35	2047	101	3096	83	2024	92	2696	81	2013	89	2626	79
	2148		3180		2116		2777		2101		2705	

Tabella 5.8 – Fattore di peso gradi-ora - Vetro selettivo (WWR=0.35).

5.2. Valutazione del fabbisogno energetico

In parallelo alle analisi sul comfort termico è stata valutata anche la prestazione energetica al variare del sistema vetrato, determinando il fabbisogno energetico dovuto al riscaldamento, raffrescamento e illuminazione. Nello specifico, dagli output di EnergyPlus dei consumi energetici è stata ricavata l'energia primaria in kWh/m²-anno necessaria per riscaldamento, raffrescamento e illuminazione, utilizzando i fattori di conversione dei vettori energetici definiti nella Tabella 1 del DM 26/06/2015 [riferimento]. I valori orari ottenuti direttamente dalle simulazioni sono stati sommati su tutto l'anno, convertiti in kWh e poi riferiti alla superficie del pavimento. Per il riscaldamento è stato ipotizzato un impianto a metano con efficienza pari a 0.85, a cui corrisponde un fattore di conversione $f_p=1.05$. L'impianto di raffrescamento prevede una pompa di calore elettrica con COP=3.5. Il fattore di conversione per l'energia elettrica è 2.42, utilizzato sia per la climatizzazione estiva che per l'impianto di illuminazione.

5.2.1. Vetro assorbente

Nella Figura 50 sono mostrate le tre componenti dell'energia primaria globale, per i cinque stati. A livello generale si può vedere subito che gli stati estremi, cioè con massima e minima trasparenza, presentano le prestazioni globali più scarse. Lo stato Halio73 è quello che richiede il maggior uso di raffrescamento a causa della maggiore trasmissione solare. Al contrario però risulta minima l'energia richiesta per il riscaldamento poiché nei mesi invernali vengono sfruttati gli apporti gratuiti dovuti alla radiazione solare. Nello stato scuro invece il fabbisogno di raffrescamento diminuisce ma aumenta notevolmente quello per l'illuminazione.

Passando dal primo stato a quelli con minore trasparenza si ha una riduzione graduale dell'energia necessaria per il raffrescamento, passando da 43 kWh/m²-anno con lo stato più chiaro fino a 21 kWh/m²-anno con lo stato più scuro. Andamento opposto si ha per il riscaldamento che aumenta del doppio rispetto allo stato Halio73 nello stato Halio4. Relativamente al fabbisogno di illuminazione, esso si mantiene mediamente a 30 kWh/m²-anno fino allo stato Halio28, per poi aumentare bruscamente con il vetro scuro, fino a 60 kWh/m²-anno. Questo incremento è dovuto al fatto che, avendo considerato il controllo dell'illuminamento, si tiene conto del livello reale di luce diurna che ovviamente diminuisce oscurando il vetro.

Lo stato che presenta quindi le prestazioni migliori è Halio28, con un fabbisogno totale di 70 kWh/m²-anno, in quanto bilancia le tre componenti di energia rispetto agli altri stati.

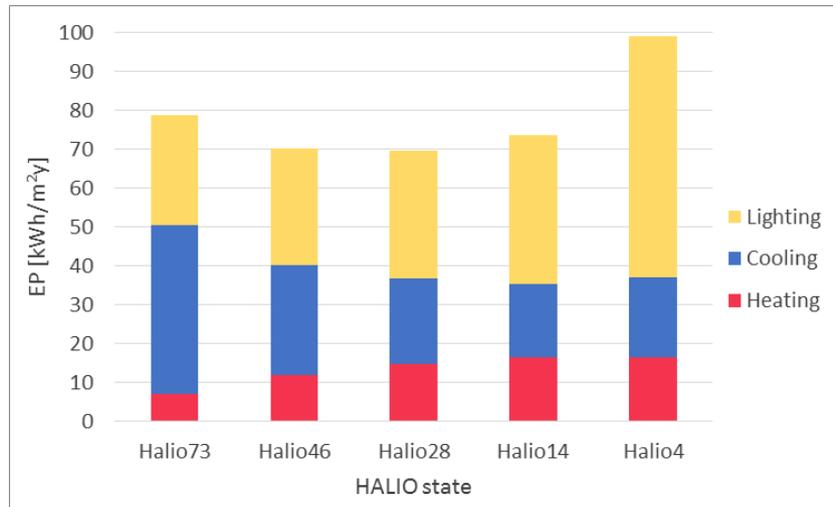


Figura 50 – Consumi energetici con vetro assorbente.

HALIO state	Heating [kWh/m ² y]	Cooling [kWh/m ² y]	Lighting [kWh/m ² y]
Halio73	7.160	43.402	28.308
Halio46	11.871	28.194	30.094
Halio28	14.869	21.915	32.850
Halio14	16.450	18.833	38.350
Halio4	16.525	20.627	61.737

Tabella 5.9 - Valori consumi energetici con vetro assorbente.

5.2.2. Vetro selettivo

Nel grafico in Figura 51 sono mostrati i fabbisogni di energia primaria per i tre sistemi selettivi. Il fabbisogno totale medio è pari a circa 70 kWh/m²-anno. Nei tre casi l'energia per il riscaldamento e l'illuminazione rimangono pressoché invariate, mentre quella che cambia tra un caso e l'altro è l'energia per il raffrescamento. Rispetto alla finestra con WWR=0.5 il fabbisogno di cooling si riduce schermato la finestra e, in modo maggiore, riducendone le dimensioni. Esso infatti passa da 36 kWh/m²-anno, nel primo caso, a kWh/m²-anno, nel secondo, fino a 28 kWh/m²-anno. Il fabbisogno di heating è circa 9 kWh/m²-anno, mentre quello di lighting 28 kWh/m²-anno.

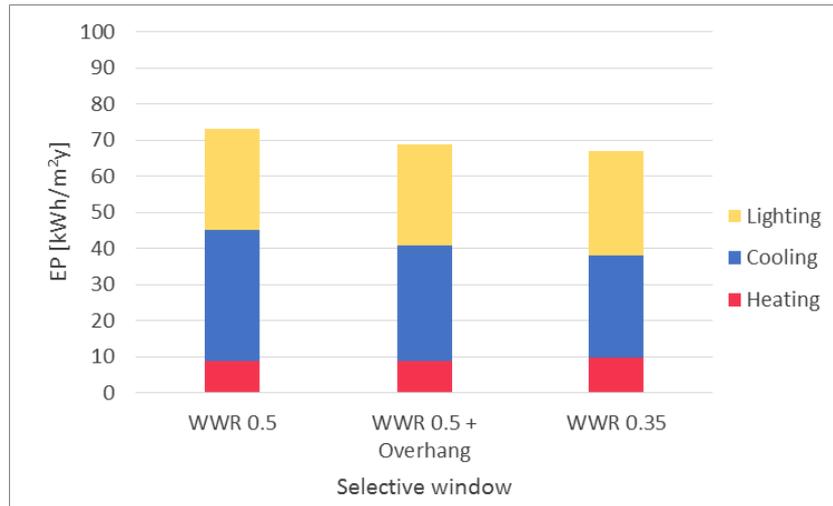


Figura 51 - Consumi energetici con vetro selettivo.

Selective window	Heating [kWh/m ² y]	Cooling [kWh/m ² y]	Lighting [kWh/m ² y]
WWR 0.5	8.768	36.403	28.018
WWR 0.5 + Overhang	8.876	32.002	28.018
WWR 0.35	9.711	28.218	28.890

Tabella 5.10 - Valori consumi energetici con vetro selettivo.

5.3. Risultati

Le prestazioni delle tecnologie statiche studiate sono state riportate in un grafico finale, dove in ascissa vi è l'energia primaria totale EP_{TOT} e in ordinata l'indice totale dei gradi-ora DH_{TOT} . Il legame tra comfort termico e fabbisogno energetico è rappresentato all'interno del grafico da un punto. Quanto più esso è vicino all'origine, tanto più le prestazioni, sia di comfort che energetiche, sono elevate.

In Figura 52 è possibile vedere per il vetro assorbente nei cinque livelli di trasparenza e per i tre selettivi il confronto delle prestazioni, con e senza la radiazione solare diretta, considerando la posizione 2 che è quella al centro dell'ufficio.

Gli indicatori vuoti indentificano gli stati di HALIO, mentre quelli pieni i vetri selettivi. Inoltre, è stata fatta un'altra distinzione tra gli indicatori del DH_{TOT} e del DH^*_{TOT} , utilizzando per il primo un cerchio e per il secondo un rombo.

Complessivamente, l'energia totale varia tra 66 kWh/m²-anno e circa 100 kWh/m²-anno, mentre l'indice di discomfort varia tra 1300 e 4500.

Analizzando le prestazioni del vetro assorbente, gli stati che presentano le prestazioni peggiori sono Halio73 e Halio4. Il primo produce il massimo discomfort totale per effetto dell'elevata trasmissione solare e, per questo motivo, è più sensibile alla radiazione solare. Con il secondo, anche se il livello di discomfort è minimo, il fabbisogno energetico raggiunge il picco, a causa della necessità di maggiore illuminazione.

Gli stati intermedi presentano delle prestazioni maggiori, bilanciando i due termini. Halio14 è lo stato che garantisce le migliori condizioni termiche interne, a scapito però di un leggero incremento dell'energia rispetto ad Halio46 e Halio28. L'indice dei gradi-ora totali DH_{TOT} è pari a circa 1350, in confronto ai 3500 dello stato alla massima trasparenza. Inoltre, un aspetto molto importante è che lo stato Halio14 è lo stato più trasparente che minimizza l'incidenza della radiazione solare diretta sul comfort termico.

I vetri selettivi mostrano buone prestazioni se si utilizza un sistema di schermatura o si riduce la dimensione della finestra, soprattutto in termini di energia totale. Essa infatti diminuisce con l'overhang il WWR ridotto e risulta essere minore rispetto a qualsiasi stato di HALIO, come si può vedere anche in Figura 53.

Per quanto riguarda le prestazioni di comfort, il DH_{TOT} passa da 2800 (WWR=0.5) a 2500 in presenza dell'overhang, fino a 2000 riducendo la superficie trasparente. Tuttavia, ciò che non cambia tra le diverse tecnologie è la differenza tra il DH_{TOT} e il DH^*_{TOT} . I punti infatti si spostano quasi parallelamente. Ciò significa che utilizzando tecnologie selettive l'effetto della radiazione non cambia anche se si utilizzano sistemi di schermatura o si riduce il WWR.

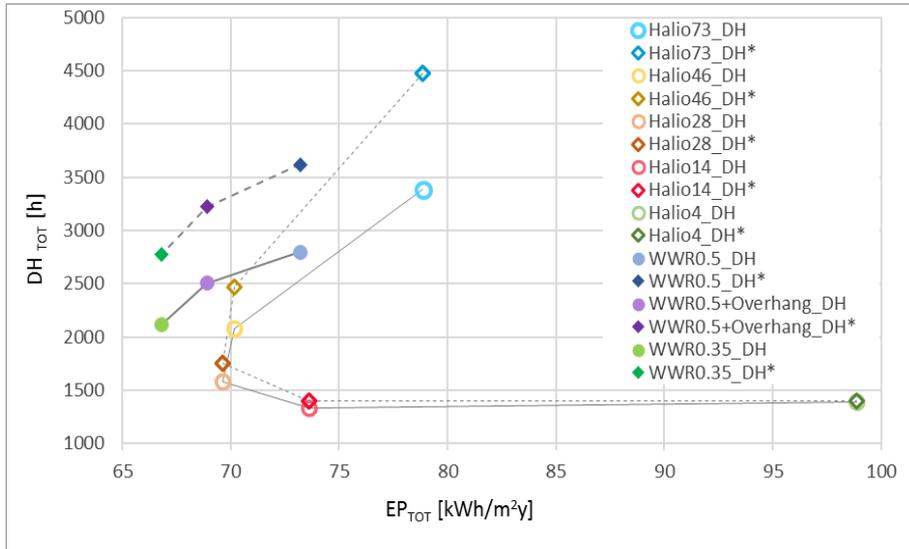


Figura 52 – Confronto prestazionale di diversi sistemi vetrati tradizionali.

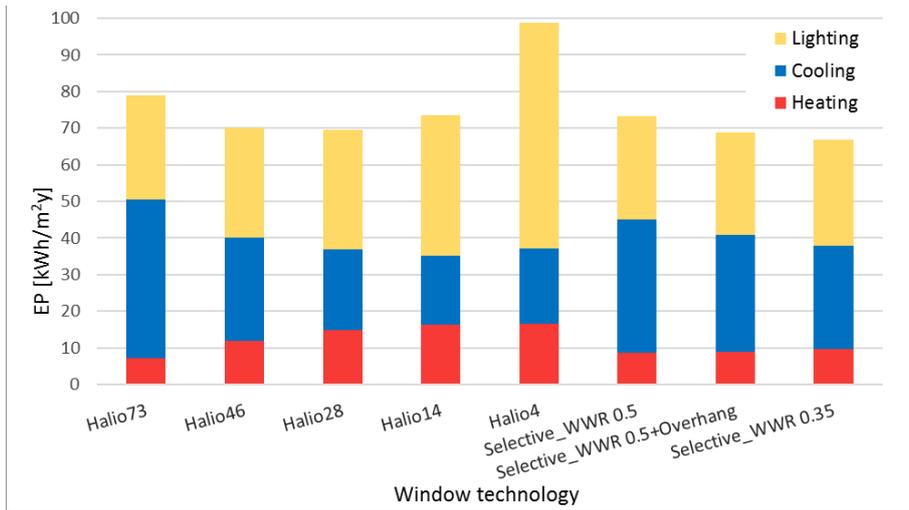


Figura 53 – Confronto fabbisogno di energia primaria totale con diversi sistemi vetrati tradizionali.

6. Analisi delle prestazioni di tecnologie innovative

6.1. Strategie di controllo

Il vantaggio delle tecnologie vetrate dinamiche è che si adattano ai cambiamenti ambientali interni o esterni, variando le loro proprietà termo-ottiche in seguito ad un input esterno. Grazie a questi sistemi è possibile controllare dinamicamente il consumo energetico di un edificio. Numerosi studi infatti sono stati fatti per valutare il risparmio energetico utilizzando gli smart glazing. Ciò che invece risulta carente in letteratura è la valutazione del comfort termico controllando la radiazione solare attraverso tecnologie dinamiche. L'effetto della radiazione, come si è visto dai risultati delle analisi delle tecnologie tradizionali nel capitolo 5, è un fattore determinante per il comfort termico, soprattutto quando gli edifici sono caratterizzati da facciate vetrate di ampie dimensioni. Per sfruttare quindi il potenziale di questi sistemi e in particolare dei vetri elettrocromici sono state studiate alcune strategie di controllo che a seconda dei parametri d'interesse cambiano lo stato del vetro.

Nel lavoro di tesi, le analisi attraverso tecnologie dinamiche sono state finalizzate al controllo della radiazione solare per migliorare il comfort termico ambientale e allo stesso tempo alla valutazione dell'effetto di tali controlli sull'uso dell'energia totale.

Tre macro-categorie di controllo sono state studiate:

- controllo *Rule Based*;
- controllo *Model Based*;
- controllo *Model Based* semplificato.

Le ultime due sono state poi applicate anche al modello della TWINS testata sperimentalmente, per future attività di controllo della radiazione solare in campo.

Le azioni di controllo sono state implementate nel tool EMS di EnergyPlus, utilizzando il modello di comfort dell'ufficio o della TWINS, descritti nel capitolo 4. Per effettuare le simulazioni tramite controlli l'EMS esegue le azioni descritte da un algoritmo, in base alle quali, il sistema interviene sugli attuatori (ad. esempio la temperatura del termostato, le proprietà dell'involucro edilizio, i carichi termici, ecc.).

In questo caso l'attuatore è lo stato del vetro (*ConstructionState*) a cui deve essere associato un indice per richiamarlo nel programma.

Inoltre, nell'EMS è necessario specificare quando il controllo deve essere attuato all'interno del programma generale di EnergyPlus, definendo come *ModelCallingPoint* quello per cui il programma EMS deve essere letto ad ogni timestep prima di tutti i calcoli di EnergyPlus (*BeginTimestepBeforePredictor*).

Come per le analisi delle tecnologie tradizionali, le simulazioni coprono l'intero anno solare e da ognuna di esse sono stati esportati i dati orari relativi allo stato in cui si trova il vetro, il ΔMRT , alla temperatura media radiante e temperatura operativa, con e senza l'effetto della radiazione solare, alla temperatura dell'aria, agli indici di discomfort e ai consumi energetici.

Nei paragrafi successivi sono descritte le diverse strategie simulate e infine i risultati, confrontando le prestazioni ottenute.

6.2. Ufficio

6.2.1. Controlli Rule Based

Il primo tipo di controllo è servito come riferimento per i controlli più complessi, essendo basato su semplici algoritmi che prevedono una serie di condizioni IF-ELSE.

Il vetro è stato controllato in tre modi diversi in funzione di:

- radiazione solare incidente sulla facciata vetrata, I_{inc} ;
- temperatura operativa, al centro dell'ufficio, con radiazione solare diretta, T_{op}^* ;
- temperatura operativa, al centro dell'ufficio, senza radiazione solare diretta, T_{op} .

Questi parametri sono stati considerati come delle funzioni a gradino e in base al valore assunto da tale funzione viene assegnato un certo stato del vetro.

Dal modello base sono stati creati quindi tre ulteriori modelli e in ognuno di esso è stato implementato nell'EMS il codice di controllo a seconda del parametro utilizzato.

Il controllo basato sulla radiazione solare esterna (identificato con *RB_Rad*) è quello più semplice e consiste nel cambiare lo stato del vetro, dal più chiaro al più scuro, in base all'intensità della radiazione solare esterna, a step di 100 W/m^2 . Il valore della radiazione solare è definito da una variabile che EnergyPlus calcola in base ai dati del file climatico e che è stata inserita nei sensori dell'EMS.

Soltanto per questa simulazione sono stati considerati sei stati di HALIO, anziché cinque.

Le condizioni di controllo sono schematizzate in Figura 54. Lo stato chiaro Halio73 viene impostato quando la radiazione solare assume un valore minore o uguale di 100 W/m^2 e man mano che essa aumenta il vetro si scurisce fino allo stato Halio4, per valori superiori a 500 W/m^2 .

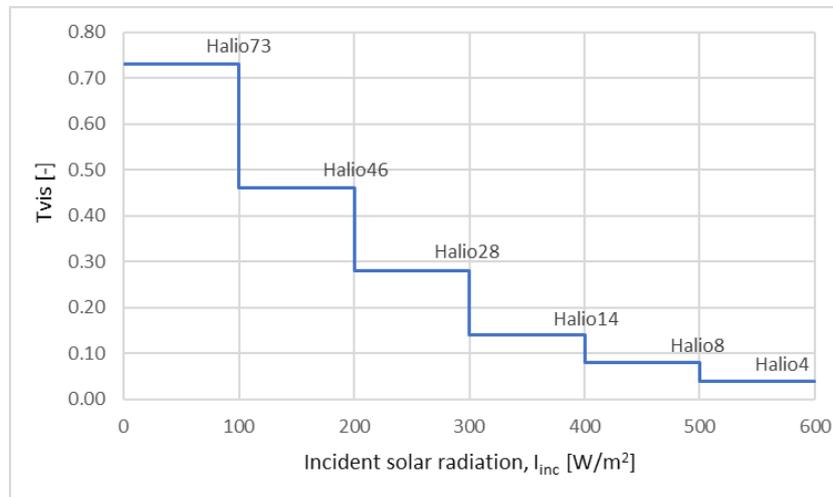


Figura 54 – Controllo a step sulla radiazione solare.

Come descritto nel paragrafo 4.3, è stato considerato il controllo dell'illuminamento all'interno dell'ufficio in base all'illuminazione naturale; quando però sono previste delle simulazioni basate sul controllo in EnergyPlus ciò non risulta possibile. È stato trovato pertanto un escamotage per poter calcolare l'illuminamento reale e di conseguenza il consumo ridotto relativo all'illuminazione elettrica, al variare dello stato del vetro. Dalle analisi effettuate per con il vetro assorbente nei cinque stati sono stati esportati i dati per ogni timestep (6 per ogni ora), su tutto l'anno, relativi all'illuminamento nel punto di riferimento considerato (centro dell'ufficio) e al fattore moltiplicativo dell'illuminazione elettrica. Tali dati sono stati inseriti come *ScheduleFile* nel software, una per l'illuminamento e una per il fattore di riduzione, per ogni

stato del vetro (chiamate ad esempio per Halio73, Illum_73 e DL_73, dove DL sta per Daylight). Inoltre, per poter calcolare il consumo di energia dovuta all'illuminazione elettrica, tenendo conto del fattore di riduzione, è stato necessario un ulteriore passaggio: creare un attuatore, chiamato *LightsFactor*, che andasse a modificare, in base allo stato effettivo del vetro, il carico termico dovuto all'illuminazione. Questo procedimento è stato effettuato in tutti i tipi di controlli simulati.

Nella Figura 55 è riportato uno screen del programma che per ogni timestep confronta, attraverso una condizione IF, il valore della radiazione esterna con i limiti, imposta lo stato del vetro (ad esempio, *SET W=Halio73*) e salva nelle variabili di output *DL_schedule* e *Illum* il valore del fattore di riduzione e di illuminamento reale per ogni stato.

Una volta che il controllo viene eseguito, EnergyPlus effettua i calcoli descritti nel programma del comfort termico, per le tre posizioni dell'occupante.

```

EnergyManagementSystem:Program,
  RadiationControl,          !- Name
  IF I_inc <100,             !- Program Line 1
  SET W = Halio73,           !- Program Line 2
  SET HS=73,                 !- A4
  SET LightsFactor=DL_73*OfficeLight, !- A5
  SET DL_schedule=DL_73,    !- A6
  SET Illum=Illum_73,       !- A7
  ELSEIF I_inc >=100 && I_inc<200, !- A8
  SET W = Halio46,          !- A9
  SET HS=46,                !- A10
  SET LightsFactor=DL_46*OfficeLight, !- A11
  SET DL_schedule=DL_46,    !- A12
  SET Illum=Illum_46,       !- A13
  .
  .
  .
  ELSEIF I_inc>=500,        !- A32
  SET W = Halio4,           !- A33
  SET HS=4,                 !- A34
  SET LightsFactor=DL_4*OfficeLight, !- A35
  SET DL_schedule=DL_4,     !- A36
  SET Illum=Illum_4,        !- A37
  ENDIF;

```

Figura 55 – Programma EMS del controllo *RB_Rad*.

Il secondo controllo di riferimento (*RB_Top**) è quello che utilizza come parametro di switch del vetro la temperatura operativa T_{op}^* , al centro del locale e in presenza di radiazione diretta, che si avrebbe se il vetro fosse sempre nello stato di massima trasparenza. A differenza del primo, esso è più complesso in quanto il parametro di controllo non è una variabile esterna all'EMS e indipendente come la radiazione solare, ma è una variabile che viene calcolata all'interno dell'EMS stesso.

In linea teorica, per ogni timestep, il programma avrebbe dovuto impostare i cinque stati del vetro e calcolare i parametri di comfort corrispondenti. Tuttavia, in fase di implementazione dell'algoritmo è emerso un limite del software: poiché l'ASHRAE richiede tra gli input per il calcolo del ΔMRT la radiazione solare trasmessa dal vetro, lanciando una prima simulazione è venuto fuori che, anche se lo stato del vetro cambia, il valore della radiazione solare trasmessa rimane invariato e relativa a un unico stato. Per questo motivo è stato indispensabile per l'avanzamento delle simulazioni aggirare il problema importando dalle analisi effettuate con le tecnologie assorbenti, oltre alle dieci *schedule* dell'illuminamento, altre due relative alle componenti trasmesse della radiazione solare diretta e diffusa, per i cinque stati del vetro, per un totale di venti *schedule*.

In questo modo il programma calcola tutte le variabili di comfort per i cinque stati, utilizzando come input fissi le *schedule* della radiazione solare diretta e diffusa e poi effettua il controllo a step. Gli estremi della temperatura operativa sono stati fissati a 20 °C e 26°C, in accordo con la norma EN 16798-1, tenendo conto dell'occupazione dell'ufficio. Le condizioni sono schematizzate in Figura 56. Una volta verificate le condizioni sulla occupazione e sulla temperatura viene cambiato lo stato del vetro e calcolate nuovamente le variabili finali di comfort nelle tre posizioni, ossia il ΔMRT , la MRT^* , la T_{op} e la T_{op}^* . In Figura 57 è possibile vedere una porzione di codice in cui viene impostato il vetro alla massima trasparenza.

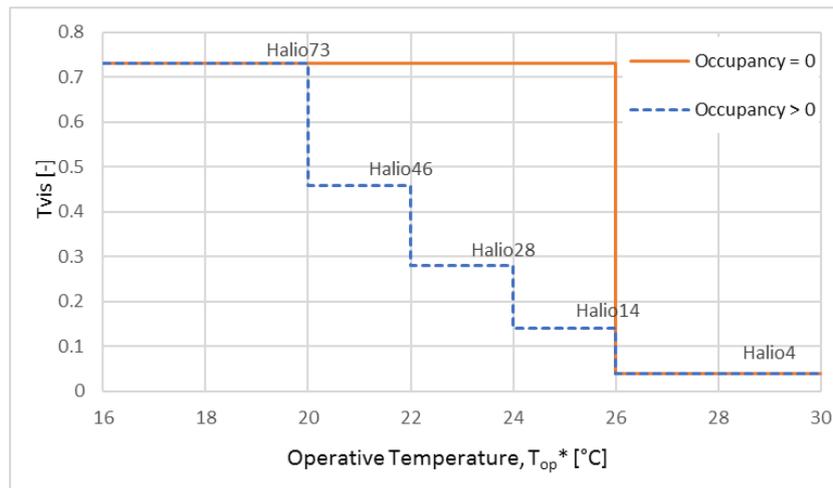


Figura 56 – Controllo a step sulla temperatura operativa T_{op}^* .

```

IF (OCCUP>0),                !- A262
  IF (Top_rad2_73<=Top_min), !- A263      .
  SET W = Halio73,           !- A264      .
  SET HS=73,                 !- A265      .
  SET deltaTMR1=deltaTMR1_73, !- A269
  SET Tmr_rad1=Tmr_rad1_73, !- A270
  SET T_op1=T_op1_73,        !- A271
  SET Top_rad1=Top_rad1_73, !- A272
  SET deltaTMR2=deltaTMR2_73, !- A273
  SET Tmr_rad2=Tmr_rad2_73, !- A274
  SET T_op2=T_op2_73,        !- A275
  SET Top_rad2=Top_rad2_73, !- A276
  SET deltaTMR3=deltaTMR3_73, !- A277
  SET Tmr_rad3=Tmr_rad3_73, !- A278
  SET T_op3=T_op3_73,        !- A279
  SET Top_rad3=Top_rad3_73, !- A280
  .
  .
  .
ELSEIF OCCUP ==0 && Top_rad2_73<=Top_max,
  SET W = Halio73,           !- A373
  SET deltaTMR1=deltaTMR1_73, !- A378
  SET Tmr_rad1=Tmr_rad1_73, !- A379
  SET T_op1=T_op1_73,        !- A380
  SET Top_rad1=Top_rad1_73, !- A381
  SET deltaTMR2=deltaTMR2_73, !- A382
  SET Tmr_rad2=Tmr_rad2_73, !- A383
  SET T_op2=T_op2_73,        !- A384
  SET Top_rad2=Top_rad2_73, !- A385
  SET deltaTMR3=deltaTMR3_73, !- A386
  SET Tmr_rad3=Tmr_rad3_73, !- A387
  SET T_op3=T_op3_73,        !- A388
  SET Top_rad3=Top_rad3_73, !- A389
  .
  .
  .
ENDIF;

```

Figura 57 – Programma EMS del controllo RB_{Top}^* .

Il terzo e ultimo controllo a step (RB_{Top}) è quello basato sulla temperatura operativa in condizioni di non irraggiamento diretto, T_{op}^* . Il principio su cui viene cambiato lo stato del vetro è esattamente uguale al controllo precedente, con l'unica differenza che la variabile di controllo è semplicemente la T_{op} nel punto centrale dell'ufficio.

6.2.2. Controlli Model Based

Il controllo *Model Based* è un controllo avanzato che necessita di un modello per eseguire delle azioni, in quanto tiene conto delle condizioni attuali o passate dell'edificio. Applicato al caso da analizzare, esso è stato sviluppato per minimizzare il discomfort termico dovuto alla radiazione solare. Questo controllo avviene, istante per istante, in base al valore della temperatura operativa misurata nello stesso momento, in un certo punto dell'ufficio. Analogamente ai controlli di riferimento, il parametro di ottimizzazione, cioè la temperatura operativa, è stato valutato sia in presenza di radiazione solare diretta, che in assenza, nel centro dell'ufficio.

L'algoritmo implementato nell'EMS consiste nel calcolo orario della temperatura operativa che si avrebbe con i diversi stati del vetro e utilizza questo parametro, all'interno dello stesso programma, per controllare il vetro. Andando più nel dettaglio, il programma determina prima tutti i parametri del comfort relativi ai cinque stati utilizzando le *schedule* della radiazione solare trasmessa diretta e diffusa, come spiegato nel paragrafo 6.1.1. Dopodiché verifica se la temperatura operativa, nello stato alla massima trasparenza, è inferiore a 26 °C, il vetro viene impostato nello stato Halio73, altrimenti va a verificare se questa condizione è soddisfatta con gli altri stati. In altre parole, il vetro viene impostato nello stato con maggiore trasparenza tale per cui la temperatura operativa, nel punto centrale dell'ufficio, sia all'interno del range di accettabilità di [20-26 °C]. La condizione di mantenere lo stato con maggiore trasparenza vale nel caso in l'ufficio sia occupato per preservare il comfort visivo. In assenza di occupazione invece il vetro viene mantenuto nello stato Halio73, se la temperatura operativa corrispondente è minore o uguale a 26°C, altrimenti passa direttamente allo stato Halio4.

Dopo aver effettuato il controllo, il programma prevede un secondo calcolo dei parametri di comfort, ossia il ΔMRT , la MRT^* , la Top e la Top^* , nelle tre posizioni analizzate, in base all'effettivo stato del vetro. In Figura 58 è mostrata una parte dell'algoritmo del controllo sviluppato in base alla temperatura Top^* , che nel programma è stata definita Top_rad . Il programma completo verrà allegato.

```
IF (OCCUP>0),
  IF (Top_rad2_73<=Top_max),
    SET W = Halio73,
  ELSEIF (Top_rad2_73>Top_max) && (Top_rad2_46<=Top_max),
    SET W = Halio46,
  ELSEIF (Top_rad2_46>Top_max) && (Top_rad2_28<=Top_max),
    SET W = Halio28,      !- A294
  ELSEIF (Top_rad2_28>Top_max) && (Top_rad2_14<=Top_max),
    SET W = Halio14,
  ELSEIF (Top_rad2_14>Top_max) && (Top_rad2_4<=Top_max),
    SET W = Halio4,
  ELSEIF (Top_rad2_73>Top_max) && (Top_rad2_46>Top_max) &&
    && (Top_rad2_28>Top_max) && (Top_rad2_14>Top_max) &&
    && (Top_rad2_4>Top_max),
    SET W = Halio4,
  ENDIF,
ELSEIF OCCUP ==0 && Top_rad2_73 <= Top_max,
  SET W = Halio73,
ELSEIF OCCUP==0 && Top_rad2_73>Top_max,
  SET W = Halio4,
ENDIF;
```

Figura 58 - Programma EMS del controllo MB_Top*.

6.2.3. Controlli Model Based semplificati

Poiché il controllo MB_Top* è risultato un po' articolato in termini di algoritmo di calcolo, dalle analisi nei cinque stati di HALIO, si è verificato se ci fosse una relazione lineare tra il ΔMRT e la radiazione solare da utilizzare per rendere più semplice e diretto il calcolo del ΔMRT nel controllo del vetro anziché usare il metodo dell'ASHRAE.

La relazione lineare trovata è del tipo $\Delta MRT = \alpha \cdot I$, dove I è la radiazione solare esterna o quella trasmessa dal vetro. Il ΔMRT si riferisce alle tre posizioni analizzate. Nello schema in Figura 59 si possono vedere le sei relazioni. Le tre rette a sinistra con pendenza maggiore mettono in relazione il ΔMRT nei tre punti con la radiazione solare trasmessa, diretta e diffusa, in base alla T_{sol} del vetro. Quelle con pendenza minore invece derivano dalla radiazione solare incidente sul vetro. Inoltre, variando la posizione dal punto 1 più vicino alla finestra, fino al punto 3 opposto, si ha in entrambi i casi, una riduzione del coefficiente angolare della retta.

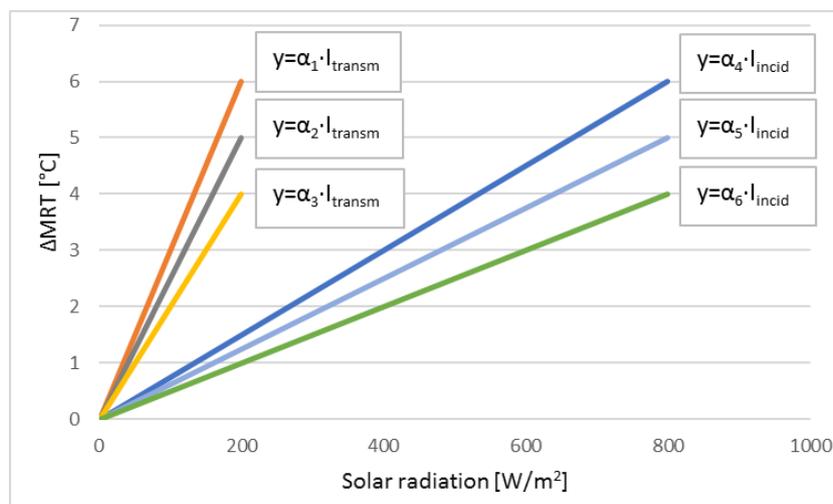


Figura 59 – Relazione lineare tra temperatura media radiante e radiazione solare.

Le sei relazioni lineari sono state ricavate per i cinque stati del vetro dagli output orari di EnergyPlus, su tutto l'anno. Per brevità di seguito sono riportati i grafici soltanto per tre stati, Halio73, Halio28, Halio4. Come si può vedere, la relazione in funzione della radiazione solare trasmessa ha un andamento quasi perfettamente lineare, a cui corrisponde infatti un coefficiente di correlazione R^2 elevato, mentre considerando la radiazione solare esterna aumenta la dispersione della curva. Ciò è dovuto al fatto che non si tiene conto della T_{sol} del vetro e del relativo comportamento angolare. Se venisse applicata la T_{sol} in funzione dell'angolo di incidenza solare infatti si otterrebbe una relazione più precisa.

Osservando le figure Figura 60, Figura 61 e Figura 62, si può vedere che diminuendo la trasmissione del vetro diminuisce notevolmente il coefficiente angolare delle rette relative alla radiazione solare esterna. Una radiazione esterna di 800 W/m^2 infatti determina un surplus della temperatura media radiante nel punto 1 di 6 °C , con Halio73, mentre nelle stesse condizioni ma con un vetro più scuro, ad esempio Halio28, esso si riduce a 1.6 °C . Infine con lo stato Halio4 vale soltanto 0.2 °C .

Le relazioni con la radiazione solare trasmessa invece rimangono quasi invariate in tutti gli stati. Ciò che cambia tra uno stato e l'altro è la massima radiazione solare trasmessa perché diminuisce con il fattore di trasmissione solare.

Infine, si può vedere anche l'effetto della radiazione solare sulla temperatura media radiante al varia della posizione all'interno del locale. Esso è maggiore nel punto più vicino alla finestra, a cui corrisponde un coefficiente angolare maggiore, e si smorza se aumenta la distanza da essa.

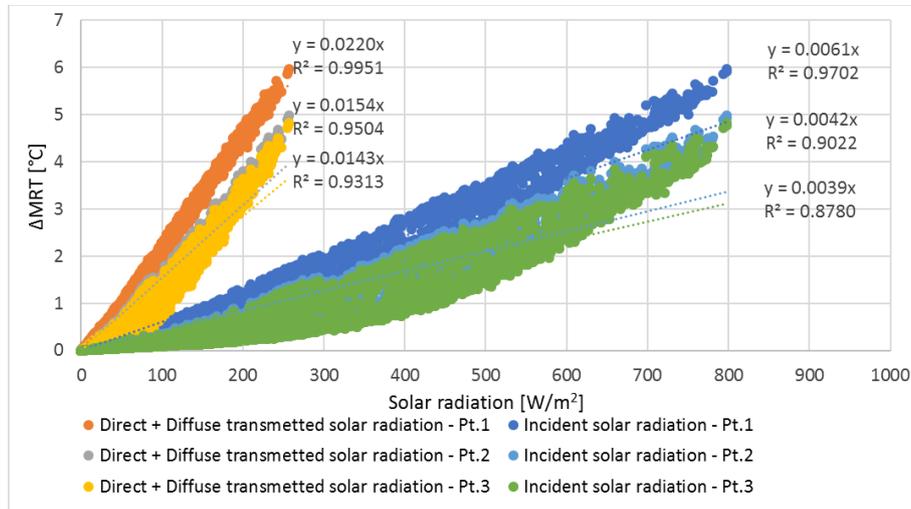


Figura 60 – Ufficio: relazione ΔMRT -radiazione solare Halio73.

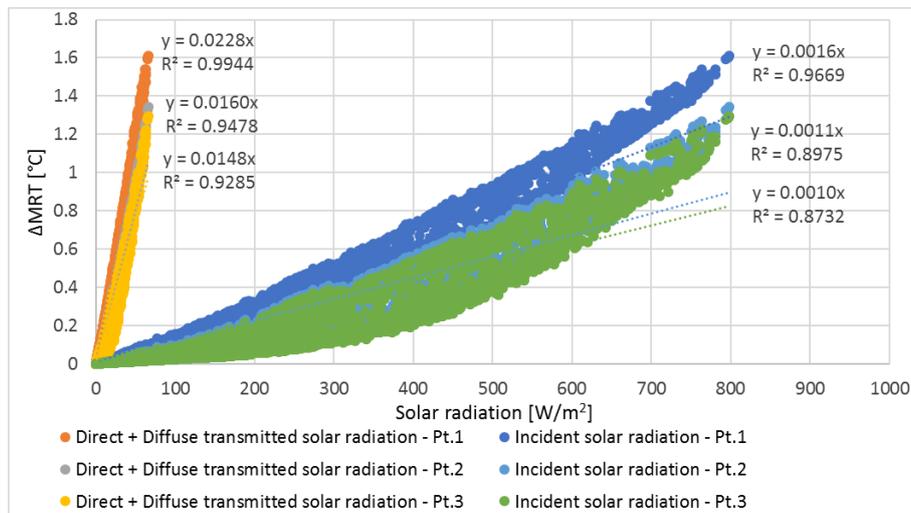


Figura 61 – Ufficio: relazione ΔMRT -radiazione solare Halio28.

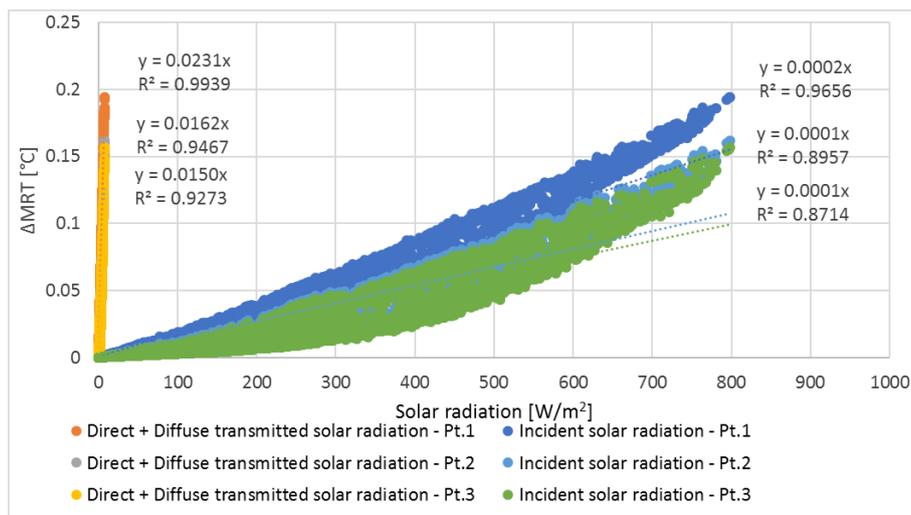


Figura 62 – Ufficio: relazione Δ MRT-radiazione solare Halio4.

Sulla base del controllo MB_Top*, sono stati simulati altri due controlli, uno considerando la radiazione solare incidente all'esterno (MBS_RadInc) e l'altro con la radiazione solare trasmessa all'interno (MBS_RadTransm). Nel programma dell'EMS è stata quindi inserita direttamente l'equazione lineare nel calcolo del Δ MRT. Poiché nel controllo MBS_Top* è stato imposto come parametro di controllo la temperatura operativa Top* nel punto 2, sono state utilizzate le relazioni relative soltanto a questa posizione. Nel caso della radiazione interna è stato inserito un unico coefficiente di correlazione α_{int} per tutti gli stati, dato dalla media dei coefficienti relativi ai cinque stati, non essendoci una differenza significativa tra essi.

Nel caso della radiazione solare esterna invece è stato necessario considerare la trasmissione solare del vetro determinando, mediante la formula (50), cinque coefficienti $\alpha_{est,i}$, uno per ogni stato. Essi derivano dal prodotto tra il coefficiente angolare α_i ottenuto dalle relazioni lineari e la T_{sol} dello stato i-esimo. I valori ottenuti sono stati poi normalizzati rispetto allo stato con la massima trasparenza.

$$\alpha_{est,i} = \frac{\alpha_i \cdot T_{sol,i}}{\alpha_{73}} \quad (50)$$

Nella Tabella 6.1 sono presenti i valori dei coefficienti angolari α_i delle relazioni lineari trovate per i cinque stati e i coefficienti finali $\alpha_{est,i}$ e α_{int} . Questi ultimi sono stati inseriti nei due programmi di controllo semplificato dell'EMS.

Stato del vetro	Halio73	Halio46	Halio28	Halio14	Halio4	α_{int}
Coefficiente α_i radiazione solare interna	0,0154	0,0158	0,0160	0,0161	0,0162	0,0159
Coefficiente α_i radiazione esterna	0,0042	0,0021	0,0011	0,0005	0,0001	
T_{sol}	0,3952	0,2113	0,1128	0,0529	0,0137	
$\alpha_{est,i}$	0,0042	0,00225	0,00120	0,00056	0,00015	

Tabella 6.1 – Coefficiente di correlazione lineare Δ MRT-radiazione solare.

6.2.4. Risultati

Nel paragrafo seguente sono discussi i risultati ottenuti con le diverse strategie di controllo simulate. Per comprendere l'effetto di queste strategie sul comfort termico e sulle prestazioni energetiche, i risultati più significativi sono stati analizzati sia a lungo termine, sia selezionando alcuni giorni tipo, in estate e in inverno, in cui si osservano gli andamenti delle principali grandezze, in funzione del tipo di controllo applicato.

Le prestazioni a lungo termine sono racchiuse nel grafico che mette in relazione l'indice di discomfort totale, in presenza di overheating e overcooling nella posizione centrale dell'ufficio, con il fabbisogno di energia primaria totale.

L'analisi dei risultati viene fatta quindi confrontando le implicazioni del controllo ottimale MB_Top*, preso come riferimento, rispetto a quelle derivanti dalle tecnologie tradizionali, dai controlli *Rule Based* e dai controlli semplificati.

Il primo confronto è quello tra le tecnologie tradizionali, in particolare il vetro assorbente nei cinque stati di trasparenza analizzato nel capitolo 5, e le tecnologie dinamiche controllate mediante la strategia innovativa MB_Top*. La Figura 52 mostra le prestazioni annuali relative alle due tecnologie confrontate. Come è stato già sottolineato nel paragrafo 5.3, l'indice dei gradi-ora associato alle tecnologie assorbenti varia tra 1330 e 4500 h, mentre l'energia varia tra 70 e 100 kWh/m²·annuo. Il vetro assorbente con le prestazioni di comfort termico migliori è quello corrispondente all'Halio14, con un DH_{TOT} pari a 1330 h circa, a discapito di un aumento minimo di energia rispetto ad Halio28, a cui corrisponde il fabbisogno energetico minimo di 70 kWh/m²·annuo. All'interno di questo grafico, il controllo avanzato MB_Top* si colloca in una posizione ottimale per quanto riguarda il comfort, infatti rappresenta la condizione per cui il DH_{TOT} è minimo. Questa condizione però si verifica anche per lo stato Halio14, tralasciando Halio4 che massimizza i consumi energetici. Ciò significa che a livello annuale il controllo della radiazione solare produce un effetto analogo a quello che si avrebbe se il vetro fosse sempre nello stato Halio14. Per comprendere meglio quanto riscontrato, nella Tabella 6.2 sono presenti i valori parziali del fattore di peso DH in condizione di overheating e overcooling ottenuti dal controllo MB_Top* rispetto ad Halio14. Paradossalmente gli indici totali assumono lo stesso valore, tuttavia osservando i parziali, con il controllo si ha un aumento del discomfort in overcooling e una riduzione in overheating, considerando o meno l'effetto della radiazione diretta. Precisamente, nella prima condizione l'incremento è pari solo al 15% circa, mentre nella seconda si ha una diminuzione di oltre il 60%.

Inoltre, essendo il controllo MB_Top* basato sulla temperatura operativa in presenza di radiazione solare diretta, il gap tra essa e la temperatura operativa in condizioni normalmente irraggiate è praticamente nullo. Da questo punto di vista quindi il controllo funziona abbastanza bene, se confrontato con le tecnologie tradizionali assorbenti.

Infine, in termini di energia primaria si ottiene un consumo totale di circa 75 kWh/m²·annuo.

Nella figura 53 si può vedere la variazione delle quote di energia per il riscaldamento, raffrescamento e illuminazione, in seguito al controllo MB_Top*, i cui valori numerici sono riportati nella Tabella 6.3. In accordo con le considerazioni fatte sugli indici di discomfort in overheating e overcooling rispetto al vetro assorbente coincidente allo stato Halio14, con il controllo si ha un aumento dell'energia necessaria per il raffrescamento del 15% e una diminuzione del riscaldamento del 47%. Inoltre, emerge che il consumo predominante sulla richiesta totale di energia è quello dovuto all'illuminazione.

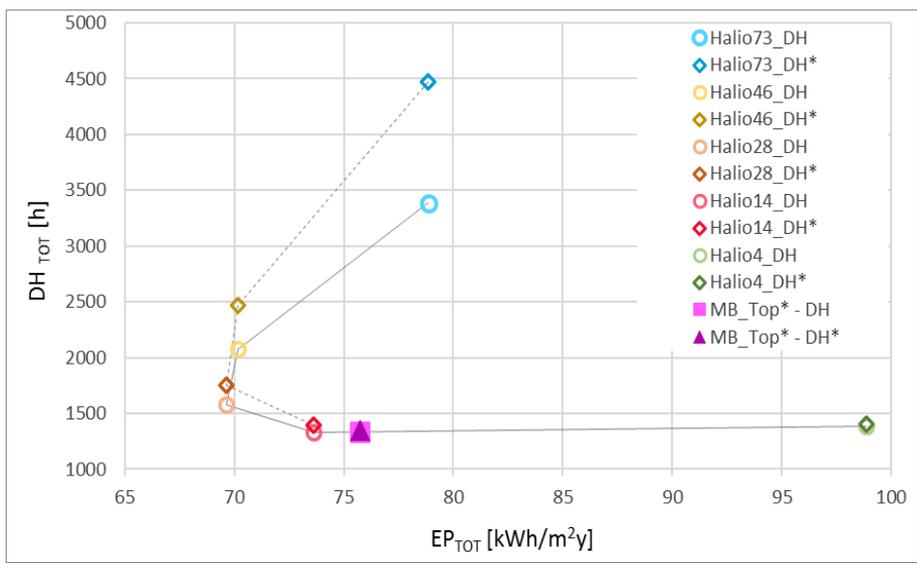


Figura 63 – Confronto prestazioni a lungo termine tre tecnologie tradizionali e innovative.

Window technology	Position 2			
	DH [h]		DH* [h]	
	OC	OH	OC	OH
Halio14	1085	248	1163	234
	1334		1397	
MB_Top*	1242	92	1270	82
	1334		1352	

Tabella 6.2 – Indici parziali dei gradi-ora.

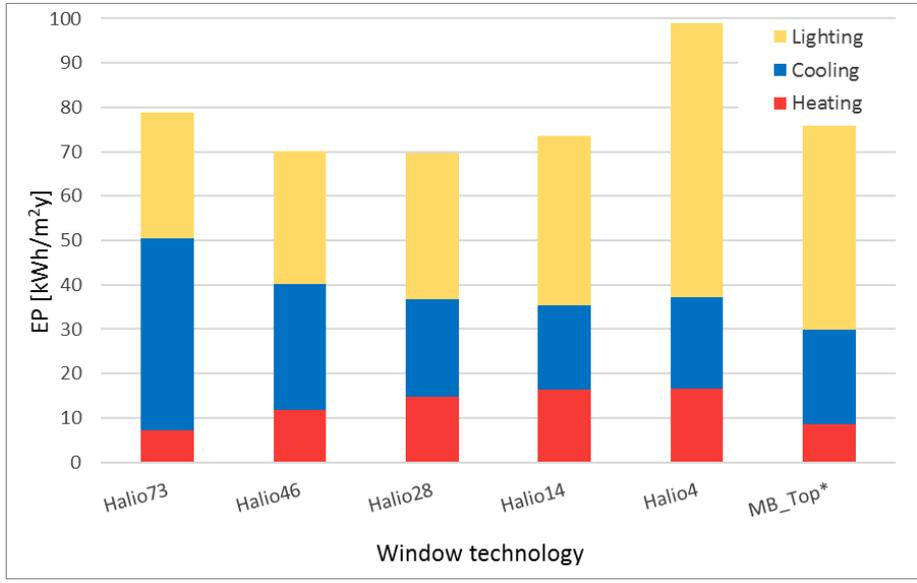


Figura 64 – Energia primaria totale e parziale.

Window technology	Heating [kWh/m ² y]	Cooling [kWh/m ² y]	Lighting [kWh/m ² y]
Halio14	16.450	18.833	38.350
MB_Top*	8.618	21.298	45.827

Tabella 6.3 – Valori del fabbisogno energetico.

Il secondo confronto riguarda invece soltanto le tecnologie dinamiche, in particolare il controllo avanzato MB_Top* e MB_Top rispetto a quelli di riferimento RB_Rad, RB_Top e RB_Top*.

Nel Figura 54 sono racchiuse le prestazioni globali per i cinque controlli.

In primo luogo, dalla Figura 65 si può osservare subito il range di ampiezza ridotta dei gradi-ora totali, compreso tra 1280 e 1550 h, a differenza per esempio di quello relativo alle tecnologie tradizionali in Figura 52 che è compreso tra 1330 e 4500 h. In termini di discomfort globale non si hanno quindi delle differenze notevoli tra i diversi controlli. Tuttavia, si osserva una condizione di comfort migliore con i due controlli a step basati sulla temperatura operativa, i quali danno entrambi un DH_{TOT} di circa 1280 h, anche con l'effetto della radiazione. Mentre con il controllo a step sulla radiazione esterna si ha un aumento del discomfort, non tenendo conto delle condizioni ambientali interne. Il controllo MB_Top* si avvicina molto ai due controlli di riferimento sulla temperatura operativa. Se per questi controlli l'effetto della radiazione risulta essere quasi assente, con il controllo MB_Top invece si ha una differenza di discomfort più evidente. Il DH_{TOT}* infatti corrisponde al valore massimo ottenuto ed è pari a 1550 h, rispetto a 1400 h in assenza di radiazione diretta. Questo è dovuto al fatto che il controllo avviene solo sulla temperatura operativa Top che non tiene conto del ΔT_{mr} dovuto alla radiazione solare. Volendo invece valutare separatamente il discomfort in condizione di overheating o overcooling, nella Tabella 6.4 sono riportati i valori numerici parziali dell'indice DH. In tutti i controlli la condizione di overcooling prevale e il DH varia soltanto tra 1138 e 1317 h, senza la radiazione, e tra 1159 e 1466 h, con la radiazione. In overheating invece il DH, che assume il valore massimo di 239 h con il controllo RB_Rad, si riduce fino a 88 h. Risultato analogo si è avuto anche per il DH*.

In termini di energia primaria totale, il controllo sulla radiazione esterna è quello che garantisce un fabbisogno energetico minimo, pari a 68 kWh/m²·annuo. Dalla Figura 55 e soprattutto dalla Tabella 6.5, il consumo dovuto al cooling rimane invariato su tutti i casi, mentre l'heating è massimo con il controllo sulla radiazione e si dimezza con i due controlli Model Based. Al contrario, il controllo della radiazione minimizza il consumo per il lighting su tutti.

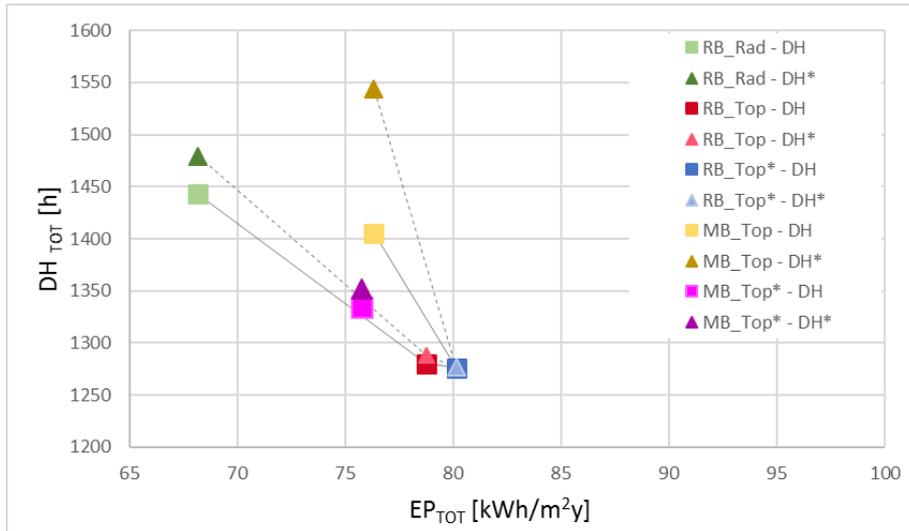


Figura 65 – Confronto delle prestazioni mediante diverse strategie di controllo.

Control strategy	Position 2			
	DH [h]		DH* [h]	
	OC	OH	OC	OH
RB_Rad	1204	239	1269	211
	1443		1479	
RB_Top	1159	121	1182	106
	1280		1288	
RB_Top*	1138	138	1159	118
	1276		1276	
MB_Top	1317	88	1466	78
	1405		1544	
MB_Top*	1242	92	1270	82
	1334		1352	

Tabella 6.4 – Valori degli indici parziali dei gradi-ora.

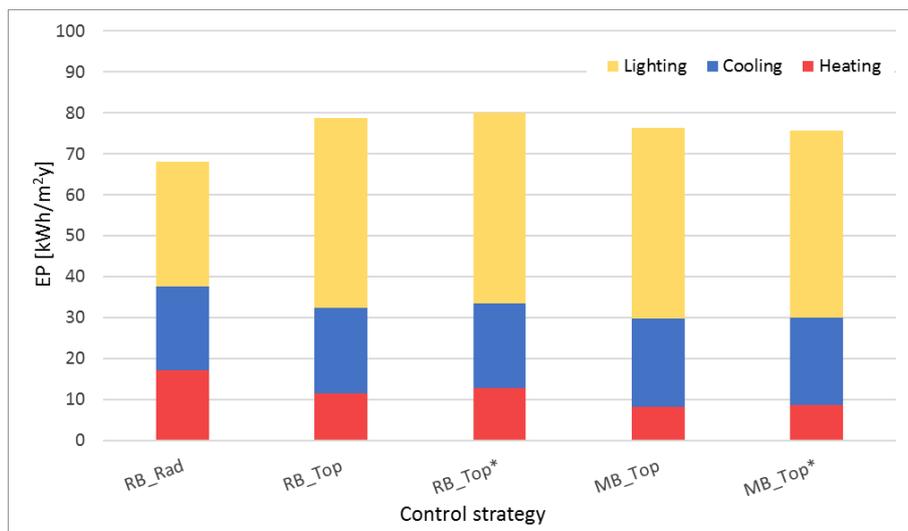


Figura 66 – Energia primaria totale e parziale.

Control strategy	Heating [kWh/m ² y]	Cooling [kWh/m ² y]	Lighting [kWh/m ² y]
RB_Rad	17.167	20.424	30.577
RB_Top	11.512	20.854	46.386
RB_Top*	12.692	20.755	46.690
MB_Top	8.095	21.559	46.658
MB_Top*	8.618	21.299	45.827

Tabella 6.5 – Valori numerici del fabbisogno energetico.

Il terzo e ultimo confronto riguarda il controllo ottimale e quelli semplificati utilizzando le correlazioni lineari tra il ΔMRT e la radiazione solare, incidente e trasmessa. Tale confronto permette di valutare se i due controlli semplificati danno un risultato simile a quello fornito dal controllo sofisticato MB_Top*.

Dal grafico $DH_{TOT} - EP_{TOT}$ delle prestazioni globali annuali, riportato in Figura 67, si può vedere qualitativamente che il livello di comfort è all'incirca lo stesso. Infatti, osservando anche i valori numerici in Tabella 6.6 essi non subiscono nessuna variazione. Da questo punto di vista quindi i controlli semplificati potrebbero essere un buon rimedio al controllo complesso, senza ricorrere al calcolo del ΔT_{mr} previsto dall'ASHRAE che a sua volta richiede numerosi parametri di input.

Ciò che invece si discosta dal controllo ottimale è l'energia totale determinata da controllo basato sulla radiazione incidente esterna. Se con il controllo MBS_TransmRad il fabbisogno energetico è lo stesso del controllo MBS_Top*, con quello sulla radiazione esterna invece si ha un consumo molto minore. Nei primi due casi è circa 75 kWh/m²·annuo, mentre nel terzo vale 67 kWh/m²·annuo. Andando nello specifico, la componente che determina questa riduzione del consumo totale di energia è quella del raffrescamento, come si vede dalla Figura 57. La spiegazione di ciò può derivare dal fatto che la relazione tra il ΔMRT e la radiazione solare esterna non tiene conto del comportamento angolare del vetro, anche se i coefficienti di correlazione sono stati moltiplicati per il fattore di trasmissione solare. Per cui utilizzando una relazione lineare tra il ΔMRT e la radiazione solare esterna, se l'energia primaria necessaria per il raffrescamento diminuisce significa commette un errore di sovrastima della T_{sol} del vetro, poiché la radiazione trasmessa è inferiore a quella reale.

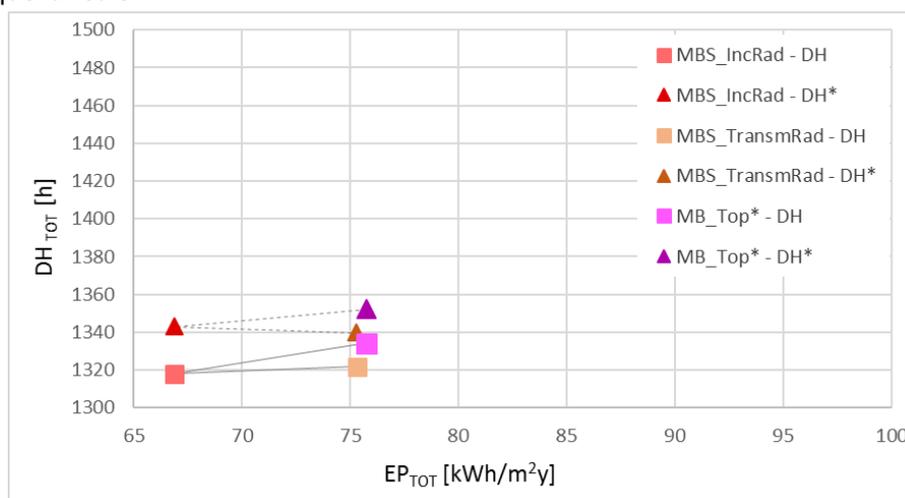


Figura 67 – Confronto delle prestazioni di diverse strategie di controllo.

Control strategy	Position 2			
	DH [h]		DH* [h]	
	OC	OH	OC	OH
MB_Top*	1242	92	1270	82
	1334		1352	
MBS_IncRad	1227	91	1265	77
	1318		1343	
MBS_TransmRad	1230	92	1262	77
	1322		1340	

Tabella 6.6 – Valori indici parziali dei gradi-ora.

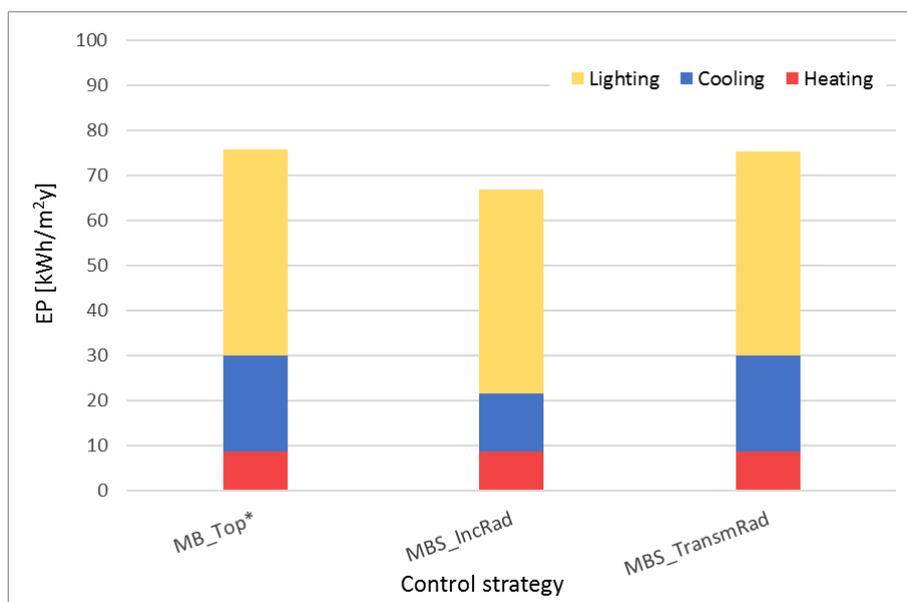


Figura 68 - Energia primaria totale e parziale.

Control strategy	Heating [kWh/m² y]	Cooling [kWh/m² y]	Lighting [kWh/m² y]
MB_Top*	8.618	21.299	45.827
MBS_IncRad	8.503	12.974	45.410
MBS_TransmRad	8.576	21.244	45.488

Tabella 6.7 – Valori dei fabbisogni energetici.

Nelle figure Figura 69, Figura 70 e Figura 71, si può vedere l'andamento di alcune grandezze, come la radiazione solare esterna, la temperatura media radiante, la temperatura operativa e il consumo energetico totale in quattro giorni invernali e quattro giorni estivi, in base al tipo di controllo adottato. Le condizioni invernali sono state valutate dal 13 al 16 gennaio, mentre quelle estive, o quasi, dal 10 al 13 giugno, essendo quelli più rappresentativi.

Dei sette controlli simulati, ne sono stati selezionati tre, uno per ogni tipologia: RB_Rad, MB_Top* e MBS_IncRad.

Per ciascun controllo sono riportati quattro grafici: in alto è rappresentata la strategia di controllo e il consumo di energia dovuto a riscaldamento, raffrescamento e illuminazione, in basso invece la temperatura media radiante e la temperatura operativa sull'asse principale e la radiazione solare su un asse secondario. A sinistra si riferiscono ai giorni invernali e a destra ai giorni estivi.

Dalla Figura 61 in alto si vede lo switch del vetro in base alla radiazione solare. Infatti, ad ogni incremento di 100 W/m^2 cambia la trasparenza del vetro.

In inverno, il primo controllo garantisce una temperatura operativa con e senza l'effetto della radiazione molto bassa, compresa tra 20 e $21.5 \text{ }^\circ\text{C}$, essendo basato sull'intensità della radiazione solare esterna. Nelle stesse condizioni esterne con i controlli MB_Top* e MBS_IncRad invece si hanno delle temperature superiori a $21 \text{ }^\circ\text{C}$, ma comunque inferiori al limite massimo di $26 \text{ }^\circ\text{C}$. Inoltre, dei due controlli *Model Based*, basati sul controllo della temperatura operativa, si può vedere la corrispondenza tra l'istante in cui lo stato del vetro cambia e la variazione della temperatura operativa. In particolare, quando lo stato del vetro passa a quello più scuro si ha un calo, anche se ridotto, delle temperature. In estate invece il controllo del vetro, in tutti e tre i casi, non garantisce per la maggior parte del tempo che la temperatura operativa sia inferiore a $26 \text{ }^\circ\text{C}$ anche se il vetro si trova nello stato più scuro.

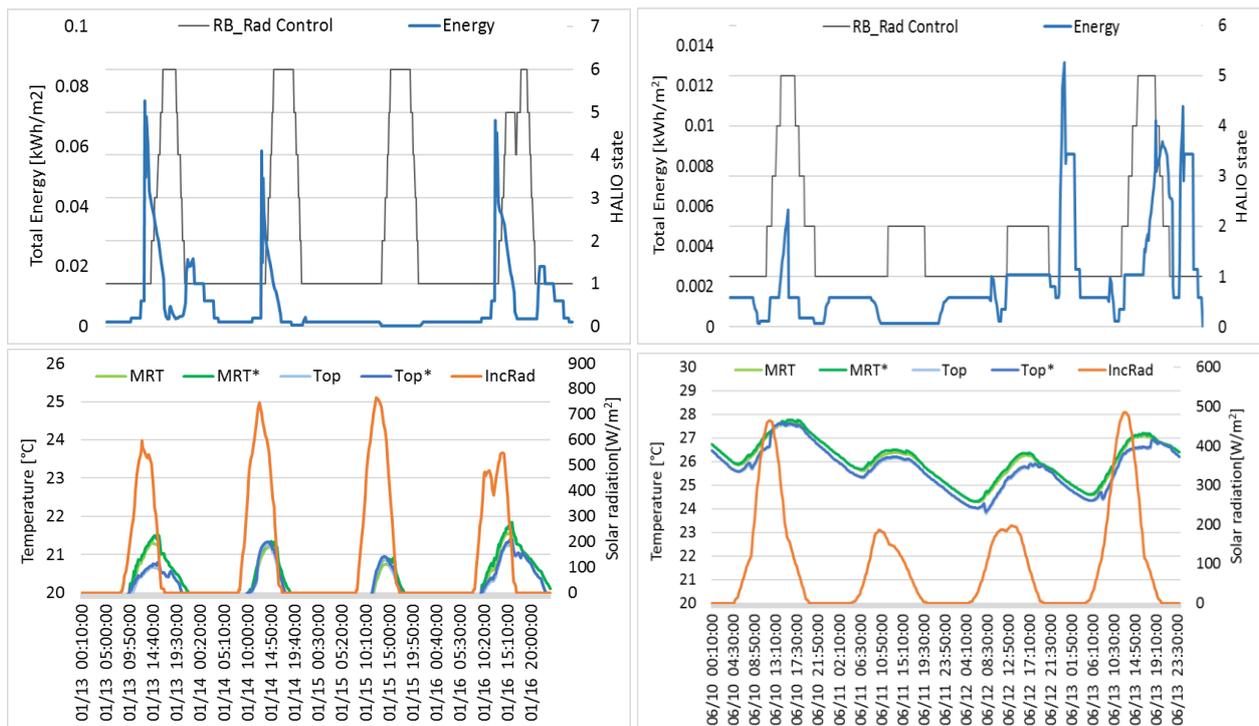


Figura 69 – Prestazioni giornaliere mediante il controllo RB_Rad.

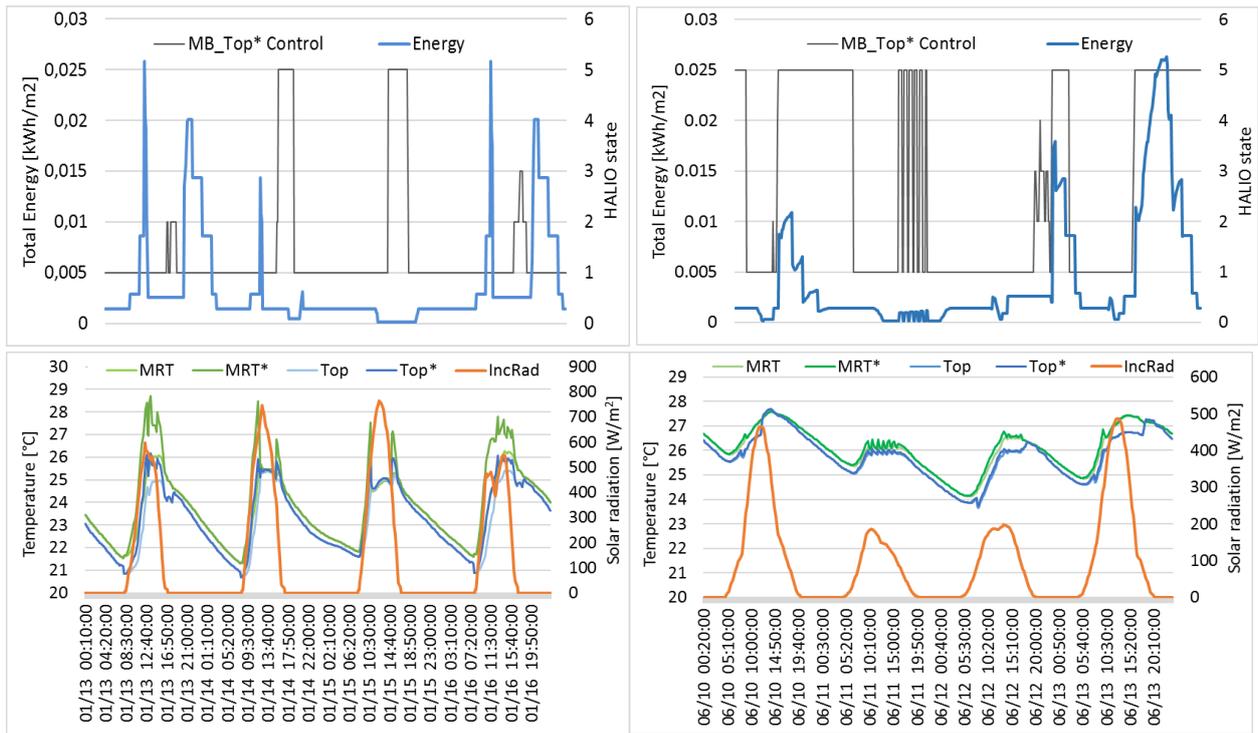


Figura 70 -- Prestazioni giornaliere mediante il controllo MB_Top*.

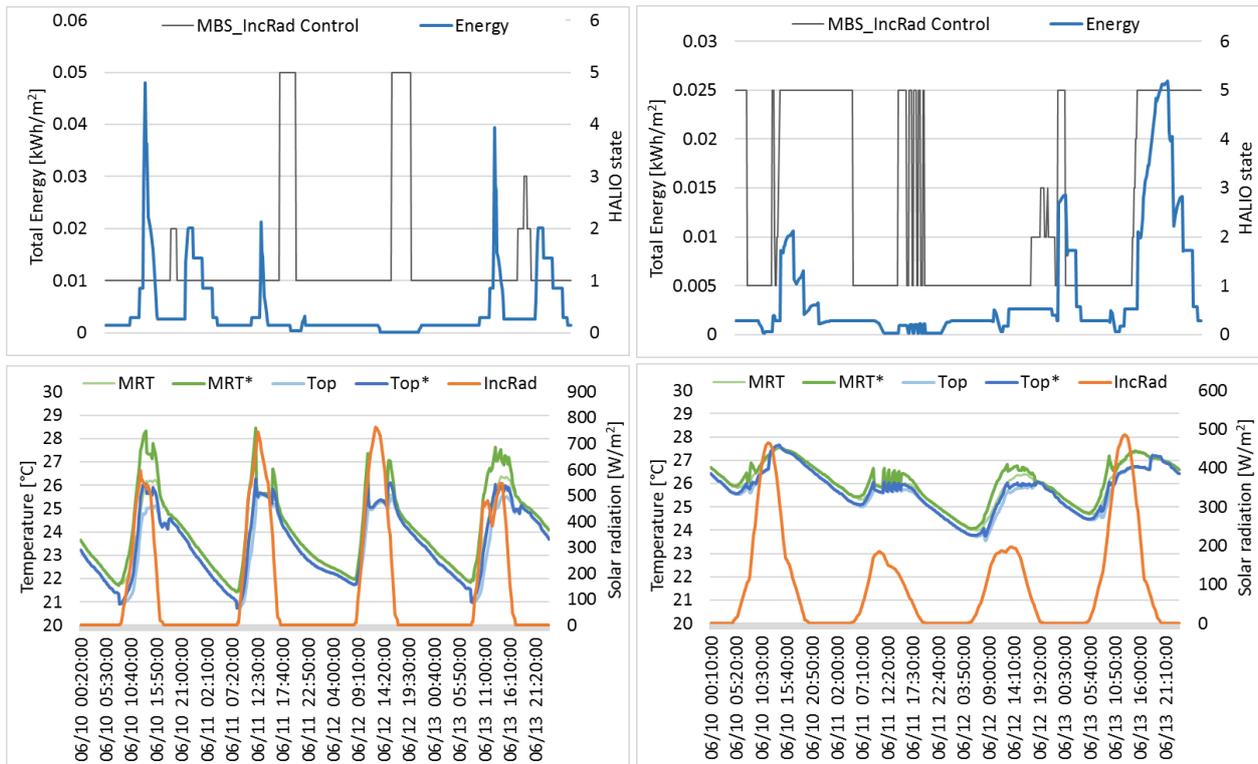


Figura 71 – Prestazioni giornaliere mediante il controllo MBS_IncRad.

6.3. TWINS

Il controllo ottimale MB_Top* e i due semplificati MBS_IncRad e MBS_TransmRad sono stati applicati anche al modello della cella.

Le relazioni lineari su cui si basano i controlli MBS sono state ricavate, come per l'ufficio, dalle analisi delle tecnologie assorbenti e di seguito sono riportati i grafici del ΔMRT in funzione della radiazione solare per gli stati Halio73, Halio28 e Halio14. I valori dei coefficienti di correlazione per tutti gli stati e relativi alla posizione 2 invece sono indicati nella Tabella 6.8.

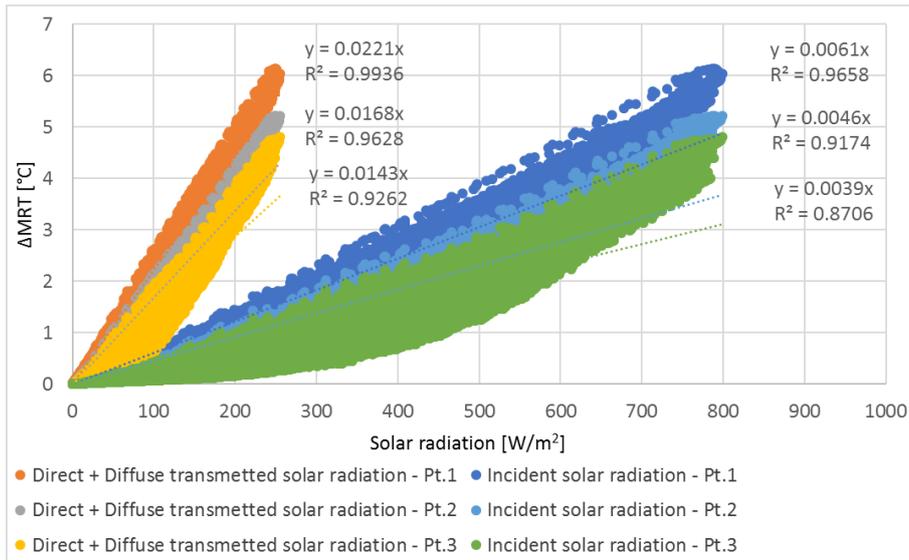


Figura 72 – TWINS: relazione ΔMRT -radiazione solare Halio73.

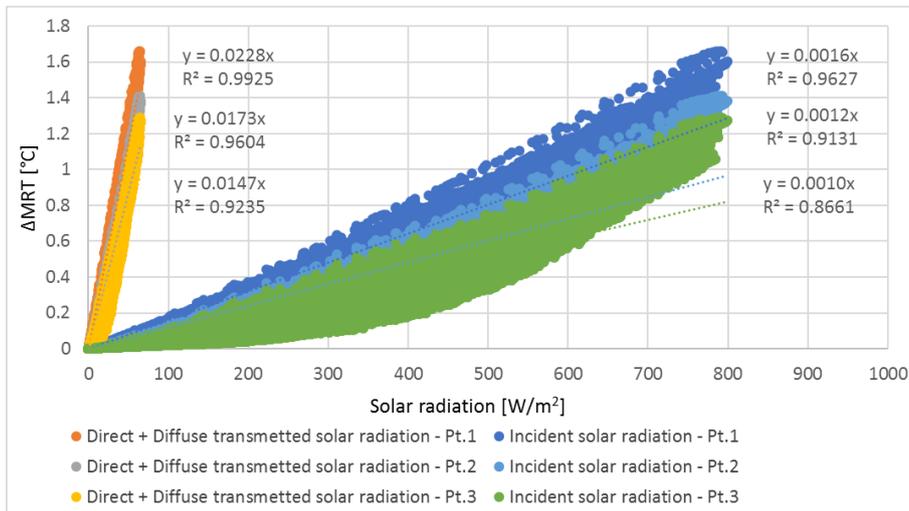


Figura 73 – TWINS: relazione ΔMRT -radiazione solare Halio28.

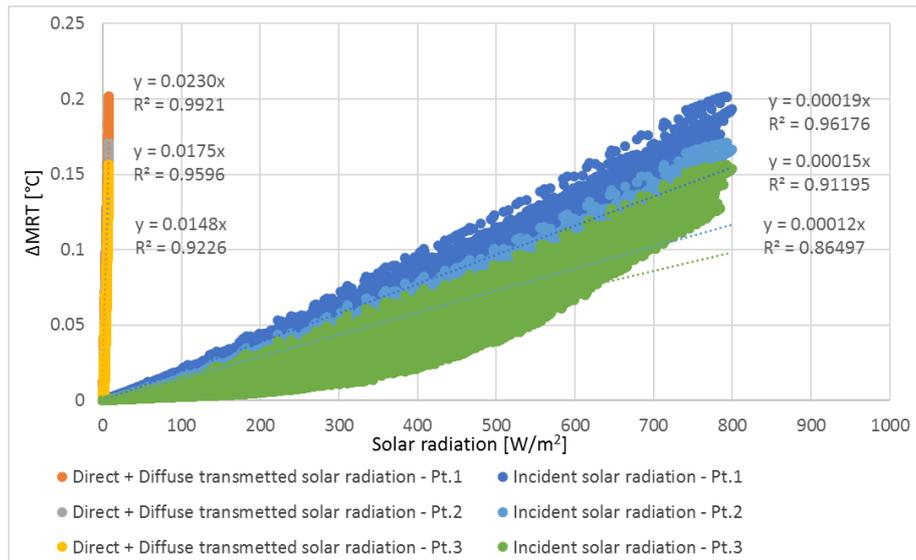


Figura 74 – TWINS: relazione Δ MRT-radiazione solare Halio4.

Stato del vetro	Halio73	Halio46	Halio28	Halio14	Halio4	α int
Coefficiente α_i radiazione solare interna	0.0168	0.0171	0.0173	0.0174	0.0175	0.0172
Coefficiente α_i radiazione esterna	0.0046	0.0023	0.0012	0.00056	0.00015	
T_{sol}	0.3952	0.2113	0.1128	0.0529	0.0137	
$\alpha_{est,i}$	0.0046	0.00246	0.00131	0.00062	0.00016	

Tabella 6.8 – TWINS: Coefficienti di correlazione lineare Δ MRT-radiazione solare.

6.3.1. Risultati

Come risultati vengono presentati i confronti delle prestazioni globali ottenute con il controllo MB_Top* rispetto alle tecnologie tradizionali corrispondenti agli stati del vetro elettrocromico e quelle ottenute con i controlli semplificati. Nella Figura 75 è presente il legame tra l'indice di discomfort totale DH_{TOT} e il consumo di energia primaria annuo relativi ai vetri assorbenti e al controllo avanzato. In generale si ha un livello di discomfort molto elevato che varia tra 3600 e 4800 h con i vetri tradizionali. Adottando una strategia di controllo si osserva un minimo miglioramento del comfort. Infatti, il DH TOT vale 3400 h. Sul lato energia invece si assiste ad una riduzione dei consumi totali.

Osservando anche la Figura 76 emerge che l'effetto della radiazione solare diretta tende a ridurre il discomfort, in quanto si potrebbe supporre ad una sottostima della radiazione solare.

Infine, confrontando insieme i risultati dei tre controlli, a differenza di quanto riscontrato per l'ufficio, entrambi i controlli semplificati sono in accordo con il modello complesso, sia in termini di energia che di comfort.

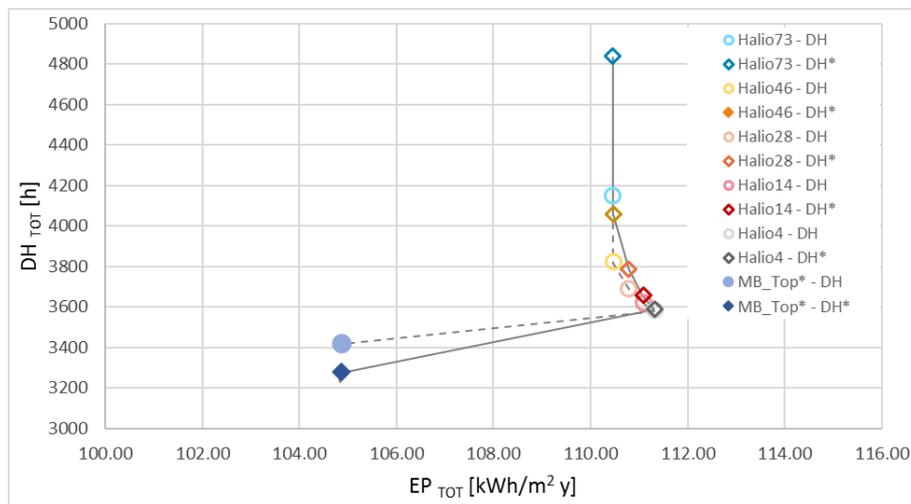


Figura 75 – Confronto delle prestazioni globali.

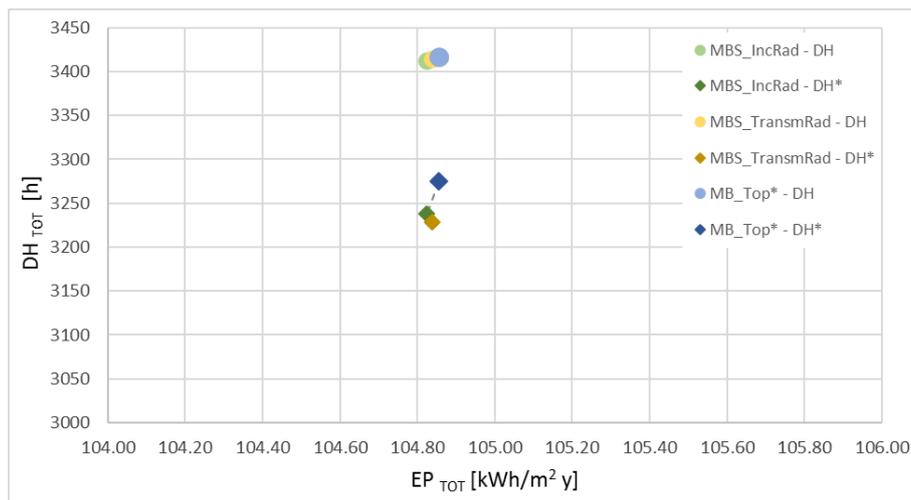


Figura 76 – Confronto delle prestazioni globali con strategie di controllo diverse.

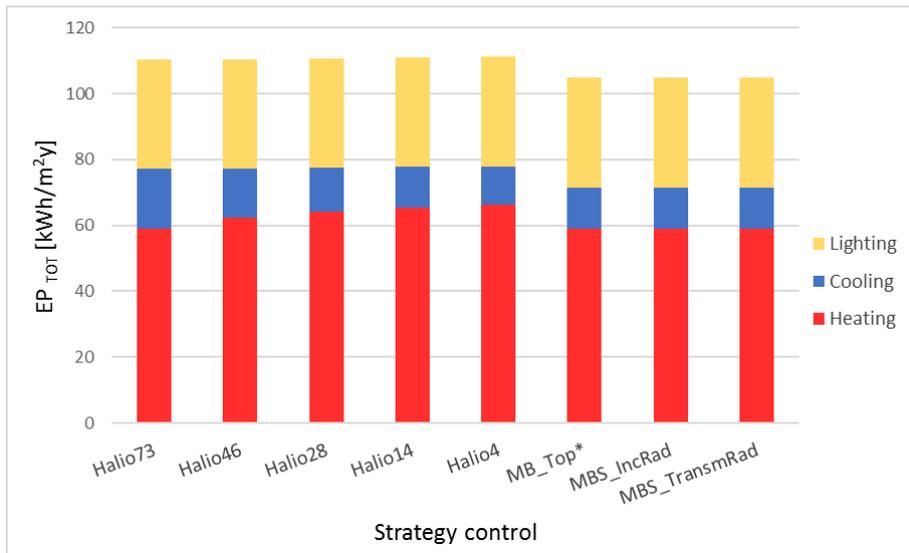


Figura 77 – Energia primaria totale e parziale.

7. Conclusioni

Scopo del presente studio è stato quello di valutare le condizioni di comfort termico all'interno di un certo ambiente, considerando o meno l'effetto della radiazione solare incidente direttamente su un occupante. Tale valutazione si è basata sull'utilizzo di diverse tecnologie di involucro trasparente.

Le prestazioni di due tecnologie tradizionali sono state dapprima analizzate per un ufficio ideale sia in termini di comfort, mediante un indice globale che tiene conto delle condizioni di overheating e overcooling durante tutto l'anno, sia in termini energetici, mediante il fabbisogno di energia primaria globale, dovuta a riscaldamento, raffrescamento e illuminazione. Dopodiché, per il raggiungimento degli obiettivi prefissati, sono state individuate diverse strategie di controllo della radiazione solare utilizzando dei sistemi vetrati elettrocromici. I risultati ottenuti dalle due tipologie di sistemi trasparenti sono stati messi a confronto per valutare vantaggi ed eventuali svantaggi dell'uso degli smart glazing.

Dalle simulazioni effettuate con le tecnologie tradizionali, in particolare considerando un sistema assorbente rappresentato dai diversi stati di trasparenza del vetro elettrocromico, e da un sistema selettivo a controllo solare è emerso che riducendo la trasmissione visibile del vetro dallo stato di massima trasparenza ($T_{vis}=0.73$) ad uno stato intermedio ($T_{vis}=0.14$) si ha una riduzione dell'indice di discomfort globale del 60%, in condizioni normali, e di circa il 70% in presenza di radiazione solare incidente. Il miglioramento del comfort è inoltre accompagnato anche da una riduzione dell'energia primaria totale, in cui la componente dominante è quella dovuta all'illuminazione, a causa della minore trasmissione luminosa. Adottando invece le tecnologie a controllo solare si hanno dei vantaggi sui consumi dell'energia, mentre sul comfort, che globalmente è peggiore rispetto a quello derivante da tecnologie assorbenti, ciò che non varia è l'effetto della radiazione solare incidente, anche in presenza di una schermatura di tipo overhang o riducendo la dimensione della finestra.

Per sfruttare le funzionalità delle tecnologie dinamiche sono state elaborate tre tipologie di controlli, con diverso grado di complessità. Come parametri di controllo sono stati scelti la radiazione solare esterna e la temperatura operativa, con e senza la radiazione solare incidente, in base ai quali il vetro viene impostato su un certo stato di trasparenza. Delle tre tipologie si è fatto principalmente riferimento al controllo Model Based, che dovrebbe rappresentare il controllo ottimale per le condizioni di comfort termico.

Questi controlli sono stati applicati sia all'ufficio oggetto di studio che sulla cella testata durante l'attività sperimentale.

Nel caso dell'ufficio il controllo ottimale è stato confrontato sia rispetto alle tecnologie tradizionali assorbenti che rispetto ai controlli più semplici. Dal primo confronto, il controllo ottimale garantisce delle prestazioni di comfort termico analoghe a quelle derivanti dal vetro assorbente con $T_{vis}=0.14$. In termini energetici invece si ha lieve incremento dei consumi totali, dovuto principalmente alla necessità di aumentare l'illuminazione elettrica. Confrontando invece i risultati ottenuti dalle diverse strategie di controllo, rispetto a quello Rule Based sulla radiazione esterna il controllo ottimale sulla temperatura operativa Top* fornisce una condizione di comfort migliore, provando però un aumento del fabbisogno di energia primaria totale, per effetto dell'incremento del lighting.

Per quanto riguarda invece i controlli MB semplificati, dal punto di vista della valutazione globale del comfort termico, essi forniscono un indice di discomfort DH assolutamente in linea con quello di riferimento MB. Tuttavia, ciò che varia è la richiesta di energia primaria globale, se si considera nel controllo la radiazione solare esterna. In particolare, si verifica una riduzione dell'energia dovuta al cooling a causa di una sovrastima della T_{sol} del vetro e quindi una sottostima della radiazione solare trasmessa.

Relativamente all'applicazione dei controlli Model Based in campo, si è osservata un netto miglioramento del comfort rispetto alle condizioni in presenza di vetri statici e allo stesso tempo una riduzione dell'energia primaria, dovuta a un minore fabbisogno di riscaldamento. Confrontando invece il controllo MB con quelli semplificati, questi ultimi rappresentano un buon compromesso per il controllo della radiazione solare.

Riferimenti

- Directive 2010/31/UE. Energy performance of buildings directive recast; 2010.
- Directive 2018/844/UE. Energy performance of buildings directive; 2018.
- F. Favoino, M. Overend, Qian Jin, The optimal thermo-optical properties and energy saving potential of adaptive glazing technologies, *Applied Energy* 156 (2015) 1–15.
- ANSI/ASHRAE Standard 55-2017: Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy; 2017.
- P.O. Fanger, *Thermal comfort: Analysis and Applications in Environmental Engineering*, Danish Technical Press; 1970.
- UNI EN ISO 7730, Ergonomia degli ambienti termici - Determinazione analitica e interpretazione del benessere termico mediante il calcolo degli indici PMV e PPD e dei criteri di benessere termico locale; 2006.
- G. Cannistaro, G. Franzitta and C. Giaconia, G. Rizzo, Algorithms for the calculation of the view factors between human body and rectangular surfaces in parallelepiped environments, *Energy and Buildings*, 19 (1992) 51-60.
- EN 15251, Indoor environmental input parameters for design and assessment of energy performance of buildings addressing indoor air quality, thermal environment, lighting and acoustics; 2007.
- EN 16798-1, Energy performance of buildings - Ventilation for buildings - Part 1: Indoor environmental input parameters for design and assessment of energy performance of buildings addressing indoor air quality, thermal environment, lighting and acoustics; 2019.
- Francesco Goia, Valentina Serra, Analysis of a non-calorimetric method for assessment of in-situ thermal transmittance and solar factor of glazed systems, *Solar Energy* 166 (2018), 458–471.
- ASHRAE 2005, *Handbook Fundamentals*, I-P Edition; 2005.
- Big Ladder, EnergyPlus Engineering Reference. <https://bigladdersoftware.com/epx/docs/8-9/engineering-reference/window-calculation-module.html#screen-diffuse-properties>.
- U.S. Department of Energy, EnergyPlus Engineering Reference. <https://energyplus.net/sites/all/modules/custom/nrelcustom/pdfs/pdfsv8.9.0/EngineeringReference.pdf>; 2018.
- U.S. Department of Energy, Application Guide for EMS. <https://energyplus.net/sites/all/modules/custom/nrelcustom/pdfs/pdfsv8.9.0/EMSApplicationGuide.pdf>; 2018.
- MATLAB Release 2018. The MathWorks, Inc., Natick, Massachusetts, United States.
- UNI EN ISO 9972:2015, Prestazione termica degli edifici – Determinazione della permeabilità all’aria degli edifici – Metodi di pressurizzazione mediante ventilatore, 2015.
- ASHRAE Guideline 14- 2002 Measurement of Energy and Demand Savings.
- ANSI/ASHRAE, Standard 90.1-2007: Energy Standard for Buildings Except Low-Rise Residential Buildings; 2007.