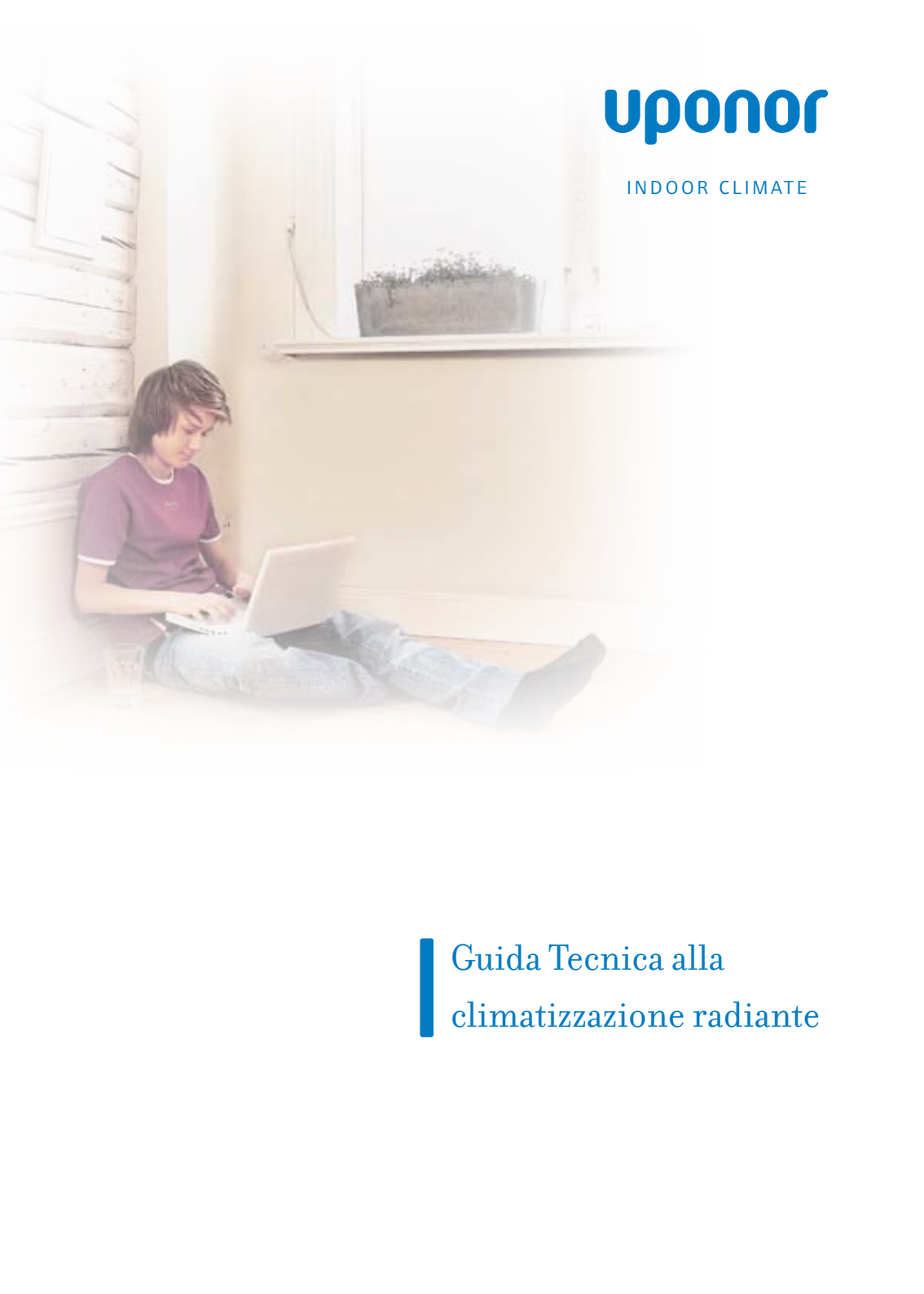
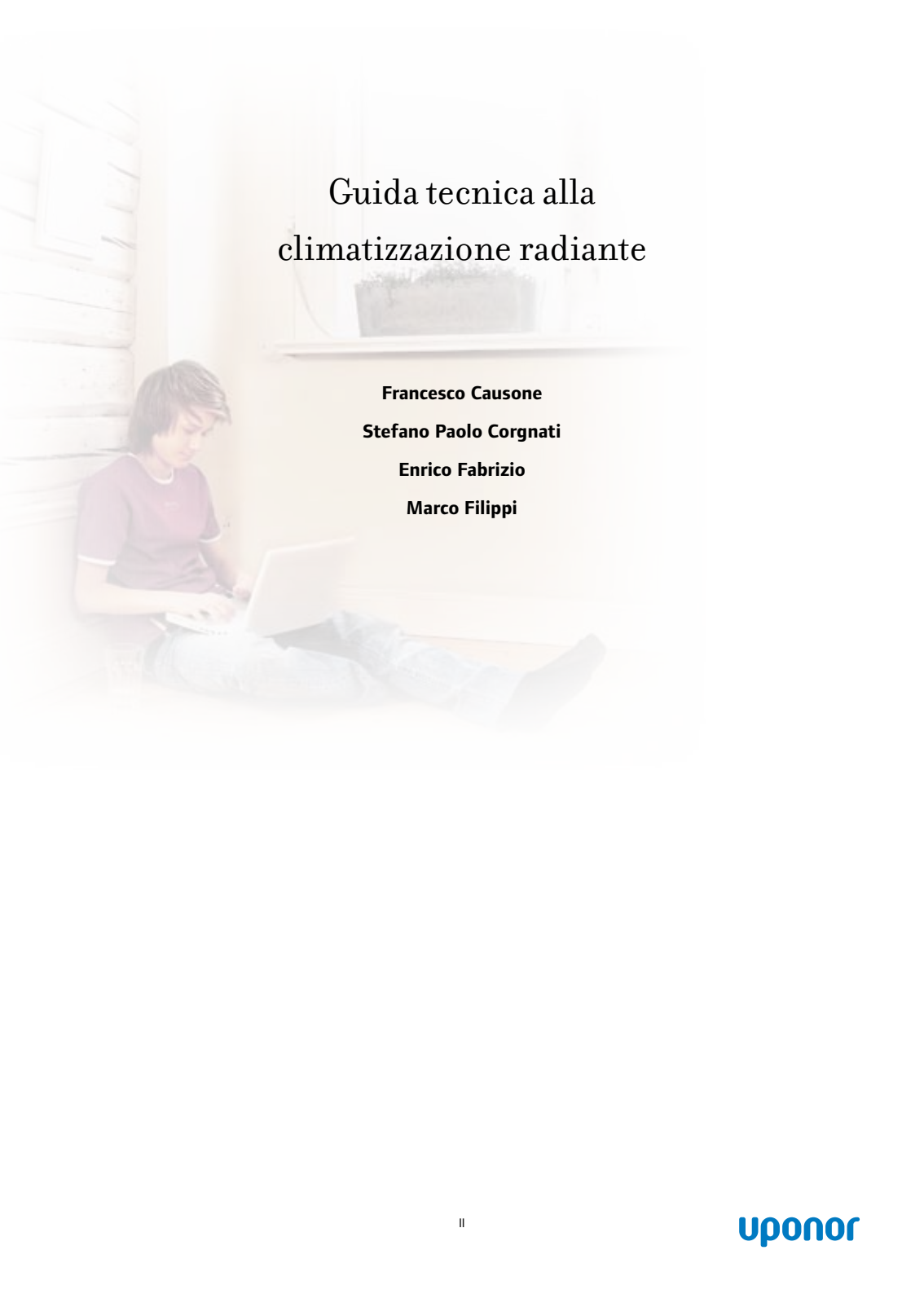


A person with short brown hair, wearing a maroon t-shirt and blue jeans, is sitting on a white windowsill. They are using a silver laptop. A small potted plant sits on the windowsill behind them. The background is a light-colored wall and a window with white shutters.

uponor

INDOOR CLIMATE

Guida Tecnica alla
climatizzazione radiante

A person with short dark hair, wearing a maroon t-shirt and blue jeans, is sitting on a light-colored wooden floor. They are leaning against a light-colored wall and using a silver laptop. A small potted plant sits on a shelf above them. The background is a bright, slightly blurred indoor setting.

Guida tecnica alla climatizzazione radiante

Francesco Causone

Stefano Paolo Corgnati

Enrico Fabrizio

Marco Filippi

Prefazione

Caro Professionista,

di tutte le cose che l'umanità ha progettato e creato, le costruzioni sono probabilmente le più importanti in termini di impatto sul benessere delle persone del pianeta. Tutti passiamo circa il 90% del nostro tempo in un edificio, e lo possiamo fare o beneficiando di un'atmosfera sana e produttiva, oppure esposti ad una climatizzazione che ci danneggia piuttosto che aiutarci nella nostra vita quotidiana e nel nostro lavoro. Al fine di offrire questo ambiente interno e i suoi relativi servizi, gli edifici consumano circa il 40% di tutte le risorse e sono la fonte di circa il 40% di tutte le emissioni e scarti che la società produce.

Un buon edificio è certamente la chiave per creare un ambiente costruito di qualità. Un buon edificio è funzionalmente adatto al suo scopo, migliora la salute e il benessere dei suoi occupanti, è progettato per longevità e flessibilità, è integrato e contribuisce all'ambiente architettonico e naturale circostante – ed è caratterizzato da un alto numero di altri criteri di performance. Come tocco finale, un buon edificio fa tutto questo in modo sostenibile, seguendo criteri di efficienza energetica.

Creare un buon edificio richiede integrazione su molti livelli. Richiede capacità di integrazione, knowhow e innovazione da una varietà di fonti. Richiede integrazione di idee e concetti in soluzioni concrete. Richiede integrazione di tecnologie singole verso una sinergia globale. Soprattutto richiede l'integrazione di singoli professionisti in un team coordinato che lavora verso un obiettivo comune.

La mission di Uponor è collaborare con professionisti per creare ambienti umani migliori. Per noi, creare ambienti umani migliori significa dare agli utenti degli edifici una climatizzazione interna di alta qualità con l'impatto ambientale più basso possibile. L'efficienza energetica è, come tutti ormai sanno, il fattore più importante nel ridurre l'impatto ambientale degli edifici.

La collaborazione con i professionisti si intende come una cooperazione aperta, modi nuovi e innovativi per gestire il business, informazioni aperte e condivisione della conoscenza, e imparare dagli altri durante i progetti.

Questa guida è uno dei contributi di Uponor per creare una conoscenza diffusa sugli edifici efficienti. Nel creare questa guida, abbiamo anche avuto il piacere di collaborare con professionisti ed esperti di altissimo livello, e noi stessi ci siamo arricchiti di nuove conoscenza. Spero sinceramente che facciate la stessa esperienza nel leggerla.

Speriamo di poter presto collaborare con voi e altri professionisti per creare ambienti umani migliori.

Ilari Aho
Vice President, Indoor Climate Business Group
Uponor Corporation

Francesco Causone

Francesco Causone, laureato con lode in Architettura e Dottore di Ricerca in “Innovazione Tecnologica per l’Ambiente Costruito” presso il Politecnico di Torino, è attualmente ricercatore post-doc presso il Dipartimento di Energetica del Politecnico di Torino. La sua tesi di dottorato intitolata: “Radiant Heating and Cooling: Limitations and Possibilities of Improvement”, ha riguardato lo studio sperimentale e teorico delle possibilità di miglioramento delle prestazioni di sistemi a pannelli radianti ed è stata in parte svolta presso l’International Centre for Indoor Environment and Energy, della Technical University of Denmark, Lyngby (Copenhagen), sotto la guida del prof. Bjarne W. Olesen.

È autore di articoli nazionali ed internazionali su sistemi radianti, comfort termico, qualità dell’aria interna e involucro edilizio.

Il suo approccio è orientato alla progettazione, avendo maturato esperienze di progettazione integrata per edifici Low e Zero Energy.

Stefano Paolo Corgnati

Stefano Paolo Corgnati, laureato con lode in Ingegneria Meccanica e Dottore di Ricerca in Energetica, è Professore Associato di Fisica Tecnica presso il Dipartimento di Energetica del Politecnico di Torino, dove insegna fisica tecnica ambientale e progettazione energetica sostenibile degli edifici alla Facoltà di Architettura.

Svolge la propria attività di ricerca nel Gruppo TEBE, con particolare focus sulle tematiche riguardanti l’uso dell’energia negli edifici. E’ autore di oltre 150 pubblicazioni scientifiche e tecniche, riguardanti principalmente le tecnologie radianti di climatizzazione, la certificazione e le prestazioni energetiche degli edifici, gli usi finali di energia negli edifici esistenti, la valutazione della qualità ambientale interna, il controllo climatico nei musei. Per la qualità della sua ricerca scientifica, nel 2009 ha vinto il premio europeo Rehva “Young Scientist Award”.

È impegnato in numerosi progetti di ricerca internazionali e europei sui consumi energetici degli edifici. Nel progetto dell’Agenzia Internazionale dell’Energia IEA-ECBSC Annex 53 “Total Energy Use in Buildings”, è coordinatore del sub-task “Statistical Analysis”. A livello europeo, coordina la Rehva Task Force 31 su “Indoor Climate Quality Assessment”.

Dal 2007, è membro del Consiglio direttivo dell’Associazione AICARR. Dal 2007 al 2010 è stato membro del comitato scientifico della rivista “CDA”; dal 2010 è membro del comitato scientifico della rivista AICARR Journal.

Enrico Fabrizio

Enrico Fabrizio, nato a Torino nel 1978, laureato con lode in Architettura e dottore di ricerca in Energetica presso il Politecnico di Torino, dottore di ricerca in Génie Civil presso l'INSA (Institut National des Sciences Appliquées) de Lyon, è ricercatore universitario presso il Dip. di Ingegneria Agraria, Forestale e Ambientale dell'Università di Torino.

È autore di oltre 50 pubblicazioni a carattere scientifico, alcune delle quali pubblicate sulle riviste internazionali Energy and Buildings, Renewable and Sustainable Energy Review, Renewable Energy, Solar Energy e Building Simulation, che riportano i risultati delle attività di ricerca nel campo della modellazione e ottimizzazione dei sistemi energetici multi-vettore e multi-convertitore, dell'efficienza energetica degli edifici attraverso l'uso della simulazione termoeconomica dinamica, dell'impatto territoriale e paesaggistico della tecnologia fotovoltaica.

È autore di un volume didattico dedicato alle applicazioni di termofisica dell'edificio e climatizzazione (CLUT, 2009). Ha svolto incarichi di insegnamento anche presso il Politecnico di Torino in corsi afferenti alla fisica tecnica ambientale.

Marco Filippi

Marco Filippi, ingegnere, è professore ordinario di Fisica Tecnica Ambientale presso il Politecnico di Torino, dove insegna presso la Facoltà di Architettura ed è direttore del Dottorato di ricerca "Innovazione Tecnologica per l'Ambiente Costruito".

Nel Dipartimento di Energetica guida il gruppo di ricerca TEBE (Technology Energy Building Environment), un gruppo cui fanno capo più di trenta ricercatori che operano nei settori dell'uso razionale dell'energia, delle tecnologie edilizie ed impiantistiche per i condizionamenti ambientali, dell'illuminotecnica e dell'acustica. Già presidente dell'Associazione Italiana Condizionamento dell'Aria Riscaldamento Refrigerazione, è autore di più di trecento pubblicazioni a carattere scientifico, didattico e divulgativo principalmente sui temi dell'energetica edilizia, degli impianti di climatizzazione e del comfort ambientale indoor.

È curatore dei volumi "Impianti di climatizzazione per l'edilizia: dal progetto al collaudo" (Masson, 1997) e "Certificazione energetica e verifica ambientale degli edifici" (Flaccovio, 2007) ed è direttore della collana Energia & Ambiente edita da CELID (Torino).

Indice

1. Introduzione	p. 1		
1.1 Uno sguardo sui sistemi radianti	p. 2		
1.1.1 Premessa	p. 2		
1.1.2 Tipologie di sistemi radianti	p. 3		
1.1.3 Elementi radianti	p. 3		
1.1.4 Pannelli radianti	p. 3		
1.1.5 Pavimenti radianti	p. 5		
1.1.6 Soffitti radianti	p. 6		
1.1.7 Pareti radianti	p. 7		
2. Resa termica dei Sistemi a Pannelli Radianti	p. 8		
2.1 Valori di letteratura	p. 8		
2.2 Miglioramento delle prestazioni: incremento dello scambio termico convettivo e controllo della radiazione solare	p. 9		
2.3 Radiazione solare	p. 10		
3. Sistemi a pannelli radianti e Sistemi ad attivazione termica della massa (TABS)	p. 11		
3.1 Introduzione	p. 11		
3.2 Unità sospese - sistemi "a secco"	p. 11		
3.3 Sistemi incassati - sistemi gettati in opera	p. 12		
3.4 TABS	p. 14		
4. Confronto sistemi radianti Vs altri sistemi di climatizzazione	p. 15		
4.1 Radiatori Vs Sistemi Radianti	p. 15		
4.2 Ventilconvettori Vs Sistemi Radianti	p. 16		
4.3 Travi fredde Vs soffitto radiante + DOAS (Dedicated Outdoor Air System)	p. 17		
4.4 Sistemi a tutt'aria Vs Soffitti radianti + DOAS (Dedicated Outdoor Air System)	p. 18		
4.5 Aero-riscaldatori Vs pavimento riscaldante	p. 20		
5. Casi studio	p. 21		
5.1 Introduzione	p. 21		
5.2 Condizioni al contorno meteo- climatiche	p. 21		
5.3 Il software di simulazione termo- energetica dinamica	p. 21		
		5.4 Il caso studio edificio per uffici	p. 21
		5.4.1 Il modello di edificio di riferimento	p. 21
		5.4.2 Gli impianti di climatizzazione e di produzione dell'energia termica e frigorifera	p. 22
		5.4.3 Analisi di comfort termico	p. 26
		5.4.4 Analisi energetiche	p. 30
		5.4.5 Sintesi dei risultati	p. 40
		5.5 Il caso studio edificio residenziale monofamiliare	p. 41
		5.5.1 Il modello di edificio	p. 41
		5.5.2 Gli impianti di climatizzazione e di produzione dell'energia termica e frigorifera	p. 42
		5.5.3 Analisi di comfort termico	p. 43
		5.5.4 Analisi energetiche	p. 44
		5.5.5 Sintesi dei risultati	p. 49
		6. Elementi di trasmissione del calore e comfort termico	p. 51
		6.1 Introduzione	p. 51
		6.2 Il bilancio termico	p. 51
		6.3 Scambio termico conduttivo	p. 52
		6.4 Scambio termico conduttivo nel pannello	p. 53
		6.4.1 Muro piano	p. 53
		6.4.2 Cilindro cavo	p. 54
		6.5 Scambio termico convettivo	p. 55
		6.6 Scambio termico convettivo nel pannello e tra pannello e ambiente	p. 57
		6.7 Scambio termico multimodale all'interno del pannello	p. 57
		6.8 Scambio termico radiativo	p. 58
		6.8.1 Corpo nero	p. 58
		6.8.2 Altre superfici	p. 59
		6.8.3 Fattori di vista	p. 59
		6.8.4 Trasmissione del calore per irraggiamento tra corpi grigi	p. 60
		6.9 Trasmissione del calore multimodale tra pannello ed ambiente	p. 61
		6.10 Trasmissione di calore e comfort termico	p. 62
		6.10.1 Teoria del comfort termico	p. 64
		6.10.2 Discomfort termico locale	p. 64
		6.11 Comfort termico e sistemi radianti	p. 66
		6.12 Categorie di comfort nella normativa	p. 66

1. Introduzione

Le persone sono sempre più esigenti sulla qualità del clima all'interno degli edifici in cui vivono. Questo fatto è giustificato, considerando che molti individui passano più del 90% del loro tempo in ambienti confinati [1].

Tra l'altro, oggi le aspettative degli occupanti relative al controllo climatico negli ambienti riguardano non solo la stagione invernale ma anche quella estiva. Infatti, in particolare negli uffici, le sorgenti termiche interne legate alle apparecchiature elettriche come personal computer, monitor, luci, etc, sono molto aumentate e le richieste di raffrescamento sono incrementate per mantenere adeguate condizioni di comfort per i lavoratori. [2]. A ciò si aggiungono fenomeni legati al clima esterno nelle città: per effetto del cosiddetto effetto "isola di calore", esse stanno divenendo sempre più calde, con significativi aumenti delle temperature esterne [3].

In questa situazione, è sempre più opportuna la scelta di strategie che consentano con ridotte spese energetiche di rimuovere i carichi di raffrescamento e allo stesso tempo garantiscano il desiderato livello di comfort: questi due obiettivi devono essere conseguiti contemporaneamente. Storicamente, le origini del raffrescamento meccanico mediante sistemi ad aria derivano dagli Stati Uniti dove la presenza di clima assai caldi ha stimolato lo sviluppo di una specifica cultura del condizionamento dell'aria per il controllo climatico indoor. Questa cultura ha influenzato l'approccio Europeo alla climatizzazione estiva: sistemi a tutt'aria e misti acqua-aria sono ampiamente utilizzati. Questi sistemi tradizionalmente agiscono direttamente sull'aria indoor, controllandola in temperatura e umidità relativa; portate d'aria fredda sono inoltre immesse in ambiente per bilanciare i carichi termici che gravano sul locale [4].

Tuttavia, l'aumento dei carichi termici da rimuovere può determinare fenomeni di discomfort locale soprattutto quando sono usati sistemi a tutt'aria che producano nella zona occupata elevate velocità e/o basse temperature dell'aria, disomogeneità di temperatura in ambiente, etc. [2].

I pannelli radianti rappresentano una soluzione di successo, di grande interesse quando si vogliono ottenere, o vogliono essere ristabiliti, elevati livelli di comfort in ambiente.

Alle svariate applicazioni con pannelli radianti per il riscaldamento, si sono affiancate negli ultimi anni crescenti applicazioni indirizzate al raffrescamento.

La tecnica alla base della climatizzazione radiante, già applicata in Cina e dai romani nei tempi antichi, è stata riscoperta e riproposta all'inizio degli anni 1950 [5]-[6]. Sfortunatamente, alcuni errori commessi in fase sia di progettazione che di realizzazione hanno determinato la nascita di una certa "disaffezione" degli utenti nei confronti di questa soluzione tecnologica.

Bisogna infatti ammettere che questi errori hanno generato un iniziale ostacolo alla diffusione della climatizzazione radiante; allo stesso tempo, essi hanno stimolato lo sviluppo di un settore di ricerca e sviluppo specificamente dedicato ai pannelli radianti. I progressi legati alla scienza dei materiali ha permesso di adottare soluzioni più flessibili, tali da garantire installazione e posizionamento più semplice degli elementi, come tubi in materiale plastico (polietilene e polipropilene), pannelli radianti modulari, etc [7].

Questi miglioramenti, riguardanti sia gli aspetti teorici che le applicazioni, hanno guidato la nascita di un nuovo e vasto interesse per i sistemi radianti, applicati a soffitto, pavimento e parete.

Una caratteristica di successo di questi sistemi è l'alto livello di comfort che può essere conseguito

nell'ambiente climatizzato, grazie al fatto che essi utilizzano largamente gli scambi termici di natura radiativa. Elevati livelli di comfort sono richiesti in ogni ambiente dove le persone operano con continuità: ambienti di lavoro, ambienti residenziali, ambienti di svago, ecc. Per ciascuno di questi ambienti, una specifica configurazione di sistema radiante può essere adottata al fine di soddisfare le aspettative di benessere di persone [8]. Il sistema radiante può rappresentare il solo o il principale impianto di riscaldamento/raffrescamento, ma sovente è accoppiato con un impianto ad aria per la gestione meccanica della ventilazione e, eventualmente, per il bilanciamento di parte dei carichi termici. È infatti bene sottolineare che la presenza almeno di un dedicato impianto di ventilazione (DOAS, Dedicated Outdoor Air System) è da prevedere nel progetto di pannello radiante: il sistema di ventilazione gioca un ruolo fondamentale nel tenere sotto controllo l'umidità relativa, evitando così l'insorgenza in regime di raffrescamento di problemi di condensazione sulla superficie fredda del pannello. I pannelli radianti possono essere usati come impianto di riscaldamento e raffrescamento unico nei locali dove la loro potenzialità di riscaldamento/raffrescamento è sufficiente a coprire i fabbisogni termici in ogni istante: in questo senso, le maggiori criticità si registrano in regime di raffrescamento come verrà esposto nei seguenti capitoli [9]. L'applicazione di un impianto misto "pannello radiante + aria primaria" è ormai comunemente adottata: tale configurazione impiantistica può rappresentare una soluzione vincente sia nel progetto di un nuovo edificio che nella riqualificazione di una costruzione di esistere. Comunque, questo sistema integrato può lavorare correttamente solo se il progetto dei diversi dispositivi è condotto con attenzione, adottando specifici metodi di calcolo [10].

Questa Guida mira a introdurre sinteticamente, in una in maniera diretta e chiara, le basi relative al comportamento termico, alle prestazioni, alle potenzialità e alle limitazioni dei pannelli radianti.

1.1 Uno sguardo sui sistemi radianti

1.1.1 Premessa

La categoria di sistemi radianti include una varietà numerosa di soluzioni impiantistiche, anche se con questo termine si fa riferimento di solito a quei sistemi caratterizzati da grandi superfici con temperatura mantenuta prossima a quella dell'ambiente da climatizzare, usando come fluido termovettore acqua con livello di temperatura moderato [13].

Essi possono essere usati sia per il riscaldamento che per il raffrescamento.

I sistemi radianti impiegano superfici calde o fredde che scambiano calore per radiazione termica con gli elementi che le circondano (i muri, gli oggetti, le persone, ...) e per convezione termica con l'aria ambiente. I sistemi radianti agiscono solo sui carichi sensibili, ma non possono avere alcun controllo diretto sull'umidità relativa [14].

L'aggettivo radiante definisce la maniera con cui quei sistemi scambiano prevalentemente il calore. Infatti, il contributo dello scambio termico radiativo, che può rappresentare una quota anche maggiore del 60% dello scambio termico totale, è significativo rispetto a quanto accade nei sistemi tradizionali (radiatori, ventilconvettori, etc.) [15]. I sistemi tradizionali basano il loro funzionamento sui principi assai diversi da quello dei pannelli radianti: l'elemento riscaldante/raffrescante è localizzato in un punto specifico della stanza ed il fluido termovettore mostra una temperatura significativamente diversa rispetto a quella dello spazio condizionato, ad esempio 80°C per un radiatore nella stagione di riscaldamento o 7°C per un ventilconvettore nella stagione di raffrescamento. Inoltre, essi scambiano il calore soprattutto per convezione, mentre la frazione radiativa è limitata a circa il 20-25% [16]. I sistemi tradizionali agiscono controllando fondamentalmente la temperatura dell'aria ambiente. Al contrario, i sistemi radianti agiscono contemporaneamente sul controllo della temperatura media radiante e dell'aria, con conseguente controllo del valore della temperatura operativa [17]. Questa particolarità ha degli effetti positivi sul comfort

termico percepito dagli occupanti, perché le quote di scambio termico radiativo e convettivo dalle persone sono bilanciati perfettamente dai pannelli radianti [18].

1.1.2 Tipologie di Sistemi Radianti

I sistemi radianti possono essere classificati in modi diversi [19], ma la classificazione proposta da ASHRAE è stata qui scelta come il riferimento. Questa divide i sistemi radianti in due famiglie:

- i pannelli radianti, che sono caratterizzati dalle temperature di funzionamento moderate e possono essere usati per il riscaldamento ed il raffrescamento. La loro applicazione principale è negli edifici residenziali, uffici, ospedali, scuole, palestre, ecc. È opportuno adottare una ulteriore utile suddivisione:

- o pannelli ad alta capacità termica, con le serpentine annegate nei muri, nel pavimento o nel soffitto
- o pannelli a bassa capacità termica, come i pannelli metallici o in cartongesso, di solito montato come controsoffitti.

- gli elementi radianti, caratterizzati da medie o alte temperature di funzionamento e usati per soli scopi di riscaldamento. Sono applicati soprattutto per il riscaldamento di grandi spazi, hangar, edifici industriali, ecc. Nel presente lavoro, saranno esaminati i pannelli radianti per il riscaldamento e il raffrescamento. Una breve descrizione degli elementi radianti e dei pannelli radianti è qui proposta come introduzione ai seguenti capitoli.

1.1.3 Elementi radianti

Gli elementi radianti utilizzano alte temperature di esercizio e superfici di scambio termico ridotte rispetto ai pannelli radianti.

Sono impiegati esclusivamente come elementi appesi a soffitto. Possono essere usati con successo nel riscaldamento di grandi spazi, dove l'uso di sistemi ad aria causerebbe problemi di stratificazione dell'aria, correnti d'aria, ecc. e richieste energetiche non trascurabili.

Gli elementi radianti possono essere classificati in base alla loro temperatura di esercizio [19]:

- bassa intensità, con temperatura tra 100 e 650°C.
- media intensità, con temperatura tra 650 e 980°C.
- intensità alta, con temperatura tra 980 e 2800°C.

Travi radianti per il riscaldamento (che usano acqua, vapore o aria come fluido termovettore con temperature di esercizio tra 100 e 150° C) e sistemi radianti a U (in cui i gas derivanti da un processo di combustione circolano in una tubazione U con temperature di esercizio da 200 a 400° C) appartengono alla famiglia a "bassa intensità" [20].

Anche gli elementi radianti elettrici sono molto usati. Raggiungono temperature di esercizio tra 650 e 2200°C.

1.1.4 I Pannelli Radianti

Il riscaldamento radiante era già adottato da Romani che impiegavano il cosiddetto ipocausto [21]. Con la caduta dell'Impero Romano, le applicazioni del riscaldamento radiante sono sostanzialmente scomparse e solo nell'ultimo secolo che questa tecnica è stata recuperata.

Ricerche sul riscaldamento radiante sono state riprese e sviluppate da Baker [22] all'inizio di ultimo secolo. Due interessanti lavori sono stati pubblicati nel 1939 da Codegone: uno descrive lo scambio di calore in

ambienti con pannelli radianti per il riscaldamento [21] e l'altro propone un metodo di calcolo per i pannelli radianti per il riscaldamento [23]. Successivamente, intorno al 1950, due importanti progetti di ricerca sul riscaldamento radiante sono stati condotti da Shoemaker [5] and Missenard [6]: essi hanno rappresentato l'inizio di una ampia diffusione della tematiche di ricerca e applicative relative a questi sistemi.

La superficie di riscaldamento può essere collocata a pavimento, a soffitto o sulle pareti, anche se quest'ultima soluzione è meno utilizzata. L'idea è di utilizzare una ampia superficie calda per riscaldare la stanza: il fluido termovettore è acqua a temperatura moderata.

Dopo le prime applicazioni in riscaldamento, anche quelle in raffrescamento hanno visto il loro sviluppo: oggi giorno è grande l'interesse indirizzato al raffrescamento radiante. In questo caso, l'efficienza dipende dal minimo valore ammissibile di temperatura superficiale del pannello, limitato dai problemi di condensazione sulla superficie fredda quando la sua temperatura scende sotto quella di rugiada dell'aria ambiente. Questo fatto impone la necessità di un controllo attento dell'umidità relativa nel locale. Inoltre, quando l'azione raffrescante del pannello non è sufficiente, essa deve essere integrata da un impianto in grado di rimuovere la quota di carico residua. Impianti misti pannello radiante e aria primaria sono quindi adottati per soddisfare esigenze di rimozione del carico termico anche in presenza di carichi elevati [2]-[30].

Il raffrescamento radiante mostra vantaggi numerosi rispetto ai sistemi a tutt'aria tradizionali: la portata d'aria immessa può essere ridotta alla sola quota necessaria alla ventilazione degli ambienti, la velocità dell'aria nella zona occupata può essere contenuta, la temperatura dell'aria può essere assai prossima a quella operativa grazie all'abbassamento della temperatura media radiante, il fluido termovettore presenta temperatura più elevate. I pannelli radianti per il raffrescamento sono tecnologicamente identici a quelli descritti per il riscaldamento, ma, operando nella stagione estiva, i calcoli di progetto sono considerevolmente più complicati e hanno bisogno di un più alto grado di precisione. Questo è dovuto non solo al fatto che l'analisi deve essere eseguita in regime dinamico, ma anche perché i pannelli radianti per il raffrescamento interagiscono fortemente con i carichi solari e i carichi interni del locale [31]-[32]. Il sistema deve essere progettato in modo che l'acqua refrigerata possa estrarre dall'ambiente il carico termico ogni istante ed, allo stesso tempo, venga mantenuta la temperatura di superficie del pannello al valore desiderato.

Il riscaldamento e il raffrescamento radiante sono i soggetti di questa Guida: nei capitoli seguenti, essi saranno dettagliatamente presentati.

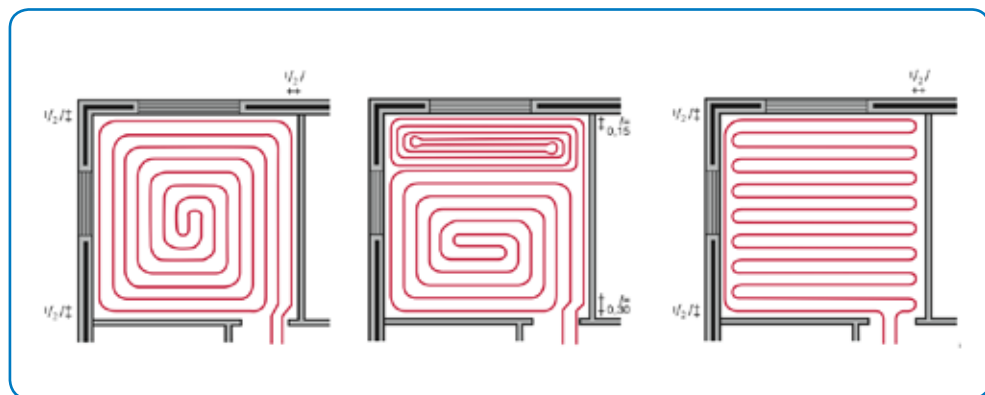


Figura 1.1 Schemi di posa di serpentine per pavimenti radianti

1.1.5 Pavimenti Radianti

I pavimenti per il riscaldamento rappresentano una tecnica consolidata e diversi progetti di ricerca sono stati indirizzati a questo tema [24]-[25]-[26]-[27]. Oggigiorno, sono molto aumentate anche le applicazioni indirizzate al raffrescamento.

Questa tecnica trova attualmente sostegno nelle leggi riguardanti il risparmio energetico negli edifici, grazie alla moderata temperatura di esercizio del fluido termovettore.

Anche se le norme prescrivono valori limite di temperatura massima di pavimento per rispettare il comfort degli occupanti (ISO 7730, temperatura di pavimento massima pari a 29° C), la resa in riscaldamento del pavimento è sufficientemente alta a garantire il desiderato riscaldamento dell'edificio [24].

Considerando gli aspetti tecnologici, la configurazione più adottata prevede la posa di una serpentina continua entro cui scorre il fluido termovettore; lo schema di posa può assumere diverse configurazioni a seconda delle esigenze termiche dell'ambiente (vedi l'illustrazione 1.1). I tubi possono essere di acciaio, rame o, ormai più comunemente, di materiale plastico: i tubi di polietilene e polipropilene sono oggi più usati per la loro flessibilità, facile installazione e, non ultimo, basso costo.

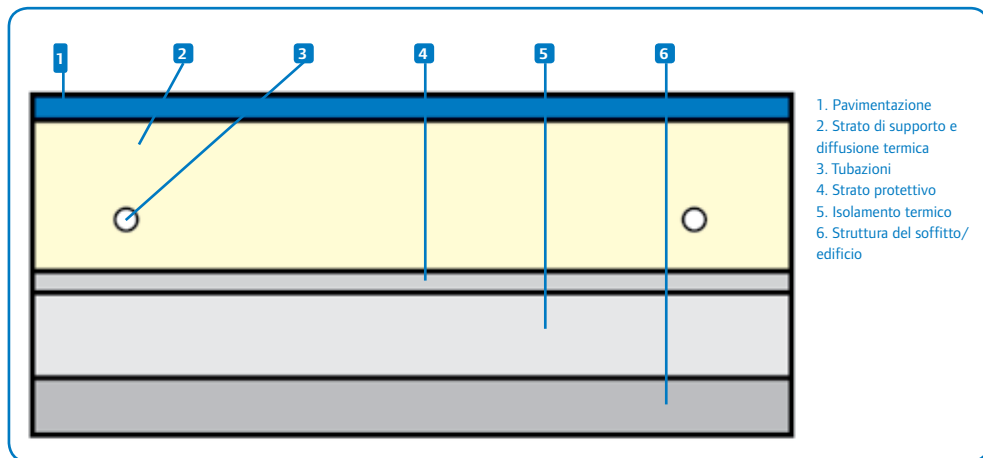


Figura 1.2 Stratigrafia di un pavimento radiante con tubi annegati

Una configurazione di pavimento tipica (vedi figura 1.2) utilizza i tubi annegati in una soletta di calcestruzzo, con uno spessore tipico intorno a 65 millimetri [25]. Coperture di pavimento diverse possono essere adottate: piastrelle, PVC, parquet o moquette.

Entrambi, spessore di soletta di calcestruzzo e copertura, hanno un'influenza forte sul livello di temperatura di mandata dell'acqua [28], al fine di garantire la temperatura di superficie di pannello desiderata, ad esempio 29°C in condizione di progetto in riscaldamento. L'interasse tra i tubi è un altro parametro importante da considerare nel progetto.

Le strategie di controllo sono un aspetto cruciale per questi sistemi, a causa del ritardo temporale imposto dalla capacità termica del pavimento. Oggi, i sistemi di controllo "intelligenti" possono tener conto dell'effetto inerziale introdotto dalla stratigrafia di pavimento adottata. Visto l'apprezzabile effetto capacitivo di questi sistemi, l'uso di questa tipologia è suggerito negli edifici con occupazione continua o bene definita durante il giorno, o quando l'edificio richiede un controllo climatico esteso a tutte le 24 ore del giorno.

Le strategie di controllo possono agire sia sulla modulazione della portata d'acqua, sia sul valore di temperatura di mandata, tenendo conto della limitazione imposta alla differenza di temperatura dell'acqua tra mandata ed ritorno, limitato a 4-6°C per ragioni di uniformità di temperatura superficie di pannello. Ovviamente, la temperatura superficiale del pannello è relazionata direttamente al livello di temperatura dell'acqua nella serpentina [29].

1.1.6 Soffitti Radianti

Ragioni di comfort legati ad elevata temperatura a livello della testa, il cosiddetto "effetto testa calda", limitano la massima temperatura superficiale del soffitto e, come una conseguenza, la sua resa termica in regime di riscaldamento. Comunque, le temperature consentite sono più alte di quelle a pavimento; esse sono fortemente dipendenti sull'altezza a cui il soffitto caldo è installato [13]-[19].

I soffitti radianti possono essere caratterizzati da tubi annegati come descritto nel caso di pavimento; tuttavia questa tipologia trova ampia applicazione nella configurazione a capacità bassa, come il quadrotto metallico montato da controsoffitto, sul quale sono poggiati i tubi nei quali circola l'acqua. La caratteristica principale di questa soluzione è di presentare un'inerzia termica molto bassa termica, quindi una elevata reattività; inoltre, può essere usata anche per il controllo acustico.



Figura 1.3 Esempio di installazione di un controsoffitto radiante

I soffitti radianti mostrano buone prestazioni in regime di raffrescamento: come conseguenza, sono ampiamente applicati negli uffici, gli ospedali, ...

Diverse tipologie di pannelli radianti a soffitto sono schematizzate in figura 1.4.

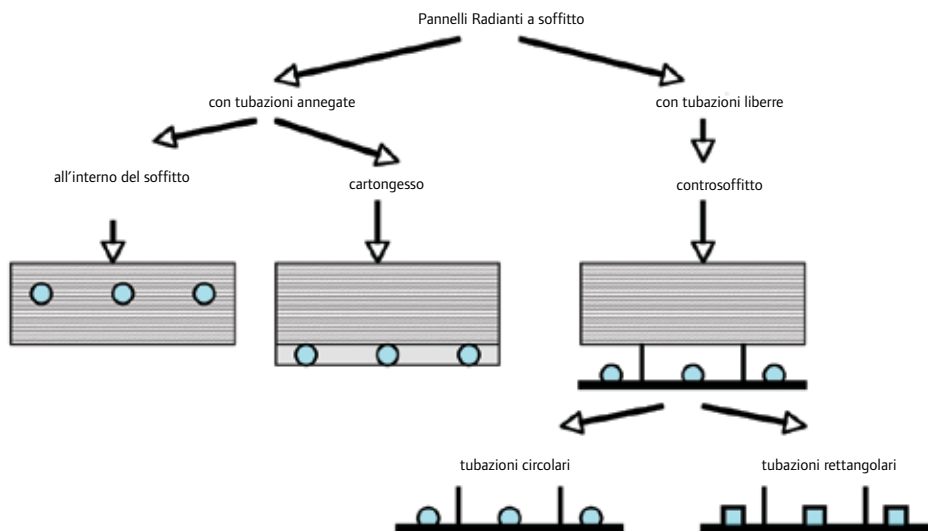


Figura I.4 Tipologie di soffitti radianti

1.1.7 Pareti radianti

Questa soluzione è meno applicata rispetto al pavimento e al soffitto; tuttavia, può essere la soluzione vincente quando né il pavimento né il soffitto possono essere utilizzati. In questo caso, la posizione dei mobili nella stanza deve essere considerata con precisione.

La soluzione più diffusa è quella con pannelli radianti intonacati, in cui le serpentine sono collocate sulle pareti esistenti e poi coperte da uno strato di intonaco. Esistono inoltre soluzioni "a secco", in cui il sistema radiante è coperto da una lastra in cartongesso o da perlinature. L'azione capacitiva del pannello varia in funzione della tipologia di copertura, come già accennato parlando di pavimenti e soffitti con riferimento a sistemi a alta e bassa inerzia termica.



Figura I.5 Esempio di installazione di una parete radiante

2. Resa Termica dei Sistemi a Pannelli Radianti

2.1 Valori di letteratura

La resa termica dei sistemi a pannelli radianti dipende fortemente dai vincoli di comfort termico, che impongono limiti alla temperatura della superficie radiante ed in maniera indiretta influenzano i valori dei coefficienti di scambio termico (vedi capitolo 6).

Alcune importanti ricerche hanno dimostrato che il coefficiente di scambio termico radiativo di sistemi di riscaldamento a bassa temperatura e raffrescamento ad alta temperatura, può essere considerato pressoché costante ($5.5 \text{ W/m}^2\text{K}$), quando la superficie radiante è un corpo grigio.

Il coefficiente di scambio termico convettivo, dipendendo da molti parametri, non può invece essere considerato costante: il suo valore infatti varia sensibilmente. I fattori che influenzano maggiormente il coefficiente convettivo sono la temperatura della superficie radiante, la temperatura dell'aria e la sua velocità. Il coefficiente di scambio termico totale, dipendendo sia dallo scambio termico radiativo che da quello convettivo, assume valori variabili, tuttavia con fluttuazioni più contenute rispetto al coefficiente di scambio termico convettivo. In letteratura sono disponibili alcuni valori del coefficiente di scambio termico totale, riferiti alle condizioni di stato stazionario e convezione naturale (assenza di moti d'aria forzati in ambiente). Tali valori sono validi in condizioni di progetto, tuttavia valori leggermente inferiori possono essere registrati quanto le differenze di temperatura tra superficie radiante e temperatura operativa al centro dell'ambiente sono più contenute.

	Coefficiente di scambio termico totale [W m ⁻² K ⁻¹]		Limite di temperatura di superficie [°C]		Limite di temperatura operativa [°C]		Resa massima [W m ⁻² K ⁻¹]	
	Riscald.	Raffres.	Riscald.	Raffres.	Riscald.	Raffres.	Riscald.	Raffres.
Soffitto	6	11-13*	27-35	17**	20	26	42-90	99-117
Muro	8	8	27-35	17**	20	26	56-120	72
Pavimento (zona occupata)	11	7	29	19	20	26	99	49
Pavimento (zona perimetrale)	11	7	35	19	20	26	165	49

* Diverse pubblicazioni in letteratura riportano un valore di sicurezza pari a $11 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$, tuttavia misure recenti (Causone et al. 2009) hanno rilevato valori fino a $13 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$, utilizzando la temperatura operativa come riferimento.

** Temperatura di rugiada di un ambiente con temperatura dell'aria 26°C e umidità relativa 58%

Tabella 2.1 Rese termiche massime di sistemi a pannelli radianti in funzione dei coefficienti di scambio termico totale e dei limiti di temperatura negli ambienti

I limiti di temperatura dei pavimenti radiante sono chiaramente definiti dalla normativa (Tabella 2), mentre i limiti per soffitti e muri radianti sono stati dedotti, nella Tabella 2, a partire dai limiti di asimmetria piana radiante, assumendo condizioni al contorno convenzionali. Questo è il motivo per cui, nel caso dei pavimenti sono presenti un limite superiore ed un limite inferiore di temperatura di resa ed invece per soffitti e muri un intervallo di temperatura e un intervallo di resa.

Nelle condizioni di raffrescamento, il limite di temperatura superficiale di soffitti e muri non dipende dalle asimmetrie radianti, ma è stato calcolato sulla base del rischio di condensazione superficiale. Per prevenire fenomeni di condensazione, la temperatura della superficie radiante non deve mai essere minore della temperatura di rugiada. Il valore di 17°C equivale alla temperatura di rugiada in un ambiente con temperatura dell'aria di 26°C e umidità relativa pari al 58%. Si tratta di condizioni convenzionali, quindi il valore di 17°C non deve essere considerato costante, poiché i valori di temperatura di rugiada in ambienti in cui non è previsto un sistema di controllo del carico latente possono variare considerevolmente in funzione della località e del periodo dell'anno.

Le richieste di comfort termico ed il rischio di condensazione sono dunque gli aspetti pratici che principalmente impongono limiti prestazionali ai sistemi di climatizzazione radiante.

Poiché si tratta di aspetti il cui rispetto è vincolato all'uso della normativa e da cui dipendono le buone prestazioni dei sistemi, è evidente che in edifici caratterizzati da elevate dispersioni termiche invernali o elevati apporti termici estivi, l'uso di pannelli radianti non è sempre possibile, se non a seguito di operazioni che riducano le dispersioni o i guadagni termici (leggermente differente è il caso in cui ci sia radiazione solare incidente sui pannelli radianti, vedi sezione 2.2).

Il progetto dell'involucro edilizio è pertanto strettamente legato alle prestazioni dei sistemi radianti: un sistema a pannelli radianti non può essere progettato correttamente senza essere a conoscenza delle caratteristiche di involucro dell'edificio che lo deve ospitare.

Un altro aspetto rilevante riguarda le modalità di scambio termico attuate dai sistemi a pannelli radianti. Poiché, come è stato spiegato, il coefficiente di scambio termico radiativo può essere considerato pressoché costante ($5.5 \text{ W/m}^2\text{K}$), in sistemi a soffitto caldo o pavimento freddo più del 78% dello scambio termico totale avviene sotto forma di radiazione e solo una minima parte sotto forma di convezione.

Nel caso di soffitti caldi, l'aria riscaldata che tenderebbe a muoversi verso l'altro, rimane in prossimità della superficie radiante, dando luogo a deboli moti d'aria e quindi ad un ridotto scambio termico convettivo. Similmente, nel caso di pavimenti freddi l'aria raffrescata, più densa dell'aria in ambiente, tende a rimanere in prossimità del pavimento, dando luogo a deboli moti convettivi.

Al fine di migliorare le prestazioni termiche di sistemi di climatizzazione a pannelli radianti, è quindi necessario incrementare lo scambio termico convettivo tra la superficie radiante e l'aria in ambiente.

2.2 Miglioramento delle prestazioni: incremento dello scambio termico convettivo e controllo della radiazione solare

Per accrescere lo scambio termico convettivo in ambiente, occorre incrementare la turbolenza dell'aria in prossimità della superficie radiante, a tal fine è necessario introdurre un flusso di ventilazione forzata.

Il modo più immediato per aumentare la turbolenza dell'aria è l'uso di un ventilatore o di un sistema di ventilazione che immetta aria isoterma o non-isoterma. Di fondamentale importanza è anche la posizione in cui l'aria viene introdotta: è particolarmente efficace un sistema in grado di aumentare la turbolenza dell'aria solo in prossimità della superficie radiante, attraverso l'uso di un getto d'aria localizzato (isotermo o non). Una soluzione pratica potrebbe essere ricorrere ad un sistema di ventilazione a dislocamento nel

caso di pavimenti radianti ed un sistema di ventilazione a miscelazione con bocchette di immissione a soffitto, nel caso di soffitti radianti.

La combinazione di due sistemi, radiante e di ventilazione, può tuttavia generare interazioni negative: la riduzione dell'efficienza di ventilazione nel caso di sistemi a dislocamento, correnti d'aria fredda, forti differenze di temperatura tra testa e caviglie. Il progettista deve pertanto essere particolarmente accorto nel valutare le caratteristiche ed i limiti dei due sistemi, al fine di massimizzarne le prestazioni limitando al contempo le interazioni negative.

L'uso di sistemi di ventilazione per il rinnovo dell'aria è oggi obbligatorio in molti edifici del terziario e del settore produttivo, e spesso si ricorre all'installazione di sistemi di ventilazione meccanica. Anche in molti edifici residenziali contemporanei, specialmente nelle costruzioni a torre, si ricorre spesso all'uso della ventilazione forzata.

Sarebbe quindi auspicabile, nella fase di progettazione, predisporre i due sistemi affinché migliorino vicendevolmente le loro prestazioni, lavorando come un unico sistema ibrido.

Sistemi	Temperatura dell'aria
Ventilatore e pavimento o soffitto radiante	Isoterma
Ventilazione a miscelazione (getto a soffitto) e soffitto radiante	Isoterma
	Non-isoterma
Ventilazione a dislocamento e pavimento radiante	Isoterma
	Non-isoterma

Tabella 2.2 Strategie di ventilazione

2.3 Radiazione solare

I sistemi di climatizzazione radiante, in particolar modo i pavimenti freddi, possono essere utilizzati anche in edifici con elevati carichi solari. Esempi pratici, come l'aeroporto di Bangkok, hanno dimostrato che la resa termica dei sistemi radianti, se posti sotto l'effetto diretto della radiazione solare, può aumentare significativamente fino a raddoppiare il suo valore massimo.

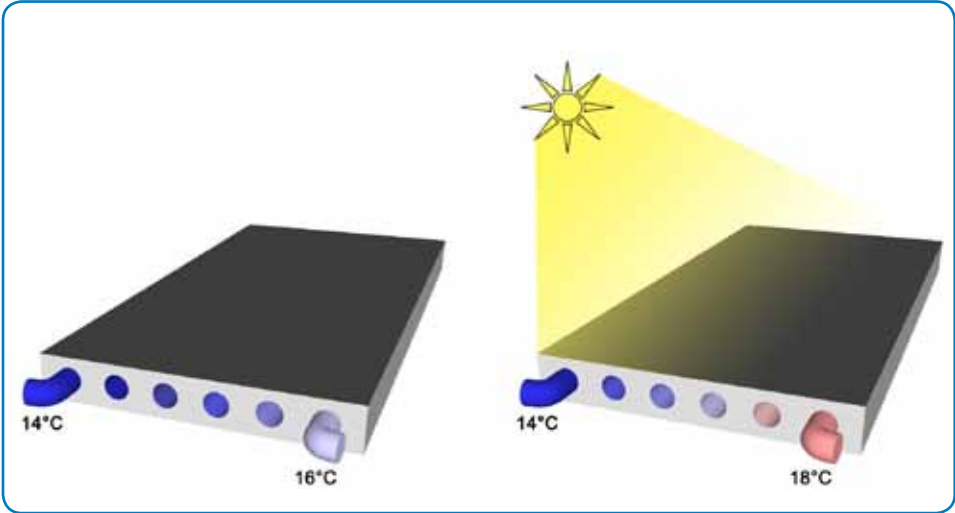


Figura 2.2 Effetto della radiazione solare sui pannelli radianti: comportamento del pannello radiante in assenza di carico solare sulla sinistra e comportamento dello stesso pannello in presenza di radiazione solare sulla destra

3. Sistemi a pannelli radianti e Sistemi ad attivazione termica della massa (TABS)

3.1 Introduzione

I sistemi radianti rappresentano un’ampia branca all’interno dei sistemi di climatizzazione, che comprende: sistemi di riscaldamento ad elevata temperatura, sistemi di riscaldamento a bassa temperatura e sistemi di raffrescamento a elevata temperatura. Essi possono utilizzare l’acqua, la corrente elettrica oppure dei gas come vettori termici ed in conseguenza di ciò vengono definiti sistemi idronici, elettrici o a gas. Anche i pannelli radianti appartengono all’ampio gruppo dei sistemi radianti; il loro nome deriva dalla definizione di “riscaldamento a pannelli” coniata dal professore Arthur H. Barker nel 1908: “piccole tubazioni di acqua calda inserite nell’intonaco o nel cemento”. I pannelli radianti includono pertanto ogni tipo di sistema costituito da tubazioni idrauliche inserite in uno strato di intonaco, cemento o altro materiale e caratterizzato da un’ampia superficie di scambio termico verso l’ambiente climatizzato. Possono essere prefabbricati (sistemi “a secco”) o gettati in opera. I pannelli radianti sono comunemente usati sia per il riscaldamento che per il raffrescamento.

Tabella 3.1 Tipi di sistemi

		Soffitto
	Unità sospese (sistemi “a secco”)	Muro
		Pavimento
Pannelli Radianti		
		Soffitto
	Sistemi incassati (sistemi gettati	Muro
	in opera)	Pavimento
		Soffitto
TABS	Sistemi incassati (sistemi gettati	Muro
	in opera)	Pavimento

3.2 Unità sospese – sistemi “a secco”

I sistemi prefabbricati sono tipicamente utilizzati in applicazioni a soffitto. Questo tipo di pannelli radianti possono essere realizzati con lastre di cartongesso, gesso o sottili elementi metallici. Le tubazioni possono essere metalliche, ma più tipicamente esse sono in materiale plastico (generalmente PEX). Al di sopra delle serpentine plastiche o metalliche viene posizionato uno strato di materiale isolante per bloccare il flusso

termico verso l'intercapedine.

I pannelli sono fissati a strutture metalliche modulari sospese al soffitto, pertanto garantiscono un facile accesso per le ispezioni dell'intercapedine, in cui, di solito, sono stesi altri impianti a servizio dell'edificio. Questo genere di pannelli radianti è molto diffuso negli uffici, ove controsoffitti sospesi sono tipicamente utilizzati per il passaggio dei cablaggi e degli altri impianti.

La tipologia ad unità sospese o appoggiate, può essere utilizzata anche per i muri radianti, ma non è comune, poiché non garantisce un'elevata flessibilità. Sono invece oggi disponibili pavimenti sopraelevati radianti (pavimenti tecnici), in cui le tubazioni sono annegate in ogni piastrella.

Sono tuttavia maggiormente diffusi pavimenti radianti "a secco", in cui le tubazioni sono attaccate alla superficie posteriore del pavimento o inserite in uno strato di cemento o gesso installato all'interno dello strato inferiore del pavimento o sotto ad esso, o ancora attaccate direttamente alla superficie posteriore del pavimento tramite una lastra metallica per incrementarne lo scambio termico. Questo tipo di pavimento è classificato nella normativa come "Tipo G: sistema con tubazioni inserite in costruzioni in legno".

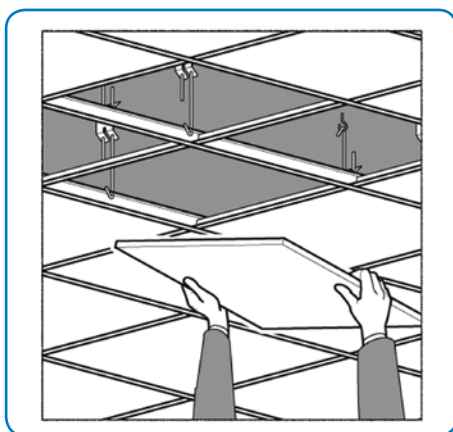


Figura 3.1 Controsoffitto

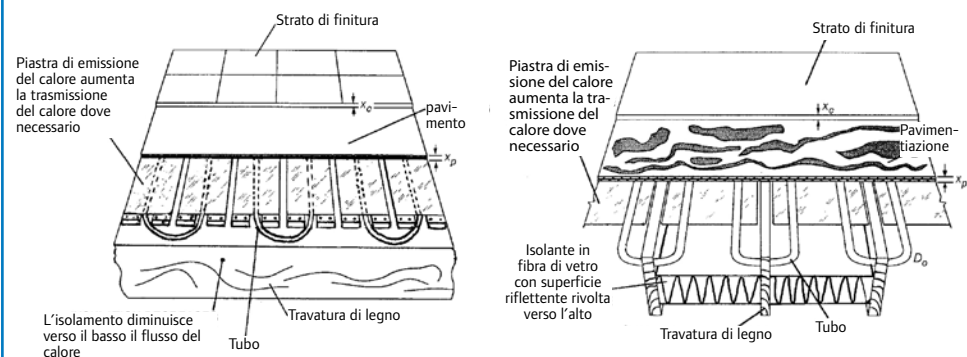


Figura 3.2 Tipo G: sistemi con tubazioni inserite in costruzioni in legno

3.3 Sistemi incassati - sistemi gettati in opera

I sistemi incassati rappresentano l'installazione più comune per i pavimenti radianti, ma possono essere usati anche per muri e soffitti. Le tubazioni sono inserite in uno strato di cemento, gesso o intonaco, che può a sua volta essere coperto da uno strato di finitura realizzato con diversi materiali (legno, materiali vinilici, pittura, linoleum, pietra, etc.), mentre la struttura dell'edificio è separata dalle tubazioni attraverso un pannello di materiale isolante.

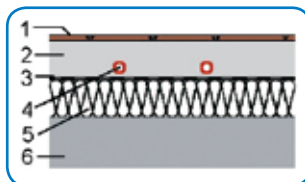
La normativa definisce quattro tipi di sistemi incassati: Tipo A, B, C e D. Le norme EN 15377-1 e EN 15377-2 riportano descrizioni tecniche, specifiche di installazione e modalità di progettazione e dimen-

sionamento per ciascuna tipologia.

Le modalità di test per la resa termica (sperimentali e numeriche) dei sistemi A-D sono descritte nelle serie di norme EN 1264.

Nei sistemi di Tipo A le tubazioni sono completamente incassate nella soletta, sotto cui è disposto lo strato di isolamento termico. Le tubazioni sono poste sopra i pannelli isolanti prima che la soletta sia gettata come base per lo strato di finitura.

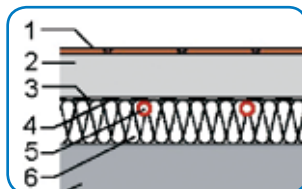
Figura 3.2
Pavimento tipo A (EN15377, EN1264)



1. Strato di finitura
2. Strato portante di diffusione termica
3. Pellicola in polietilene
4. Tubazioni
5. Isolamento termico
6. Struttura dell'edificio*

Nei sistemi di Tipo B le tubazioni sono fissate a pannelli isolanti preformati, prima del getto della soletta. Questa soluzione può sostanzialmente ridurre i tempi e gli errori di installazione, tuttavia riduce la superficie di contatto tra tubazioni e soletta. Al fine di incrementare la distribuzione orizzontale del flusso termico e quindi l'omogeneità della temperatura nella soletta, generalmente vengono posizionate delle placche metalliche tra le tubazioni e il materiale isolante, le quali proseguono sopra a quest'ultimo.

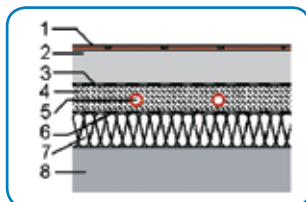
Figure 3.3
Pavimento tipo B (EN15377, EN1264)



1. Strato di finitura
2. Strato portante e di diffusione termica
3. Pellicola in polietilene
4. Strato di diffusione (placca metallica)
5. Tubazioni
6. Isolamento termico
7. Struttura dell'edificio

Nei sistemi di Tipo C le tubazioni sono incassate uno strato di livellamento, sopra a cui è posizionata un'ulteriore soletta con due pellicole di separazione.

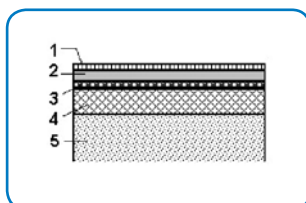
Figura 3.4
Pavimento di tipo C



1. Strato di finitura
2. Strato portante e di diffusione termica
3. Pellicola di separazione
4. Strato di livellamento
5. Tubazioni
6. Pellicola di separazione
7. Isolamento termico

Nei sistemi di Tipo D le comuni tubazioni sono sostituite da una griglia capillare di sottili tubi estrusi. Sopra alla griglia capillare è stesa una soletta di spessore contenuto come supporto dei materiali di finitura. I tubi sono in genere molto sottili (un diametro tipico è di 5 mm) e quindi la griglia rappresenta un'ampia superficie di scambio con la soletta, che assume una temperatura molto omogenea. Questo tipo di sistema è generalmente usato nei recuperi edilizi.

Figura 3.5
Pavimento di tipo D



1. Strato di finitura
2. Massetto
3. Pellicola in plastica
4. Isolamento acustico
5. Struttura dell'edificio

3.4 TABS – Sistemi ad attivazione termica della massa

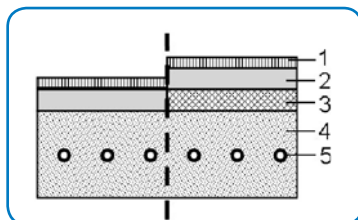
I TABS (Thermally Activated Building Systems) rappresentano una soluzione tecnologica molto diversa dai sistemi a pannelli radianti, poiché agiscono direttamente sulla massa termica dell'edificio.

Quando vengono utilizzati, esiste sempre un ritardo tra la sollecitazione termica ed il suo effetto sull'impianto meccanico, a causa dell'azione della massa termica dell'edificio. Nel periodo di riscaldamento, il solaio in cui sono annegate le tubazioni accumula l'energia termica veicolata dall'acqua e la rilascia nell'ambiente interno solo dopo un certo intervallo di tempo, quando le dispersioni termiche sono più elevate. Nella stagione di raffrescamento, invece, il solaio è raffrescato dall'acqua che corre nelle tubazioni ed accumula l'energia termica dovuta ai carichi in ambiente. Il calore accumulato nel solaio è quindi rimosso dall'acqua dopo un certo intervallo di tempo, quando i carichi in ambiente sono diminuiti.

Il controllo di questi sistemi non può essere "istantaneo", a causa dell'elevata inerzia termica; ne consegue quindi che la temperatura negli ambienti occupati fluttua durante il giorno e gli utenti debbono adeguarsi a questa condizione.

I TABS più comuni sono quelli definiti in normativa del Tipo E. In questi sistemi le tubazioni sono annegate al centro, o vicino al centro, del solaio. Le tubazioni hanno generalmente un diametro che varia tra i 17 ed i 20 mm, mentre l'interasse di posa delle tubazioni è tipicamente compreso tra i 150 ed i 200 mm. Questi sistemi possono sfruttare sia il pavimento che il soffitto come superficie di scambio verso l'ambiente, oppure una combinazione delle due soluzioni.

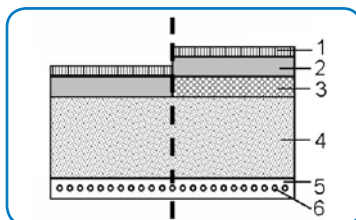
Figura 3.6
Tipo E - TABS con e senza isolamento acustico



1. Strato di finitura
2. Strato portante e di diffusione termica
3. Isolamento acustico
4. Struttura dell'edificio
5. Tubazioni

I sistemi di Tipo F utilizzano invece una griglia capillare di tubi, applicata sulla superficie grezza della struttura e coperta da uno strato di intonaco. Il fluido che corre nella griglia attiva parzialmente la massa termica dell'edificio, sebbene lo scambio termico principale avvenga verso l'ambiente, ove la resistenza termica è minore, sotto forma di radiazione e convezione come nel caso dei pannelli radianti.

Figura 3.7
Tipo F - TABS con e senza isolamento acustico



1. Strato di finitura
2. Strato portante e di diffusione termica
3. Isolamento acustico
4. Struttura dell'edificio
5. Griglia capillare
6. Intonaco

4. Confronto Sistemi Radianti Vs altri sistemi di climatizzazione

4.1 Radiatori Vs sistemi radianti

Applicazione tipica	Residenza singola e multifamiliare
Tipologie	Sistema a sola acqua
Potenzialità di controllo climatico indoor	I radiatori consentono il solo controllo della temperatura durante la stagione di riscaldamento; con i sistemi radianti il controllo della temperatura può essere anche esteso alla stagione di raffrescamento, seppur con le limitazioni dovute alla necessità di evitare condensazione superficiale (in questa configurazione, il controllo della umidità relativa non è tipicamente previsto).
Aspetti di comfort	I radiatori sono sistemi ad alta temperatura a convezione naturale, conseguentemente essi operano in modo predominante sul controllo della temperatura dell'aria: dovuto a ragioni di stratificazione, aria a temperatura inferiore si registra nella parte bassa del locale, mentre più elevata nella parte alta del locale. I sistemi radianti agiscono sia sulla temperatura media radiante che sulla temperatura dell'aria, influenzando così direttamente la temperatura operativa percepita dagli occupanti: si possono così ottenere ambienti termicamente uniformi; le applicazioni con pavimenti riscaldanti garantiscono le prestazioni migliori e tendono a bilanciare gli effetti di stratificazione dell'aria.
Temperatura di esercizio e terminali impiantistici	I radiatori sono terminali impiantistici a alta temperatura: tipicamente la temperatura di mandata dell'acqua è 70-80°C, con un gradiente termico di 10°C sul terminale. I sistemi radianti sono terminali a bassa temperatura: la tipica temperatura di mandata è circa 40°C per con serpentine annegate e circa 30°C con soluzioni "a secco"; il gradiente termico è circa 5°C.
Potenzialità di riscaldamento	La potenza termica dei radiatori è legata al numero di elementi installati, quindi essa non presenta specifiche limitazioni. Come descritto nel capitolo 3, la resa dei pavimenti e soffitti radianti presenta invece un limite superiore; comunque, per edifici nuovi e riqualificati, essa è apprezzabilmente superiore alla domanda di riscaldamento.
Integrazione del terminale impiantistico	I radiatori sono tipicamente collocati sotto le finestre e il livello di integrazione è basso. L'alto livello di temperatura in esercizio produce apprezzabili moti convettivi che possono provocare spostamento di polvere dal pavimento alle pareti. Il miglior livello di integrazione è ottenuto con i pavimenti e soffitti radianti, che premettono un uso libero dello spazio interno.
Integrazione del sistema di riscaldamento	I radiatori sono abbinati a generatori di calore a bassa emissione di contaminanti con produzione di acqua calda ad alta temperatura. I sistemi radianti sono abbinati a caldaie a condensazione grazie alla bassa temperatura dell'acqua richiesta; essi sono anche abbinati con successo con pompe di calore, una soluzione efficace quando è richiesto anche il raffrescamento.

4.2 Ventilconvettori Vs Sistemi Radianti

Applicazioni tipiche	Edifici per uffici tradizionali ed edifici storici
Tipologie	Sistema a sola acqua
Potenzialità di controllo climatico indoor	I ventilconvettori consentono il controllo della sola temperatura durante la stagione sia di riscaldamento che di raffrescamento; il controllo è specificamente indirizzato alla temperatura dell'aria. Il controllo della temperatura nella stagione di riscaldamento e di raffrescamento è fornito anche dai sistemi radianti, ma il controllo è indirizzato alla temperatura operativa; limitazioni alla capacità di raffrescamento sono legati alla necessità di evitare condensazione superficiale (in questa configurazione, il sistema non prevede controllo della umidità relativa).
Aspetti di comfort	I ventilconvettori sono terminali impiantistici convettivi a media temperature di esercizio; conseguentemente, essi agiscono sul controllo della temperatura dell'aria: possono manifestarsi nei locali problemi di stratificazione dell'aria calda nella parte alta e problemi locali di correnti d'aria. Indesiderati movimenti di polvere possono essere generati dai flussi d'aria dai ventilconvettori. I sistemi radianti, agendo direttamente sulla temperature operative attraverso la temperature media radiante e quella dell'aria, creano un ambiente termico uniforme: le migliori prestazioni sono ottenute dal pavimento in regime di riscaldamento e dal soffitto in regime di raffrescamento.
Temperatura di esercizio e terminali impiantistici	I ventilconvettori sono terminali impiantistici a media temperatura: la temperature di mandata varia in regime di riscaldamento tra 60°C e 45°C (salto di temperatura di 5-10°C) e in regime di raffrescamento circa 7°C (gradiente di 5°C). I sistemi radianti sono terminali a temperatura moderata: in regime di riscaldamento, la tipica temperature di mandata è tra 40 e 25°C (in dipendenza della soluzione, "a secco" o no); in regime di raffrescamento, tra 13 e 20°C (in dipendenza della soluzione, "a secco" o no); il gradiente di temperatura tipicamente è tra 3 e 5°C.
Potenzialità di riscaldamento/raffrescamento	La potenza di riscaldamento e di raffrescamento dei ventilconvettori dipende dalla taglia della batteria di scambio termico e del ventilatore, quindi la potenza non ha specifiche limitazioni. Come descritto nel capitolo 3, la resa di riscaldamento/raffrescamento dei pavimenti e soffitti radianti ha un limite massimo, comunque sufficiente per edifici nuovi e riqualificati. Inoltre, la resa in regime di raffrescamento è limitata dal rischio di condensazione superficiale.
Integrazione del terminale impiantistico	I ventilconvettori sono tipicamente collocati sotto finestra o a parete, comunque con un basso livello di integrazione; un alto livello di integrazione è ottenuto con i ventilconvettori incassati a soffitto, pavimento e parete. Il massimo livello di integrazione è ottenuto con i pannelli radianti a pavimento e soffitto, che consentono un uso libero dello spazio interno.
Integrazione del sistema di riscaldamento/raffrescamento	I ventilconvettori sono usualmente accoppiati con generatori di calore tradizionali a bassa emissione di inquinanti e con gruppi frigoriferi tradizionali, in linea con le richieste di un medio livello termico richiesto per il fluido termovettore. Talvolta, sono utilizzati con pompe di calore reversibili. I sistemi radianti, oltre che con generatori di calore a condensazione, sono con successo accoppiati con pompe di calore reversibili grazie ai moderati livelli termici richiesti in esercizio.

4.3 Travi fredde attive Vs soffitto radiante + DOAS (Dedicated Outdoor Air System = Sistema ad aria esterna dedicato)

Applicazioni tipiche	Uffici moderni, in edifici nuovi o riqualificati
Tipologie	Sistema misto "acqua + aria primaria"
Potenzialità di controllo climatico indoor	Le travi fredde attive, integrate con il DOAS, possono garantire un controllo climatico completo, in regime sia di riscaldamento che di raffrescamento: tuttavia, la condizione di raffrescamento è quella più efficace. In regime di raffrescamento, la quota sensibile di carico è rimossa dall'azione integrata della trave e dell'aria primaria. La quota latente di carico, è bilanciata dalla aria primaria. Una limitazione è legata alla portata massima di aria gestibile da ogni trave: ciò limita sia i tassi di ventilazione che le capacità di controllo dell'umidità relativa. Un controllo climatico completo è anche garantito da soffitto radiante + DOAS. L'azione di raffrescamento è principalmente portata dalla superficie radiante. In presenza di picchi di carico, l'aria primaria può apportare un raffrescamento addizionale. Inoltre, l'aria primaria bilancia i carichi latenti. La quantità di aria movimentata può essere progettata senza specifiche limitazioni.
Aspetti di comfort	Le travi fredde attive sono terminali di riscaldamento/raffrescamento principalmente convettivi, che agiscono prevalentemente sulla temperatura dell'aria. In regime di riscaldamento, si possono manifestare problemi di stratificazione dell'aria calda nella parte alta del locale. Comunque, l'aria primaria immessa è spesso insufficiente in ambienti molto affollati (es. Sale riunioni). Il soffitto radiante, agendo direttamente sulla temperature operative attraverso la temperature media radiante e quella dell'aria, creano un ambiente termico uniforme. La strategia di ventilazione (mixing o displacement) e, conseguentemente, i terminali di ventilazione devono essere progettati e integrati con cura, al fine di ottimizzare la distribuzione dell'aria.
Temperatura di esercizio e terminali impiantistici	Le travi fredde attive sono terminali impiantistici a media temperatura: la temperature di mandata varia in regime di riscaldamento tra 45°C e 35°C (salto di temperatura di 3-5°C) e in regime di raffrescamento circa 14-16°C (gradiente di 3-5°C). I soffitti radianti sono terminali a temperatura moderata: in regime di riscaldamento, la tipica temperature di mandata è tra 40 e 25°C (in dipendenza della soluzione, "a secco" o no); in regime di raffrescamento, tra 13 e 20°C (in dipendenza della soluzione, "a secco" o no); il gradiente di temperatura tipicamente è tra 3 e 5°C.
Potenzialità di riscaldamento/raffrescamento	La potenza di riscaldamento e di raffrescamento delle travi fredde attive dipende principalmente dal fattore di induzione della trave e dalla temperatura di ingresso della portata d'aria in ambiente: tipici valori sono 150 W/m in riscaldamento e 250 W/m in raffrescamento. Come descritto nel capitolo 3, la resa di riscaldamento/raffrescamento del soffitto radiante ha un limite massimo legato alla sua massima temperatura superficiale, comunque sufficiente per edifici nuovi e riqualificati. Inoltre, la resa in regime di raffrescamento è limitata dal rischio di condensa superficiale. Nessuno specifico limite vi è invece sulla portata di aria primaria.
Integrazione del terminale impiantistico	Sia le travi fredde attive che i soffitti radianti mostrano un elevato livello di integrazione. Tuttavia, la posizione delle travi può determinare alcune rigidità nel lay-out degli uffici e nella posizione degli apparecchi di illuminazione; possibili limitazione possono essere anche dovuti alla dimensione delle travi.
Integrazione del sistema di riscaldamento/raffrescamento	Le travi fredde attive sono usualmente accoppiate con generatori di calore tradizionali a bassa emissione di inquinanti e con gruppi frigoriferi tradizionali, in linea con le richieste di un medio livello termico richiesto per il fluido termovettore. Talvolta, sono utilizzati con pompe di calore reversibili. I soffitti radianti, oltre che con generatori di calore a condensazione, sono con successo accoppiati con pompe di calore reversibili grazie ai moderati livelli termici richiesti in esercizio.

4.4 Sistemi a tutt'aria Vs Soffitti radianti + DOAS

Applicazione tipica	Uffici moderni, in edifici nuovi o riqualificati
Tipologia	Sistema a tutt'aria Sistema misto "acqua + aria primaria"
Potenzialità di controllo climatico indoor	I sistemi a tutt'aria possono garantire un controllo climatico completo, in regime sia di riscaldamento che di raffrescamento. La maggior o minore efficacia in riscaldamento e raffrescamento dipende fortemente dalla strategia di ventilazione adottata: quella "mixing" è la più comune. Le quote di carico sia sensibili che latenti sono bilanciate dalla portata d'aria, immessa ad adeguato valore di temperatura e umidità relativa. Un controllo climatico completo è anche garantito da soffitto radiante + DOAS. L'azione di raffrescamento è principalmente portata dalla superficie radiante. In presenza di picchi di carico, l'aria primaria può apportare un raffrescamento addizionale. Inoltre, l'aria primaria bilancia i carichi latenti. La quantità di aria movimentata può essere progettata senza specifiche limitazioni.
Aspetti di comfort	Quelli tutt'aria sono sistemi di riscaldamento/raffrescamento totalmente convettivi, che consentono un puntuale controllo di temperatura e umidità relativa dell'aria. Anche la qualità dell'aria è controllata. Una particolare attenzione deve essere indirizzata allo studio del moto dell'aria, in modo da evitare alte velocità nella zona occupata; allo stesso modo, deve essere evitata la presenza di zone non ventilate. Possono manifestarsi problemi di stratificazione dell'aria calda nella parte alta del locale. Il soffitto radiante, agendo direttamente sulla temperature operative attraverso la temperature media radiante e quella dell'aria, creano un ambiente termico uniforme. L'azione combinata di pannello radiante e aria primaria determinano uno spazio confortevole. La distribuzione dei parametri climatici indoor dipende dalla strategia di ventilazione: uniforme con ventilazione a miscelazione, presenza di gradienti con ventilazione a dislocamento.
Temperatura di esercizio e terminali impiantistici	Nei sistemi a tutt'aria, il getto d'aria è immessa nel locale ad una temperatura dipendente dal valore della portata e dalla tipologia di bocchetta. I gradienti di temperatura dell'aria massimi variano tra 8-10°C nel caso di miscelazione e 5°C nel caso di dislocamento. I soffitti radianti sono terminali a temperatura moderata: in regime di riscaldamento, la tipica temperature di mandata è tra 40 e 25°C (in dipendenza della soluzione, "a secco" o no); in regime di raffrescamento, tra 13 e 20°C (in dipendenza della soluzione, "a secco" o no); il gradiente di temperatura tipicamente è tra 3 e 5°C
Potenzialità di riscaldamento/raffrescamento	La potenza di riscaldamento e di raffrescamento dei sistemi a tutt'aria dipendono dalla portata, dalla temperatura e dalla umidità relativa dell'aria in immissione: essi sono stabiliti per bilanciare i carichi sensibili e latenti ma, allo stesso tempo, evitare rischi di correnti d'aria nella zona occupata. Come descritto nel capitolo 3, la resa di riscaldamento/raffrescamento del soffitto radiante ha un limite massimo legato alla sua massima temperatura superficiale, comunque sufficiente per edifici nuovi e riqualificati. Inoltre, la resa in regime di raffrescamento è limitata dal rischio di condensazione superficiale. Nessuno specifico limite vi è invece sulla portata di aria primaria.

Integrazione del terminale impiantistico	Il livello di integrazione dei sistemi a tutt'aria è strettamente legato al terminale (bocchetta) adottato: in funzione della scelta, il livello può andare da basso a alto. I soffitti radianti mostrano un elevato livello di integrazione. Soluzioni eccellenti in termini di integrazione possono essere ottenute nel caso di terminale ad aria integrato nel controsoffitto.
Integrazione del sistema di riscaldamento/raffrescamento	Un sistema a tutt'aria è tipicamente accoppiato con generatori di calore a bassa emissione di contaminanti. Impianti con pompe di calore reversibile sono talvolta impiegati. Al contrario, con sistemi radianti possono essere usati gli stessi convertitori energetici dei sistemi a tutt'aria, ma con più elevate efficienze di conversione grazie all'uso di fluidi a temperature moderata. Frequentemente, i sistemi radianti sono accoppiati con successo con pompe di calore reversibili per il riscaldamento e il raffrescamento.

4.5 Aero-riscaldatori Vs pavimento riscaldante

Applicazioni tipiche	Spazi ampi e di elevate altezza (edifici industriali, palestre, centri-sportivi, etc)
Tipologia	Sistema a sola acqua
Potenzialità di controllo climatico indoor	Gli aero-riscaldatori consentono il solo controllo della temperatura durante la stagione di riscaldamento; con il pavimento riscaldante il controllo della temperatura può essere, almeno parzialmente, esteso anche alla stagione di raffrescamento, seppur con le limitazioni dovute alla necessità di evitare condensazione superficiale (in questa configurazione, il controllo della umidità relativa non è tipicamente previsto).
Aspetti di comfort	Gli aero-riscaldatori sono sistemi ad alta temperatura a convezione forzata, conseguentemente essi operano in modo esclusivo sul controllo della temperatura dell'aria: dovuto a questa ragione si manifestano elevati livelli di stratificazione, con aria a temperatura inferiore nella parte bassa del locale, mentre l'aria a temperatura elevata si registra nella parte alta del locale. Correnti d'aria si possono registrare nella zona occupata per effetto delle alte velocità del getto d'aria; si generano anche forti movimenti di polveri. Si possono altresì registrare problemi di rumorosità di questi sistemi. I sistemi radianti agiscono sia sulla temperatura media radiante che sulla temperatura dell'aria, influenzando così direttamente la temperatura operativa percepita dagli occupanti: si possono così ottenere ambienti termicamente uniformi; l'applicazione del pavimento riscaldante garantisce ottime prestazioni in riscaldamento, e tendendo a bilanciare gli effetti di stratificazione dell'aria.
Temperatura di esercizio e terminali impiantistici	Gli aero-riscaldatori sono terminali impiantistici a alta temperatura: tipicamente la temperatura di mandata dell'acqua è 65-75°C, con un salto termico di 6-10°C. I sistemi radianti sono terminali a bassa temperatura: la tipica temperatura di mandata è circa 40°C per con serpentine annegate e circa 30°C con soluzioni "a secco"; il gradiente termico è circa 5°C.
Potenzialità di riscaldamento/raffrescamento	La potenza termica degli aero-riscaldatori è legata alla dimensione della batteria di scambio termico e del ventilatore, quindi la potenza non ha specifiche limitazioni. Come descritto nel capitolo 3, la resa dei pavimenti e soffitti radianti presenta invece un limite massimo che deve essere confrontato con le dispersioni termiche dell'ambiente.
Integrazione del sistema di riscaldamento/raffrescamento	Gli aero-riscaldatori sono abbinati a generatori di calore tradizionali a bassa emissioni di contaminanti con produzione di acqua calda a alta temperatura. I sistemi radianti sono abbinati a caldaie a condensazione grazie alla bassa temperatura dell'acqua richiesta; essi sono anche abbinati con successo con pompe di calore, una soluzione efficace quando è richiesto anche il raffrescamento.

5. Casi studio

5.1 Introduzione

In questo capitolo vengono illustrati i benefici che grazie all'adozione di un impianto radiante si possono ottenere in termini di risparmi energetici sull'energia erogata ai terminali di impianto e sull'energia primaria consumata per la climatizzazione. Ciò viene fatto, per varie località europee, attraverso un confronto fra un sistema radiante a pavimento/soffitto per riscaldamento e raffrescamento ed un sistema di riferimento che dipende dal caso studio adottato. Il confronto si concentra sull'analisi dell'energia primaria consumata e delle emissioni di CO₂, ed è reso possibile poiché si può assumere e verificare che il livello di qualità dell'ambiente termico è uguale in entrambi i casi.

Vengono analizzati due casi studio: un edificio per uffici ed una residenza monofamiliare.

5.2 Condizioni al contorno meteorologiche

Le condizioni meteorologiche tipiche delle località di Roma, Milano, Londra, Francoforte, Madrid, Atene, Helsinki e Mosca sono state tratte dal database climatico IWEK (International Weather for Energy Calculation).

5.3 Il software di simulazione termoeconomica dinamica

Al fine di condurre il confronto, i modelli termoeconomici dei vari edifici, il primo equipaggiato con un impianto di riferimento e il caso studio equipaggiato con un impianto radiante e un impianto ad aria primaria, sono stati simulati all'interno del software di simulazione termoeconomica dinamica EnergyPlus, v. 3.1.0. Si tratta di un codice a struttura modulare sviluppato dal Dipartimento dell'Energia statunitense (DOE) nel 2001, e successivamente aggiornato due volte all'anno, che combina le potenzialità dei software BLAST e DOE-2. È basato sulla risoluzione del bilancio di energia sull'aria ambiente per determinare i carichi termici di ciascuna zona termica e consente di modellare le più comuni tipologie di impianti di climatizzazione e produzione dell'energia.

5.4 Il caso studio edificio per uffici

5.4.1 Il modello di edificio di riferimento

Come edificio di riferimento è stato adottato il modello di edificio di riferimento del DOE (Benchmark building models) ad uso ufficio di medie dimensioni. È un edificio di 511 m² di area totale, di forma rettangolare ad un piano. È suddiviso e modellato ai fini dei calcoli termici in 5 zone climatizzate (di altezza pari a 2.74 m), una centrale e le altre quattro laterali; vi è una zona non climatizzata relativa al sottotetto.

Due disegni di questo modello di edificio sono riportati nella figura 5.1.

I carichi interni, i profili di occupazione, utilizzo delle apparecchiature elettriche e di illuminazione, le caratteristiche termofisiche dell'involucro sono quelle del modello benchmark.

Per quanto attiene alle caratteristiche dell'involucro, per le località di Helsinki e Mosca la resistenza termica di pareti, tetto e finestre è stata raddoppiata.

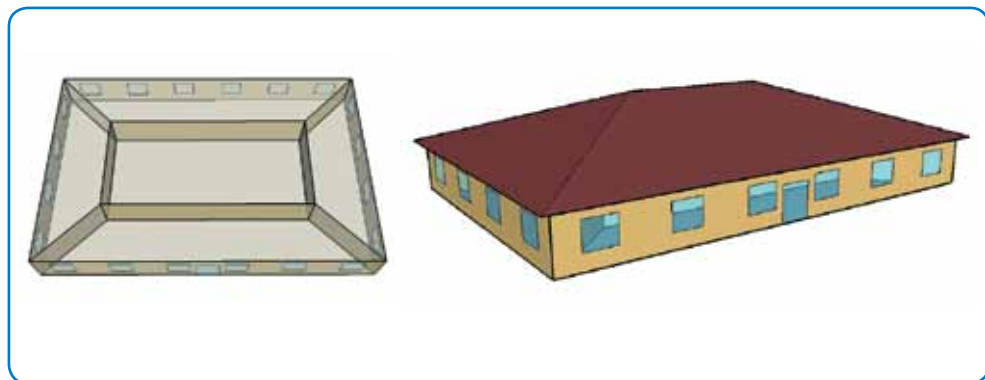


Figura 5.1 Viste dell'edificio (fonte DOE)

5.4.2 Gli impianti di climatizzazione e di produzione dell'energia termica e frigorifera

5.4.2.1 L'impianto di riferimento a tutt'aria

L'impianto di climatizzazione di ogni caso di riferimento è un impianto a tutt'aria a portata d'aria variabile (VAV) con batterie di post-riscaldamento in ciascuna zona termica.

In modalità di riscaldamento, in ciascuna zona termica una cassetta di regolazione della portata d'aria con postriscaldatore di zona consente di modificare la portata e la temperatura dell'aria immessa e di conseguenza seguire la variabilità del carico termico.

In modalità di raffrescamento, l'aria viene trattata sul circuito aeraulico principale a 13 °C e successivamente distribuita nelle varie zone, dove nella cassetta di regolazione ne viene modificata la portata.

È stato impostata una regolazione del termostato dell'impianto di climatizzazione basata su un doppio setpoint con banda morta tra 21 °C (con un set back a 15,6 °C), per riscaldamento, e 25,5 °C (con un set back a 30 °C), per raffrescamento. È stato anche selezionato un controllo del termostato basato sulla temperatura operativa al fine di condurre il confronto tra il sistema ad aria e il sistema radiante. Il termostato misura la temperatura dell'aria e la converte in una temperatura operativa calcolata come media tra la temperatura dell'aria e la temperatura media radiante. Ciò fa sì che si possa simulare un termostato il cui controllo è basato sulla temperatura operativa della zona termica in luogo della temperatura dell'aria della zona termica.

Oltre al termostato, è presente un umidostato che controlla l'umidità relativa della zona interna, attivando l'umidificazione (attraverso un umidificatore a vapore elettrico collocato sul circuito aeraulico principale) quando l'umidità relativa scende al di sotto del 45% ed attivando la deumidificazione (attraverso la batteria di raffrescamento collocata sul circuito aeraulico principale) quando l'umidità relativa sale al di sopra del 60%.

I due circuiti idronici dell'acqua calda e dell'acqua refrigerata sono progettati ad una temperatura rispettivamente di 80 °C e 7 °C. Tali temperature sono state selezionate in maniera da limitare le dimensioni delle batterie di scambio termico e degli scambiatori di calore. Ai circuiti sono asserviti rispettivamente una caldaia a condensazione ed un gruppo frigorifero a compressione di vapore, con compressore centrifugo,

raffreddato ad aria. Le caratteristiche del sistema di produzione dell'energia sono sintetizzate nella tabella 5.1; in questa tabella sono indicate le efficienze nominali dei convertitori, mentre le efficienze reali dipendono dalle condizioni di parzializzazione del carico e di lavoro ad ogni passo di tempo del calcolo.

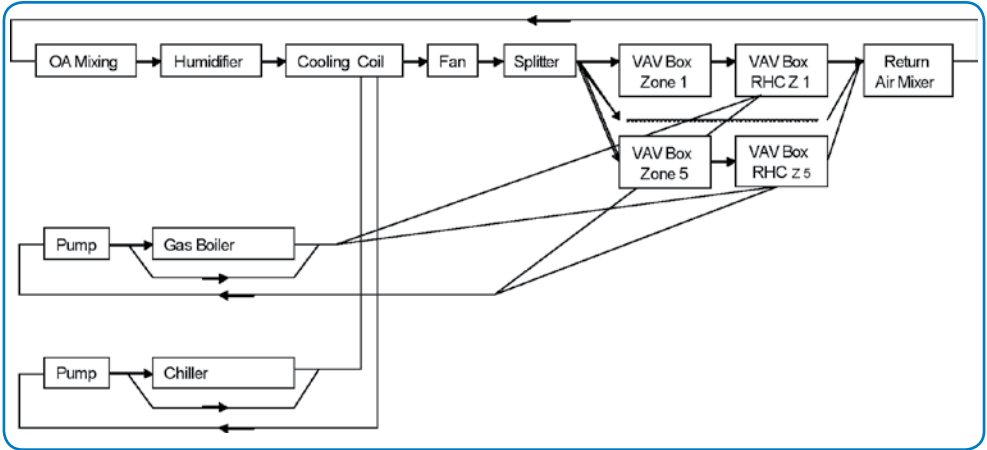


Figura 5.2 Schema dell'impianto di riferimento a tutt'aria

Tabella 5.1 Caratteristiche del sistema di produzione dell'energia per l'impianto di riferimento

	Livello termico	Efficienza nominale
Caldiaia a condensazione	80°C	0.95
Gruppo frigorifero raffreddato ad aria	7°C	3.1

5.4.2.2 L'impianto di riferimento a fan coil

L'impianto radiante è stato confrontato anche con un impianto di riferimento a fan coil (figura 5.3). Ciascuna zona climatizzata è dotata di un ventilconvettore a quattro tubi, modellato per componenti separate (batteria calda, batteria fredda, ventilatore e miscelatore di aria esterna) all'interno del software di simulazione.

La portata di aria esterna è fissata in accordo con le richieste di aria di rinnovo fissate nelle specifiche del modello di edificio di riferimento e uguale in tutti i vari casi simulati.

Analogamente al caso precedente, il termostato è un doppio set point con banda morta tra 21 °C (con un set back a 15,6 °C) per il riscaldamento e 25,5 °C (con un set back a 30 °C) per il raffreddamento.

Anche in questo caso è stato selezionato un controllo basato sulla temperature operative al fine di poter confrontare le prestazioni dell'impianto a fan coil con quelle dell'impianto radiante.

In un impianto a fan coil non c'è la possibilità di fare l'umidificazione dell'aria e di conseguenza l'umidità relativa dell'aria interna durante la stagione di riscaldamento non viene controllata. Durante la stagione di raffreddamento, anche se l'umidità relativa non è controllata meccanicamente (non vi è un umidostato che rileva l'umidità relativa e può attivare una risposta dell'impianto) l'aria – che è una miscela di aria esterna ed aria di ricircolo – è parzialmente deumidificata allorchè passa attraverso la batteria fredda del ventilconvettore.

I due circuiti idronici dell'acqua calda e dell'acqua refrigerata sono dimensionati su temperature rispettivamente di 80 °C e 7 °C. Come precedentemente, queste temperature scaturiscono dalla necessità di limitare le dimensioni delle batterie di scambio termico.

Analogamente all'impianto a tutt'aria, i circuiti idronici sono alimentati rispettivamente da una caldaia a

condensazione per la produzione dell'acqua calda a 80 °C e da un gruppo frigorifero condensato ad aria per la produzione dell'acqua refrigerata a 7 °C.

Le caratteristiche degli impianti di produzione dell'energia sono identiche a quelle indicate nella tabella 5.1; le efficienze medie stagionali di questi convertitori variano a seconda delle reali condizioni di funzionamento nell'impianto a fan coil.

Le portate dei circuiti idronici, le dimensioni delle batterie di scambio termico e dei ventilatori sono auto-dimensionati dal software di simulazione EnergyPlus

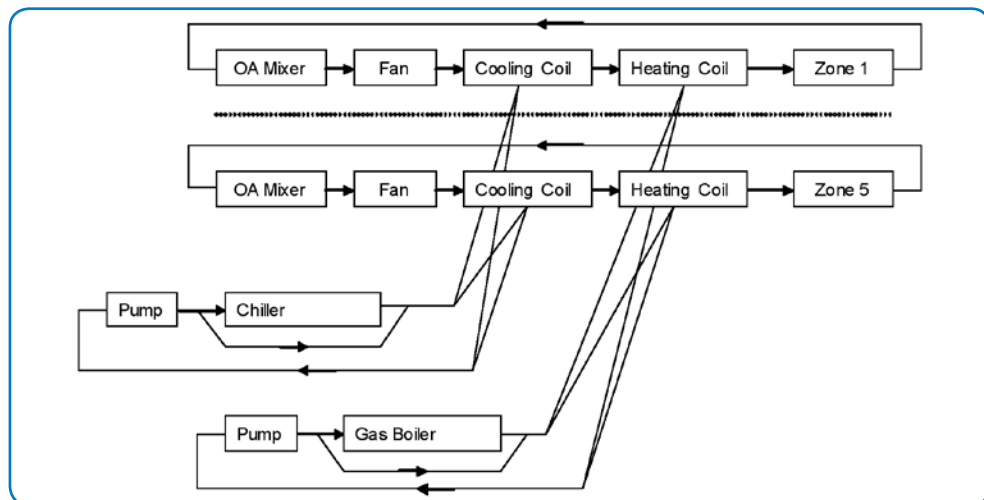


Figura 5.3 Schema dell'impianto di riferimento a fan coil

5.4.2.3 L'impianto radiante a pavimento/soffitto

In questo caso l'impianto di climatizzazione è un pavimento o soffitto (entrambi i casi sono analizzati) radiante riscaldante e raffreddante accoppiato ad un impianto ad aria primaria utilizzato per la ventilazione e la umidificazione/deumidificazione dell'aria (figura 5.4)

I due terminali di impianto, radiante e convettivo, lavorano insieme per climatizzare la zona termica e la priorità di riscaldamento/raffreddamento è assegnata al sistema radiante. I set point impostati per il controllo del termostato sono i medesimi adottati per gli impianti di riferimento.

Il pavimento radiante è realizzato in adiacenza al pavimento esistente, al di sopra di uno strato di isolante termico di 20 cm. Il circuito idronico di diametro pari a 17 mm è contenuto in uno strato di gesso di 3.5 cm di spessore. La finitura del pavimento è in piastrelle ceramiche.

Il soffitto radiante è di 23 mm di spessore, realizzato in uno strato di grafite interposto tra una lastra metallica (verso la zona climatizzata) e un pannello in legno. Le tubazioni sono in PE ed hanno un diametro di 10 mm.

La regolazione di pavimento e soffitto radianti avviene attraverso la variazione della portata d'acqua; la temperatura di ingresso al pannello è fissata a 55 °C in riscaldamento e 18 °C in raffreddamento.

L'impianto ad aria primaria è simile a quello adottato nel caso di riferimento ma lavora a tutta aria esterna e provvede una portata d'aria totale di 0.275 m³/h.

In modalità di raffreddamento dell'impianto di climatizzazione, l'aria primaria può essere fornita a temperature al di sotto del set point interno (25.5 °C) per evitare il dispendio energetico legato al post riscaldamento.

La ragione dell'adozione di un impianto di ventilazione accoppiato all'impianto radiante risiede nelle ne-

cessità di:

- provvedere l'aria di rinnovo all'edificio (si suppone che le finestre non siano apribili, e in ogni caso la ventilazione naturale sarebbe incontrollata);
- controllare l'umidità relativa dell'aria interna, che non è solo importante ai fini del comfort termoisigrometrico degli occupanti, ma essenziale in regime estivo per garantire un funzionamento continuo dell'impianto radiante ed evitare fenomeni di condensazione sulla superficie fredda.

Sono stati considerati tre diversi sistemi di produzione dei fluidi energetici. Il primo (tabella 5.2) è concepito similmente al caso di riferimento: una caldaia a condensazione ed un gruppo frigorifero condensato ad aria sono asserviti ai circuiti dell'acqua calda e refrigerata del pannello radiante a pavimento/soffitto. Questi due convertitori sono diversi rispetto a quelli a servizio dell'impianto a tutt'aria perché sfruttano il beneficio di produrre l'energia termica/frigorifera a temperature moderate, e quindi con efficienze maggiori, sia nel caso della caldaia sia nel caso del gruppo frigorifero.

Un secondo sistema (tabella 5.3) è composto da una pompa di calore geotermica reversibile ad alta efficienza a servizio del riscaldamento e del raffreddamento radiante, con ciò sfruttando non solo i benefici di temperature di lavoro moderate, ma anche di temperature costanti del pozzo termico e della sorgente termica.

Infine, un terzo sistema energetico (tabella 5.4) prevede, rispetto al #2, la possibilità di coprire l'energia frigorifera per raffreddamento attraverso il pavimento/soffitto radiante per mezzo di un free cooling effettuato con acqua di pozzo o di falda.

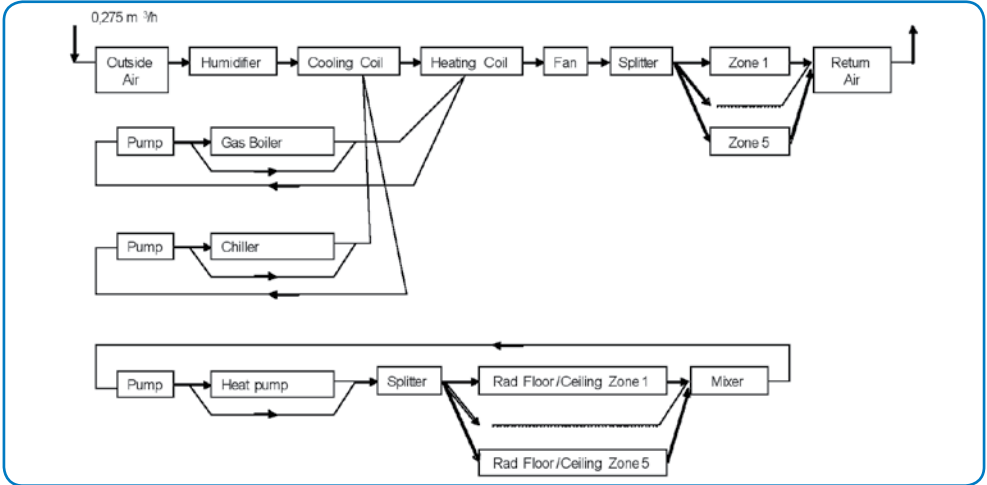


Figura 5.4 Schema dell'impianto radiante accoppiato ad un impianto ad aria primaria (sistema energetico #2)

Tabella 5.2 Caratteristiche del sistema di produzione dell'energia #1

	Livello termico	Efficienza nominale
Caldaia a condensazione	80°C	0.95
Caldaia a condensazione	55°C	1
Gruppo frigorifero raffreddato ad acqua	7°-12°C	3.1
Gruppo frigorifero raffreddato ad acqua	18°C	3.5

Tabella 5.3 Caratteristiche del sistema di produzione dell'energia #2

	Livello termico	Efficienza nominale
Caldia a condensazione	80°C	0.95
Pompa di calore reversibile	55°C	4.05
Gruppo frigorifero raffreddato ad acqua	7°C	3.1
Gruppo frigorifero raffreddato ad acqua	18°C	6.50

Tabella 5.4 Caratteristiche del sistema di produzione dell'energia #3

	Livello termico	Efficienza nominale
Caldia a condensazione	80°C	0.95
Pompa di calore	55°C	4.05
Gruppo frigorifero raffreddato ad acqua	7°C	3.1
Free cooling attraverso acqua di falda	18°C	-

5.4.3 Analisi di comfort termico

Sono state effettuate delle analisi di comfort termico, nel caso della località di Roma, al fine di dimostrare che il livello di qualità del comfort termico ottenuto dai diversi impianti di climatizzazione fosse il medesimo. Ciò non significa che le singole condizioni di comfort termico, né i singoli valori di temperatura dell'aria siano sempre uguali nelle varie simulazioni (a tutt'aria, fan coil, pavimento radiante e soffitto radiante). Infatti solo i set point di temperatura, i relativi profili e tipi di controllo dell'impianto di climatizzazione sono i medesimi, ma il comportamento di ogni impianto, a causa dell'inerzia termica dei terminali di scambio termico, della regolazione delle portate, ecc., è diversa e può portare a diverse temperature dell'aria interna e diversi fabbisogni energetici, specialmente nel caso di un doppio set point con banda morta.

L'analisi di comfort termico effettuata è basata sui valori di temperatura operativa della zona termica centrale dell'edificio. La stagione invernale è fissata dal 15 novembre al 15 marzo; la stagione estiva dal 15 maggio al 15 ottobre. La distribuzione in frequenza (frequency) delle varie classi di temperatura operativa (operative temperature class in ascissa) è riportata nelle figure dalla 5.5 alla 5.12; in queste figure è anche riportata la frequenza cumulata (cumulative frequency) nell'asse secondario.

L'analisi di comfort termico su lungo periodo è stata effettuata secondo la norma europea UNI EN 15251 (Indoor environmental input parameters for design and assessment of energy performance of buildings addressing indoor air quality, thermal environment, lighting and acoustics). Tra le tre categorie di comfort termico che sono definite dalla norma, è stata scelta la categoria II perché i suoi requisiti espressi in funzione del PMV coincidono con i valori adottati nelle precedenti normative (ad es. UNI EN ISO 7730) ed universalmente adottati per la definizione di comfort termico (e.g. $-0.5 < PMV < +0.5$).

Ad ogni categoria è associato un performance index (indice di prestazione) che rappresenta la percentuale dei valori di temperatura operativa, durante le ore di occupazione, che ricadono all'interno del range di accettabilità della categoria. Un ambiente termico appartiene a una certa categoria allorquando il suo performance index è pari a 90% o superiore.

Nelle figure dalla 5.5 alla 5.12 viene riportato il performance index associato alla categoria di comfort termico II (20.0° – 24.0° C per il caso invernale e 23.0° - 26.0° C per il caso estivo).

Dalle analisi di comfort termico svolte, e sintetizzate nelle figure seguenti, si deduce che il livello di comfort termico è uguale tra i vari impianti di climatizzazione analizzati essendo il performance index associato alla categoria di comfort termico II sempre maggiore o uguale al 90%, pur a fronte di distribuzioni in frequenza della temperatura operativa molto diverse tra i vari impianti, soprattutto nel caso invernale.

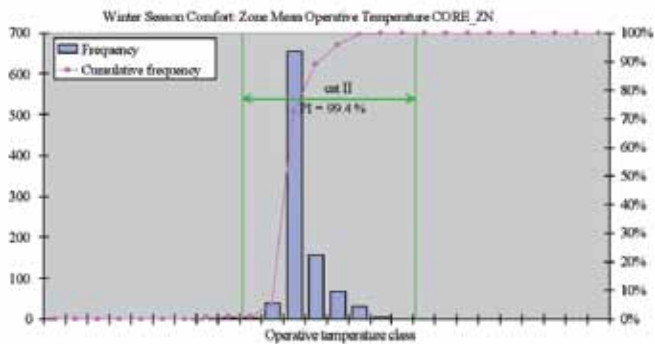


Figura 5.5 Performance index di comfort termico invernale, impianto a tutt'aria, Roma

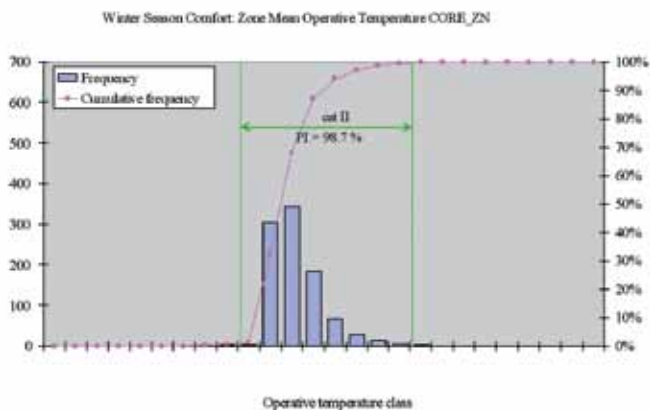


Figura 5.6 Performance index di comfort termico invernale, impianti a fan coil, Roma

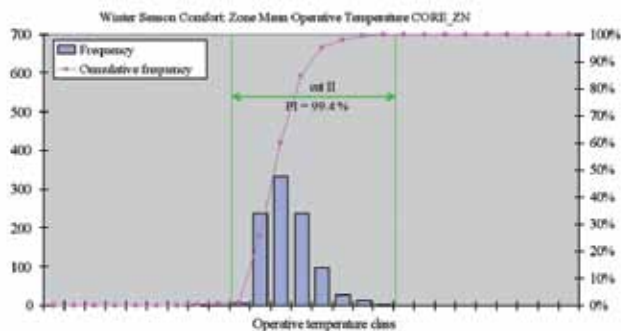


Figura 5.7 Performance index di comfort termico invernale, pavimento radiante, Roma

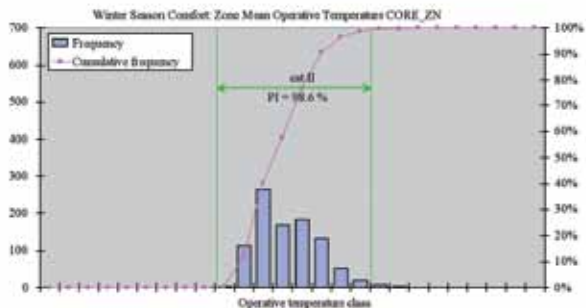


Figura 5.8 Performance index di comfort termico estivo, soffitto radiante, Roma

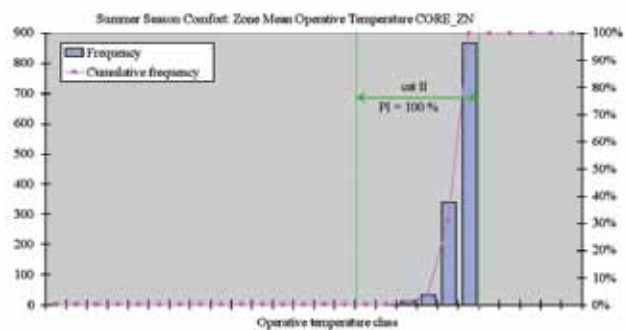


Figura 5.9 Performance index di comfort termico estivo, impianto a tutt'aria, Roma

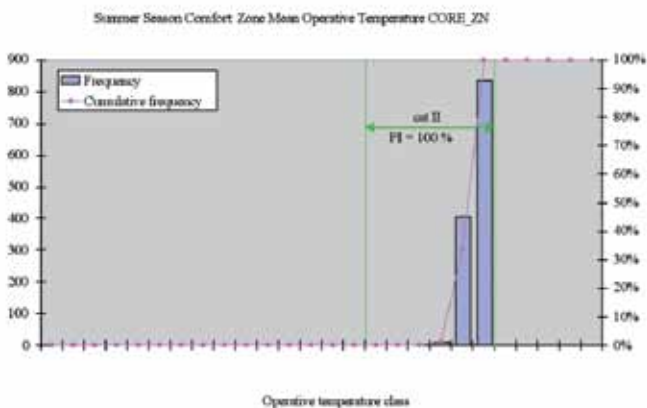


Figura 5.10 Performance index di comfort termico estivo, impianto a fan coil, Roma

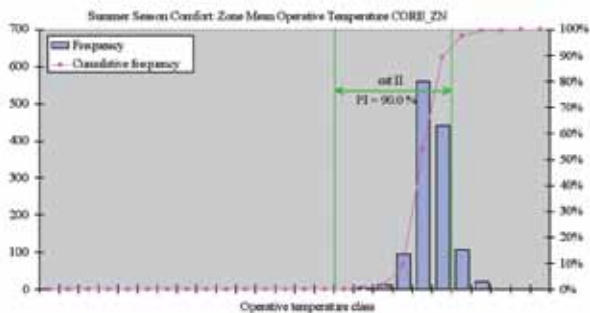


Figura 5.11 Performance index di comfort termico estivo, pavimento radiante, Roma

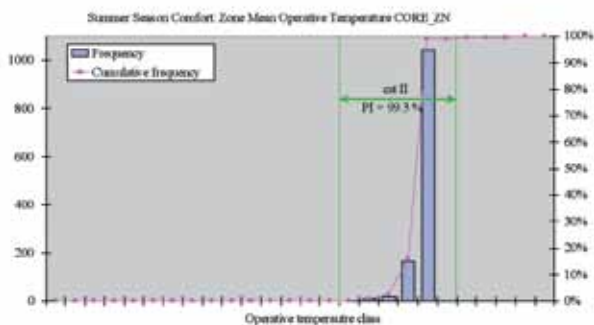


Figura 5.12 Performance index di comfort termico estivo, soffitto radiante, Roma

5.4.4 Analisi energetiche

Verificato che entrambi gli impianti a pavimento e a soffitto radiante garantiscono i medesimi livelli di qualità di comfort termico degli impianti di riferimento a tutt'aria e a fan coil, il confronto tra gli impianti di riferimento e gli impianti radianti è stato effettuato in termini di:

- energia fornita dal sistema di generazione ai terminali di impianto per la climatizzazione;
- energia consumata dal sistema di generazione.

5.4.4.1 Confronto in termini di energia fornita ai terminali di un impianto

Con il termine energia fornita ai terminali di impianto si intende l'energia termica (ai diversi livelli di termici), l'energia frigorifera (ai diversi livelli termici) e l'energia elettrica che sono richieste dai vari componenti dei circuiti aerulici ed idronici (batterie di scambio termico, pompe di circolazione, ventilatori, ecc.) dei diversi impianti di climatizzazione. Queste quantità sono riportate in dettaglio per i casi di Roma, Francoforte, Londra e Madrid nelle tabelle 5.5, 5.6, 5.8, 5.9, 5.11, 5.12, 5.14 e 5.15.

Un confronto grafico tra queste quantità è effettuato nei grafici a barre, in cui è riportata la sommatoria dell'energia fornita ai terminali di impianto, divisa per i metri quadri di superficie climatizzata e perciò espressa in kWh/m², per:

- energia termica (a 80 °C) per riscaldamento dell'aria (air heating);
- energia frigorifera (a 7 °C) per raffreddamento dell'aria e deumidificazione (air cooling and dehumidification);
- energia elettrica per movimentazione dei fluidi (electricity for air and water loops);
- energia termica (a 45 °C) per riscaldamento radiante (radiant heating);
- energia frigorifera (a 18 °C) per raffrescamento radiante (radiant cooling);
- energia elettrica per umidificazione dell'aria (electricity for humidification).

Le tabelle 5.6, 5.9, 5.12, e 5.15 riportano le medesime energie espresse in valore assoluto e con l'indicazione dei relativi livelli termici. Rispetto all'impianto a tutt'aria, l'impianto radiante per la località di Roma mostra minori energie richieste per movimentazione dei fluidi (pompe e ventilatori). Mentre l'energia termica per riscaldamento è cresciuta, si può ottenere con il pannello radiante una riduzione dell'ordine dell'11% e del 15%, rispettivamente per impianto a pavimento o a soffitto, nell'energia frigorifera per climatizzazione. L'impianto a fan coil ha in generale una richiesta energetica uguale (casi di Roma e Francoforte) o inferiore all'impianto a tutt'aria (casi di Roma e Madrid). Quest'ultimo caso avviene nei climi caldi, in cui l'energia per raffrescamento è maggiore di quella per riscaldamento, a causa del fatto che il fan coil provvede solo ad una parziale deumidificazione dell'aria esterna, contrariamente a quanto avviene nell'impianto ad aria.

Quest'aspetto deve essere tenuto in considerazione anche allorché si confronta l'energia richiesta dai fan coil con l'energia richiesta dai pannelli radianti. Nuovamente, ciò è particolarmente evidente nei climi più caldi (si prenda ad esempio il caso di Roma) in cui la richiesta di energia per raffrescamento e deumidificazione è più grande rispetto a quella dei climi freddi. In generale, l'assenza dell'umidificazione dell'aria nella stagione di riscaldamento è una delle ragioni di una richiesta di energia generalmente minore nel caso del fan coil. Il confronto tra pannello radiante a pavimento e a soffitto mostra come la richiesta energetica del soffitto radiante sia minore a causa della minore inerzia termica del terminale di impianto, la qual cosa permette un controllo più fine della temperatura, minimizzando i surriscaldamenti e i sottoraffreddamenti e i relativi dispendi energetici.

Ciò è particolarmente importante nel caso di climi in cui il raffrescamento ha un peso rilevante (ad esempio Madrid). Considerazioni simili possono essere fatte per le altre località. Pavimento e soffitto radiante presen-

tano anche una generale diminuzione delle richieste di energia elettrica per movimentazione dei fluidi rispetto alle altre tipologie di impianto.

5.4.4.2 Confronto in termini di energia consumata, energia primaria ed emissione di CO₂

Nelle tabelle 5.7, 5.10, 5.13 e 5.16 l'energia consumata (gas naturale ed elettricità), l'energia primaria, il costo per l'acquisto delle fonti energetiche e le emissioni di anidride carbonica sono riportate per le medesime località di cui è riportato il confronto in termini di energia fornita ai terminali di impianto. Per ogni indicatore, la riduzione percentuale che si ottiene con pavimento radiante e soffitto radiante rispetto ai due sistemi di riferimento è altresì riportata. Nel caso di pavimento e soffitto radiante sono considerati i tre diversi sistemi di produzione dell'energia (# 1, 2 e 3) illustrati al paragrafo 5.4.2.3.

Sinteticamente, il sistema energetico # 1 è analogo a quello adottato nel caso di riferimento ma sfrutta i benefici di una temperatura moderata dei fluidi di lavoro della caldaia a condensazione e del gruppo frigorifero condensato ad aria. Il sistema energetico #2 è dotato di una pompa di calore geotermica reversibile ad alta efficienza che viene utilizzata per il riscaldamento e raffrescamento attraverso i pannelli radianti, con ciò sfruttando non solo i benefici del sistema #1 ma anche valori costanti del pozzo e sorgente termici della pompa di calore/macchina frigorifera. Il sistema energetico #3 è simile al #2 ma copre l'energia per raffrescamento attraverso i pannelli radianti per mezzo di un free cooling con acqua di pozzo o di falda.

Le riduzioni di tutti e tre gli indicatori sono molto significative (fino al 60% nel caso di soffitto radiante), non solo per effetto di una maggiore efficienza del sistema energetico installato, ma anche per una riduzione dell'energia fornita alla tipologia di terminale di impianto. Da una visione sui risultati di tutte le località (paragrafo 5.4.6), queste riduzioni variano in funzione dei fattori di pesatura assunti per l'elettricità (nota 1). Nel caso del soffitto radiante, le riduzioni sono più elevate perché, rispetto alle altre tipologie di impianto, vi è anche una riduzione dell'energia fornita al terminale di impianto stesso.

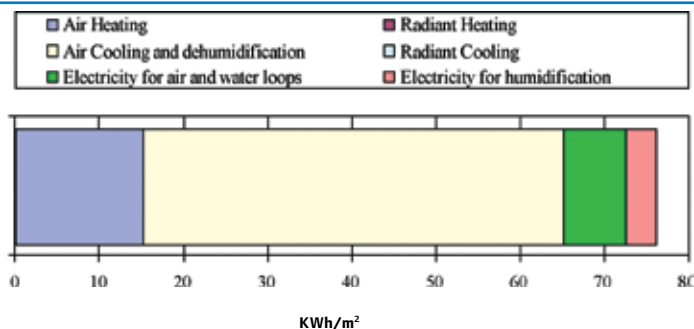
¹I fattori di energia primaria assunti valgono: per il gas naturale 1; per l'elettricità: 2.17 in Italia, 2.3 in Spagna, 2.55 in Gran Bretagna e Germania, 2.25 in Finlandia, 2.50 in Grecia, 3.2 in Russia. I costi delle fonti energetiche sono stati assunti pari a 0.07 €/kWh per il gas naturale, 0.16 €/kWh per l'elettricità.

Le emissioni di anidride carbonica sono assunte pari a: per il gas naturale 201 kg/MWh, per l'elettricità 460 kg/MWh in Italia, 500 kg/MWh in Spagna, 570 kg/MWh in Gran Bretagna, 650 kg/MWh in Germania, 500 kg/MWh in Finlandia, 900 kg/MWh in Grecia, 780 kg/MWh in Russia.

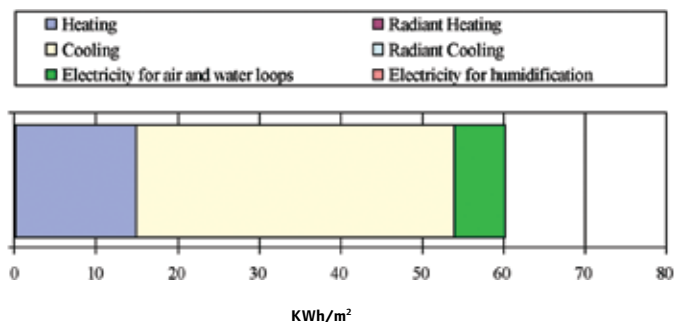
I fattori di energia primaria e i fattori di emissione di anidride carbonica adottati sono tratti da R. Hastings, M. Wall (a cura di), Sustainable solar housing, Earthscan, Sterling (UK), 2007, Appendice 2.

Tabella 5.5 Roma

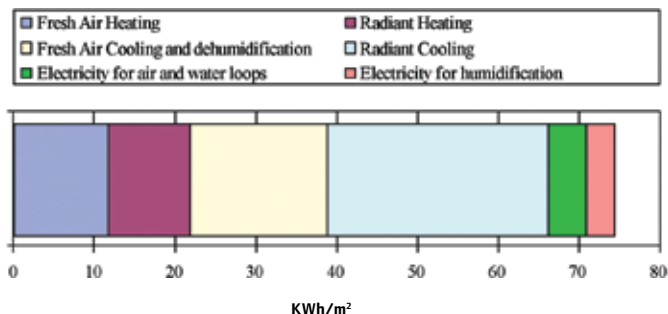
Impianto a tutt'aria



Impianto a fancoil



Pavimento radiante



Soffitto radiante

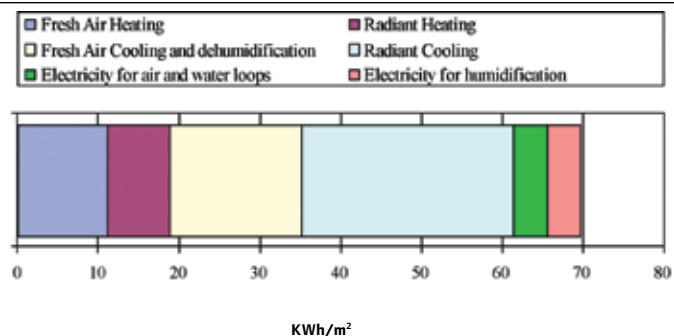


Tabella 5.6 Roma

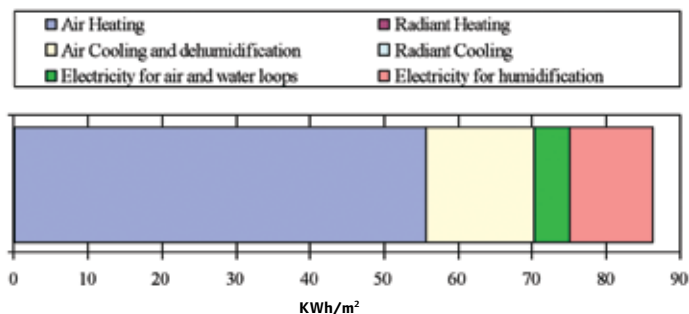
Energia fornita ai terminali di impianto [kWh]	Impianto a tutt'aria	Impianto a fan coil	Pavimento radiante	Soffitto radiante
Energia termica per riscaldamento dell'aria (80°C)	7759	7560	5979	5630
Energia termica per riscaldamento radiante (55°C)	0	0	5142	3948
Energia frigorifera per raffreddamento dell'aria e deumificazione(7°C)	25561	19963	8733	8345
Energia frigorifera per raffrescamento radiante(18°C)	0	0	14003	13395
Elettricità per movimentazione dei fluidi	3748	3192	2348	2206
Elettricità per umidificazione dell'aria	1847	0	1833	2058

Tabella 5.7 Roma

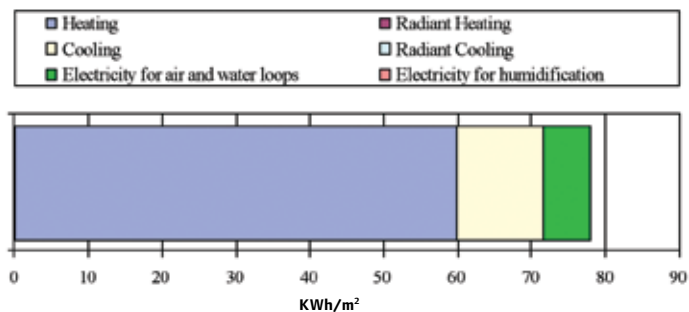
Tipologia di impianto		Fonti energetiche [kWh]		Energia Primaria [kWh]	Costi energetici [€]	Emissioni CO ₂ [kgCO ₂]
Tutt'aria (riferimento)		Gas naturale	8094	8094	566.58	1627
		Elettricità	24103	52304	3856.48	11087
		Totale		60398	4989.64	12714
Fan coil (riferimento)		Gas naturale	7872	7872	551.04	1582
		Elettricità	22092	47940	3534.72	10162
		Totale		55812	4085.76	11744
Pavimento radiante	Sistema primario #1	Gas naturale	10816			
		Elettricità	12122			
		Totale		37120	2696.61	7750
		Rispetto a tutt'aria		- 39%	- 46%	- 39%
		Rispetto a fan coil		- 33%	- 34%	- 34%
	Sistema primario #2	Gas naturale	5920			
		Elettricità	11169			
		Totale		30157	2201.50	6328
		Rispetto a tutt'aria		- 50%	- 56%	- 50%
		Rispetto a fan coil		- 46%	- 46%	- 46%
	Sistema primario #3	Gas naturale	5920			
		Elettricità	8709			
		Totale		24818	1807.79	5196
		Rispetto a tutt'aria		- 59%	- 64%	- 59%
		Rispetto a fan coil		- 56%	- 56%	- 56%
Soffitto radiante	Sistema primario #1	Gas naturale	9334			
		Elettricità	12036			
		Totale		35510	2583.44	7413
		Rispetto a tutt'aria		- 41%	- 48%	- 42%
		Rispetto a fan coil		- 36%	- 37%	- 37%
	Sistema primario #2	Gas naturale	5574			
		Elettricità	10912			
		Totale		29254	2136.19	6140
		Rispetto a tutt'aria		- 52%	- 57%	- 52%
		Rispetto a fan coil		- 48%	- 48%	- 48%
	Sistema primario #3	Gas naturale	5574			
		Elettricità	8564			
		Totale		24158	1760.42	5060
		Rispetto a tutt'aria		- 60%	- 65%	- 60%
		Rispetto a fan coil		- 57%	- 57%	- 57%

Tabella 5.8 Francoforte

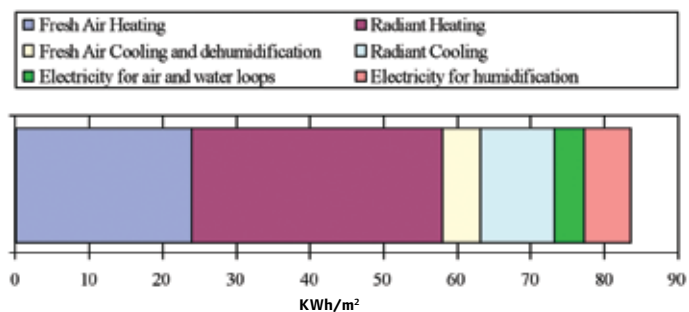
Impianto a tutt'aria



Impianto a fancoil



Pavimento radiante



Soffitto radiante

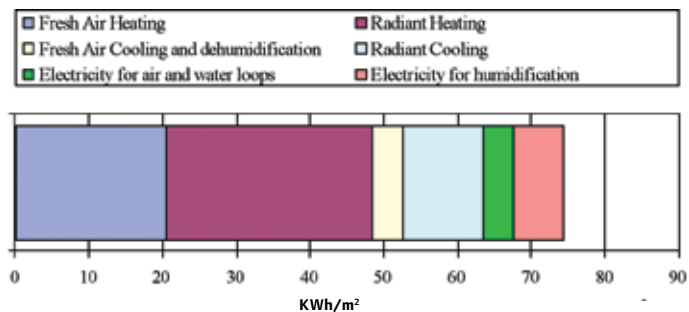


Tabella 5.9 Francoforte

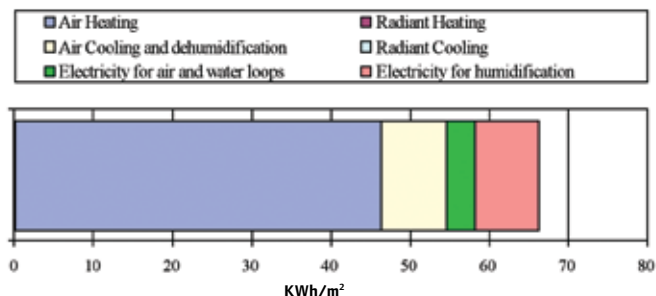
Energia fornita [kWh]	Impianto a tutt'aria	Impianto a fan coil	Pavimento radiante	Soffitto radiante
Energia termica per il riscaldamento dell'aria (80°C)	28394	30567	12199	10453
Energia termica per il riscaldamento radiante (55°C)	0	0	17435	14242
Energia frigorifera per raffreddamento dell'aria e demudificazione (7°C)	7479	6018	2599	2146
Energia frigorifera per raffrescamento radiante (18°C)	0	0	5109	5552
Elettricità per movimentazione dei fluidi	2431	3187	2137	2061
Elettricità per umidificazione dell'aria	5757	0	3170	3541

Tabella 5.10 Francoforte

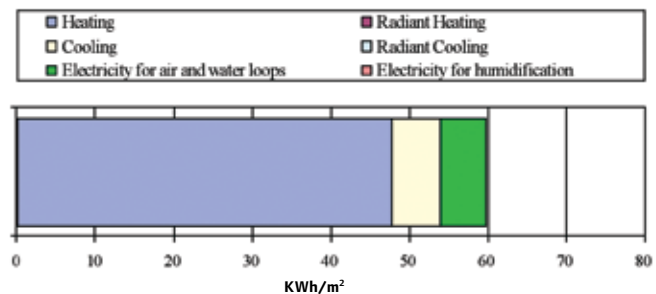
Tipologia di impianto		Fonti energetiche [kWh]		Energia primaria [kWh]	Costi energetici [€]	Emissioni di CO ₂ [kgCO ₂]
Tutt'aria (riferimento)		Gas naturale	29717	29717	1783.02	5973
		Elettricità	18791	47917	3006.56	12214
		Totale		77634	4789.58	18187
Fan coil (riferimento)		Gas naturale	31975	31975	2238.25	6427
		Electricità	13357	34060	2137.12	8682
		Totale		66035	4375.37	15109
Pavi- mento radiante	Sistema primario #1	Gas naturale	28842			
		Elettricità	8234			
		Totale				
		Rispetto a tutt'aria		- 36%	- 30%	- 39%
		Rispetto a fan coil		- 25%	- 24%	- 26%
	Sistema primario #2	Gas naturale	12237			
		Elettricità	11729			
		Totale				
		Rispetto a tutt'aria		- 46%	- 43%	- 45%
		Rispetto a fan coil		- 36%	- 38%	- 33%
	Sistema primario #3	Gas naturale	12237			
		Elettricità	10664			
		Totale				
		Rispetto a tutt'aria		- 49%	- 47%	- 48%
		Rispetto a fan coil		- 40%	- 41%	- 38%
Soffitto radiante	Sistema primario #1	Gas naturale	24049			
		Elettricità	8436			
		Totale				
		Rispetto a tutt'aria		- 45%	- 37%	- 43%
		Rispetto a fan coil		- 36%	- 31%	- 32%
	Sistema primario #2	Gas naturale	10486			
		Elettricità	11071			
		Totale				
		Rispetto a tutt'aria		- 50%	- 48%	- 49%
		Rispetto a fan coil		- 41%	- 43%	- 38%
	Sistema primario #3	Gas naturale	10486			
		Elettricità	9948			
		Totale				
		Rispetto a tutt'aria		- 54%	- 51%	- 53%
		Rispetto a fan coil		- 46%	- 47%	- 43%

Tabella 5.11 Londra

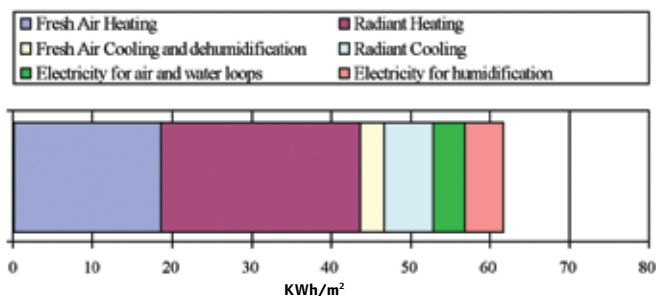
Impianto a tutt'aria



Impianto a fanc oil



Pavimento radiante



Soffitto radiante

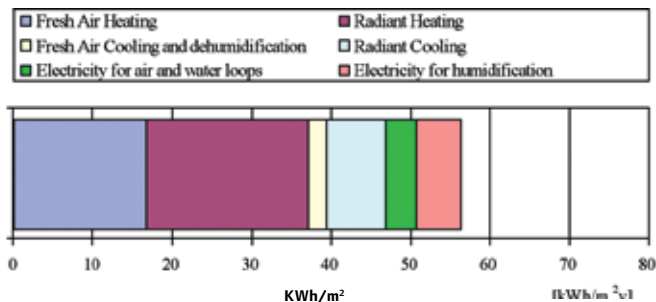


Tabella 5.12 Londra

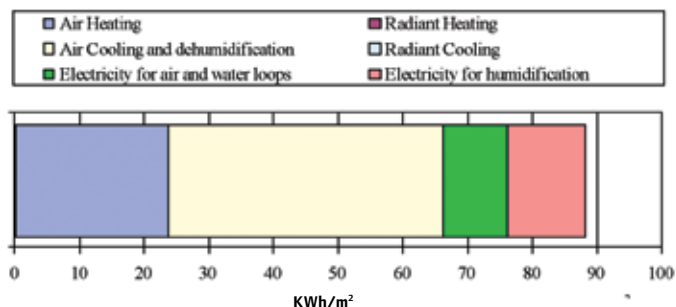
Energia fornita [kWh]	Impianto a tutt'aria	Impianto a fan coil	Pavimento radiante	Pavimento radiante
Energia termica per il riscaldamento dell'aria (80°C)	23671	24386	9457	8552
Energia termica per riscaldamento radiante (55°C)	0	0	12808	10428
Energia frigorifera per raffreddamento dell'aria e deumidificazione (7°C)	4163	3201	1541	1147
Energia frigorifera per raffrescamento radiante (18°C)	0	0	3176	3780
Elettricità per movimentazione dei fluidi	1890	2923	2059	2011
Elettricità per umidificazione dell'aria	4109	0	2481	2901

Tabella 5.13 Londra

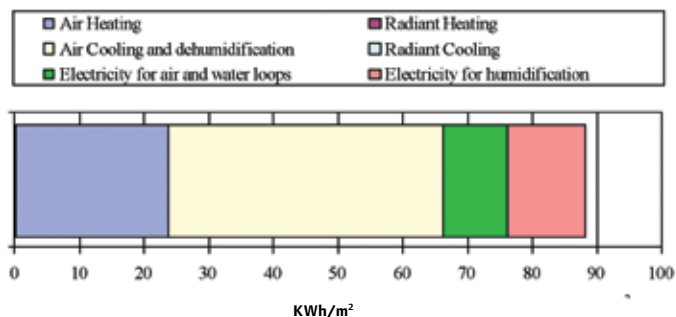
Tipologia di impianto		Fonti energetiche [kWh]		Energia Primaria [kWh]	Costi energetici [€]	Emissioni di CO ₂ [kgCO ₂]
Tutt'aria (riferimento)		Gas naturale	24769	24769	1486.14	4979
		Elettricità	13446	34287	2151.36	7664
		Totale		59056	3637.75	12643
Fan coil (riferimento)		Gas naturale	25461	25461	1782.27	5118
		Elettricità	10040	25602	1606.40	5723
		Totale		51063	3388.67	10841
Pavimento radiante	Sistema primario #1	Gas naturale	22590			
		Elettricità	6445			
		Totale		39025	2612.53	8214
		Rispetto al tutt'aria		- 34%	- 28%	- 35%
		Rispetto al fan coil		- 24%	- 23%	- 24%
	Sistema primario #2	Gas naturale	10392			
		Elettricità	9104			
		Totale		33607	2184.04	7278
		Rispetto al tutt'aria		- 43%	- 40%	- 42%
		Rispetto al fan coil		- 34%	- 36%	- 33%
	Sistema primario #3	Gas naturale	10392			
		Elettricità	8346			
		Totale		31676	2062.89	6846
		Rispetto al tutt'aria		- 46%	- 43%	- 46%
		Rispetto al fan coil		- 38%	- 39%	- 37%
Soffitto radiante	Sistema primario #1	Gas naturale	18933			
		Elettricità	6843			
		Totale		33782	2420.19	7706
		Rispetto al tutt'aria		- 43%	- 33%	- 39%
		Rispetto al fan coil		- 38%	- 29%	- 29%
	Sistema primario #2	Gas naturale	9002			
		Elettricità	8818			
		Totale		31488	2041.00	6836
		Rispetto al tutt'aria		- 47%	- 44%	- 46%
		Rispetto al fan coil		- 38%	- 40%	- 37%
	Sistema primario #3	Gas naturale	9002			
		Elettricità	7974			
		Totale		29336	1905.98	6355
		Rispetto al tutt'aria		- 50%	- 48%	- 50%
		Rispetto al fan coil		- 43%	- 44%	- 41%

Tabella 5.14 Madrid

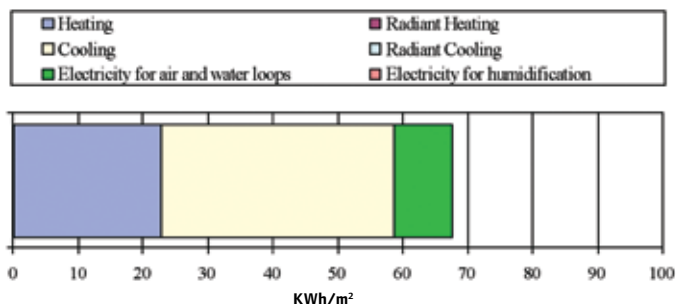
Impianto a tutt'aria



Impianto a fanci oil



Pavimento radiante



Soffitto radiante

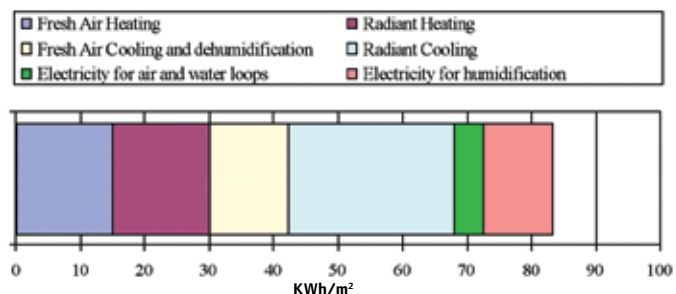


Tabella 5.15 Madrid

Energia fornita [kWh]	Impianto a tutt'aria	Impianto a fan coil	Pavimento radiante	Soffitto radiante
Energia termica per riscaldamento dell'aria (80°C)	12049	11592	7599	6932
Energia termica per riscaldamento radiante (55°C)	0	0	7700	6055
Energia frigorifera per raffreddamento dell'aria e deumificazione (7°C)	21728	18344	6252	5244
Energia frigorifera per raffrescamento radiante (18°C)	0	0	13099	12946
Elettricità per movimentazione dei fluidi	5104	4555	2402	2224
Elettricità per umidificazione	6124	0	5421	5398

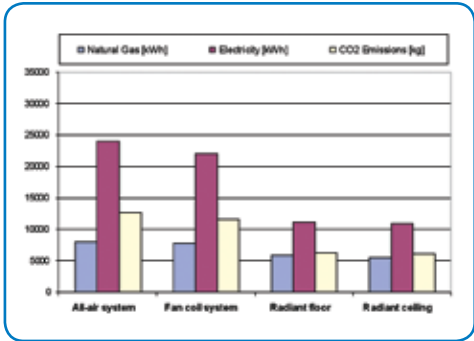
Tabella 5.16 Madrid

Tipologia di impianto		Fonti energetiche [kWh]		Energia Primaria [kWh]	Costi energetici [€]	Emissioni di CO ₂ [kgCO ₂]
Tutt'aria (riferimento)		Gas naturale	12572	12572	754.32	2527
		Elettricità	33939	78060	5430.24	16970
		Totale		90632	6184.56	19497
Fan coil (riferimento)		Gas naturale	12076	12076	845.32	2427
		Elettricità	27467	63174	4394.72	13734
		Totale		75250	5240.04	16161
Pavi- mento radiante	Sistema primario #1	Gas naturale	15698			
		Elettricità	15371			
		Totale				
		Rispetto al tutt'aria		- 44%	- 42%	- 44%
		Rispetto al fan coil		- 32%	- 32%	- 33%
	Sistema primario #2	Gas naturale	7999			
		Elettricità	15194			
		Totale				
		Rispetto a tutt'aria		- 53%	- 52%	- 53%
		Rispetto al fan coil		- 43%	- 43%	- 43%
	Sistema primario #3	Gas naturale	7999			
		Elettricità	12865			
		Totale				
		Rispetto a tutt'aria		- 59%	- 58%	- 59%
		Rispetto al fan coil		- 50%	- 50%	- 50%
Soffitto radiante	Sistema primario #1	Gas naturale	13361			
		Elettricità	14556			
		Totale				
		Rispetto a tutt'aria		- 48%	- 47%	- 49%
		Rispetto al fan coil		- 38%	- 38%	- 38%
	Sistema primario #2	Gas naturale	7296			
		Elettricità	14000			
		Totale				
		Rispetto a tutt'aria		- 56%	- 56%	- 57%
		CRispetto al fan coil		- 48%	- 48%	- 48%
	Sistema primario #3	Gas naturale	7296			
		Elettricità	11718			
		Totale				
		Rispetto a tutt'aria		- 62%	- 61%	- 62%
		Rispetto al fan coil		- 54%	- 54%	- 55%

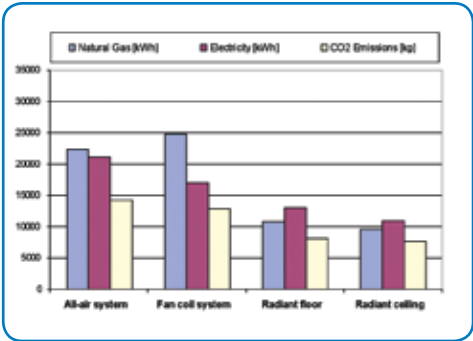
5.4.5 Sintesi dei risultati

In questa sezione i risultati sono riportati in termini di consumi energetici ed emissioni di CO₂ per tutte le località analizzate. Da questi dati è possibile dedurre che l’adozione di un impianto radiante e di un appropriato sistema energetico, porta sempre ad una riduzione nel consumo di fonti energetiche, nei costi per l’acquisto delle fonti e nelle emissioni di anidride carbonica, rispetto ad un impianto a tutt’aria. Le riduzioni maggiori di emissioni di anidride carbonica si ottengono in quei climi in cui l’energia per raffrescamento è maggiore di quella per riscaldamento. Nei climi freddi, viceversa, le riduzioni sono minori anche se pur sempre dell’ordine del 20-30 %.

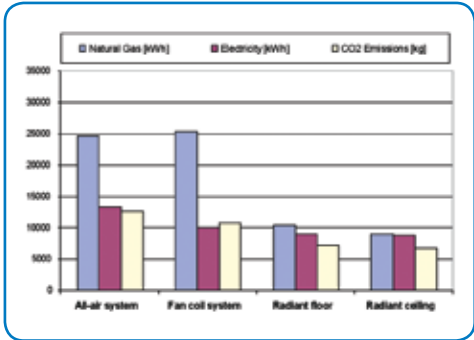
Considerazioni simili possono essere tratte dal confronto tra la prestazione dei sistemi radianti e quella degli impianti a fan coil. Dal momento che quest’ultimo ha una richiesta di energia elettrica minore di quella di un impianto a tutt’aria in tutti i casi (la riduzione maggiore s ha nel caso di Madrid), i risparmi in fonti energetiche ed emissioni di CO₂ che si possono raggiungere attraverso un sistema radiante sono minori di quelle che si ottengono rispetto ad un impianto a tutt’aria, ma ancora dell’ordine del 30% o più.



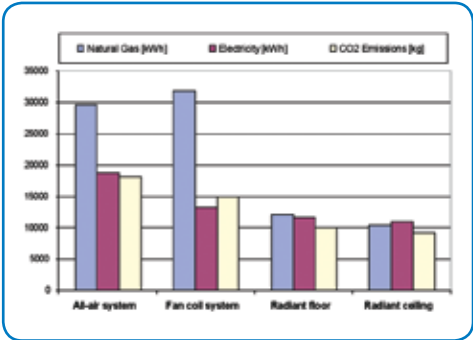
Roma



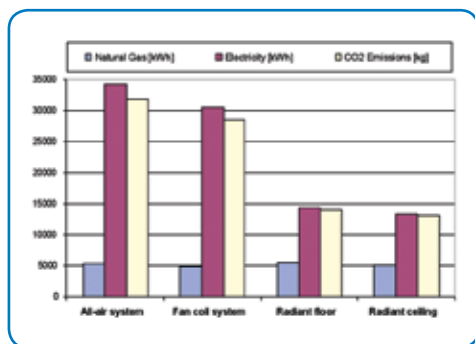
Milano



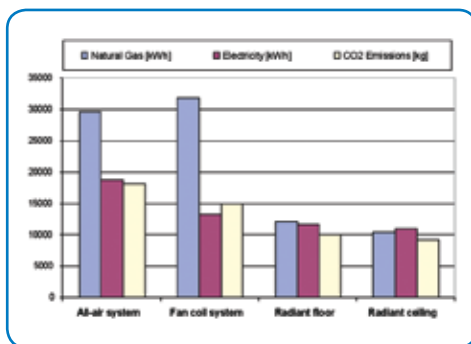
Londra



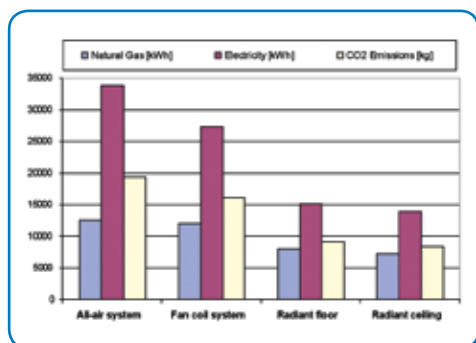
Francoforte



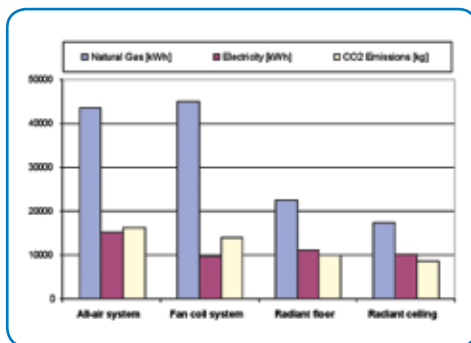
Madrid



Atene



Helsinki



Mosca

Nota: in questi grafici i pannelli radianti a pavimento e a soffitto sono accoppiati a sistemi energetici del tipo #2

5.5 Il caso studio edificio residenziale monofamiliare

5.5.1 Il modello di edificio

La simulazione è stata condotta su un tipico edificio residenziale monofamiliare, ovvero una casa familiare di due piani, costituita da due differenti zone termiche (il piano terra ed il primo piano). L'area totale riscaldata è di 87 m², mentre il volume totale riscaldato è di 282 m³; i vettori energetici a disposizione sono gas naturale ed elettricità. I carichi interni legati alla presenza di apparecchiature elettriche e all'occupazione sono stati quantificati in 2.5 W/m², valore costante durante l'intero anno; la ventilazione con aria esterna è supposta costante durante tutto il giorno, la portata è fissata a 0.018 m³/s al piano terra e 0.021 m³/s al primo piano.

Lo scopo della simulazione è mostrare come varia la domanda di energia termica confrontando un sistema di riscaldamento tradizionale a radiatori ed un sistema a pannelli radianti a bassa temperatura. La tabella 1 mostra i valori di trasmittanza termica dei principali componenti di involucro.

Figura 5.13 Caratteristiche termofisiche dell'involucro

	Trasmittanza termica	
Pareti esterne	0.33	W/m²K
Tetto	0.66	W/m²K
Solaio su terreno	0.21	W/m²K
Finestre	1.52	W/m²K

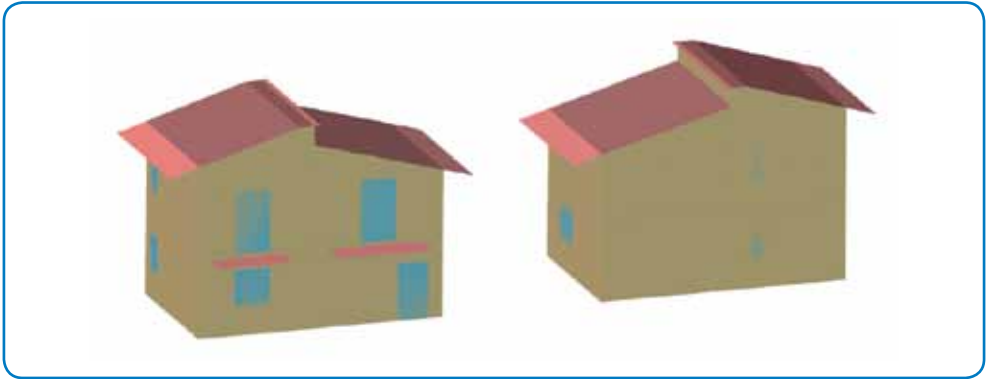


Figure 5.14 Viste dell'edificio

5.5.2 Gli impianti di climatizzazione e di produzione dell'energia termica e frigorifera

Le simulazioni sono state condotte al fine di confrontare, in termini di consumi di energia primaria e di emissioni di anidride carbonica, un impianto di riscaldamento tradizionale a radiatori ed un impianto di riscaldamento a pavimento radiante funzionante a bassa temperatura nello stesso edificio.

5.5.2.1 Impianto di riferimento

Il primo impianto è costituito da un singolo circuito idronico che fornisce acqua calda ad una serie di radiatori a battiscopa (basebord heaters). L'acqua viene scaldata fino ad una temperatura di 80°C da una caldaia tradizionale a gas, la quale ha un rendimento termico del 95%. L'unico ausiliare elettrico incluso nel sistema è una pompa di circolazione.

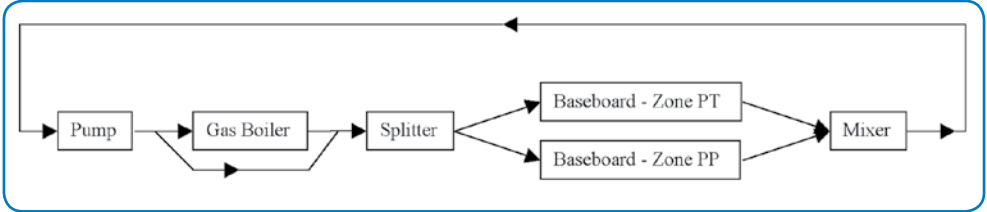


Figura 5.15 Schema a blocchi dell'impianto di riferimento

5.5.2.2 Impianto a pannelli radianti

Anche il secondo impianto consiste in un singolo circuito idronico. Una caldaia a condensazione alimentata a gas fornisce acqua calda ad una temperatura di 50 °C ad un sistema a pannelli radianti a pavimento a bassa temperatura a portata variabile. Il pavimento radiante del piano terra è stato supposto sovrapposto ad uno strato di isolante di spessore pari 16 cm, mentre il primo piano ha uno strato di isolante di soli 8 cm.

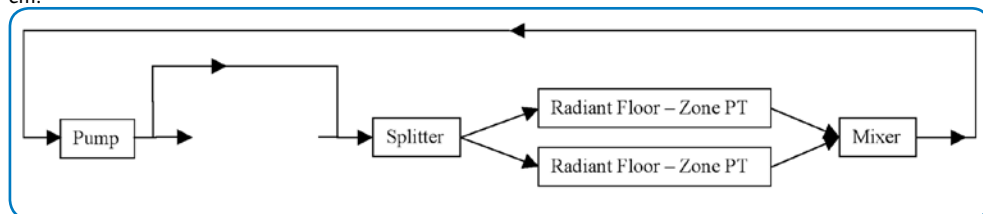


Figura 5.16 Schema a blocchi dell'impianto a pannelli radianti

5.5.3 Analisi di comfort termico

Come per il caso studio precedente, è stata condotta un'analisi del comfort termico al fine di verificare che entrambi gli impianti di riscaldamento siano in grado di fornire lo stesso livello di comfort termico in entrambe le zone, nonostante le condizioni operative e le temperature di set point siano differenti.

Inoltre sono state adottate diverse strategie di regolazione al fine di ottenere dei confronti realistici tra località caratterizzate da condizioni climatiche molto diverse tra loro, sempre assicurando la verifica delle condizioni di comfort.

Nelle figure 5.17 e 5.18 vengono mostrati, a titolo di esempio, i risultati dell'analisi di comfort per il piano terra dell'edificio in questione localizzato a Roma: nonostante le distribuzioni di temperatura siano simili ma non identiche il performance index di comfort termico è pari a 100% in entrambi i casi.

Questa condizione di equivalente livello di qualità dell'ambiente termico giustifica il confronto tra le prestazioni energetiche delle due tipologie impiantistiche attraverso una simulazione dinamica.

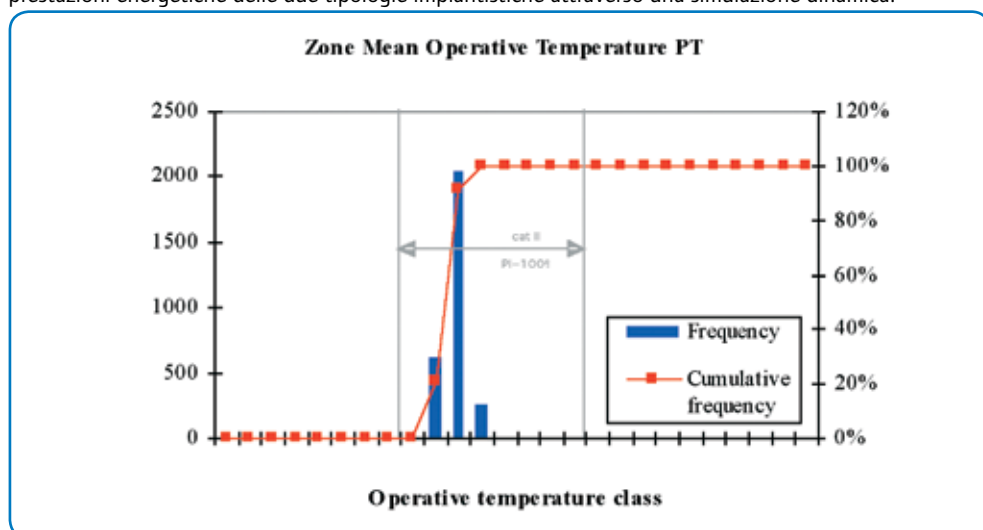


Figura 5.17 Distribuzione di temperatura operativa (zona piano terra) e performance index dell'impianto di riferimento, Roma

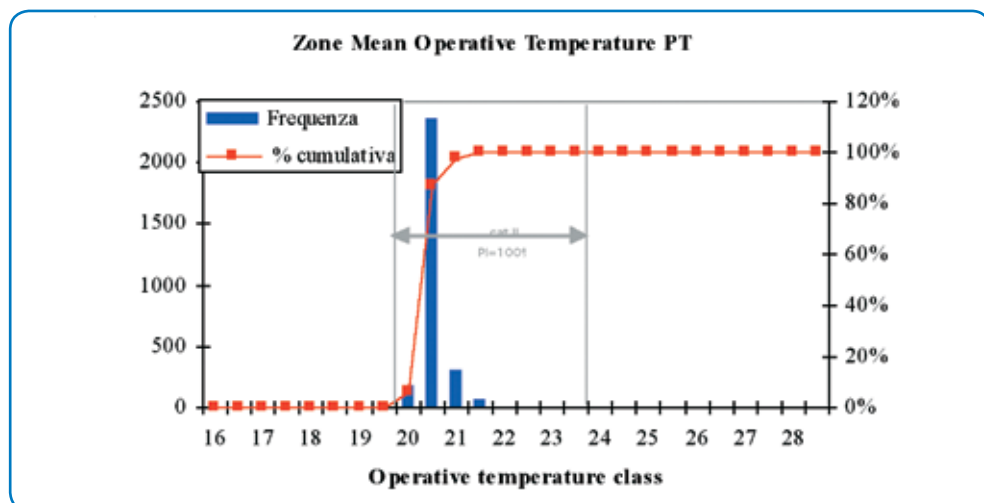


Figura 5.18 Distribuzione di temperatura operativa (zona piano terra) e performance index dell'impianto a pannelli radianti, Roma

5.5. 4 Analisi energetiche

Come per il caso studio precedente, è stato effettuato un confronto tra i due impianti in termini di energia fornita ai terminali di impianto ed energia primaria.

5.5.4.1 Confronto in termini di energia fornita ai terminali di impianto

L'energia fornita ai terminali di impianto dal sistema di generazione dell'energia considera in questo caso semplificato solo l'energia termica fornita dal generatore di calore e l'energia elettrica necessaria all'attivazione delle pompe di circolazione per la movimentazione dell'acqua calda.

Le simulazioni sono state condotte in otto differenti città europee: alcuni esempi sono riportati nelle seguenti tabelle 5.17, 5.19, 5.21 e 5.23 per Roma, Francoforte, Londra e Madrid. In tutti i casi il consumo elettrico relativo alla circolazione del fluido è molto limitato, come prevedibile.

Le città situate in zone geografiche con climi molto freddi mostrano dei valori più elevati di energia fornita al terminale di impianto nel sistema radiante a bassa temperatura; tale comportamento è causato principalmente dall'effetto della regolazione nelle mezze stagioni.

5.5.4.2 Confronto in termini di energia consumata, energia primaria ed emissioni di CO₂

Alcuni risultati interessanti sono stati ottenuti confrontando l'energia consumata in sito (gas naturale ed energia elettrica), l'energia primaria, il costo delle fonti energetiche acquistate e le emissioni di anidride carbonica relativamente ai due sistemi in diverse località.

I risultati sono presentati nelle tabelle 5.18, 5.20, 5.22 e 5.24, anche in termini di riduzione percentuale. Il risultato più evidente è che i consumi di energia primaria relativi al sistema radiante a bassa temperatura sono sempre inferiori a quelli relativi all'impianto tradizionale; di conseguenza l'installazione del primo tipo di impianto, accoppiato ad una caldaia a condensazione ad alta efficienza, permette una riduzione dei costi energetici e delle emissioni di anidride carbonica che raggiunge il 20% a Roma e Madrid.

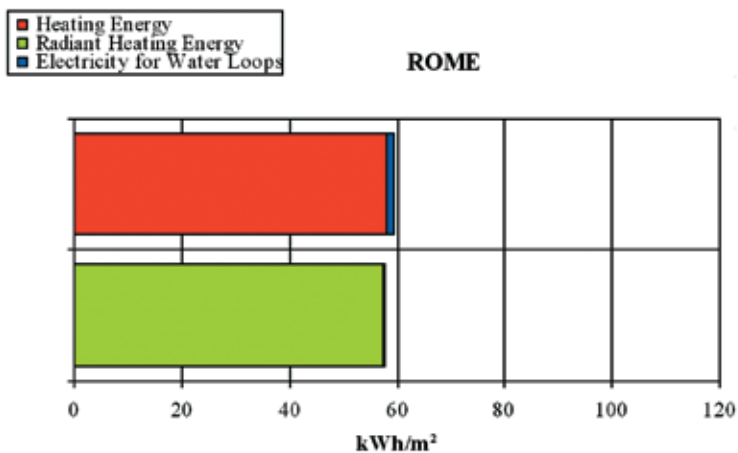


Figura 5.19 Energia fornita ai terminali di impianto, Roma

Tabella 5.17 Roma

Energia fornita ai terminali di impianto [kWh]	Impianto tradizionale	Pavimento radiante
Energia termica	5056	0
Energia termica per riscaldamento radiante	0	4971
Elettricità per movimentazione fluidi	104	38

Tabella 5.18 Energia primaria, costi dell’energia ed emissioni di CO2, Roma

Roma		Impianto tradizionale	Pavimento radiante		
Energia primaria	5519.42	4719.756	kWh		
Gas naturale	Costi energetici	386	330	7	
	Emissioni CO ₂	1109.4	948.7	kg	
Elettricità	Energia primaria	225.89	82.81	kWh	
	Costi energetici	36.14	13.25	7	
	Emissioni CO ₂	103.91	38.09	kg	
Totale	Energia primaria	5745.31	4802.57	kWh	-16%
	Costi energetici	422.50	343.63	7	-19%
	Emissioni CO ₂	1213.31	986.76	kg	-19%

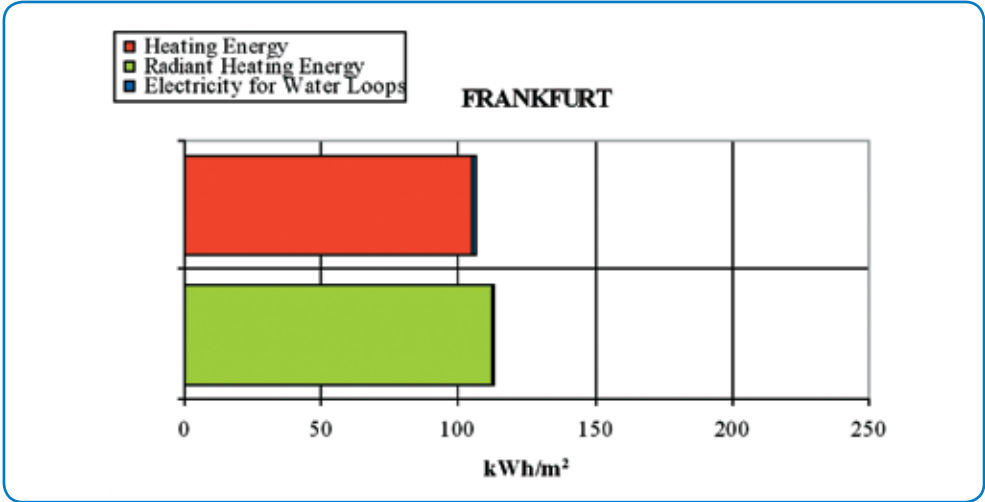


Figura 5.20 Energia fornita ai terminali di impianto, Francoforte

Tabella 5.19 Francoforte

Energia erogata ai terminali di [kWh] impianto [kWh]	Impianto tradizionale	Pavimento radiante
Energia termica	9107	0
Energia termica per riscaldamento radiante	0	9752
Energia elettrica per movimentazione fluidi	104	69

Tabella 5.20 Energia primaria, costi dell’energia ed emissioni di CO2, Francoforte

Francforte		Impianto tradizionale	Pavimento radiante		
Gas naturale	Energia primaria	10013.184	9222.212	kWh	
	Costi energetici	700.92288	645.55484	7	
	Emissioni CO ₂	2012.6	1853.7	kg	
Elettricità	Energia primaria	234.34	156.13	kWh	
	Costi energetici	37.49	24.98	7	
	Emissioni CO ₂	152.32	101.48	kg	
Totale	Energia primaria	10247.52	9378.34	kWh	-8%
	Costi energetici	738.42	670.54	7	-9%
	Emissioni CO ₂	2164.97	1955.15	kg	-10%

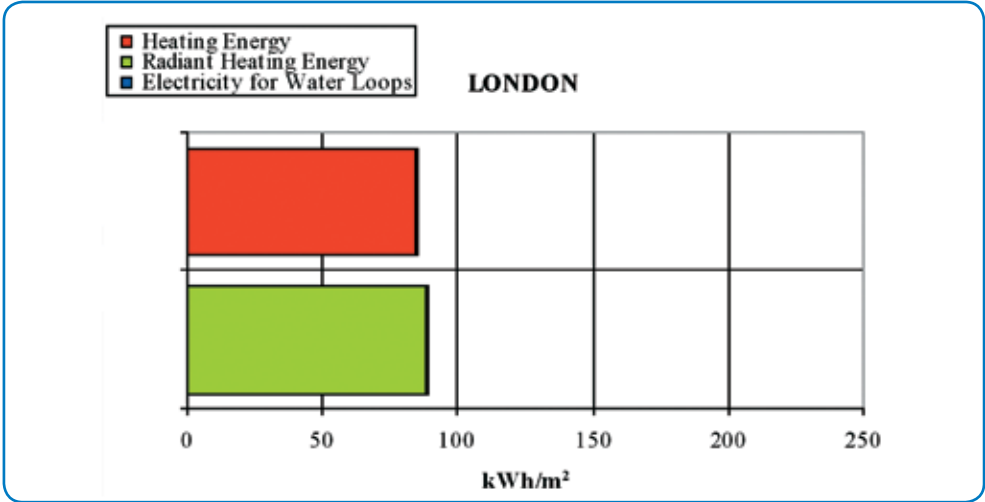


Figura 5.21 Energia fornita ai terminali di impianto, Londra

Tabella 5.21 Londra

Energia erogata ai terminali di impianto [kWh]	Impianto tradizionale	Pavimento radiante
Energia termica	7299	0
Energia termica per riscaldamento radiante	0	7654
Energia elettrica per movimentazione fluidi	104	56

Table 5.22 Energia primaria, costi dell'energia ed emissioni di CO₂, Londra

Londra		Impianto tradizionale	Pavimento radiante		
Gas naturale	Energia primaria	8005.332	7223.052	kWh	
	Costi energetici	560	506	7	
	Emissioni CO ₂	1609.1	1451.8	kg	
Elettricità	Energia primaria	265.6	143.4	kWh	
	Costi energetici	42.49	22.95	7	
	Emissioni CO ₂	151.38	81.76	kg	
Totale	Energia primaria	8270.91	7366.48	kWh	-11%
	Costi energetici	602.87	528.56	7	-12%
	Emissioni CO ₂	1760.45	1533.59	kg	-13%

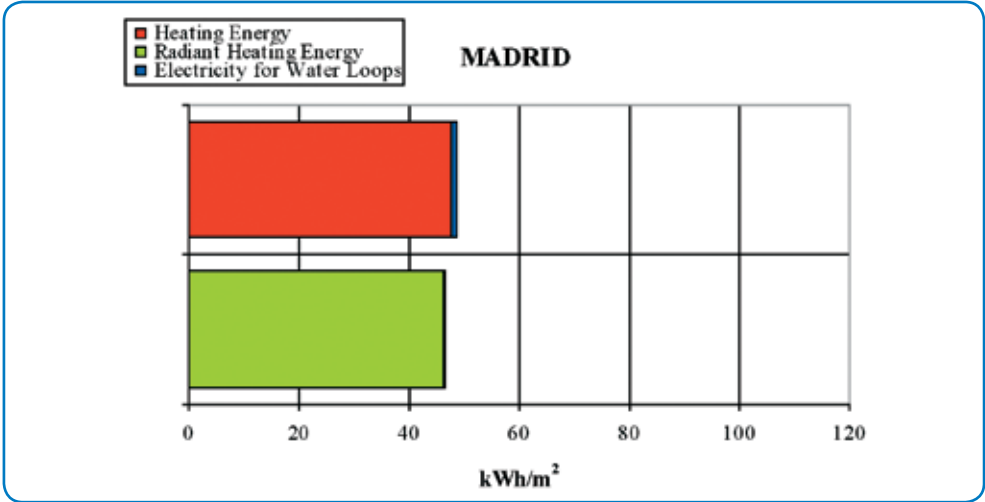


Figura 5.22 Energia fornita ai terminali di impianto, Madrid

Tabella 5.23 Madrid

Energia erogata ai terminali di impianto [kWh]	Impianto tradizionale	Pavimento radiante
Energia termica	4137	0
Energia termica per riscaldamento radiante	0	4010
Energia elettrica per movimentazione fluidi	97	31

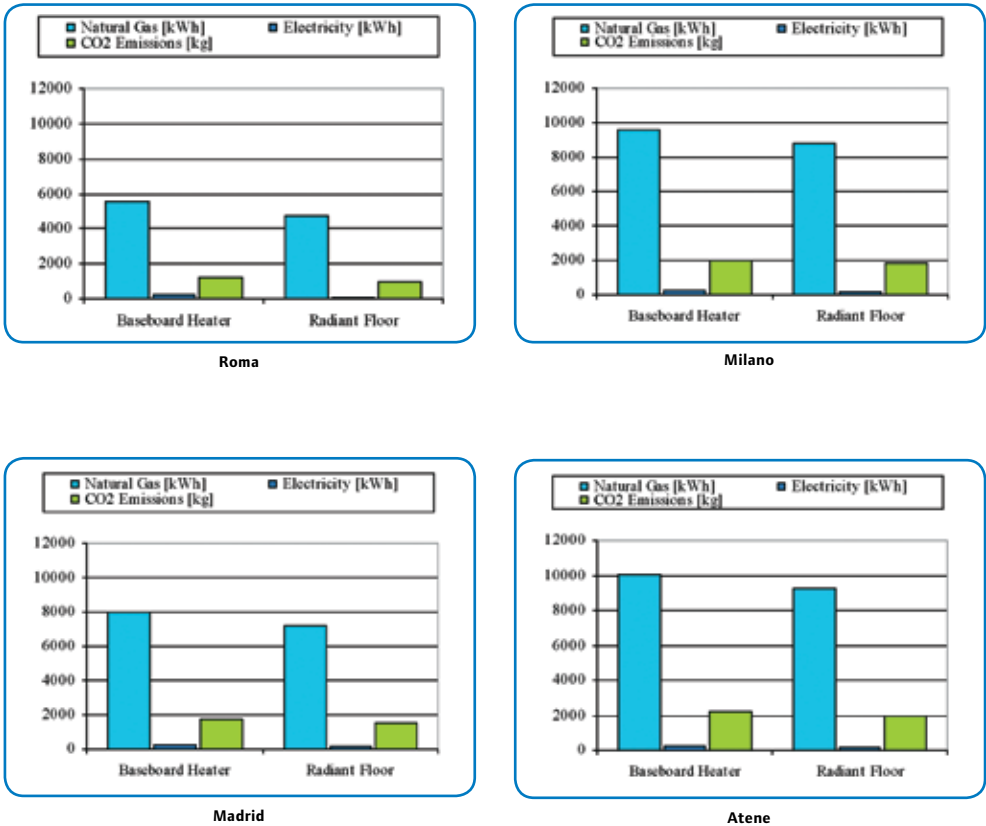
Tabella 5.24 Energia primaria, costi dell’energia ed emissioni di CO₂, Madrid

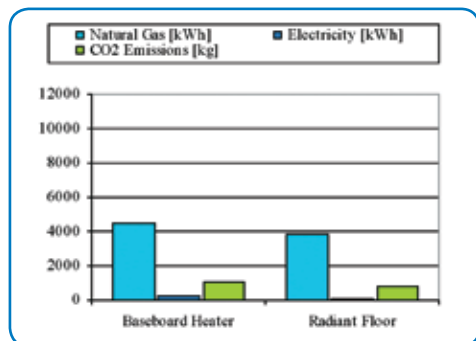
Madrid		Impianto tradizionale	Pavimento radiante		
Gas naturale	Energia primaria	4502.456	3824.48	kWh	
	Costi energetici	315	268	7	
	Emissioni CO ₂	905.0	768.7	kg	
Elettricità	Energia primaria	222.48	70.33	kWh	
	Costi energetici	35.60	11.25	7	
	Emissioni CO ₂	111.24	35.17	kg	
Totale	Energia primaria	4724.94	3894.81	kWh	-18%
	Costi energetici	350.77	278.97	7	-20%
	Emissioni CO ₂	1016.24	803.89	kg	-21%

5.5.5 Sintesi dei risultati

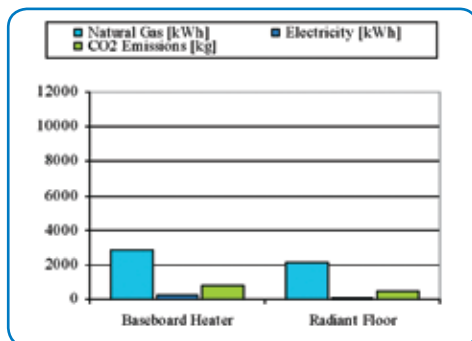
I risultati relativi a tutte le località mostrano una generale riduzione dei consumi di energia primaria, con una conseguente diminuzione dei costi e delle emissioni di anidride carbonica, nel caso di installazione di sistemi a pannelli radianti. Questo risultato è tanto più significativo nelle zone Mediterranee, dove è possibile raggiungere una riduzione delle emissioni del 20-30%.

Figura 5.23 Consumi di gas naturale (natural gas), energia elettrica (electricity) ed emissioni di CO₂

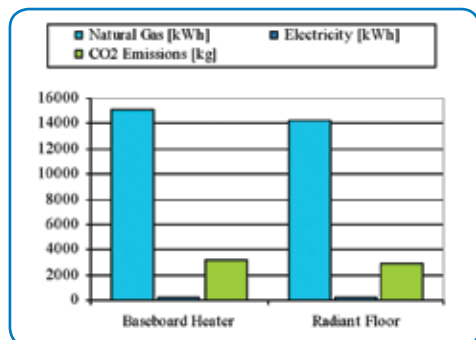




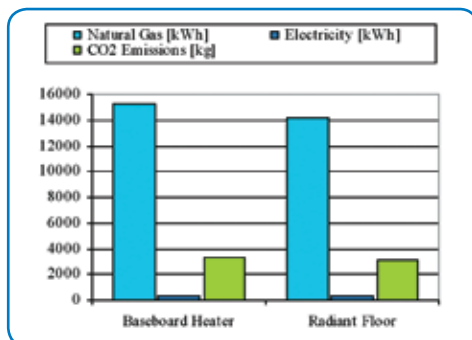
Londra



Francoforte



Helsinki



Mosca

6. Elementi di trasmissione del calore e comfort termico

6.1 Introduzione

L'obiettivo di questo capitolo è introdurre i concetti base della trasmissione del calore e del comfort termico, focalizzandoli sul tema dei sistemi radianti. Sono inoltre definiti i parametri essenziali riportati nei capitoli 2 e 5.

È stata infine data particolare attenzione al problema della scelta della corretta temperatura di riferimento per le analisi di comfort termico e per i calcoli dei carichi termici.

6.2 Il bilancio termico

Il bilancio termico è il modello fondamentale usato in fisica tecnica per determinare le condizioni termodinamiche all'interno di un volume di controllo. Tale modello si basa sulla prima legge della termodinamica¹.

Un volume di controllo è un confine arbitrario definito per caratterizzare lo scopo dell'analisi. Se per esempio l'analisi fosse indirizzata al tema del surriscaldamento globale, la superficie di confine del sistema studiato potrebbe essere l'atmosfera terrestre. Se invece l'oggetto di studio fossero il comfort termico ed i consumi energetici in un edificio, la superficie di confine sarebbe costituita dai muri esterni dell'edificio studiato.

Il bilancio termico è dunque anche lo strumento fondamentale per determinare analiticamente le condizioni di equilibrio termodinamico di un ambiente costruito ed è quindi parte essenziale di qualsiasi studio sui sistemi di climatizzazione ambientale (HVAC).

La quota di calore emessa da un sistema di riscaldamento è uguale alla quota di calore dispersa verso l'esterno del volume di controllo dai muri e per ventilazione, mentre la quota di calore assorbita da un sistema di raffrescamento è uguale agli apporti termici trasmessi attraverso l'involucro ed agli apporti endogeni. L'equilibrio termico dipende dal valore richiesto dei parametri termici ambientali (temperatura, pressione, umidità relativa, velocità dell'aria...) interni al volume di controllo e dai parametri al di fuori del volume di controllo.

Il primo basilare passo da compiere per affrontare il tema del bilancio termico in un ambiente climatizzato, consiste nel comprendere le modalità di trasmissione del calore in ambiente.

I manuali sulla trasmissione del calore generalmente affrontano l'argomento approfondendo le tre modalità fondamentali di trasmissione: conduzione, convezione ed irraggiamento. Nell'ambiente costruito queste tre modalità di trasmissione del calore avvengono contemporaneamente (specialmente convezione ed irraggiamento), generando modalità di trasmissione del calore combinate o multimodali.

¹Esiste una grandezza, detta energia interna, legata a grandezze misurabili di un sistema e dunque funzione del suo stato termodinamico, la cui variazione, in un sistema chiuso in assenza di variazioni delle altre forme di energia posseduta dal sistema (energia cinetica, potenziale, etc.), è uguale alla differenza tra il calore netto scambiato dal sistema ed il lavoro compiuto dal sistema sull'esterno.

6.3 Scambio termico conduttivo

La conduzione concerne lo scambio di calore attraverso solidi, liquidi o gas, a seguito di interazioni molecolari o atomiche. Tuttavia l'approccio macroscopico basato sulla legge di Fourier è sufficientemente adeguato allo scopo della presente guida.

L'equazione basilare per l'analisi dello scambio conduttivo è la legge di Fourier:

$$q''_n = -k_n \frac{\partial T}{\partial n} \quad (1)$$

dove il flusso q''_n (W/m²) corrisponde alla quota di calore trasmessa in direzione n per l'unità di area perpendicolare alla direzione del flusso di calore, k_n (W/m · K) è la conducibilità termica nella direzione n e $\partial T/\partial n$ (K/m) è il gradiente termico nella direzione n .

La conducibilità termica è un parametro che dipende dal materiale, dalla temperatura e dalla direzione. Nei materiali isotropici, come i metalli, la conducibilità è uguale in ogni direzione, mentre nei materiali anisotropici, come il legno ed i materiali laminati, varia in funzione della direzione. I metalli hanno valori più elevati di conducibilità termica, mentre i materiali isolanti ed i gas hanno valori più bassi.

In un sistema cartesiano la trasmissione del calore per conduzione può essere rappresentata nelle tre direzioni spaziali:

$$q'' = i q''_x + j q''_y + k q''_z \quad \text{€} \quad (2)$$

dove

$$q''_x = -k_x \frac{\partial T}{\partial x} ; \quad q''_y = -k_y \frac{\partial T}{\partial y} ; \quad q''_z = -k_z \frac{\partial T}{\partial z} \quad (3)$$

e i , j , k sono vettori unitari rispettivamente nelle direzioni x , y , z .

Nel caso dell'ambiente costruito, lo scambio termico conduttivo è particolarmente importante per la trasmissione del calore attraverso i muri, il soffitto, il pavimento ed altri oggetti solidi soggetti ad un gradiente termico in una specifica direzione. L'analisi dello scambio termico conduttivo può quindi ridursi al caso monodimensionale. Inoltre, quando si considerano condizioni di stato stazionario, la conducibilità termica può essere considerata costante, perché indipendente dalla temperatura.

La legge di Fourier nella forma monodimensionale può dunque essere espressa come segue:

$$q = -A \cdot k \frac{dT}{dx} \quad (4)$$

dove q è il flusso termico, k la conducibilità termica, A l'area perpendicolare al flusso, e dT/dx il gradiente termico.

6.4 Scambio termico conduttivo nel pannello

All'interno di un pannello radiante lo scambio termico conduttivo si verifica nella sezione delle tubazioni (cilindro cavo), nel massetto di cemento, gesso o cartongesso (muro piano), nel materiale di finitura (muro piano) e nel pannello isolante posteriore (muro piano) (Figura 6.1).

Verrà di seguito affrontata l'integrazione dell'equazione (4) nel caso di cilindro cavo e muro piano.

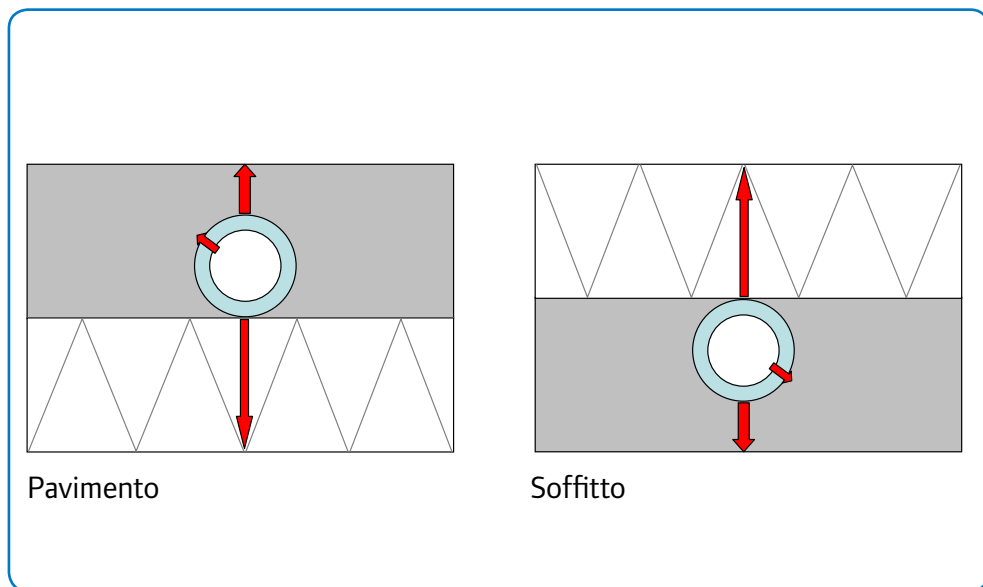


Figure 6.1 Trasmissione del calore attraverso gli strati del pannello

6.4.1 Muro piano

L'equazione (4) può essere risolta applicando l'analogia elettrica: il resistore della rete elettrica rappresenta la resistenza termica, la differenza di tensione rappresenta la differenza di temperatura ed il flusso di corrente rappresenta il flusso termico. La resistenza termica è definita come il rapporto tra lo spessore (s) del materiale e la sua conducibilità (k):

$$R = \frac{s}{K} \quad (5)$$

Si consideri un muro piano di spessore (s) costituito da un materiale con conducibilità (k), come in Figura 6.2, avente temperature fissate alle due facce (T_1 e T_2), con $T_1 > T_2$. Considerando condizioni di stato stazionario, in assenza di generazione di calore interna e conducibilità termica costante, l'equazione (4) può essere espressa come:

$$q = \frac{A \cdot (T_1 - T_2)}{R} \quad (6)$$

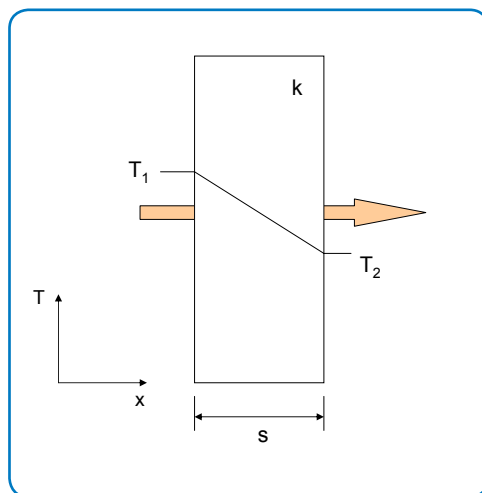


Figura 6.2
Trasmissione del calore attraverso un muro piano

Anche quando si considera un muro piano multistrato l'analogia elettrica può essere applicata ed il flusso trasmesso attraverso gli n strati del muro può essere espresso come segue:

$$q = \frac{A \cdot (T_1 - T_n)}{\sum_{j=1}^n R_j} \quad (7)$$

€

6.4.2 Cilindro cavo

In Figura 6.3 è rappresentato un cilindro cavo di raggio interno r_1 , raggio esterno r_2 , lunghezza L e conducibilità termica k . La superficie interna e quella esterna del cilindro sono mantenute rispettivamente alle temperature costanti T_1 e T_2 , con $T_1 > T_2$. In condizioni di stato stazionario nella direzione radiale, in assenza di generazione di calore interna e conducibilità termica costante, la legge di Fourier applicata alla superficie interna del cilindro può essere espressa come:

$$q = 2 \pi r L \left(-k \frac{dT}{dx} \right) \quad (8)$$

Integrando tra i punti 1 e 2 lungo il raggio del cilindro, ne deriva un'equazione di conduzione che è funzione dei raggi r_1 ed r_2 e della temperatura dei due punti:

$$q = \frac{2 \pi k L}{\ln (r_1 / r_2)} \cdot (T_1 - T_2) \quad (9)$$

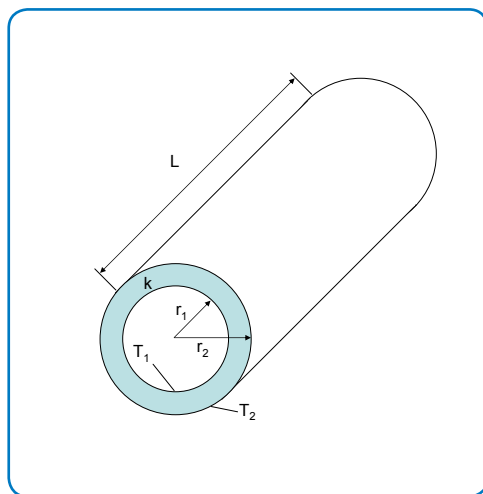


Figura 6.3
Cilindro cavo

Anche per i cilindri cavi multistrato è possibile applicare l'analogia elettrica. In questo caso la resistenza termica di ciascuno strato è espressa da:

$$R = \frac{\ln (r_i / r_j)}{2 \pi k L} \quad (10)$$

Il flusso termico conduttivo attraverso gli n strati del cilindro cavo è:

$$q = \frac{(T_1 - T_n)}{\sum_{j=1}^n R_j} \quad (11)$$

6.5 Scambio termico convettivo

Lo scambio termico convettivo descrive lo scambio di energia tra una superficie solida ed un fluido aventi diversa temperatura.

La convezione può essere naturale o forzata: la convezione naturale si sviluppa a seguito delle forze di galleggiamento determinate dai gradienti termici, la convezione forzata si manifesta quanto un ventilatore, una pompa di circolazione o il vento muovono un fluido su una superficie.

Nel caso di convezione naturale, la superficie agisce facendo crescere o decrescere la temperatura del volume di fluido ad essa più prossimo, che quindi diviene più o meno denso della restante parte di fluido. La parte di fluido con maggior densità tende a muoversi verso il basso, mentre la parte meno densa, tende a spostarsi verso l'alto: si generano pertanto movimenti all'interno del fluido.

Lo scambio termico convettivo dipende da molti parametri sui quali sono state condotte diverse ricerche. Tuttavia, generalizzando la questione, lo scambio termico per convezione può essere correttamente espresso attraverso la formulazione della legge di Newton:

$$q = A \cdot h_c (T_s - T_a) \quad (12)$$

dove A è la superficie solida, h_c è il coefficiente di scambio termico convettivo, q è il flusso termico per scambio convettivo, T_a è la temperatura dell'aria nella stanza e T_s la temperatura della superficie solida.

Il coefficiente di scambio termico convettivo esprime lo scambio termico per convezione tra la superficie ed il fluido adiacente, a seguito di una differenza di temperatura di un grado, tra la temperatura della superficie e la temperatura dell'aria. Il coefficiente dipende da molti parametri ed è quindi molto difficile da calcolare. I parametri che maggiormente influenzano il suo valore sono: la velocità del fluido, le proprietà del fluido e la disposizione della superficie rispetto al fluido. Nel caso di convezione forzata la velocità del fluido è il parametro più significativo, nel caso di convezione naturale, invece, la disposizione della superficie rispetto al fluido e la differenza di temperatura tra superficie e fluido sono i parametri più importanti. Le equazioni tipicamente utilizzate per la definizione del valore del coefficiente di scambio termico convettivo derivano da misure sperimentali.

Sia nel caso di convezione naturale che nel caso di convezione forzata, lo scambio di calore dipende significativamente dal regime di moto del fluido, che può essere laminare o turbolento. La regione compresa tra il moto laminare ed il moto turbolento è chiamata regione di transizione.

Il moto laminare rappresenta il flusso di un fluido in cui le particelle si muovono su "linee" distinte e separate, mentre il moto turbolento è caratterizzato da movimenti di fluido in cui le velocità e le pressioni locali variano con irregolarità e non può pertanto mai essere stazionario.

Le dimensioni e le caratteristiche della regione di transizione sono influenzate da molti parametri: la temperatura della superficie, la temperatura del fluido, gli elementi di disturbo esterni, etc.

Nel caso di convezione forzata all'interno di un canale o di un tubo, si può ricorrere ad un parametro adimensionale per individuare la zona di transizione tra il flusso laminare e quello turbolento, che è funzione di del tipo di fluido e di altri parametri. Il parametro è il Numero di Reynolds ed è espresso dalla seguente equazione:

$$N_{Re} = \frac{\rho \cdot v \cdot D}{\mu} \quad (13)$$

dove D è il diametro del canale o tubazione, ρ è la densità del fluido, v è la velocità del fluido e μ è la viscosità dinamica del fluido.

La determinazione del regime di moto è oltremodo importante perché le perdite di pressione nei canali o nelle tubazioni, dipendono in maniera significativa da esso.

6.6 Scambio termico convettivo nel pannello e tra pannello e ambiente

All'interno di un pannello radiante lo scambio termico convettivo avviene tra la superficie interna della tubazione ed il fluido, mentre in ambiente avviene tra la superficie radiante e l'aria. I due tipi di scambio termico convettivo differiscono molto tra loro.

Lo scambio convettivo tra la tubazione e l'acqua è di tipo forzato, perché l'acqua è fatta circolare nella tubazione attraverso una pompa. Al fine di accrescere lo scambio termico convettivo, il moto del fluido dovrebbe essere turbolento e quindi la velocità del fluido dovrebbe essere relativamente elevata, così come anche la portata. Tuttavia, il coefficiente di scambio termico convettivo può essere considerato costante al di sopra di una determinata velocità del fluido e lo scambio convettivo non può quindi essere incrementato oltre a certi livelli.

È inoltre scorretto progettare sistemi con portate d'acqua particolarmente elevate, perché le perdite di carico del circuito crescono con il crescere della portata e conseguentemente anche gli assorbimenti elettrici delle pompe di circolazione.

Lo scambio termico convettivo tra la superficie radiante e l'ambiente è invece di tipo naturale, guidato dai gradienti termici. L'entità del flusso scambiato varia molto in funzione della posizione del pannello radiante in ambiente e dalla differenza di temperatura tra pannello ed aria.

I pavimenti caldi ed i soffitti freddi consentono la realizzazione di consistenti moti d'aria e di conseguenza di rilevanti scambi termici convettivi, mentre i pavimenti freddi ed i soffitti caldi producono ridotti scambi convettivi, a causa dei contenuti moti d'aria generati.

6.7 Scambio termico multimodale nel pannello

Lo scambio termico convettivo e quello conduttivo avvengono contemporaneamente nelle tubazioni del pannello radiante che contengono il fluido termovettore.

Applicando l'analogia elettrica, la resistenza termica superficiale allo scambio convettivo può essere simulata come una resistenza elettrica ed il flusso termico trasferito dal fluido allo strato superficiale esterno della tubazione può essere espresso attraverso una combinazione di scambio termico convettivo e conduttivo:

$$q = \frac{(T_f - T_2)}{1/h_c \cdot 2\pi r_1 L + \ln(r_2/r_1) / 2\pi k L} \quad (14)$$

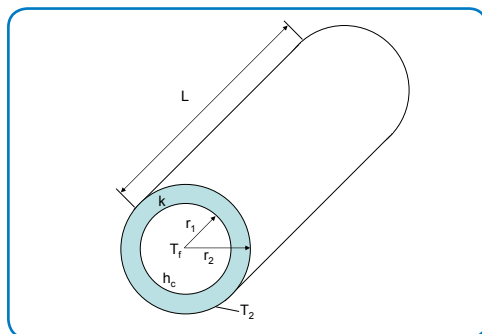


Figura 6.4
Scambio termico multimodale
all'interno di una tubazione

dove T_f è la temperatura del fluido, T_2 è la temperatura esterna della tubazione, h_c è il coefficiente di scambio termico convettivo, r_1 ed r_2 sono rispettivamente il raggio della circonferenza interna ed esterna della tubazione, L è la lunghezza della tubazione e k è la conducibilità termica della tubazione.

6.8 Scambio termico radiativo

Lo scambio termico radiativo descrive lo scambio di energia tra corpi a differente temperatura attraverso onde elettromagnetiche. La radiazione termica può essere scambiata tra solidi, fluidi o gas, tuttavia nel caso dell'ambiente costruito si considera solo lo scambio di energia radiativa tra solidi. L'aria in ambiente viene infatti considerata come se fosse trasparente alla radiazione.

La radiazione termica non necessita di un mezzo per trasferirsi, perché le onde elettromagnetiche si muovono anche nel vuoto. Come la conduzione e la convezione, l'irraggiamento dipende dalla differenza di temperatura tra i corpi in esame, sebbene non sia linearmente dipendente da essa, quanto piuttosto proporzionale alla differenza delle temperature alla quarta potenza.

La radiazione termica risulta quindi essere lo scambio termico dominante nei campi termici ad elevate temperature.

Lo scambio termico radiativo dipende anche da molti altri parametri: direzione dell'onda, localizzazione spaziale (x , y , z) e tempo. Quando si analizza l'ambiente costruito, tuttavia, è necessario porre delle semplificazioni.

Nel caso di riscaldamento a bassa temperatura e raffrescamento ad alta temperatura, non considerando l'irraggiamento solare, lo scambio termico radiativo tra superfici avviene per mezzo di radiazione infrarossa (IR) con lunghezze d'onda maggiori di 2500 nm.

È importante evidenziare che ogni superficie all'interno del volume di controllo influenza il campo termico, scambiando radiazione con le altre superfici, tuttavia i sistemi radianti possono garantire un miglior controllo del campo termico, rispetto ad altri sistemi di climatizzazione (HVAC).

6.8.1 Corpo nero

L'analisi della radiazione termica può essere sviluppata facendo riferimento ad un modello teorico detto del corpo nero. Un corpo nero è un corpo opaco ideale che non riflette nessun tipo di radiazione; tale superficie apparirebbe all'occhio umano come nera, poiché l'occhio riconosce gli oggetti in funzione della radiazione visibile da essi riflessa.

Il corpo nero non è solo un perfetto assorbitore, ma anche un perfetto emettitore: emette infatti radiazione elettromagnetica in maniera uniforme in tutte le direzioni.

Il flusso termico radiativo emesso da una superficie è detto potere emissivo E , esso può essere monocromatico (flusso emesso ad una specifica lunghezza e frequenza d'onda) o integrale (flusso emesso dall'intero spettro radiativo).

I due poteri emissivi sono rispettivamente espressi come:

$$E_{\lambda} (T, \lambda) \quad (15)$$

$$E (T) = \int_0^{\infty} E_{\lambda} (T, \lambda) d\lambda \quad (16)$$

dove E è il potere emissivo integrale, E_λ è il potere emissivo monocromatico, T è la temperatura del corpo e λ è la lunghezza d'onda.

Il potere emissivo monocromatico del corpo nero (nel vuoto) è espresso dalla legge di Planck:

$$E_{b\lambda} = \frac{c_1}{\lambda^5 (e^{c_2/\lambda T} - 1)} \quad (17)$$

dove c_1 e c_2 sono delle costanti, λ è la lunghezza d'onda e T è la temperatura del corpo.

Il potere emissivo integrale del corpo nero si ottiene integrando l'equazione (16), per l'intero spettro emissivo:

$$E_b = \sigma \cdot T^4 \quad (18)$$

dove σ è la costante di Stefan-Boltzmann e T la temperatura del corpo.

6.8.2 Altre superfici

Tutte le superfici all'interno dell'ambiente costruito emettono radiazione termica. Si definisce emissività, il rapporto fra l'energia emessa da una superficie rispetto a quella che emetterebbe il corpo nero (il valore teorico massimo), assumendo che abbiano la stessa temperatura.

L'emissività può variare tra 0 e 1 e dipende dalla lunghezza d'onda e dalla direzione della radiazione. Sono detti emettitori diffusivi o superfici lambertiane, le superfici con emissività costante in ogni direzione. Se l'emissività del corpo è anche indipendente dalla lunghezza d'onda esso è definito come corpo grigio:

$$\varepsilon(T) = \varepsilon_{\theta\lambda}(T) \quad (19)$$

dove ε è l'emissività emisferica ed $\varepsilon_{\theta\lambda}$ è l'emissività monocromatica

Sebbene nessuna superficie sia realmente un corpo grigio, il comportamento di quasi tutte le superfici nell'ambiente costruito può essere assimilato a quello di un corpo grigio.

La radiazione termica emessa da una superficie nell'ambiente costruito, può essere approssimata dalla seguente relazione:

$$q \approx E = \varepsilon \cdot \sigma \cdot T^4 \cdot A \quad (20)$$

dove E è il potere emissivo, ε è l'emissività emisferica totale, σ è la costante di Stefan-Boltzmann, T la temperatura del corpo ed A l'area del corpo.

6.8.3 Fattori di vista

Al fine risolvere il bilancio energetico per ogni superficie ed il bilancio energetico generale dell'ambiente, è necessario comprendere come la radiazione viene scambiata dalle superfici in ambiente. La relazione geometrica che esprime lo scambio termico radiativo tra superfici che assorbono, riflettono ed emettono l'energia radiante in maniera diffusa viene definita fattore di vista (in letteratura si trovano anche altre definizioni come fattore angolare, fattore di forma o di configurazione):

$$F_{i-j} = \frac{\text{energia emessa dal corpo } A_i \text{ che raggiunge il corpo } A_j}{\text{energia totale emessa dal corpo } A_i} \quad (21)$$

In letteratura si possono trovare tabelle che riassumono i valori di diversi fattori di vista per le configurazioni geometriche maggiormente ricorrenti.

6.8.4 Trasmissione di calore per irraggiamento tra corpi grigi

Nella configurazione più generale, il flusso di calore radiativo scambiato tra una superficie e le altre superfici in ambiente, può essere espresso dalla seguente equazione:

$$q = \sigma \sum_{j=1}^n F_{\epsilon_{s-j}} (T_s^4 - T_j^4) \quad (22)$$

dove σ è la costante di Stefan-Boltzmann, $F_{\epsilon_{s-j}}$ è il fattore di interscambio, T_s è la temperatura della superficie in esame e T_j la temperatura della j -esima superficie.

L'uso della quarta potenza, può tuttavia risultare scomodo nella pratica, quindi il problema è generalmente risolto ricorrendo ad una linearizzazione del fenomeno. Ciò è possibile introducendo il coefficiente di scambio termico radiativo:

$$h_r = \frac{\sigma \sum_{j=1}^n F_{\epsilon_{s-j}} (T_s^4 - T_j^4)}{T_s - AUST} \quad (23)$$

dove σ è la costante di Stefan-Boltzmann, $F_{\epsilon_{s-j}}$ è il fattore di interscambio, T_s è la temperatura della superficie in esame, T_j la temperatura della j -esima superficie ed AUST è la temperatura media delle superfici non scaldate (con riferimento al caso del riscaldamento radiante).

La temperatura di riferimento per il calcolo del coefficiente di scambio termico radiativo è la temperatura media delle superfici non scaldate (AUST), calcolata tenendo in considerazione i fattori di vista tra le superfici:

$$AUST = \sqrt[4]{\sum_{j=1}^n (F_{s-j} T_j^4)} \quad (24)$$

dove F_{s-j} è il fattore di vista tra la superficie studiata e la j -esima superficie e T_j è la temperatura della j -esima superficie.

Il coefficiente di scambio termico radiativo linearizzato esprime lo scambio termico radiativo tra una specifica superficie e le altre superfici in ambiente, dovuto alla differenza di temperatura di un grado tra la superficie e l'AUST. Il flusso radiativo scambiato tra la superficie in esame e le altre superfici in ambiente può quindi essere espresso dalla seguente equazione:

$$q = h_r (T_s - AUST) \quad (25)$$

6.9 Trasmissione di calore multimodale tra pannello ed ambiente

I sistemi radianti sono definiti come superfici per cui almeno il 50% dello scambio termico avviene sotto forma di irraggiamento. In ambienti dotati di sistemi radianti, dunque, lo scambio termico principale risulta essere quello radiativo.

Lo scambio termico radiativo tra superfici "attive", scaldate e raffreddate, o superfici "passive" è matematicamente espresso dalle stesse equazioni, tuttavia le superfici radianti hanno coefficienti di scambio termico radiativo con valori diversi dalle altre superfici.

La principale differenza tra i sistemi radianti e gli altri sistemi di climatizzazione (HVAC), dipende dal fatto che i primi influenzano direttamente la temperatura delle altre superfici in ambiente, attraverso lo scambio radiativo, e non solo la temperatura dell'aria per scambio convettivo, come invece fanno tipicamente gli altri sistemi.

In ambiente lo scambio radiativo e quello convettivo avvengono contemporaneamente; il flusso termico totale o multimodale può essere calcolato come la sommatoria del flusso termico convettivo e del flusso termico radiativo, come segue:

$$\frac{\dot{Q}_{tot}}{A} = \frac{\dot{Q}_r}{A} + \frac{\dot{Q}_c}{A} \quad (26)$$

dove $\dot{Q}_{tot}$ è il flusso totale, $\dot{Q}_r$ è il flusso radiativo, $\dot{Q}_c$ è il flusso convettivo ed A è l'area della superficie studiata.

Al fine di semplificare le procedure di calcolo, il flusso totale è tipicamente espresso sotto forma di funzione del coefficiente di scambio termico totale e della differenza di temperatura tra la superficie studiata e una temperatura di riferimento. La temperatura operativa è la temperatura di riferimento più adatta, poiché essa dipende sia dalla temperatura dell'aria che dalla temperatura media radiante in ambiente. La temperatura operativa è inoltre già usata come temperatura di riferimento per le analisi di comfort termico ed il suo uso è suggerito dalla norma EN 12831 per il calcolo dei carichi termici:

$$\frac{\dot{Q}_{\text{tot}}}{A} = h_{\text{tot}} (T_s - T_{\text{op}}) \quad (27)$$

dove h_{tot} è il coefficiente di scambio termico totale, T_s è la temperatura della superficie in analisi, T_{op} la temperatura operativa ed A è l'area della superficie studiata.

La temperatura operativa per il comfort termico è espressa dall'equazione:

$$T_{\text{op}} = \frac{(h_{c,h} \cdot T_a) + (h_{r,h} \cdot T_{\text{mr}})}{(h_{c,h} + h_{r,h})} \quad (28)$$

Dove $h_{c,h}$ e $h_{r,h}$ sono rispettivamente il coefficiente di scambio termico convettivo e radiativo del corpo umano, T_a è la temperatura dell'aria e T_{mr} è la temperatura media radiante (vedi eq. 31).

La normativa sul comfort termico indica che la temperatura operativa può essere calcolata come la temperatura dell'aria aggiustata, nel caso in cui in ambiente si abbiano velocità dell'aria minori di 0.2 m/s e differenze tra la temperatura media radiante e la temperatura dell'aria minori di 4 K:

$$T_{\text{op}} \approx T_{\text{ad}} = \frac{T_a + T_{\text{mr}}}{2} \quad (29)$$

Dove T_{ad} è la temperatura dell'aria aggiustata, T_a è la temperatura dell'aria e T_{mr} è la temperatura media radiante.

Il coefficiente di scambio termico totale esprime lo scambio termico convettivo e radiativo tra una specifica superficie e l'ambiente, dovuto alla differenza di temperatura di un grado tra la temperatura della superficie e la temperatura operativa. Questo coefficiente non può essere calcolato come la somma del coefficiente di scambio termico convettivo e di quello radiativo, poiché questi fanno riferimento a distinti fenomeni fisici ed hanno, quindi, differenti temperature di riferimento (la temperatura dell'aria e l'AUST). Il coefficiente di scambio termico convettivo è infatti fisicamente definito come la conduttanza superficiale tra la superficie e l'aria, mentre il coefficiente di scambio termico radiativo è un parametro teorico, introdotto per comparare lo scambio termico radiativo a quello convettivo, ma non ha una definizione fisica, poiché la trasmissione di radiazione termica non può essere direttamente approssimata con un modello lineare.

6.10 Trasmissione di calore e comfort termico

Lo scopo di ogni sistema di climatizzazione è quello di garantire un ambiente confortevole per gli occupanti, al fine di accrescerne le prestazioni. Il miglior sistema dovrebbe ottenere questo risultato con il minor consumo energetico e le minori emissioni di gas serra.

Tuttavia la percezione dell'ambiente termico dipende fortemente dalle caratteristiche delle singole persone, che variano molto tra i diversi individui.

Il giudizio sull'ambiente termico da parte di un individuo dipende dall'equilibrio tra la costante produzione di calore da parte del corpo umano e la sua dispersione verso l'ambiente circostante. La produzione di calore interna (flusso metabolico) dipende dall'attività svolta.

Lo scopo del sistema di termoregolazione del corpo umano è quello di mantenere una temperatura interna costante di circa 37°C, a questo fine il corpo scambia calore con l'ambiente circostante per mezzo di: respirazione, sudorazione, conduzione, convezione ed irraggiamento.

La quantità di calore scambiato e l'efficienza nello scambio dipendono anche dall'abbigliamento (isolamento termico aggiuntivo del corpo).

Il bilancio termico del corpo umano nella sua formulazione matematica può essere espresso dalla seguente equazione:

$$S = M - W - R - C - K - E_{sk} - RES \quad (30)$$

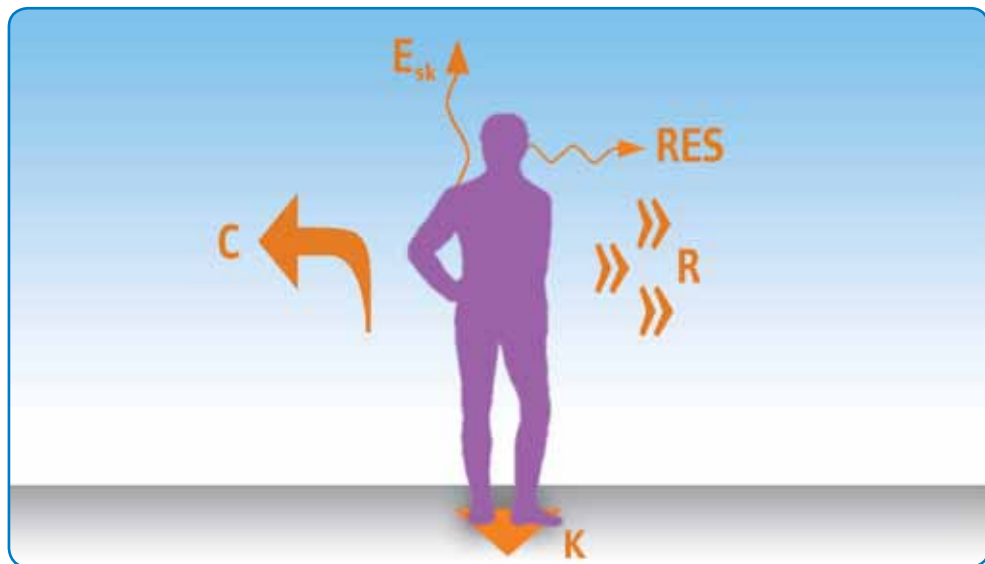


Figura 6.5 Le modalità di scambio termico del corpo umano

Dove M è il flusso metabolico, W è il lavoro esterno, R è il flusso termico radiativo, C è il flusso termico convettivo, K è il flusso termico conduttivo, E_{sk} è il flusso termico trasmesso per evaporazione del sudore, RES è il flusso termico trasmesso per respirazione e S è la variazione di calore interna del corpo umano.

La conduzione non è rilevante per persone in posizione eretta, poiché dipende solo dallo scambio di calore tra i piedi ed il pavimento, mentre assume valori significativi per persone sedute o sdraiate.

La convezione è invece sempre molto importante poiché una buona porzione del corpo umano è costantemente in contatto con l'aria (o con l'acqua quando si nuota). Lo scambio termico convettivo dipende in maniera significativa dall'abbigliamento, poiché esso cambia il valore del coefficiente di scambio termico convettivo tra fluido e pelle e perché la temperatura superficiale dell'abbigliamento è diversa da quella della pelle.

Lo scambio radiativo è, tra quelli utilizzati dal corpo umano, lo scambio termico prevalente, tuttavia anche esso è influenzato dall'abbigliamento.

Il corpo umano scambia inoltre calore con l'ambiente attraverso la sudorazione: il sudore per evaporare richiede una certa quantità di calore (calore latente di evaporazione) che gli viene fornito dalla pelle.

Attraverso la respirazione, infine, il corpo umano realizza un complesso scambio termico dovuto sia allo

scambio convettivo che a quello evaporativo.

6.10.1 Teoria del comfort termico

Al fine di poter prevedere la sensazione termica percepita da una persona in un ambiente, è necessario correlare il comportamento del sistema di termoregolazione del corpo umano (la risposta alla sollecitazione termica), ad alcuni parametri ambientali significativi. Questa è l'idea alla base della teoria del comfort, che viene tipicamente studiata secondo le formulazioni matematiche sviluppate da Fanger.

Il parametri fondamentali del comfort termico sono: il flusso metabolico, l'isolamento dovuto all'abbigliamento, la temperatura dell'aria, la temperatura media radiante, la velocità dell'aria e l'umidità relativa. Solo per alcune combinazioni di questi parametri gli occupanti si sentono in condizioni di benessere termico. I sistemi di climatizzazione possono migliorare le condizioni dell'ambiente termico agendo su alcuni, o su tutti i seguenti parametri: temperatura dell'aria, temperatura media radiante, velocità dell'aria, umidità relativa.

Anche gli occupanti tuttavia possono migliorare la propria sensazione termica agendo sull'abbigliamento e sulla propria attività (questa è l'idea alla base della teoria del comfort adattativo).

Fanger formulò l'indice definito come Voto Medio Previsto (PMV), sulla base di molti esperimenti e del bilancio termico del corpo umano. Il PMV è l'indice principale per la valutazione del comfort termico ambientale, esso generalmente viene espresso in una scala a 7 punti: -3 (molto freddo), -2 (freddo), -1 (leggermente freddo), 0 (neutro), +1 (leggermente caldo), +2 (caldo), +3 (molto caldo).

Fanger stabilì inoltre una relazione tra il PMV e percentuale prevista degli insoddisfatti (PPD), che non può fisiologicamente essere inferiore del 5%.

Quando il PPD è minore del 10% l'ambiente termico è generalmente considerato accettabile.

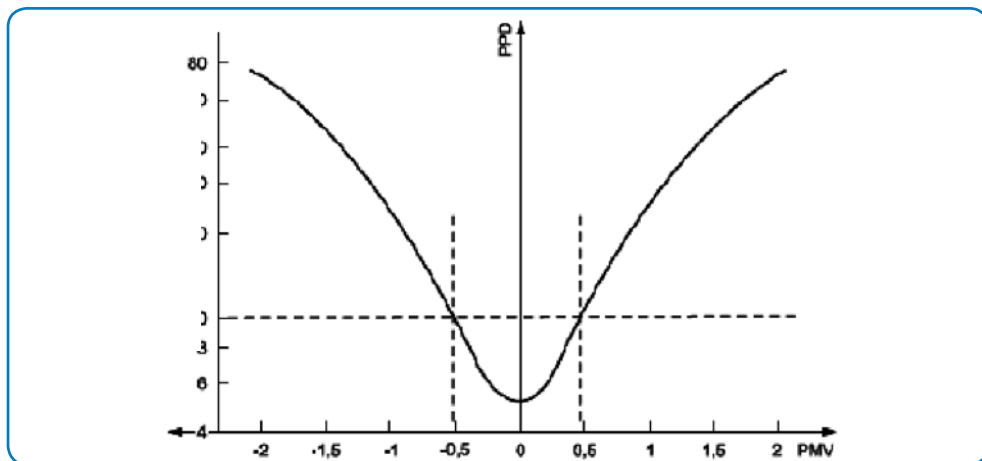


Figura 6.6 Voto medio previsto e percentuale prevista degli insoddisfatti

6.10.2 Discomfort termico locale

Anche quando il comfort termico globale in un ambiente è considerato buono, è comunque possibile che alcuni occupanti provino dei fenomeni di discomfort termico locale dovuti a: correnti d'aria fredda, differenze di temperatura verticale o asimmetrie piane radianti.

Questi fenomeni possono dipendere da elementi "naturali" (per esempio correnti d'aria fredda generate da superfici finestrate fredde) oppure essere generati da sistemi meccanici (per esempio correnti d'aria

fredda generate da getti d'aria).

La normativa tecnica (ISO 7730 e ANSI/ASHRAE 55) riassume tutte possibili cause di discomfort locale all'interno di un ambiente ed i limiti che i progettisti debbono rispettare.

Nel caso dei sistemi radianti la limitazione principale riguarda la temperatura superficiale del pavimento, che deve essere sempre compresa tra i 19°C ed i 29°C (sono consentite temperature fino a 35°C lungo le pareti disperdenti dell'edificio entro una fascia di 1 metro).

I valori delle temperatura superficiale di soffitti e muri radianti sono indirettamente vincolati dai limiti di asimmetria piana radiante. Tuttavia va considerato il fatto che i sistemi radianti possono essere utili per ridurre o contenere problematiche relative ad asimmetrie piane radianti esistenti, scambiando calore per irraggiamento con tutte le superfici in ambiente.

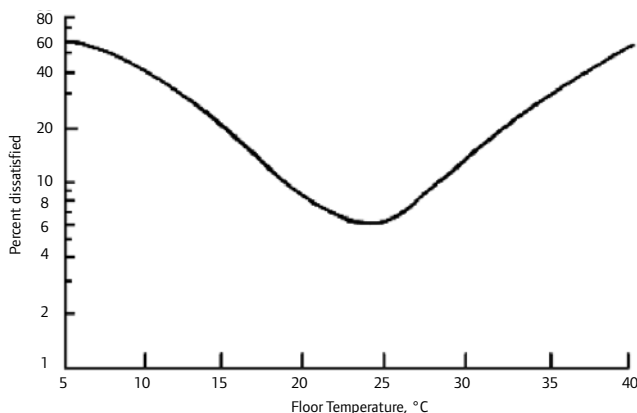


Figura 6.7 Temperatura del pavimento ed insoddisfatti

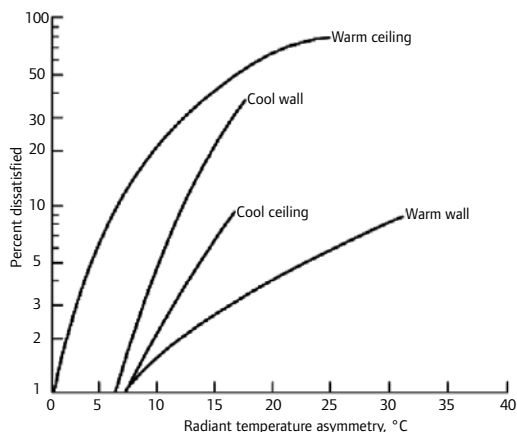


Figura 6.8 Asimmetrie piane radianti ed insoddisfatti

6.11 Comfort termico e sistemi radianti

I sistemi radianti sono gli unici impianti di climatizzazione in grado di influenzare la temperatura media radiante negli ambienti, poiché scambiano calore principalmente sotto forma di radiazione termica.

La temperatura media radiante è uno dei parametri fondamentali del comfort termico ed è definita come la temperatura uniforme di un ambiente immaginario in cui il flusso termico radiativo scambiato dal corpo umano è uguale al flusso termico radiativo effettivamente scambiato dal corpo umano nell'ambiente reale.

La temperatura media radiante può essere calcolata utilizzando i fattori di vista tra l'occupante e le superfici che lo circondano:

$$T_{mr} = \sqrt[4]{\sum_{j=1}^n F_{p-j} T_j^4} \quad (31)$$

dove F_{s-j} è il fattore di vista tra l'occupante e la j -esima superficie e T_j è la temperatura della j -esima superficie.

I sistemi radianti agiscono sull'ambiente termico con cui gli occupanti, scambiano calore, modificando la temperatura dell'aria per scambio termico convettivo e la temperatura delle altre superfici per scambio termico radiativo. Inoltre agiscono direttamente sulla sensazione termica percepita dagli occupanti scambiando radiazione termica con essi. I sistemi radianti sono infatti l'unico impianto di climatizzazione in grado di agire sul comfort termico percepito dagli utenti attraverso un'azione indiretta (scambio termico con aria e pareti) ed attraverso un'azione diretta (scambio termico diretto con gli occupanti).

L'indice più appropriato per descrivere la sensazione termica percepita dagli occupanti e dovuta alla temperatura dell'aria ed alla temperatura media radiante, è la temperatura operativa (vedi eq. 28). Sebbene questo indice non tenga in considerazione lo scambio termico latente tra il corpo umano e l'ambiente, è comunque un buon descrittore della sensazione termica percepita dagli occupanti in funzione dello scambio termico sensibile, che è generalmente la parte più rilevante del flusso termico scambiato dal corpo umano.

La temperatura operativa andrebbe dunque sempre utilizzata come riferimento negli studi che riguardano l'influenza dei sistemi radianti sull'ambiente costruito. Un sistema radiante può, ad esempio, garantire la stessa temperatura operativa di un sistema a tutt'aria, mantenendo la temperatura dell'aria a valori inferiori nella stagione di riscaldamento e a valori superiori nella stagione di raffrescamento. Questo può garantire un risparmio energetico, anche consistente, poiché si riducono le dispersioni termiche invernali ed i guadagni termici estivi per ventilazione.

6.12 Categorie di comfort nella normativa

La normativa nazionale ed internazionale definisce differenti categorie o livelli di comfort, che dipendono dal tipo di edificio, dal tipo di occupanti, dal tipo di clima e dalle differenze nazionali.

La normativa stabilisce i valori minimi dei parametri richiesti per raggiungere certe categorie di comfort. Le categorie riportate in normativa sono principalmente utili per il dimensionamento degli impianti di climatizzazione (ISO 7730 ed EN 15251), per i calcoli di energia e per le valutazioni annuali delle condizioni di comfort termico (EN 15251).

Sono stabiliti dei limiti minimi obbligatori per i livelli più bassi di qualità termica ambientale, il cliente può tuttavia richiedere livelli di comfort più elevati, facendo riferimento ai valori riportati nelle categorie superiori. Va comunque ricordato che livelli di comfort e consumi energetici sono tra loro strettamente connessi

Tabella 6.1 Esempio di categorie raccomandate in normativa per la progettazione di edifici riscaldati o raffrescati meccanicamente (UNI EN 15251)

Categoria	Stato termico del corpo	
	PPD	Previsto
	%	Voto medio
I	< 6	- 0.2 < PMV < + 0.2
II	< 10	- 0.5 < PMV < + 0.5
III	< 15	- 0.7 < PMV < + 0.7
IV	> 15	PMV < - 0.7; or + 0.7 < PMV

Tabella 6.2 Esempio di parametri progettuali consigliati per la progettazione degli edifici e degli impianti di climatizzazione (UNI EN 15251)

Tipo di edificio	Categoria	Temperatura operativa °C	
		Min. per riscald. (inverno) ~ 1,0	Max. per raffresc. (estate) ~ 0,5
Edifici residenziali: (camere da letto, stanze per il disegno, cucine, ecc) Sedentario ~ 1,2 mt	I	21,0	25,5
	II	20,0	26,0
	III	18,0	27,0
Edifici residenziali: altri spazi (magazzini, corridoi, ecc) Seduto, cammino ~ 1,6 mt	I	18,0	
	II	16,0	
	III	14,0	
Uffici singoli (ufficio a cella) Sedentario ~ 1,2 mt	I	21,0	25,5
	II	20,0	26,0
	III	19,0	27,0
Uffici landscape (open plan office) Sedentario ~ 1,2 mt	I	21,0	25,5
	II	20,0	26,0
	III	19,0	27,0
Sala riunioni Sedentario ~ 1,2 mt	I	21,0	25,5
	II	20,0	26,0
	III	19,0	27,0

Bibliografia

- Application volume of ASHRAE Handbook, Chapter 52: Radiant Heating and Cooling, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, USA, 1999
- H.B. Awbi, A. Hatton, Natural convection from heated room surfaces, *Energy and Buildings* 30 (1999) 233–244
- H.B. Awbi, A. Hatton, Mixed convection from heated room surfaces, *Energy and Buildings* 32 (2000) 153–166
- H.B. Awbi, Calculation of convective heat transfer coefficients of room surfaces for natural convection, *Energy and Buildings* 28 (1998) 219–227
- J. Babiak, B.W. Olesen, D. Petras, Low temperature heating and high temperature cooling, Rehva, Brussels, 2007
- F. Causone, S.P. Corgnati, M. Filippi, B.W. Olesen, Solar radiation and cooling load calculation for radiant systems: definition and evaluation of the Direct Solar Load, *Energy and Buildings* (in press, doi:10.1016/j.enbuild.2009.09.008)
- F. Causone, S.P. Corgnati, M. Filippi, B.W. Olesen, Experimental evaluation of heat transfer coefficients between radiant ceiling and room, *Energy and Buildings* 41 (6) (2009) 622–628
- F. Causone, Radiant Heating and Cooling: Limitations and Possibilities of Improvement, Ph.D Thesis, Department of Energetics, Politecnico di Torino, 2009
- J. Clarke, Energy simulation for building design, BUTTERWORTH HEINEMANN, Oxford (UK), 2001
- S.P. Corgnati, Cooling Ceiling Panels to Reduce Discomfort Risks in Ventilated Rooms: First Assessments, Proceeding of Seminario CODEA 2001, Napoli, 2001
- S.P. Corgnati, Heat flows and air distribution in rooms cooled by radiant panels, Ph.D Thesis, Department of Energetics, Politecnico di Torino, 2002
- S.P. Corgnati, M. Perino, G.V. Fracastoro, P. Nielsen, Experimental and numerical analysis of air and radiant cooling systems in offices, *Building and Environment* 44 (2009) 801–806
- D.B. Crawley, K. Lawrie, F.C. Winkelmann, W.F. Buhl, Y.J. Huang, C.O. Pedersen, R.K. Strand, R.J. Liesen, D.E. Fisher, M.J. Witte, J. Glazer, EnergyPlus: creating a new-generation building energy simulation program, *Energy and Buildings* 33 (2001), 319–331
- P.O. Fanger, Thermal comfort: analysis and applications in environmental engineering, McGraw-Hill, New York, 1970
- Fundamentals volume of ASHRAE Handbook, Chapter 4: Heat Transfer, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, USA, 2009
- Fundamentals volume of ASHRAE Handbook, Chapter 9: Thermal Comfort, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, USA, 2009
- J.P. Holman, Heat transfer, McGraw-Hill, London, 1992
- HVAC Systems and Equipment volume of ASHRAE Handbook, Chapter 6: Panel Heating and Cooling, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, USA, 1999
- F.P. Incropera, D.P. DeWitt, T.L. Bergman, A.S. Lavine, Fundamentals of heat transfer, Wiley, New York, 2007
- W. Kessling, S. Holst, M. Schuler, Innovative design concept for the new Bangkok international airport, NBIA, in: Proceedings of Symposium on Improving Building Systems in Hot and Humid Climates, Richardson, 17–19 May 2004
- A.J.N. Khalifa, R.H. Marshall, Validation of heat transfer coefficients on interior building surfaces using a real-sized indoor test cell, *Int. J. Heat Mass Transfer* 33 (1990) 2219–2236
- A.J.N. Khalifa, Natural convective heat transfer coefficient – a review I. Isolated vertical and horizontal surfaces, *Energy Conversion and Management* 42 (2001) 491–504

A.J.N. Khalifa, Natural convective heat transfer coefficient – a review II. Surfaces in two- and three-dimensional enclosures, *Energy Conversion and Management* 42 (2001) 505–517

B.W. Olesen, Possibilities and limitations of radiant floor cooling, *ASHRAE Transactions* 103 (1) (1997) 42–48

B.W. Olesen, F.Bonnefoi, E. Michel, M. De Carli, Heat exchange coefficient between floor surface and space by floor cooling – Theory or a question of definition, *ASHRAE Transactions: Symposia DA-00-8-2* (2000) 684–694

B.W. Olesen, Radiant floor heating in theory and practice, *ASHRAE Journal* 44 (2002), 19–26

B.W. Olesen, International standards for the indoor environment, *Indoor Air, Supplement* 14 (2004), 18–26

B.W. Olesen, O. Seppanen, A. Boersta, Criteria for the indoor environment for energy performance of buildings: A new European standard, *Facilities* 24 (2006), 445–457

B.W. Olesen, New European standards for design, dimensioning and testing embedded radiant heating and cooling systems, in: *Proceedings of CLIMA 2007 WellBeing Indoors*, Helsinki, 10–14 June 2007

B.W. Olesen, The philosophy behind EN15251: Indoor environmental criteria for design and calculation of energy performance of buildings, *Energy and Buildings* 39 (2007), 740–749

P. Simmonds, S. Holst, S. Reuss, W. Gaw, Comfort conditioning for large spaces, *ASHRAE Transactions* 105 (1) (1999) 1037–1048

R.D. Watson, K.S. Chapman, *Radiant heating and cooling handbook*, McGraw-Hill, New York, 2002

EnergyPlus Engineering Reference, v. 3.1, 2009

Norme

ISO 7730: 2005 - Ergonomics of the thermal environment - Analytical determination and interpretation of thermal comfort using calculation of the PMV and PPD indices and local thermal comfort criteria

EN 15251: 2007 - Ventilation for buildings – Indoor environmental input parameters for design and assessment of energy performance of buildings addressing indoor air quality, thermal environment, lighting and acoustics

EN 15377-1: 2008 - Heating systems in buildings - Design of embedded water based surface heating and cooling systems - Part 1: Determination of the design heating and cooling capacity

EN 15377-2: 2008 - Heating systems in buildings - Design of embedded water based surface heating and cooling systems - Part 2: Design, dimensioning and installation

EN 1264-1: 1997 - Floor heating: Systems and components - Part 1 : Definitions and symbols.

EN 1264-2: 2008 - Water based surface embedded heating and cooling systems — Floor heating — Part 2: Prove methods for the determination of the thermal output of floor heating systems using calculation and test methods.

EN 1264-3: 2009 - Floor heating: Systems and components - Part 3 : Dimensioning.

EN 1264-4: 2009 -Floor heating: Systems and components - Part 4: Installation.

EN 1264-5: 2008 - Water based surface embedded heating and cooling systems: Part 5: Heating and cooling surfaces embedded in floors, ceilings and walls — Determination of thermal output and cooling output.