



UNIVERSITÀ
DEGLI STUDI
DI PADOVA

UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI PADOVA

Dipartimento di Ingegneria Industriale DII

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Energetica

Implementazione di un modello numerico per la previsione delle prestazioni di una pompa di calore compatta ad uso residenziale per la produzione di acqua calda sanitaria, con recupero di calore e post trattamento lato aria

Relatore: Prof. Ing. De Carli Michele

Correlatore :Ing. Totaro Matteo

Laureanda: Maroccolo Giorgia

Matricola 1035057

Anno Accademico 2013/2014

Indice

Sommario	
1 Introduzione	I
2 Inquadramento normativo.....	3
2.1 Unione Europea.....	3
2.1.1 Direttiva europea sulla prestazione energetica degli edifici	3
2.1.2 Regolamento su gas fluorati ad effetto serra	6
2.2 Legislazione italiana.....	9
2.2.1 Il parco edilizio italiano	9
2.2.2 Il quadro normativo italiano per l'efficienza energetica	10
2.2.3 Il potenziale di mercato	13
3 Stato dell'arte nell'edilizia.....	15
3.1 Edifici a basso consumo energetico	15
3.1.1 La casa passiva: le caratteristiche principali	17
3.1.2 La casa passiva nei climi caldi europei	19
3.1.3 Analisi economica della Passivhaus nei principali Paesi europei.....	22
3.2 Il comfort ambientale.....	25
3.2.1 Il bilancio di energia del corpo umano.....	25
3.2.2 Gli indici di comfort termico globale.....	26
3.2.3 Discomfort termico locale.....	28
3.2.4 La qualità dell'aria interna	30
3.2.5 La filtrazione dell'aria.....	33
3.3 Soluzioni impiantistiche per edifici residenziali ad alta efficienza energetica	
36	
3.3.1 Caldaia biomassa legnosa	36
3.3.2 Il teleriscaldamento	37
3.3.3 L'energia solare	39
3.3.4 Pompe di calore	42
3.3.5 Ventilazione meccanica controllata.....	44
4 Aggregato compatto	47
4.1 Analisi di mercato.....	47
4.1.1 Motivazioni dello sviluppo	48

4.1.2	La certificazione secondo il Passive House Institute	49
4.1.3	Taglie e configurazioni di aggregati compatti presenti nel mercato ...	50
4.1.4	Calcolo semplificato del carico termico invernale ed estivo di alcune tipologie abitative considerate	54
4.2	Proposta per Aermec.....	59
4.2.1	Il circuito frigorifero	60
4.2.2	La scelta dei componenti	62
5	Modello per la previsione delle prestazioni di una pompa di calore.....	67
5.1	Descrizione del modello Xcos	67
5.1.1	Il blocco recuperatore di calore	68
5.1.2	Il blocco compressore	69
5.1.3	Il blocco condensatore	71
5.1.4	Il blocco evaporatore	74
5.1.5	Il blocco risolutore.....	75
5.2	Il modello applicato all'aggregato compatto e i risultati ottenuti	76
6	Conclusioni	81
	Appendice A	83
	Bibliografia	85
	Ringraziamenti.....	87

Sommario

A seguito dell'emanazione della Direttiva europea 2010/31/UE del Parlamento europeo sulla prestazione energetica degli edifici e del recepimento da parte dei Paesi dell'Unione, risulta necessario lo studio di impianti pensati ad hoc per gli edifici con bassi consumi energetici.

Per questo motivo si è deciso di analizzare tra le possibili soluzioni impiantistiche quella che, probabilmente, sarà la chiave per il raggiungimento degli obiettivi richiesti dall'Unione europea: l'aggregato compatto, di cui sono stati studiati i modelli già presenti nel mercato ed è stata proposta una soluzione innovativa. La macchina proposta risulta, di fatto, coincidere con una macchina polivalente con recupero totale di calore per la produzione di acqua calda sanitaria, pensata per le piccole utenze domestiche.

Parallelamente è stato implementato un modello Xcos per il calcolo delle prestazioni di una pompa di calore ad uso residenziale. Il modello di tipo stazionario e implicito utilizza un blocco risolutore che permette di raggiungere convergenza dopo alcune iterazioni. Per simulare il comportamento delle batterie alettate, si è sviluppato un interpolatore lineare multidimensionale basato sulla teoria dell'interpolatore di Newton alle differenze divise.

In base ai risultati ottenuti nella simulazione del funzionamento invernale applicata a questo caso specifico, si evidenzia un'efficienza globale della macchina elevata, soprattutto con temperature esterne basse. Elevate efficienze e bassi costi d'investimento si traducono in un miglior ritorno economico.

1 Introduzione

La Direttiva europea 2010/31/UE [1] del Parlamento europeo sulla prestazione energetica degli edifici richiede agli Stati membri una riduzione del 20% entro il 2020 delle emissioni di CO₂ rispetto ai valori del 1990. Inoltre, vincola ad un aumento dell'efficienza energetica del 20% e contemporaneamente un aumento della copertura del fabbisogno di energia da fonti rinnovabili. Una tecnologia chiave per il raggiungimento di questi obiettivi in ambito residenziale sarà sicuramente la pompa di calore a compressione di vapore. Tuttavia, questo sistema utilizza gas refrigeranti, i quali se rilasciati in atmosfera presentano un elevato effetto serra. Per questo motivo, l'Unione europea sta analizzando la revisione al regolamento europeo (CE) 842/2006 [2] per la riduzione e l'abolizione di alcuni gas fluorati ad effetto serra.

In collaborazione con Aermec, si è voluto analizzare una tipologia di pompa di calore specifica per le abitazioni del prossimo futuro: edifici con bassi consumi energetici, con elevata copertura del fabbisogno di energia da fonte rinnovabile e con soluzioni impiantistiche alternative ad alto rendimento.

Gli edifici con elevate prestazioni energetiche, come una casa passiva, presentano spesso un ottimo isolamento. Di contro, l'elevata coibentazione dell'edificio obbliga l'installazione di un sistema di ventilazione meccanica controllata.

L'aggregato compatto sembra essere la soluzione migliore per queste tipologie edilizie. L'aggregato compatto come dice la parola stessa è aggregato, poiché è costituito dall'insieme di una pompa di calore con un'unità di ventilazione con recupero di calore, ed è compatto, perché è tutto racchiuso in un'unica struttura pronta per essere installata. Questo sistema è in grado di garantire la produzione di acqua calda sanitaria, condizionamento estivo e riscaldamento invernale utilizzando come fonte di calore l'aria di ventilazione a fronte di una spesa elettrica del compressore e dei ventilatori. Perciò è stata proposta una soluzione per il possibile sviluppo di questa macchina all'interno dell'azienda.

In parallelo, è stato sviluppato un modello per il calcolo delle prestazioni di una pompa di calore ad uso residenziale. Il modello di tipo stazionario è stato implementato nel programma freeware Xcos, del tutto simile al programma Simulink. L'obiettivo di questo modello è di poter valutare le prestazioni e le rese della pompa di calore considerata al variare delle condizioni esterne. Si è ideato un interpolatore lineare multidimensionale per la valutazione delle prestazioni della batteria di condensazione ed evaporazione.

In breve in questo elaborato sono state affrontate varie problematiche riguardanti lo sviluppo di questo prodotto. Innanzitutto, si è analizzato il quadro normativo europeo relativo alle prestazioni energetiche degli edifici e alla riduzione e, ormai

prossima, abolizione dei gas fluorati ad effetto serra. Inoltre, è stato approfondito il quadro italiano relativo all'attuale parco edilizio italiano, il recepimento delle direttive europee nel tema delle prestazioni degli edifici e il loro potenziale di mercato.

In seguito, si è voluto analizzare lo stato dell'arte degli edifici con bassi consumi energetici, in particolare la casa passiva con le dovute considerazioni nel caso di costruzione in Paesi con climi caldi. E' necessario un approfondimento riguardante il comfort ambientale e alle possibili soluzioni impiantistiche per questa tipologia di edifici.

In seguito, si sono esaminati i modelli di aggregato compatto già presenti nel mercato, sono state valutate in modo semplificato delle potenze richieste da varie tipologie edilizie. Quest'analisi è stata fatta per proporre una soluzione appetibile per il mercato delle future abitazioni ad alta efficienza energetica.

Infine, è proposto un modello stazionario per il calcolo delle prestazioni di una pompa di calore ad uso residenziale ed è stato applicato alla macchina analizzata in questo elaborato.

2 Inquadramento normativo

L'obiettivo di questo capitolo è di avere un inquadramento generale riguardo le normative europee, e il recepimento italiano di tali normative, relative alla prestazione energetica degli edifici. Quindi sono affrontati i temi connessi all'aumento dell'efficienza energetica, alla riduzione dei gas ad effetto serra, alla promozione dello sviluppo sull'utilizzo di energie rinnovabili. Inoltre, è esaminata la problematica riguardante i gas fluorati ad elevato effetto serra, tra i quali troviamo i gas refrigeranti. Infatti, è in discussione al Parlamento europeo una modifica al regolamento attuale per l'abolizione di alcune di queste sostanze durante i prossimi anni. Poi, è analizzata la situazione italiana sia riguardo il parco edilizio esistente che al potenziale di mercato associato alla diffusione di edifici a basso consumo energetico.

2.1 Unione Europea

2.1.1 Direttiva europea sulla prestazione energetica degli edifici

Come riportato nella Direttiva europea 2010/31/UE [1] del Parlamento europeo, gli edifici sono responsabili del 40% dei consumi globali nell'Unione europea. Il settore è tuttora in espansione, soprattutto grazie all'aumento della qualità della vita e agli elevati livelli di comfort interno richiesto. Ciò comporta un aumento del consumo energetico per usi civili. Per questo motivo, interventi rivolti a ridurre i consumi energetici e ad un maggior utilizzo di fonti rinnovabili costituiscono misure efficienti per diminuire le emissioni di gas ad effetto serra e la dipendenza energetica dell'Unione da fonti fossili.

L'impegno dell'Unione europea, dopo il protocollo di Kyoto allegato alla convenzione quadro delle Nazioni Unite sui cambiamenti climatici (UNFCCC), è quello di ridurre entro il 2020 le emissioni globali di gas ad effetto serra del 20% al di sotto dei livelli relativi al 1990. Se viene raggiunto un accordo internazionale, sarà richiesta una riduzione pari al 30%.

La riduzione dell'utilizzo di fonti fossili e, contemporaneamente, il maggior utilizzo di fonti rinnovabili permette una maggior diversificazione delle fonti. Pertanto, rappresentano strumenti importanti sia per promuovere la sicurezza dell'approvvigionamento energetico e lo sviluppo di nuove tecnologie sia per creare nuovi posti di lavoro e lo sviluppo a livello regionale, soprattutto nelle zone rurali, storicamente cresciute solo grazie al settore agricolo.

Nella comunicazione del marzo 2007 della Commissione europea intitolata "Piano d'azione per l'efficienza energetica: Concretizzare le potenzialità" [1] sono emerse le significative potenzialità nel risparmio energetico nel settore edilizio efficaci, anche in termini di costi. Nella risoluzione del 2009 sul secondo riesame strategico

della politica energetica europea, l'Unione ha imposto come vincolo il miglioramento dell'efficienza energetica pari al 20% entro il 2020.

Al fine di adempiere gli impegni della Comunità riguardo la riduzione delle emissioni di gas ad effetto serra, la Direttiva 2009/28/CE del Parlamento europeo e del Consiglio, del 23 aprile 2009, sull'incentivazione dell'uso di fonti rinnovabili, prevede l'obiettivo vincolante di una quota di energia da fonti rinnovabili che copra il 20% del consumo energetico totale dell'Unione entro il 2020.

Secondo quanto riportato nella Direttiva 2010/31/UE [1], le misure per l'ulteriore miglioramento della prestazione energetica degli edifici devono tener conto delle condizioni climatiche locali, dell'ambiente interno e dell'efficacia sotto il profilo dei costi. Tuttavia, è necessario che queste misure non influiscano su altre prescrizioni relative agli edifici quali l'accessibilità, la sicurezza e l'uso cui è destinato l'edificio. Ogni Paese membro deve fornire una metodologia per il calcolo delle prestazioni energetiche degli edifici che può essere differenziata sia a livello nazionale che regionale. Questo metodo oltre alle caratteristiche termiche dei componenti dell'involucro edilizio, deve considerare anche altri fattori che svolgono un ruolo di crescente importanza:

- il tipo di impianto di riscaldamento e raffrescamento;
- l'impiego di energia da fonti rinnovabili;
- i sistemi passivi di riscaldamento e raffrescamento;
- i sistemi di ombreggiamento;
- la qualità degli ambienti interni;
- un'adeguata illuminazione naturale;
- caratteristiche architettoniche.

Il calcolo delle prestazioni dell'edificio non deve essere limitato al solo periodo di riscaldamento, ma deve essere considerato l'intero anno solare. In questo modo, è possibile valutare la prestazione energetica annuale dell'edificio.

Inoltre, ogni Stato membro deve fissare i requisiti minimi di prestazione energetica sia degli edifici che degli elementi edilizi. Tali requisiti dovrebbero essere fissati in modo da conseguire un equilibrio ottimale in funzione dei costi tra gli investimenti iniziali e i risparmi energetici realizzati nell'intero ciclo di vita dell'edificio. Ogni Stato dovrebbe prevedere una revisione periodica di questi limiti alla luce del progresso tecnologico di ciascun Paese.

Gli edifici influiscono sui consumi energetici a lungo termine. Infatti, considerando il lungo ciclo di ristrutturazione degli edifici esistenti, sia gli edifici di nuova costruzione che quelli esistenti che subiscono una ristrutturazione importante dovranno essere soggetti ai requisiti minimi imposti. E' necessario definire una ristrutturazione importate in termini di percentuale della superficie dell'involucro o in termini di valore dell'edificio. Per gli edifici di nuova costruzione,

indipendentemente dalle loro dimensioni, dovranno essere presi in considerazione sistemi di approvvigionamento energetico alternativi, garantendo in ogni caso la riduzione del fabbisogno energetico per il riscaldamento e raffrescamento a livelli ottimali in funzione dei costi.

L'attestato di prestazione energetica dovrebbe recare anche informazioni riguardanti l'incidenza effettiva del riscaldamento e del rinfrescamento sul fabbisogno energetico dell'edificio, sul consumo di energia primaria e sulle emissioni di biossido di carbonio.

Negli ultimi anni nei Paesi europei è stato osservato un aumento nel numero di impianti per la climatizzazione estiva. Ciò comporta gravi problemi di aumento di carico elettrico massimo, soprattutto nel mese di Luglio, con conseguente aumento del costo dell'energia elettrica nel periodo di punta. Per questo motivo sono incentivate le azioni dedicate a migliorare la prestazione energetica durante il periodo di raffrescamento. A tal fine, sono da considerare misure che evitino il surriscaldamento dell'ambiente interno, come l'ombreggiamento delle componenti vetrate e una maggior capacità termica dell'involucro. Inoltre, si devono valutare e studiare possibili soluzioni di raffrescamento passivo, soprattutto se garantiscono una miglior condizione di comfort interno.

Gli Stati membri dovrebbero incoraggiare i progettisti a valutare adeguatamente, in sede di pianificazione, progettazione, costruzione e ristrutturazione di aree industriali o residenziali, soluzioni combinate di alta efficienza energetica, impiego di energie rinnovabili, teleriscaldamento e teleraffrescamento.

In relazione agli edifici soggetti ad importante ristrutturazione, gli Stati membri dovrebbero sostenere i sistemi alternativi ad alto rendimento in quanto tecnicamente, funzionalmente ed economicamente fattibili. Questi sistemi, se disponibili, sono da valutare anche per le nuove costruzioni in fase di progettazione. Di seguito sono elencati i sistemi alternativi ad alto rendimento indicati nella Direttiva 2010/31/UE [1]:

- sistemi di fornitura energetica decentrati basati su energia da fonti rinnovabili;
- impianti di cogenerazione;
- teleriscaldamento e teleraffrescamento urbano o collettivo, in particolare se basato interamente o parzialmente su energia da fonti rinnovabili;
- pompe di calore.

E' necessario promuovere l'utilizzo di sistemi di misurazione intelligenti e sistemi di controllo attivo come sistemi di automazione, controllo e monitoraggio finalizzati al risparmio energetico.

La Commissione europea richiede che entro il 31 Dicembre 2020 tutti gli edifici di nuova costruzione siano edifici a energia quasi zero. Mentre per gli edifici di nuova

costruzione occupati da enti pubblici o di proprietà di questi ultimi il termine è anticipato al 31 Dicembre 2018. Gli Stati membri provvedono ad elaborare piani nazionali per il raggiungimento di questi obiettivi, che possono essere differenziati per tipologia di edificio. Questi piani nazionali devono contenere anche la definizione nella pratica di edificio a energia quasi zero tenendo conto delle condizioni nazionali, regionali e locali. Inoltre, definiscono obiettivi intermedi di miglioramento della prestazione energetica degli edifici entro il 2015.

2.1.2 Regolamento su gas fluorati ad effetto serra

L'Unione Europea stabilisce norme per il contenimento, l'uso, il recupero e la distruzione di alcuni gas fluorurati ad effetto serra. Tali norme si accompagnano a disposizioni per l'etichettatura di prodotti e apparecchiature contenenti tali gas, la comunicazione di informazioni, i divieti di immissione in commercio nonché la formazione e certificazione del personale e delle società. Il regolamento europeo (CE) 842/2006 [2] ha come obiettivo principale quello di ridurre l'emissione in atmosfera di gas fluorati ad effetto serra considerati nel Protocollo di Kyoto. Inoltre, questi gas sono estremamente persistenti nell'atmosfera, ciò significa che i loro effetti durano a lungo anche dopo la loro emissione.

I gas fluorati hanno un potenziale di riscaldamento globale (GWP) molto più elevato rispetto alla CO₂. Il GWP rappresenta la quantità di anidride carbonica (in kg) che occorre per creare lo stesso effetto serra, valutato nello stesso periodo di tempo (solitamente 100 anni). In Tabella 2.1, sono elencati i gas fluorati soggetti a questo regolamento e il relativo potenziale di riscaldamento globale.

Il regolamento [2] stabilisce che le persone responsabili delle emissioni devono adottare misure tecnicamente ed economicamente fattibili per prevenire e minimizzare eventuali perdite. Inoltre, devono essere effettuati controlli nei sistemi di refrigerazione, condizionamento, pompe di calore e impianti di protezione antincendio per individuare eventuali perdite almeno una volta all'anno in base alla quantità di gas presente. I proprietari di questi impianti, con portata maggiore di 300 kg, devono prevedere l'installazione di sistemi per il rilevamento delle perdite. I gas fluorati ad effetto serra già presenti negli impianti sopraccitati devono essere recuperati al fine di essere riciclati, rigenerati o distrutti, ove questo sia possibile. Lo stesso dovrà succedere anche per i gas non utilizzati ma presenti nei contenitori. Il sesto programma comunitario di azione in materia di ambiente [3] individua nei cambiamenti climatici una priorità d'intervento. Esso riconosce che la Comunità si è impegnata a realizzare tra il 2008 e il 2012 una riduzione dell'8 % delle emissioni di gas ad effetto serra rispetto ai livelli del 1990 e che, a lungo termine, sarà necessario ridurre le emissioni complessive di gas ad effetto serra del 70 % circa rispetto al 1990.

Gas fluorato ad effetto serra	Formula chimica	Potenziale di riscaldamento globale (GWP)
Esaffluoruro di zolfo	SF ₆	22 200
<i>Idrofluorocarburi (HFC):</i>		
HFC-23	CHF ₃	12 000
HFC-32	CH ₂ F ₂	550
HFC-41	CH ₃ F	97
HFC-43-10mee	C ₃ H ₂ F ₁₀	1 500
HFC-125	C ₂ HF ₅	3 400
HFC-134	C ₂ H ₂ F ₄	1 100
HFC-134a	CH ₂ FCF ₃	1 300
HFC-152a	C ₂ H ₄ F ₂	120
HFC-143	C ₂ H ₃ F ₃	330
HFC-143a	C ₂ H ₃ F ₃	4 300
HFC-227ea	C ₃ HF ₇	3 500
HFC-236cb	CH ₂ FCF ₂ CF ₃	1 300
HFC-236ea	CHF ₂ CHFCF ₃	1 200
HFC-236fa	C ₃ H ₂ F ₆	9 400
HFC-245ca	C ₃ H ₃ F ₃	640
HFC-245fa	CHF ₂ CH ₂ CF ₃	950
HFC-365mfc	CF ₃ CH ₂ CF ₂ CH ₃	890
<i>Perfluorocarburi (PFC):</i>		
Perfluorometano	CF ₄	5 700
Perfluoroetano	C ₂ F ₆	11 900
Perfluoropropano	C ₃ F ₈	8 600
Perfluorobutano	C ₄ F ₁₀	8 600
Perfluoropentano	C ₅ F ₁₂	8 900
Perfluoroesano	C ₆ F ₁₄	9 000
Perfluorociclobutano	c-C ₄ F ₈	10 000

Tabella 2.1 : Gas fluorati ad effetto serra e GWP [2]

Per questo motivo, è prevista la revisione del regolamento europeo (CE) 842/2006 su alcuni gas fluorati, tutt'oggi in discussione al Parlamento europeo. La proposta prevede una progressiva riduzione delle emissioni di gas fluorati ad effetto serra entro il 2030. L'obiettivo è quello di ottenere al 2030 le emissioni di tali gas pari al 21% rispetto al valore di riferimento, uguale al valore medio valutato tra il 2009 e il 2012. Questi obiettivi si prevede siano raggiunti grazie al progressivo bando di taluni gas fluorati in relazione al tipo di applicazione e al valore di GWP.

Sono esenti tutte quelle applicazioni in cui è dimostrata l'impossibilità di disporre soluzioni alternative fattibili tecnicamente ed economicamente, o per problemi dovuti alla sicurezza.

La proposta di revisione è oggetto di discussione e per questo AiCARR ha proposto una loro posizione sull'argomento nella *position paper* [4]. L'associazione ritiene che le tempistiche di dismissione dei refrigeranti tradizionali siano troppo ottimistiche. Infatti, si rischia di accelerare un processo con effetti del tutto negativi: una scarsa conoscenza delle proprietà del refrigerante sostitutivo implica una minore efficienza energetica, con maggiori consumi, maggiori emissioni di CO₂ in atmosfera e un incremento dei costi.

Il nuovo regolamento impone inoltre che le macchine frigorifere, sia quelle monoblocco che quelle in più sezioni, vengano spedite e installate sprovviste di carica, per evitare perdite di refrigerante durante il trasporto e prima dell'avviamento. La carica della macchina sarebbe effettuata in loco da personale non così specializzato e con strumenti non così precisi come se avvenisse in fabbrica in fase di collaudo. Infatti, le varie cariche e scariche, la rigenerazione del refrigerante e l'intervento dei tecnici frigoristi in loco non farebbero altro che incrementare i costi della macchina. Inoltre, la perdita di efficienza farebbe aumentare i consumi, generando ulteriori costi durante il periodo di utilizzo.

Per di più, l'associazione mostra come questo provvedimento non porti ad una effettiva riduzione delle emissioni di CO₂, bensì ad un aumento. Infatti, in Tabella 2.2 è riportato un esempio applicato a 100 pompe di calore di 100 kW ciascuna, con doppio circuito frigo. Se si ipotizzasse, a causa del trasporto, una perdita totale di refrigerante su un circuito di una macchina su cento (valore nettamente superiore a quelli delle statistiche disponibili), la proposta impedirebbe emissioni di CO₂ pari a 20.000 kg. In compenso la movimentazione del refrigerante (su tutte le 100 macchine), sia in fabbrica durante la scarica (perdite ipotizzate pari a 1,5‰), sia in loco per la nuova carica (perdite del 2,5 ‰) farebbe sì che ben l'80% delle perdite evitate venissero annullate. La perdita di efficienza, dovuta ad una carica non ottimizzata, anche considerandola limitata solo al 2%, porterebbe ad un aumento di emissioni così ingente che il saldo finale sarebbe fortemente negativo (53.143 kg di CO₂ in più all'anno), vanificando l'obiettivo del regolamento. I dati in Tabella 2.2

confermano che le emissioni di CO₂ generate da una peggiore efficienza della macchina sono 3 volte superiori alle emissioni di CO₂ evitate applicando il regolamento.

	refrigerante [kg]	Consumo di energia elettrica per anno [kWh]	emissioni di CO ₂		
			evitate [kg]	procurate dalla movimentazione di refrigerante [kg]	procurate dalla perdita di efficienza [kg]
Carica di una PdC da 100 kW	20				
Carica di un solo circuito di una PdC da 100 kW	10				
Perdita di refrigerante in un circuito frigorifero ogni 100 macchine	10		20000		
Quantità di refrigerante movimentato in più (in fabbrica e in sito)	2000				
Perdite in fabbrica (0,15% sul refrigerante di 100 macchine)	3			6000	
Perdite in sito (0,25% sul refrigerante di 100 macchine)	5			10000	
Consumo di energia elettrica per singola pompa di calore (4.000 ore, 50% del carico, COP = 3,5)		57000			
Consumo di energia elettrica per 100 pompe di calore		5700000			
Aumento di consumo di energia elettrica per diminuzione di efficienza di funzionamento del 2% su 100 pompe di calore		114000			57000
TOTALE			20000	16000	57000
TOTALE DI EMISSIONI IN PIU' ALL'ANNO a causa della proposta [kg di CO₂]			53000		

Tabella 2.2 : Effetti della proposta di regolamento proiettati su 100 pompe di calore di potenza pari a 100 kW [4]

2.2 Legislazione italiana

2.2.1 Il parco edilizio italiano

A livello nazionale, a partire dai dati forniti dal censimento del 2001 [5], si riportano le seguenti informazioni generali [6]:

- numero complessivo di edifici residenziali, pari a 11.226.595;
- numero complessivo di appartamenti, pari a 27.291.993;
- superficie degli appartamenti a livello nazionale, mediamente pari a 96 m².

La tipologia edilizia nazionale è classificata in base alla zona climatica, all'anno di costruzione e alle dimensioni. Le zone climatiche sono suddivise in funzione dei gradi giorno (GG) dalla zona climatica A, con GG≤600, alla zona climatica F, con GG≥3000. I gradi giorno sono definiti come la somma, eseguita giorno per giorno lungo l'arco della stagione di riscaldamento, della differenza tra la temperatura interna e la temperatura esterna media giornaliera e sono quindi indicativi del periodo di riscaldamento.

Ogni periodo storico di costruzione riflette specifiche tipologie dimensionali e costruttive, significative soprattutto dal punto di vista energetico. Per questo è utile suddividere le abitazioni in base all'epoca di costruzione, come mostra la Tabella 2.3. Infatti, si vede come la maggior parte degli edifici esistenti ad uso abitativo

risalgono al periodo antecedente il 1976, periodo in cui non vi era nessun tipo di legislazione in materia di risparmio energetico.

EPOCA DI COSTRUZIONE	Abitazioni ² in edifici ad uso abitativo	Abitazioni per periodi in funzioni delle legislazioni in materia di risparmio energetico		Percentuale per periodi
Prima del 1919	3.893.567			
Dal 1919 al 1945	2.704.969			
Dal 1946 al 1961	4.333.882			
Dal 1962 al 1971	5.707.383			
Dal 1972 al 1981	5.142.940	Fino al 1976	19.209.800 ¹	70 % prima del 1976
Dal 1982 al 1991	3.324.794	Dal 1977 al 1991	5.897.734	22 % tra 1977 e 1991
Dal 1991 al 2001	2.161.345	Dal 1992 al 2001	2.161.346	8 % tra 1991 e 2001
Totale	27.268.880			

¹ Valore calcolato assumendo che dal 1972 al 1981 si siano costruite mediamente 514.000 abitazioni all'anno

² Alloggio costituito da uno o più locali (stanze e vani accessori), costruito con quei requisiti che lo rendono adatto ad essere dimora stabile di una o più persone, anche nel caso in cui una parte sia adibita ad ufficio (studio professionale, ecc.). Dotato di almeno un accesso indipendente dall'esterno (strada, cortile, ecc.) o da spazi di disimpegno comune (pianerottoli, ballatoi, terrazze, ecc.). Separato da altre unità abitative da pareti e inserito in un edificio.

Tabella 2.3 : Abitazioni in funzione dell'anno di costruzione

Le strutture edilizie in Italia sono tipicamente strutture massive: i materiali delle componenti opache sono soprattutto in laterizio, sia pieno che forato, e in calcestruzzo. Come già anticipato precedentemente, il periodo di costruzione dell'edificio è fondamentale per avere un riferimento sulle prestazioni energetiche del parco edilizio italiano. Infatti, un edificio costruito prima del 1976 raramente presenta materiale isolante all'interno della struttura, per cui la trasmittanza termica della superficie opaca dipende fondamentalmente dalla tipologia del materiale utilizzato e dal suo spessore. Si considera un basso livello di isolamento ($U_{\text{parete}} = 0,8 \text{ W/m}^2\text{K}$) se l'edificio è costruito tra il 1976 e il 1991, medio livello di isolamento ($U_{\text{parete}} = 0,6 \text{ W/m}^2\text{K}$) se costruito tra il 1992 e il 2005 [6]. Dopo il 2005 il livello di isolamento è determinato dalla legislazione italiana, D.Lgs 192/2005 e D.Lgs 311/2006, attraverso valori minimi limite di trasmittanza termica, di cui si vedranno in dettaglio nel paragrafo 4.1.4 nell'analisi di alcune tipologie abitative.

2.2.2 Il quadro normativo italiano per l'efficienza energetica

L'Italia ha recepito la Direttiva europea 2010/31/UE [1] nel Decreto legge del 4 Giugno 2013, nel quale viene introdotto l'attestato di prestazione energetica (APE) e alcune disposizioni urgenti per il recepimento della Direttiva europea [7]. L'attestato di prestazione energetica è il documento che attesta la prestazione energetica di un edificio e fornisce raccomandazioni per il miglioramento dell'efficienza energetica. Questo va a sostituire il precedente attestato di certificazione energetica ed ha validità temporale di 10 anni, ma deve essere

aggiornato ogni qualvolta vengano apportate modifiche alla struttura al fine di migliorare le prestazioni energetiche dell'edificio stesso.

Tale decreto legge prevede una futura definizione dei contenuti e delle procedure di calcolo necessarie per il rilascio dell'APE, il quale dovrà tenere in considerazione:

- prestazione energetica globale dell'edificio, in termini di energia primaria non rinnovabile e totale;
- classe energetica determinata attraverso l'indice di prestazione energetica globale;
- la qualità energetica dell'edificio;
- le emissioni di CO₂.

Questo attestato di prestazione energetica, APE, sarà obbligatorio per:

- tutti gli edifici di nuova costruzione, che equivale a circa 300.000 edifici residenziali all'anno;
- gli edifici sottoposti a ristrutturazioni importanti, ovvero quando i lavori insistono su almeno il 25% della superficie dell'involucro dell'intero edificio;
- gli edifici e le unità immobiliari soggette a vendita o a nuovo contratto di locazione.

Il Decreto legge predispone alcune disposizioni urgenti per il recepimento della Direttiva europea 2010/31/UE. Introduce una serie di obblighi in materia degli edifici a energia quasi zero: a partire dal 31 dicembre 2018, gli edifici di nuova costruzione occupati da pubbliche amministrazioni e di proprietà di queste ultime, compresi gli edifici scolastici, devono essere edifici a energia quasi zero. Dal 1° gennaio 2021 tale disposizione è estesa a tutti gli edifici di nuova costruzione. Deve essere definito un piano di azione entro il 31 Dicembre 2014 destinato ad aumentare il numero di edifici a energia quasi zero. Con questo piano d'azione sarà definito l'edificio ad energia quasi zero in base alla tipologia, grazie agli indicatori di consumo di energia primaria espressi in kWh/m²anno. Inoltre, devono essere ben chiare le politiche e le misure finanziarie, gli obiettivi intermedi e i casi in cui non è previsto il precedente obbligo, sulla base di un'analisi costi/benefici.

Risulta necessario favorire lo sviluppo, la valorizzazione e l'integrazione di fonti rinnovabili negli edifici e sostenere la diversificazione energetica. Tale decreto promuove il miglioramento della prestazione energetica degli edifici tenendo conto delle condizioni locali e climatiche esterne, nonché delle prescrizioni relative al clima degli ambienti interni e all'efficacia sotto il profilo dei costi.

Risulta importante la promozione dell'uso razionale dell'energia anche attraverso l'informazione e la sensibilizzazione degli utenti finali, la formazione e l'aggiornamento degli operatori del settore.

Contemporaneamente si vuole raggiungere l'obiettivo di favorire una riqualificazione energetica degli edifici condominiali, i quali presentano consumi

energetici superiori alla media italiana, già di per sé abbastanza alta rispetto a quella di altri Paesi dell'Unione Europea, anche in considerazione della loro epoca di costruzione.

Per il calcolo della prestazione energetica di un edificio si fa riferimento alla normativa tecnica UNI TS 11300, suddivisa in quattro parti:

- parte 1: determinazione del fabbisogno di energia termica dell'edificio per il condizionamento estivo e invernale;
- parte 2: determinazione del fabbisogno di energia primaria e dei rendimenti per la climatizzazione invernale e per la produzione di acqua calda per usi igienico sanitari;
- parte 3: determinazione del fabbisogno di energia primaria e dei rendimenti per la climatizzazione estiva;
- parte 4: utilizzo di energie rinnovabili e altri metodi di generazione per la climatizzazione invernale e per la produzione di acqua calda sanitaria.

All'interno del D.Lgs. 192/2005, è riportata la classificazione nazionale espressione della prestazione energetica per la climatizzazione invernale. In Tabella 2.4, sono elencati i valori limite dell'indice di prestazione energetica degli edifici per la climatizzazione invernale, EP_i espressi in kWh/m²anno. Questi limiti sono dati in funzione della zona climatica e del rapporto tra la superficie opaca confinante con l'esterno o con un ambiente non riscaldato e il volume lordo dell'edificio.

			Rapporto di forma dell'edificio S/V	
			≤ 0,2	≥ 0,9
Zona climatica	A	Fino a 600 GG	8,5	36
	B	da 601 GG	8,5	36
		a 900 GG	12,8	48
	C	da 901 GG	12,8	48
		a 1400 GG	21,3	68
	D	da 1401 GG	21,3	68
		a 2100 GG	34	88
	E	da 2101 GG	34	88
		a 3000 GG	46,8	116
	F	Oltre 3000 GG	46,8	116

Tabella 2.4 : Valori limite applicabili dal 1/01/2010 dell'indice di prestazione energetica per la climatizzazione invernale per gli edifici residenziali in kWh/m²anno

Per valori di S/V compresi tra 0,2 e 0,9 si procede tramite un'interpolazione lineare per ciascuna zona climatica. Nelle seguenti tabelle Tabella 2.5 e Tabella 2.6, sono rappresentate le classi relative alle prestazioni energetiche degli edifici per il solo fabbisogno invernale e per il fabbisogno globale invernale, comprensivo anche del fabbisogno per la produzione di acqua calda sanitaria. Questi limiti dovranno essere aggiornati e migliorati negli anni, grazie al progresso tecnologico nel settore e dopo un'attenta analisi costi/benefici.

		Classe $A_{gl}+$	<	0,25 EP_{iL} (2010)
0,25 EP_{iL} (2010)	≤	Classe A_{gl}	<	0,50 EP_{iL} (2010)
0,50 EP_{iL} (2010)	≤	Classe B_{gl}	<	0,75 EP_{iL} (2010)
0,75 EP_{iL} (2010)	≤	Classe C_{gl}	<	1,00 EP_{iL} (2010)
1,00 EP_{iL} (2010)	≤	Classe D_{gl}	<	1,25 EP_{iL} (2010)
1,25 EP_{iL} (2010)	≤	Classe E_{gl}	<	1,75 EP_{iL} (2010)
1,75 EP_{iL} (2010)	≤	Classe F_{gl}	<	2,50 EP_{iL} (2010)
		Classe G_{gl}	≥	2,50 EP_{iL} (2010)

Tabella 2.5 : Scala di classi energetiche espressione della prestazione energetica per il condizionamento invernale EP_i

		Classe A_i+	<	0,25 EP_{iL} (2010) + 9 kWh/m ² anno
0,25 EP_{iL} (2010) + 9 kWh/m ² anno	≤	Classe A_i	<	0,50 EP_{iL} (2010) + 9 kWh/m ² anno
0,50 EP_{iL} (2010) + 9 kWh/m ² anno	≤	Classe B_i	<	0,75 EP_{iL} (2010) + 12 kWh/m ² anno
0,75 EP_{iL} (2010) + 12 kWh/m ² anno	≤	Classe C_i	<	1,00 EP_{iL} (2010) + 18 kWh/m ² anno
1,00 EP_{iL} (2010) + 18 kWh/m ² anno	≤	Classe D_i	<	1,25 EP_{iL} (2010) + 21 kWh/m ² anno
1,25 EP_{iL} (2010) + 21 kWh/m ² anno	≤	Classe E_i	<	1,75 EP_{iL} (2010) + 24 kWh/m ² anno
1,75 EP_{iL} (2010) + 24 kWh/m ² anno	≤	Classe F_i	<	2,50 EP_{iL} (2010) + 30 kWh/m ² anno
		Classe G_i	≥	2,50 EP_{iL} (2010) + 30 kWh/m ² anno

Tabella 2.6 : Scala di classi energetiche espressione della prestazione energetica per il condizionamento invernale EP_{gl}

2.2.3 Il potenziale di mercato

Nel 2011 gli impieghi finali di energia [8], pari 134,9 Mtep, sono stati per il 34,4% impieghi nel settore civile. E' stata riscontrata una riduzione dei consumi del 2,65% rispetto al 2010 dovuta soprattutto alla crisi economica e alle misure di promozione e incentivazione dell'efficienza energetica.

Nel 2010, il consumo energetico del settore residenziale è stato di circa 28 Mtep, di cui circa il 68% è utilizzato per il riscaldamento, il restante è suddiviso tra consumi elettrici, consumi ad uso cucina e produzione di acqua calda sanitaria. In Italia il consumo termico per abitazione è diminuito, ma in misura notevolmente inferiore a quanto verificatosi per la maggior parte dei Paesi europei. Nel 2010, l'indice di efficienza globale è risultato pari a 71,4, fatto 100 il valore al 1990, e quindi l'incremento di efficienza complessivo, rispetto al 1990, è stato pari al 28,6%.

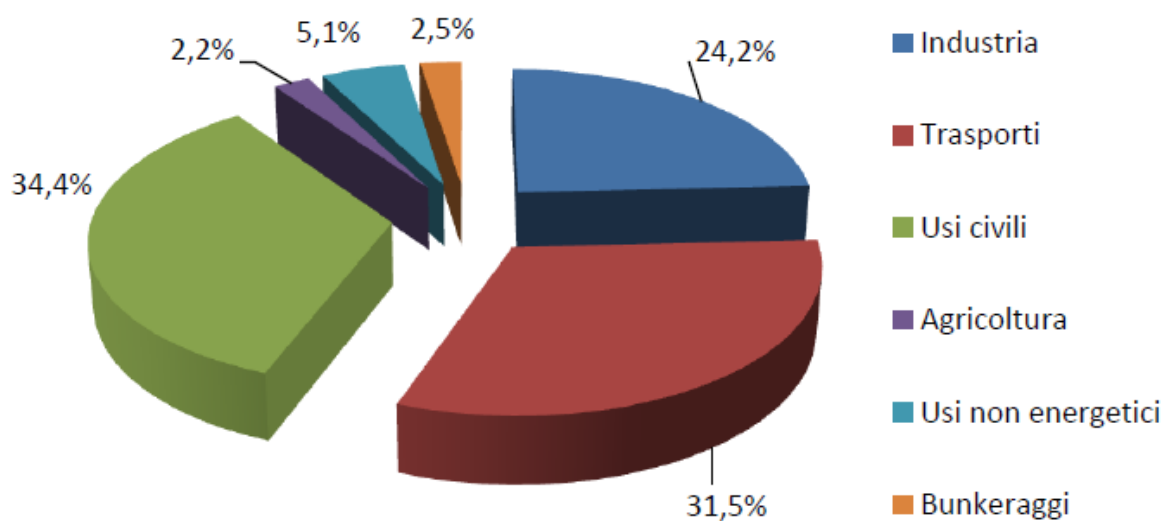


Figura 2.1 : Impieghi finali di energia per settore, 2011 [8]

Secondo uno studio riportato nel report sull'efficienza energetica [7], il potenziale di mercato teorico dell'efficienza energetica in Italia al 2020 ammonta a circa 29.500 mln € all'anno, di cui 4.800 mln € si riferiscono ad interventi in ambito elettrico e 24.700 mln € in ambito termico. Mentre il potenziale atteso ammonta a circa 7.400 mln €, di cui 1.800 mln € fanno riferimento ai risparmi conseguibili sul consumo elettrico e 5.600 mln € su quello termico. La maggior parte (il 58%) del potenziale atteso è associato al settore del residenziale, pari a 4.300 mln €. Le tecnologie cui è associato il maggior potenziale di mercato atteso nel residenziale sono le pompe di calore e le superfici opache, rispettivamente 3.000 e 3.500 mln €. Il potenziale di risparmio atteso derivante dalla realizzazione degli interventi di efficienza energetica presentati in questo studio permetterebbe di raggiungere oltre la metà degli obiettivi fissati nella Strategia Energetica Nazionale del marzo 2013, coprendo per intero l'obiettivo richiesto dall'Unione europea per il settore residenziale.

3 Stato dell'arte nell'edilizia

In questo capitolo si vuole analizzare lo stato dell'arte del settore edilizio, per avere un inquadramento della situazione italiana, ma anche europea, del settore residenziale. In particolare, vengono descritte le caratteristiche principali di un edificio ad elevata efficienza energetica, come richiesto dalle direttive europee, analizzando i vantaggi che si possono ottenere grazie ad un maggiore sviluppo di queste abitazioni. Successivamente, saranno esaminate le problematiche relative al comfort termico ambientale, un tema sempre più sentito per la progettazione delle future abitazioni. Infine, verranno elencate alcune soluzioni di impianto che potranno essere installate in questo tipo di edifici per migliorarne ulteriormente l'efficienza energetica e per aumentare il fabbisogno di energia coperto da fonti rinnovabili.

3.1 Edifici a basso consumo energetico

Grazie al calcolo della prestazione energetica di un edificio sono determinati i fabbisogni di energia primaria per il riscaldamento, raffrescamento e per la produzione di acqua calda sanitaria. Questa metodologia di calcolo, illustrata nella norma UNI TS 11300, tiene conto di molteplici aspetti riferiti alle strutture, agli impianti e alle condizioni climatiche.

Gli edifici possono essere classificati in base al fabbisogno di energia per il riscaldamento. La Direttiva europea sulla prestazione energetica degli edifici [1] introduce il termine di edificio a energia quasi zero, o NZEB (nearly zero energy building), definito come un edificio ad altissima prestazione energetica il cui fabbisogno energetico è coperto in misura molto significativa da energia da fonti rinnovabili, oltre che prodotta in loco o nelle vicinanze.

La definizione di NZEB andrebbe però sdoppiata: da una parte la definizione tecnica che permetta il corretto calcolo delle prestazioni energetiche e solo successivamente il limite massimo del fabbisogno energetico, per poter tenere conto delle possibili evoluzioni delle nuove tecnologie e dei loro costi [9].

Le caratteristiche di un edificio ad energia quasi zero possono essere riassunte nei seguenti requisiti [9]:

- fabbisogno di energia termica ridotto quanto più ragionevolmente possibile (isolamento, ombreggiamento, aumento dell'illuminazione naturale, ecc.);
- fabbisogno di energia degli impianti ridotto quanto più economicamente fattibile (recuperatori termici, aumento dell'efficienza dei sistemi di climatizzazione, ecc.);
- fabbisogno di energia coperto in misura significativa con l'impiego di vettori energetici prodotti da fonti rinnovabili o tramite produzione in loco da fonti

rinnovabili (solare termico, fotovoltaico, pompe di calore, teleriscaldamento alimentato da fonti rinnovabili, biocombustibili);

- tutto questo deve essere ottenuto in regime di sostenibilità economica e finanziaria.

Come si può vedere in Tabella 3.1, una tipologia con bassi consumi energetici risulta essere la casa passiva, una realtà già ben presente nel mercato edilizio europeo.

Tipologia abitativa	Fabbisogno di energia invernale [kWh/m ² anno]
Stock edilizio	220-250
Edifici standard con impianto ottimizzato	80-100
Edifici passivi	<15
Edifici a energia zero (ZEB)	~ 0

Tabella 3.1 : Fabbisogno di energia invernale per tipologia edilizia

In Figura 3.1 si possono vedere i consumi totali di energia primaria di alcune tipologie edilizie. Come si può vedere gli edifici a basso consumo energetico hanno una richiesta di energia primaria per il riscaldamento ridotta sensibilmente rispetto ad un edificio tradizionale. Tuttavia, i consumi di energia primaria dovuti agli altri utilizzi risultano pressoché invariati. Per gli edifici passivi la riduzione dei consumi per il riscaldamento risulta ancora più evidente. Invece, bisogna osservare come il consumo elettrico per gli edifici più efficienti risulta essere in percentuale predominante rispetto gli altri consumi, e questo non può più essere trascurato in fase di progettazione.

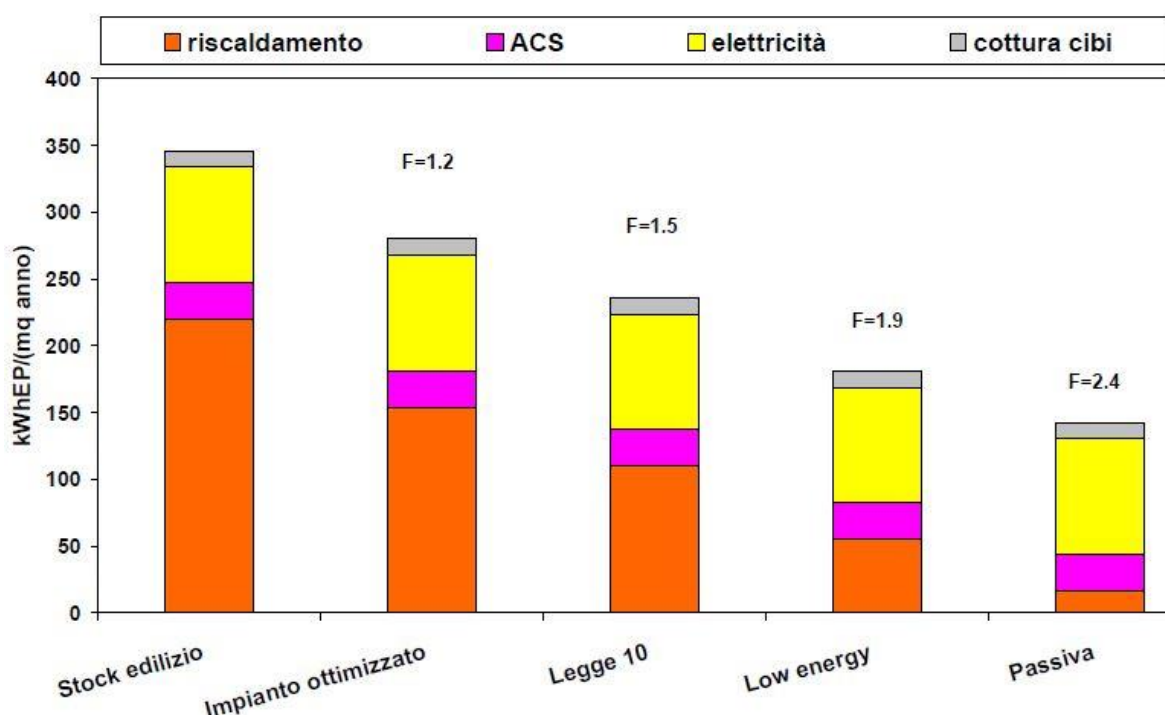


Figura 3.1 : Consumi tipici di energia primaria suddivisi per utilizzo

3.1.1 La casa passiva: le caratteristiche principali

In realtà, la casa passiva è più di un edificio a basso consumo energetico [10]. Infatti, permette di avere il massimo comfort termico interno, sia nella stagione invernale che estiva, con un'elevata efficienza energetica. Allo stesso tempo, è economicamente conveniente e con un minimo impatto ambientale. Questa tipologia di abitazione riduce i consumi energetici fino al 90% rispetto ad un edificio tradizionale e oltre il 75% rispetto la media delle nuove costruzioni. Utilizza le fonti di energia presenti all'interno dell'edificio, come i carichi interni e la radiazione solare incidente, favorendo il riscaldamento ambiente. Speciali finestre e un involucro ben isolato permettono di trattenere il calore desiderato all'interno dell'edificio. Un sistema di ventilazione meccanica ad alta efficienza garantisce una miglior qualità dell'aria e, sebbene richieda un maggior investimento iniziale, riduce notevolmente i costi operativi di qualsiasi edificio. Infatti, grazie all'installazione di un'unità di recupero sull'aria espulsa, è garantito un notevole risparmio energetico. Dal momento che in ogni caso è previsto un sistema di ventilazione, si è pensato di fornire il calore necessario per il riscaldamento o raffrescamento attraverso l'aria di mandata. In questo modo, il tempo di ritorno dell'investimento sarà minore. Questo è applicabile solo in edifici molto isolati come sono di fatto le case passive.

In fase di progettazione di un edificio passivo è necessario analizzare il carico termico dovuto alla radiazione solare incidente, soprattutto sulle superfici vetrate. In questo modo, è possibile sfruttare il carico solare durante la stagione invernale e diminuire il carico termico durante la stagione estiva prevedendo opportuni aggetti o elementi oscuranti.

Le linee guida presentate da International Passive House Association [11], che definiscono le caratteristiche di una casa passiva, possono essere applicate anche per la nuova costruzione di altri edifici non residenziali, come scuole, uffici e alberghi. Inoltre, queste direttive possono essere utilizzate anche nei casi di ristrutturazioni.

La casa passiva richiede il 10% dell'energia usata da un'abitazione media del centro Europa. Di seguito sono elencate le caratteristiche principali che deve soddisfare questa tipologia di edificio:

- fabbisogno di energia richiesta per il riscaldamento o raffrescamento inferiore a 15 kWh/m²anno;
- carico termico per il riscaldamento o raffrescamento inferiore a 10 W/m²;
- fabbisogno totale di energia primaria inferiore a 120 kWh/m²anno;
- deve garantire tenuta all'aria con ricambio orario pari a $n_{50}=0,6h^{-1}$;
- nei climi caldi o durante i mesi estivi, la temperatura ambiente non deve eccedere la temperatura di set-point per più del 10% del tempo.

La casa passiva è sostenibile per definizione: infatti l'energia richiesta per la costruzione è insignificante rispetto all'energia risparmiata durante l'intero ciclo di vita dell'edificio. Questo si può vedere nella seguente Figura 3.2, la quale rappresenta i costi energetici, i costi di costruzione e i costi totali in funzione del fabbisogno di energia specifica per il riscaldamento.

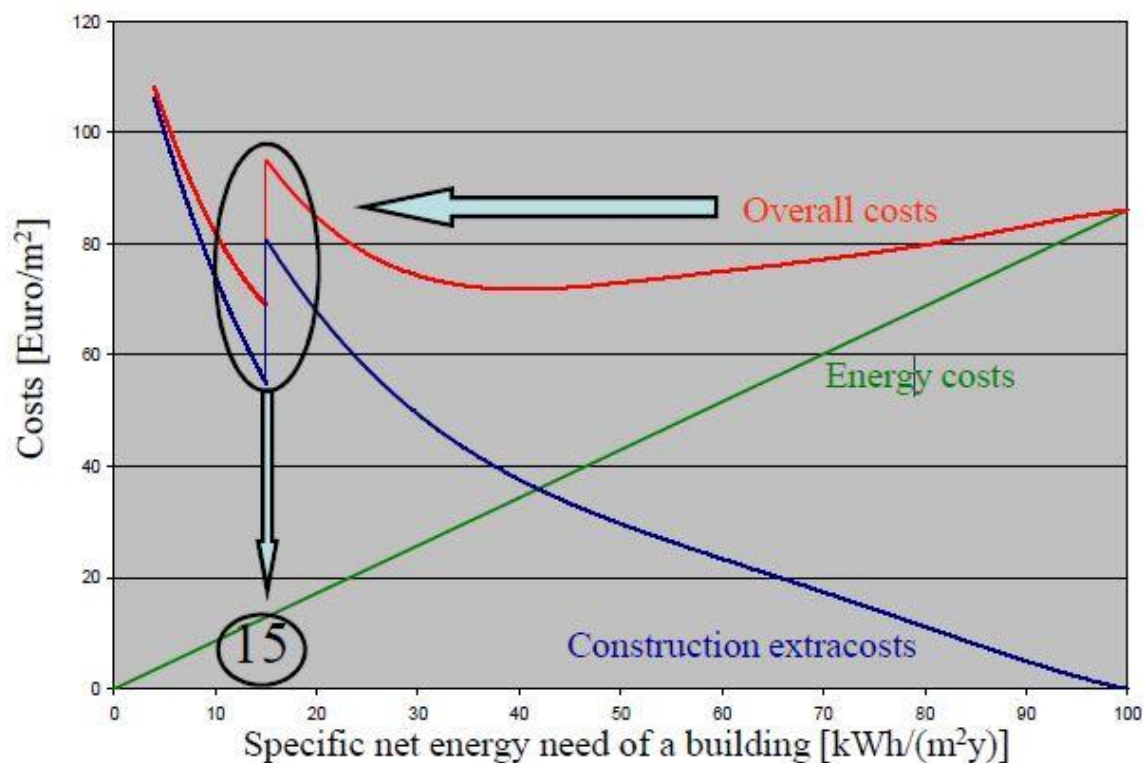


Figura 3.2 : Costi in funzione del fabbisogno di energia di un edificio

In corrispondenza del fabbisogno di energia specifica per il riscaldamento pari a 15 kWh/m²anno, relativo alla casa passiva, si riscontra una riduzione dei costi di costruzione dell'edificio, i quali incidono direttamente sui costi totali. Quindi le case passive non solo sono un buon investimento a lungo termine, ma lo sono anche all'inizio. In aggiunta, saranno installati sistemi di riscaldamento e raffrescamento di potenza inferiore rispetto agli impianti tradizionali. Sia l'installazione che l'impianto saranno sempre più semplificati, in accordo con le richieste degli impiantisti stessi. Il calore disperso attraverso l'involucro edilizio è calore trasmesso per conduzione, convezione e radiazione. Per diminuire il flusso termico attraverso l'involucro, che rappresenta circa il 70% delle perdite di calore dell'intero edificio, è necessario isolare maggiormente l'involucro stesso, indipendentemente dal clima in cui ci troviamo. Tuttavia senza alcun incentivo economico e finanziario, questi tipi di interventi non risultano vantaggiosi economicamente, a causa dell'elevato investimento iniziale richiesto. Il parametro che misura il grado di isolamento di un materiale è il coefficiente di scambio termico globale o U-value, misurato in W/m²K

: indica quanto calore attraversa una superficie pari a 1 m² di materiale, quando la differenza di temperatura è pari a 1 K. Per cui più questo valore è basso più il materiale considerato presenta un alto livello di isolamento. Per pareti multistrato la trasmittanza termica globale è calcolata tramite:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \sum_k \frac{\lambda_k}{s_k} + \sum_j R_j + \frac{1}{\alpha_e}} \quad [\text{W/m}^2\text{K}] \quad (2.1)$$

in cui:

- α_i e α_e sono i coefficienti liminari interno ed esterno [W/m²K];
- λ_k = conduttività termica [W/mK] dello strato k-esimo di spessore s_k [m];
- R_j = resistenza termica dello strato j-esimo [m²K/W].

Per gli edifici passivi si trovano valori tipici per il coefficiente globale di trasmissione termica relativi ai componenti opachi compresi tra 0,10 e 0,15 W/m²K.

Le medesime considerazioni sono valide anche per gli elementi finestrati, infatti la trasmittanza termica di una singola finestra è calcolata attraverso la seguente formula:

$$U_w = \frac{\sum A_g U_g + \sum A_f U_f + \sum l_g \psi_g}{\sum A_g + \sum A_f} \quad [\text{W/m}^2\text{K}] \quad (2.2)$$

dove:

- U_g [W/m²K] = la trasmittanza termica del vetro di area A_g ;
- U_f [W/m²K] = la trasmittanza termica del telaio di area A_f ;
- ψ_g [W/m²K] = la trasmittanza termica lineare del ponte termico lungo l_g .

Nelle case passive sono richieste finestre a taglio termico con doppio o triplo vetro e telaio ad elevato isolamento con valori tipici di $U_w=0,7$ W/m²K.

Un altro parametro utilizzato per caratterizzare l'elemento vetrato è il fattore solare, o *g-factor*, ed è definito come il rapporto tra la radiazione solare trasmessa attraverso la superficie e la totale radiazione incidente. Un valore indicativo per gli edifici passivi è compreso tra 0,5 e 0,6.

Un elemento finestrato poco isolato potrebbe comportare, nei climi freddi, un raffreddamento eccessivo e la formazione di condensa sulle superfici vetrate. Questo può richiedere la necessità di un riscaldamento attivo vicino alla parete vetrata per evitare le correnti di aria fredda e un possibile discomfort ambientale.

3.1.2 La casa passiva nei climi caldi europei

L'istituto italiano per le case passive [12] riassume i criteri che dovrebbe avere una casa passiva in Italia:

- indice per il fabbisogno energetico per riscaldamento $\leq 15,4$ kWh/m²a;
- indice per il fabbisogno energetico per raffrescamento sensibile $\leq 15,4$ kWh/m²a;
- temperatura superficiale interna minima involucro fuoriterza $\geq 17,0^\circ\text{C}$;

- temperatura superficiale interna minima del pavimento $\geq 18,5^{\circ}\text{C}$;
- temperatura superficiale interna massima $\leq 29^{\circ}\text{C}$;
- frequenza ore di surriscaldamento $\leq 10\%$;
- tenuta all'aria $\leq 0,64 \text{ h}^{-1}$;
- rendimento effettivo impianto di ventilazione $\geq 75\%$ con consumo elettrico delle ventole $\leq 0,45 \text{ Wh/m}^3$.

Inoltre, è possibile seguire altri criteri secondari per una migliore progettazione, come ad esempio:

- bilancio energetico positivo per i serramenti nel periodo di riscaldamento;
- copertura da fonti rinnovabili di almeno il 30% del fabbisogno energetico per il riscaldamento, raffrescamento, deumidificazione, umidificazione, produzione di acqua calda sanitaria e consumi elettrici;
- indice di fabbisogno di energia primaria totale $\leq 120,4 \text{ kWh/m}^2\text{a}$, al netto dell'energia autoprodotta in loco da rinnovabili;
- carico termico invernale specifico per il riscaldamento $\leq 10 \text{ W/m}^2$;
- carico termico estivo specifico per il raffrescamento $\leq 4 \text{ W/m}^2$.

Le linee guida fornite da Passive House Institute sono valide per ogni zona climatica, ma i valori di trasmittanza termica risultanti dall'analisi costi/benefici possono variare in maniera significativa in base alla zona climatica di costruzione considerata. Ad esempio, nei Paesi del sud Europa come Spagna, Portogallo, Italia e Grecia è possibile e desiderabile modificare alcune specifiche. Come riportato nell'analisi sulle case passive nei climi caldi europei [13], in particolare per l'Italia, è possibile raggiungere i limiti dei consumi e di comfort dello Standard Passivhaus utilizzando criteri meno restrittivi. Ad esempio:

- il valore di tenuta all'aria è accettabile pari a $n_{50} = 1,00 \text{ h}^{-1}$, sia a Milano che Roma e Palermo;
- le superfici vetrate, solitamente in centro Europa costituite da tripli vetri senza alcun trattamento superficiale particolare, possono essere rimpiazzate da doppi vetri ma con superfici basso-emissive;
- le superfici opache possono avere spessore di isolante minore rispetto allo standard. In particolare, a Palermo può essere sufficiente un isolamento di 5-6cm oppure è possibile analizzare un soluzione senza il recuperatore di calore e un maggiore isolamento.

In Tabella 3.2, sono rappresentate le caratteristiche minime per garantire gli standard Passivhaus in applicazioni situate a Milano, Roma e Palermo.

	Air permeability n_{50}	Building envelope transmittances U-value				Insulation levels		
		Roof	Wall	Floor	Glazing	Roof	Wall	Floor
	[h ⁻¹]	[W/m ² /K]	[W/m ² /K]	[W/m ² /K]	[W/m ² /K]	[cm]	[cm]	[cm]
Milan	1,00	0,134	0,135	0,134	1,400	25	25	25
Rome	1,00	0,200	0,300	1,000	1,400	16	10	1
Palermo	1,00	0,540	0,420	1,340	1,400	5	6	0

Tabella 3.2 : Livelli di isolamento dell'edificio e tenuta all'aria richieste nella proposta Passivhaus italiana [13]

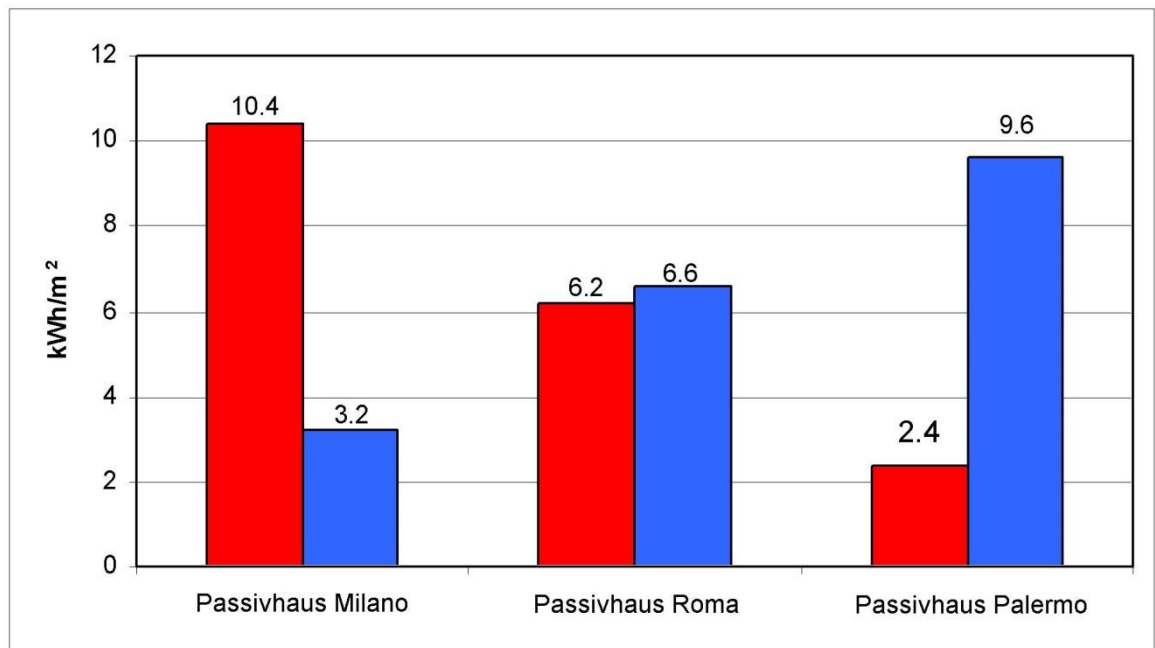


Figura 3.3 : Fabbisogno di energia primaria per il riscaldamento (rosso) e raffrescamento (blu) della Passivhaus italiana [14]

Da un'analisi energetica presentata in [14] nelle tre città considerate, è possibile concludere che a Milano e Roma è sufficiente assicurare i livelli di comfort estivo mediante sistemi interamente passivi. Tuttavia, nel mese di agosto viene superata la temperatura di neutralità termica e con il sistema passivo si raggiunge la temperatura di 30°C. Anche se la strategia di ventilazione notturna risulta efficace le temperature interne possono essere ridotte grazie all'installazione di una pompa di calore reversibile di piccola potenza, in grado di mantenere all'interno dell'ambiente la temperatura di neutralità termica e di garantire il comfort termico. A Palermo, invece, la sola ventilazione non è sufficiente ed è richiesto un sistema di raffrescamento attivo per rendere accettabili le condizioni di comfort estivo. Con un sistema solamente passivo la temperatura interna raggiungerebbe i 32,5°C, ma anche con un sistema attivo significativo (9 kWh/m²anno) la temperatura di neutralità viene superata per molti giorni nel mese di agosto anche se rimane sempre entro i limiti di accettabilità.

3.1.3 Analisi economica della Passivhaus nei principali Paesi europei

In un studio riportato in [14], a Milano gli extra-costi della Passivhaus sono valutati in 84 €/m², che corrisponde ad un aumento del 7% sul costo di una medesima abitazione costruita secondo i requisiti minimi per legge. Considerando risparmi energetici pari a 924 €/anno, si stima un tempo di ritorno dell'investimento di circa 12 anni.

Inoltre, sono stati calcolati i costi del ciclo di vita di una Passivhaus. L'analisi del costo del ciclo di vita (LCCA) è un metodo per valutare le spese totali associate sia all'acquisto che alla gestione di un prodotto per un periodo di tempo predeterminato. Per valutare i costi di costruzione e della componentistica è stata fatta un'analisi di mercato nei vari Paesi. Invece, per quanto riguarda i costi di gestione, è stato necessario tradurre i consumi energetici annuali in un costo economico medio, considerando il costo medio delle varie fonti energetiche nei singoli Paesi. I costi di gestione comprendono anche i costi associati alla manutenzione periodica dei sistemi di condizionamento. Il bilancio economico è stato analizzato sia dalla prospettiva di proprietario/occupante, che dal punto di vista di un costruttore/esecutore, che trasferirebbe i benefici ai futuri proprietari. Con l'analisi LCCA è possibile confrontare i costi totali di due diverse applicazioni: in questo caso la casa passiva e un'abitazione tradizionale in diversi Paesi europei. In particolare, consente di determinare la soluzione con miglior ritorno economico. Questo modello permette anche di tenere in considerazione le possibili variazioni dei costi nel tempo di combustibili ed energia elettrica. Inoltre, si considera sia il costo opportunità del capitale che il valore tempo per il denaro. Nel caso specifico sono stati assunti i seguenti valori:

- Costi di manutenzione pari a 1-2% del costo capitale;
- Il periodo di tempo considerato 10 e 20 anni;
- I tassi di sconto per attualizzare i costi futuri pari a 3,5%.

	Casa Standard €/m²	Passivhaus €/m²	Extra Costi €/m²	Extra Costi (%)
Francia	1100	1203	103	9
Germania	1.400	1.494	94	6.71
Italia	1.200	1.260	60	5
Spagna (Granada)	720	744,1	24,1	3,35
Spagna (Siviglia)	720	740,5	20,5	2,85
Regno Unito	1.317	1390	73	5,54

Tabella 3.3: Costi capitale ed extra-costi per vari Paesi Europei [14]

Come riassunto in Tabella 3.3 gli extra-costi variano tra il 2,85% di Siviglia e il 9% della Francia. Questo ampio range dimostra come sia i costi degli edifici, che le tradizioni costruttive e gli standard edilizi variano molto al variare del Paese considerato. Per questo motivo i confronti derivanti dai risultati dell'analisi di costo del ciclo di vita vanno fatti con molta cautela perché le realtà locali e i vincoli di mercato, che incidono sui dati di input, hanno un effetto significativo sui risultati finali.

Dall'analisi LCCA risulta che i risparmi energetici totali, misurati rispetto ad una casa standard con la stessa superficie in pianta, variano tra il 25% e il 65%. Il costo di ciclo di vita calcolato nei 20 anni risulta sempre minore nel caso di Passivhaus rispetto una soluzione tradizionale. Mentre in Spagna e in Italia si raggiunge un valore minore del costo di ciclo di vita già entro i 10 anni. Il tempo di ritorno scontato varia tra 4 e 19 anni: spostandosi verso il Sud dell'Europa il tempo di ritorno diminuisce dai 19 anni in Germania ai 4 anni in Spagna. Quindi, l'investimento può considerarsi molto interessante sia per i proprietari e gli occupanti, sia per i costruttori.

		Francia	Germania	Italia	Spagna Granada	Spagna Siviglia	Regno Unito
Extra Costi Capitale (€/m²)		103	94	60	24,1	20,5	73
Extra Costi Capitale (%)		9%	6,71%	5%	3,35%	2,85%	5,54%
Risparmi Energetici Totali (kWh/m²/anno)		55	75,0	86,0	65,5	37,6	39,7
Risparmi Energetici Totali (%)		45%	50,0%	65,4%	57,3%	40,7%	26,4%
Extra Costi per kWh/m²/anno risparmiato		1,87	1,25	0,70	0,37	0,55	1,84
LCC 10 anni €	Standard	143.731	184.716	193.817	101.828	98.385	108.337
	Passiva	152.621	190.104	190.437	95.676	96.100	111.988
LCC 20 anni €	Standard	160.552	204.942	221.148	117.928	108.689	117.875
	Passiva	160.343	200.579	198.458	103.647	102.290	117.256
Rapporto Costi- Benefici, 10 anni		-0,72	-0,48	0,39	2,13	0,93	-0,65
Rapporto Costi- Benefici, 20 anni		0,02	0,39	2,63	4,94	2,60	0,11
Tempo di Ritorno Scontato (anni)		19.5	19	8	4	5	19

Tabella 3.4 : Tabella riassuntiva analisi LCCA

3.2 Il comfort ambientale

Il benessere termoigrometrico [15] è lo stato psico-fisico per cui le persone esprimono la propria soddisfazione nei confronti dell'ambiente termico. Ci sono diverse condizioni necessarie per analizzare le interazioni uomo-ambiente: condizioni fisiche, quelle dovute all'attività metabolica e condizioni psicologiche. L'ambiente termico è definito come l'insieme dei parametri ambientali e soggettivi che determinano la sensazione termica di un individuo, esposto a fissate condizioni termoigrometriche. La sensazione termica si basa sui meccanismi di scambio termico tra la persona e l'ambiente e dipende quindi dalle condizioni interne. La termoregolazione del corpo umano è un meccanismo naturale che tende a mantenere costante la temperatura interna del corpo: il comfort termico si ottiene quando la termoregolazione è ridotta al minimo.

3.2.1 Il bilancio di energia del corpo umano

L'organismo è un sistema termodinamico complesso in cui è possibile distinguere uno scambio termico per conduzione dall'interno verso l'esterno, attraverso gli strati di pelle, e per convezione. Inoltre, vi è scambio termico diretto sotto forma di calore latente e sensibile a causa della respirazione. Poi in superficie vi è scambio termico per irraggiamento, convezione ed evaporazione dovuto alla sudorazione. In ambienti moderati, in cui lo scambio avviene dal corpo verso l'ambiente, è possibile scrivere il bilancio di energia termica sul corpo umano:

$$S = M - W - E_{res} - C_{res} - C - R - E - K \quad (2.3)$$

in cui:

- S = l'accumulo o la variazione di energia termica nell'unità di tempo [W];
- M = metabolismo energetico [W];
- W = potenza meccanica ceduta dal corpo umano [W];
- E_{res} = potenza latente disperso nella respirazione [W];
- C_{res} = potenza sensibile disperso nella respirazione [W];
- C = potenza termica dispersa per convezione [W];
- R = potenza termica dispersa per irraggiamento [W];
- E = potenza termica dispersa per evaporazione dalla pelle [W];
- K = potenza termica dispersa per conduzione [W].

Lo scambio termico è dovuto per l'80% al calore sensibile e per il rimanente 20% al calore latente, per l'88% è scambiato attraverso la pelle e solo il 12% attraverso la respirazione.

Il bilancio (2.3) dipende da sei grandezze: il metabolismo energetico e l'abbigliamento sono riferite all'uomo, e quattro sono parametri ambientali, temperatura e velocità dell'aria, umidità relativa e temperatura media radiante.

Una condizione necessaria per garantire il comfort termico globale è che il bilancio di energia del corpo umano sia nullo, ovvero:

$$S = f(\text{attività, abbigliamento, } t_a, v_a, \varphi_a, t_r, t_s, E_s) = 0 \quad (2.4)$$

dove t_s e E_s sono due parametri fisiologici rispettivamente la temperatura della pelle e la potenza dispersa per sudorazione. La sensazione di comfort è ottenuta da un set di valori che soddisfano l'equazione (2.4).

Relativamente ai parametri ambientali si possono fare le seguenti valutazioni. Il valore ottimale dell'umidità relativa dell'aria φ_a dovrà essere compresa tra 40-60%, anche se è possibile considerare un intervallo maggiore tra il 30-70%, oltre il quale però non è consentito andare per evitare problemi di salute.

La temperatura media radiante t_r è definita come la temperatura uniforme di un corpo nero in cui è presente una persona che scambia lo stesso calore radiante e convettivo come in un ambiente non uniforme. Inoltre, dipende dalla posizione del soggetto nella stanza: sia rispetto le pareti verticali, che rispetto il pavimento, ovvero se una persona è seduta o in piedi.

La temperatura operativa, pari alla temperatura interna di progetto, risulta:

$$t_o = \frac{(h_c \cdot t_a + h_r \cdot t_r)}{h_c + h_r} \quad [^\circ\text{C}] \quad (2.5)$$

Nelle seguenti ipotesi in cui:

- il coefficiente di scambio termico per convezione è uguale a quello per radiazione $h_r = h_c$;
- la velocità dell'aria $v_a \leq 0,2 \text{ m/s}$;
- $t_r - t_a < 4 \text{ }^\circ\text{C}$

l'espressione della temperatura operativa si semplifica e diventa:

$$t_o = \frac{t_a + t_r}{2} \quad [^\circ\text{C}] \quad (2.6)$$

Ora che sono noti i parametri ambientali, per quanto riguarda l'abbigliamento bisogna far riferimento alla norma UNI EN ISO 7730. L'abbigliamento tipicamente viene misurato in *clo*:

$$1 \text{ clo} = 0,155 \frac{\text{m}^2\text{K}}{\text{W}} \quad (2.7)$$

I valori tipici utilizzati sono 0,5 *clo* in estate e 1 *clo* in inverno.

L'attività metabolica invece è misurata in *met*,

$$1 \text{ met} = 50 \frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2} = 58,2 \frac{\text{W}}{\text{m}} \quad (2.8)$$

e normalmente si considera 1,2 *met*, pari alla potenza dissipata da una persona in piedi.

3.2.2 Gli indici di comfort termico globale

Come detto precedentemente, il bilancio termico del corpo umano è una condizione necessaria ma non sufficiente per garantire la qualità degli ambienti interni. Per questo motivo, Fanger nel 1970 ha introdotto due criteri qualitativi

ricavati da prove in camera climatica su circa 1300 soggetti posti nelle medesime condizioni. A questi soggetti è stato chiesto di esprimere un voto sulle condizioni di comfort termico. Il primo indice che è stato introdotto è il PMV (Predicted Mean Vote) o voto medio previsto: è compreso tra 3 a -3 ed indica rispettivamente una sensazione di molto caldo e una sensazione di molto freddo, PMV=0 indica una sensazione neutrale. Il secondo indice è il PPD (Percentage People Dissatisfied) ed è rappresentativo della percentuale di persone insoddisfatte delle condizioni climatiche, ma non mi dà la sensazione del freddo o del caldo percepito. Nella Figura 3.4 si può vedere la correlazione tra PPD e PMV, è possibile osservare come non esiste il 100% di persone soddisfatte: infatti, per PMV=0 PPD=5%. Mentre grazie ai grafici del comfort termico della Figura 3.5, per un dato valore di umidità relativa, è facile ricavare la temperatura operativa al variare di *clo*, *met* e PPD. Ad esempio, in inverno, considerando 1 *clo* e 1,2 *met*, per PPD=5% otterrò una temperatura operativa $t_o=21,5^{\circ}\text{C}$. Se aumento il valore PPD<10%, ottengo un range di temperatura di $\pm 2^{\circ}\text{C}$. Per cui la temperatura di progetto nel caso invernale è uguale, per ottenere un risparmio energetico, all'estremo inferiore di questo intervallo e risulta pari a $19,5^{\circ}\text{C}$. Le stesse considerazioni possono essere fatte anche per il caso estivo, in cui ho 0,5 *clo*, e ottengo $t_o=26^{\circ}\text{C}$.

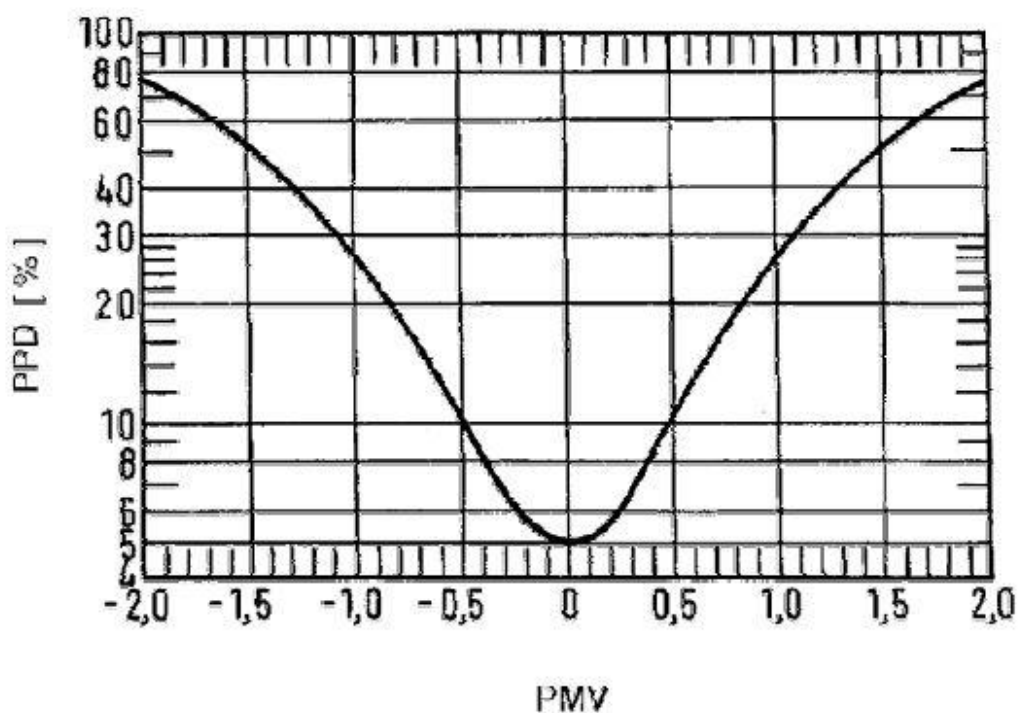


Figura 3.4 :Correlazione PPD - PMV

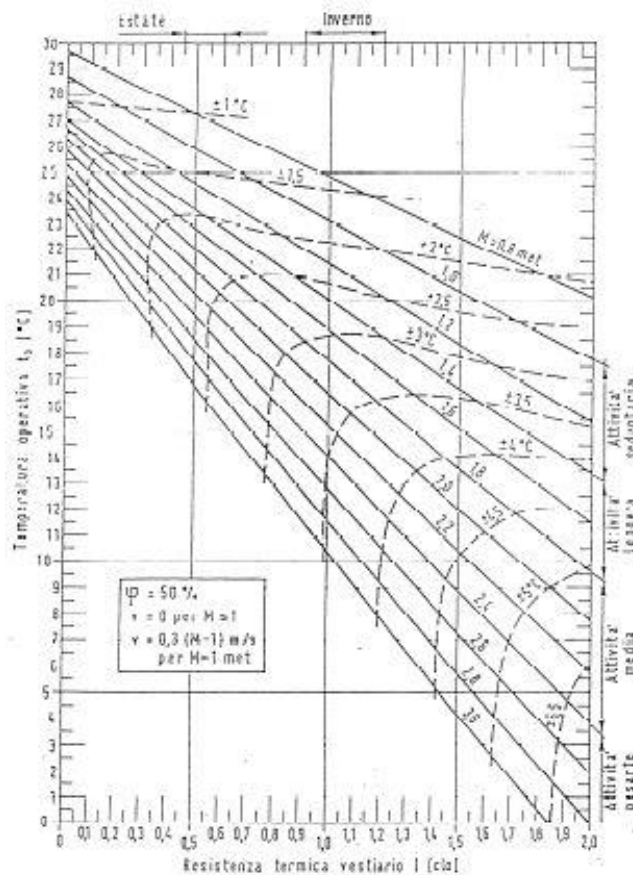


Figura 3.5 : Grafico del comfort termico

3.2.3 Discomfort termico locale

Sebbene risulti soddisfatto il comfort termico globale, non è detto che sia soddisfatto anche localmente. Infatti, possono verificarsi discomfort causati da correnti d'aria fredda, differenza di temperatura tra testa e piedi, pavimento troppo caldo o troppo freddo e da elevata asimmetria media radiante.

Il discomfort locale dovuto a correnti d'aria fredde, o draft risk, è un raffreddamento locale involontario del corpo causato da una corrente di aria fredda. I soggetti più a rischio sono le persone che praticano un'attività leggera o sedentaria con sensazione termica neutrale globalmente. E' spesso la principale causa di discomfort e dipende non solo dalla velocità dell'aria, ma anche dalla sua temperatura e turbolenza. Nella Figura 3.6 è rappresentata la velocità dell'aria ammissibile per avere il 15% di persone insoddisfatte al variare del livello di turbolenza e della temperatura dell'aria. Questo grafico stima bene il discomfort al livello del collo, ma sovrastima il discomfort alle braccia e ai piedi. Si osservi come per temperature dell'aria maggiori di 26°C velocità elevate dell'aria siano gradite se si ha caldo, ossia se $PMV > +0,5$

Legenda

X Temperatura dell'aria in °C
Y Velocità media dell'aria in m/s

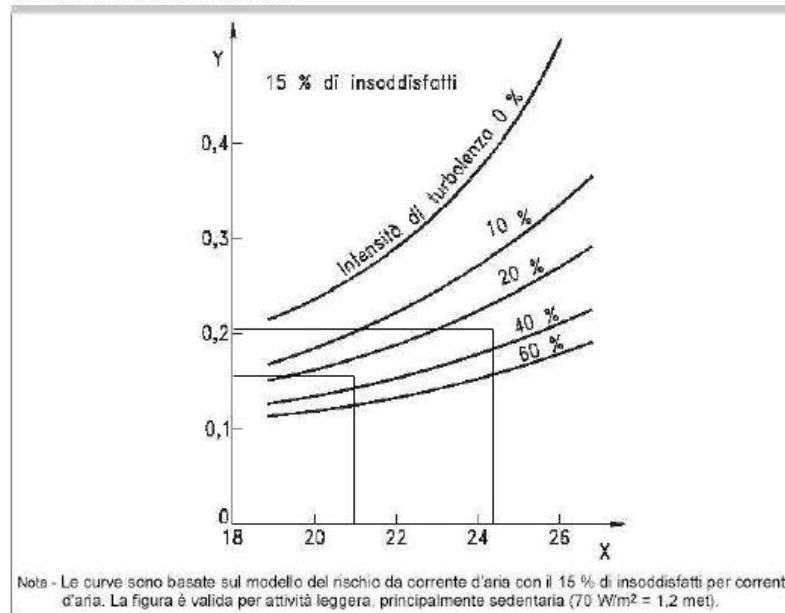


Figura 3.6 : Velocità media dell'aria ammissibile in funzione della temperatura dell'aria e dell'intensità della turbolenza

Un altro caso di discomfort locale si presenta quando esiste un elevato gradiente verticale di temperatura, in particolare quando la temperatura del soffitto è maggiore di quella al pavimento. I soggetti esposti possono avvertire caldo alla testa e freddo ai piedi, mentre il caso contrario non comporta discomfort. E' stato osservato che per ottenere un valore PPD<5% è necessario mantenere la differenza di temperatura tra testa e piedi inferiore ai 3°C.

La temperatura del pavimento può influire in due modi: da un lato varia la temperatura media radiante, dall'altro può causare un discomfort localizzato ai piedi. Solitamente il pavimento occupato deve essere ad una temperatura compresa tra i 19°C e i 29°C.

Il discomfort causato da asimmetria piana radiante non è molto frequente, ma può verificarsi nel caso di riscaldamento a soffitto, raffreddamento a pavimento o pareti vetrate poco isolate. La temperatura piana radiante è la temperatura superficiale uniforme di una semisfera che produce la stessa radiazione incidente su una superficie nera come l'ambiente considerato. In particolare:

$$t_{pr} = \sum F_{pi} \cdot t_i \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (2.9)$$

in cui:

- F_{pi} è il fattore di vista tra il piano e la superficie i-esima;
- t_i [°C] è la temperatura superficiale della temperatura i-esima.

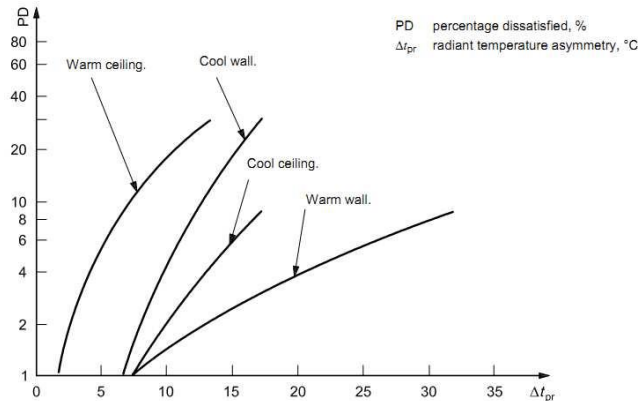


Figura 3.7 : Discomfort termico localizzato causato da asimmetria della temperatura radiante

Come è possibile vedere in Figura 3.7, la percentuale di persone insoddisfatte è funzione della differenza di temperatura nei quattro casi che si possono verificare: soffitto caldo, parete fredda, pavimento freddo e parete calda. La situazione più critica è senza dubbio il caso del soffitto caldo, in cui è richiesta un $\Delta t_{pr} < 5^\circ\text{C}$ per avere un PPD < 5%.

3.2.4 La qualità dell'aria interna

La qualità dell'aria interna [16] accettabile può essere definita come l'aria in cui non vi sono sostanze contaminanti note in concentrazioni nocive e in cui la maggior parte (almeno l'80%) delle persone non sono insoddisfatte dell'aria cui sono esposte. Per ottenere una buona qualità dell'aria è necessario ventilare l'ambiente. La norma UNI EN 13779 fornisce una classificazione degli ambienti in relazione alla qualità dell'aria, in base alla portata di ventilazione, in funzione della tipologia dell'edificio e dei suoi requisiti.

Gli inquinanti possono però essere distinti in inquinanti interni ed esterni o in base allo stato fisico: in fase aeriforme, sotto forma di particelle liquide, in nebbie, o particelle solide, in polveri. Oppure un inquinante può essere classificato in base agli effetti indotti nei soggetti esposti:

- sollecitazioni olfattive, spesso accompagnati da mal di testa, irritazioni alla gola e agli occhi;
- effetti biologici su alcuni organi come l'apparato respiratorio e la cute, che si manifestano sotto forma di irritazioni e reazioni allergiche;
- effetti cancerogeni.

Bisogna osservare che gli effetti dipendono dalla sostanza e dalla persona soprattutto per la loro entità. Nella Tabella 3.5 sono riportate le principali sostanze inquinanti interne che possono essere generate dalle relative sorgenti e le concentrazioni massime ammissibili.

INQUINANTE	SORGENTE	CONCENTRAZIONE MASSIMA AMMISSIBILE
Monossido di Carbonio	Combustione, motori, sistemi di riscaldamento danneggiati	100 mg/m ³
Particelle respirabili	Sigarette, caminetti, cucine aerosol spray	100-500 µg/m ³
Vapori organici	Combustione, solventi, prodotti a base di resine, pesticidi aerosol spray, prodotti per la pulizia	NS
Biossido di azoto	Combustione, sigarette, motori, fiamme, asciugabiancheria a gas, bollitori	200-1000 µg/m ³
Biossido di zolfo	Sistemi di riscaldamento	20 µg/m ³
Particelle in sospensione	Combustione, riscaldamento	100 µg/m ³
Solfati	Fiammiferi, cucine a gas	5 µg/m ³
Formaldeide	Materiale isolante, agglomeranti, prodotto in legno pressato	2000 µg/m ³
Radon	Materiali per costruzioni, terreno	0,1-100 nCi/m ³
Asbesto	Materiali per la protezione antincendio	<10 ⁶ fibre/m ³
Fibre sintetiche	Tappeti, vestiti, coperte, materiali d'arredo, carta da parati	NS
Biossido di carbonio	Attività umane, combustione, animali domestici	9000 mg/m ³
Organismi viventi	Attività umane, funghi, animali domestici, piante, roditori, impianti di condizionamento, umidificatori	NS
Ozono	Archi elettrici, depuratori elettronici d'aria, fotocopiatrici e stampanti, sorgenti UV	400 mg/m ³

NS : non è possibile specificare una concentrazione

Tabella 3.5 : Sorgenti e tipiche concentrazioni dei più importanti inquinanti presenti negli ambienti interni

L'umidità interna sostanzialmente non è inquinante, ma può provocare la formazione di muffe superficiali qualora la temperatura della superficie risulti minore o prossima alla temperatura di rugiada. Questo si verifica spesso lungo i ponti termici e nelle pareti esposte a Nord. La verifica del rischio di condensazione superficiale è basata sul bilancio di massa relativo all'aria e al vapor d'acqua, calcolato in regime stazionario mediante:

$$G_v + G_a \cdot x_e = G_a \cdot x_i \quad (2.10)$$

in cui:

- G_a = portata d'aria secca [kg_{as}/s];
- G_v = portata di vapore [kg_v/s];
- x_e = umidità specifica dell'aria esterna [kg_v/kg_{as}];
- x_i = umidità specifica dell'aria interna [kg_v/kg_{as}].

Da dati tabulati che si trovano in letteratura, è possibile in prima approssimazione valutare la portata di vapore generata a causa dell'attività umana, compresa tra 45 e 410 g/h a persona, a causa delle attività domestiche. Quest'ultima dipende sia dal tipo di attività che dal numero di persone in attività.

Per garantire una buona qualità dell'aria interna e per asportare, durante l'inverno, l'eccesso di umidità che viene accumulata negli ambienti, è necessario prevedere un sistema di ventilazione, naturale o meccanica. La portata d'aria di ventilazione è calcolata attraverso:

$$\dot{V} = n \cdot V \quad [\text{m}^3/\text{h}] \quad (2.11)$$

dove V [m³] è il volume dell'abitazione considerata e n [vol/h] è il numero di ricambi orari, che dipende principalmente dal tipo di edificio considerato. Infatti, valori tipici per n sono 0,5 vol/h nel caso di edifici residenziali, mentre per uffici ed edifici del terziario è pari a 1 vol/h.

Come si può vedere in Figura 3.8, per ottenere una percentuale di persone insoddisfatte inferiore al 20 % è necessario mantenere un tasso di ventilazione maggiore di 7 l/s·olf, dove [olf] è un'unità di misura che indica la presenza di sorgenti inquinanti: in particolare 1 olf=1 met. Per ottenere un PDD < 10% bisogna aumentare il numero di ricambi orari e il tasso di ventilazione risulta maggiore di 15 l/s·olf. Questo però comporta circa il 50% di spesa in più rispetto al caso precedente. Un elevato ricambio orario dell'aria permette anche di ridurre il rischio di allergie nei soggetti che frequentano quotidianamente questi ambienti chiusi. Per questo gli edifici più delicati, sotto questo punto di vista, sono soprattutto le scuole.

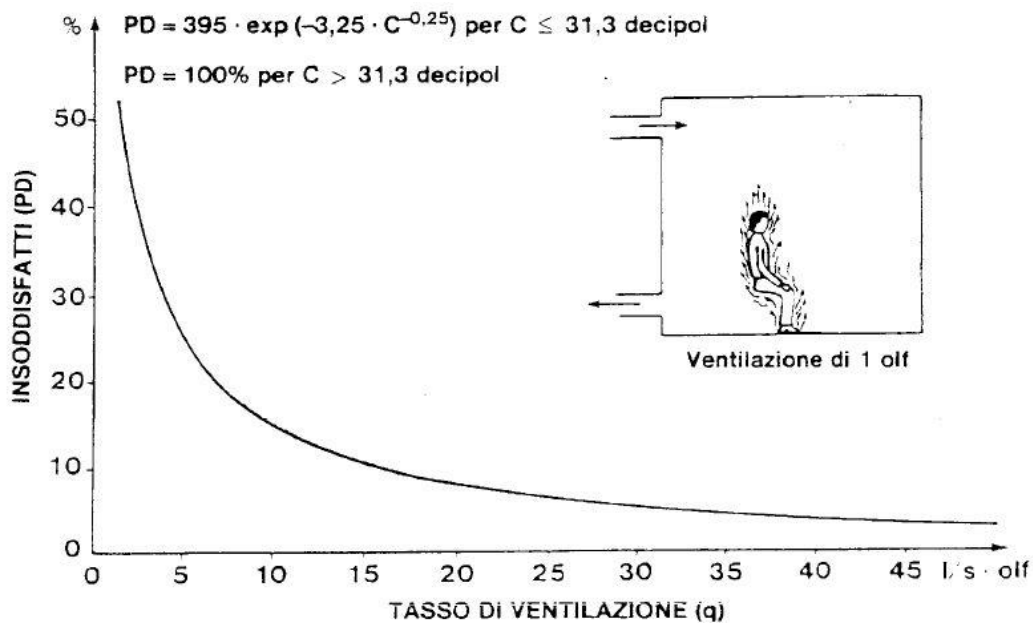


Figura 3.8 : PPD in funzione del tasso di ventilazione

3.2.5 La filtrazione dell'aria

Un aspetto fondamentale affinché la ventilazione degli ambienti sia funzionale alla qualità dell'aria interna è la filtrazione [16] dell'aria esterna prima della sua immissione. Esistono molteplici tipologie di filtri in base ai loro meccanismi di funzionamento.

L'effetto setaccio permette di arrestare tra le maglie del filtro le particelle grossolane, le fibre e i filacci. Infatti, come in un setaccio vengono fermate quelle particelle solide che hanno diametro maggiore della distanza tra le fibre che costituiscono il filtro.

La filtrazione per inerzia o collisione è efficiente per particelle con diametro superiore a $0,5 \mu m$, dipende dalla velocità dell'aria che attraversa il filtro e dalle dimensioni delle fibre del filtro stesso. Infatti, le particelle presenti nell'aria, a causa della loro elevata energia cinetica, hanno difficoltà a seguire la deviazione dell'aria causata dalle fibre del filtro. Per questo motivo le particelle collidono con il filtro e vi aderiscono grazie agli effetti viscosi. L'efficienza di questi filtri aumenta con l'aumentare della velocità del flusso d'aria.

La filtrazione per intercettazione avviene quando la traiettoria delle particelle più fini, che tendenzialmente sono trascinate dal flusso d'aria seguendo il contorno delle fibre, passa ad una distanza dalle fibre inferiore al raggio delle particelle stesse. Infatti, esse tendono a fissarsi alle fibre grazie alle forze elementari di attrazione elettrostatica. Questo meccanismo è efficace per particelle con diametro superiore a $0,5 \mu m$ e la sua efficacia aumenta con l'aumentare delle dimensioni

delle particelle e della distanza tra le fibre, mentre la velocità dell'aria entro certi limiti non influisce.

La filtrazione per diffusione permette di intercettare le particelle fini che aderiscono alle fibre per effetto delle forze elettriche. Infatti, queste particelle presenti nell'aria sono soggette a moti oscillatori di tipo browniano, per cui non seguono perfettamente il flusso d'aria e aumenta di conseguenza la probabilità che vengano intercettate dalle fibre del filtro. L'efficienza di tale filtro aumenta con il diminuire del diametro sia delle particelle che delle fibre e con la riduzione della velocità dell'aria. Questo meccanismo è utilizzato soprattutto per filtri ad alta efficienza.

La filtrazione per attrazione elettrostatica permette di sfruttare la diversa carica elettrostatica delle particelle con le fibre. Per questo motivo, se viene applicato al filtro un campo elettrostatico, le particelle caricate elettricamente vengono attratte con una forza maggiore verso le fibre, caricate con una polarità opposta. L'efficienza di questo meccanismo è molto elevata e aumenta con il diminuire della velocità dell'aria.

Con l'aumentare dell'ostruzione dei filtri, aumenta la capacità di trattenere le particelle ma, contemporaneamente, aumentano sia le perdite di carico che, di conseguenza, i consumi e i filtri stessi possono diventare sorgenti inquinanti. Nella Tabella 3.6 sono classificati i filtri in base alle normative vigenti in ordine di efficienza di filtrazione. Quando però è richiesto un filtro di efficienza elevata, è necessario prevedere a monte un filtro di classe inferiore in cascata. Questo è pensato sia per salvaguardare il funzionamento del filtro di miglior efficienza che per motivi economici. Infatti, è preferibile effettuare la manutenzione ordinaria sui filtri più economici e intervenire sui filtri di classe più elevata solamente durante le manutenzioni straordinarie.

Tipo di filtro	Classe				Classe equivalente secondo Eurovent
	Classe secondo EN 779	Efficienza in massa (A_m) (%)	Efficienza media (E_m) per particelle con diametro di 0,4 μm	Caduta di pressione finale	
Filtro grossolano	G1	$50 \leq A_m \leq 65$		250	EU1
	G2	$65 \leq A_m \leq 80$		250	EU2
	G3	$80 \leq A_m \leq 90$		250	EU3
	G4	$90 \leq A_m$		250	EU4
Filtro fine	F5		$40 \leq E_m \leq 60$	450	EU5
	F6		$60 \leq E_m \leq 80$	450	EU6
	F7		$80 \leq E_m \leq 90$	450	EU7
	F8		$90 \leq E_m \leq 95$	450	EU8
	F9		$95 \leq E_m$	450	EU9
	Classe secondo EN 1822		Efficienza media (E_m) per particelle con diametro da 0,3 μm (%)		
Filtro assoluto Hepa	H10		>95		EU10
	H11		>98		EU11
	H12		>99,99		EU12
	H13		>99,997		EU13
	H14		>99,999		EU14
	Classe secondo EN 1822		Efficienza media (E_m) per particelle con diametro da 0,12 μm (%)		
Filtro assoluto Ulpa	U15		>99,9995		EU15
	U16		>99,99995		EU16
	U17		>99,999995		EU17

Tabella 3.6 :Classificazioni dei filtri secondo le norme EN 779, EN 1822 e corrispondenza con norme Eurovent [16]

3.3 Soluzioni impiantistiche per edifici residenziali ad alta efficienza energetica

Progettare un edificio a basso consumo energetico significa identificare soluzioni impiantistiche molto efficienti e basate sull'utilizzo di risorse energetiche rinnovabili, ma solo dopo aver ridotto il fabbisogno energetico dell'edificio intervenendo sull'involucro e sui diversi sistemi tecnologici. Nelle fasi iniziali di progettazione è necessario massimizzare le capacità passive di interazione dell'involucro edilizio con l'ambiente e solo successivamente valutare i possibili impianti più efficienti in relazione al caso specifico che si sta considerando. Anche per questo motivo le abitazioni a basso consumo energetico non dispongono di impianti di tipo tradizionale. Generalmente, infatti, è possibile condizionare l'ambiente grazie alla sola aria di ventilazione e a un generatore di calore di piccola potenza. L'integrazione con energie rinnovabili avviene soprattutto grazie l'energia solare: sia il solare termico, per la produzione di acqua calda, che il solare fotovoltaico, per la produzione di energia elettrica. Inoltre, è possibile coprire il carico termico tramite una caldaia alimentata da biomassa legnosa oppure con una pompa di calore. Quest'ultima può utilizzare come sorgente di calore l'aria ambiente, acqua di pozzo o falda o fiume oppure una sorgente geotermica, ovvero sfruttando il calore del terreno. Tuttavia, in molte città italiane è già presente un sistema di teleriscaldamento grazie all'aumento considerevole negli ultimi anni di impianti cogenerativi di media-alta potenza. Per cui anche quest'ultima opzione è da considerare durante la fase di progettazione di un edificio, sempre se le condizioni lo permettano.

3.3.1 Caldaia biomassa legnosa

La biomassa legnosa è considerata una fonte di energia con un saldo di emissione di CO₂ nullo. Infatti, teoricamente la quantità di CO₂ emessa durante la loro combustione è pari alla quantità di CO₂ assorbita, grazie alla reazione di fotosintesi clorofilliana, durante la fase di crescita della pianta. Nella realtà, invece, bisogna considerare tutte le fasi di lavorazione e trasporto che portano la pianta a divenire combustibile utilizzabile. In effetti, il bilancio di emissioni risulta positivo, anche se in quantità minime rispetto i combustibili fossili.

In questo, caso i combustibili maggiormente utilizzati sono [17]:

- legna in ciocchi o tronchetti, di dimensioni variabili fra 100 e 1000 mm con contenuto di umidità inferiore al 25-30%;
- cippato, prodotto dalla sminuzzatura di legno derivante da scarti di lavorazione, potature, manutenzione dei boschi ;
- pellet, cilindretti di dimensione standard, pari a qualche millimetro, di legno essiccato e pressato.

Il pellet ha avuto una maggior diffusione nell'ambito residenziale grazie al maggior potere calorifico inferiore PCI=16-18 MJ/kg e una maggior densità energetica. Inoltre, bisogna considerare che il pellet è ormai molto facile da reperire e semplice da trasportare. Le caldaie a pellet non sono concettualmente molto differenti rispetto a quelle a cippato, le quali sono completamente automatizzate. Infatti, il combustibile, stoccato in un locale confinate, viene estratto tramite un sistema agitatore-coclea e inviato al bruciatore a piattello fisso o rotante. In questo modo, il combustibile utilizzato tende a comportarsi come un fluido, favorendone sia il caricamento che la sua combustione. La loro economicità di esercizio si giustifica maggiormente all'aumentare della potenza dell'impianto, per cui sono indicati per il riscaldamento di edifici di dimensioni medio-grandi come scuole, alberghi, ospedali, condomini e centri commerciali.

Le emissioni inquinanti di questo tipologia di caldaia dipende soprattutto dalla tecnologia adottata, dalla qualità del combustibile che influisce sull'aumento degli incombusti e del particolato all'aumentare del contenuto di umidità.

Il rendimento di queste caldaie è compreso tra l'85 e il 90%.

3.3.2 Il teleriscaldamento

Il teleriscaldamento è vantaggioso soprattutto nei climi abbastanza freddi, con numero di gradi giorno elevati e in zone altamente dense di popolazione. Infatti, risulta favorevole per densità energetiche maggiori di 0,5 MW/ha. Inoltre, l'investimento risulta vantaggioso se il territorio considerato è pianeggiante e se vi sono quartieri in costruzione.

Un sistema di cogenerazione è così definito nel Decreto legislativo 8 Febbraio 2007 attuazione della Direttiva europea 2004/8/CE sulla promozione della cogenerazione basata su una domanda utile di calore utile nel mercato interno dell'energia: "è un sistema integrato per la produzione combinata di energia elettrica e termica, entrambi considerati effetti utili e che la loro produzione avvenga modo sostanzialmente interconnesso e in cascata. L'obiettivo è quello di conseguire un risparmio di energia primaria e un beneficio ambientale rispetto la produzione separata." Il calore generato può essere utilizzato sia per utenze civili che industriali sotto forma di vapore, acqua calda o aria calda. Per considerare entrambi effetti utili devono esistere utenze per entrambe le forme di energia, sia elettrica che termica. A causa della forte variazione del carico termico è più difficile garantire il consumo dell'energia termica da parte dell'utente. Mentre l'energia elettrica può essere venduta alla rete, in caso di minor richiesta.

Sempre per la forte variabilità annuale del carico termico, l'impianto di cogenerazione, che produce calore per le utenze collegate al teleriscaldamento, è progettato sul 50% della potenza termica di picco richiesta dalle utenze stesse,

oppure con una soluzione modulare costituita da più impianti, con i quali è possibile coprire fino al 70% del carico. Per poter aumentare la potenza termica prodotta, e di conseguenza la potenza elettrica prodotta in cogenerazione, è consigliabile avere utenze che garantiscano una temperatura di ritorno il più bassa possibile.

La cogenerazione ad alto rendimento (CAR) deve soddisfare alcuni requisiti stabiliti nella Direttiva europea 2004/8/CE. Innanzitutto, deve essere economicamente conveniente: spesso, infatti, sostituisce impianti tradizionali in utenze già esistenti dimostrando la convenienza. In secondo luogo, deve garantire un risparmio di energia primaria rispetto la produzione separata di energia elettrica e termica: questo è calcolato mediante l'indice di risparmio di energia primaria o PES, primary energy saving, che deve essere almeno maggiore di zero per gli impianti di potenza inferiore a 1MW.

Questo tipo di impianti hanno notevoli vantaggi di tipo economico e fiscale. Ad esempio, hanno priorità di dispacciamento in rete elettrica, subito dopo le energie rinnovabili. Inoltre, per gli impianti alimentati a gas naturale hanno accise ridotte sul costo del combustibile per la produzione in cogenerazione. Per questo motivo al 2010 il combustibile più utilizzato nelle CAR è il gas naturale per il 75%. Possono essere utilizzate anche alcune fonti di energia rinnovabili, come le biomasse legnose, derivate da scarti di lavorazione, o rifiuti urbani. Le CAR costituiscono il 10% della potenza totale installata pari a 9900 MW, ma è stabile dal 2007.

Le tipologie di impianti cogenerativi possono essere le seguenti: motori a combustione interna, turbine a gas, turbine a gas a ciclo combinato, turbine a vapore in contropressione o a derivazione e condensazione, microturbine, motori stirling, celle a combustibile.

In Italia, in particolare nelle grandi città della Pianura Padana, circa 2 milioni di appartamenti sono allacciati alla rete di teleriscaldamento. Tuttavia, sono presenti anche alcuni impianti cogenerativi alimentati a biomassa in qualche piccola realtà montana, soprattutto dove la fonte primaria è disponibile gratuitamente o a basso costo. A causa soprattutto della conformazione territoriale, il teleriscaldamento rappresenta circa il 4 % del settore del riscaldamento civile in Italia.

L'utente civile in casa dispone della cosiddetta sottostazione di scambio termico. In Figura 3.9 è visibile uno schema di sottostazione a sistema indiretto in cui il circuito primario relativo alla rete di teleriscaldamento è idraulicamente separato dal circuito secondario dell'utente. Il sistema comprende in questo caso uno scambiatore a piastre, un sistema di sicurezza e di controllo. Se l'impianto di riscaldamento domestico è separato dalla produzione di acqua calda sanitaria, o se è presente una rete di teleraffrescamento, allora è possibile trovare all'interno della sottostazione due scambiatori, uno per il riscaldamento e uno per l'acqua calda

sanitaria. Inoltre, sono presenti dei misuratori di portata e temperatura, attraverso i quali saranno valutate le tariffe termiche.

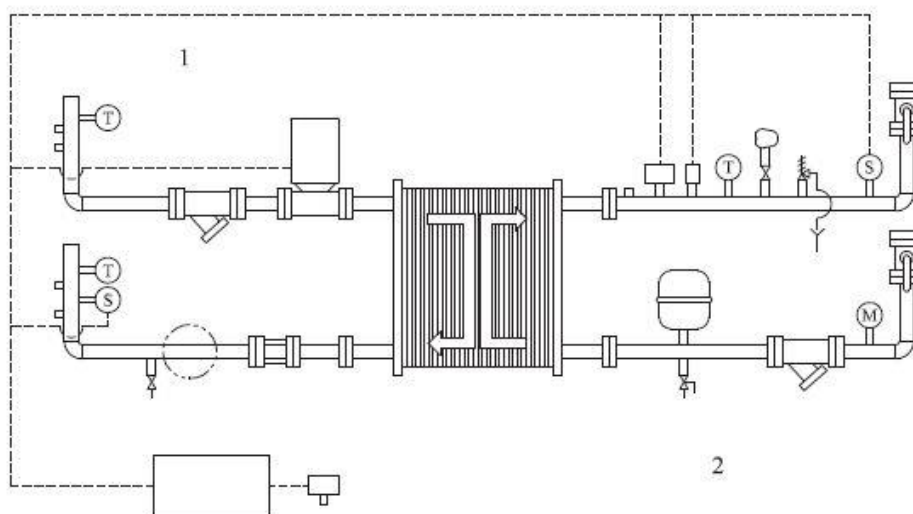


Figura 3.9 : Sottostazione di scambio termico presente presso l'utenza

La normativa dice che non devono esistere discriminazioni rispetto l'utente che non ha la possibilità di allacciarsi alla rete di teleriscaldamento, per cui le tariffe sono riferite alla caldaia a gas. Tuttavia, l'utente usufruisce di alcuni importanti benefici, tra cui:

- non ha più costi di manutenzione per la pulizia della caldaia;
- riceve assistenza 24h/24 dai gestori in caso di guasto.

3.3.3 L'energia solare

Lo sfruttamento dell'energia solare per la produzione di energia elettrica e termica ha notevoli vantaggi, ma anche alcuni svantaggi. Infatti, la radiazione solare è una fonte di energia gratuita, sostanzialmente inesauribile e ampiamente diffusa nel territorio, ma è molto aleatoria. L'energia solare totale che raggiunge il suolo della Terra è nettamente superiore al fabbisogno energetico mondiale annuo, ma ha bassa densità di potenza. Le tecnologie che permettono la trasformazione dell'energia solare in energia termica ed elettrica sono ancora abbastanza costose e la progettazione non è standard ma dipende dal tipo di impianto e dall'applicazione. L'utilizzo di energia solare comporta sia un beneficio ambientale, riducendo il consumo di fonti fossili e l'emissione di CO₂ in ambiente, che un beneficio economico, con tempi di ritorno favorevoli soprattutto grazie agli incentivi statali. Gli impianti solari termici possono essere a circuito aperto, in cui l'acqua sanitaria circola direttamente nel collettore solare, o a circuito chiuso, costituito da due circuiti uno primario e uno secondario per l'acqua sanitaria. Inoltre, l'impianto può essere a circolazione forzata e a circolazione naturale. L'impianto a circolazione

naturale Figura 3.10 sfrutta la variazione di densità del fluido termovettore ed è costituito da un collettore solare, un accumulo posto sempre al di sopra del collettore. Inoltre, è presente un vaso di espansione, valvole e sensori termici e di pressione per garantire la sicurezza dell'impianto e un corretto funzionamento. A valle dello scambiatore è presente una valvola di ritegno per evitare che il flusso di acqua vada nel verso inverso. L'intero sistema è autoregolante, semplice e compatto, economico ma di difficile integrazione architettonica. L'impianto a circolazione forzata Figura 3.10, principalmente a circuito chiuso, necessita di una pompa di circolazione nel circuito del collettore. In questo modo è possibile installare il serbatoio in qualsiasi posizione, anche in verticale, favorendo la stratificazione termica all'interno dell'accumulo. E' un sistema più costoso rispetto al caso precedente perché è costituito da più componenti e sistemi di regolazione, tuttavia ha una miglior integrazione architettonica.

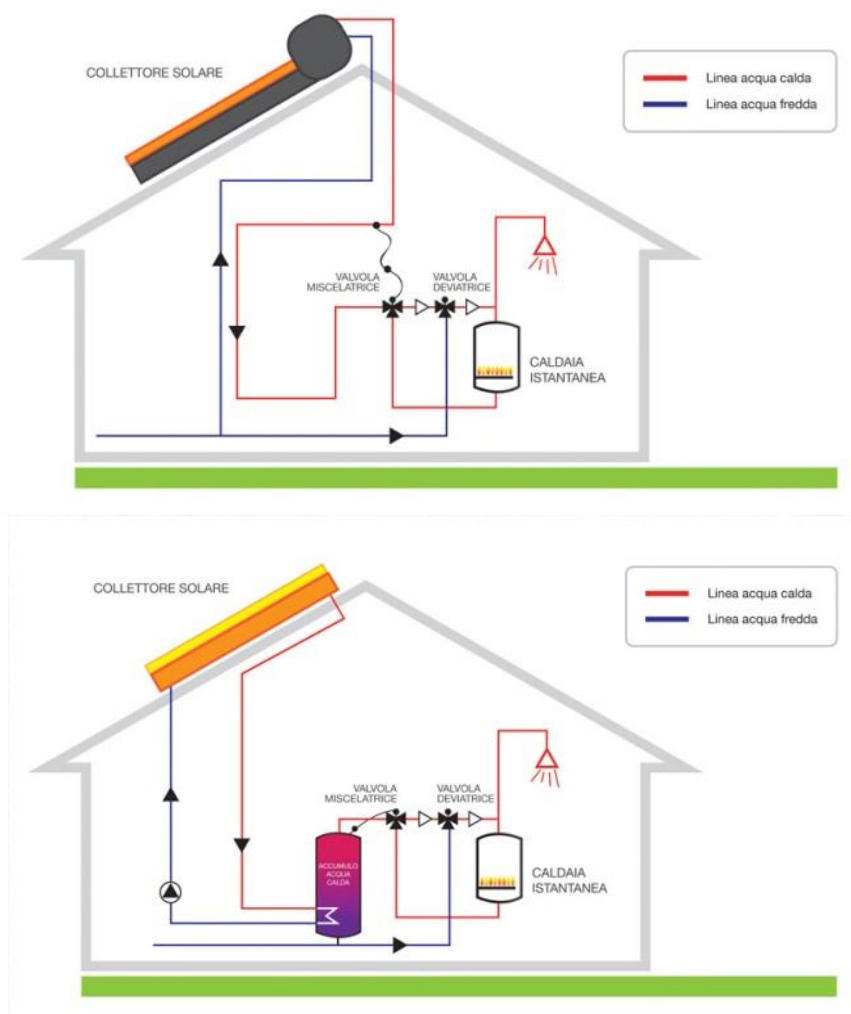


Figura 3.10 : Impianto a circolazione naturale e forzata

Il collettore solare costituisce l'elemento principale dell'impianto in quanto raccoglie la radiazione solare incidente sulla superficie e la utilizza per scaldare il

fluido termovettore presente all'interno del collettore. In base alla specifica applicazione possono essere installate tre tipologie di collettori: piani vetrati, piani scoperti e sottovuoto. I collettori piani coperti sono caratterizzati da un sistema vetro-piastra assorbente, resistono ad alte temperature e sono utilizzati soprattutto per la produzione di acqua calda sanitaria durante l'intero anno solare. I collettori piani scoperti sono i più economici e utilizzati soprattutto solo per la stagione estiva e per applicazioni a bassa temperatura, ad esempio per il riscaldamento delle piscine scoperte. I collettori sottovuoto sono realizzati creando il vuoto tra il vetro e la superficie captante in questo modo riduco le perdite di calore. il fluido termovettore può raggiungere temperature più elevate in climi più rigidi. Questa tipologia di collettore ha rendimenti più elevati rispetto il collettore vetrato, tuttavia è più costoso e delicato.

Per dimensionare l'impianto solare termico si fa riferimento al metodo della carta-f riportato nelle norme UNI 8477-2 e UNI EN 15316.

Per la conversione della radiazione solare incidente in energia elettrica si sfrutta il fenomeno fotovoltaico proprio di alcuni materiali semiconduttori come il silicio, che è tuttora il materiale maggiormente utilizzato. Troviamo diverse tipologie di impianti fotovoltaici in base alla tecnologia utilizzata: silicio monocristallino, silicio policristallino e amorfo. La cella solare al silicio monocristallino è una tecnologia sicura e affidabile, ma ha scarsi margini di riduzione del costo. Queste celle hanno rendimenti che variano tra il 14-17% e i rendimenti del modulo fotovoltaico che variano tra il 13-15%, con una calo contenuto delle prestazioni del 20% nei 25 anni. Il silicio policristallino permette di non avere limitazioni nella forma della cella solare e ha rendimenti compresi tra 11-14%. Il silicio amorfo, tecnologia a film sottile, ha rendimenti ancora minori, pari a 5-8%, ma è molto più flessibile, ha un miglior aspetto estetico e permette di avere il modulo su più substrati. Esiste un margine di miglioramento e la possibilità di riduzione dei costi. Queste celle potranno avere un degrado iniziale del rendimento del 10-15%, ma poi si assesta attorno al 6%. Per questo motivo richiede aree 3 volte più elevate rispetto alla tecnologia con il silicio monocristallino per ottenere lo stesso effetto utile a parità di potenza installata. Tuttavia, questi moduli hanno un peso e un costo contenuto. Il 90% dei moduli fotovoltaici presenti nel mercato mondiale sono costituiti da silicio monocristallino e policristallino, il 5% da silicio amorfo e il restante, sempre a film sottile, da tellurio di cadmio, con il quale è possibile ottenere rendimenti maggiori compresi tra l'8-11%. I ritorni economici sono migliori per la tecnologia a film sottile e le installazioni a tetto, rispetto il terreno, con margini di miglioramento nel futuro. Per la progettazione di un impianto fotovoltaico si procede come segue:

- analisi del sito (ombreggiamento/insolazione);

- analisi del carico elettrico e calcolo del fabbisogno elettrico dell'utenza considerata;
- dimensionamento del generatore fotovoltaico: calcolo della producibilità attesa, della superficie necessaria e della configurazione elettrica (schema d'impianto, scelta dell'inverter);
- controllo e regolazione della carica: protegge gli accumulatori dalla scarica profonda e sovraccarichi;
- dimensionamento dei cavi di collegamento;
- dispositivi di sicurezza;
- interfaccia con la rete;
- sistema di accumulo se l'impianto è stand-alone.

Dalla norma UNI EN 15316-4-6 è possibile valutare la producibilità annua dell'impianto fotovoltaico:

$$E_{el,pv,OUT} = \frac{E_{sol} P_{pk} f_{perf}}{I_{ref}} \quad [\text{kWh/anno}] \quad (2.12)$$

dove:

- E_{sol} irradiazione solare annua [$\text{kWh/m}^2\text{anno}$];
- I_{ref} irraggiamento di riferimento pari a 1 kW/m^2 ;
- f_{perf} rendimento del BOS;
- $P_{pk} = A \cdot k_{pk}$ potenza di picco [kW], k_{pk} dipende dal tipo di modulo e installazione.

Con il 5° conto energia il gestore dei servizi energetici (GSE) eroga incentivi agli impianti fotovoltaici tramite una tariffa omnicomprensiva sull'energia immessa in rete per potenze inferiori al MW e una tariffa premio sull'energia prodotta netta autoconsumata. Gli incentivi sono valutati in base al tipo di installazione e alla potenza nominale dell'impianto, in cui sono favoriti impianti di piccola taglia.

3.3.4 Pompe di calore

La pompa di calore a compressione di vapore sarà la tecnologia chiave per raggiungere gli obiettivi richiesti dalla direttiva europea EPBD. Le prestazioni di una pompa di calore, in funzionamento invernale, sono valutate attraverso il coefficiente di effetto utile:

$$COP_h = \frac{P_{th}}{P_{el}} \quad (2.13)$$

in cui P_{th} è la potenza resa al serbatoio caldo e P_{el} è la potenza elettrica spesa per ottenere quell'effetto utile. Il limite teorico coincide con il ciclo di Carnot:

$$COP_{CA,h} = \frac{T_c}{T_c - T_f} \quad (2.14)$$

dove T_c è la temperatura della sorgente calda e T_f è la temperatura della sorgente fredda. Le medesime considerazioni possono essere valide anche nel funzionamento estivo come refrigeratore:

$$COP_c = \frac{P_c}{P_{el}} \quad (2.15)$$

$$COP_{CA,c} = \frac{T_f}{T_c - T_f} \quad (2.16)$$

Per il calcolo della quota di energia rinnovabile da una pompa di calore ci si riferisce alla direttiva europea 2009/28/CE [18] sulla promozione delle energie rinnovabili:

$$E_{res} = Q_{tot}(1 - 1/SPF) \quad (2.17)$$

in cui:

- Q_{tot} calore totale utilizzabile fornito dalla pompa di calore;
- SPF coefficiente di prestazione medio stagionale.

Q_{tot} è calcolato solo per le pompe di calore con $SPF > 1,15/\eta$, dove η è il rapporto tra produzione totale di energia elettrica e il consumo di energia primaria in Europa, valore medio calcolato da EUROSTAT. Nel 2007 corrisponde al 43,8%, mentre in Italia è assunto un fattore di conversione pari a 0,46.

Nella direttiva europea 2009/28/CE, recepita nel D.Lgs 28/11, le pompe di calore sono state inserite tra i sistemi alimentati da fonti rinnovabili: infatti trasferiscono calore dall'ambiente a temperatura più bassa, sotto forma di aria, acqua o terreno, all'edificio a temperatura più alta. Nelle macchine reversibili, in modalità macchina frigorifera, il calore presente all'interno dell'edificio viene asportato e rigettato all'ambiente esterno, che si trova a temperatura più alta, sempre a spese dell'energia elettrica assorbita dal compressore.

Le pompe di calore si possono classificare in base alle sorgenti termiche: aria, acqua e terreno. Le pompe di calore aerotermiche sono sicuramente le più diffuse grazie alla maggiore disponibilità della fonte termica, alla praticità d'uso e alla semplicità di installazione della macchina. Tuttavia, le prestazioni di queste pompe di calore dipendono molto dalla temperatura esterna, variabile durante l'anno. Le pompe di calore idrotermiche, che sfruttano acqua di falda, fiume o lago, hanno prestazioni migliori e costanti durante l'anno, ma sono soggette a maggiori vincoli normativi e hanno un maggior costo di investimento iniziale, dovuto alle opere necessarie per il prelievo e lo scarico dell'acqua. Le pompe di calore geotermiche sfruttano la temperatura costante del terreno durante l'intero anno solare, pari a circa 14°C. Per cui presentano elevate prestazioni energetiche, perfino durante la stagione estiva, ma anche in questo caso i costi di realizzazione sono molto elevati. Per questo motivo questa tecnologia non è molto diffusa, anche a causa della necessità di avere superfici elevate.

Secondo uno studio riportato in [18], nel 2012 le vendite in Europa di pompe di calore aerotermiche e geotermiche sono calate del 7,9% rispetto al 2011. Tuttavia, i

Paesi europei come la Danimarca, Estonia, Belgio, Germania e Austria hanno goduto di un incremento di vendite anche a due cifre. La causa di queste differenze va ricercata in primo luogo nella variazione del costo di energia elettrica nei vari Paesi e successivamente nel diverso sviluppo dei sistemi di incentivazione fiscale. Il mercato delle pompe di calore geotermiche è fortemente influenzato dallo sviluppo del mercato delle nuove costruzioni edilizie. A causa della crisi economica, il settore edile, relativo alle nuove costruzioni, ha avuto il suo minimo storico nel 2012. I Paesi maggiormente colpiti sono Spagna, Portogallo e Svezia. Mentre nelle ristrutturazioni, settore mai in crisi, sono sempre preferite le pompe di calore aria/acqua o aria/aria, grazie al loro minimo impatto sulla struttura esistente. Le pompe di calore aerotermiche costituiscono, infatti, il 94% su un totale di 1,65 milioni di pompe di calore vendute nel 2012, e hanno perciò un ruolo predominante.

3.3.5 Ventilazione meccanica controllata

L'obiettivo della ventilazione meccanica controllata è quello di garantire una buona qualità e ricambio d'aria con impianti semplici e a costi accettabili. Tra le tipologie di impianto di ventilazione troviamo:

- ventilazione unifamiliare a flusso autoregolabile;
- ventilazione unifamiliare a flusso igroregolabile;
- ventilazione unifamiliare a doppio flusso con recupero di calore;
- ventilazione condominiale a semplice flusso;
- ventilazione condominiale a doppio flusso con recupero di calore.

Tuttavia, la tipologia più diffusa è quella con recupero di calore: in questo modo è ridotto sensibilmente il fabbisogno di energia specifica per ventilazione, in linea con le richieste dell'EPBD. In questo caso l'aria esterna di rinnovo, prima di essere immessa in ambiente, attraversa uno scambiatore statico aria/aria e scambia calore con l'aria di ritorno dall'ambiente condizionato, recuperando calore che altrimenti sarebbe rigettato direttamente all'esterno.

Infatti, come si vede in Figura 3.11 il recupero di calore diviene sempre più significativo quanto più aumenta il numero di gradi giorno. Per ridurre i costi energetici il recuperatore di calore risulta indispensabile per differenze di temperatura tra ambiente interno ed esterno elevate, ovvero per un numero di gradi giorno elevato.

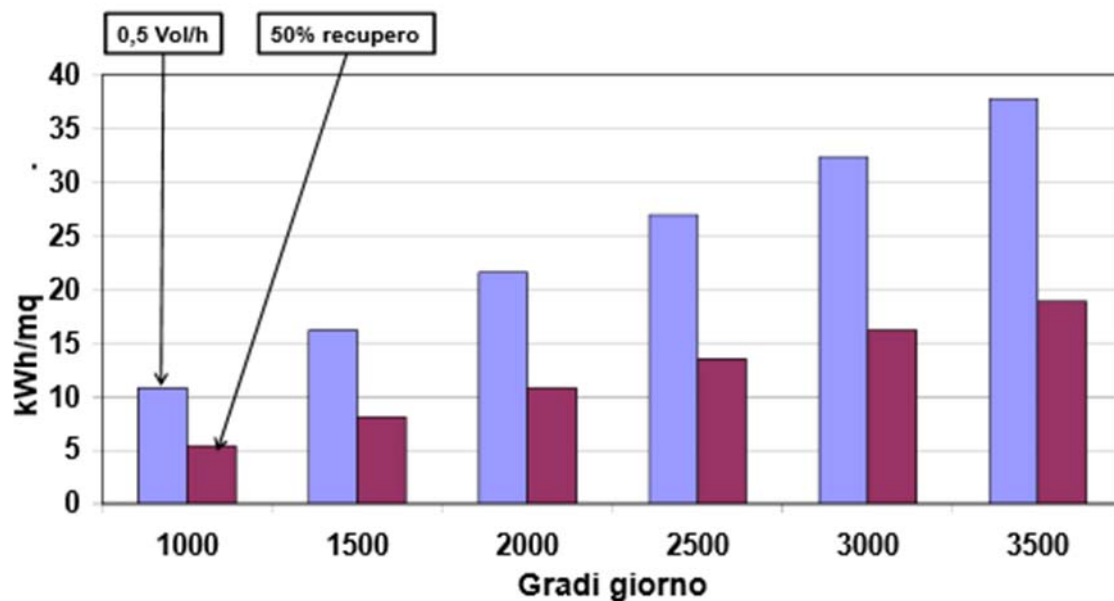


Figura 3.11 : Fabbisogno di energia specifica per ventilazione

In Figura 3.12 è visibile uno schema indicativo di ventilazione meccanica unifamiliare a doppio flusso con recupero di calore. L'aria estratta dall'ambiente condizionato è prelevata, attraverso le bocchette di ripresa, dai locali di servizio con elevata generazione di vapore e inquinanti, come sono ad esempio i bagni e la cucina. L'aria di rinnovo è poi immessa nei locali con bassa produzione di inquinanti come il soggiorno e le camere da letto. La portata d'aria può essere regolata in base alla richiesta di ventilazione attraverso i ventilatori

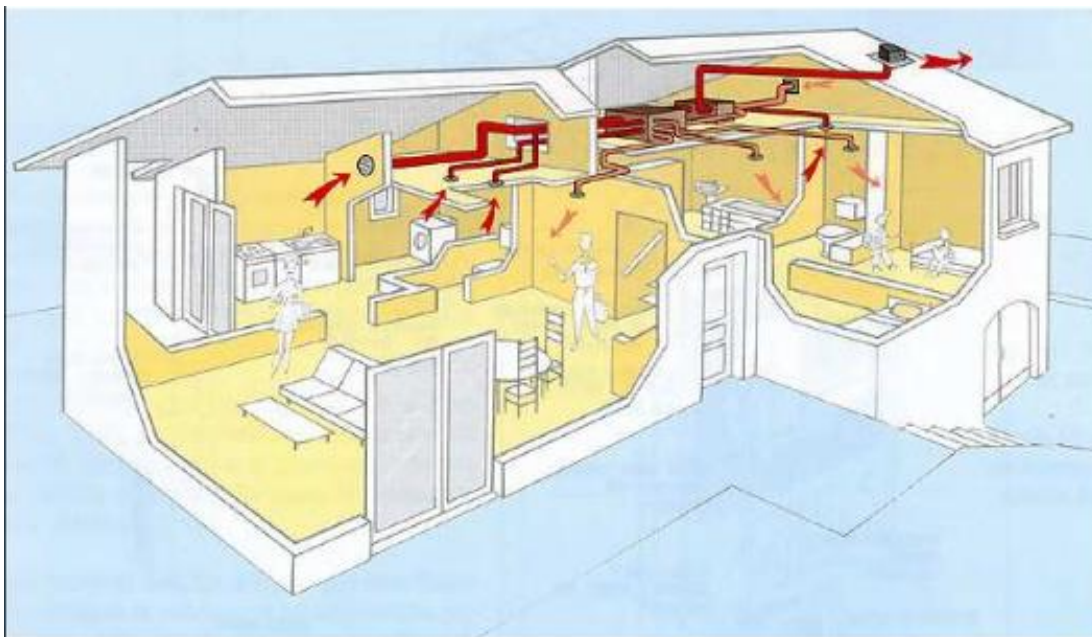


Figura 3.12 : Ventilazione unifamiliare a doppio flusso con recupero di calore

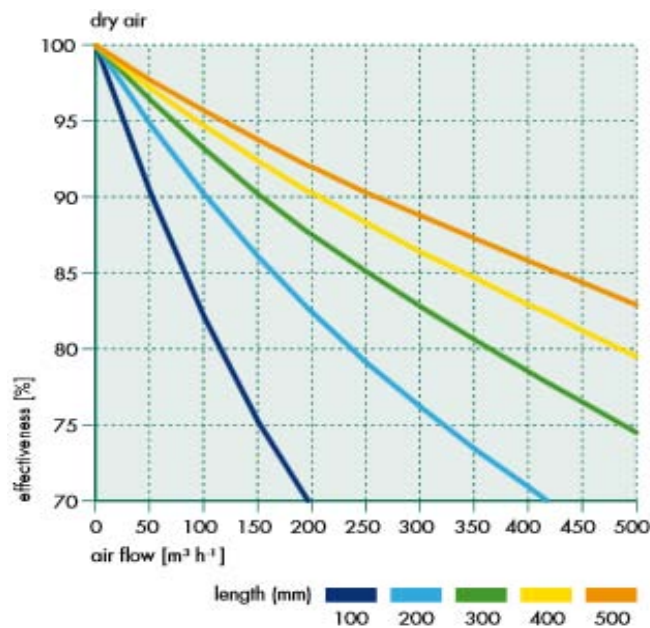


Figura 3.13 : Efficienza di recupero in funzione della portata d'aria. [19]

In Figura 3.13 è rappresentata la curva di efficienza di un recuperatore sensibile [19] al variare della portata d'aria per diverse lunghezze. Questo è uno scambiatore prevalentemente in controcorrente e in parte a flussi incrociati, cosiddetto esagonale si veda anche paragrafo 0. Tra i recuperatori di calore sensibili è la tecnologia con miglior efficienza di scambio termico: è possibile mantenere un rendimento compreso tra il 90 e il 98%. Rispetto ad un recuperatore tradizionale a flussi incrociati risulta avere prestazioni maggiori del 33%. Tuttavia, soprattutto nei climi più freddi e secchi, l'utilizzo del solo recuperatore di calore sensibile risulta svantaggioso, con la possibilità di creare discomfort all'interno dell'ambiente. Infatti, l'aria esterna, già molto povera di umidità, entrerebbe in ambiente troppo secca, creando così un ambiente non più confortevole. In questo caso sono spesso utilizzati recuperatori entalpici, nel quale avviene scambio di calore sia sensibile che latente. In questo modo è possibile, a spese dell'aria di espulsione, umidificare l'aria in ingresso in inverno e deumidificare in estate.

4 Aggregato compatto

In questo capitolo si vuole analizzare una particolare tipologia di impianto che risulta essere ottimale per le abitazioni con un basso fabbisogno energetico. Questa soluzione è costituita da un'unità di ventilazione meccanica controllata con recupero di calore e una piccola pompa di calore che produce acqua calda sanitaria e calore per il riscaldamento ambiente. Il tutto è contenuto in un'unica struttura compatta per avere l'installazione facilitata in vani tecnici o in piccole stanze di servizio. Infatti, nel mercato è più comunemente chiamata aggregato compatto, ovvero compact heat pump unit. In Figura 4.1, è rappresentato un semplice schema di una possibile configurazione di aggregato compatto. In questo sistema l'aria è l'elemento principale: infatti l'aria esausta rappresenta, per la pompa di calore, la sorgente di energia termica e quella di rinnovo è il mezzo attraverso il quale viene fornito calore all'ambiente.

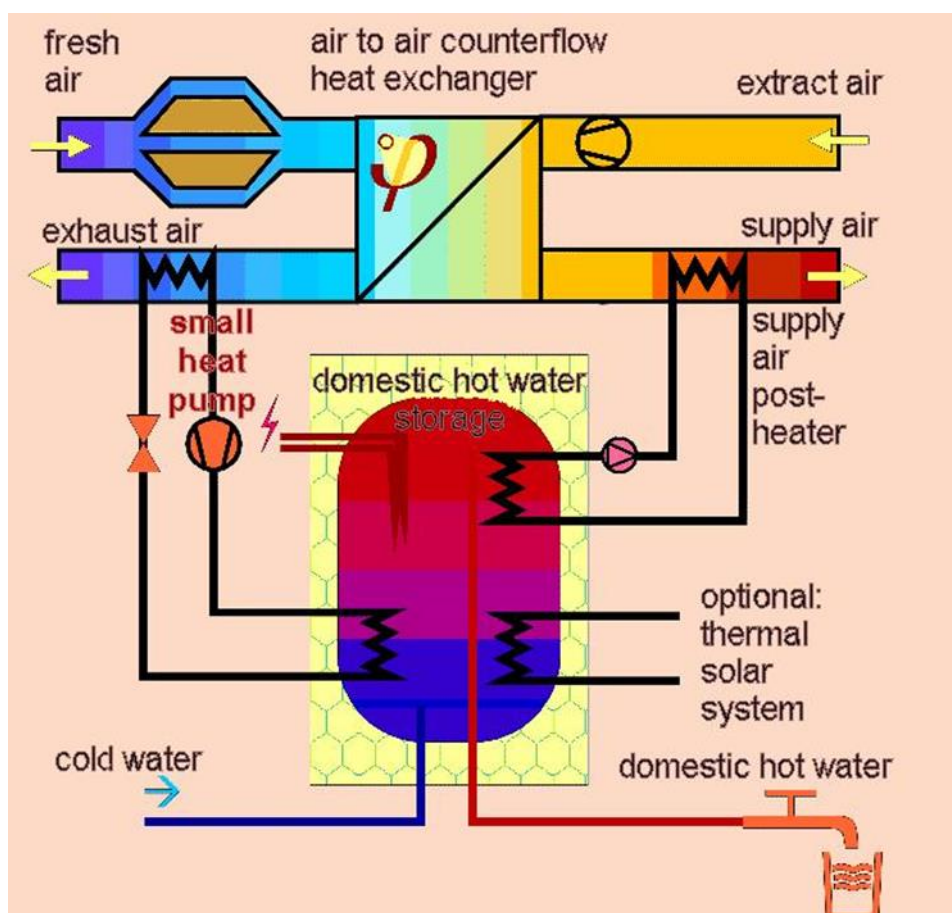


Figura 4.1 : Schema aggregato compatto [11]

4.1 Analisi di mercato

Per poter analizzare questa tipologia di unità compatta sono state studiate le macchine già presenti nel mercato. Infatti, soprattutto nel mercato tedesco questo prodotto è già molto diffuso, grazie soprattutto alle politiche di incentivazione e

sensibilizzazione riguardo le problematiche ambientali e grazie ad un maggior sviluppo degli edifici passivi. E' effettivamente un prodotto già maturo e favorito soprattutto dalle condizioni climatiche della Germania e dei Paesi nord-europei.

4.1.1 Motivazioni dello sviluppo

Gli edifici molto ben isolati, ad esempio una casa passiva, come già anticipato necessitano di ventilazione forzata o naturale. Inoltre in presenza di persone la qualità dell'aria interna peggiora sensibilmente a causa delle emissioni inquinanti emesse, anche dalle stesse persone presenti. Come abbiamo già visto la presenza di un'unità di recupero calore è indispensabile se si vuole diminuire il consumo di energia primaria di un edificio. Inoltre, la stessa aria di rinnovo può costituire un vettore energetico per fornire calore all'edificio.

In una casa passiva la potenza massima richiesta per il riscaldamento è veramente bassa circa dieci W/m^2 . Perciò l'idea di sfruttare l'aria di rinnovo, attraverso un unico impianto, anche per soddisfare il fabbisogno di riscaldamento e raffrescamento, è molto vantaggiosa soprattutto per queste tipologie di edifici. Se al sistema di ventilazione meccanica è integrato un sistema di produzione di energia, si ottiene un'unica unità compatta in grado di soddisfare le totali richieste di energia termica dell'abitazione: riscaldamento, ventilazione, produzione di acqua calda sanitaria ed eventualmente raffrescamento.

Potendo garantire con un'unica macchina molto compatta l'intero fabbisogno dell'edificio, si riducono i costi d'investimento iniziali ottimizzando al massimo lo spazio disponibile. Inoltre, è notevolmente facilitata l'installazione della macchina e all'installatore è richiesto solamente di eseguire l'allacciamento all'impianto di aerazione e all'impianto idraulico. Queste macchine cosiddette plug&play sono in accordo con le richieste dei progettisti stessi, poiché riducono i tempi e i costi d'installazione.

Lo sviluppo di questa tipologia di macchine a uso residenziale è incoraggiato dalle recenti normative per la sostenibilità ambientale e da un conseguente aumento della domanda di mercato, sempre più sensibile ai temi energetici. I vari aspetti, che hanno permesso lo sviluppo e la diffusione di queste macchine, si possono riassumere nei seguenti punti:

- diminuzione della potenza di carico termico dell'edificio, grazie ad un'accorta progettazione dell'involucro;
- aumento dell'efficienza energetica degli impianti;
- necessità di ventilazione negli edifici ben coibentati;
- installazione sempre più semplificata.

4.1.2 La certificazione secondo il Passive House Institute

Gli aggregati compatti sono soggetti a certificazione da parte di Passive House Institute (PHI) [20] che ne garantisce l'efficienza del recuperatore di calore, i consumi elettrici ridotti ed emissioni sonore limitate. L'istituto di certificazione attesta i prodotti che hanno i seguenti requisiti:

- la temperatura dell'aria di mandata deve essere almeno 16,5°C garantita attraverso la sola ventilazione. Questa temperatura deve essere assicurata anche quando la temperatura esterna scende a -10°C;
- l'efficienza del recuperatore di calore deve essere superiore al 75%;
- l'efficienza elettrica del sistema di ventilazione, calcolata nelle condizioni prescritte per lo svolgimento della prova, deve essere inferiore a 0,45 Wh/m³;
- le perdite per trafilamento non possono superare il 3% della portata media elaborata dalla macchina;
- l'efficienza della pompa di calore per il riscaldamento ambiente e per la produzione di acqua calda sanitaria:
le caratteristiche principali sono determinate per la produzione di acqua calda sanitaria, riscaldamento ambiente e in modalità standby per tutti i punti di lavoro specificati dal regolamento di prova e indicati nel certificato. Essi costituiscono le basi per il calcolo del bilancio di energia primaria nel software PHPP (Passive House Planning Package). Il valore limite per l'efficienza è pari a 55 kWh/m²anno di richiesta di energia primaria per il riscaldamento ambiente, produzione di acqua calda sanitaria, ventilazione e ausiliari elettrici. La verifica è effettuata su una particolare abitazione identificata con la stessa casa passiva. Qualora l'energia primaria richiesta superi i 55 kWh/m²anno, allora il campo operativo della macchina sarà ridotto;
- questa tipologia di macchina ha un'elevata emissione sonora, soprattutto alle basse frequenze (inferiori ai 100 Hz). E' quindi necessario dichiarare l'intero spettro di frequenza dell'emissione sonora in accordo con la norma DIN 45680;

Oltretutto l'aggregato compatto deve soddisfare alcuni requisiti per la certificazione della singola unità di ventilazione:

- regolazione;
- deve prevedere un filtro di categoria almeno F7 sull'aria esterna, e almeno G4 sull'aria ambiente di estrazione;
- protezione dal ghiaccio senza interruzione della ventilazione dell'aria di mandata;

- consumi dell'unità di ventilazione in modalità standby non dovrebbero essere maggiori di 1 W, altrimenti è necessario prevedere la possibilità di una completa disconnessione dalla rete.

Per le caratteristiche proprie dell'unità di ventilazione si faccia riferimento alle condizioni di prova che si riferiscono alle singole unità ventilanti, riportate in [20].

4.1.3 Taglie e configurazioni di aggregati compatti presenti nel mercato

Nel mercato europeo sono disponibili varie configurazioni di aggregato compatto. In relazione alla tipologia di pompa di calore si trovano, infatti, sistemi aria/acqua, aria/aria e acqua/acqua glicolata.

Tra le macchine certificate secondo PHI [20], sono stati analizzati alcuni modelli. In particolare, solo due modelli certificati presentano una pompa di calore di tipo aria/acqua, mentre i restanti quattro sono di tipo aria/aria. Per ovvie ragioni, si è voluto identificare ogni singolo modello con un numero e non con il nome dell'azienda costruttrice.

	Potenza [kW]	COP	Campo di funzionamento [°C]	Portata d'aria [m ³ /h]	Efficienza di recupero di calore [%]	Efficienza elettrica [Wh/m ³]
1	4,3	3,4 (A2W35)	-20÷35	80-300	87%	0,42
2	3,95	3,72 (A2W35)	-16÷40	70-350	>90%	0,34

Tabella 4.1: Aggregati compatti con pompa di calore aria/acqua

In Tabella 4.1 sono elencate le principali caratteristiche di aggregati compatti predisposti per impianti di riscaldamento e/o raffrescamento ad acqua.

La macchina numero 1, oltre al funzionamento invernale con P=4,3kW e COP=3,4, garantisce anche il funzionamento estivo grazie alla presenza della valvola a inversione di ciclo per il raffrescamento estivo. In questo caso l'impianto assicura una potenza frigorifera pari a 3,6 kW con EER=2,08, con le condizioni di riferimento aria esterna a trentacinque °C e acqua prodotta a 7°C. Inoltre, è prevista all'interno, in particolare entro il condotto per l'aria di rinnovo, una batteria di preriscaldamento per l'aria posta immediatamente a monte dell'ingresso al recuperatore di calore, si veda Figura 4.2. Questa soluzione permette di garantire il funzionamento della macchina, e specialmente del recuperatore, anche nei climi più rigidi. Infatti, preriscaldando l'aria in ingresso si evita la formazione di ghiaccio all'interno del recuperatore che influisce sul peggioramento dell'efficienza di recupero. Tuttavia, la presenza di questo scambiatore, soprattutto per temperature prossime alla temperatura dell'aria interna, va a diminuire l'entità del calore

recuperato nel recuperatore di calore. Inoltre, come si può vedere in Figura 4.2, l'evaporatore può lavorare, in questo caso, con una miscela dell'aria esausta e aria esterna, grazie all'utilizzo di un ventilatore aggiuntivo.

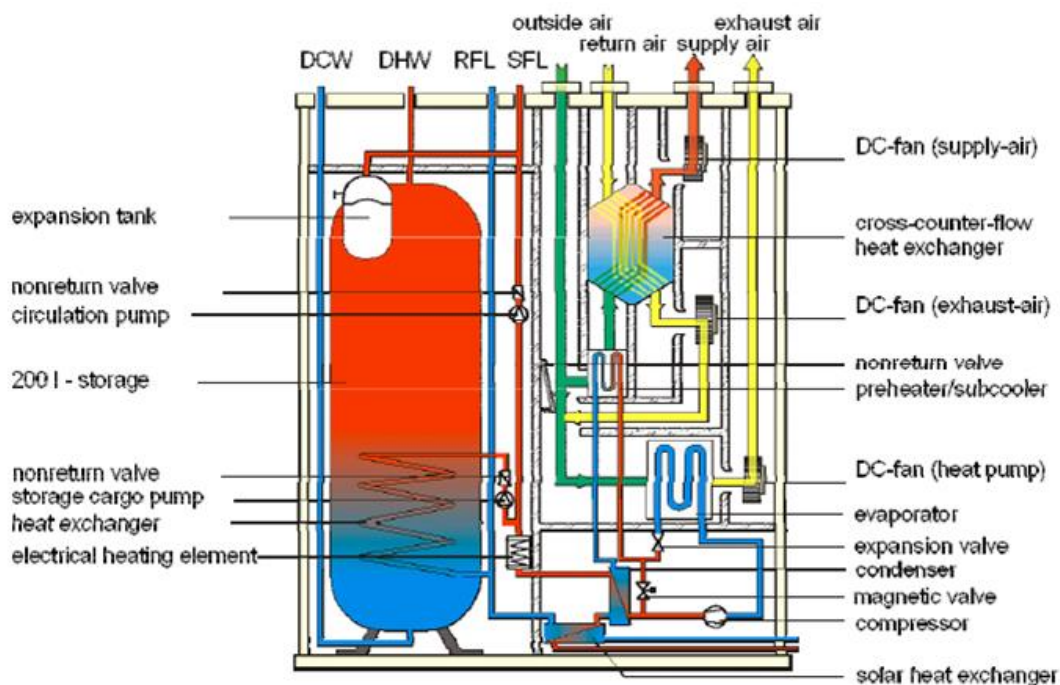


Figura 4.2: Esempio di configurazione 1

La medesima azienda produttrice prevede inoltre una versione di taglia maggiore da 6 kW, ma con COP minore pari a 3,36. Inoltre, è disponibile una versione che permette l'integrazione con l'impianto solare termico.

L'aggregato compatto numero 2 ha potenza termica pari a 3,95kW con COP=3,72. In questa configurazione il fluido refrigerante condensa direttamente in un accumulo termico, il quale provvede alla produzione di acqua calda sanitaria e a fornire calore per il riscaldamento. Durante il funzionamento estivo, invece, è previsto un canale di bypass del recuperatore per garantire il free-cooling quando le condizioni climatiche esterne sono favorevoli. Anche qui è disponibile la versione per applicazioni in cui è presente il solare termico.

	Potenza [kW]	COP	Campo di funzionamento [°C]	Portata d'aria [m ³ /h]	Efficienza di recupero di calore [%]	Efficienza elettrica [Wh/m ³]
3	1,315	3,5 (A5A21)	Garantisce 16,5°C dell'aria di mandata con 3°C aria esterna	160 (fino a 230)	78%	0,29
4	1,365	2,35 (A4A20)	-15÷35	100÷400	76%	0,31
5	2,7	4,5 (A7A21)	Dati dichiarati tra -7÷7	Fino a 325	77÷80%	0,43
6	1,73	3,31 (A7A21)	0÷40	70÷320	80%	0,28

Tabella 4.2: Aggregati compatti con pompa di calore aria/aria

I modelli dotati di pompa di calore aria/aria sono senz'altro i più diffusi, come già analizzato nel paragrafo 2.2.3 e in Tabella 4.2 si possono trovare le caratteristiche principali degli aggregati compatti certificati PHI con questa configurazione.

Il modello numero 3, il quale ha potenza termica pari a 1,325 kW e COP=3,5, prevede una soluzione modulare per l'unità di recupero di calore. La pompa di calore ha priorità per la produzione di acqua calda sanitaria, mentre la batteria alettata è messa in funzione all'occorrenza tramite una valvola termostatica. Questa configurazione prevede l'installazione di uno scambiatore terra/aria per il preriscaldamento dell'aria di rinnovo in ingresso al recuperatore, sfruttando quindi l'energia geotermica. Questa soluzione è preferibile soprattutto nei climi molto freddi in cui la temperatura esterna è minore di 0°C per un numero di giorni ragionevole. Lo scambiatore terra/aria è costituito da un tubo, posto a una profondità variabile da 1 m a un massimo di 3 m, spesso è posato leggermente inclinato per lo scarico della condensa in un apposito pozzetto.

Anche in questo caso è garantita la possibilità di integrazione con il solare termico, grazie ad un accumulo dedicato. La medesima azienda costruttrice prevede anche altre taglie che variano da 1 kW fino a 5 kW. La versione di potenza minore è però utilizzata soprattutto come integrazione a un generatore già esistente, risulta quindi appetibile nel caso di ristrutturazioni.

L'aggregato compatto certificato PHI numero quattro, come si può vedere in Figura 4.3, presenta anch'esso la predisposizione per il solare termico integrato nell'accumulo. Inoltre, è rappresentato uno schema del circuito frigorifero in cui i condensatori sono posti in parallelo e l'evaporatore è posto sul condotto dell'aria esausta. Questo modello ha potenza pari a 1,365 kW nelle condizioni di aria interna 21°C e aria esterna 4°C, e in queste condizioni presenta un valore del coefficiente di effetto utile uguale a 2,35.

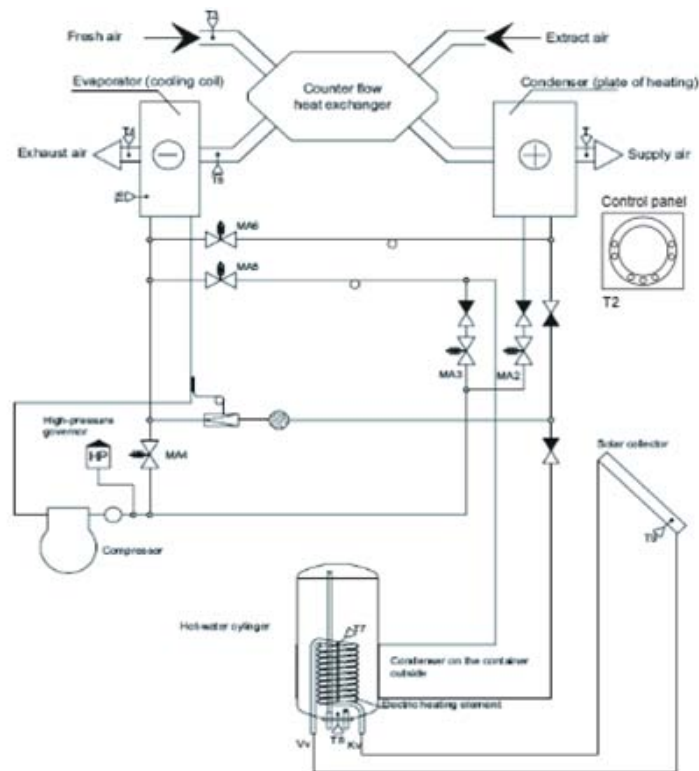


Figura 4.3: Esempio di configurazione 4.

I dati rappresentati nella Tabella 4.2 in corrispondenza della macchina numero 5 sono caratteristici di una versione base che appartiene a una gamma più ampia. Infatti, l'azienda produttrice prevede una seconda versione di potenza maggiore (5 kW) grazie all'integrazione di una pompa di calore aria/acqua monoblocco, da disporre all'esterno, per la sola produzione di acqua tecnica da impianto. Una terza versione, invece, è dedicata alle applicazioni specifiche della geotermia. Infatti, presenta la possibilità d'integrazione con un impianto geotermico grazie all'utilizzo di una pompa calore geotermica acqua/acqua glicolata. Per questa versione le potenze variano tra 3 e 6 kW. La versione base non presenta alcuna batteria di post trattamento dell'aria ma l'obiettivo è quello di immettere in ambiente aria neutra a temperatura $>16,5^{\circ}\text{C}$, come richiesto dalla certificazione Passive House, si veda paragrafo 4.1.2. Anche in questo caso è possibile richiedere un accumulo con serpentino integrativo per il solare termico.

Tutti gli aggregati compatti presentati hanno in dotazione un accumulo termico per la produzione di acqua calda sanitaria di capacità che varia tra i 180 litri e 300 litri. Capacità dell'accumulo maggiori, 400 o 500 litri, devono essere considerate nel caso di integrazione con il solare termico.

Come richiesto dalla certificazione PHI, i filtri maggiormente utilizzati sono di categoria F7 posto sul condotto dell'aria esterna di rinnovo e G4 sull'aria interna di espulsione.

Grazie alla maggior diffusione di queste macchine nei Paesi dell'Europa centrale e settentrionale, le aziende che hanno sviluppato nel miglior modo questo prodotto sono imprese della Germania, dell'Austria e della Danimarca. Finora solo un'azienda presente in Italia ha prodotto una macchina riconducibile a questa categoria di aggregato compatto. Tuttavia questo nell'unità di ventilazione meccanica, non presenta un recuperatore di calore statico, ma esegue un recupero attivo attraverso gli scambiatori della pompa di calore. La macchina, vedi Tabella 4.3, garantisce tutte le funzionalità di un aggregato compatto utilizzando, come fonte di calore, una miscela di aria di estrazione e aria esterna. Inoltre, la macchina garantisce 3,18 kW con aria esterna a 7°C e interna a 20°C, con un SCOP, coefficiente di effetto utile stagionale, pari a 3,83. Mentre, durante il funzionamento estivo, con 26°C di aria interna e 35°C di aria esterna fornisce 2,14 kW di potenza frigorifera, con SEER=2,95.

L'aria di mandata verso l'ambiente interno è una miscela di aria di rinnovo e aria di ricircolo: portate massime pari a 300 m³/h di aria di ricircolo e 100 m³/h di rinnovo, per un totale di 400 m³/h di mandata. La macchina garantisce una buona qualità dell'aria grazie alla possibilità di deumidificare e, in condizioni limite, è attivata una batteria di post trattamento. Inoltre, questo sistema, grazie alla presenza di un compressore inverter, ha la capacità di modulare la potenza generata in funzione delle condizioni interne. A differenza delle soluzioni precedenti che adottavano filtri tradizionali, in questo caso la filtrazione è di tipo elettronica: permette di ridurre i consumi energetici grazie a perdite di carico minori del 10% e di aumentare l'efficienza di filtrazione. Infatti, questa metodologia di filtrazione è equivalente alla classificazione H10 impiegata per i filtri tradizionali, si faccia riferimento alla Tabella 3.6.

Potenza termica [kW]	SCOP	Potenza frigorifera [kW]	SEER	Campo di funzionamento
3,18 (A7A20)	3,83	2,14 (A35A26)	2,95	-10÷35°C

Tabella 4.3: Caratteristiche tecniche

4.1.4 Calcolo semplificato del carico termico invernale ed estivo di alcune tipologie abitative considerate

Per compiere alcune valutazioni riguardo la potenza nominale della macchina, sono state analizzate alcune tipologie abitative per le quali si pensano sia destinata la macchina. Innanzitutto, è stata considerata una zona climatica E, che rappresentativa di più del 50% dei comuni italiani. Sono state analizzate abitazioni di varie tipologie e metrature, con due livelli d'isolamento dell'involucro. Le

trasmittanze termiche dell'edificio meno isolato, identificato con classe "B", sono pari ai limiti di legge applicabili dal 1 Gennaio 2010 definiti dal Decreto Legge del 26 Gennaio 2010, aggiornamento del Decreto del 11 Marzo 2008 in materia di riqualificazione energetica. Questi valori, forniti al variare della zona climatica, sono visibili in Tabella 4.4. In seguito, è stata considerata anche una tipologia di casa passiva con livello di isolamento termico eccellente, utilizzando i valori di trasmittanza termica, descritti in Tabella 4.5 e indicati da Passive House International Association (iPHA) [21]. Le tipologie abitative con livello di isolamento medio-alto, identificate con classe "A", sono ottenute considerando, come si può vedere in Tabella 4.5, trasmittanze intermedie tra i limiti di legge e i valori relativi di una casa passiva.

Zona climatica	Strutture opache verticali	Strutture opache orizzontali o inclinate		Chiusure apribili e assimilabili (**)
		Coperture	Pavimenti (*)	
A	0,54	0,32	0,60	3,7
B	0,41	0,32	0,46	2,4
C	0,34	0,32	0,40	2,1
D	0,29	0,26	0,34	2,0
E	0,27	0,24	0,30	1,8
F	0,26	0,23	0,28	1,6

Tabella 4.4: Valori di trasmittanza termica limite delle strutture delle componenti dell'involucro edilizio classe "B" espressa in $[W/m^2K]$

	Trasmittanza termica U $[W/m^2K]$	
	Edificio classe "A"	Casa Passiva
Strutture opache verticali	0,20	0,13
Coperture	0,22	0,11
Strutture vetrate	1,10	0,70
Pavimento	0,25	0,18

Tabella 4.5: Valori di trasmittanza termica per edifici ben coibentati

L'analisi è stata eseguita, facendo riferimento alla superficie netta calpestabile e alle caratteristiche dell'involucro descritte in precedenza, sulle seguenti tipologie edilizie:

- Type1: appartamento di 70 m² di classe "A";
- Type2: appartamento di 70 m² di classe "B";
- Type3: appartamento di 130 m² di classe "A";
- Type4: appartamento di 130 m² di classe "B";
- Type5: villa singola di 200 m² di classe "A";
- Type6: villa singola di 200 m² di classe "B";

- Type7: casa passiva di 150 m².

Per il calcolo della potenza termica nella stagione invernale P_h è stato utilizzato il metodo semplificato, per cui:

$$P_h = (H_v + H_t) \cdot (t_{i,prog} - t_{e,prog}) \quad [W] \quad (3.1)$$

in cui:

- H_v = coefficiente di scambio termico per ventilazione [W/K];
- H_t = coefficiente di scambio termico per trasmissione [W/K];
- $t_{i,prog}$ = temperatura di progetto dell'ambiente interno [°C];
- $t_{e,prog}$ = temperatura esterna di progetto, in questo caso è stato identificato un valore accettabile con abitazioni localizzate nella Pianura Padana, $t_{e,prog} = -5^\circ\text{C}$.

Il coefficiente di scambio termico per ventilazione e per trasmissione sono calcolati mediante le seguenti formule:

$$H_t = \sum A_i \cdot U_i \quad [W/K] \quad (3.2)$$

$$H_v = \rho c_p n V = 0,34 \cdot 0,3 \cdot V \quad [W/K] \quad (3.3)$$

dove:

- U_i = trasmittanza termica dell'elemento dell'involucro di area A_i [W/(m²K)];
- V = volume dell'edificio [m³];
- $n = 0,3$ numero di ricambi orari [h⁻¹];

Per il calcolo della potenza frigorifera sensibile P_s , [W], è stato utilizzato il metodo semplificato di Carrier:

$$P_s = \sum_j U_j S_j \Delta \vartheta_{eq,j} + \sum_v U_v S_v (\vartheta_e - \vartheta_i) + \sum_v S_v I_{x,v} f_{a,v} f_{s,v} + n V c_p \rho (\vartheta_e - \vartheta_i) + \sum_k f_{ak} Q_{s,k} \quad (3.4)$$

dove:

- U_j : trasmittanza della j-ma parete opaca confinante con l'esterno, [W/(m² K)];
- S_j : superficie della j-ma parete opaca confinante con l'esterno, [m²];
- ϑ_i : temperatura interna, [°C];
- $I_{x,v}$ radiazione solare massima giornaliera sulla v-ma superficie vetrata, [W/m²];
- ϑ_e temperatura oraria esterna, [°C];
- S_v superficie della v-ma vetrata, [m²];
- U_v trasmittanza della v-ma finestra, [W/ (m² K)];
- $f_{a,v}$ fattore di accumulo termico per la v-ma finestra;
- $f_{s,v}$ fattore di schermatura della generica v-ma finestra;

- n numero di ricambi orari del generico ambiente, pari a 0,5;
- V volume interno dell'ambiente considerato, [m³];
- Q_{S,k} k-ma sorgente interna di calore sensibile, [W];
- f_{a,k} fattore di accumulo per la k-ma sorgente interna di calore sensibile, assunto pari a 1;
- Δθ_{eq,j} è la differenza di temperatura equivalente per la generica parete, [°C].

La differenza di temperatura equivalente è tabulata in funzione della latitudine del sito, dell'esposizione delle pareti, dell'ora del giorno considerato, del colore e della massa frontale, ipotizzata pari a 500 kg/m². I fattori di accumulo per le finestre sono funzione dell'esposizione della superficie vetrata, ipotizzata a sud e ovest, dell'ora del giorno considerato, del tipo di schermatura e della massa efficace dell'ambiente, ipotizzata pari a 490 kg. I dati climatici richiesti sono ricavati dalla norma UNI 10349, mentre la potenza dovuta alla generazione interna di calore è definita nella norma UNI TS 11300 parte 1. Infatti, è fornita un'indicazione di massima della potenza dovuta ai carichi interni in funzione della superficie utile di pavimento A:

$$Q_{s,k} = 5,294 \cdot A - 0,01557 \cdot A^2 \quad [\text{W}] \quad \text{se } A \leq 170\text{m}^2 \quad (3.6)$$

$$Q_{s,k} = 450 \quad [\text{W}] \quad \text{se } A > 170\text{m}^2 \quad (3.7)$$

Per la produzione di acqua calda sanitaria si fa riferimento a [22] per la stima della potenza richiesta dalla pompa di calore e del volume dell'accumulo. Sono stati ipotizzati consumi nell'ora di punta pari a 260 litri per Type1 e Type2, 340 litri per Type3 e Type4, 400 litri per Type5 e Type6 e 360 litri per Type7. Gli altri valori ipotizzati sono:

- temperatura di utilizzo 40°C;
- periodo di punta 1h;
- periodo di preriscaldamento 3h;
- temperatura dell'acqua fredda di alimentazione 10°C;
- temperatura dell'accumulo 55°C.

Secondo quanto riportato in [22], il volume dell'accumulo necessario risulta essere 130 litri per Type1 e Type2, 170 litri per Type3 e Type4, 200 litri per Type5 e Type6 e 180 litri per Type7.

I risultati ottenuti dai calcoli effettuati si possono vedere in Tabella 4.6:

	Potenza invernale per il riscaldamento [kW]	Potenza per la produzione di acqua calda sanitaria [kW]	Potenza frigorifera sensibile estiva [kW]
Type1	2,02	2,3	2,36
Type2	2,48	2,3	2,47
Type3	3,53	3,0	4,19
Type4	4,31	3,0	4,36
Type5	5,24	3,5	6,17
Type6	6,38	3,5	6,41
Type7	2,91	3,1	4,11

Tabella 4.6 : Potenze calcolate per le tipologie di abitazioni analizzate

Se consideriamo anche il recupero di calore, la potenza per ventilazione è minore e quindi risulta minore anche la potenza totale richiesta dall'edificio. Infatti, nel caso di ventilazione naturale il tasso di ricambio orario è fissato dalla norma UNI TS 11300 parte 1 pari a 0,3 vol/h. Sempre in questa normativa è definito il tasso di ricambio d'aria è per edifici dotati di ventilazione meccanica a doppio flusso e con recuperatore:

$$q_{ve} = q_{ve,des}k(1 - \eta_{ve}) \quad (3.8)$$

dove:

- q_{ve} = portata d'aria di progetto desiderata;
- k = coefficiente di contemporaneità di utilizzo delle bocchette di aspirazione. In assenza di dati si pone $k=1$ se il sistema è a portata fissa, $k=0,6$ se a portata variabile;
- η_{ve} = efficienza di recupero.

Per cui ipotizzando $k=1$, $\eta_{ve}=85\%$ e una portata di progetto pari a 350 m³/h per Type1, Type2, Type3, Type4, 400 m³/h per Type7 e 500 m³/h per Type5 e Type6, si ottengono i seguenti risultati:

	Potenza invernale per il riscaldamento [kW]	Potenza frigorifera sensibile estiva [kW]
Type1	1,98	2,34
Type2	2,41	2,44
Type3	3,08	4,16
Type4	3,78	4,32
Type5	4,5	5,75
Type6	5,51	5,92
Type7	2,38	3,78

Tabella 4.7: Potenze di carico richieste quando è presente ventilazione meccanica controllata con recupero di calore

4.2 Proposta per Aermec

Alla luce dell'analisi di mercato effettuata sono stati fissati gli obiettivi della gamma in fase di sviluppo. In primo luogo, si vuole progettare un aggregato compatto come versione base pensato appositamente per le abitazioni a basso consumo energetico. Tuttavia, ancora oggi molte abitazioni, soprattutto in Italia, non risultano avere bassi fabbisogni termici, come invece richiesto dall'Unione europea. Per questo motivo, è stato deciso di integrare in seguito la versione base con una pompa di calore esterna aria/acqua per soddisfare l'intero fabbisogno termico di un'abitazione con caratteristiche energetiche della media italiana. Per un'abitazione energeticamente efficiente ma con superficie elevata la versione base non sarebbe sufficiente a coprire il carico richiesto. Anche per questo motivo è stato scelto di permettere di ottenere una potenza maggiore con l'integrazione della pompa di calore esterna. Questa pompa di calore aria/acqua faciliterà la produzione di acqua calda sanitaria, produrrà acqua tecnica per l'impianto e per un'eventuale batteria di post trattamento aggiuntiva, lato aria.

La versione base è stata pensata per garantire:

- ventilazione meccanica con recupero di calore sull'aria di espulsione;
- il condizionamento estivo e invernale attraverso la sola aria di rinnovo;
- la produzione di acqua calda sanitaria con accumulo;
- il condizionamento estivo con recupero di calore totale per la produzione di acqua calda sanitaria.

Perciò l'unità di ventilazione dovrà avere un'unità per il recupero di calore sull'aria di estrazione, prevedendo anche il bypass dello scambiatore per garantire il free-cooling, quando le condizioni esterne lo permettono. Sarà presente anche un accumulo termico per l'acqua calda sanitaria, dotato di resistenza elettrica per integrazione e sicurezza. Nonostante ciò la macchina dovrà essere la più compatta

possibile, per avere i minori ingombri possibili ed essere quindi appetibile nel mercato.

Grazie al recupero di calore di condensazione per la produzione di acqua calda sanitaria durante il funzionamento come macchina frigorifera, è possibile ridurre notevolmente i consumi elettrici e ottenere un risparmio energetico, non indifferente. Per questo motivo, la macchina risulta un investimento economicamente vantaggioso soprattutto per i climi caldi in cui è richiesta una maggior potenza frigorifera.

L'obiettivo, soprattutto per entrare nel mercato dell'Europa settentrionale, è quello di poter certificare la macchina presso il Passive House Institute, per cui dovrà soddisfare le richieste per la certificazione presentate nel paragrafo 4.1.2.

4.2.1 Il circuito frigorifero

Il ciclo frigorifero ipotizzato è stato pensato per garantire tutte le richieste necessarie e per dare la possibilità di prevedere contemporaneità tra la richiesta di produzione di acqua calda sanitaria e il condizionamento ambiente. Anche per questo motivo, si è pensato di collocare gli scambi termici in parallelo e di prevedere il recupero di calore totale durante il funzionamento estivo. Quindi il circuito frigorifero non si differenzia molto dal circuito presente nelle macchine polivalenti di taglia maggiore di quella prevista in questo caso.

Di seguito è presentato il circuito ipotizzato inizialmente da cui è indispensabile partire per compiere alcune considerazioni.

Durante il funzionamento invernale Figura 4.4, le valvole a solenoide V2 e V3 permettono di alimentare la batteria di post riscaldamento oppure di dare la priorità alla produzione di acqua calda sanitaria. Il gas refrigerante lamina nella valvola di laminazione elettronica VLAM1, mentre V1 V5 e V6 sono chiuse, V4 e V7 sono aperte.

Durante il funzionamento estivo Figura 4.5, quando è richiesto il solo condizionamento ambiente, la valvola V1 è aperta e contemporaneamente sono chiuse le valvole V2 e V3 e il gas refrigerante lamina nella seconda valvola VLAM2 dedicata. Inoltre, sono aperte V6 V5 e V4, mentre la valvola V7 è chiusa per evitare miscelamento tra il refrigerante caldo allo stato gassoso e il refrigerante liquido.

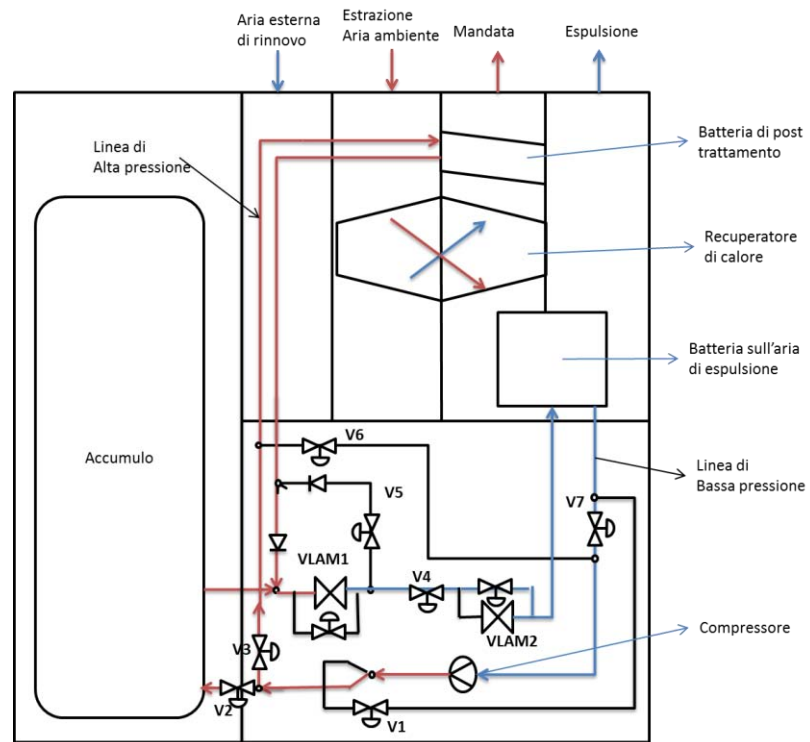


Figura 4.4: Aggregato compatto nel funzionamento invernale

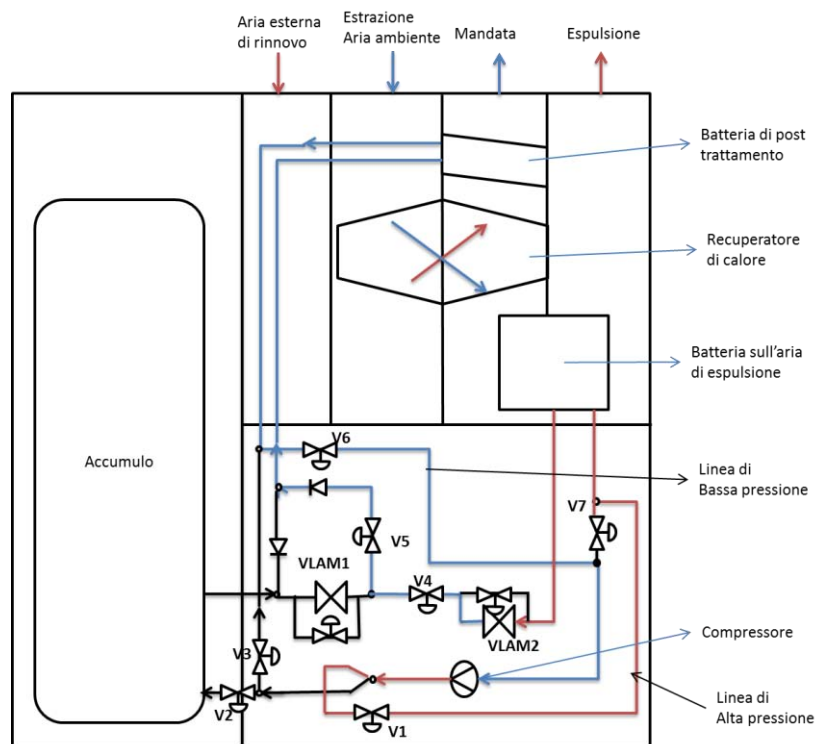


Figura 4.5: Aggregato compatto in funzionamento estivo

Durante la stagione estiva, quando è richiesta la potenza frigorifera all'ambiente e quando la temperatura dell'accumulo è minore della temperatura di set-point, è possibile prevedere il funzionamento con recupero di calore totale. Infatti, è possibile recuperare il calore di condensazione per soddisfare la richiesta di acqua calda sanitaria, Figura 4.6.

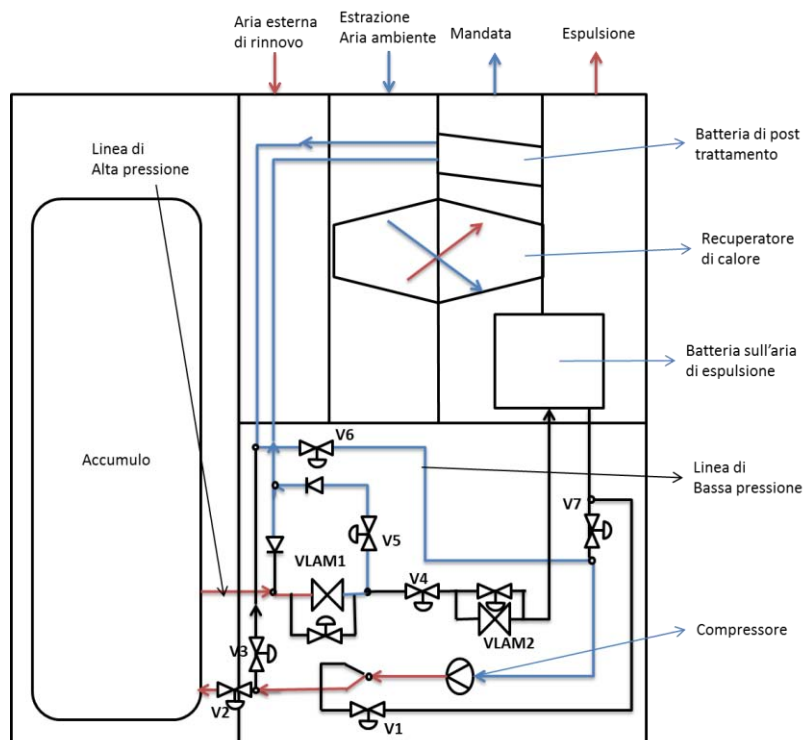


Figura 4.6: Aggregato compatto in funzionamento estivo con recupero totale di calore

In questo caso, la valvola V2 V5 e V6 sono aperte, mentre sono chiuse le altre V1, V3, V4, e V7 e il fluido refrigerante lamina nella valvola VLAM1.

Grazie alla presenza del recuperatore di calore, la pompa di calore lavorerà con un salto di pressione minore rispetto a soluzioni standard. Per questo motivo, ci si aspetta un aumento dell'efficienza della macchina e una conseguente riduzione dei consumi elettrici. Inoltre, sempre grazie al recuperatore di calore, il quale fornisce già una certa quantità di energia all'aria di rinnovo, la pompa di calore potrà fornire una minor potenza termica e frigorifera.

4.2.2 La scelta dei componenti

Per contenere i costi della macchina, si è desiderato avere componenti in un primo momento tra quelli già utilizzati da Aermec. In questo modo, è possibile ottenere una notevole riduzione del costo finale, nonostante sia stato ipotizzato un numero di macchine vendute all'anno relativamente modesto. Tuttavia, qualora si dimostrasse un notevole miglioramento dell'efficienza della macchina con un

aumento del costo contenuto, è da considerare la sostituzione di alcuni componenti.

Il fluido frigorifero utilizzato è R410a, poiché è il fluido maggiormente utilizzato in azienda per le macchine di piccola taglia. Tuttavia, il fluido R134a presenta una temperatura critica maggiore 374,2K rispetto i 344,5K del R410a, per questo motivo potrebbe essere svantaggioso per la produzione di acqua calda sanitaria. Il fluido R410a ha temperatura di ebollizione alla pressione atmosferica pari a -52,7°C contro i -26,1°C del fluido R134a, per cui pompe di calore operanti con R410a sono in grado di garantire il loro funzionamento anche con temperature esterne molto ridotte. Il compressore scelto è di tipo ermetico e volumetrico già utilizzato in alcune chiller prodotti in azienda. In particolare, è un compressore twin rotary con tecnologia inverter e presenta le seguenti caratteristiche fornite dalla stessa casa costruttrice:

Rated frequency [Hz]	60 rps
Running frequency [Hz]	10-120 rps
Refrigerating capacity [W]	3630
Elettrical power [W]	1140
COP [W/W]	3,18
EER [BTU/hrW]	10.86
Current [A]	5,4

Tabella 4.8: Dati compressore twin rotary

Le prestazioni del compressore sono state valutate nelle seguenti condizioni:

- temperatura di evaporazione = 5°C;
- temperatura di condensazione = 52°C;
- temperatura di ritorno del gas = 15°C;
- temperatura ambiente = 35°C;
- temperatura di condensazione = 46,9°C;
- frequenza = 60 rps.

Invece, i limiti del campo operativo del compressore sono riassunti in Tabella 4.9:

Temperatura di condensazione	28 ÷ 65 °C
Temperatura di evaporazione	-10 ÷ 15 °C
Temperatura del vapore surriscaldato	> 0°C
Massima temperatura in uscita dal compressore	120°C
Condizioni esterne (condizionamento estivo)	20 ÷ 43 °C
Condizioni esterne (pompa di calore)	-10 ÷ 43°C

Tabella 4.9: Limiti operativi

Nel compressore di tipo ermetico, il gas refrigerante raffredda sia il compressore sia il motore elettrico. Infatti, il motore è racchiuso insieme al compressore in un unico involucro, stagno rispetto all'esterno. La tecnologia twin rotary, come si vede in

Figura 4.7, presenta due rotori eccentrici rispetto allo statore, anziché uno solo del compressore rotativo tradizionale. Questa soluzione è utilizzata per applicazioni di piccola taglia e in cui sono richieste elevati rapporti di compressione.



Figura 4.7: Confronto tecnologia rotary e twin rotary

Il recuperatore di calore sensibile è di tipo esagonale [19]. In questo modo lo scambio termico avviene in perfetta controcorrente nel rettangolo centrale del recuperatore, vedi Figura 4.8, e a flussi incrociati nella fase d'ingresso e uscita dell'aria. Con questa configurazione si possono raggiungere rendimenti di recupero comprese tra il 90 e il 98%.

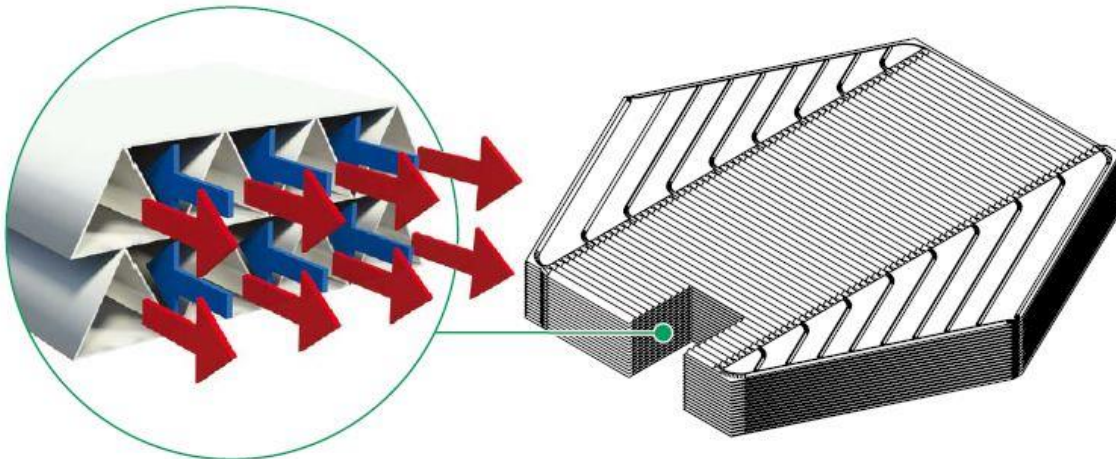


Figura 4.8: Recuperatore di calore esagonale

In Figura 4.8 sono evidenziati i condotti della parte in controcorrente: il flusso di aria fredda percorre un canale di sezione triangolare i cui lati sono a contatto in ogni punto con il flusso di aria calda, aumentando, di fatto, la superficie di scambio termico. Questo recuperatore lavora con temperature dell'aria comprese tra -30°C e 50°C ed è in grado di ridurre la probabilità di formazione di ghiaccio nel condotto di ritorno dell'aria. Questo evento avviene quando la temperatura dell'aria esausta è minore di 0°C . Tuttavia, lo scambio di calore di condensazione dell'aria umida nel recuperatore permette di mantenere la temperatura dell'aria di esausta sopra lo zero, anche quando la temperatura esterna è molto bassa.

Per proteggere il recuperatore da eventuali impurità e ridurre i costi di manutenzione, si prevede l'installazione di un filtro di categoria G4 sul condotto di ripresa dell'aria interna. Mentre, sul condotto di aspirazione dell'aria esterna di

rinnovo, si richiede l'installazione di un filtro di categoria superiore F7, soprattutto per garantire una buona filtrazione dell'aria di ventilazione.

I ventilatori utilizzati per la ventilazione meccanica controllata sono di tipo centrifugo connessi a un motore brushless ad alta efficienza e a velocità variabile, con tecnologia inverter per la regolazione della velocità.

Le batterie alettate, che permettono lo scambio termico tra l'aria e il fluido refrigerante, sono costituite da tubi in rame e aletta idrofilica. Questo tipo di aletta permette da un lato di ottenere un'elevata superficie di scambio termico e dall'altro un buon drenaggio della condensa. La batteria che lavora sull'aria di espulsione è di dimensioni maggiori rispetto alla batteria di post trattamento. Infatti, quando l'evaporatore in modalità pompa di calore, o condensatore in modalità macchina frigorifera, richiede un flusso d'aria maggiore, verso lo scambiatore sarà convogliata una portata d'aria di miscelazione tra l'aria prelevata direttamente dall'esterno e l'aria di espulsione.

La parte concernente la produzione di acqua calda sanitaria è tuttora in fase di analisi e scelta dei componenti. In un primo momento si era pensato di predisporre un accumulo di acqua calda sanitaria in cui il serpentino di scambio termico entro cui fluisce il gas condensante è avvolto all'esterno dell'accumulo stesso. Per ragioni di sicurezza e divieti normativi è necessario evitare il contatto diretto tra i gas refrigeranti e l'acqua ad uso potabile. Per la produzione di acqua calda per usi sanitari mediante accumulo di acqua potabile è necessario inoltre prevedere regolarmente cicli anti-legionella. Il batterio della legionella si forma e cresce per temperature comprese tra i 20°C e 45°C. Attraverso questa procedura anti-legionella, si riscalda l'acqua contenuta nell'accumulo fino ad una temperatura maggiore rispetto ad un valore prestabilito. Da questo valore di temperatura dipende il tempo necessario per distruggere tutti i batteri: più questo valore di temperatura è elevato meno tempo è necessario per il ciclo anti-legionella. In questa tipologia di pompa di calore per la produzione di acqua calda sanitaria mediante accumulo di acqua potabile, il ciclo anti-legionella è effettuato tramite una resistenza elettrica di sicurezza posta all'interno del serbatoio. Tuttavia ciò comporta spesso aumenti nel consumo di energia elettrica non indifferenti e una conseguente diminuzione del coefficiente di effetto utile per la produzione di acqua calda.

Per questi motivi è stata presa in considerazione la possibilità di prevedere un termoaccumulatore contenente acqua tecnica, all'interno del quale è presente un serpentino in acciaio inox per la produzione di acqua calda sanitaria. Perciò la produzione dell'acqua calda ad uso sanitario non avviene mediante accumulo ma all'interno della serpentina di scambio termico a contatto con l'acqua tecnica. Questa soluzione presenta notevoli vantaggi. Innanzitutto, non è più necessario

eeguire il ciclo anti-legionellosi, la pompa di calore lavora meglio e avrà tempi di ricarica del serbatoio più rapidi. Per contro sono necessarie elevate superfici di scambio e, conseguentemente, un costo maggiore del sistema. In alternativa, è possibile ricorrere ad un accumulo di acqua tecnica con preparatore istantaneo esterno per la produzione di acqua ad uso sanitario. Questo preparatore esterno è costituito da uno scambiatore a piastre acqua tecnica/acqua sanitaria, da un circolatore e da due valvole di laminazione una posta a monte dello scambiatore, per regolare la temperatura in ingresso dell'acqua tecnica, e una posta a valle, per la regolazione della temperatura di utilizzo. Anche questa soluzione permette di evitare il ciclo anti-legionella e in aggiunta è possibile migliorare l'efficienza di scambio termico, poiché si può lavorare con un ΔT di approach point pari a 2-3°C, contro i 5°C del caso precedente. Tuttavia, bisogna considerare come influiscono sui consumi totali i consumi elettrici dovuti alla pompa di circolazione. Quest'ultima soluzione è però la più costosa tra le tre elencate, è quindi necessario effettuare un'analisi costi/benefici.

5 Modello per la previsione delle prestazioni di una pompa di calore

L'implementazione del modello per la previsione delle prestazioni di una pompa di calore è stato scritto in ambiente Scilab. Scilab è un programma disponibile online gratuitamente e costituisce la versione freeware di Matlab. In particolare è stato utilizzato il software Xcos che è equivalente a Simulink.

Il linguaggio Scilab è del tutto simile a quello Matlab e si differenzia solo in alcuni particolari di scrittura. Tuttavia, non sono ancora state implementate tutte le funzioni presenti in Matlab/Simulink, che saranno inserite probabilmente nelle successive versioni.

L'obiettivo di questo modello è di simulare, in condizioni stazionarie, il funzionamento della pompa di calore a determinate condizioni ambiente.

L'obiettivo è anche quello di creare un modello che sia valido per qualunque macchina di cui si vogliono calcolare le prestazioni con determinate condizioni esterne. Si richiede inoltre la possibilità di inserire più compressori per ogni circuito e più circuiti. In questo modo è possibile simulare le prestazioni della macchina, con un circuito molto complesso nel funzionamento parzializzato, spegnendo uno o più compressori oppure operando con un numero minore di circuiti.

Inoltre, è possibile eseguire un'analisi energetica qualora si voglia sostituire un componente di una pompa di calore esistente per aumentare l'efficienza della macchina, oppure per proporre una macchina appetibile per i mercati con climi diversi da quelli europei.

5.1 Descrizione del modello Xcos

Il modello è costituito da più blocchi ognuno dei quali simula un componente dell'impianto e un ultimo costituisce il blocco risolutore. I componenti dell'impianto considerati sono: il recuperatore di calore, il compressore, l'evaporatore e il condensatore. Si considera per semplicità la laminazione isoentalpica.

Ciascun blocco ha almeno una variabile in ingresso incognita e almeno una variabile in uscita che dipende da essa. In particolare, con riferimento alla Figura 5.1, il blocco compressore calcola le potenze in uscita, P_{th_out} e P_{cool} , che dipendono sia dalla temperatura di condensazione, T_{cond} , che di evaporazione, T_{eva} . Le rese del condensatore e dell'evaporatore, P_{cond} e P_{eva} , sono valutate al variare rispettivamente della sola temperatura di condensazione e di entrambe le temperature menzionate in precedenza. Il risolutore, che sarà poi spiegato nel dettaglio nel paragrafo 5.1.5, fa convergere a zero l'errore tra la potenza in uscita dal blocco compressore e la potenza resa dallo scambiatore. In questo modo, in uscita ottengo il valore della temperatura di condensazione e di evaporazione, che

costituisce l'ingresso dei precedenti blocchi: per cui sono stati creati due loop concatenati.

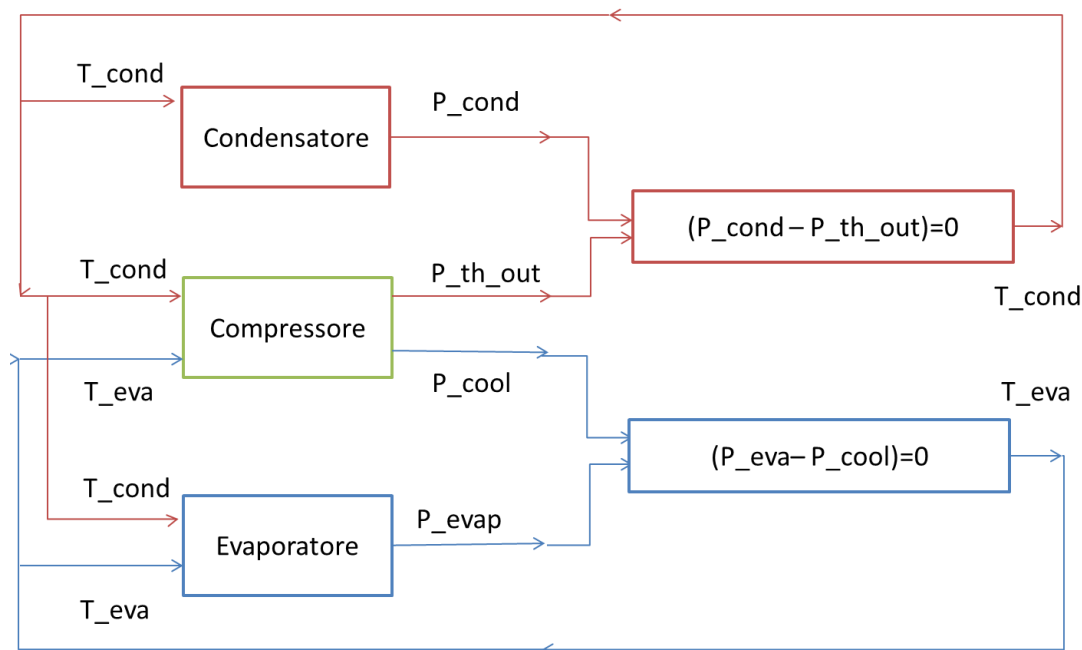


Figura 5.1: Diagramma di flusso del modello Xcos

L'intero modello è visibile in Appendice , di seguito saranno analizzati i singoli componenti e i relativi blocchi e codici utilizzati.

5.1.1 Il blocco recuperatore di calore

L'unità di recupero calore è stata simulata attraverso un blocco definito dall'utente, denominato "scifunc_block_m", attraverso il quale è possibile scrivere un codice in linguaggio Scilab che permette di ottenere in uscita un valore y_1 in funzione dell'ingresso u_1 . Una volta impostate le dimensioni dei vettori in ingresso e in uscita, il programmatore inserisce il codice desiderato. In questo caso Figura 5.2, il blocco avrà come valore in ingresso un vettore costituito da tre componenti: la portata d'aria di rinnovo [m^3/h], la temperatura [$^{\circ}C$] e l'umidità dell'aria esterna in ingresso al recuperatore.

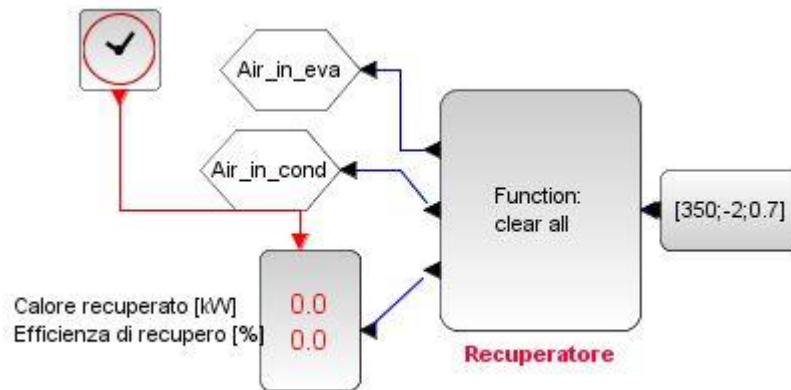


Figura 5.2: Blocco recuperatore di calore

In uscita dal blocco, invece, troveremo le portate, temperature e umidità relative dei due flussi d'aria che saranno inviate all'evaporatore e al condensatore. Inoltre, in uscita si visualizza il calore recuperato e l'efficienza di recupero del recuperatore. All'interno del blocco è inserito il codice per il calcolo delle caratteristiche dell'aria in uscita dallo scambiatore e delle prestazioni del recuperatore stesso. In particolare, il codice di calcolo utilizzato, date le condizioni dell'aria interna ed esterna, calcola delle proprietà psicometriche, le condizioni di saturazione e la viscosità dell'aria umida. In seguito, attraverso una routine sono calcolate le caratteristiche dell'aria in uscita dal recuperatore come funzione del calore sensibile e latente scambiato nel passaggio attraverso il recuperatore. Infine, è valutata l'efficienza del recuperatore come:

$$\varepsilon = \frac{Q_{rec}}{Q_{disp}} \quad (4.1)$$

in cui Q_{rec} è la potenza recuperata dal raffreddamento/riscaldamento dell'aria di espulsione, e Q_{disp} è la potenza massima disponibile nel caso ideale di efficienza unitaria ed è pari a:

$$Q_{disp} = \dot{m}c_p(t'_{in} - t''_{in}) \quad (4.2)$$

dove t'_{in} e t''_{in} sono rispettivamente le temperature in ingresso al recuperatore del flusso di aria calda e fredda.

5.1.2 Il blocco compressore

Per simulare il blocco del compressore inverter sono stati ricavati i coefficienti di un polinomio a venti coefficienti ottenuti da un database della potenza frigorifera, potenza elettrica assorbita, corrente assorbita e portata di refrigerante al variare del numero di giri, della temperatura di condensazione ed evaporazione. Il polinomio a venti coefficienti che è stato utilizzato è del tipo:

$$y = (x_1 + x_2n + x_3n^2 + x_4n^3) + (x_5 + x_6n + x_7n^2)t_{eva} + (x_8 + x_9n + x_{10}n^2)t_{cond} + (x_{11} + x_{12}n)t_{eva}^2 + (x_{13} + x_{14}n)t_{eva}t_{cond} + (x_{15} + x_{16}n)t_{cond}^2 + x_{17}t_{eva}^3 + x_{18}t_{eva}^2t_{cond} + x_{19}t_{eva}t_{cond}^2 + x_{20}t_{cond}^3 \quad (4.1)$$

in cui:

n è il numero di giri del compressore [rps];

t_{eva} è la temperatura di evaporazione [°C];

t_{cond} è la temperatura di condensazione [°C].

Sono stati quindi ricavati quattro polinomi caratteristici, ognuno per ogni grandezza, attraverso un foglio di calcolo a partire dai dati forniti dal costruttore, con uno scarto relativo mai superiore al 5%. Poiché i dati sono stati dichiarati con un'incertezza pari al $\pm 5\%$, i polinomi sono considerati validi.

Quindi come si vede in Figura 5.3, il blocco del compressore avrà come valori in ingresso la temperatura di evaporazione, temperatura di condensazione e il numero di giri. In questo caso la frequenza del motore è stata considerata costante e pari al valore nominale di 60 rps. In uscita avrà la potenza frigorifera P_{cool} , la potenza elettrica P_w , la potenza termica disponibile al condensatore P_{th_out} , la corrente assorbita I e la portata di refrigerante m .

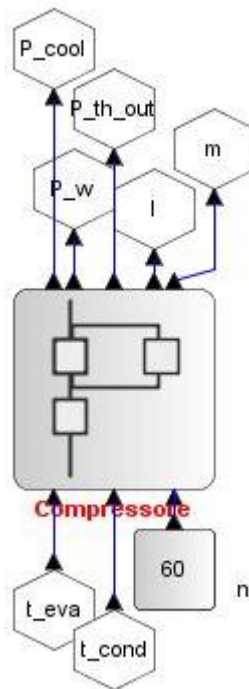


Figura 5.3: Blocco compressore

In questo caso specifico, come si può vedere in Figura 5.4, all'interno del blocco "scifunc_block_m" sono stati inseriti i polinomi del compressore. Mentre la potenza termica disponibile al condensatore è calcolata dal primo principio della termodinamica:

$$P_{th_out} = P_{cool} + 0,95P_w \quad (4.2)$$

in cui sono state valutate le dispersioni termiche verso l'esterno pari al 5% della potenza elettrica spesa dal compressore.

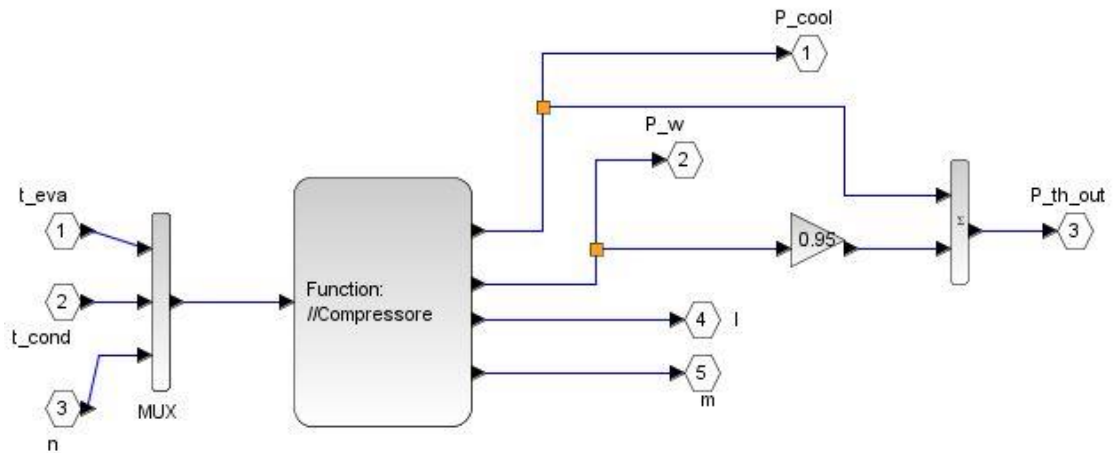


Figura 5.4: All'interno del blocco compressore

Si vuole osservare come in questo modello è facile simulare il comportamento della macchina in cui sono presenti più compressori in parallelo. Infatti, è sufficiente inserire più blocchi compressore e collegare tra loro gli ingressi e le uscite in modo tale da ottenere il collegamento in parallelo. Questo semplifica notevolmente i tempi di calcolo soprattutto nel caso di macchine multiciruito e con tre compressori in parallelo per circuito.

5.1.3 Il blocco condensatore

Gli ingressi del blocco condensatore sono costituiti dal vettore relativo alle proprietà dell'aria in uscita dal recuperatore, si veda il paragrafo 5.1.1, e la temperatura di condensazione.

Grazie ad un software fornito dall'azienda costruttrice delle batterie alettate, sono stati creati due database delle batterie per il funzionamento invernale ed estivo che, in funzione della temperatura dell'aria in ingresso, della temperatura di condensazione e della portata d'aria, fornisce i valori della potenza termica resa e della temperatura dell'aria in uscita dallo scambiatore.

Per costruire il database sono stati considerati i seguenti intervalli di temperatura e portata:

- temperatura d'ingresso dell'aria compressa tra $-5 \div 23^\circ\text{C}$, in inverno, e tra $22 \div 40^\circ\text{C}$, in estate;
- portata d'aria compressa tra $100 \div 500 \text{ m}^3/\text{h}$, in inverno, e tra $100 \div 1000 \text{ m}^3/\text{h}$, in estate;
- temperatura di condensazione compresa tra $28 \div 64^\circ\text{C}$, coincidente con il campo di funzionamento del compressore.

Dati questi database, l'obiettivo iniziale era quello di inserire all'interno del blocco "scifunc_block_m" un codice in linguaggio Scilab che permette di interpolare i dati presenti nel database, noti i parametri in ingresso. La teoria dell'interpolatore di Newton alle differenze divise è alla base dell'interpolatore multidimensionale utilizzato. La funzione risoltrice richiede in ingresso la matrice m e il vettore riga in , e in uscita otterrò il valore interpolato. In questo caso specifico, per com'è stato costruito il database, la matrice m è costituita dai vettori colonna concatenati delle seguenti grandezze, noti come i parametri in ingresso: nell'ordine temperatura di condensazione, temperatura dell'aria in ingresso e portata d'aria. L'ultimo vettore che costituisce la matrice m è il valore della funzione che si vuole interpolare, in questo caso la potenza resa oppure la temperatura di uscita dell'aria o il termine KA , prodotto del coefficiente di scambio termico globale e superficie di scambio. Il vettore in è composto dai termini noti in ingresso, per i quali si vuole determinare il valore dell'uscita.

Tuttavia, quest'approccio ad oggi non è compatibile con il blocco risolutore che è di tipo implicito e che sarà poi analizzato nel paragrafo 5.1.5. Infatti, inserendo il blocco interpolatore all'interno del loop, il sistema prevedeva un arresto improvviso. Perciò si è cercato di svincolare il blocco interpolatore dal loop eseguendo due iterazioni e utilizzando l'interpolatore a controllo del ciclo principale.

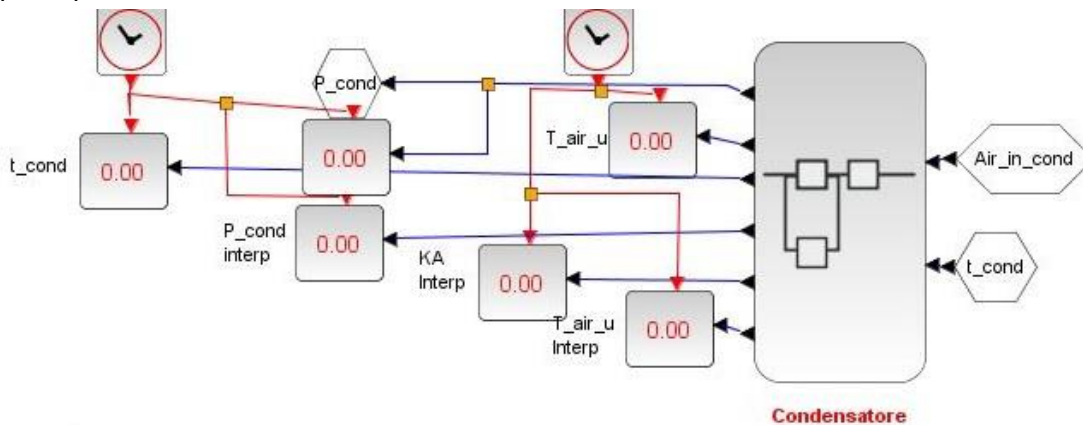


Figura 5.5: Blocco condensatore

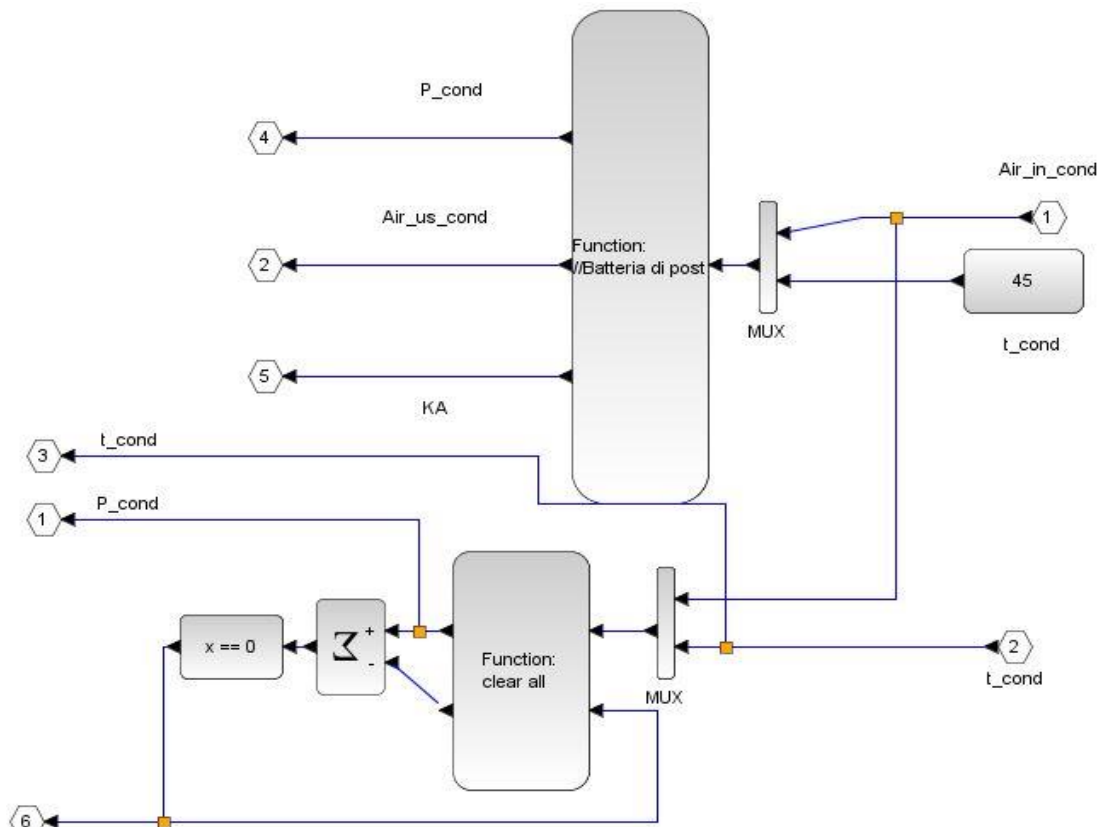


Figura 5.6: All'interno del blocco condensatore

Come si può vedere in Figura 5.6, la temperatura di condensazione in ingresso, che costituisce la variabile incognita, non rappresenta un ingresso del blocco interpolatore, ma è in un primo momento ipotizzata. La variabile incognita invece è utilizzata in un altro blocco sempre di tipo "scifunc_block_m" in cui è calcolata la potenza di condensazione. In particolare, all'interno del blocco è inserito un codice in cui, con un valore di KA di primo tentativo, calcola la potenza di condensazione come:

$$P_{cond} = KA \cdot \Delta T_{ml} = KA \cdot \frac{(t_{cond} - t_{air,us}) - (t_{cond} - t_{air,in})}{\log \frac{(t_{cond} - t_{air,us})}{(t_{cond} - t_{air,in})}} \quad (4.3)$$

$$P_{cond} = \dot{m}c_p(t_{air,us} - t_{air,in}) \quad (4.4)$$

In questo caso, la temperatura dell'aria in uscita è anch'essa incognita, per cui come per il risolutore è inserito un blocco "constraint_c" che fornisce in uscita la temperatura dell'aria per la quale risulta zero l'espressione data dalla differenza tra (4.3) e (4.4). Dopo una prima iterazione si verifica attraverso l'interpolatore e con il valore di temperatura di condensazione ottenuta i valori di potenza, la temperatura dell'aria in uscita e il coefficiente KA.

5.1.4 Il blocco evaporatore

Il blocco che simula le prestazioni dell'evaporatore Figura 5.7 è del tutto simile a quello del condensatore, si faccia riferimento al paragrafo 5.1.3. Anche qui sono stati creati due database per l'evaporatore per il funzionamento estivo, costituito dalla batteria di post trattamento, e per il funzionamento invernale. In entrambi i casi, i parametri di input, con i rispettivi intervalli di valori considerati, sono nell'ordine:

- temperatura di uscita dal condensatore compresa tra $30\div 60^{\circ}\text{C}$, in inverno, e tra $25\div 60^{\circ}\text{C}$, in estate;
- portata d'aria compresa tra $100\div 500\text{ m}^3/\text{h}$;
- temperatura dell'aria in ingresso compresa tra $-2\div 21^{\circ}\text{C}$, in inverno, e tra $24\div 38^{\circ}\text{C}$ in estate;
- umidità relativa dell'aria in ingresso compresa tra $80\div 100\%$;
- temperatura di evaporazione compresa tra $-10\div 11^{\circ}\text{C}$, in inverno, e tra $-10\div 14^{\circ}\text{C}$, in estate, coincidente con il campo operativo del compressore.

Anche qui, la temperatura di evaporazione e di condensazione incognite non sono utilizzate nel blocco interpolatore, nel quale invece saranno invece inseriti valori di primo tentativo. Infatti, la matrice m , dato in ingresso della funzione di risoluzione, è costituita in questo caso dai seguenti vettori colonna concatenati, nell'ordine: temperatura di condensazione, portata d'aria, temperatura e umidità relativa dell'aria in ingresso e temperatura di evaporazione. L'ultimo vettore concatenato della matrice m , che costituisce la funzione da interpolare, in relazione al valore in uscita desiderato, è pari a: potenza resa dall'evaporatore, temperatura dell'aria in uscita e il termine KA.

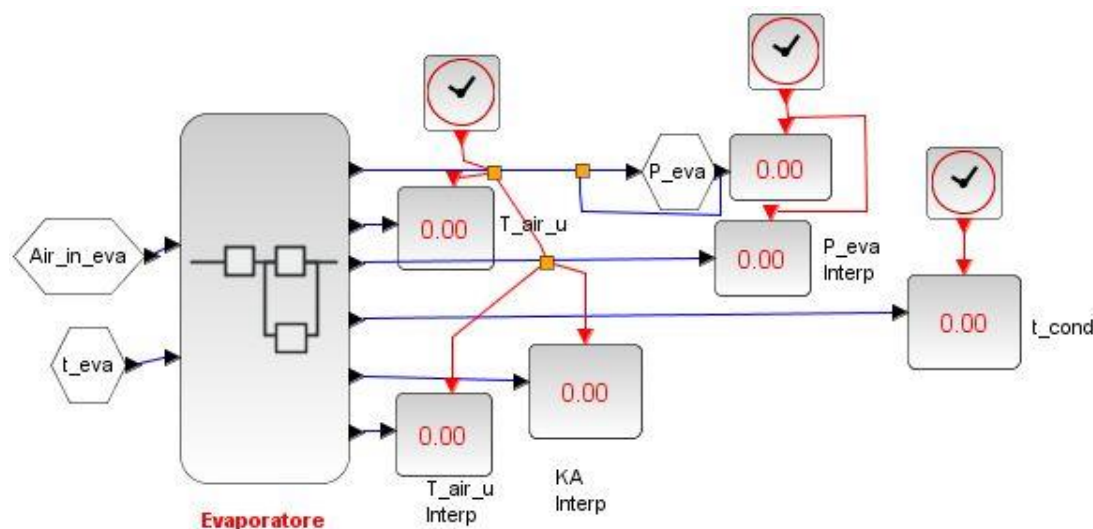


Figura 5.7: Blocco evaporatore

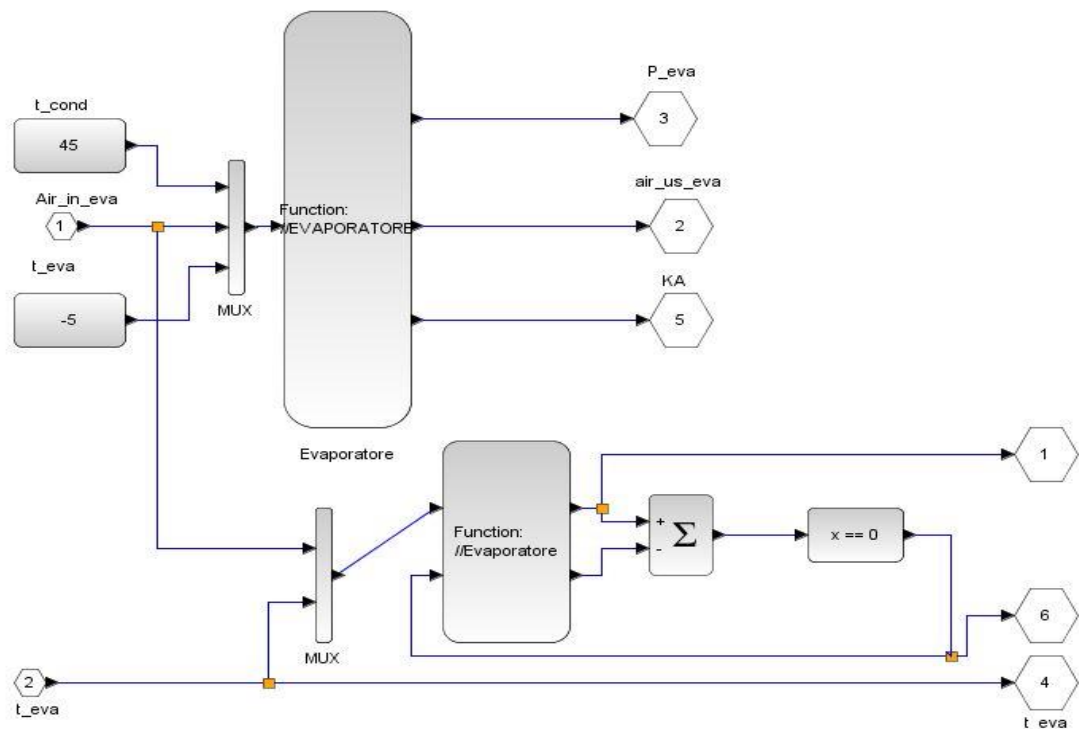


Figura 5.8: All'interno del blocco evaporatore

Anche qui, come nel caso del condensatore, la temperatura di evaporazione incognita costituisce l'ingresso di un secondo blocco di tipo "scifunc_block_m". All'interno di questo blocco è calcolata la potenza di evaporazione tramite le seguenti formule:

$$P_{eva} = KA \cdot \Delta T_{ml} = KA \cdot \frac{(t_{air,in} - t_{eva}) - (t_{air,us} - t_{eva})}{\log \frac{(t_{air,in} - t_{eva})}{(t_{air,us} - t_{eva})}} \quad (4.4)$$

$$P_{eva} = \dot{m} c_p (t_{air,in} - t_{air,us}) \quad (4.5)$$

Anche in questo caso è stato utilizzato il blocco tipo "constraint_c" per ottenere la temperatura dell'aria in uscita dall'evaporatore con la quale l'espressione data dalla differenza tra (4.4) e (4.5) è pari a zero. Dopo una prima iterazione, con il valore di temperatura di condensazione ed evaporazione ottenuta, sono verificati attraverso l'interpolatore i valori di potenza, temperatura dell'aria in uscita e il coefficiente KA.

5.1.5 Il blocco risolutore

Il blocco risolutore come accennato all'inizio del paragrafo 5.1, riceve come dati in ingresso le potenze calcolate nei precedenti blocchi, si veda Figura 5.9. Queste potenze dipendono dalle temperature di evaporazione e condensazione, ancora incognite.

All'interno del blocco, Figura 5.10, si può vedere come dopo aver calcolato la differenza tra le due potenze considerate, il segnale costituisca la variabile in ingresso del blocco denominato "constraint_c". Questo blocco permette di risolvere

problemi di tipo implicito: infatti, in uscita da questo blocco si ottiene il valore tale per cui l'espressione a monte del blocco stesso è pari a zero. Dopo successive iterazioni, il ciclo giunge a convergenza ottenendo i valori di temperatura di evaporazione e condensazione per i quali sono verificate le condizioni di equilibrio tra le potenze rese disponibili dal compressore e le potenze rese dalle batterie.

I parametri di simulazione utilizzati per questo modello sono stati:

- tempo di integrazione finale: 10^4 ;
- tolleranza relativa dell'integratore: 10^{-6} ;
- tipo di risolutore: Implicit RK45 - Runge-Kutta 4(5);
- nessun limite di maximum step size.

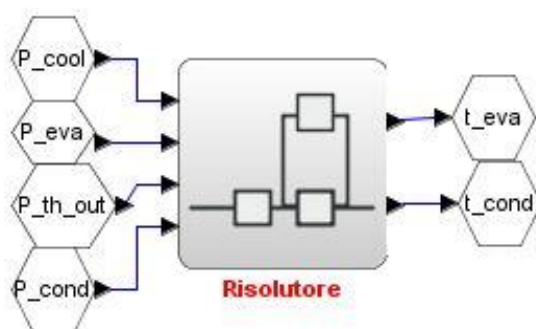


Figura 5.9: Blocco risolutore

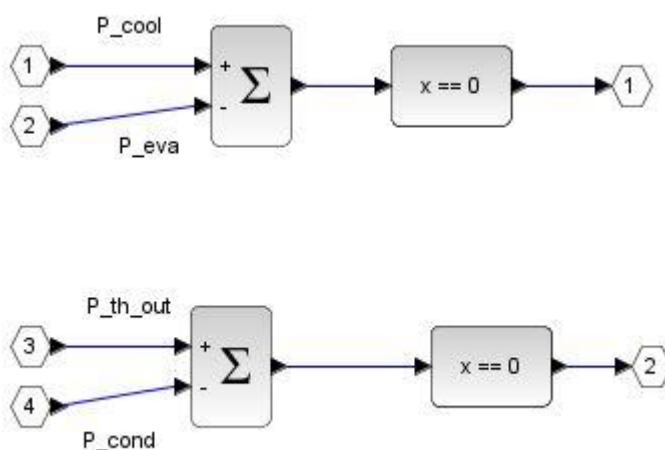


Figura 5.10: All'interno del blocco risolutore

5.2 Il modello applicato all'aggregato compatto e i risultati ottenuti

Per quest'applicazione particolare dell'aggregato compatto, sono state fatte alcune simulazioni per il funzionamento invernale. Per le caratteristiche dell'aria interna sono considerate condizioni standard dell'aria pari a 20°C e $\varphi=50\%$. Mentre le condizioni dell'aria esterna sono comprese nell'intervallo tra -5°C e 12°C con umidità relativa costante e pari a $\varphi=60\%$.

Nel modello sono state simulate tre condizioni operative: con portata d'aria nominale di progetto 350 m³/h, con una portata ridotta pari a 250 m³/h e con una portata maggiorata pari a 450 m³/h. In primo luogo il compressore è stato considerato a velocità costante e pari a 60 rps.

Con queste condizioni al contorno si sono valutate le prestazioni dell'aggregato compatto. In particolare, sono state calcolate la potenza termica resa al condensatore, la potenza assorbita al compressore, il coefficiente di effetto utile della pompa di calore e la potenza recuperata nel recuperatore di calore.

Quindi sono state valutate le temperature di condensazione e di evaporazione risultanti dall'equilibrio per ogni caso specifico.

Per questo in Tabella 5.1 sono riportati i risultati ottenuti dalle simulazioni. Si vuole osservare come per portate ridotte pari a 250 m³/h il compressore alla frequenza di 60 rps lavori ai limiti del proprio campo operativo. Questo è il motivo per cui i risultati sono riportati solo per un intervallo limitato della temperatura dell'aria. In questo caso sembra necessario ridurre il numero di giri del compressore.

Portata d'aria [m ³ /h]	T aria esterna [°C]	Umidità relativa [-]	T_cond [°C]	T_eva [°C]	P_cond [kW]	P_evap [kW]	P_in [kW]	COP	T aria uscita [°C]	P_rec [kW]	P_tot [kW]
250	-5	0,6	54,4	-11,8	2,9	1,8	1,16	2,50	52	2	4,9
250	0	0,6	58,1	-9,7	3,15	2,05	1,16	2,72	56	1,6	4,75
250	5	0,6	63	-8,6	3,5	2,3	1,26	2,77	59	1,2	4,7
350	-5	0,6	47	-9,2	3,1	2,25	0,89	3,46	44	2,7	5,8
350	0	0,6	49,30	-6,9	3,36	2,44	0,97	3,47	46	2,1	5,46
350	5	0,6	51,8	-4,6	3,6	2,62	1,03	3,49	48	1,6	5,2
350	7	0,6	52,8	-3,8	3,7	2,7	1,05	3,52	49	1,3	5
350	12	0,6	56,5	-2,4	4	2,85	1,21	3,30	53	0,9	4,9
450	-5	0,6	43	-7,6	3,4	2,6	0,84	4,04	39	3,4	6,8
450	0	0,6	44,8	-5,3	3,62	2,8	0,86	4,19	41,5	2,7	6,32
450	5	0,6	46,7	-3,1	3,85	3	0,89	4,30	43	2	5,85
450	7	0,6	47,3	-2,2	3,95	3,1	0,89	4,41	43,8	1,7	5,65
450	12	0,6	50,7	-0,7	4,1	3,2	0,95	4,33	47,5	1,2	5,3

Tabella 5.1: Risultati ottenuti

In Figura 5.11 è possibile vedere l'andamento linearmente crescente della potenza termica fornita dalla pompa di calore al variare della temperatura esterna per tre portate d'aria considerate. Alla portata di progetto la potenza resa è compresa tra 3,1 kW e 4 kW.

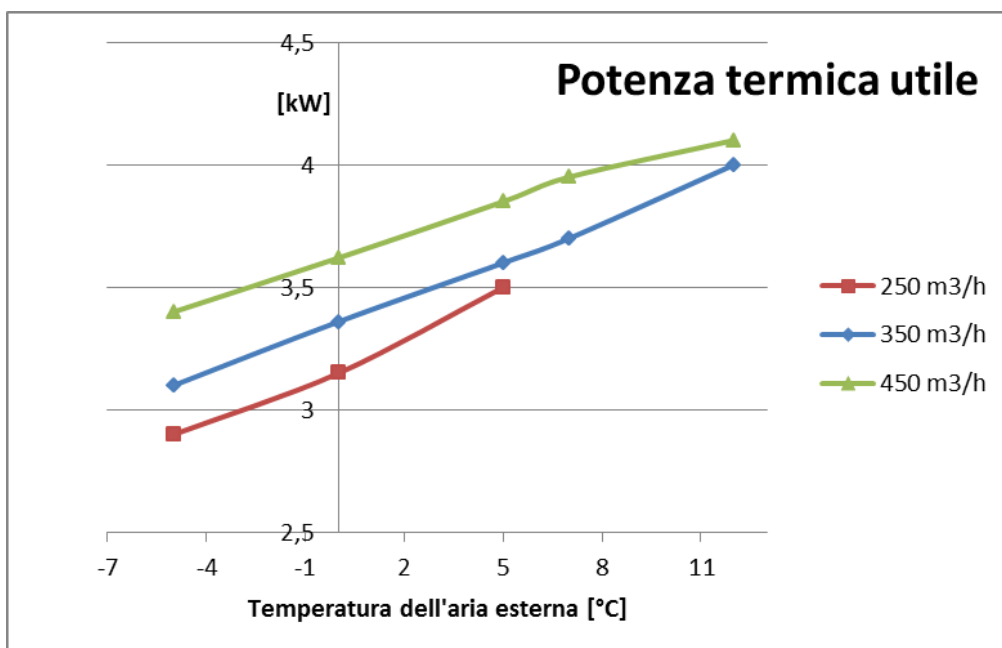


Figura 5.11: Potenza termica utile fornita dalla pompa di calore

Nel grafico successivo, Figura 5.12, è riportato l'andamento del coefficiente di effetto utile della pompa di calore, calcolato come rapporto tra la potenza termica appena descritta e la potenza assorbita dal compressore. Alla portata di progetto si riscontra un andamento del COP pressoché costante. Questo è dovuto soprattutto alla presenza del recuperatore: infatti, all'aumentare della temperatura dell'aria esterna, aumenta maggiormente in termini percentuali la temperatura dell'aria in ingresso all'evaporatore rispetto la temperatura dell'aria in ingresso al condensatore. Perciò all'aumentare della temperatura dell'aria esterna aumenta sia la temperatura di condensazione sia di evaporazione, e contemporaneamente aumenta anche la potenza assorbita dal compressore.

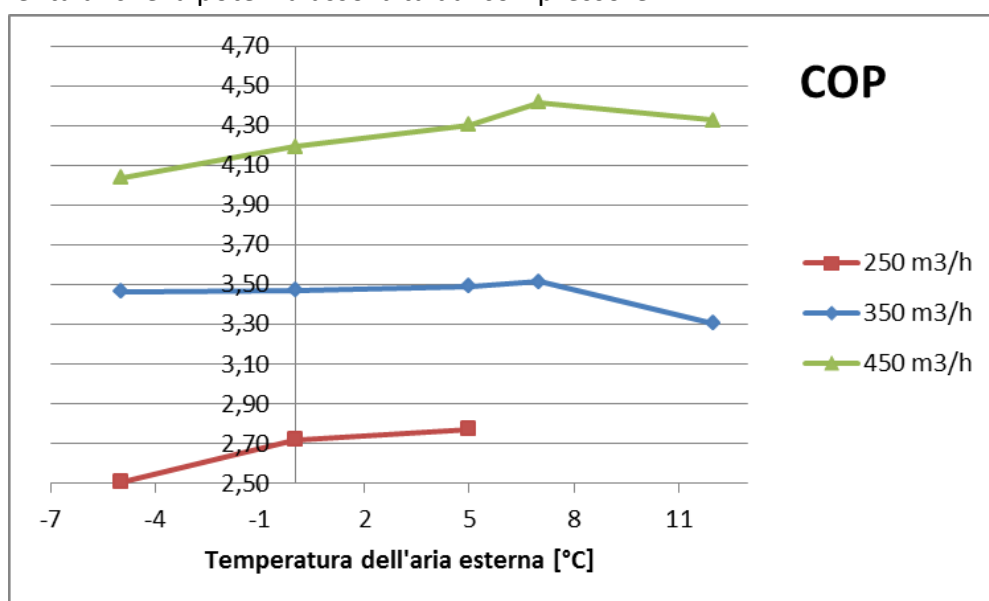


Figura 5.12: COP pompa di calore

In Figura 5.13, è riportato l'andamento della potenza recuperata dal recuperatore di calore. Come si può vedere, questa potenza ha un andamento inversamente proporzionale con la temperatura esterna. E' per questo motivo che l'installazione di un recuperatore di calore risulta molto più vantaggiosa nei climi molto freddi. Con la portata di progetto la potenza recuperata varia tra 2,7 kW e 0,9 kW e aumenta con l'aumentare della portata ventilante.

In seguito nella Figura 5.14 è rappresentato l'andamento della potenza totale fornita al flusso d'aria di rinnovo: la potenza totale è stata calcolata come somma della potenza di recupero e della potenza fornita dalla pompa di calore.

L'andamento della potenza totale risulta molto influenzato dall'andamento della potenza di recupero, ma con una diminuzione più lieve. Infatti, per la portata di progetto è compresa tra 5,8 kW e 4,9 kW. Per fare alcune considerazioni è necessario confrontare questa potenza con la potenza richiesta per il fabbisogno invernale per alcune tipologie di abitazioni analizzate in precedenza. La potenza calcolata in Tabella 4.7 rappresenta la potenza invernale per il riscaldamento, valutata come la somma delle perdite per trasmissione e per ventilazione.

Quindi confrontando questo valore con la potenza totale, si può concludere come questa macchina risulti leggermente sovradimensionata di un paio di kW per il funzionamento invernale. Rimane quindi da verificare il funzionamento estivo, certamente più gravoso. Se fosse ancora sovradimensionata, sarà necessario considerare la possibilità di sostituire il compressore con uno di taglia inferiore.

Invece, in Figura 5.15 è rappresentata un'efficienza globale della macchina considerando l'effetto utile fornito sia dalla pompa di calore sia dall'unità ventilante, trascurando però inizialmente gli assorbimenti dei ventilatori. Questo termine fornisce un valore indicativo dell'effettiva efficienza dell'aggregato compatto considerato come un'unica macchina, e non come un insieme di due unità separate. Questo rapporto è calcolato attraverso:

$$\varepsilon = \frac{P_{cond} + P_{rec}}{P_{in}} \quad (4.6)$$

Si vede come anche l'andamento dell'efficienza globale, come quello della potenza totale, risulti molto influenzato dalla potenza recuperata nel recuperatore di calore. Con la portata di progetto, questo termine varia tra i 6,5 a -5°C e 4 a 12°C.

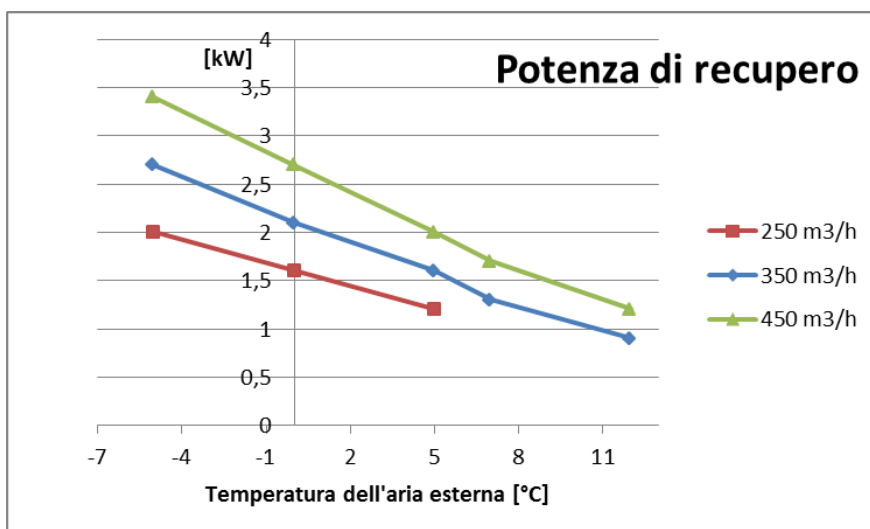


Figura 5.13: Potenza recuperata nel recuperatore

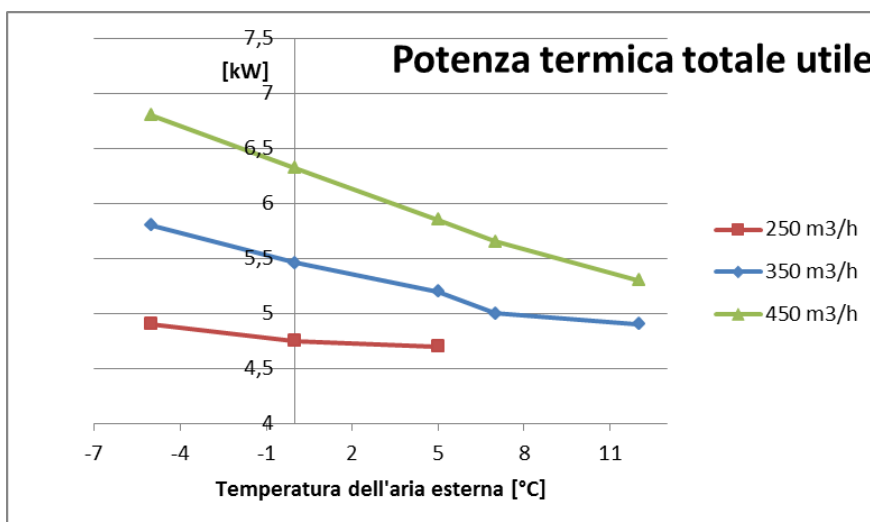


Figura 5.14: Potenza termica totale, somma della potenza di ventilazione e fornita dalla pompa di calore

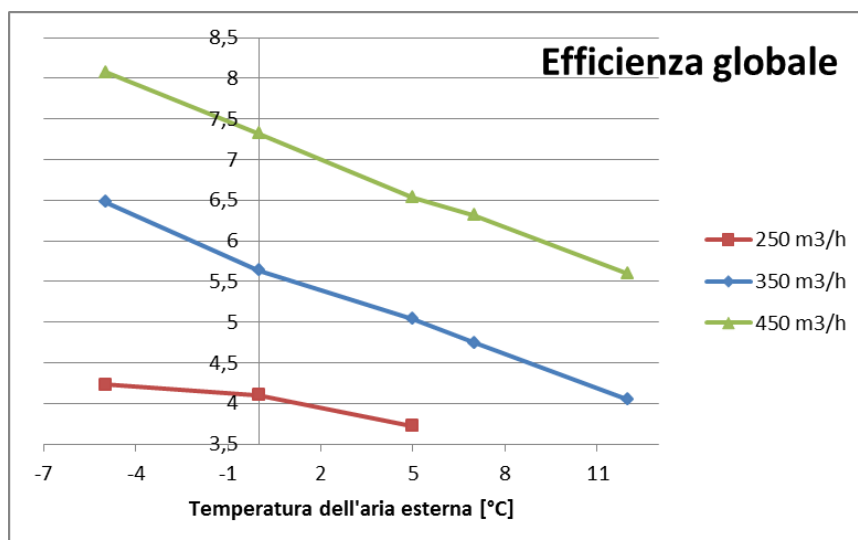
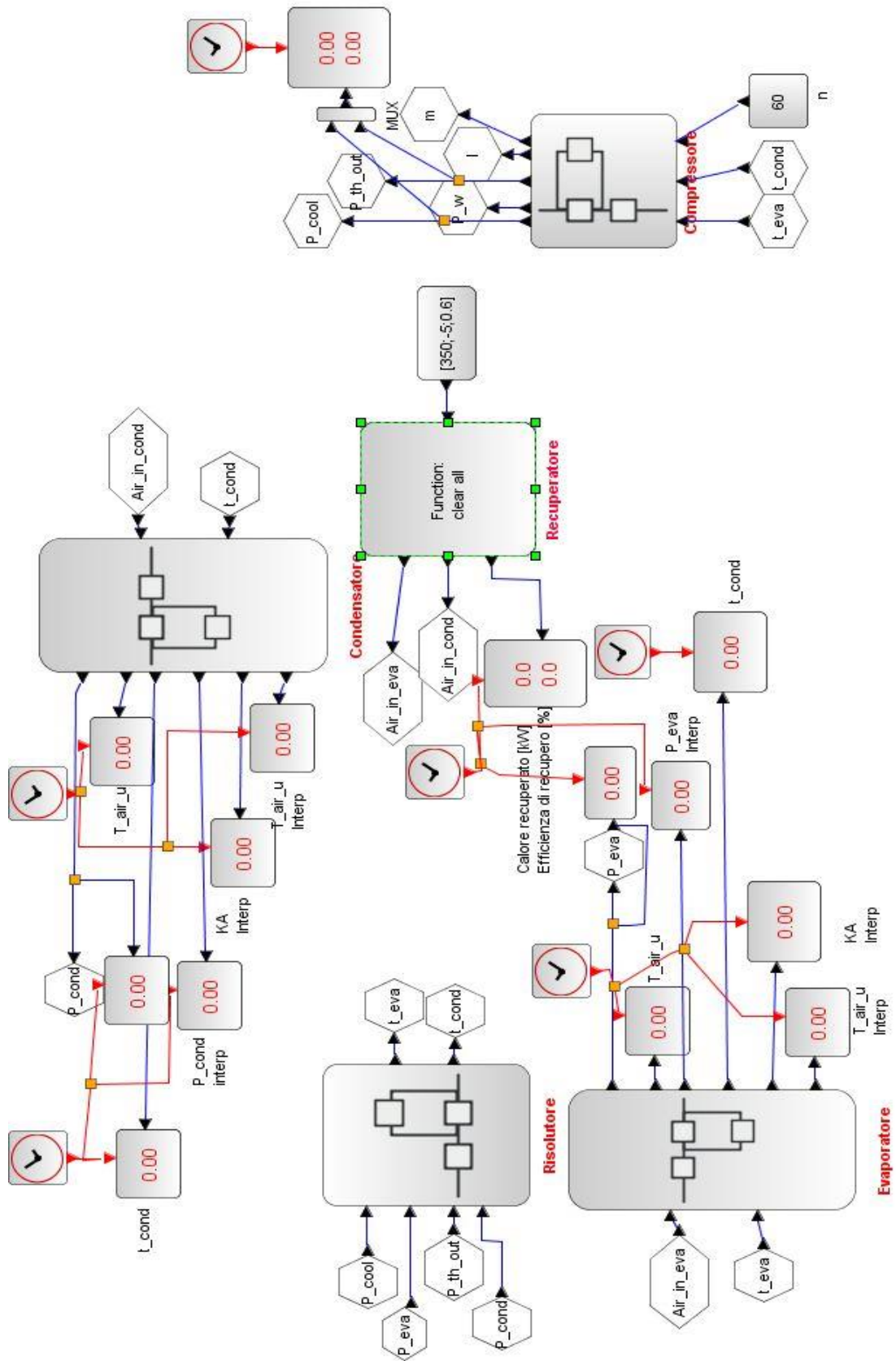


Figura 5.15: Efficienza globale

6 Conclusioni

In questo elaborato si è evidenziata l'importanza dello sviluppo di questa tipologia di macchina per la produzione di acqua calda sanitaria, riscaldamento e raffrescamento per gli edifici con bassi consumi energetici. In questi edifici è necessaria la presenza di un sistema di ventilazione meccanica. Per questi motivi, riuscire a garantire il fabbisogno energetico per il riscaldamento, raffrescamento e produzione di acqua calda sanitaria con incorporata nella stessa struttura un'unità per la ventilazione meccanica con recupero di calore, sarà la chiave per il successo e la diffusione di questo aggregato compatto. Rispetto alle soluzioni già esistenti nel mercato si è voluto introdurre una novità che consiste nel poter recuperare il calore di condensazione, durante il funzionamento estivo, per la produzione di acqua calda sanitaria. Inoltre, questo sistema presenta un notevole vantaggio: il fatto di essere un sistema plug&play. Il mercato e i progettisti stessi richiedono lo sviluppo di macchine di questo tipo in grado di ridurre i costi e tempi di installazione. Parallelamente, lo sviluppo del modello per il calcolo delle prestazioni di una pompa di calore ad uso residenziale permette un valido supporto in fase di progettazione. Infatti, in base ai risultati ottenuti nella simulazione del funzionamento invernale, risulta un leggero sovradimensionamento rispetto alle richieste degli edifici analizzati in precedenza. Rimane, però, da verificare il funzionamento estivo e per la produzione di acqua calda sanitaria, una volta avuti a disposizione i dati tecnici. Ad ogni modo, ritroviamo un'efficienza globale della macchina elevata, soprattutto con temperature esterne basse. Il modello stazionario Xcos utilizzato potrà essere sicuramente migliorato agendo sull'algoritmo di interpolazione al fine renderlo più efficiente così da ridurre il tempo di calcolo e aumentare l'accuratezza della soluzione ottenuta. Infine, una volta ottenute le curve caratteristiche della macchina, sarà sicuramente indispensabile simulare il comportamento della macchina posta in un edificio passivo mediante, ad esempio, il software Trnsys. Questo programma, infatti, permette di simulare il comportamento della macchina all'interno di un edificio durante l'intero anno solare, potendo introdurre anche i dati climatici della città considerata come dati in ingresso.

Appendice A



Bibliografia

- [1] «EPBD recast Directive 2010/31/EU of the European Parliament and of the Council of 19 May 2010,» Official Journal of the European Union, 2010.
- [2] «Regolamento (CE) N. 842/2006 del Parlamento e Consiglio europeo,» 2006.
- [3] *Decisione n. 1600/2002/CE del Parlamento europeo e del Consiglio, del 22 luglio 2002*, 2002.
- [4] AiCARR, «Posizione di AiCARR sulla proposta di revisione del regolamento (CE) N. 842/2006 su taluni gas fluorati a effetto serra,» 2013.
- [5] ISTAT, «Censimento della popolazione. Elaborazione dell'Istituto Nazionale di Statistica,» 2001.
- [6] C. Vincenzo, I. Ballarini, S. P. Corgnati e N. Talà, «Fascicolo sulla Tipologia Edilizia Italiana,» 2011.
- [7] «Energy & Strategy Group,» Dicembre 2013. [Online]. Available: <http://www.energystrategy.it/>.
- [8] ENEA, «Rapporto annuale efficienza energetica,» 2011.
- [9] L. Mazzarella, «NZEB. Nella lingua (e mente) della UE,» *AiCARR journal*, n. 21, 2013.
- [10] «Passipedia,» [Online]. Available: http://passipedia.passiv.de/passipedia_en/basics/what_is_a_passive_house.
- [11] «International Passive House Association,» [Online]. Available: <http://www.passipedia.org/>.
- [12] P. H. I. Italia, «Passive House Institute Italia,» [Online]. Available: <http://www.phi-italia.it/>.
- [13] Passive-On, «Passive-On,» [Online]. Available: <http://www.passive-on.org>.
- [14] R. S.-P. a. D. Z. S. o. t. B. E. U. d. N. Brian Ford, «Lo standard passivhaus nei climi caldi europei,» 2007.
- [15] P. I. F. R. Alfano, «La qualità degli ambienti interni : benessere

- termoigrometrico,» in *Manuale d'ausilio alla progettazione termotecnica*, 2009.
- [16] D. A. V. Raisa, «La qualità degli ambienti interni: qualità dell'aria,» in *Manuale d'ausilio alla progettazione termotecnica*, 2009.
- [17] M. Noro, «Energie rinnovabili: utilizzo delle biomasse negli impianti HVAC,» in *Manuale d'ausilio alla progettazione termotecnica*, 2009.
- [18] M. Danieli, «Il mercato europeo delle pompe di calore,» *RCI*, n. 1, 2014.
- [19] «Recair Saving energy in comfort,» [Online]. Available:
<http://www.recair.com/>.
- [20] P. Institute, «Passive House Institute,» [Online]. Available:
<http://www.passiv.de/en/index.php>. [Consultato il giorno 2014].
- [21] I. P. H. Association, «http://passipedia.passiv.de/passipedia_en/,» [Online].
- [22] M. Doninelli e M. Doninelli, «Produzione di acqua calda ad accumulo». *Idraulica*.

Ringraziamenti

Vorrei ringraziare la società Aermec e il Presidente Giordano Riello, che mi ha concesso fiducia e mi ha dato la possibilità di intraprendere quest'attività di studio all'interno di questa importante realtà industriale.

Ringrazio l'Ing. Totaro, l'Ing. Cavallo e l'Ing. Zielo per il supporto tecnico e formativo offerto durante l'intero periodo di stage all'interno dell'azienda.

Ringrazio il Prof. Ing. De Carli per la fiducia che mi ha riconosciuto per lo sviluppo questo progetto.

Ringrazio tutti gli amici, i colleghi e tutti coloro che mi hanno sostenuto in questo percorso, a volte difficile ma ricco di soddisfazioni.

Ringrazio i miei genitori, Nilo e Patricia, che mi hanno trasmesso i loro insegnamenti di vita di persone umili e rispettose, perché hanno sempre creduto nelle mie capacità sostenendomi anche nei momenti di difficoltà.

Ringrazio soprattutto Bruno e Franca, che grazie al loro amore reciproco superiore anche alla loro vita mi hanno dato la possibilità di iniziare un sogno. Se sono arrivata fin qui, lo devo anche a loro.