
Scuola di Ingegneria Industriale e dell'Informazione

Laurea in Ingegneria Meccanica



POLITECNICO
MILANO 1863

**PROGETTAZIONE DI UN IMPIANTO IDRAULICO PER
RISCALDAMENTO ED ACS TRAMITE POMPA DI CALORE**

Progettazione dello schema d'impianto e valutazione delle problematiche realizzative

Facoltà di Ingegneria Meccanica

Indirizzo : Progettazione

Tutor accademico: prof. Steven Chatterton

Tutor aziendale: ing Michael Metzger

Tesi di Laurea Triennale di:
Falavigna Angelo (Matr. 869288 / C.P. 10562155)
A.A 2021/2022



“A future is not given to you. It is something you must take for yourself”

RINGRAZIAMENTI

E' doveroso e d'obbligo ringraziare tutti coloro che hanno reso possibile il raggiungimento di questo traguardo, per lunghi anni inseguito, ed infine, dopo lunghe sessioni trascorse chiuso in camera ad una scrivania e maratone di notti insonni, raggiunto.

L'intera esperienza universitaria, nel bene e nel male, ha permesso di conseguire, oltre ad un accrescimento culturale, una maggiore formazione, maturazione e sicurezza personale.

Senza dubbio in primis è da ringraziare l'azienda Equa s.r.l. che mi ha accolto nella grande famiglia del suo team e mi ha aiutato a conoscere e sviluppare competenze in un settore che non avevo mai approfondito, pazientemente spiegandomi gli aspetti del lavoro svolto.

Ringrazio l'Ingegnere Michele Metzger e l'Architetto Ernesto Castelli, pilastri dell'azienda, senza i quali non sarebbe stata possibile questa bellissima esperienza e senza i quali non avrei potuto testare le conoscenze apprese finora.

Una nota anche per quanto riguarda l'Ingegnere Jonathan Leoni e Gennaro Scamardella che per l'intera durata del tirocinio mi hanno affiancato e copiosamente illustrato le dinamiche del settore, rendendo ogni giornata unica ed interessante e venendo sempre incontro alle mie necessità.

Ringrazio in secondo luogo, ma non per importanza, ovviamente i miei genitori.

Sarò sempre in debito con loro per avermi reso quello che sono, le parole non possono esprimere a pieno la mia gratitudine.

Grazie al loro sostegno ed ai loro sacrifici mi hanno sempre dato la possibilità di avere delle scelte, perseguire e proseguire gli studi (nonostante ci abbia impiegato qualche anno in più per concluderli).

Li ringrazio non solo per il lato universitario ma anche per quanto riguarda l'intero tempo trascorso finora, perché non mi hanno mai fatto mancare nulla, dai pasti alle lezioni di pianoforte alle attività sportive, assolutamente non scontate visti i tempi moderni.

Ringrazio il mio relatore, il professor Steven Chatterton perché, assieme ad altri docenti che ho avuto il piacere e la fortuna di conoscere (quali Manfredo Gherardo Guillizzoni, Augusto Della Torre etc), rappresentano per me l'élite universitaria.

Docenti competenti nel loro ambito e pienamente in grado di trasmettere le loro passioni tramite sole "semplici" lezioni, andando ben oltre quello che è il banale aspetto del superamento dell'esame

In ultima istanza dico grazie a tutti i miei amici, ai quali dovrebbe essere dedicata una tesi di ringraziamenti a se stante.

Negli anni mi hanno sempre sopportato e supportato, perché nessuno come loro può comprendere ciò che abbia comportato intraprendere e portare a termine questo percorso di studi (in un'università che, a tratti, di certo non è stata nemmeno lontanamente all'altezza del nome che porta).

Mi hanno sempre incoraggiato a non mollare e guardare avanti a testa alta, perché la vita, come dico sempre, è solo una questione di prospettive: così come non esiste il giusto o lo sbagliato, non ci sono brutte o belle giornate, è solo il frutto della nostra libera interpretazione.

Pur quanto semplice sia lasciare un misero “grazie” qui scritto, spero possa bastare per tutti i bei momenti trascorsi assieme negli ultimi 13 anni, augurandosene almeno altrettanti a venire.

Ringrazio in particolare tutti i miei amici di Binago & dintorni per i viaggi che mi hanno regalato in questi ultimi anni (da mama Diego, Lucio, il Balle, Amalio..) e per tutti i bei tempi trascorsi, dalle grigliate alle vacanze, organizzate senza mai chiedere né pretendere nulla in cambio

Ringrazio i miei amici “storici” che conosco dalle medie e dal liceo, a cui rimarrò sempre legato, perché siamo sempre riusciti nel nostro piccolo a divertirci transcendendo le mode pazze della massa, sempre mantenendo la propria individualità (ciò che con i social sembra via via svanire lasciando spazio al mondo dell’apparire e non dell’essere).

Mi hanno insegnato che nulla è dato per scontato e le vere amicizie, malgrado le distanze geografiche comparse in questi ultimi anni, sono inscindibili.

Ringrazio infine il gruppo palestra con i quali, nonostante le sveglie alle 5 del mattino ed i rientri alle 20 dall’università, abbiamo creato un ambiente sereno in cui potersi allenare, ridere e scherzare, rendendo la fatica un piacere.

Ho imparato a conoscere pian piano ciascuno di loro, in un ambiente che ha rappresentato per me una valvola di sfogo: un foro romano in cui poter condividere le proprie esperienze con i mentori Maestro Dottor Matteo Palazzo e Roberto Franzini, apprezzando quelli che sono i valori della palestra (e non solo): modestia, pazienza, costanza, dedizione, rispetto.

Spero che la mia soddisfazione possa essere estesa a tutte queste persone, poter dire finalmente “ce l’abbiamo fatta!”.

È quindi con piacere che concludo questo percorso, pronto ad iniziare un nuovo capitolo e poter, come citava un famoso film, “*spread your wings and fly away*” (*Bohemian Rhapsody*), cercando sempre di guardarmi indietro senza provare rimpianti o rimorsi, perché, prendendo spunto dalle relative canzoni: “*one day you’ll leave this world behind, so live a life you will remember*” (*Avicii*), “*Seize the day or die regretting the time you lost*” (*Avenged Sevenfold*).

INDICE

1. Introduzione	1
2. Sintesi	3
3. Azienda	4
3.1 La progettazione presso Equa s.r.l.	6
4. Sistemi di generazione termica per riscaldamento ed acs	8
5. La pompa di calore	12
5.1 Ciclo termodinamico della pompa di calore	16
5.2 Ciclo frigorifero in dettaglio	21
5.3 Funzionamento bivalente delle PdC	27
5.4 Case Study Edilclima	31
6. Il progetto d'impianto ibrido	41
6.1 Materiali e componenti d'impianto	44
6.2 Scelta della pompa di calore	50
6.3 Scelta degli accumuli	53
6.4 Dimensionamento dell'impianto idrosanitario	57
6.4.1 Stima pressione richiesta	59
6.4.2 Dimensionamento tubazioni	60
6.5 L'impianto installato	63
7. Conclusioni	69
8. Uno sguardo al futuro	71
9. Appendice	74
10. Indice figure	87
11. Indice tabelle	90
12. Bibliografia e sitografia	91

1. INTRODUZIONE

In questo percorso formativo si è voluta focalizzare l'attenzione sulla progettazione di un impianto di riscaldamento e tutto ciò che questo comporta, spaziando dalla preparazione dei materiali alla validazione e certificazione finale del medesimo.

Per comprendere al meglio le problematiche e le procedure riguardanti la progettazione è stato ritenuto più istruttivo vedere la realizzazione di un impianto a tutto tondo, prendendo così consapevolezza dei componenti utilizzati (e conseguentemente i costi di preventivo), difficoltà realizzative, esigenze dei clienti etc.

Con questo intento dunque si è potuto seguire fin dagli step iniziali la progettazione dell'impianto ed apprendere successivamente in cantiere le modifiche necessarie allo schema per garantirne il corretto funzionamento (dovute per es. alla presenza di impianti preesistenti, impedimenti dati dagli ingombri delle macchine stesse, adattamento a particolari esigenze e layout richiesti etc.).

Al fine di approfondire l'esperienza pratica e teorica nel settore, si è ritenuto più opportuno svolgere operazioni base iniziali (quali sopralluoghi o presa visione di piccole parti di progetti semplici), al fine di comprendere al meglio le problematiche, o le rispettive soluzioni realizzative, riguardanti progettazione ed installazione del sistema in questione.

Con l'avanzare del tirocinio si sono acquisiti strumenti teorici essenziali per poter approcciare una corretta progettazione d'impianto, andando a svolgere man mano attività in modo sempre più indipendente possibile.

Si sono dunque alternate attività tecnico – progettuali "d'ufficio" (quali dimensionamento degli accumuli o scelta dei materiali da utilizzarsi) con uscite in cantiere, per poter ampliare sia le conoscenze ingegneristiche del settore sia maturare sensibilità riguardante l'installazione di impianti con pompe di calore.

Sebbene le tempistiche di realizzazione richiedano in media due settimane per la completa realizzazione dell'opera, non essendo pienamente preparato per affrontare il settore, si è deciso di non approfondire l'aspetto elettrico – fotovoltaico e concentrarsi di più su quello idraulico – pompa di calore, soprattutto considerando i tempi ristretti del tirocinio curricolare.

Avendo sfruttato software interni all'azienda (Qcad, fogli di calcolo etc.), si è voluto riportare i caratteri generali del dimensionamento dell'impianto con approfondimenti sui componenti principali, mantenendo una trattazione teorica che possa validare le scelte realizzative e progettuali dell'impianto studiato, senza dunque analizzare troppo nel dettaglio i calcoli effettuati (anche nel rispetto del segreto aziendale).

Da considerarsi inoltre che l'ambito trattato è molto vasto: un sistema a pompa di calore spazia da settori energetici quali scambi di calore, dispersioni termiche etc. a dimensionamenti teorici di macchine, scelte di gruppi di rilancio e via via seguenti).

In correlazione alle ore di tirocinio limitato non si sono di conseguenza toccati in maniera accurata tutti i campi di competenza del ruolo del progettista presso l'azienda Equa s.r.l.

Con queste premesse l'intento dunque è quello di far comprendere al lettore la logica di fondo del modus operandi seguito, così da non appesantire l'intera trattazione con soli calcoli di dimensionamento.

2. SINTESI

Durante quest'esperienza di tirocinio si è provveduto alla progettazione di un impianto di generazione termica, in sostituzione ad una caldaia a gas pre esistente.

L'impianto è stato realizzato presso un'abitazione privata e si è installato un generatore termico (per la produzione di acqua calda sanitaria e riscaldamento) tramite sistema a pompa di calore con scambio termico aria/ acqua affiancato da una nuova caldaia a condensazione.

Il sistema ibrido ha presentato varie difficoltà progettuali, in prima istanza rendere effettivamente installabile l'intero impianto, visti gli spazi molto limitati, ma anche provvedere a soluzioni per un corretto isolamento termico.

Avendo progettato e dimensionato l'impianto con software aziendali, e non potendo dunque riportare i calcoli nel dettaglio, si è impostata la trattazione seguendo una linea teorico – generale, in modo da poter spiegare la logica e le normative base riguardanti la progettazione di un impianto con pompa di calore.

Si analizzerà, per l'appunto, un sistema ibrido dotato di pompa di calore e caldaia con relativi accumuli per acqua tecnica e sanitaria, aiutandosi anche con simulazioni termiche di Edilclima.

Per abbassare i costi di funzionamento dell'impianto ed aumentare l'autoconsumo (si ricorda che una PdC viene alimentata da energia elettrica) si è affiancato anche un impianto fotovoltaico con batterie di accumulo, di cui però non ci si occuperà nel corso di questa trattazione.

Durante l'attività di tirocinio si sono seguite ulteriori attività, quali corsi integrativi direttamente forniti dall'azienda, corsi di progettazione... che si cercherà di integrare nel corso della relazione.

3. AZIENDA

Il tirocinio è stato svolto presso l'azienda EQUA S.R.L. di Como (via Cantoniga 11, 22100).

EQUA, attiva dal 2010, intende offrire il miglior servizio possibile sia a privati che ad aziende, rispondendo con la massima cura alle esigenze specifiche di ciascun cliente.

Perciò studia e implementa soluzioni differenti e innovative per ottimizzare l'uso delle risorse energetiche.

In questa ottica progetta e realizza impianti fotovoltaici, impianti integrati per la produzione efficiente di energia, sistemi di accumulo, pompe di calore e impianti di solare termico.

La soddisfazione delle esigenze di sostenibilità, ottimizzazione dell'energia e risparmio è da sempre la core mission dell'azienda.

Attualmente attiva nelle provincie di Como, Lecco, Varese, Monza Brianza e Milano, l'azienda ha l'obiettivo di portare la propria esperienza anche verso i mercati limitrofi.

Tuttavia la responsabilità sociale di EQUA si estende oltre i limiti nazionali rivolgendosi anche al mondo della cooperazione internazionale per uno sviluppo sostenibile focalizzato sull'utilizzo di energia rinnovabile, in collaborazione con enti no profit.

Grazie ad una consolidata expertise tecnica, l'azienda è in grado di garantire un servizio di elevata qualità e professionalità, sempre al passo con le novità del mercato grazie alla continua attività di aggiornamento e la proiezione verso tecnologie sempre più all'avanguardia.

I servizi offerti da Equa:

- Consulenza pre intervento:
 - sopralluogo preliminare: per valutare la fattibilità tecnica dell'intervento
 - consulenza energetica: studi di impatto tecnico economico, per valutare in maniera approfondita anche le installazioni più complesse
- Installazione:
 - progettazione, fornitura, installazione, avviamento, pratiche di certificazione F-Gas¹, aggiornamento CURIT², pratiche GSE³ ed ENEA per gli incentivi statali e la detrazione fiscale
- Servizio Post Vendita:
 - manutenzione ordinaria: per mantenere elevate le performance del vostro impianto con manutenzione preventiva e correttiva, oltre che pulizia della batteria di scambio termico esterna e assistenza pratiche

¹ documento che attesta l'idoneità di imprese e lavoratori a gestire i gas fluorurati che sono responsabili dell'effetto serra

² Il Catasto Unico Regionale degli Impianti Termici (CURIT) è una banca dati istituita da Regione Lombardia nel 2008 per raccogliere e gestire i dati relativi a tutti gli impianti termici presenti sul territorio regionale

³ Il Gestore dei Servizi Energetici GSE S.p.A. è la società individuata dallo Stato italiano per perseguire e conseguire gli obiettivi di sostenibilità ambientale attraverso le fonti rinnovabili e l'efficiamento energetico.

Gli impianti rinnovabili godono di contributi e incentivi governativi che variano a seconda della potenza controllata

- manutenzione straordinaria: per far fronte a qualsiasi imprevisto impiantistico, di pratiche (GSE, ENEA, banca dati F-Gas) e di aggiornamento normative

3.1 LA PROGETTAZIONE PRESSO EQUA

Art. 15 del d.P.R. n. 544/1999:

“La progettazione ha come fine fondamentale la realizzazione di un intervento di qualità e tecnicamente valido, nel rispetto del miglior rapporto fra i benefici e i costi globali di costruzione, manutenzione e gestione.

La progettazione è informata a principi di sostenibilità ambientale nel rispetto, tra l'altro, della minimizzazione dell'impegno di risorse e materiali non rinnovabili e di massimo utilizzo delle risorse naturali impegnate dall'intervento di massima sostenibilità, miglioramento del rendimento energetico, durabilità dei materiali e dei componenti...

... Al fine di poter effettuare la manutenzione e le eventuali modifiche dell'intervento nel suo ciclo di vita utile, gli elaborati del progetto sono aggiornati in conseguenza delle varianti o delle soluzioni esecutive che siano necessarie...”

Con progettazione si intende la procedura che va dal sopralluogo (per effettuare dimensionamenti accettabili) alla richiesta d'ordine dei materiali (che poi finirà in un consuntivo relativo in modo da fornire al cliente un costo totale reale quanto più accurato e dettagliato possibile, così da poterlo confrontare con quello inserito a preventivo).

Approvato il progetto questo diventa esecutivo e si può procedere a far recapitare al cliente i materiali necessari avviando la prima fase di installazione in cui il capoprogetto si incarica di spiegare i dettagli d'impianto agli installatori, i quali proseguiranno poi autonomamente.

Spesso avvengono altri sopralluoghi in cantiere per chiarire o risolvere problematiche di montaggio date da ingombri ed interferenze con elementi pre esistenti.

Verrà quindi prodotto un nuovo documento di progetto, denominato “as build”, in cui sarà presente l'effettivo impianto finale, con indicate eventuali modifiche rispetto all'originale.

Infine, dopo il controllo del capoprogetto o del responsabile tecnico, viene redatta la dichiarazione di conformità (DICO⁴) che viene lasciata al cliente insieme ad un manuale sintetico che spiega il funzionamento dell'impianto, schede d'uso e manutenzione ed un piccolo dossier contenente tutte le pratiche legali eseguite.

Devono essere inoltre programmati gli interventi di manutenzione ordinaria e straordinaria imposti dalle normative presenti.

⁴obbligatoria per impianti nuovi o trasformazione di pre esistenti, manutenzioni e sostituzione dei generatori di calore , come prescritto nel DM 37 22/02/2008

Per quanto riguarda le pompe di calore ci si interfaccia con impianti di distribuzione ed immissione già esistente, non sarà necessario perciò lo studio di elementi quali per esempio sistemi radianti, servizi delle utenze, perdite di carico sulle reti di distribuzione etc.

A fine lavori è necessario collaudare la macchina, redigere un libretto di impianto che dichiara le caratteristiche del generatore, compilare un formulario di corretta installazione e l'apposita pagina del CURIT di intervento ed eventuale FGas .

Operando infatti con macchinari contenenti gas serra, si dovrà inserire su una banca dati online l'avvenuta installazione dell'apparecchio e di anno in anno controllare e garantire l'assenza di perdite.

Essa è una relazione tecnica che segue l'articolo 20 del d.P.R. N. 554/1999 e riporta lo sviluppo e le motivazioni degli studi tecnici specialistici del progetto indicando requisiti e prestazioni che devono essere riscontrati nell'intervento.

4. SISTEMI DI GENERAZIONE TERMICA PER ACS E RISCALDAMENTO

Esistono differenti tipologie e soluzioni per quanto riguarda la produzione di acqua calda, sia per quanto riguarda quella sanitaria sia per quanto riguarda il lato riscaldamento.

Negli anni si è sempre più volta l'attenzione sull'ottimizzazione degli impianti, cercando di limitare i consumi di fonti non rinnovabili ed aumentare l'efficienza energetica dei medesimi.

Di seguito sono trattati i caratteri generali delle principali alternative alle pompe di calore, analizzando i punti di forza ed i difetti che ne determinano la scelta.

IMPIANTO SOLARE TERMICO (SISTEMA TERMODINAMICO)

L'impianto solare termico funziona tramite pannelli simili a quelli utilizzati nel fotovoltaico, ma l'energia prodotta serve solo per produrre l'acqua calda sanitaria, mentre non risulta conveniente per l'acqua tecnica del riscaldamento.

Ciò significa che, mentre per scaldare l'acqua calda sanitaria potrebbe essere sufficiente installare anche un solo pannello solare termico, l'impianto fotovoltaico per avere le stesse prestazioni in elettricità avrà bisogno di più spazio e di più pannelli.

Le componenti che costituiscono l'impianto solare termico sono un collettore solare, un serbatoio di accumulo, un generatore di integrazione (ad esempio una pompa di calore o una caldaia a condensazione) ed una centralina di controllo.

Ciascuna di queste è collegata alle altre per garantire il corretto funzionamento dell'intero impianto.

Alla base di ogni impianto termico vi è il medesimo principio:

raccogliere l'energia solare per trasformarla in energia termica.

Attraverso il pannello, la luce solare raggiunge l'assorbitore, che scaldandosi, trasferisce il calore al fluido termovettore (solitamente acqua mista ad antigelo).

Il fluido termovettore a sua volta trasferirà l'acqua alle utenze che possono essere l'acqua calda per uso sanitario e l'acqua dell'impianto di riscaldamento.

Il riscaldamento dell'acqua sanitaria costituisce l'uso più frequente perché le temperature utilizzate rendono più efficiente l'impianto solare.

Tra le altre differenze rispetto ad un impianto fotovoltaico tradizionale abbiamo:

- Il materiale che costituisce principalmente gli impianti fotovoltaici è il silicio combinato con vari elementi chimici, vetro e componenti strutturali vari; gli impianti solari termici sono invece composti da metallo (alluminio, rame, acciaio) e vetro
- I termini di efficienza: le differenze tra i due impianti sono marcate: il fotovoltaico ha in media un'efficienza tra il 17% ed il 25%, mentre il solare termico gode di un'efficienza superiore che può raggiungere fino l'80%
- Per quanto riguarda le agevolazioni fiscali, gli impianti fotovoltaici possono arrivare fino al 50% di detrazione, mentre per gli impianti solari termici si può arrivare fino al 65%
- I costi rispetto al fotovoltaico tradizionale sono circa il doppio

GENERATORI A BIOMASSA

In assenza di sistemi fotovoltaici una caldaia a pellet può risultare un'ottima alternativa da installare in una villetta o in un piccolo condominio centralizzato.

Con l'utilizzo di nuovi materiali e progettazioni adeguate sono stati creati apparecchi sempre più performanti e con rendimenti termici sempre più elevati in modo da garantire la copertura del calore di tutta l'abitazione.

Le rese ormai superano spesso il 90% e nel mercato si possono trovare tutte le soluzioni per soddisfare ogni tipo di richiesta.

Rispetto alle caldaie tradizionali a legna, i generatori a pellet di ultima generazione permettono il caricamento automatico del combustibile anche in piccole taglie rendendo molto agevole nei vari momenti della giornata la preparazione dell'acqua sanitaria.

Questi generatori necessitano però di un sistema di accumulo, in quanto non è ancora possibile la preparazione istantanea dell'acqua sanitaria pur avendo migliorato la resa e la modulazione dell'ossigeno.

I generatori a biomassa diventano ancora più convenienti nei casi in cui il combustibile sia reperibile in zona o direttamente dagli scarti di produzione o di lavorazione: ne consegue un costo minore della materia prima e un abbattimento completo dei consumi.

Per quanto riguarda le abitazioni, la soluzione ideale sarebbe abbinare il generatore a biomassa ad un impianto solare termico.

In questo modo l'energia solare acquisita risulta sufficiente per la produzione dell'acqua sanitaria nel periodo estivo e di conseguenza il generatore, rimanendo spento, permette di abbattere ulteriormente i consumi.

Il costo oscilla dai tra 2.000 ai 4.500 euro circa, a cui si devono aggiungere i combustibili necessari. Una spesa che, secondo rapidi calcoli, può essere recuperata in poco tempo, dato che il risparmio garantito annuo è di circa 1.000 euro rispetto a quanto si spenderebbe con i metodi di riscaldamento tradizionali.

SCAMBIATORI DI CALORE

Un'altra valida soluzione per la produzione di acqua sanitaria sia in ambito civile che industriale è data dagli scambiatori di calore, già comunque apprezzati ed utilizzati da più di vent'anni.

La caratteristica che più contraddistingue gli scambiatori di calore (sia nel caso di scambiatore ad accumulo che a serpentino) è la capacità di produzione istantanea dell'acqua calda sanitaria, resa così disponibile in qualsiasi momento e senza interruzioni indesiderate.

Le installazioni più frequenti degli scambiatori si hanno negli alberghi, campeggi, ospedali, impianti sportivi ma anche condomini e comunità; oltre a consentire elevati risparmi sui consumi (fino al 40%), hanno una notevole durata nel tempo essendo costruiti con materiali come l'acciaio inox.

GENERATORI ELETTRICI

I generatori elettrici ad accumulo per la produzione di acqua calda sanitaria negli ultimi anni si sono conquistati una fetta consistente di mercato in quanto sono molto utilizzati in appartamenti ad abitazione discontinua, come ad esempio le case vacanza.

In questi apparecchi l'acqua è riscaldata tramite una resistenza elettrica, normalmente della potenza di 1 – 1.5 kW, e controllata da un regolatore elettronico programmabile, il quale prevede l'accensione o lo spegnimento dello scaldabagno nelle ore prestabilite, permettendo una facile regolazione della temperatura al valore indicato.

I principali vantaggi per questa tipologia di generatori riguardano, senza dubbio, il basso costo degli apparecchi e la loro facile installazione: va comunque sottolineato che il rendimento e la potenza, rispetto ad una caldaia, sono molto inferiori e di conseguenza non sono indicati per il raggiungimento di una elevata prestazione energetica dell'abitazione.

Nella famiglia dei generatori elettrici vanno menzionate anche le caldaie elettriche, le quali ormai vengono riconosciute come ottime alternative a basso impatto ambientale ai classici sistemi di generazione dell'energia.

Rispetto ad una caldaia normale presentano molti vantaggi in quanto non necessitano della canna fumaria e del bruciatore e non richiedono prese d'aria o di ventilazione.

L'installazione risulta quindi molto semplice ed è facilmente collocabile in un ambiente in quanto richiede solamente l'allaccio alla rete elettrica.

Le caldaie elettriche possono essere applicate a qualsiasi tipologia di impianto sia per il riscaldamento sia per la produzione di acqua calda sanitaria, ma l'abbinamento ad un sistema solare fotovoltaico che consente di alimentare la caldaia grazie all'energia autoprodotta, rappresenta molto probabilmente la soluzione più efficiente dal punto di vista dell'ottimizzazione dei consumi energetici.

IMPIANTO GEOTERMICO

Anche se in Italia le pompe geotermiche sono ancora poco diffuse (rappresentano infatti meno dell'1% del totale della potenza installata), è ormai nota la loro efficienza, maggiore rispetto a quella di altri impianti ed compresa tra il 30% e il 50%.

Questo assicura anche minori costi di esercizio, variabili dal 50 al 70% in meno rispetto a un sistema tradizionale a metano, a gpl o ancor più a gasolio.

Oltre al riscaldamento geotermico e al raffrescamento, una PdC geotermica permette anche la produzione di acqua calda sanitaria, riducendo così i tempi di ammortamento.

Nel caso delle pompe geotermiche la sorgente di energia è, appunto, il calore contenuto nel terreno, che viene "raccolto" attraverso delle sonde geotermiche (verticali o orizzontali) installate nel terreno e collegate alla pompa di calore.

Il costo dell'impianto dipende da differenti fattori e somma il costo della pompa di calore, dell'installazione delle sonde e della posa dei pannelli radianti.

Un impianto a PdC geotermica, per un appartamento medio, può costare dai 15.000 ai 20.000 euro, con un prezzi crescenti anche in relazione alla superficie da riscaldare e, quindi, alla potenza installata.

Inoltre, a quello dell'impianto, purtroppo, possono sommarsi anche eventuali costi dovuti ad autorizzazioni per le perforazioni e per la posa delle sonde.

5. POMPA DI CALORE

La pompa di calore è un apparecchio elettrico basato sul ciclo frigorifero che permette di estrarre calore a bassa temperatura da un ambiente e “pomparlo” in un altro a temperatura maggiore per riscaldarlo.

Il gas refrigerante contenuto nel circuito interno della macchina evapora nella batteria di scambio termico esterna prelevando così calore dall'ambiente (pozzo caldo), la pressione del gas viene quindi incrementata dal compressore e inviato allo scambiatore.

Nello scambiatore il gas refrigerante condensa, cedendo il calore prelevato dall'ambiente esterno a un fluido termovettore che può essere:

- aria: in questo caso si parla di pompa di calore aria-aria, cioè il gas refrigerante scambia calore direttamente con l'aria interna dell'ambiente.

Essendo un sistema ad espansione diretta, si evita il circuito idraulico e l'installazione tra unità esterna ed interna è semplificata, immediata ed economica. Grazie alle elevate portate d'aria movimentate viene garantito il corretto condizionamento dell'ambiente.

Per esempio l'unità Kita Air è dotata di compressore che sviluppa fino a 45 kW termici, permettendo di riscaldare e raffrescare ambienti fino a 500 mq di superficie.

- acqua: in questo caso si parla di pompa di calore aria-acqua o idronica, cioè il gas refrigerante scambia calore con l'acqua del circuito tecnico che circola nell'impianto di riscaldamento.

La possibilità inoltre di invertire il ciclo di funzionamento renderà la stessa macchina ideale sia per riscaldare che per raffrescare e deumidificare gli ambienti garantendo, con un solo impianto, climatizzare la propria abitazione tutto l'anno, riscaldando in inverno e raffrescando d'estate

Infine, utilizzando come alimentazione l'energia elettrica, sarà possibile eliminare la maggiore voce di consumo di gas riducendo la produzione locale di CO₂ e di polveri sottili.

La necessità di ricercare nuove soluzioni per la produzione di acqua calda sanitaria nasce dal fatto che i sistemi classici prevedono una produzione ed uno stoccaggio di acqua calda sanitaria ad una temperatura di molto superiore a quella di effettivo utilizzo da parte delle utenze.

Questo comporta un aumento del consumo di energia da parte del generatore di calore, in quanto il rendimento del sistema di produzione è inferiore rispetto a quello che si potrebbe ottenere lavorando a temperature più basse.

La soluzione al problema potrebbe arrivare dalle pompe di calore che permettono di produrre l'acqua calda sanitaria a temperature medio-basse (50-70°C) e con un rendimento maggiore del 40%, a parità di servizio, rispetto ad una caldaia a condensazione.

Negli ultimi anni la tendenza è perciò quella di ricorrere alle fonti rinnovabili, optando per l'integrazione tra diverse soluzioni al fine di abbinare le funzionalità dei servizi.

Esistono differenti tipologie di pompe di calore:

- Elettriche (compressore azionato da motore elettrico)
- Con motore a gas (compressore azionato da motore a gas)
- Ad assorbimento (ciclo basato sulla concentrazione / diluizione di ammoniaca).

L'input è energia termica prodotta da un bruciatore (da combustione)

Nella trattazione si affronterà esclusivamente questo tipo di generatori termici, in particolare le categorie elettriche con scambio aria/ acqua.

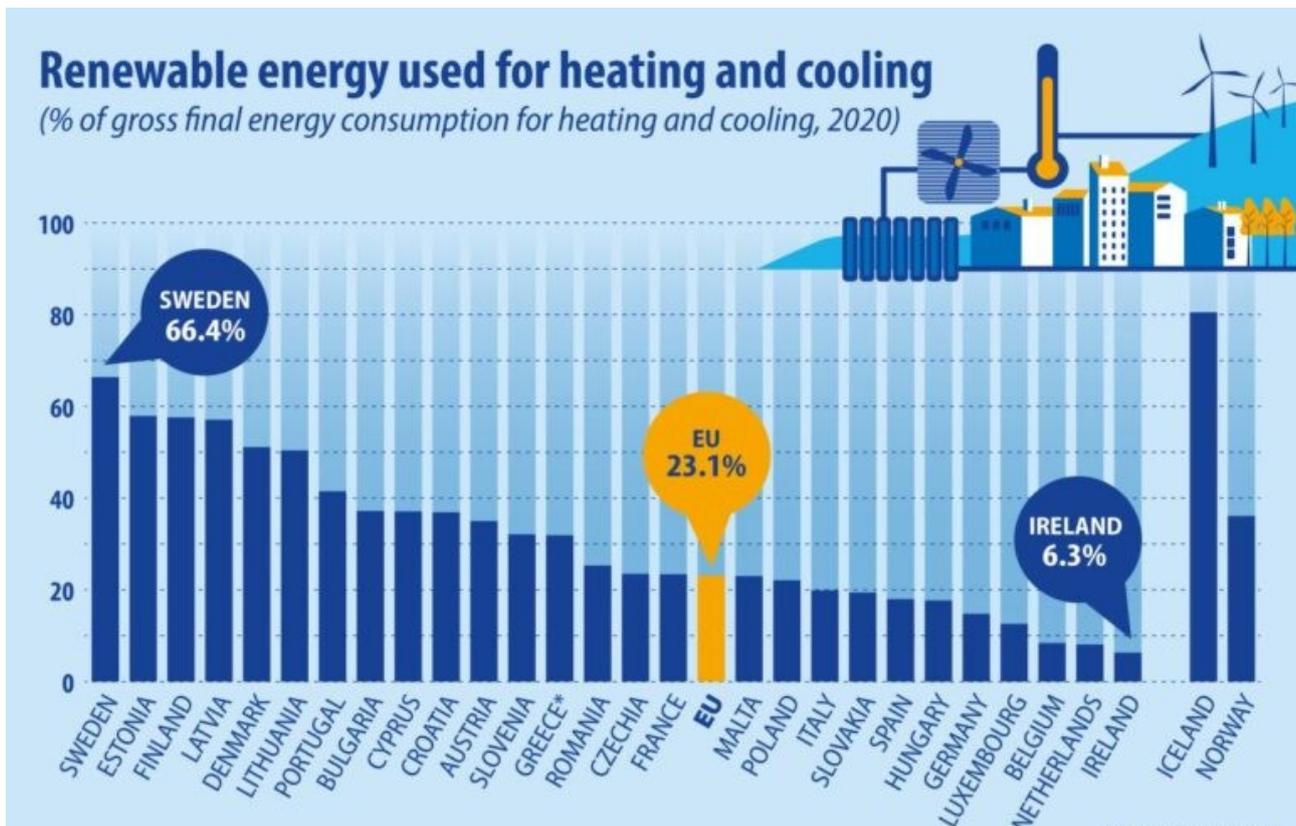


Fig. 1: Consumi energetici per il riscaldamento ottenuto tramite fonti rinnovabili

E' bene ricordare come dal 31 Dicembre 2020 tutti i nuovi edifici nell'Unione Europea dovranno avere consumi tendenti a zero e l'energia necessaria al loro funzionamento dovrà provenire per gran parte da fonti rinnovabili.

CONSIDERAZIONI BUONA PRATICA PROGETTUALE

	ANTE OPERAM	POST OPERAM CORRETTO	POST OPERAM SBAGLIATO	
impianto	caldaia	PdC	PdC	PdC+FV
rendimento	$\eta = 0,95$	SCOP = 3,5	SCOP = 2,0	FV 3 kW
Fabbisogno edificio	10.000 kWh _{TH}			
Fabbisogno energia elettrica	trascurato	2.900 kWh _{ELT}	5.000 kWh _{ELT}	4.300 kWh _{ELT}
Fabbisogno di energia primaria	11.000 kWh _{EP}	7.000 kWh _{EP}	12.100 kWh _{EP}	10.400 kWh _{EP}
Fabbisogno di energia primaria, NON RINNOVABILE	11.000 kWh _{EP,NREN}	5.600 kWh _{EP,NREN}	9.800 kWh _{EP,NREN}	8.400 kWh _{EP,NREN}
Risparmio energia primaria, NON RINNOVABILE		50%	11%	23%

Tab. 1: Considerazioni energetiche di valutazione di buon intervento

Le pompe di calore stesse sono state negli anni rivisitate per aumentarne sempre più l'efficienza termodinamica, in modo da abbattere ulteriormente i costi dei consumi elettrici (si veda in appendice lo schema Viessmann).

CONSIDERAZIONI BUONA PRATICA PROGETTUALE

- + In zone climatiche con temperature fredde (E,F) e in edifici non isolati, la pompa di calore è meglio se accoppiata a caldaia come impianto ibrido in modo da consentire il funzionamento alle temperature previste originariamente per i terminali di riscaldamento (ad esempio radiatori), almeno nei mesi più freddi. La sola pompa di calore su un edificio in classe G è da valutare attentamente con il progettista anche se garantisce il doppio salto di classe. Valutare la possibilità di sostituire i terminali con fan-coil o pavimento radiante.
- + In zone climatiche con temperature miti (B,C,D) o in edifici già isolati anche in zone fredde (anni 2000 – con pavimento radiante), la sola pompa di calore idronica potrà essere «spesa» più facilmente.
- + In alcuni casi (zone costiere, fascia B) si potranno valutare impianti VRF o multisplit per riscaldamento e raffrescamento + scaldacqua in pdc per ACS – soluzione applicabile nelle seconde case!
- + Il Fotovoltaico con accumulo e le colonnine di ricarica sono sempre abbinabili assieme a uno degli interventi trainanti e quindi costituiscono un pacchetto opzionale sempre proponibile
- + La caldaia a biomassa e i pannelli solari termici, con doppio salto di classe, ricadono sempre nel 110% senza ulteriori limiti prestazionali da rispettare → inoltre la caldaia a biomassa può contare su un forte contributo rinnovabile ed è l'unico impianto che può essere previsto come semplice installazione (non sostituzione)
- + Cappotto verticale è spesso problematico sia per penalizzazione nel calcolo APE (NO contributo rinnovabile) sia per motivazioni tecniche → eventuale isolamento sottotetto, ancora più importante nell'edificio unifamiliare

Fig. 2: Considerazioni per la progettazione di un impianto con pompa di calore

5.1 CICLO TERMODINAMICO DELLA POMPA DI CALORE

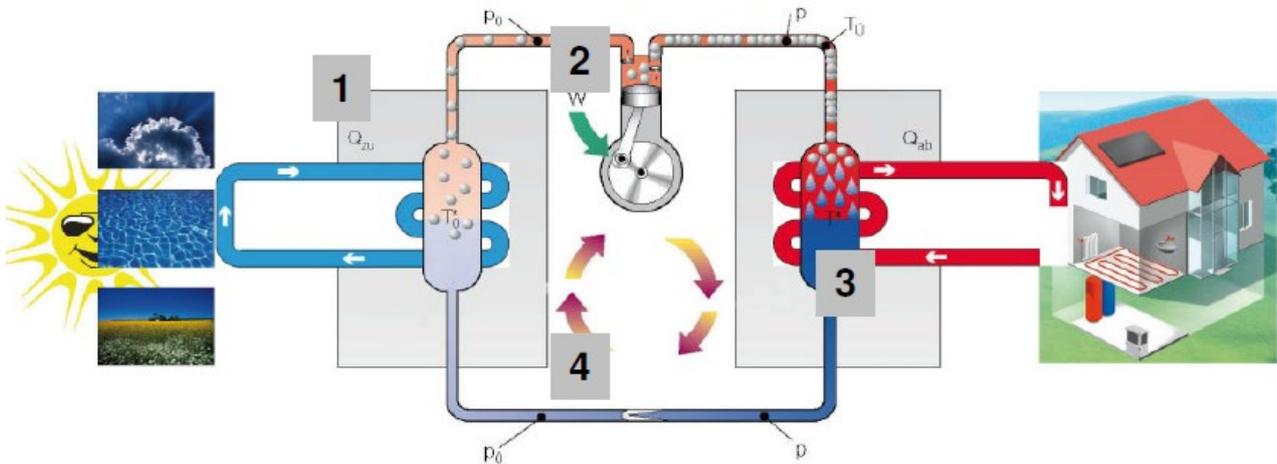


Fig. 3: Ciclo termodinamico della pompa di calore

Le pompe di calore sfruttano il ciclo termodinamico Rankine, composto da due isoentropiche e due isobare, la cui caratteristica è quella di utilizzare liquido e vapore nei vari tratti del suo ciclo. Se ne riportano in breve i principali stadi:

1. Nell'evaporatore il fluido frigorigeno riceve il calore dall'ambiente (serbatoio caldo) ed, assorbendo calore, passa dallo stato liquido a quello di vapore saturo.

Dopodiché il fluido esce dall'evaporatore e viene aspirato dal compressore.

Essendo il vapore già in stato surriscaldato non vi sono rischi di danneggiare il compressore, il quale opererà in sicurezza con un fluido aeriforme privo di impurità liquide.

2. Il compressore aumenta la pressione del fluido e ne incrementa il surriscaldamento inviandolo al condensatore.

In questo passaggio si raggiungono temperature delle tubazioni fino a 120°C . Date le alte temperature è intuitivo pensare quanto sia importante il corretto isolamento termico, sia ai fini della sicurezza sia per evitare inutili dispersioni di energia.

3. Nel condensatore il gas frigorigeno viene dapprima desurriscaldato e poi condensato, tornando allo stato liquido sotto l'azione combinata della pressione impartita precedentemente dal compressore e del raffreddamento operato dall'acqua del circuito di riscaldamento (che circola nel condensatore asportando calore al circuito frigorigeno).

4. Nel condensatore il fluido frigorigeno compresso viene fatto passare attraverso una valvola di laminazione per poterlo riportare alle condizioni di pressione di inizio ciclo, così da poi poterlo reimmettere nell'evaporatore e continuare ad iterare il ciclo (ricordiamo che la valvola di laminazione è isoentalpica, dunque non presenta un dispendio energetico).

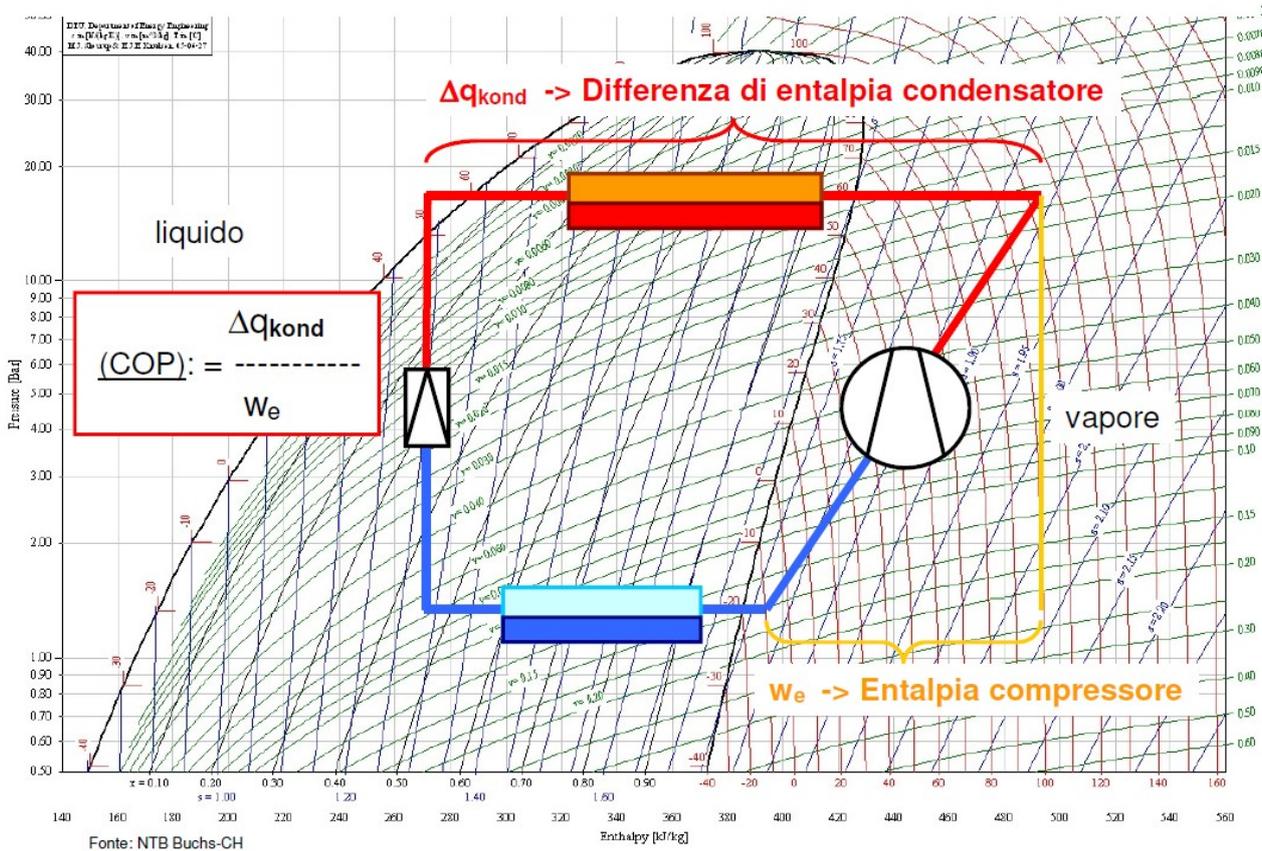
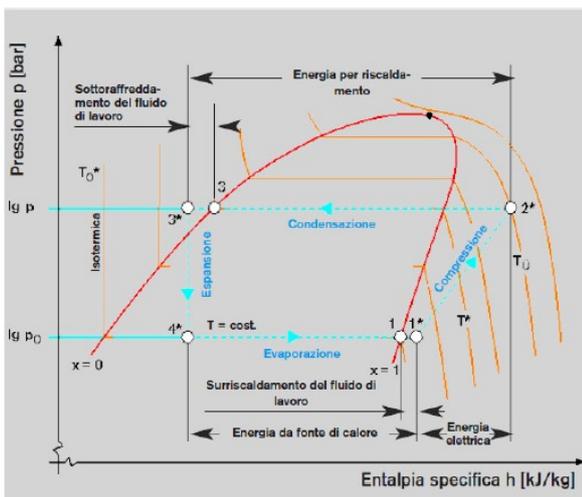


Fig. 4: Ciclo termodinamico della pompa di calore sul diagramma P-h

Nella figura sottostante si riporta nel dettaglio sul diagramma P-h (pressione – entalpia) il ciclo appena descritto con indicato anche COP, ossia il coefficiente di prestazione (Coefficient Of Performance) del ciclo che caratterizza la macchina.



$$COP = \frac{h_2^* - h_3^*}{h_2^* - h_1^*}$$

h_1^* = Entalpia inizio fase di compressione

h_2^* = Entalpia alla fine della fase di compressione ed inizio fase di condensazione

h_3^* = Entalpia alla fine della fase di condensazione

Tanto più bassa è la differenza tra la temperatura di mandata impianto e temperatura di entrata fonte, tanto più alto è il valore di COP.

Fig. 5: Ciclo PdC con curve isoT su diagramma P-h

A livello indicativo si stimano:

- Temp. mandata impianto 1 K inf. -> aumento del COP + 2,5 %
- Temp. fonte 1 K superiore -> aumento del COP + 2,6 %

1. All'aumentare del salto di temperatura, aumenta il salto di pressione, il lavoro di compressione aumenta ed il *COP* diminuisce
2. al diminuire della temperatura di evaporazione diminuisce la densità del gas, diminuisce la massa di gas trasferito e diminuisce la potenza utile
3. all'aumentare della temperatura di condensazione aumenta la pressione finale, aumenta il lavoro di compressione sull'unità di massa di gas trasferito ed aumenta la potenza assorbita dal compressore

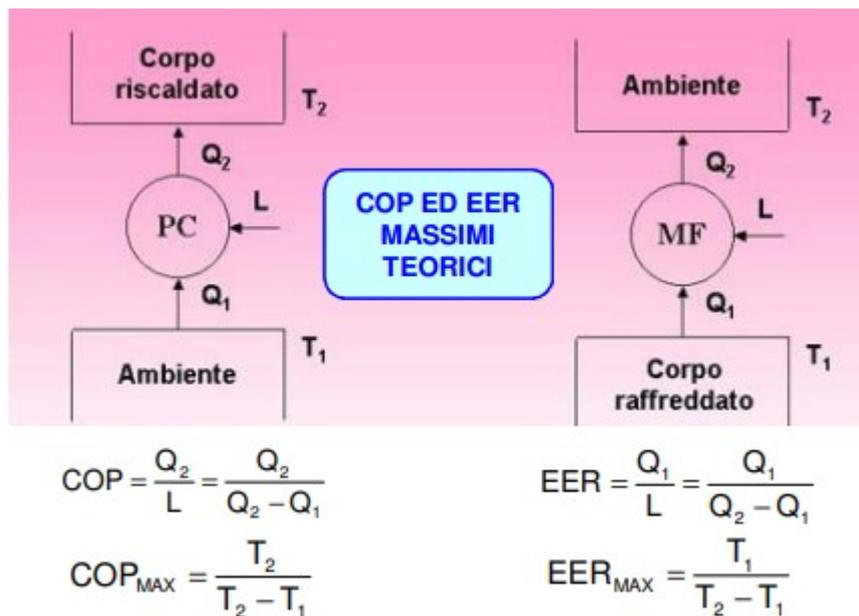


Fig. 6: Calcolo COP ed EER di una PdC rispettivamente in modalità riscaldamento e raffrescamento

Ipotizzando temperature di sorgente calda e fredda di rispettivamente -5°C e 55°C , si avrà un $\text{COP}_{\text{MAX}}=5,46$.

Il rendimento equivalente teorico risulterà pari a $2,52 = 5,46 \cdot 0,46$ (rendimento di produzione dell'energia elettrica, circa 46%).

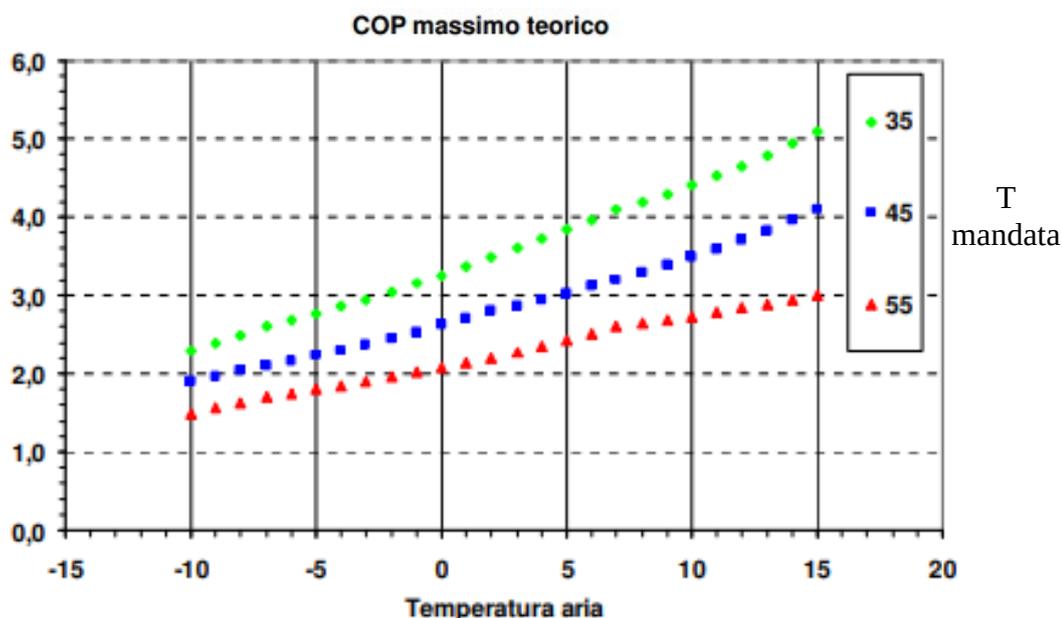


Fig.7: Correlazione COP PdC a differenti T_{ext} e $T_{mandata}$

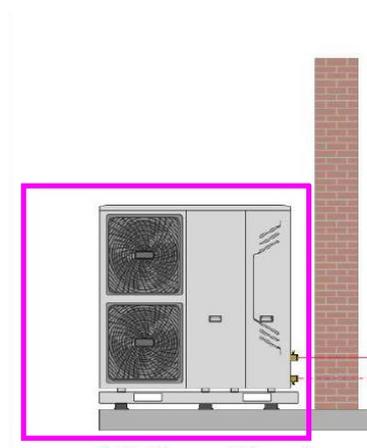
Negli anni il COP è passato da circa 2,1 (1992) a 5 (2021).

Sebbene questa evoluzione il rendimento di Il principio è attualmente comunque limitato a circa 0,5.

Oltre al COP viene definito anche l'EER, l'indice di efficienza energetica.

È un parametro simile al COP ma rappresenta l'efficienza delle pompe di calore nella fase di raffreddamento anziché quella di riscaldamento, vista la possibilità per queste macchine di inversione del ciclo.

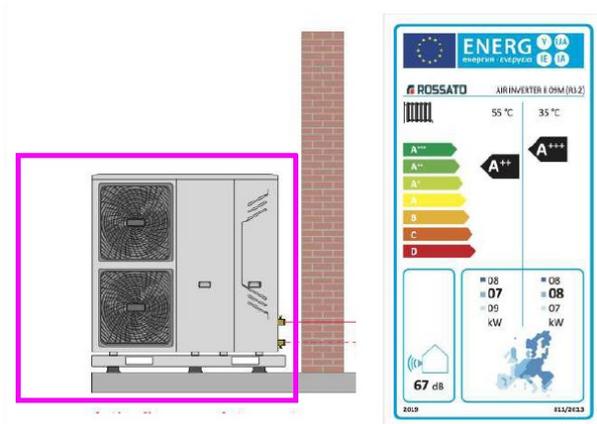
Dunque nel caso di PdC elettriche un EER pari a 4 significa che, per ogni kWh elettrico speso, la pompa ne fornisce ben 4 sotto forma di energia frigorifera.



- Riscaldamento e raffreddamento
- COP e SCOP elevati con basse temperature di mandata
- EER elevati con temperature di mandata più alte

PRESTAZIONI A PIENO CARICO ¹⁾						
T_a [°C]	Temperatura mandata 35°C		Temperatura mandata 45°C		Temperatura mandata 55°C	
	Q_n [kW]	COP	Q_n [kW]	COP	Q_n [kW]	COP
-7	7,50	2,96	6,82	2,64	6,50	1,89
2	7,10	3,49	8,93	3,47	8,91	2,80
7	8,50	4,60	8,25	3,48	7,90	2,75
12	9,10	5,63	6,86	4,28	8,30	3,24

Fig. 8: Potenza termica e COP PdC in funzione di $T_{mandata}$ e T_{ext}



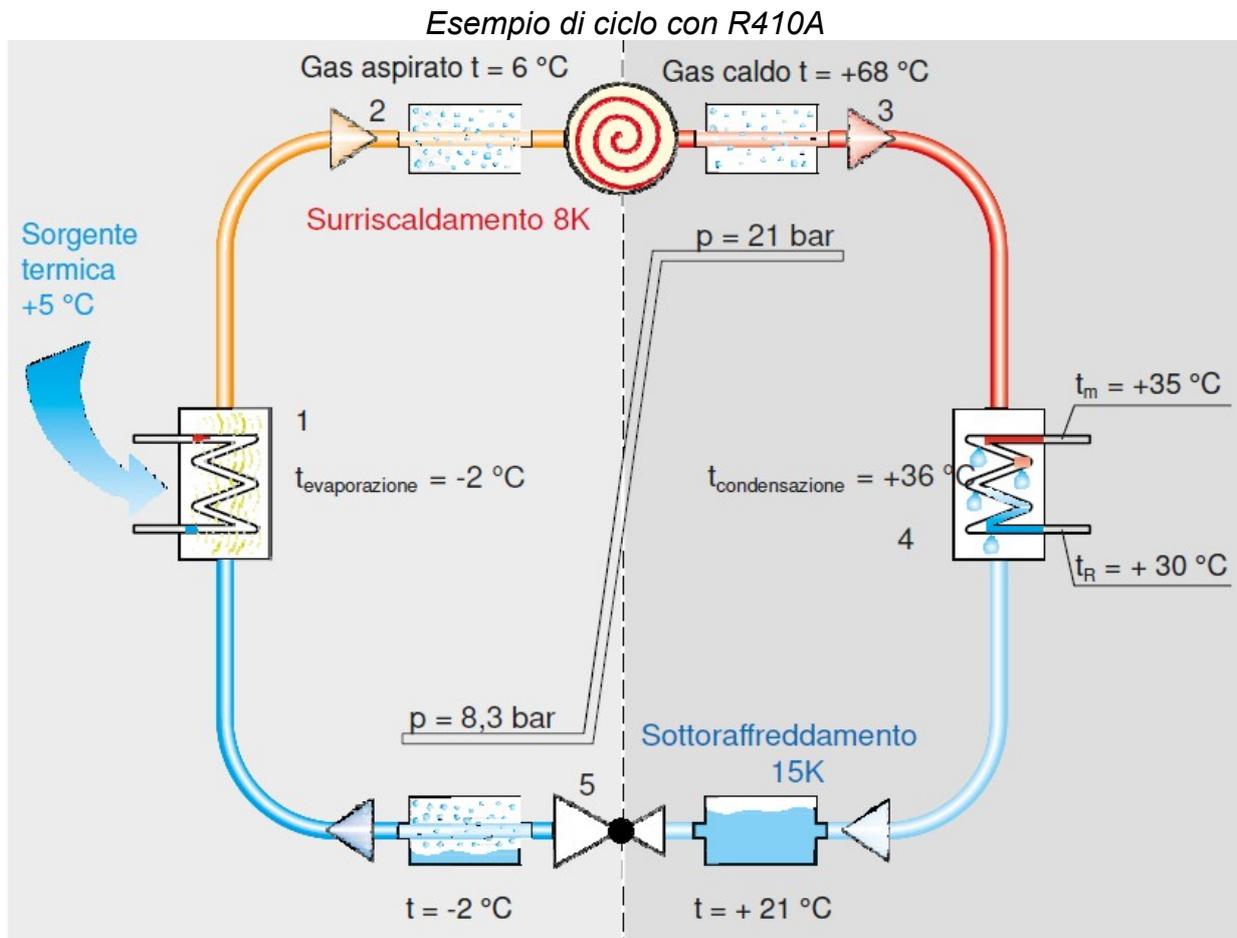
- Classe energetica A+++ (Erp) in riscaldamento BT
- **SCOP > 5 in riscaldamento BT**
- Classe energetica A++ (Erp) in riscaldamento MT
- SCOP > 3,3 in riscaldamento MT

Fig. 9: SCOP per PdC in classe A++ ed A+++

In figura si porta anche SCOP (acronimo inglese di Seasonal Coefficient of Performance) si riferisce alle prestazioni di un climatizzatore per riscaldare gli ambienti.

È calcolato come il fabbisogno annuo di riscaldamento di riferimento diviso per il consumo annuo di energia elettrica a fini di riscaldamento

5.2 CICLO FRIGORIFERO IN DETTAGLIO



Grazie alla valvola di commutazione a 4 vie, viene invertita la circolazione frigorifera.

Il generatore termico renderà dunque disponibile una modalità di raffreddamento ed una di riscaldamento (a seconda delle necessità stagionali), raddoppiando l'effetto utile per l'utilizzatore e le ore di esercizio annue.

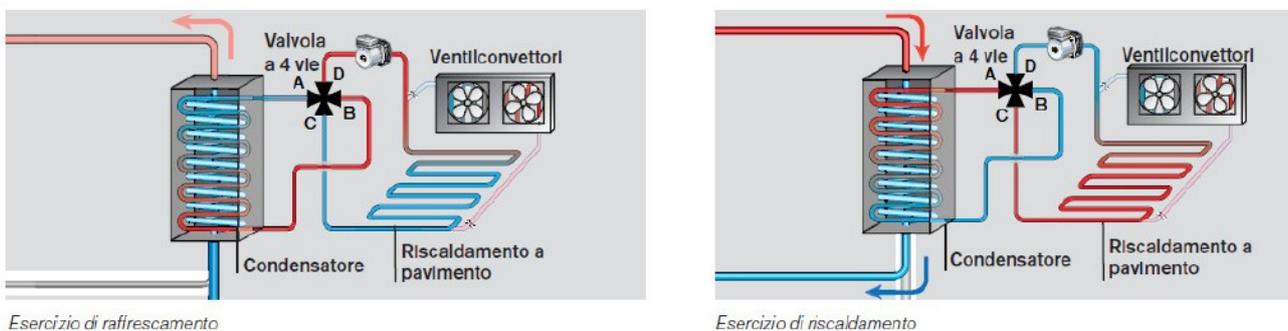


Fig. 11: Confronto ciclo PdC in modalità raffreddamento e riscaldamento tramite valvola a 4 vie (I flussi saranno controcorrente nel condensatore e dunque questo fungerà da evaporatore)

Il compressore viene impiegato per innalzare la temperatura dell'ambiente (anziché quella esterna) così da rendere possibile lo scambio termico con l'esterno per poi ridurre le temperature del fluido frigogeno grazie ad un sistema di laminazione (in alcuni casi il calore viene intelligentemente impiegato per scaldare direttamente l'acqua sanitaria).

In termini impiantistici è possibile privilegiare il comfort in ambito di raffrescamento provvedendo all'installazione dell'impianto radiante a soffitto, rendendo anche più uniforme lo scambio termico con l'ambiente (così come per il riscaldamento a pavimento in contrapposizione ai classici radiatori a muro).

In termini di potenza frigorifera media si hanno valori di circa $25 - 45 \text{ W/m}^2$, con picchi massimi fino a 80 W/m^2 .

CICLO FRIGORIFERO IDEALE

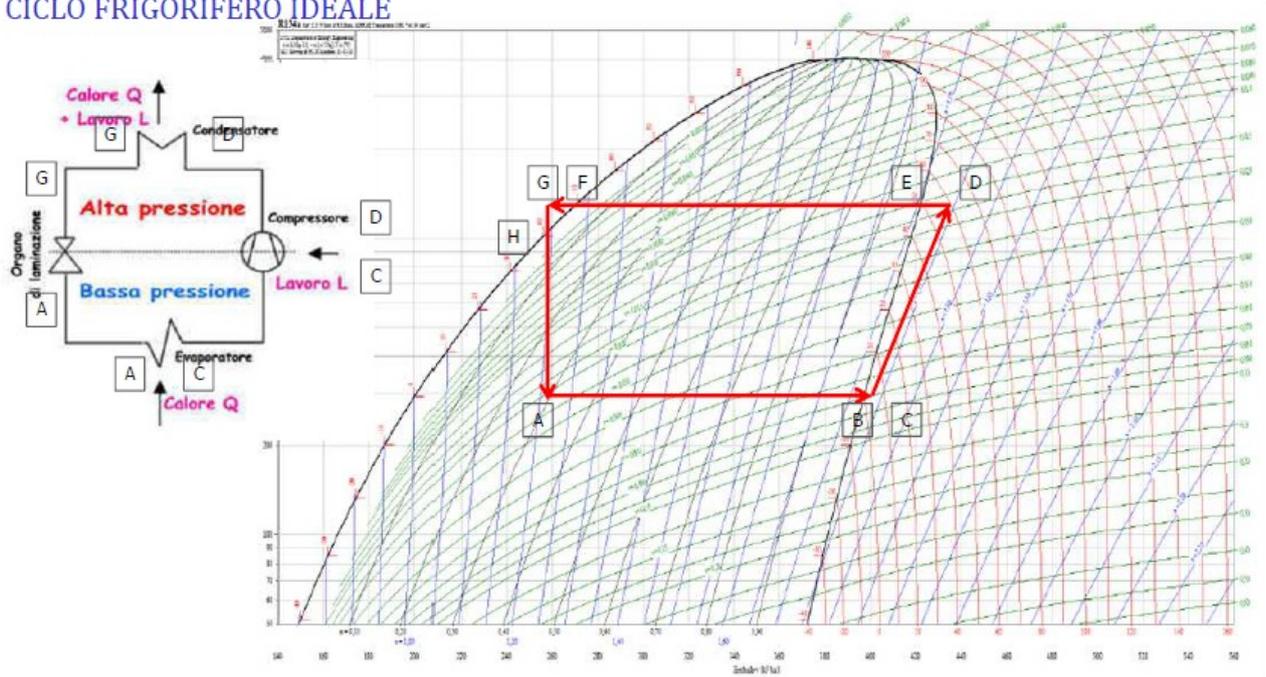


Fig. 12: Ciclo frigorifero PdC ideale su diagramma P-h

All'interno dell'evaporatore (tratto A – B – C) si è nel tratto in bassa pressione del circuito in cui si hanno sia liquido che vapore.

Nel punto B si è in presenza di vapore saturo secco che viene parzialmente surriscaldato (tratto B – C) al fine di assicurare il corretto funzionamento del compressore, evitando che aspiri fluido refrigerante allo stato liquido.

Questa necessità risulta purtroppo poco conveniente in quanto, aumentando l'entalpia del fluido, si avranno temperature di inizio compressione più elevate che a loro volta si ripercuoteranno su temperature di fine compressione maggiorate.

Operando con gas più caldo, questo sarà meno denso, dunque l'unità di massa processata dal compressore sarà ridotta, andando ad inficiare su un minore effetto frigorifero della macchina.

In un caso di compressione reale, inoltre, la trasformazione C - D non avverrà su una curva isoentropica, causando un salto entalpico maggiore e di conseguenza un aumento dell'energia di lavoro richiesta dalla macchina.

Nel tratto (D – E – F – G) si è in presenza di alta pressione all'interno del condensatore, in cui l'energia è ceduta alla sorgente calda.

Successivamente avviene un desurriscaldamento (D – E) e la condensazione del fluido frigogeno (E – F).

Per migliorare l'effetto frigorifero (tanto maggiore quanto più si riuscirà a spostarsi a sinistra) viene eseguito un sottoraffreddamento.

Inoltre, specularmente a quanto visto lato compressore, si evita che in ingresso della valvola di laminazione ci sia del quantitativo di vapore, onde non inficiarne le prestazioni.

Quest'ultima serve solamente per abbassare temperatura e pressioni del fluido (tratto G - H – A) senza avere scambi di lavoro e/o calore.

Nel punto H il liquido è saturo e ricomincia la fase di evaporazione riprendendo il ciclo frigorifero.

Note: solitamente si considerano nulle le perdite di carico interne al ciclo, perdite di temperatura, compressione isoentropica e variazioni di pressione e temperatura costanti.

Per i nuovi impianti a CO₂ con pressioni di esercizio elevate (120 – 140 bar vs. 38 bar degli attuali cicli PdC) queste ipotesi vanno rivalutate con più accuratezza.

Dovendo operare con temperature ambiente "interne al ciclo", ossia con una $T_{\text{cond}} > T_{\text{ext}}$ e $T_{\text{evap}} < T_{\text{casa}}$, a temperature esterne troppo elevate il fluido non condenserà, andando ad aumentare pressione e temperatura nel condensatore e dunque "spostando" il ciclo frigorifero verso l'alto.

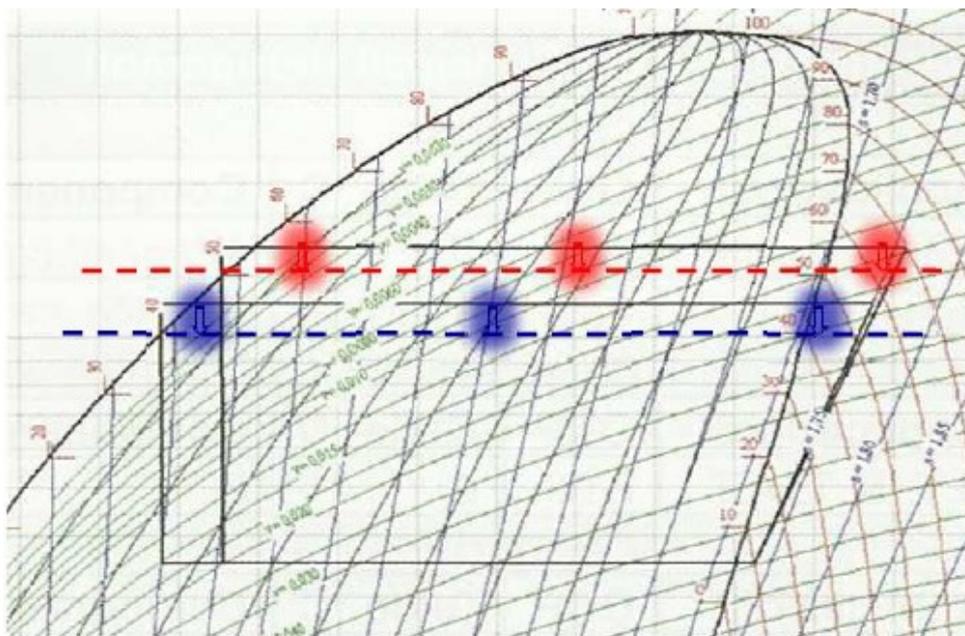


Fig. 13: Ciclo frigorifero PdC non ottimizzato sul condensatore

Lo stesso accade per le temperature di evaporazione: con un'evaporazione parziale la valvola termostatica reimmetterà nell'evaporatore meno fluido, quindi, a parità di volume ed avendo meno massa fluida, aumenterà l'espansione del fluido riducendo la pressione e la temperatura di evaporazione causando uno spostamento del ciclo verso il basso.

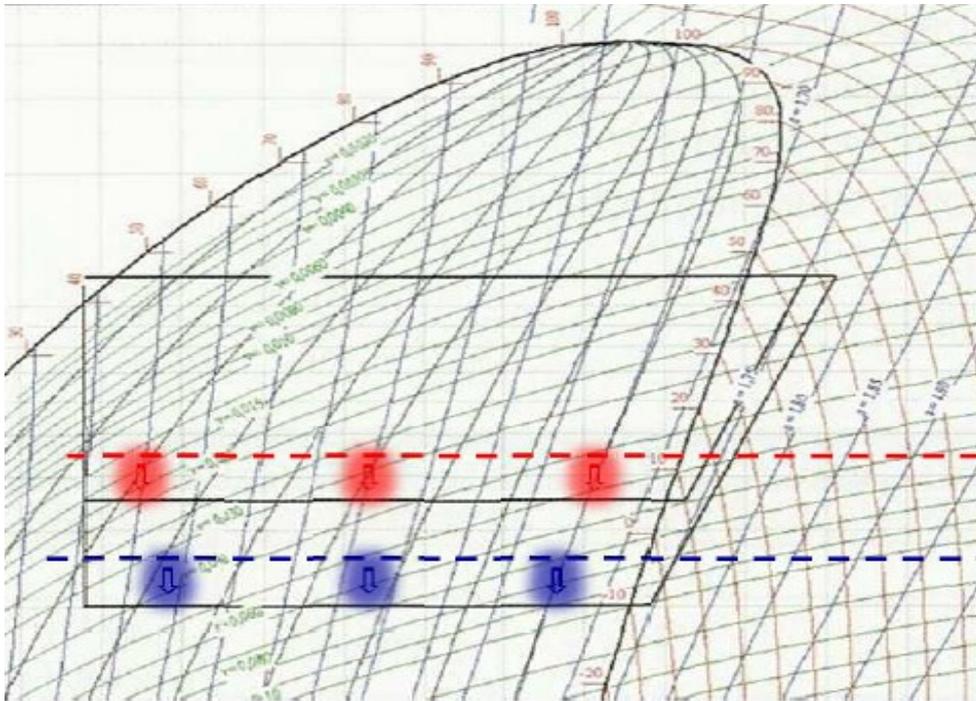


Fig. 14: Ciclo frigorifero PdC non ottimizzato sull'evaporatore

Lo spostamento di queste curve penalizza il rendimento del ciclo poiché, a differenza delle condizioni di progetto con temperature di condensazione e di evaporazione più vicine, si avrà un minore effetto utile del ciclo frigorifero avendo un'irreversibilità (e quindi energia persa) maggiorata.

Sebbene il Rankine di funzionamento sia comune a tutti questi tipi di macchine, essi si differenziano internamente per tipo di gas frigogeni utilizzati (che andranno ad impattare su temperature e pressioni di lavoro del ciclo) ed implementazioni con caldaie, formando sistemi bivalenti o ibridi.

Tabella dei valori tipici dei refrigeranti

Tipo di refrigerante	GWP 100a (CO ₂ =1)	Indicazioni sulla sicurezza	Temperatura critica (°C)	Temperatura di evaporazione a 1 bar (°C)
R-134a	1.430	A1	101	-26
R-407C	1.774	A1	87	-44
R-404A	3.922	A1	73	-47
R-410A	2.088	A1	90	-51
R-417-A	2.346	A1	90	-43
R 32	675	A2L - leggermente infiammabile	78	-51
R-290 (propano)	3	A3 - altamente infiammabile	97	-42
R-717 (ammoniaca)	0	B2 - tossico	133	-33
R-744 (CO ₂ anidride carbonica)	1	A1 - pressione elevata	31	-57 (*)
R-718 (H ₂ O acqua)	0	-	374	100

in corsivo: refrigerante naturale

*CO₂ deve essere impiegato al di sopra dei 5,3 bar (punto triplo) causa formazione di ghiaccio

GWP100a: definisce l'effetto serra riferito a CO₂= 1, calcolato su un periodo di tempo di 100 anni.

La temperatura critica definisce la temperatura, al di sopra della quale una sostanza non può esistere allo stato liquido, il gas non può condensare, neanche a pressioni elevate.

La temperatura di evaporazione di un fluido refrigerante definisce la temperatura sopra la quale, alla specifica pressione, evaporando assorbe calore dall'ambiente.

Indicazioni sulla sicurezza:

Tossicità

gruppo A: a tale gruppo appartengono tutti i refrigeranti che non risultano tossici per concentrazioni pari o inferiori a 400 ppm

gruppo B: a tale gruppo appartengono tutti i refrigeranti che risultano tossici per concentrazioni al di sotto di 400 ppm

Infiammabilità, lo standard ISO 817:2014 classifica in 4 categorie

Classe 1-Nessuna propagazione fiamma in aria alla temperatura di 60 °C ed a pressione atmosferica

Classe 2L-Bassa infiammabilità, la sottoclasse 2L comprende tutti i refrigeranti della classe 2 che hanno una velocità di propagazione della fiamma inferiore a 10 cm/s.

Classe 2-Moderatamente infiammabili che presentano un limite di infiammabilità inferiore maggiore di 0,10 kg/m³ alla temperatura di 60 °C ed un calore di combustione inferiore a 19000 kJ/kg.

Classe 3-Altamente infiammabili che presentano un limite di infiammabilità inferiore minore o uguale a 0,10 kg/m³ alla temperatura di 60 °C o un calore di combustione maggiore o uguale a 19000 kJ/kg.

Fig. 15: Tabella dei valori di alcuni tipi di refrigeranti

Differenti fluidi refrigeranti nel ciclo frigorifero

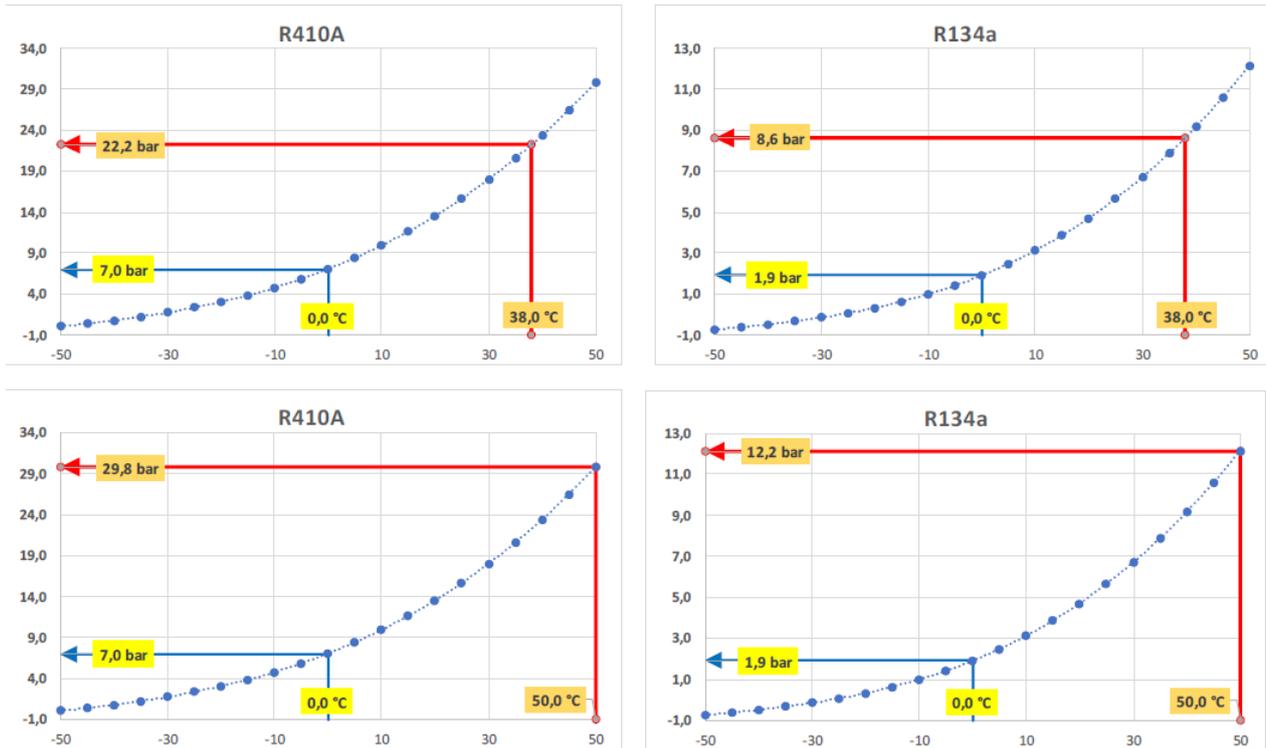


Fig. 16: Temperature e pressioni di differenti fluidi refrigeranti nel ciclo frigorifero

La ricerca di nuovi gas frigogeni è in continua evoluzione: trovare condizioni di lavoro ottimali rende il ciclo più efficiente, inoltre un indice di *GWP* (global warming potential) più basso si contribuirà anche a ridurre la traccia ambientale (per ulteriori approfondimenti si rimanda alla fine dell'intera trattazione).

5.3 FUNZIONAMENTO BIVALENTE DELLA POMPA DI CALORE

A differenza delle pompe di calore geotermiche terra/ acqua in cui l'evaporatore è uno scambiatore a piastre, nelle pompe aria/ acqua esso è uno scambiatore alettato.

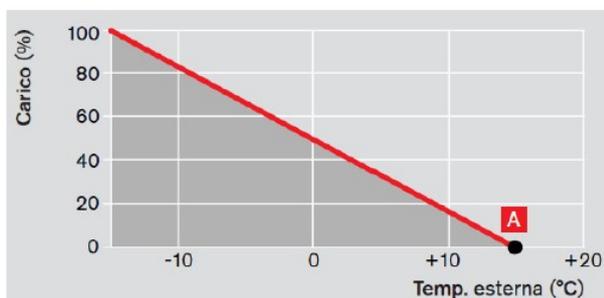
Con temperature dell'aria vicine al punto di evaporazione si può verificare che l'umidità, condensando, ghiacci sulle lamelle dello scambiatore riducendo il passaggio dell'aria e conseguentemente lo scambio termico.

Per ridurre il fenomeno è necessario avere una distanza intralamellare maggiorata, in modo da ridurre il rumore della macchina (dato dal passaggio dell'aria in una sezione ostruita dal ghiaccio) e le fasi di sbrinamento (defrost) .

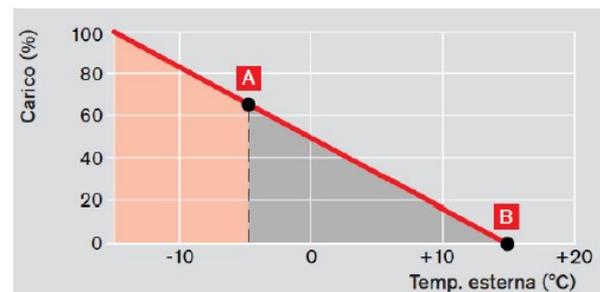
Questo è un arco temporale durante il quale la macchina inverte il ciclo assorbendo energia senza produrre effetto utile.

I casi riportati nei grafici sono, eccetto il primo, tutti di bivalenza, ossia con caldaia e pompa di calore che lavorano alternativamente secondo parametri di temperatura prefissati.

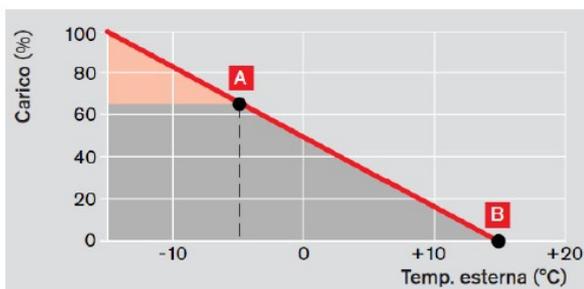
DIFFERENTI TIPOLOGIE DI FUNZIONAMENTO BIVALENTE DELLE PDC



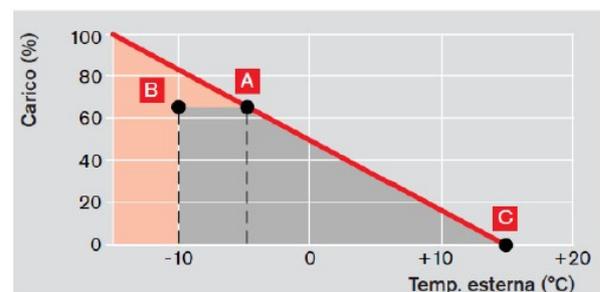
Esercizio monovalente
A - Temperatura limite riscaldamento



Esercizio bivalente alternativo
A - Punto di commutazione, B - temperatura limite riscaldamento



Esercizio bivalente parallelo
A - Punto di bivalenza, B - temperatura limite riscaldamento



Esercizio bivalente parallelo parziale
A - Punto di bivalenza, B - punto di commutazione, C - temp. limite riscaldamento

Fig. 17: Esempi di funzionamento bivalente di PdC e caldaia

Come visto precedentemente, le PdC si differenziano da tipo di sorgenti calda/ fredda e relative temperature, gas frigorifero utilizzato, potenza utile, potenza assorbita, COP, effetto del brinamento (influenza la temperatura minima di esercizio), portata d'aria e dati idraulici (per pompe ad acqua).

Sistemi ibridi invece vengono definiti quando la coppia di generatori termici viene gestita in maniera intelligente da un software in grado di calcolare in tempo reale il range di lavoro delle macchine a seconda delle condizioni climatiche presenti, in modo da ottimizzare il dispendio economico per l'alimentazione della PdC.

Il fatto stesso di possedere una doppia caratteristica tecnica di pompa di calore e caldaia rende i medesimi idonei per applicazioni diversificate in ambito abitativo.

In particolare l'erogabilità del calore ad un livello di temperatura variabile in un campo assai vasto, tipicamente tra 25 e 80°C, consente di alimentare circuiti di distribuzione che esigono temperature elevate e quindi poter far fronte all'inefficienza energetica che affligge la maggioranza del parco edilizio italiano.

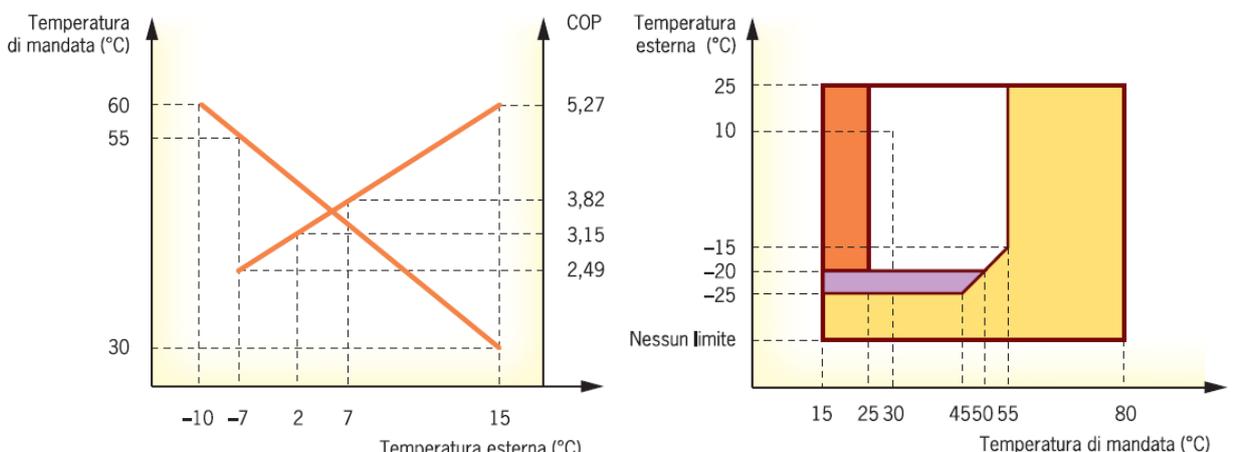
Nel contempo la gestione con curva climatica dell'impianto di riscaldamento consente di ottimizzare l'efficienza di esercizio.

Per gran parte della stagione di riscaldamento si può dunque lavorare a temperature più basse, riducendo dispersioni, sprechi ed accrescendo il rendimento dei generatori di calore.

Come visto precedentemente è evidente come per una pompa di calore vi sia dipendenza tra COP e situazione climatica esterna, con una gestione intelligente è possibile quindi ottimizzare il funzionamento dell'impianto.

Al diminuire della temperatura esterna ed alla conseguente esigenza di temperatura di mandata più elevata, la pompa di calore funzionerà solo in un determinato range di COP, all'esterno del quale invece viene assistita da una caldaia a condensazione passando ad una configurazione ibrida.

Per temperature ancor più basse infine si dovrà vertere su un approccio in cui l'intero carico di calore verrà fornito dalla sola caldaia.



- Operatività della unità esterna possibile se setpoint superiore a 25 °C
Possibile utilizzo della caldaia, chiamata al funzionamento assieme alla pompa di calore
- Campo operatività caldaia
- Operatività della unità esterna possibile ma senza garanzia di capacità

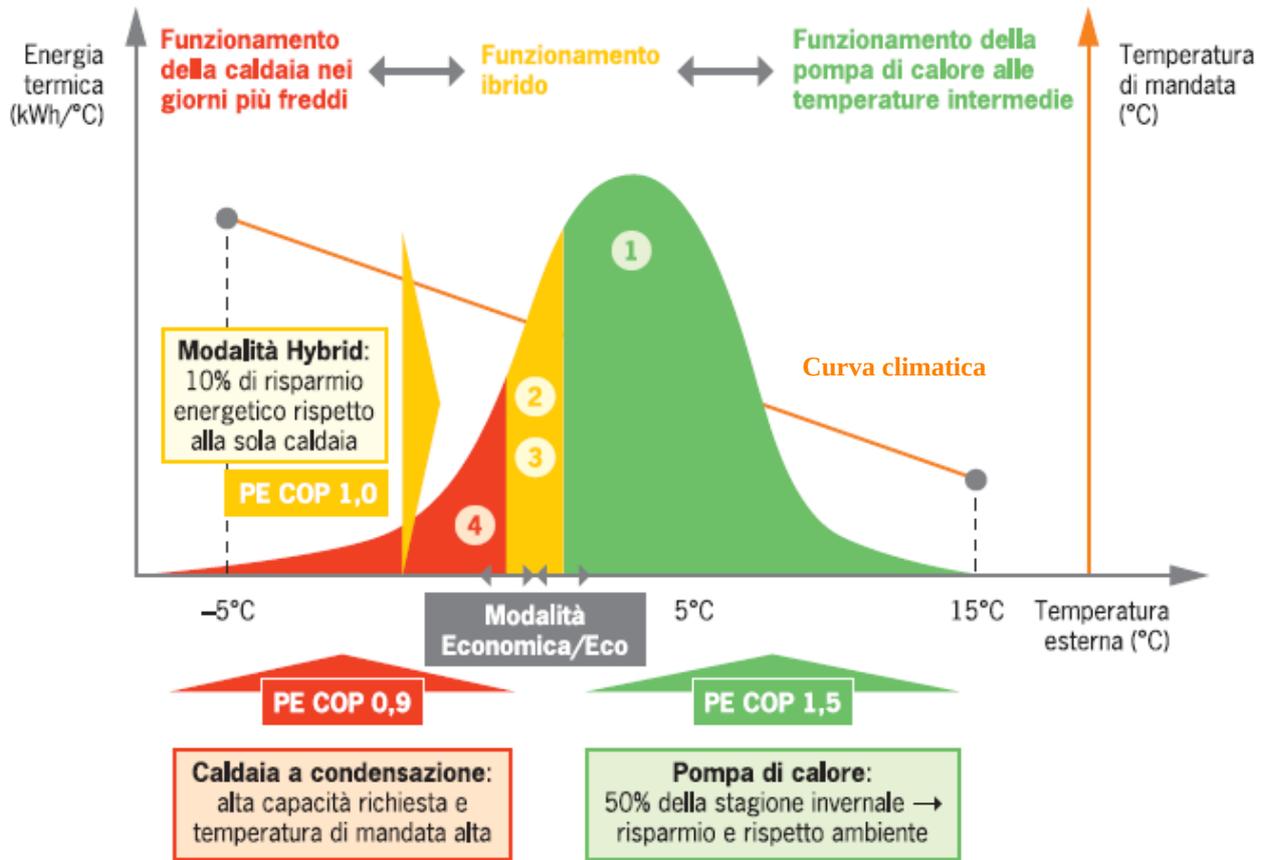


Fig. 18: Tipiche caratteristiche di una pompa di calore e campo operativo del sistema ibrido in funzione della T_{ext} .

1. Solo pompa di calore
2. Modalità ibrida con funzionamento ad intervalli di tempo limitati da parte della caldaia in supporto dalla PdC
3. Modalità ibrida con caldaia attiva e PdC in preriscaldamento
4. Modalità con sola caldaia funzionante

Definita la temperatura di break even, ossia la temperatura ambiente in cui il kWh termico prodotto dalla pompa di calore e la temperatura di mandata richiesta costa quanto il kWh prodotto dalla caldaia, è possibile pilotare il funzionamento dell'impianto termico.

In figura sono raffigurati anche i COP di break even, ossia i COP corrispondenti alla temperatura di break-even.

Nella zona di transizione tra giallo e verde il COP di break even sarà dunque inferiore al COP della PdC, viceversa nella zona di intervento della sola caldaia si avrà il valore minimo di COP di funzionamento della PdC, al di sotto del quale, per l'appunto, non converrà più produrre calore tramite PdC.

Il passaggio tra le diverse modalità operative viene poi definito a seconda delle circostanze da parte dell'operatore/ installatore al fine di ottimizzare i consumi dell'energia primaria.

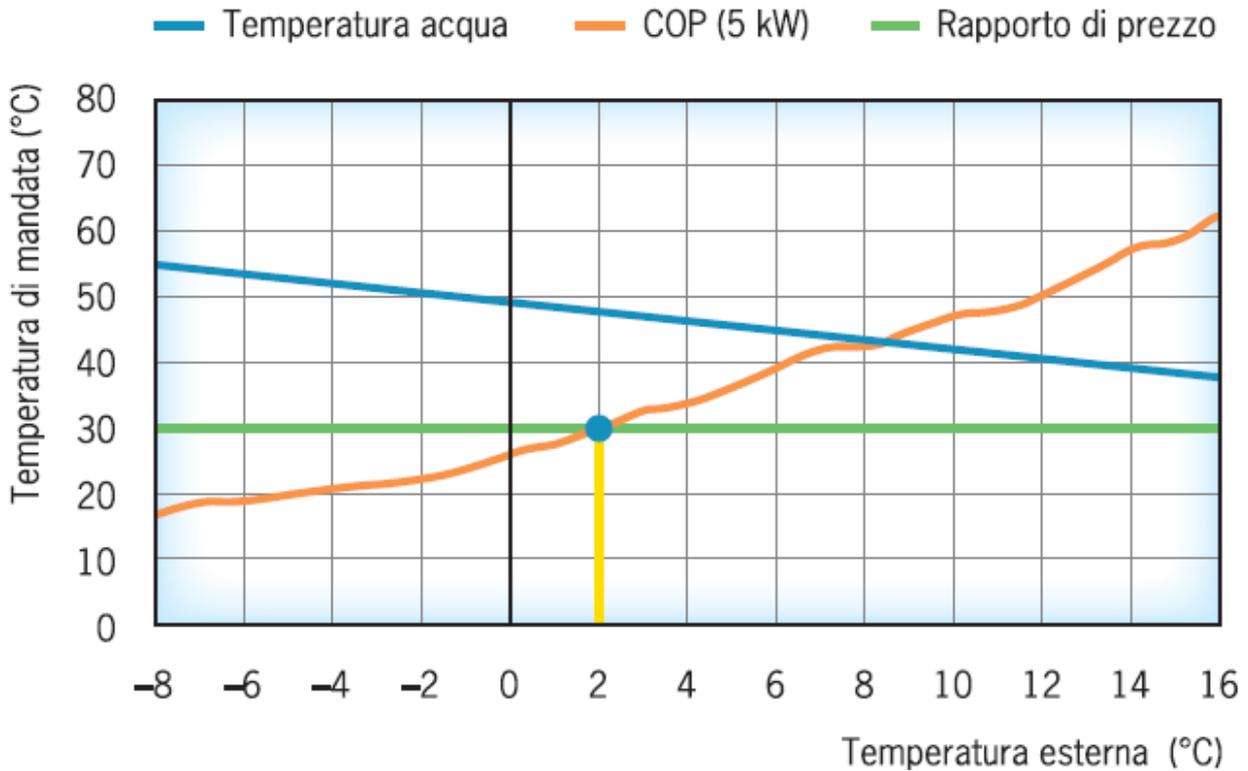


Fig.19: Grafico rendimento – costi – T_{extb} di una PdC

In figura è messa in correlazione la temperatura esterna con quella di mandata e viene evidenziato il punto che genera la temperatura di break even, dato dall'incrocio tra la curva di andamento della temperatura di mandata ed il rapporto tra prezzo dell'energia elettrica e gas.

Basandosi sulle caratteristiche della pompa di calore, il sistema di controllo potrà calcolare in tempo reale sia la temperatura di mandata richiesta sia l'efficienza puntuale della pompa di calore.

Se il sistema è impostato in modalità Eco (economica) quando la pompa di calore raggiungerà il COP di break even verrà fatta intervenire anche la caldaia.

I prezzi dell'energia vengono impostati dall'utilizzatore o dall'installatore, il software provvederà in automatico all'efficientamento dei costi

A titolo esemplificativo può essere considerato un costo di energia elettrica paria a 27 Euro/Kwh di giorno e 24 Euro/Kwh di notte, mentre il prezzo del gas può valere 10 Euro/Kwh.

Con questi parametri il rapporto varierebbe tra 2,7 e 2,4, modificando così, a parità di temperatura di mandata, quella di break even (bisogna anche considerare che quando si installano pompe di calore solitamente nelle abitazioni si mantengono temperature circa fisse così da avere di riflesso temperature di mandata più costanti possibili).

Verrà riportato nel prossimo paragrafo, tratto da una ricerca Edilclima, il case study di una villetta simile all'impianto sviluppato in questo tirocinio.

5.4 CASE STUDY EDILCLIMA

La simulazione, secondo valutazione standard A2 (asset rating) individuata dalla *UNI TS11300 – 1:2014*, prevede una temperatura interna dei locali climatizzati pari a 20°C con fabbisogno in litri giornalieri di acs standardizzati ed impianto termico con funzionamento in continuo per le intere giornate della stagione di riscaldamento.

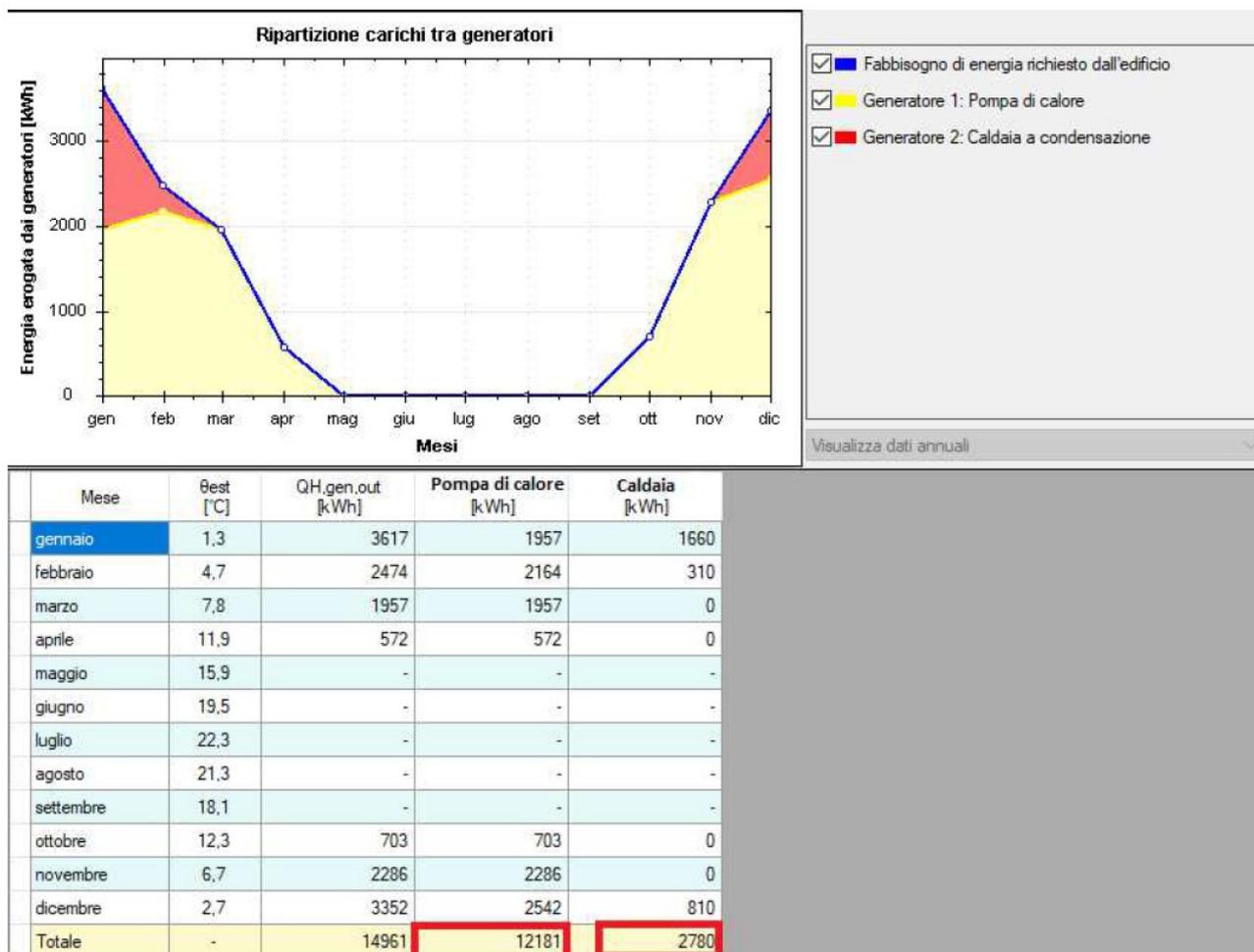


Fig. 20: Analisi unzionamento ibrido PdC e caldaia a condensazione

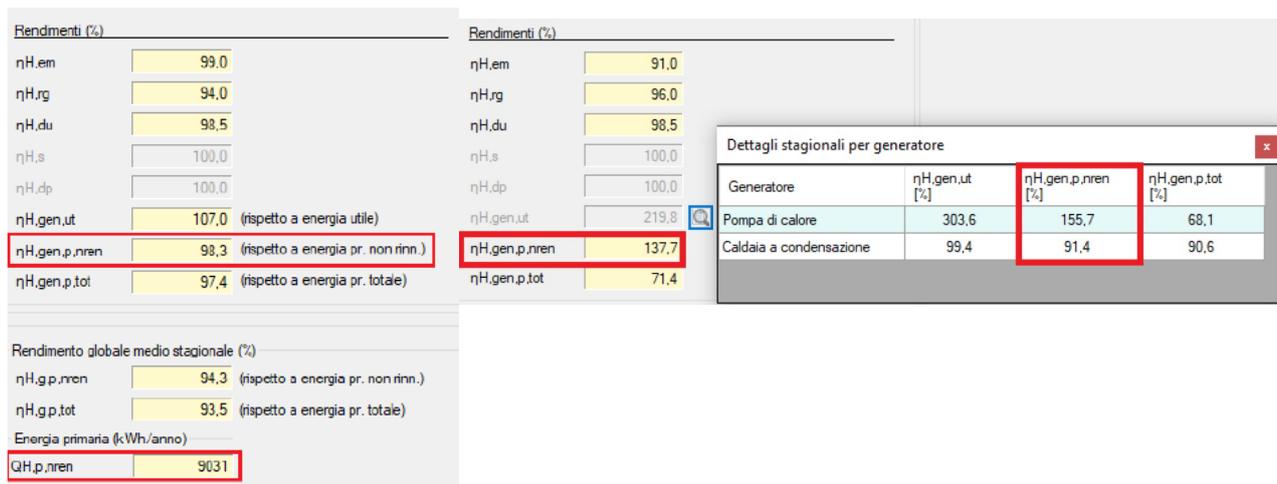


Fig. 21: Tabella rendimenti e potenze di caldaia e pompa di calore

($\eta_{H.gen}$ sono i rendimenti di generazione delle macchine termiche, ossia il rapporto fra la potenza termica "utile" e la potenza termica al focolare: in altre parole, è il rapporto fra il calore che va al fluido termovettore e quello prodotto per combustione.

Per le PdC variano tra circa 150% e 250% con COP stagionali tra 3,0 e 4,8.

Il miglioramento di questi rendimenti si ripercuoterà anche sul rendimento globale medio stagionale (rapporto fra l'energia termica fornita dal sistema nella stagione di riscaldamento ed il relativo fabbisogno di energia primaria).

Come analizzato precedentemente, maggiore è il carico soddisfatto dalla PdC in maniera efficiente, maggiore sarà il risparmio di energia primaria non rinnovabile, con probabile doppio salto di classe.

Si valuteranno ora le casistiche della medesima abitazione considerando, a parità di impianto generatore di calore installato, un isolamento "standard" (classe energetica B) ed un caso più svantaggioso, sia in termini di efficienza d'impianto sia in termini di dispersioni termiche della villa.

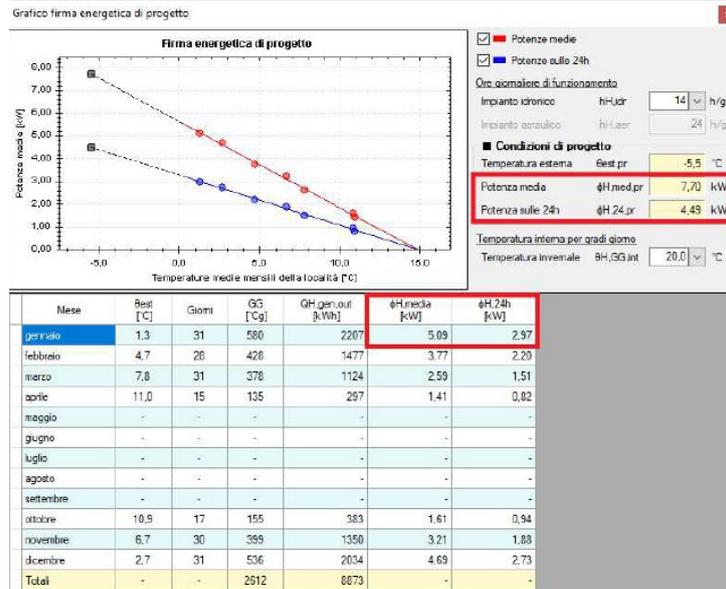
Villetta isolata

Villetta residenziale composta da taverna interrata e piano terra.

- Superficie utile = 114 m²
- Strutture isolate (anno 2010).
- Pannelli radianti a pavimento.
- Regolazione di zona on off con sonda climatica esterna.
- Riscaldamento e acs combinata con caldaia a condensazione.



Sostituzione caldaia con sola pompa di calore (dimensionamento tramite firma energetica):



Prestazioni della pompa di calore

Calcolo semplificato Calcolo analitico

θ_f [°C]	θ_c [°C]			Potenza utile P_u [kW]			
	35	45	55	θ_f [°C]	35	45	55
-7	3,18	2,52	2,22	-7	10,09	9,52	10,08
2	3,91	3,10	2,73	2	10,09	9,87	9,25
7	4,92	3,85	3,39	7	13,60	10,28	12,20
12	5,65	4,48	3,94	12	15,10	14,00	13,55

Coefficienti correttivi della pompa di calore (*)

Calcolo con fattori di correzione clima di riferimento (UNI EN 14825)

Potenza di progetto P_{des} (a -10°C): 9,6 kW

Condizioni di parzializzazione	A	B	C	D
Temperatura di riferimento [°C]	-7	2	7	12
Fattore di carico climatico (PLR) [%]	88	54	35	15
Potenza DC a pieno carico [kW]	11,03	11,00	14,30	16,50
COP a carico parziale	2,84	3,63	4,50	4,80
COP a pieno carico	2,83	3,48	4,70	5,03
Fattore di carico CR [-]	1,00	0,47	0,23	0,09
Fattore correttivo fCOP [-]	1,00	1,04	0,96	0,95

Fig. 22: Tabelle tecniche analisi PdC villetta isolata

Marca/Serie/Modello (*) VISSMANN Sfr/Vitocal 2x-S/Vitocal 200-S.D10 400 V

Prestazioni della pompa di calore

Calcolo semplificato Calcolo analitico

Coefficienti di prestazione (*) COP

Potenza utile P_u [kW]

Coefficienti correttivi della pompa di calore (*)

Calcolo con fattori di correzione clima di riferimento (UNI EN 14825)

Potenza di progetto P_{des} (a -10°C): 9,6 kW

Condizioni di parzializzazione

Temperatura di riferimento [°C]: -7, 2, 7, 12

Fattore di carico climatico (PLR) [%]: 88, 54, 35, 15

Potenza DC a pieno carico [kW]: 11,03, 11,00, 14,30, 16,50

COP a carico parziale: 2,84, 3,63, 4,50, 4,80

COP a pieno carico: 2,83, 3,48, 4,70, 5,03

Fattore di carico CR [-]: 1,00, 0,47, 0,23, 0,09

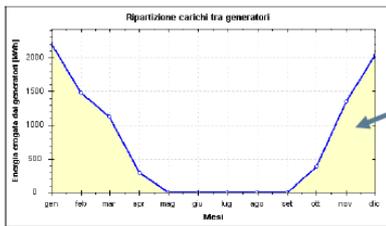
Fattore correttivo fCOP [-]: 1,00, 1,04, 0,96, 0,95

Sceita della pompa di calore (Archivio software Edilclima)

COP e Potenze utili per calcolo analitico secondo UNI TS 11300 - 4

Coefficienti correttivi secondo UNI EN 14825

Questi dati sono **INDISPENSABILI** per poter condurre un buon calcolo



Copertura totale del carico energetico

Mese	Best	Pgm/An
gennaio	1,3	35,0
febbraio	4,7	32,6
marzo	7,8	30,4
aprile	11,0	28,1
maggio	-	-
giugno	-	-
luglio	-	-
agosto	-	-
settembre	-	-
ottobre	10,9	28,5
novembre	6,7	31,6
dicembre	2,7	34,3

Rendimenti (%)

$\eta_{H,em}$	99,0
$\eta_{H,rg}$	94,0
$\eta_{H,du}$	98,5
$\eta_{H,s}$	100,0
$\eta_{H,dp}$	100,0
$\eta_{H,gen,ut}$	438,7 (rispetto a energia utile)
$\eta_{H,gen,p,nren}$	225,0 (rispetto a energia pr. non rinn.)
$\eta_{H,gen,p,tot}$	75,5 (rispetto a energia pr. totale)

Rendimento globale medio stagionale (%)

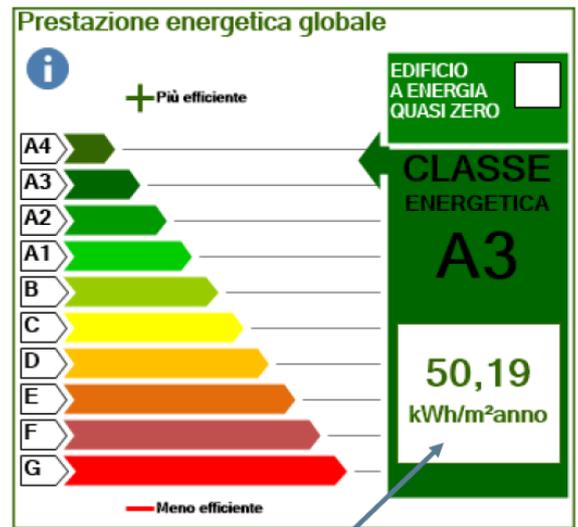
$\eta_{H,g,p,nren}$	216,0 (rispetto a energia pr. non rinn.)
$\eta_{H,g,p,tot}$	72,5 (rispetto a energia pr. totale)

Energia primaria (kWh/anno)

$QH_{p,nren}$	3944
---------------	------

Da 98,3 % a 225,0% = + 228 %

Da 9.031 kWh a 3.944 kWh = - 228 %



Da 109,27 kWh/m²a a 50,19 kWh/m²a = - 217 %

Sostituzione caldaia con pompa di calore e FV (4,5kW)

Rendimenti (%)

$\eta_{H,em}$	99,0
$\eta_{H,rg}$	94,0
$\eta_{H,du}$	98,5
$\eta_{H,s}$	100,0
$\eta_{H,dp}$	100,0
$\eta_{H,gen,ut}$	438,7 (rispetto a energia utile)
$\eta_{H,gen,p,nren}$	225,0 (rispetto a energia pr. non rinn.)
$\eta_{H,gen,p,tot}$	75,5 (rispetto a energia pr. totale)

Rendimento globale medio stagionale (%)

$\eta_{H,g,p,nren}$	471,0 (rispetto a energia pr. non rinn.)
$\eta_{H,g,p,tot}$	83,6 (rispetto a energia pr. totale)

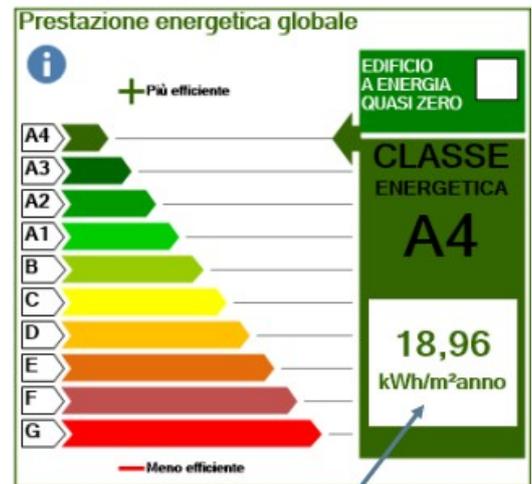
Energia primaria (kWh/anno)

$QH_{p,nren}$	1809
---------------	------

Stesso rendimento per la pdc

Da 216 % a 471 % grazie alla compensazione del FV: + 218%

Da 3.944 kWh a 1.809 kWh: - 218 %



50,19 kWh/m²a a 18,96 kWh/m²a: -264%

Fig. 23: Valutazione economica della soluzione impiantistica utilizzata per villetta isolata (FV considerato come ultima aggiunta per aumentare l'autoconsumo di energia elettrica)

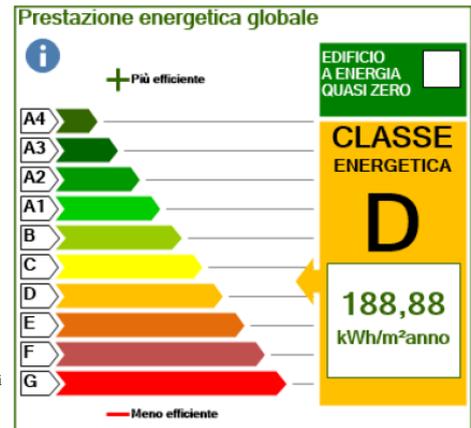
Villetta mediamente isolata (involucro anni 2000)

- Villetta residenziale composta da taverna interrata e piano terra.
- Superficie utile = 114 m².
- Strutture mediamente isolata (anni 2000).
- Impianto a radiatori.
- Regolazione di zona on off con sonda climatica esterna.
- Riscaldamento e acs combinata con caldaia a tradizionale.

Mese	θ _{est}	θ _{gn.flw}
gennaio	1,3	52,9
febbraio	4,7	48,5
marzo	7,8	44,3
aprile	11,0	39,7
maggio	-	-
giugno	-	-
luglio	-	-
agosto	-	-
settembre	-	-
ottobre	10,9	40,3
novembre	6,7	46,5
dicembre	2,7	51,6

Rendimenti (%)	
nH _{gen}	91,0
nH _{trp}	96,0
nH _{du}	98,5
nH _{ts}	100,0
nH _{clp}	100,0
nH _{gen.ut}	86,6 (rispetto a energia utile)
nH _{gen.p.rren}	82,4 (rispetto a energia pr. non rren.)
nH _{gen.p.tot}	82,4 (rispetto a energia pr. totale)
Rendimento globale medio stagionale (%)	
nH _{g.p.rren}	73,1 (rispetto a energia pr. non rren.)
nH _{g.p.tot}	73,1 (rispetto a energia pr. totale)
Energia primaria (kWh/anno)	
QH _{p.rren}	18146

Con più dispersioni si ridurrà anche il rendimento di generazione



Sostituzione caldaia con sistema ibrido

Dimensionamento tramite Firma energetica:

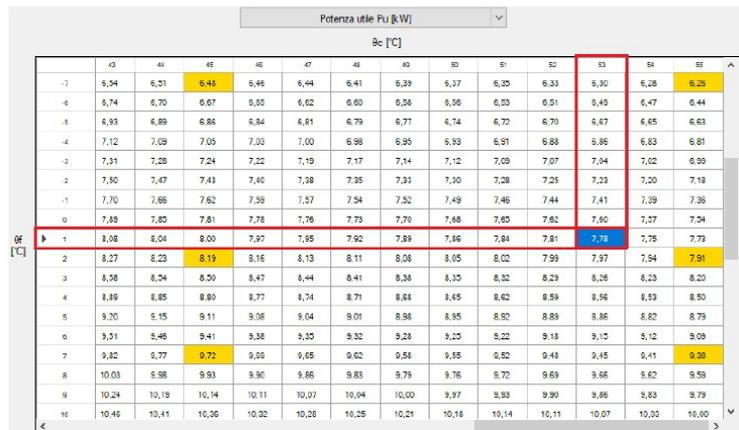
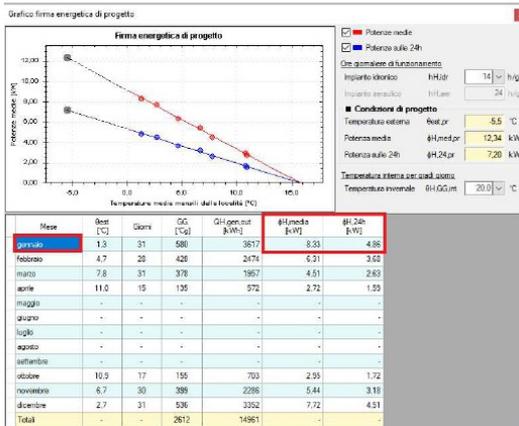


Fig. 24: Tabelle tecniche analisi PdC villetta mediamente isolata

In un sistema ibrido (non bivalente) la centrale termica è composta da generatori multipli.

La pompa di calore sarà il generatore prioritario mentre la caldaia a condensazione il secondario.

Il funzionamento deve essere contemporaneo con l'intervento della caldaia al di sotto di una certa temperatura esterna, al di sopra di una certa temperatura di mandata o quando la potenza richiesta dall'impianto è maggiore a quella fornita dalla PdC.

Pompa di calore

Marca/Serie/Modello (*)

Prestazioni della pompa di calore

Calcolo semplificato Calcolo analitico

Coefficienti di prestazione (*) COP Potenza utile Pu [kW]

θf [°C]	θc [°C]			θf [°C]	θc [°C]		
	35	45	55		35	45	55
-7	2,90	2,22	1,91	-7	6,80	6,48	6,26
2	3,45	2,96	2,35	2	8,60	8,19	7,91
7	4,88	3,93	3,03	7	10,20	9,72	9,38
12	5,28	4,28	3,38	12	11,31	10,78	10,41

Coefficienti correttivi della pompa di calore (*)

Calcolo con fattori di correzione clima di riferimento (UNI EN 14825)

Potenza di progetto Pdes (a -10°C) kW

Condizioni di parzializzazione	A	B	C	D
Temperatura di riferimento [°C]	-7	2	7	12
Fattore di carico climatico (PLR) [%]	88	54	35	15
Potenza DC a pieno carico [kW]	6,80	8,60	10,20	11,31
COP a carico parziale	2,80	3,30	4,50	4,45
COP a pieno carico	2,90	3,45	4,88	5,28
Fattore di carico CR [-]	1,00	0,41	0,23	0,09
Fattore correttivo fCOP [-]	1,00	0,96	0,92	0,84

Fig. 25 e 26:
Tabelle tecniche
PdC e caldaia a
condensazione

Caldaia a condensazione

Caratteristiche

Marca/serie/modello (*) (*) = Dati da archivio

Potenza nominale al focolare (*) Φ_{cn} kW

Perdite camino bruciatore acceso (*) P' ch,on %

Perdite camino bruciatore spento (*) P' ch,off %

Perdite al mantello (*) P' gn,env %

Materiale del generatore Circolazione permanente di acqua in caldaia

Rendimento utile - 100% (*) $\eta_{gn,Pn}$ %

Rendimento utile - 30% (*) $\eta_{gn,Pint}$ %

Temperatura media dell'acqua °C (in condizioni di prova)

ΔT temperatura di ritorno/fumi $\Delta\theta_{w,fl}$ °C

Tenore di ossigeno dei fumi $O_{2,fl,dry}$ %

Installazione

Ambiente Temperatura °C

Fattore di riduzione delle perdite $k_{gn,env}$ Valori mensili

Vettore energetico

Tipo (*)

Potere calorifico inferiore H_i kWh/Nm³

Fattore di emissione CO₂ kgCO₂/kWh

Fattori di conversione in energia primaria

$f_{p,nren}$ (non rinnovabile)

$f_{p,ren}$ (rinnovabile)

$f_{p,tot}$

Fabbisogni elettrici

Tipo di bruciatore

Potenza elettrica bruciatore (*) W_{br} W

Potenza elettrica pompe circolazione W_{af} W

Fattore di recupero K_{br}

Fattore di recupero K_{af}

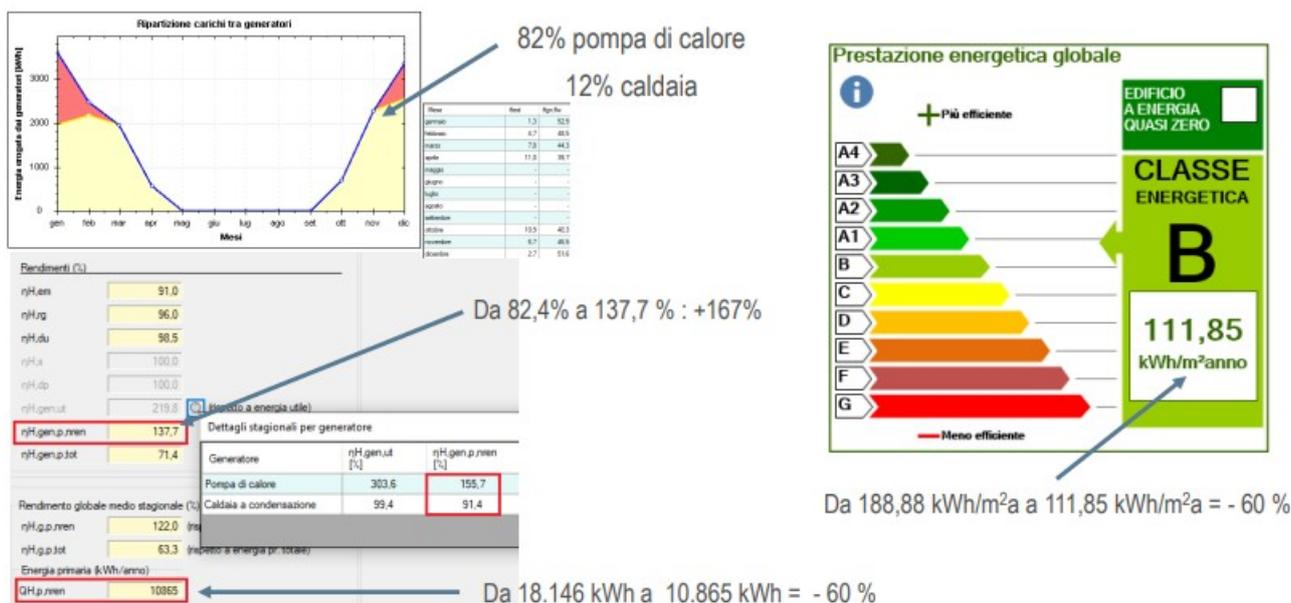


Fig. 27: Analisi energetica della soluzione impiantistica utilizzata per villetta mediamente isolata

Il sistema sola pompa di calore, lavorando a temperature di mandata più basse al fine di avere un COP più ottimale possibile, non sempre può risultare un investimento vantaggioso.

Infatti con grandi dispersioni di calore si rischia di avere un consumo energetico maggiore per alimentare la PdC che a sua volta sarebbe afflitta da un COP svantaggioso, causa le necessarie temperature di mandata elevate.

È dunque bene svolgere un corretto dimensionamento e conto termico prima di procedere all'installazione di queste macchine, in modo da avere anche un funzionamento di queste utile nel range ottimale di efficienza.

Inoltre, con edifici meglio isolati, la PdC potrà operare continuamente a temperature più basse, evitando picchi elevati di funzionamento.

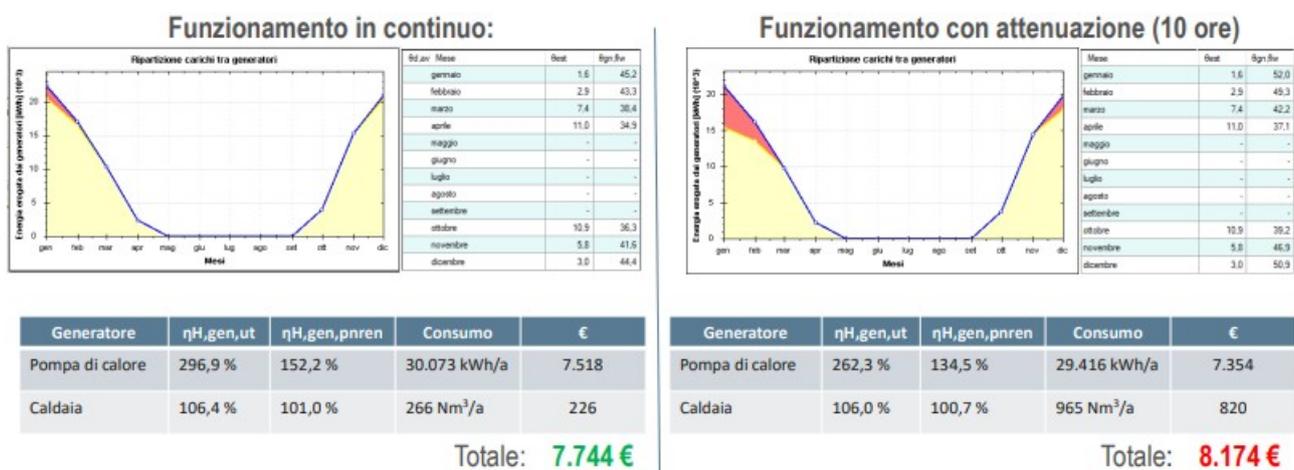


Fig. 28: Analisi economica di due differenti approcci di funzionamento dell'impianto: continuo o con attenuazione

Per valutare al meglio gli effetti della conduzione dell'impianto termico, è stata eseguita una simulazione dinamica oraria dell'edificio secondo *UNI EN ISO 52016*.

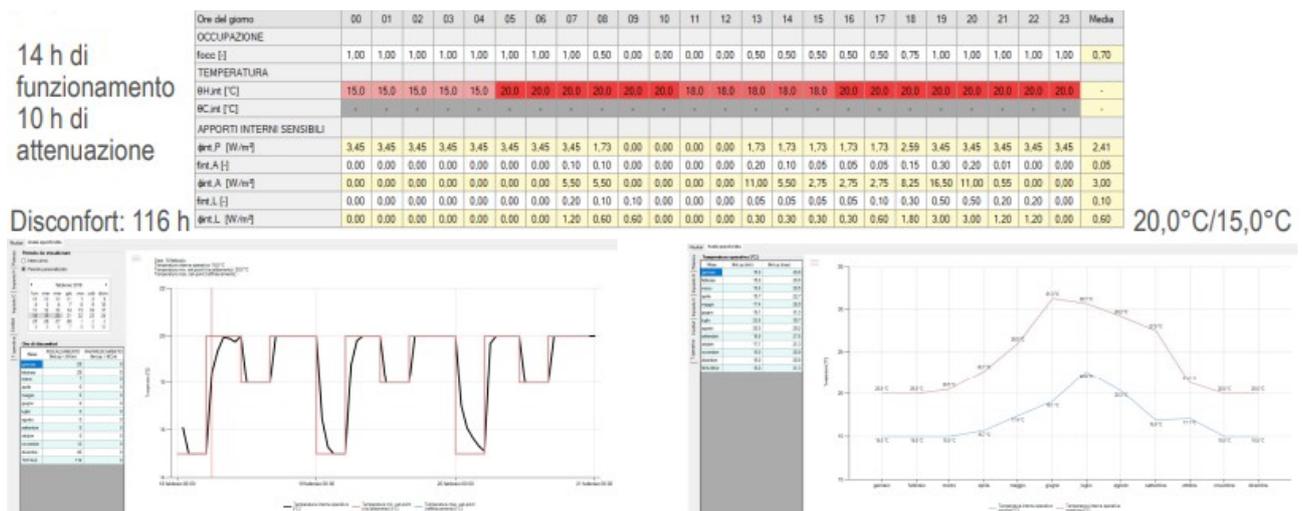


Fig. 29: Simulazione dinamica dell'impianto termico con funzionamento continuo di 14h

Il funzionamento in continuo rappresenta una domanda energetica più alta rispetto ad un funzionamento attenuato.

Le minori temperature di funzionamento, si ribadisce, richiedono però potenze inferiori e consentono alle pompe di calore di lavorare in maniera decisamente più efficiente.

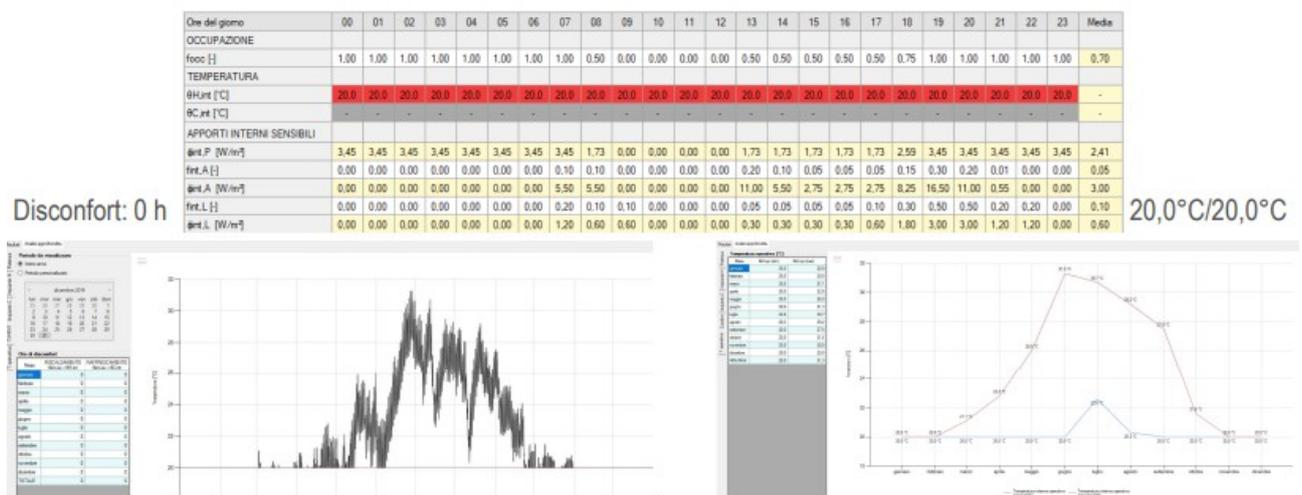


Fig. 30: Simulazione dinamica dell'impianto termico con funzionamento continuo

Come si evince dai grafici, per edifici isolati, con impianti termici a bassa temperatura, ci sono ottime possibilità che la pompa di calore renda molto di più rispetto ad un caldaia e consegua il doppio salto di classe energetica.

Con un'efficienza stagionale doppia matematicamente si dimezzeranno i fabbisogni di energia primaria dei servizi.

Per impianti in edifici non isolati, e dunque con temperature di esercizio elevate, il beneficio introdotto da una pompa di calore, o di un sistema ibrido, sarebbe troppo limitato con un funzionamento poco efficiente.

Nasce così l'esigenza di ripiegare su sistemi ibridi che consentono il funzionamento in PdC con temperature esterne e di mandata basse per poi passare al funzionamento in caldaia quando il generatore primario non sarà in grado di soddisfare tutto il carico e/o per condizioni di lavoro più gravose.

Occorrerebbe dunque procedere con ulteriori interventi migliorativi quali

- Isolamento del sottotetto o della copertura
- Isolamento di pavimenti verso locali non riscaldati
- Sostituzione dei serramenti
- Realizzazione di un cappotto esterno
-

Combustibile	Prezzo unitario	P.C.I.	Rendimento %	Valore energetico kWh/€	Confronto %
Gas metano	0,9 €/Sm3	10 kWh/Sm3	94	0,0957	100%
G.P.L.	2,6 €/kg	12,8 kWh/kg	93	0,2184	228%
Gasolio	1,2 €/l	9,8 kWh/l	92	0,1331	139%
Pompa calore ad aria	0,22 €/kWhe	3,8 kWh/kWhe	100	0,0579	60%
Pompa calore geotermica	0,22 €/kWhe	4,8 kWh/kWhe	100	0,0458	48%
Pompa calore acqua	0,22 €/kWhe	4,2 kWh/kWhe	100	0,0550	57%

Tab. 2: Confronto dei costi desercizio di differenti generatori termici

Un corretto grado di isolamento durante la fase di installazione sicuramente è un tema a cui prestare attenzione.

Gli accumuli, trattati in seguito, sono già provvisti di un sostanzioso livello di coibentazione, si può dunque spostare l'attenzione sui collegamenti, ossia le tubazioni.

L'isolamento delle tubazioni è obbligatorio ai sensi del *d.p.r. 412/93* e serve per:

- Ridurre le dispersioni termiche nella rete di distribuzione
- Evitare formazione di condensa sulle tubazioni
- Proteggere dal gelo le tubazioni di distribuzione
- Proteggere le tubazioni da contatti accidentali (soprattutto per tubazioni di distribuzione di vapore o acqua surriscaldata)

Determinazione dell'energia persa per dispersione attraverso la tubazione di distribuzione:

1. Gli scambi termici di un tubo con l'ambiente esterno si calcolano con la formula:

$$Q = \frac{\pi \cdot (t_2 - t_1)}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot d_1} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_1} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_2}}$$

2. Gli scambi termici di un tubo rivestito con uno strato uniforme omogeneo di materiale isolante si possono così determinare:

$$Q = \frac{\pi \cdot (t_2 - t_1)}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot d_1} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_1} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_2} \cdot \ln \frac{d_3}{d_2} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_3}}$$

3. In entrambi i casi la temperatura superficiale esterna si calcola con l'equazione:

$$t_s = \frac{Q}{\pi \cdot d_e \cdot \alpha_2} + t_2$$

Dove:

Coefficiente	Descrizione	Unità di Misura
Q	Dispersione calorica oraria di un tubo lungo 1 metro	kcal/(h·m ² ·°C)
α_1	Adduttanza unitaria della superficie superficiale interna	kcal/(h·m ² ·°C)
α_2	Adduttanza unitaria della superficie superficiale esterna	kcal/(h·m ² ·°C)
λ_1	Conduttività del materiale costituente il tubo	kcal/(h·m ² ·°C)
λ_2	Conduttività del materiale isolante	kcal/(h·m ² ·°C)
t_1	Temperatura del fluido interno	°C
t_2	Temperatura del fluido esterno	°C
t_3	Temperatura della superficie esterna	°C
d_1	Diametro interno del tubo	m
d_2	Diametro esterno del tubo	m
d_3	Diametro esterno del tubo isolato	m
d_e	Diametro dello strato superficiale esterno $d_e = d_2$ per tubo nudo $d_e = d_3$ per tubo isolato	m
ln	Logaritmo naturale	/

Tab. 3: Indice coefficienti formule calcolo dispersioni termiche

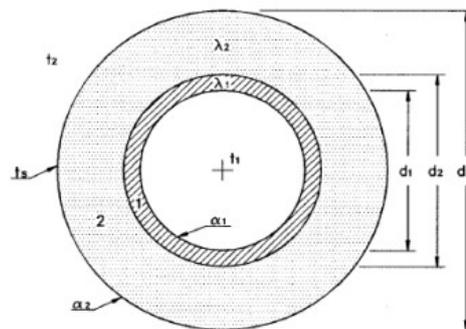


Fig. 31: Diametri e coefficienti di riferimento sulla sezione del tubo

Nelle formule precedenti sono presenti coefficienti di adduttanza che dipendono da complessi fenomeni di convezione e di irraggiamento ed assumono valori determinabili tramite formule, tabelle o grafici tridimensionali (pratica da riservarsi prevalentemente ai calcolatori):

- Coefficiente di adduttanza interna dipende dagli scambi termici di natura convettiva che si realizzano fra il fluido e la parete interna del tubo e varia in relazione al tipo di moto del fluido.

- Coefficiente di adduttanza esterna dipende da scambi termici dovuti all'irraggiamento e alla convezione.

Dato che questi fenomeni di trasmissione del calore sono in pratica indipendenti fra loro, l'adduttanza risulta calcolabile mediante la somma dei coefficienti di adduzione unitaria che tengono conto separatamente sia dell'irraggiamento, sia della convezione.

Secondo la normativa *D.P.R. 412/93*, appendice B: "isolamento delle reti di distribuzione", le tubazioni delle reti di distribuzione di fluidi caldi in fase liquida o vapore devono essere coibentate con materiale isolante il cui spessore minimo è fissato dalla seguente tabella, in funzione del diametro della tubazione e conduttività del materiale isolante.

cond. term. $W/m \text{ } ^\circ C$	diametro esterno tubazione (mm)					
	<20	da 20 a 39	da 40 a 59	da 60 a 79	da 80 a 99	>100
0.030	13	19	26	33	37	40
0.032	14	21	29	36	40	44
0.034	15	23	31	39	44	48
0.036	17	25	34	43	47	52
0.038	18	28	37	46	51	56
0.040	20	30	40	50	55	60
0.042	22	32	43	54	59	64
0.044	24	35	46	58	63	69
0.046	26	38	50	62	68	74
0.048	28	41	54	66	72	79
0.050	30	44	58	71	77	84

Ulteriori valori minimi sono ricavati per interpolazione lineare dei dati espressi in tabella.

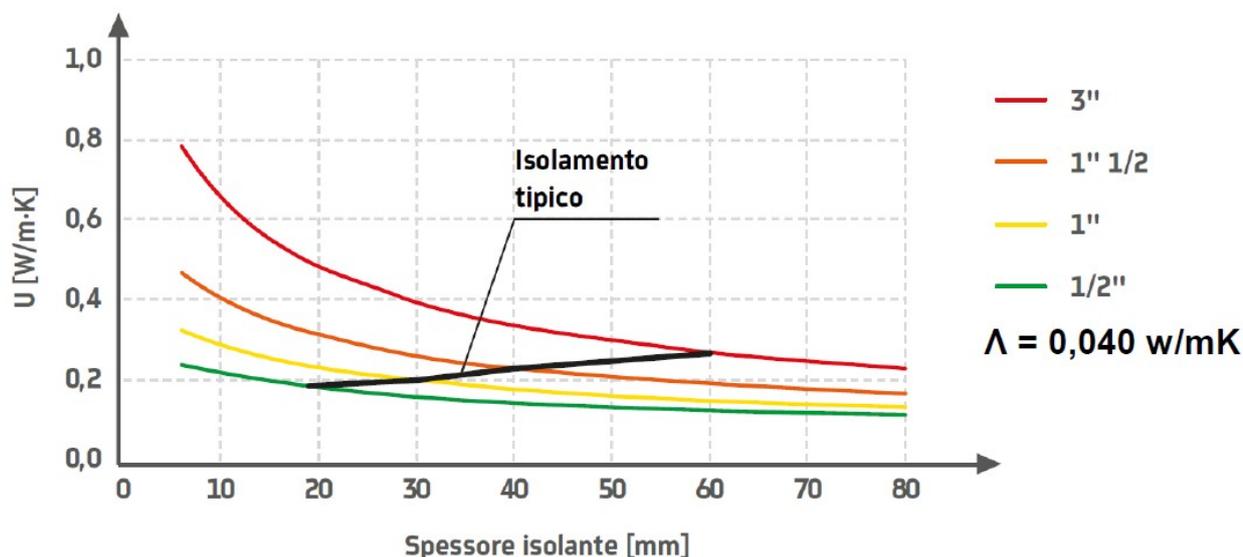


Fig. 32: Correlazione tra isolamento e spessore dell'isolante

Aumentando gli spessori, le trasmittanze lineiche (quindi le dispersioni) non si riducono oltre un certo limite.

Ai fini del risparmio energetico l'apposita legge 373/76 stabilisce delle prescrizioni sulla progettazione, realizzazione e gestione degli impianti di riscaldamento di edifici pubblici o privati e precisa che questi devono rispettare determinati parametri di isolamento (livello minimo).

Le dilatazioni termiche, negli impianti con reti di distribuzione a sviluppo limitato, sono in genere assorbite dalla elasticità “naturale” delle reti stesse.

Tale elasticità dipende soprattutto dal numero e dal tipo di curve inserite nella rete poiché, infatti, si deformano facilmente e possono così assorbire in modo “naturale” l’allungamento e l’accorciamento dei tubi (diametri piccoli ed elevati raggi di curvatura privilegeranno questa caratteristica).

Al contrario, negli impianti a grande sviluppo, l’elasticità propria delle reti non è in genere sufficiente a garantire l’assorbimento delle dilatazioni termiche.

In questi casi si deve provvedere alla messa in opera di appositi compensatori che possono essere di tipo naturale o artificiale (compensatori a U, L, Z..., telescopici, a tubo flessibile etc.).

Nella seguente trattazione non si sono considerati in quanto si è trattato di reti a sviluppo limitato.

6. PROGETTO DELL'IMPIANTO CON POMPA DI CALORE

Avendo sfruttato software interni all'azienda, si è voluto riportare i caratteri generali del dimensionamento dell'impianto con approfondimenti sui componenti principali, mantenendo una trattazione teorica che possa validare le scelte realizzative e progettuali dell'impianto studiato, senza dunque analizzare troppo nel dettaglio i calcoli effettuati (anche nel rispetto del segreto aziendale).

Si affronteranno nel seguente capitolo i principali elementi che si possono trovare in un impianto idraulico, valutandone gli aspetti progettuali e le rispettive necessità di installazione.

Tutti gli impianti trattati, sia per abitazioni private sia per applicativi più industriali, presentano schemi e caratteristiche molto simili, andando a differenziarsi solo per alcune sfumature (dimensioni degli accumuli, tipologia di batterie o normative riguardanti l'utilizzo di determinati fluidi frigogeni).

Nella maggior parte dei casi però la parte d'impianto progettata si restringerà ad un centro di produzione/ accumulo dell'acqua calda sanitaria, detto locale tecnico, ed una tratta di tubazioni che collegheranno la stanza alla macchina esterna.

Per alcuni applicativi industriali volti alla sola climatizzazione potranno non essere presenti i sistemi d'accumulo, mentre, nella maggior parte degli impianti per appartamenti privati, si disporranno due puffer, uno inerziale tecnico e l'altro per acqua calda sanitaria, che svolgeranno le funzioni di riscaldamento degli ambienti e produzione di acqua calda sanitaria.

L'energia prodotta dalla pompa di calore verrà trasferita sotto forma di calore, tramite il relativo fluido frigogeno (tendenzialmente R410a), all'accumulo di acqua tecnica o sanitaria (a seconda delle impostazioni di funzionamento della macchina: priorità di riscaldamento, temperature di mandata, ciclo di isteresi etc.).

Lo schema d'impianto avrà poi delle variazioni a seconda della presenza o meno di combinazioni della PdC con caldaie a condensazione (sistemi ibridi), split, sonde di misura etc.

6.1 MATERIALI E COMPONENTI D'IMPIANTO

I materiali utilizzati sono l'ottone, per quanto riguarda la parte di circuito dedicato alle utenze, la ghisa zincata, per le zone a contatto con il fluido tecnico destinato al funzionamento del ciclo d'impianto, e l'acciaio carbonio.

Questi ultimi due non sono antiossidanti ma la loro corrosione è relativamente ridotta in quanto gli accumuli sono già dotati di appositi sistemi di prevenzione contro la corrosione galvanica.

Ovviamente sono preferibili a materiali più pregiati in quanto sulla parte di circuito tecnico provvedono a ridurre notevolmente i costi senza andare ad impattare sulla qualità del fluido che vi scorre.

È bene comunque prevedere, specialmente nei progetti inerenti ad abitazioni nuove, l'installazione di apparecchi detti addolcitori che regolino la durezza dell'acqua in ingresso all'impianto, ossia la quantità di sali incrostanti solitamente disciolti in essa che potrebbero formare strozzature nelle tubazioni, incrostazioni sugli scambiatori e causare addirittura surriscaldamento e rottura dell'impianto.

La presenza di questi apparecchi è obbligatoria su impianti aventi potenza termica superiore a 100 kW e durezza totale superiore ai 15°f.

A valle del sistema addolcente la durezza in uscita deve essere sempre compresa tra 5°f e 15°f.

Il valore di durezza è espresso in mole al metro cubo o in gradi di durezza (in Italia solitamente si usano i gradi francesi °f).

Si ricorda che per impianti di nuova installazione, come nel nostro caso, è obbligatorio come da normativa UNI.

Tab. 4: Durezza dell'acqua in gradi francesi (°f)

Definizione	°f	mole/m ³
acqua molto dolce	0 ÷ 8	0 ÷ 0,8
acqua dolce	8 ÷ 15	0,8 ÷ 1,5
acqua poco dura	15 ÷ 20	1,5 ÷ 2,0
acqua mediamente dura	20 ÷ 32	2,0 ÷ 3,2
acqua dura	32 ÷ 50	3,2 ÷ 5,0
acqua molto dura	> 50	> 5,0

Oltre a questi si possono trovare altri tipi di impurità quali sabbia, ferro (molto importante per i fenomeni di corrosione), cloro (utilizzato per disinfettare l'acqua negli acquedotti) o microrganismi (batteri, funghi, alghe...).

Si utilizzano dunque dosatori di sali, filtri, deferrizzatori, defangatori, decloratori ed **addolcitori**.

Una piccola nota sul funzionamento di questi ultimi è necessaria in quanto, tramite resine apposite, essi "trasformano" i sali incrostanti in solubili nell'acqua sostituendo agli ioni d'acqua d'impianto ioni di sali solubili, quali per esempio gli ioni di sodio.

Questo processo può però causare la formazione di acqua chimicamente più aggressiva poiché le resine cedono a loro volta gli ioni dei sali incrostanti ed accumulano ioni di sali solubili.

È bene pertanto integrare questo trattamento con sali stabilizzatori o sistemi di dosaggio e condizionamento chimico protettivo antincrostante e/o anticorrosivo (per tutte le norme sul trattamento dell'acqua si fa riferimento alle normative *DLGS 26/06/2015*, *UNI 8065/2019*, *UNI 9182*).

E' possibile, ma non necessario, utilizzare specifici prodotti chimici sul circuito tecnico per preservarne l'integrità nel tempo.

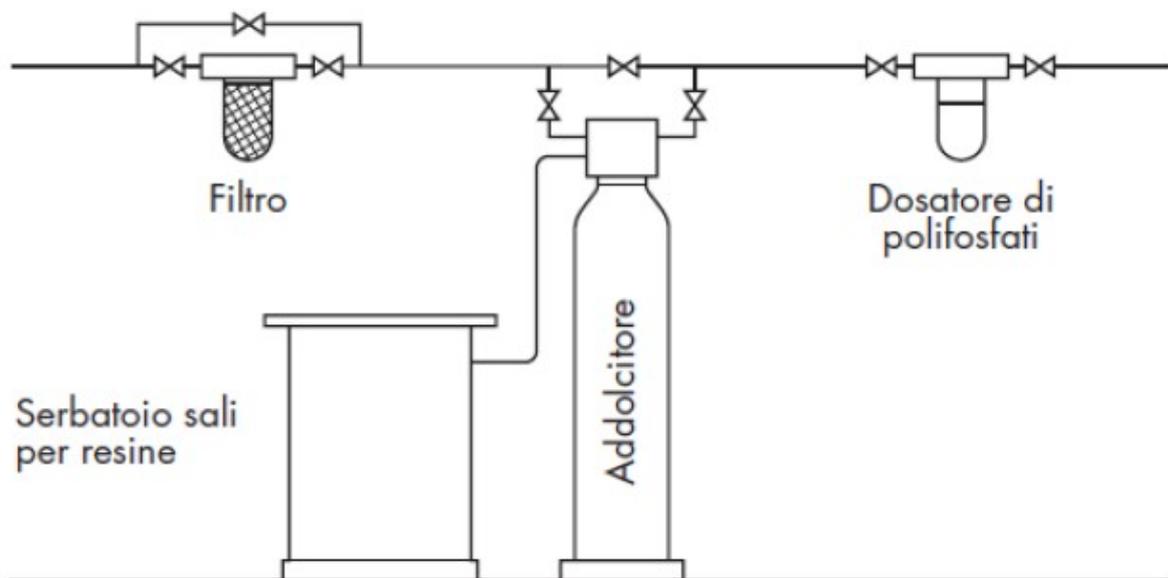


Fig. 33: Schema di installazione dei componenti per il trattamento dell'acqua

In fase di manutenzione vengono poi eseguiti controlli sull'efficienza energetica dell'impianto e verifica del funzionamento di tutte le apparecchiature per il trattamento dell'acqua.

Oltre a questa disposizione è necessario prevedere le seguenti installazioni:

- **Riduttori di pressione** per ridurre la pressione disponibile ad un valore predefinito e costante.
Questi dispositivi hanno al loro interno una membrana che, quando sollevata dalla pressione del liquido fluente, parzializza il canale stelo – otturatore, incrementando la resistenza al passaggio del fluido e riducendo la pressione a valle

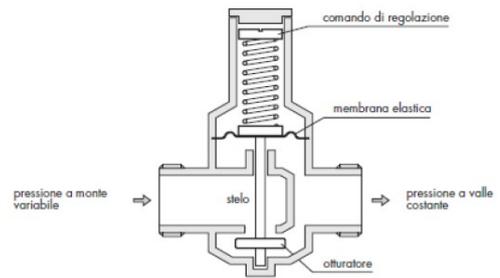


Fig. 34: Riduttore di pressione

- **Valvole di ritegno**, affinché si garantisca la circolazione del fluido in un unico senso.
Utili per impedire la miscelazione dei fluidi e la comparsa di correnti parassite tra gli accumuli di acqua calda sanitaria e tecnica, dovute alle eventuali differenze di temperature nelle aree d'impianto.
Funzionano meccanicamente tramite la movimentazione di un corpo al loro interno che, tramite il peso del medesimo o la presenza di una molla, determina l'apertura o la chiusura della sezione di passaggio
- **Regolatori di portata**, per mantenere costante la quantità di fluido che passa attraverso le derivazioni in cui essi sono posti
- **Flussostati e pressostati** che, rispettivamente, rilevano e controllano la circolazione o meno dell'acqua e la pressione di quest'ultima entro determinati valori prefissati, così da poter disattivare preventivamente le pompe d'impianto onde evitarne il danneggiamento o la rottura.
- Le **valvole di sicurezza** sono necessarie in ogni impianto.
Esse provvedono a scaricare direttamente in atmosfera il fluido quando la sua pressione supera un valore predefinito.
Sono essenzialmente costituite da un otturatore a disco, normalmente chiuso sotto l'azione di una molla o di un peso, che si apre ed attiva lo scarico per effetto della pressione quanto è sottoposto ad una spinta superiore a quella di taratura della molla o del peso di contrasto.
È necessario dunque che il loro scarico sia a vista, in modo da garantire il corretto controllo d'impianto.
- I **vasi di espansione** sono semplici contenitori suddivisi da una membrana atossica che li suddivide in due parti: una riservata all'acqua dell'impianto e l'altra ad un gas (tendenzialmente azoto) il cui compito è quello di assorbire le variazioni di volume dell'acqua date dagli innalzamenti o meno delle temperature di esercizio dei fluidi.
La pressione di precarica del gas deve essere uguale a quella di esercizio dell'impianto.

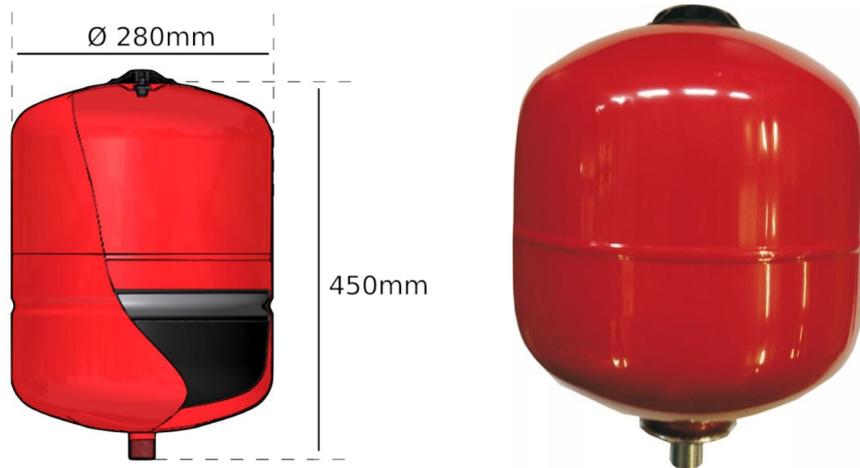


Fig. 35: Esempio di un vaso d'espansione

La scelta di questi vasi si basa su un loro corretto dimensionamento.

Ipotizzando una trasformazione isoterma del gas contenuto all'interno del recipiente, il volume d'acqua stimato è proporzionale alla potenza dell'impianto:

$$V_{H_2O} = 15 \text{ l / kW}$$

Assumendo come valore di riferimento la variazione di temperatura

$$\Delta t = (80 - 10)K$$

Si può determinare la variazione di volume E:

$$E = V_{H_2O} \cdot e \text{ [m}^3\text{]}$$

In cui e è il coefficiente di dilatazione termica dell'acqua (circa 0,03).

$$e = [v(t_{max}) - v(t_{min})]/v(t_{min})$$

dove v è il volume specifico e le temperature sono rispettivamente di 80°C e 10°C.

$$\begin{aligned} E &= V - V_f \\ &= V (1 - V_f/V) \end{aligned}$$

per una trasformazione isoterma si ha $PV = costante$

$$\begin{aligned} P_f V_f &= P_i V_i \\ V_f/V_i &= P_i/P_f \\ &= V_i(1 - P_i/P_f) \end{aligned}$$

Da cui si deriva il volume del vaso di espansione

$$V=V_i= E7 (1 - P_f/P_i)$$

Da normativa si pone una pressione finale pari a 4 bar (0,4 Mpa).

P_f e P_i devono tener conto della differenza di quota tra il vaso di espansione e la valvola di sicurezza.

Quando la pressione massima è superata si scarica il liquido in eccesso attraverso il condotto della valvola di sicurezza ($P_i = P_c \geq 1,5 \text{ bar}$).

E buona norma adottare un vaso di espansione per ogni circuito permettendo all'impianto di variare i volumi d'acqua in sicurezza.

- **Disareatore e valvole di sfiato** sono utili per rimuovere in maniera efficace l'aria in circolo e le microbolle.

Devono essere installati in modo corretto e riducono significativamente l'esigenza di eseguire lo sfiato manuale senza causare arresti dell'impianto.

- **Miscelatori e valvole anti scottatura** per consentire di regolare la temperatura di distribuzione dell'acqua calda.

Le valvole a tre vie sono particolari componenti degli impianti a miscelazione e permettono di determinare le portate dei rami della rete, oltre ai rapporti tra i flussi in ingresso (essendo regolate elettronicamente si eviterà la trattazione fisica riguardo il calcolo delle portate volumetriche delle singole sezioni).

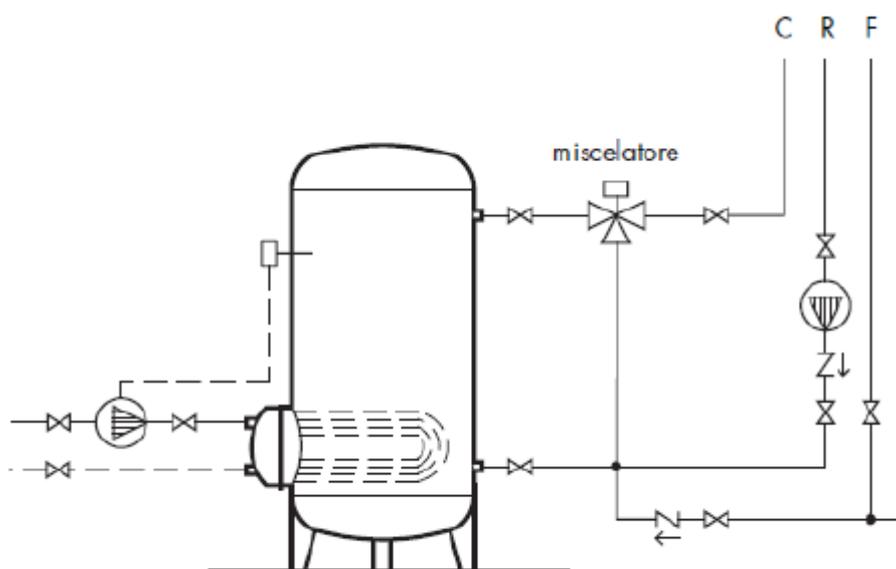


Fig. 36: Distribuzione acqua calda con ricircolo e 2 attacchi al bollitore

- **Defangatore:** rimuove particelle molto piccole (fino circa 0,005 mm) separandole ed intrappolandole tramite un magnete, potendo scaricare lo sporco mentre il sistema è in esecuzione.



Fig. 37: Residui d'impianto sul defangatore (a montaggio verticale)

- **Separatori idraulici**

Sono prodotti destinati a rendere indipendenti i vari circuiti di un impianto e possono essere utili in quei casi ove ad esempio vi siano più pompe di mandata, in modo da evitare l'insorgere di interferenze e disturbi reciproci nei circuiti stessi.

Infatti normalmente, immaginando di avere due collettori, rispettivamente per mandata e ritorno del fluido, le pompe dovranno movimentarlo generando un ΔP di pressione pari alla prevalenza richiesta dall'impianto.

Nei casi reali però, qualora si avessero ad esempio più pompe su un unico collettore, la loro attivazione (non necessariamente contemporanea) causerà la nascita di circolazioni parassite (peraltro in senso contrario a quello normalmente previsto, soprattutto nel caso di moti di trascinarsi del fluido) andando ad influire negativamente sullo stato di funzionamento delle pompe vicine e causandone uno stato di lavoro fuori dal range ottimale della rispettiva curva caratteristica.

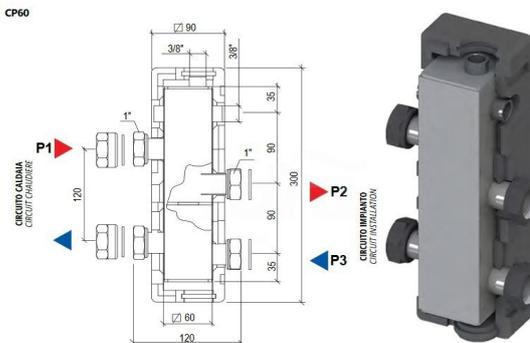


Fig. 38: Esempio di separatore idraulico

Ciò causerà disfunzioni nelle pompe, poiché queste non riusciranno a generare la prevalenza necessaria all'impianto dovendo vincere anche l'azione resistente delle correnti parassite, causandone talvolta la rottura o l'elevata rumorosità.

Può accadere che le correnti parassite si presentino anche a pompe ferme in quanto, nel caso di elevati ΔP tra i collettori o a causa delle differenti temperature lungo le superfici dei radiatori, si instaureranno moti naturali che porteranno i medesimi a scaldarsi per effetto di "correnti di ritorno".

- **Circolatori e pompe di rilancio**

Siccome i progetti riguardano principalmente impianti in sostituzione a caldaie o altri sistemi di generazione, la potenza delle pompe è uguale, o simile, a quelle preesistenti.

Va considerato anche che il costo tra modelli differenti varia di poche decine di euro, dunque è più conveniente acquistare una pompa sovradimensionata piuttosto che investire tempo nel calcolare le perdite di carico d'impianto.

In media, operando in abitazioni private, si utilizzano pompe suggerite direttamente dal venditore (a seconda delle esigenze) o aventi prevalenze attorno ai 6 – 8 m.c.a. e portate di 2,5 m³/h.

Seguendo un approccio generale, avendo le portate V e le perdite di carico ΔP del circuito, è possibile scegliere da catalogo i circolatori più adatti valutando i diagrammi prevalenza/ portata.

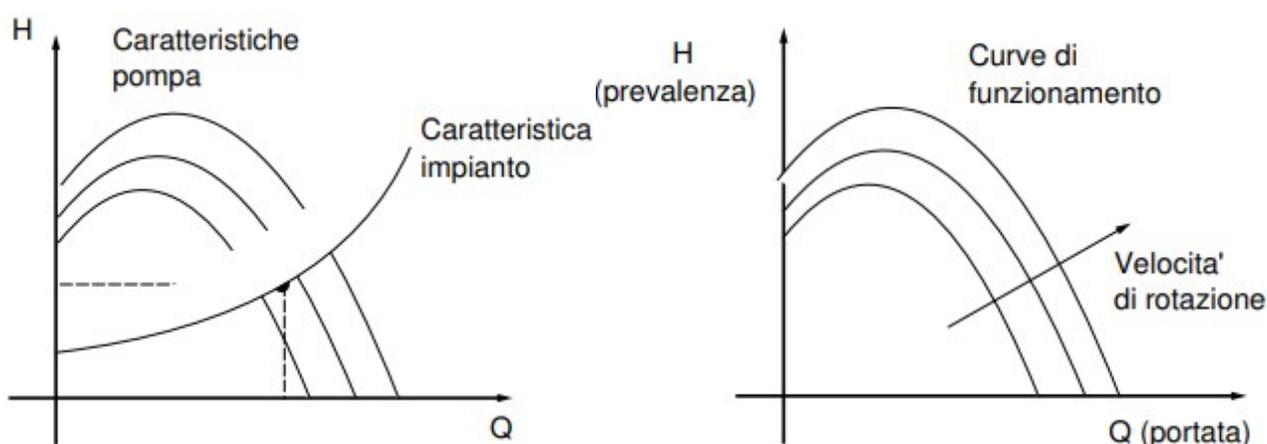


Fig. 39: Generica curva di prevalenza impianto – pompa
(La curva caratteristica dell'impianto è parabolica perché le perdite sono proporzionali a v^2)

Il calcolo sul circuito fornirà i due valori, corrispondenti ad un punto sul diagramma che in genere non appartiene ad una curva caratteristica di una pompa in commercio: bisognerà sceglierla con la caratteristica più vicina che passa al di sopra del punto stesso.

È importante inoltre non cadere con il punto di funzionamento alla sinistra di un eventuale massimo della curva caratteristica della pompa, in quanto in questa zona si è in presenza di un funzionamento instabile: ad una diminuzione di prevalenza corrisponde un diminuzione di portata, fino all'arresto della circolazione.

Vi sono anche ulteriori accorgimenti ai fini di ammortizzare le sovrappressioni date da un arresto brusco del fluido (colpo d'ariete), vibrazioni o inseriti appositamente per poter svolgere operazioni di manutenzione sull'impianto stesso (in corrispondenza per esempio di valvole miscelatrici o di sfiato guaste).

Tendenzialmente si sfruttano sistemi di valvole e bocchettoni in modo da rendere il più agevole possibile le riparazioni.

6.2 SCELTA DELLA POMPA DI CALORE

Considerando l'abitazione da climatizzare come un involucro a sé stante, questo scambierà con l'ambiente esterno un determinato quantitativo di calore Q per unità di tempo.

Questo valore è determinato considerando il sistema clima – edificio – impianto, in cui si intende con:

clima : parametri climatici che influiscono sulle condizioni microclimatiche interne dello spazio confinato

edificio : inteso come involucro che separa lo spazio interno dall'ambiente esterno

impianto : mezzo tramite cui mantenere nello spazio confinato le condizioni desiderate nel mondo più indipendentemente possibile dalle condizioni esterne.

Il carico termico è calcolato dall'azienda stessa o, come nel nostro caso, da un esterno competente, e da informazioni riguardo la potenza del generatore termico necessaria da fornire per mantenere l'ambiente ad una prefissata temperatura interna di progetto.

Avendo condizioni esterne variabili si dimensionerà l'impianto secondo le ipotesi del carico termico in regime stazionario ed in condizioni più sfavorevoli.

Per esempio, considerando come da normativa *UNI 5364* temperature esterne pari alla media delle minime e temperatura degli ambienti pari a $+20^{\circ} \pm 1^{\circ}$, se un edificio avrà una dispersione pari a 10 kW con una PdC che soddisfa richieste di riscaldamento fino a 12kW si potrà mantenere un bilancio termico costante garantendo le condizioni di comfort preimpostate all'interno dei locali.

Ovviamente bisognerà considerare un giusto margine affinché sia possibile anche la generazione di acqua calda sanitaria oltre che il riscaldamento degli edifici.

Si ricorda sempre che un corretto dimensionamento della macchina permette regimi di funzionamento ottimali garantendo *COP* di lavoro più efficienti.

Avendo quindi, da conto termico, la quantità di potenza termica necessaria al riscaldamento e sommando la potenza termica calcolata per la produzione di acqua calda sanitaria, si otterrà come somma della due la potenza totale "utile" minima che dovrà essere fornita dalla macchina, in base alla quale si sceglierà da catalogo la PdC più indicata.

È buona norma, come da legge 10, sovradimensionare la macchina del 35% rispetto alla condizione di carico massimo così da avere un margine di sicurezza aggiuntivo sulla potenza massima per il riscaldamento (e non di acqua calda sanitaria).

Lato acs si considerano il numero di persone abitanti i vari locali, un quantitativo medio di 60 l/ persona/ giorno con T_{fredda} e T_{calda} come da UNI (rispettivamente 15°C e 50°C), per ottenere la potenza minima richiesta per la produzione di acqua calda sanitaria.

$$\text{Potenza termica giornaliera acs} = [\text{nr. Abitanti} \cdot \text{l/persona/gg} \cdot c_{p_{H2O}} \cdot (T_{calda} - T_{fredda})] / 1000$$

$$\text{Potenza effettiva da installare} = \text{potenza termica giornaliera acs} + \text{potenza massima per riscaldamento} / \text{rendimento macchina (ipotizzato a 0,9)}$$

Avendo selezionato il tipo di pompa di calore sarà successivamente possibile stimare consumi e risparmi dell'abitazione (considerando: temperature minime esterne come da UNI, quindi -7°C, superfici radianti pre calcolate e temperature medie stagionali di 5°C, con costi dell'energia elettrica di 0,24 €/kWh).

RISPARMIO POMPA DI CALORE												
Situazione di fatto		scegli il generatore										
Scegli il tuo generatore	Caldiaia a GPL premiscelata a temperatura scorrevole	4										
Scegli l'emissione in ambiente	Impianto a radiatori	0,90	rendimento									
superficie della casa	100 m ²											
spesa energetica per ACS	50 kWh_th/m ² /annuo	5000,00	kWh_th/anno									
generatore	combustibile	unità [u]	PCI combustibile [kWh_th/u]	costo medio combustibile [€/u]	rendimento medio generatore	costo annuo combustibile [€]	combustibile annuo in ingresso al generatore [u]	combustibile annuo in uscita al generatore [u]	Energia termica resa per riscaldamento [kWh_th]	Costo [€/Mwh_th]	EPH [kWh/m ² /anno] per casa di 100m ²	
1) Caldaia a gasolio ad aria soffiata	gasolio	l	10,10	0,99	0,80	€ 1.568,32	1.584,16	1.267,33	12.800,03	€ 122,52	128,00	
2) Caldaia a gasolio pressurizzata multistadio	gasolio	l	10,10	0,99	0,90	€ 1.764,36	1.782,18	1.603,96	16.200,03	€ 108,91	162,00	
3) Caldaia a GPL aspirata	GPL	l	7,00	0,97	0,85	€ 2.355,71	2.428,57	2.064,29	14.450,00	€ 163,03	144,50	
4) Caldaia a GPL premiscelata a temperatura scorrevole	GPL	l	7,00	0,97	0,95	€ 2.632,86	2.714,29	2.578,57	18.050,00	€ 145,86	180,50	
5) Caldaia tradizionale	metano	smc	9,54	0,73	0,85	€ 1.800,00	2.465,75	2.095,89	19.994,79	€ 90,02	199,95	
6) Caldaia a condensazione BT	metano	smc	9,54	0,73	1,02	€ 1.500,00	2.054,79	2.095,89	19.994,79	€ 75,02	199,95	
7) Pompa di calore	elettrica	kWh_el	-	0,22	4,80	€ 916,67	4.166,67	20.000,00	20.000,00	€ 45,83	200,00	
8) Pompa di calore ibrida	elettrica/metano	kWh_el/mc	9,54	0,53	2,01	€ 1.200,00	986,30	1.006,03	17.233,87	€ 69,63	172,34	
Risparmio ottenuto copia i dati di Energia termica resa nella colonna a seconda del generatore esistente												
generatore	combustibile	unità [u]	PCI combustibile [kWh_th/u]	costo medio combustibile [€/u]	rendimento medio generatore	costo annuo combustibile [€]	combustibile annuo in ingresso al generatore [u]	combustibile annuo in uscita al generatore [u]	Energia termica resa [kWh_th]	Costo [€/Mwh_th]	Risparmio [%]	Risparmio [€]
1) Caldaia a gasolio ad aria soffiata	gasolio	l	10,10	0,99	0,80	€ 2.205,45	2.227,72	1.782,18	18.000,00	€ 122,52	-36,10%	-€ 585,02
2) Caldaia a gasolio pressurizzata multistadio	gasolio	l	10,10	0,99	0,90	€ 1.960,40	1.980,20	1.782,18	18.000,00	€ 108,91	-20,98%	-€ 339,97
3) Caldaia a GPL aspirata	GPL	l	7,00	0,97	0,85	€ 2.934,45	3.025,21	2.571,43	18.000,00	€ 163,03	-81,09%	-€ 1.314,03
4) Caldaia a GPL premiscelata a temperatura scorrevole	GPL	l	7,00	0,97	0,95	€ 2.625,56	2.706,77	2.571,43	18.000,00	€ 145,86	-62,03%	-€ 1.005,14
5) Caldaia tradizionale	metano	mc	9,54	0,73	0,85	€ 1.620,42	2.219,76	1.886,79	18.000,00	€ 90,02	0,00%	€ 0,00
6) Caldaia a condensazione BT	metano	mc	9,54	0,73	1,02	€ 1.350,35	1.849,80	1.886,79	18.000,00	€ 75,02	16,67%	€ 270,07
7) Pompa di calore	elettrica	kWh_el	-	0,22	4,80	€ 825,00	3.750,00	0,00	18.000,00	€ 45,83	49,09%	€ 795,42
8) Pompa di calore ibrida	elettrica/metano	kWh_el/mc	9,54	0,53	2,01	€ 1.262,78	1.109,88	1.132,08	18.000,00	€ 70,15	22,07%	€ 357,64

Fig. 40: Analisi economica costi e consumi di differenti generatori di calore

La potenza termica della pompa di calore dovrà anche tenere conto dei tempi di ricarica dei puffer.

Infatti, qualora si svuotassero completamente le riserve d'acqua, sarà buona pratica poter garantire tempi di "ricarica" ragionevoli, per poter continuare a servire le utenze senza grandi interruzioni di erogazione d'acqua calda (da qui anche la scelta di un serpentino efficace, come si vedrà nel seguente paragrafo).

Questa considerazione è utile in tutti quei casi in cui si abbia a che fare con grandi strutture con servizi utilizzati contemporaneamente (quali ristoranti, alberghi etc.) o, più vicino alle nostre casistiche, case vacanza con frequenti necessità di carica completa degli accumuli.

6.3 SCELTA DEGLI ACCUMULI

L'accumulo inerziale chiamato anche puffer, è un serbatoio contenente acqua tecnica (non potabile) presente negli impianti, con la quale si accumula energia termica prodotta da uno o più generatori di calore e viene resa disponibile, quando necessario, grazie a un sistema di termoregolazione.

Una caratteristica che rende particolarmente efficienti alcuni serbatoi inerziali è la capacità di stratificare l'acqua al loro interno.

La stratificazione consiste nel mantenere separata l'acqua più calda, nella parte superiore, da quella più fredda nella parte inferiore, evitando che si mischino inutilmente.

Questo è utile in particolare quando il serbatoio combina l'energia proveniente da diverse fonti di calore a diverse temperature.

La capacità dell'accumulatore di acqua calda, cioè il suo volume, deve essere scelta in funzione della potenza del generatore di calore e del tipo di impianto di riscaldamento servito (in edifici con alto livello di dispersioni sarà inutile installare un puffer capiente in quanto l'energia accumulata nell'acqua andrà facilmente dispersa).

Per questo motivo, le dimensioni del serbatoio inerziale variano da poche decine di litri fino a migliaia di litri, in base alla tipologia e alle caratteristiche dell'impianto, alle sue prestazioni e al livello del carico riscaldante facendo fronte alla massima richiesta senza dover impegnare potenze termiche troppo elevate.

Gli accumulatori inerziali possono essere dotati di scambiatori di calore immersi (ovvero serpentine) che permettono di ricevere l'energia da diverse fonti di calore senza mescolare tra di loro i diversi fluidi tecnici utilizzati.

Importantissima è la superficie di scambio del serpentino che deve essere in grado di trasferire il calore all'acqua sanitaria anche quando si trova alla fine della carica.

A seconda del numero di serpentine si classificheranno in bollitori monovalenti (serpentino a doppia spirale concentrica per aumentare la superficie di scambio), bivalenti e così via, scelti a seconda del tipo d'impianto e quindi dalla predisposizione o meno per gli attacchi anche a caldaie/ fotovoltaico termico etc.

L'accumulo inerziale abbinato a una pompa di calore permette di ottimizzarne la resa, cercando di lavorare il più possibile a carico costante e limitando i cicli di accensione e spegnimento che ne condizionano l'aspettativa di vita nonché il rendimento.

L'accumulo di energia permetterà quindi di rispondere rapidamente alla richiesta di calore dell'impianto senza strappi al generatore.

La produzione di acqua calda può avvenire anche in sistemi istantanei e misti, noi vedremo solamente quelli ad accumulo.

L'acqua calda è accumulata in questi serbatoi ad una temperatura di circa 15 – 20 gradi superiore rispetto a quella di utilizzo (attenzione ai punti di misurazione, dato il fenomeno di stratificazione, ed alla profondità dei pozzetti in cui vengono inserite le sonde).

Tra gli svantaggi si ha però un maggior costo d'impianto, maggior ingombro e maggiori dispersioni termiche passive (minimizzabili tramite un buon isolamento).



Fig. 41: Rappresentazione di un accumulatore (puffer)

Il dimensionamento dei serbatoi d'accumulo segue la stessa logica di quello per le tubazioni.

A seconda delle utenze finali, dei fattori di contemporaneità, della potenza del generatore di calore etc. si dovranno prevedere un determinato quantitativo di litri di accumulo al fine di soddisfare tutti i servizi nel caso di picco di utilizzo sempre garantendo le minime portate.

Per utenze normali il consumo d'acqua calda può essere ricavato da apposite tabelle, mentre per apparecchi atipici il valore deve essere valutato in base agli apparecchi installati ed alle frequenze d'uso ipotizzate.

Oltre al dimensionamento corretto dei serbatoi sarà anche buona pratica fare delle ipotesi sul generatore di calore (in questo caso la PdC), affinché possa garantire tempi ragionevolmente brevi per portare l'acqua fredda (supposta a 10 – 12 gradi nell'Italia settentrionale e 15 – 18 in Italia meridionale) immessa negli accumuli fino alla temperatura di esercizio richiesta.

Inoltre, per evitare l'incremento dei fenomeni di corrosione, si cerca di evitare o limitare temperature del fluido superiori a 60 – 65 gradi ed inferiori a 50- 55 gradi, onde evitare lo sviluppo di eventuali batteri.

Le utenze possono eseguire regolarmente cicli a temperature elevate per uccidere i batteri nell'impianto.

Per quanto riguarda la temperatura del fluido scaldante solitamente è buona con temperature eccessivamente elevate (ricordiamo che per natura la PdC opera a temperature basse, questa è una nota focalizzata più sulle caldaie) e prevedere un salto termico della temperatura tra mandata e ritorno pari a circa 5 gradi.

prospetto E.1

Acqua calda: fabbisogno pro-capite

Utenza	l/persona-giorno
Case di abitazioni ^{*)}	
- di tipo popolare	Da 40 a 50
- di tipo medio	Da 70 a 80
- di tipo di lusso	Da 150 a 200
Alberghi e pensioni	
- camere con servizi dotati di vasca	Da 180 a 200
- camere con servizi dotati di doccia	130
- camere con lavabo e bidet	60
Uffici	Da 15 a 200
Ospedali e cliniche	Da 130 a 150
Centri sportivi	Da 50 a 60
Spogliatoi di stabilimenti	Da 30 a 50
*) I valori indicati devono essere moltiplicati per i fattori correttivi riportati nei prospetti seguenti per tenere conto del numero degli alloggi, delle dimensioni di ogni alloggio e del tenore di vita dell'utente.	

Fig. 42: Prospetto fabbisogno giornaliero d'acqua

prospetto E.2

Acqua calda: fabbisogno per apparecchio ad ogni utilizzo

Apparecchio	l
Vasca da bagno da 170 cm × 70 cm con doccetta a mano	Da 160 a 200
Vasca da bagno da 105 cm × 70 cm	Da 100 a 120
Doccia	Da 50 a 60
Lavabo	Da 10 a 12
Bidet	Da 8 a 10
Lavello di cucina	Da 15 a 20

Fig. 43: Prospetto fabbisogno giornaliero d'acqua principali servizi

prospetto F.1

Durata del periodo di punta dei consumi di acqua calda

Utenza Tipologia immobiliare	Durata del periodo di punta h
- Case di abitazione	
a) con alloggi sino a 4 vani	Da 2 a 2,5
b) con alloggi oltre 4 vani	3
- Alberghi e pensioni ^{*)}	
c) camere con servizi dotati di vasca o doccia	Da 2,5 a 3
d) camere con lavabo e bidet	Da 3 a 4
- Uffici	1
- Ospedali e cliniche	Da 3 a 4
- Centri sportivi ^{**)}	1
- Spogliatoi di stabilimenti ^{**)}	1
*) Fanno eccezione gli alberghi destinati a ricevere grandi comitive per i quali la durata può scendere da 1 h a 1,5 h.	
**) Le durate indicate sono da riferire ai consumi corrispondenti al numero effettivo degli utenti.	

Fig. 44: Prospetto fabbisogno giornaliero d'acqua principali edifici

Determinazione del massimo consumo orario contemporaneo di acqua calda a 40 °C

$$q_M = \left(\frac{q_1 \times N_1}{d_1} + \frac{q_2 \times N_2}{d_2} + \dots + \frac{q_n \times N_n}{d_n} \right) \times f_1 \times f_2 \times f_3$$

dove:

q_M è il consumo massimo orario contemporaneo in l/h;

q_1, q_2, \dots, q_n sono i consumi di ogni unità di riferimento (tipologia immobiliare: alloggio, appartamento, utenza) in litri;

N_1, N_2, \dots, N_n è il numero delle unità di riferimento corrispondenti ai consumi q_1, q_2, \dots, q_n ;

d_1, d_2, \dots, d_n sono le durate corrispondenti ai consumi $q_1 N_1, q_2 N_2, \dots, q_n N_n$ in h;

e per le sole abitazioni

f_1 è il fattore che tiene conto del numero degli alloggi;

f_2 è il fattore che tiene conto del numero di vani di ogni alloggio;

f_3 è il fattore che tiene conto del tenore di vita degli utenti.

Non terremo conto del numero di alloggi in quanto, per ora, gli impianti installati da equa sono destinati al singolo privato, dunque con un rapporto impianto/ numero alloggi pari ad 1 ($f_1, f_2, f_3=1$).

Dati di base per il dimensionamento

Si considerano i dati seguenti:

- il consumo orario q_p in litri/ora, di acqua calda q_M alla temperatura T_m nel periodo di punta d_p considerato;
- la durata in ore del periodo di punta d_p ;
- la durata in ore del periodo di preriscaldamento P_r dell'acqua contenuta nel serbatoio di accumulo;
- i valori della temperatura T_c dell'acqua calda accumulata e dell'acqua fredda T_f in entrata.

Volume del preparatore

Il volume lordo V_c , in litri del preparatore di acqua calda ad accumulo si determina con la relazione:

$$V_c = \frac{q_M \times d_p (T_m - T_f)}{d_p + P_r} \times \frac{P_r}{T_c - T_f}$$

Potenzialità termica del serpentino

La potenzialità termica W , in Watt, del serpentino riscaldante si determina con la relazione:

$$W = \frac{q_M \times d_p (T_m - T_f) \times 1,163}{d_p + P_r}$$

6.4 DIMENSIONAMENTO DELL'IMPIANTO IDROSANITARIO

Un impianto idrosanitario va dimensionato in base alle portate massime probabili, o portate di progetto, vale a dire in base alle portate massime dei rubinetti che possono restare aperti contemporaneamente.

Inutile, costoso ed ingombrante risulterebbe un impianto dimensionato considerando in uso tutte le sue utenze.

Le portate di progetto dipendono da molti fattori quali ad esempio:

- il numero degli apparecchi sanitari da servire
- le rispettive portate unitarie
- le durate delle erogazioni
- la frequenza e la casualità d'uso

fattori, come si può intuire, tutt'altro che facili da determinare e mettere in correlazione, specie se si vuole dare una validità generale alla questione.

Le portate di progetto seguenti sono derivate dal progetto di norma Europea *prEN 806-3* e consentono di ricavare valori in accordo con quelli delle norme più utilizzate in Europa, ossia quelle inglesi (*BS 6700*), tedesche (*DVGW 308*) e francesi (*DTU 60.11*).

Tali valori nascono dalla necessità di garantire le portate minime ad ogni apparecchio sanitario e le pressioni necessarie per poter assicurare tali portate, oltre alle velocità massime con cui l'acqua può fluire nei tubi senza causare rumori e vibrazioni.

In base a questi sarà poi possibile procedere con la determinazione del diametro dei tubi delle reti di distribuzione.

Apparecchi	Acqua fredda (l/s)	Acqua calda (l/s)	Press. minima (m c.a.)
Lavabo	0,10	0,10	5
Bidet	0,10	0,10	5
Vaso a cassetta	0,10	-	5
Vaso con passo rapido	1,50	-	15
Vaso con flussometro	1,50	-	15
Vasca da bagno	0,20	0,20	5
Doccia	0,15	0,15	5
Lavello da cucina	0,20	0,20	5
Lavabiancheria	0,10	-	5
Lavastoviglie	0,20	-	5
Orinatoio comandato	0,10	-	5
Orinatoio continuo	0,05	-	5

Tab. 5: Portate e pressioni minime da garantire a monte dei rispettivi servizi

Questa tabella indica le portate e le pressioni minime necessarie a monte degli apparecchi sanitari.

Le portate in progetto invece, dette anche portate di punta o portate probabili massime, sono le portate in base alle quali verranno dimensionati i tubi.

Per la determinazione di queste ultime si fa riferimento ai diagrammi derivati dal progetto di norma Europea *EN 806-03* e consentono di ricavare le portate di progetto in relazione alla portata totale degli apparecchi e il tipo di edificio da servire.

Se ne riporta di seguito un esempio, ulteriori saranno facilmente reperibili online.

Abitazioni private e collettive

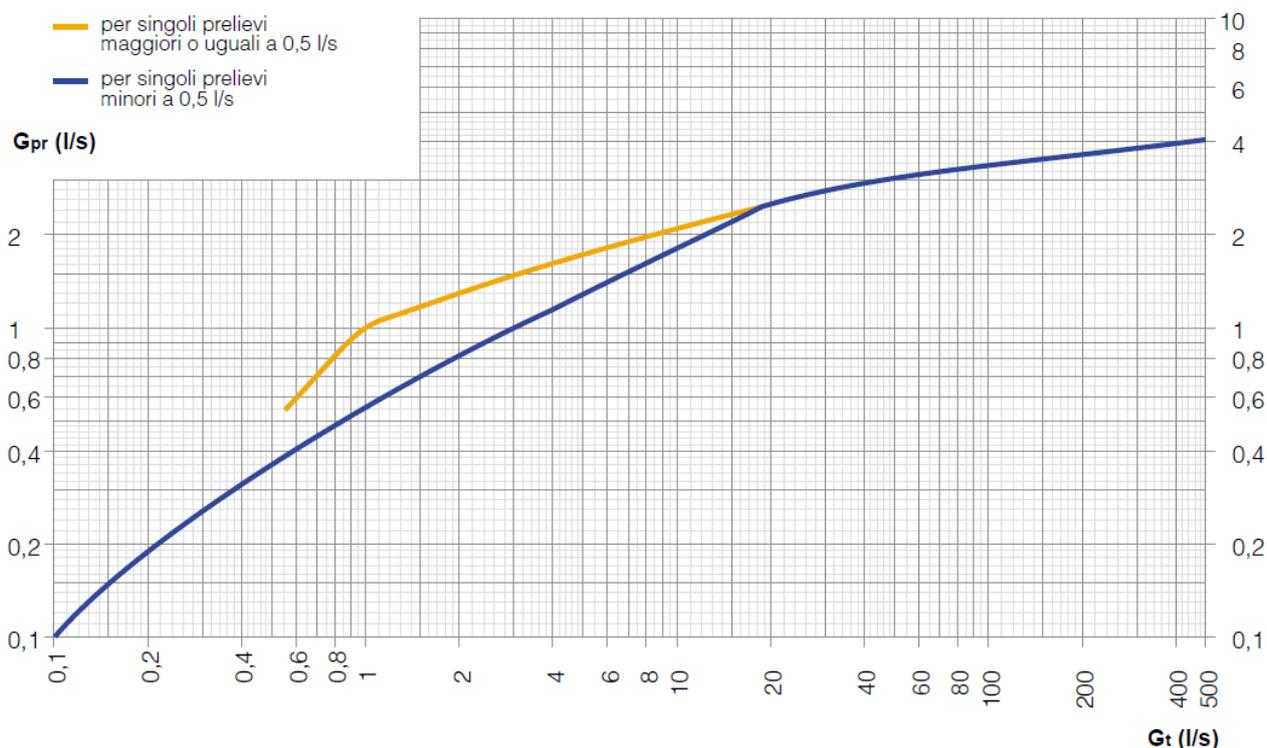


Fig. 45: Curva di portata richiesta da un'abitazione (G_t = portata totale)

Ovviamente la portata totale sarà data dalla somma delle portate singole dei singoli servizi moltiplicata per il "fattore di contemporaneità", ossia un coefficiente che stima la probabilità con cui ognuna delle apparecchiature considerate sia contemporaneamente in uso.

Avendo quindi portata e velocità massime stabilite, come da tabelle *UNI*, sarà possibile ricavare le dimensioni dei diametri delle tubazioni.

Si ricorda che nel nostro caso questi calcoli sono visti solo in parte in quanto non si realizza l'intera rete di distribuzione ma solamente ciò che riguarda la produzione di acqua calda e dunque la parte d'impianto limitato al locale tecnico.

Per le PdC solitamente si conosce già a priori, da scheda tecnica, la portata minima del flusso, imponendo poi i limiti delle velocità nelle tubazioni è relativamente semplice risalire ai diametri delle condotte.

6.4.1 STIMA DELLA PRESSIONE RICHIESTA

La pressione richiesta è quella necessaria per vincere le resistenze che si oppongono al passaggio dell'acqua ed il dislivello fra l'origine della rete e l'apparecchio più sfavorito.

Se troppo bassa ovviamente non consentirà l'erogazione delle portate richieste, se al contrario è troppo alta causerà rumori e danni agli apparecchi.

Viene indicato con H_{lin} il carico lineare totale ed è il carico che deve essere speso per vincere le perdite di carico lineari lungo la rete.

Si calcola sottraendo alla pressione disponibile le pressioni necessarie a:

1. Vincere il dislivello tra origine della rete ed apparecchio più sfavorito (H_{app})
2. Assicurare la pressione minima richiesta a monte dell'apparecchio più sfavorito (P_{min})
3. Far fronte alle perdite di carico dovute ai principali componenti dell'impianto (H_{loc})

Considerando che queste ultime sono mediamente pari al 40% di quelle lineari, quanto sopra esposto può essere espresso dalla formula:

$$H_{lin} = (P_{disp} - H_{app} - P_{min} - H_{comp}) \cdot 0,7$$

dove le varie grandezze sono espresse in metri di colonna d'acqua [m.c.a].

Le perdite di carico indotte dai principali componenti d'impianto possono essere determinate con sufficiente approssimazione mediante la Tab.6, oppure possono essere calcolate in base alle portate di progetto ed ai dati dei costruttori.

Contatore d'acqua	8 m c.a.
Disconnettore	6 m c.a.
Miscelatore termostatico	4 m c.a.
Miscelatore elettronico	2 m c.a.
Scambiatore a piastre	4 m c.a.
Addolcitore	8 m c.a.
Dosatore di polifosfati	4 m c.a.

Tab. 6: Valori medi delle perdite di carico indotte dai principali componenti d'impianto

Il carico lineare unitario J è quello che può essere speso per vincere le perdite di carico lineari lungo un metro di tubo.

Il suo valore (in mm c.a./m) si ottiene moltiplicando per 1000 il carico lineare totale H_{lin} e dividendolo per la lunghezza dei tubi che collegano l'origine della rete all'apparecchio più sfavorito.

$$J = (H_{lin} \cdot 1000)/L$$

Il valore del carico lineare unitario può darci utili informazioni in merito alla pressione disponibile indicando se questa è troppo alta o troppo bassa, rispettivamente per $J < 20 - 25$ mm c.a./m è consigliabile installare un sistema di sopraelevazione, $J > 110-120$ mm c.a./m è opportuno installare un riduttore di pressione.

6.4.2 DIMENSIONAMENTO DELLE TUBAZIONI

Per evitare rumori e vibrazioni l'acqua non può scorrere a velocità troppo elevate. Come sempre si fa riferimento ad apposite tabelle:

Diametro tubi	Velocità [m/s]
1/2"	1,0
3/4"	1,1
1"	1,3
1 1/4"	1,6
1 1/2"	1,8
2"	2,0
2 1/2"	2,2
3" e oltre	2,5

Tab. 7: Velocità massime consigliate nelle tubazioni

Facendo riferimento alla Tab. 8 e 9, riportate successivamente, si segue un metodo generale in funzione di tre parametri:

1. Portata di progetto G_{pr}
2. Carico lineare unitario disponibile J
3. Temperatura dell'acqua

Le stesse consentono inoltre di verificare se il diametro scelto comporta o meno una velocità accettabile, permettendo in un secondo momento, a seconda dei risultati ottenuti, di dimensionare diametri maggiori o minori (così da variare la velocità del flusso a parità di portata).

Per le derivazioni interne e gli alloggi si usa un altro metodo, ma trattando solo i tratti d'impianto delle PdC, non si entrerà in questo merito.

De (pollici)	3/4"	1"	1 1/4"	1 1/2"	2"	2 1/2"	3"	101,6	108
Di (mm)	21,7	27,4	36,1	42	53,1	68,7	80,6	94,4	100,8
J (mm c.a./m)	G (l/s) v (m/s)								
20	0,18 0,48	0,33 0,57	0,69 0,68	1,04 0,76	1,95 0,89	3,88 1,06	5,95 1,18	9,09 1,31	10,83 1,37
30	0,22 0,60	0,14 0,70	0,86 0,85	1,29 0,94	2,42 1,10	4,82 1,31	7,39 1,46	11,29 1,63	13,46 1,70
40	0,26 0,70	0,48 0,82	1,00 0,99	1,50 1,09	2,82 1,28	5,62 1,53	8,62 1,70	13,16 1,90	15,69 1,98
50	0,29 0,79	0,54 0,92	1,13 1,11	1,69 1,23	3,17 1,45	6,33 1,72	9,71 1,92	14,83 2,14	17,68 2,23
60	0,32 0,87	0,59 1,02	1,24 1,23	1,87 1,36	3,50 1,59	6,98 1,90	10,71 2,12	16,35 2,36	19,49 2,46
70	0,35 0,94	0,65 1,10	1,35 1,33	2,03 1,48	3,80 1,73	7,58 2,06	11,63 2,30	17,76 2,56	21,17 2,68
80	0,37 1,01	0,69 1,19	1,45 1,43	2,18 1,59	4,08 1,86	8,14 2,21	12,49 2,47	19,07 2,75	22,73 2,87
90	0,40 1,08	0,74 1,26	1,55 1,52	2,32 1,69	4,35 1,98	8,67 2,36	13,30 2,63	20,31 2,93	24,21 3,06
100	0,42 1,14	0,78 1,34	1,64 1,61	2,45 1,79	4,60 2,09	9,17 2,50	14,07 2,78	21,49 3,10	25,62 3,24
110	0,44 1,20	0,82 1,41	1,72 1,70	2,58 1,88	4,84 2,20	9,65 2,63	14,81 2,93	22,61 3,26	26,95 3,41

Tab. 8: Portate massime di acqua fredda in relazione al carico lineare unitario disponibile (J)

De (pollici)	3/4"	1"	1 1/4"	1 1/2"	2"	2 1/2"	3"	101,6	108
Di (mm)	21,7	27,4	36,1	42	53,1	68,7	80,6	94,4	100,8
J (mm c.a./m)	G (l/s) v (m/s)								
20	0,19 0,52	0,35 0,60	0,74 0,73	1,11 0,81	2,08 0,95	4,15 1,13	6,37 1,26	9,72 1,40	11,59 1,46
30	0,24 0,64	0,44 0,75	0,92 0,91	1,38 1,00	2,58 1,18	5,15 1,40	7,91 1,56	12,07 1,74	14,39 1,82
40	0,27 0,75	0,51 0,88	1,07 1,06	1,61 1,17	3,01 1,37	6,01 1,64	9,22 1,82	14,08 2,03	16,79 2,12
50	0,31 0,84	0,58 0,99	1,21 1,19	1,81 1,32	3,40 1,55	6,77 1,84	10,39 2,05	15,87 2,29	18,92 2,39
60	0,34 0,93	0,64 1,09	1,33 1,31	2,00 1,45	3,74 1,71	7,47 2,03	11,45 2,26	17,49 2,52	20,85 2,64
70	0,37 1,01	0,69 1,18	1,45 1,42	2,17 1,58	4,07 1,85	8,11 2,21	12,44 2,46	19,00 2,74	22,65 2,86
80	0,40 1,08	0,74 1,27	1,55 1,53	2,33 1,70	4,37 1,99	8,71 2,37	13,36 2,64	20,40 2,94	24,32 3,07
90	0,42 1,15	0,79 1,35	1,65 1,63	2,48 1,81	4,65 2,12	9,27 2,52	14,23 2,81	21,73 3,13	25,90 3,27
100	0,45 1,22	0,84 1,43	1,75 1,72	2,63 1,91	4,92 2,24	9,81 2,67	15,05 2,98	22,99 3,31	27,40 3,46
110	0,47 1,28	0,88 1,50	1,84 1,81	2,76 2,01	5,18 2,36	10,32 2,81	15,84 3,13	24,19 3,49	28,84 3,64

Tab. 9: Portate massime di acqua calda in relazione al carico lineare unitario disponibile (J)

Operando con impianti residenziali ed a temperature decisamente ridotte rispetto impianti con caldaie a gas tradizionali, questo fattore sarà pienamente trascurabile: avendo spesso tratte molto brevi (per ridurre le dispersioni termiche) le perdite di carico (e quindi il carico lineare J) sono trascurabili.

Tubazioni per le reti di ricircolo vengono installate per tenere in circolazione l'acqua calda e quindi ad impedire che la stessa, ristagnando, possa raffreddarsi.

In tal modo è anche possibile assicurarsi che gli apparecchi più lontani dispongano di acqua a temperature pressoché costanti.

Le portate di ricircolo dipendono da:

1. Estensione della rete
2. Isolamento della stessa
3. Gradiente termico massimo ammesso tra inizio della rete ed apparecchio più sfavorito.

Ad esempio per un valore di 2 C° ed isolamento "normale", le portate di ricircolo possono essere determinate considerando valori di 5 l/h per ogni metro di tubo che compone la rete di distribuzione dell'acqua calda.

Ancora una volta, note le portate sarà possibile a ritroso determinare i diametri dei tubi.

Se presenti nell'impianto originale sarà compito del progettista prevedere i relativi attacchi di alimentazione delle reti di ricircolo (o se si tratta di edifici nuovi), altrimenti non verranno considerati negli schemi di progetto dell'azienda Equa s.r.l. essendo inutile provvedere un ricircolo sulla sola tratta del lato accumulo – generatore di calore.

6.5 L'IMPIANTO INSTALLATO

Schemi d'impianto ed immagini dei componenti riportati in questo paragrafo riguardano uno dei diversi impianti realizzati durante l'esperienza di tirocinio (si ricorda che in media i tempi di realizzazione richiedono un massimo di due settimane).

E' stato scelto in quanto rappresentava al meglio un'esemplificazione della simulazione precedente "Case Study Edilclima" e delle problematiche, non affatto banali, di tutto ciò che va oltre la progettazione dello schema d'impianto, ossia considerazione di ingombri, preparazione dei materiali, coordinamento delle fasi di installazione, etc.

L'abitazione in questione era una villetta isolata destinata all'abitazione di 3 – 4 persone: si è scelta la PdC in base alle dispersioni della casa ed alla necessità di produrre abbastanza acqua calda sanitaria per garantire le portate minime ai vari servizi presenti.

Nota: i datasheet relativi ai principali componenti sono riportati in appendice.

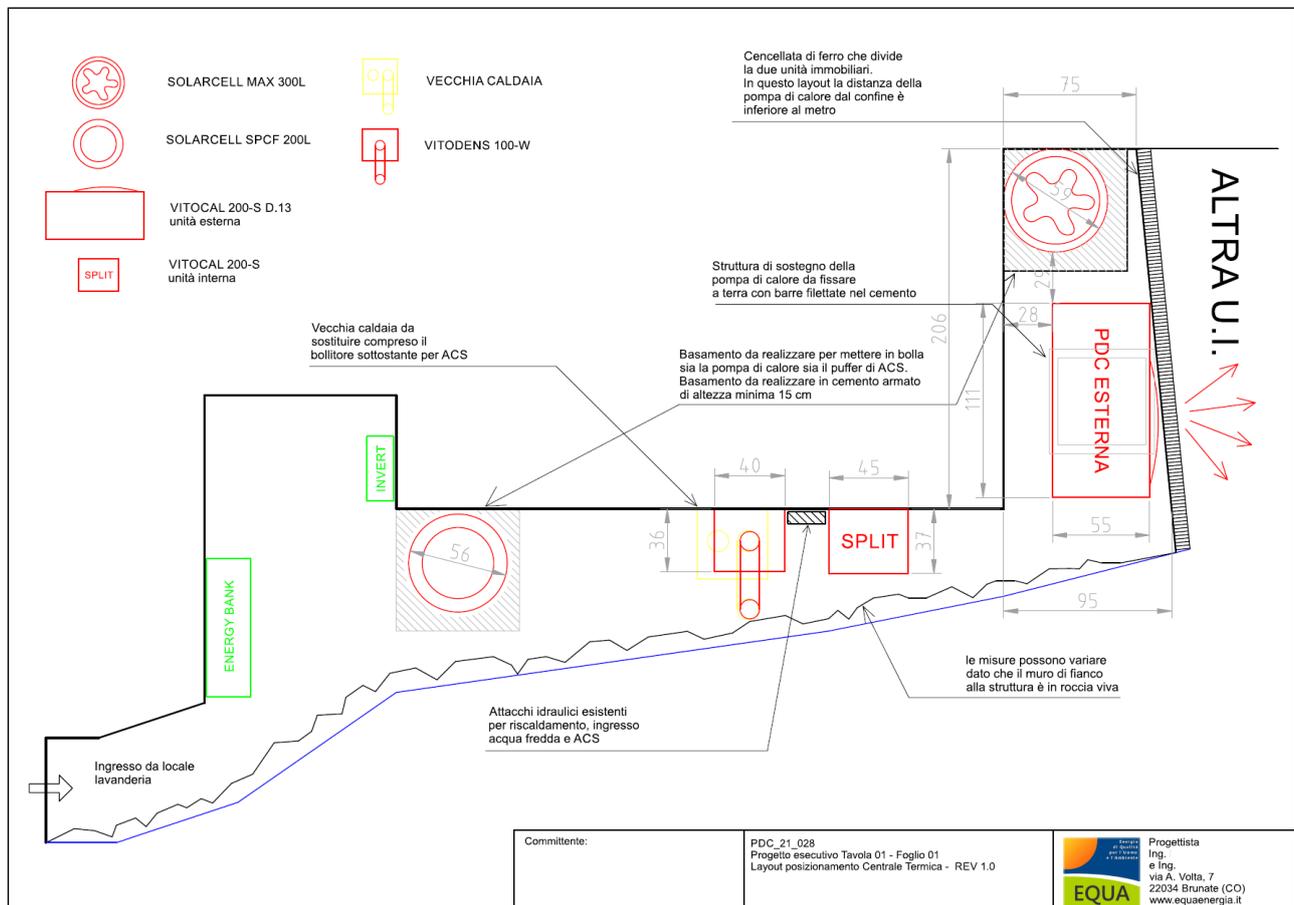


Fig. 46: Layout 2D dell'impianto ibrido

Impianto con Vitocal 200-S AWB-E-AC in abbinamento a Vitodens 200-W B2HF per produzione sanitaria mediante Solarcell MAX.

- | | |
|---|------------------------------|
| ① Vitocal 200-S AWB-E-AC | Ⓐ Acqua calda sanitaria |
| ② Unit? esterna Vitocal | Ⓑ Acqua fredda sanitaria |
| ③ Regolazione Vitatronic 200 W01C | Ⓒ Scarico |
| ④ Sensore ambiente esterno Vitocal | |
| ⑤ Vaso d'espansione Vitocal | ⑳ Carico automatico 1/2" |
| ⑥ Termostato antigelo | ㉑ Circolatore impianto |
| ⑦ Solarcell SPCF | ㉒ Filtro a Y da 1" |
| ⑧ Sensore temperatura accumulato | ㉓ Vaso d'espansione impianto |
| ⑨ Defangatore Vitocal | ㉔ Vaso espansione sanitario |
| ⑩ Valvola due vie con micro fine corsa | |
| ⑪ Vitodens 200-W B2HF | |
| ⑫ Unit? di servizio HMI | |
| ⑬ Sensore ambiente esterno Vitodens | |
| ⑭ Sensore generatore supplementare | |
| ⑮ Compensatore idraulico | |
| ⑯ Completamento EM-P1 Vitodens | |
| ⑰ Sensore temperatura compensatore | |
| ⑱ Valvola di estrazione con servomotore 2.30V tre punti | |
| ⑲ Sensore di temperatura mandata impianto | |
| ㉑ Quadro elettrico comandi | |
| ㉒ Commutatore manuale/automatico EST/INV | |
| ㉓ Solarcell MAX R2BC-NP1 | |
| ㉔ Sensore temperatura bollitore Vitocal | |
| ㉕ Sensore temperatura bollitore Vitodens | |
| ㉖ Valvola miscelatrice sanitario | |
| ㉗ Valvola a 2 vie motorizzata 3/4" | |
| ㉘ Pompa di sanificazione | |
| ㉙ Valvola a farfalla 1/2" | |
| ㉚ Valvola a leva da 1" | |
| ㉛ Valvola non ritorno da 1/2" | |
| ㉜ Valvola di non ritorno da 1" | |
| ㉝ Valvola di sfogo automatico | |
| ㉞ Valvola di sicurezza 3 bar | |
| ㉟ Valvola di sicurezza 6 bar | |

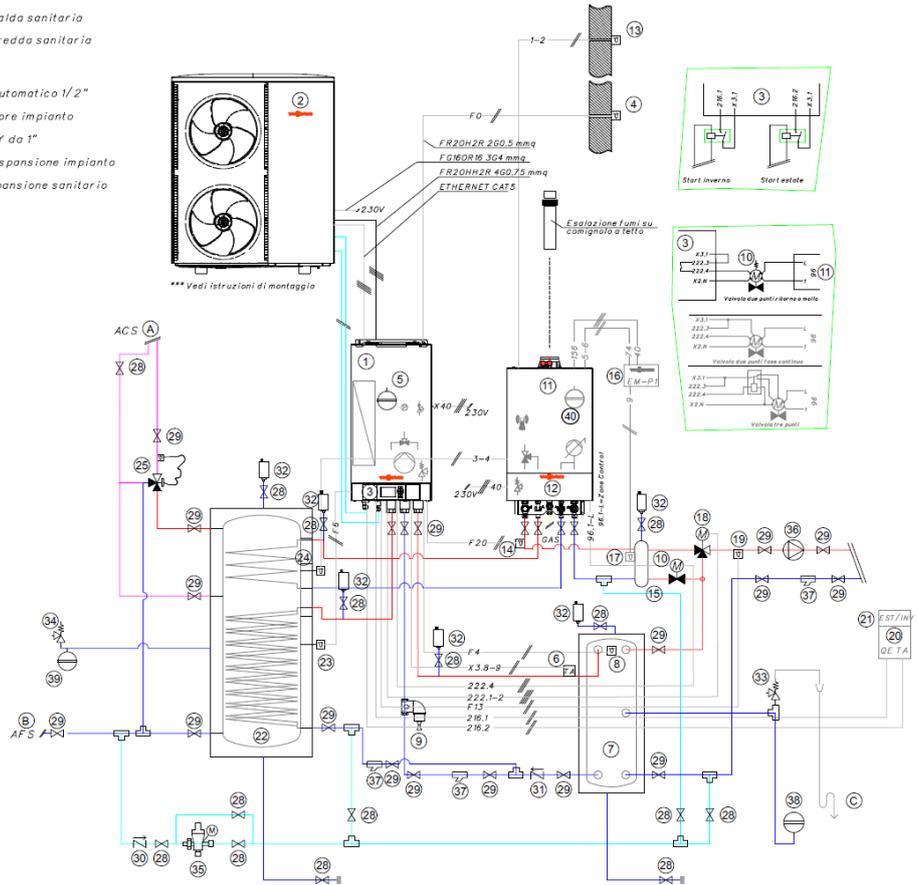


Fig. 47: Schema idraulico del progetto d'impianto



Fig. 48: Split ed equilibratore



Fig. 49: Impianto, vista Est



Fig. 50: Impianto, vista Ovest



Fig. 51: Accumulo acqua tecnica (Blu: vaso di espansione non ancora installato)



Fig. 52: Accumulo acs e relativo vaso di espansione



Fig. 53: Macchina esterna ed accumulo tecnico

7. CONCLUSIONI

Nonostante gli impianti a pompa di calore seguano per la maggior parte degli schemi molto simili, luogo di installazione e clienti forniscono customizzazioni e sfide sempre nuove, anche in questo settore.

In prima istanza è stato necessario installare l'intero impianto all'esterno, non avendo disponibile un locale termico all'interno dell'abitazione, ma anche qui si è stati costretti a lavorare in spazi decisamente ristretti: sopralluoghi e layout provvisori sono stati fondamentali per la conclusione dell'opera.

I sistemi di accumulo di acqua calda, onde disperdere inutilmente l'energia dei puffer verso l'ambiente, assieme alle tubazioni, sono stati ulteriormente isolati tramite apposito materiale e carter progettati su misura, così da poter coibentare al meglio l'intero impianto.

Purtroppo essendo giunti quasi alla fine dell'esperienza di tirocinio, per quanto riguarda la realizzazione di questi ultimi ci si è fermati solo ad una fase iniziale di progetto, pur sempre restando in ottica di poter eseguire future manutenzioni in modo pratico ed agevole.

Tralasciando queste complicazioni però, l'impianto ha permesso di ridurre i consumi energetici dell'abitazione che, appartenendo ad una buona classe energetica, ha messo in risalto pregi e benefici di utilizzo di una pompa di calore (mandate più basse con funzionamenti meno intermittenti etc.).

Inoltre il sistema ibrido ha dato la possibilità di estendere il range di efficienza massima dell'impianto, come da case study Edilclima.

Per aumentare ulteriormente il grado di ottimizzazione si potrebbero impostare parametri di funzionamento della macchina e relativa curva climatica manualmente, vista anche la predisposizione di gestione domotica dell'abitazione.

Questa operazione richiederebbe però un'analisi delle temperature di funzionamento della pompa di calore ed il ciclo carico – scarico degli accumuli (per stabilire esattamente i carichi richiesti dalle utenze) che richiederebbe un discreto quantitativo di tempo di monitoraggio del sistema (sicuramente facilitato dalla possibilità di gestire la PdC da remoto).

Si ricorda che il sistema di gestione automatico esistente sulla macchina, aiutato dal sistema PID, è già altamente efficiente e non si rendono necessarie quindi particolari operazioni di "programmazione" lato installatori/ progettisti.

8. UNO SGUARDO AL FUTURO

Un importante sistema che si sta imponendo all'attenzione degli specialisti del settore è l'utilizzo di pompe di calore utilizzando la CO_2 (R744), quindi un fluido naturale, come refrigerante in grado di provvedere alla produzione di acqua ad alta temperatura e di acqua refrigerata, nonché alla climatizzazione degli ambienti.

Il tipo di refrigerante utilizzato consente il funzionamento della macchina anche a temperature esterne prossime a $-25^\circ C$ e per questo sono specifiche per essere utilizzate in zone climatiche "rigide", dove le tradizionali pompe di calore hanno il problema dello sbrinamento delle batterie esterne.

l'impiego di una pompa di calore a CO_2 consente la produzione di acqua calda fino alla temperatura massima di $65^\circ C$ anche qualora la temperatura esterna fosse prossima ai $-25^\circ C$.

Il *GWP* (Global Warming Potential) rappresenta, per un certo orizzonte temporale, la massa in kg di anidride carbonica equivalente, in termini di effetto serra, ad 1 kg del refrigerante in questione.

Il *GWP* della CO_2 è effettivamente molto basso se confrontato con gli *HFC* (1 su diverse migliaia); inoltre la CO_2 non presenta problemi di tossicità, infiammabilità o impatto sullo strato di ozono.

	CO_2	R410A	R32	R290
GWP	1	2088	675	3
ODP	0	0	0	0
Infiammabilità (ISO817/2014)	A1	A1	A2L	A3

A1 = non infiammabile; A2L = poco infiammabile; A3 = altamente infiammabile

Tab. 10: Caratteristiche impiantistiche della CO_2

E' conveniente utilizzare la CO_2 nelle pompe di calore per la produzione di acqua ad alta temperatura: sfruttando il raffreddamento da $100^\circ C$ a $20^\circ C$, a 120 bar, subito dall'anidride carbonica nel gas cooler, è possibile riscaldare l'acqua sanitaria da $15^\circ C$ a $80^\circ C$ mediante uno scambiatore di calore in controcorrente in maniera molto efficiente.

Se, infatti, per ottenere lo stesso obiettivo, a parità di superficie di scambio termico, si decidesse di utilizzare una pompa di calore ad *R134a*, si verrebbe ad avere la condensazione dell'*R134a* a $80^\circ C$ e, quindi, un coefficiente di scambio termico nettamente più modesto.

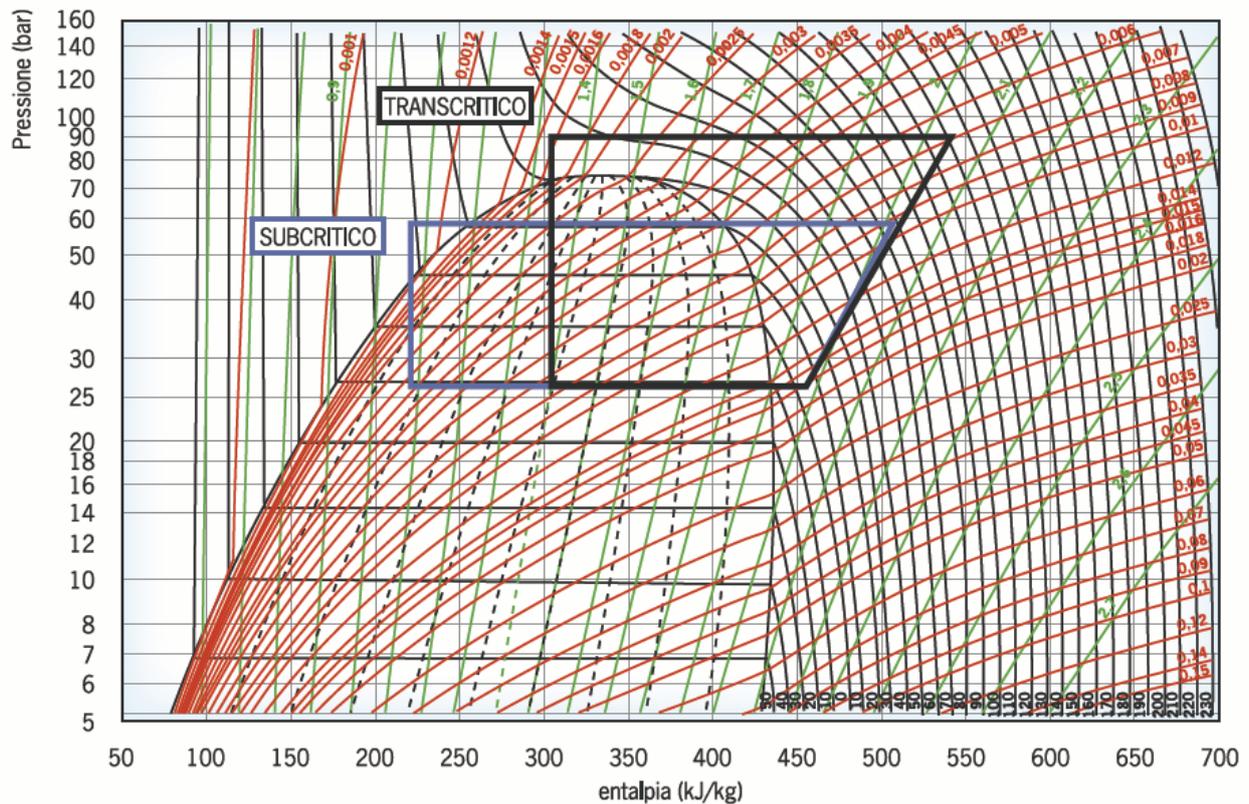


Fig. 54: Ciclo termodinamico CO₂ su diagramma P – h

Prendendo in considerazione l'immagine riportata sopra, noteremo che, con grande probabilità, avremo un sistema di funzionamento transcritico, il che significa che la pressione di aspirazione sarà inferiore al punto critico, mentre la pressione di scarico sarà superiore al punto critico.

Ciò significa che, all'interno dello scambiatore di calore ad alta pressione, il fluido non condensa poiché lo scambio di calore avviene all'esterno della cupola del refrigerante.

Queste caratteristiche, che sono uniche, rendono la CO₂ la soluzione perfetta per pompe di calore per la produzione di acqua calda sanitaria.

L'immagine qui sotto, mostra i profili di temperatura dei fluidi nello scambiatore di calore ad alta pressione.

Il profilo di temperatura della CO₂ segue perfettamente il profilo della temperatura dell'acqua, a differenza di quanto accade utilizzando l'R134a e qualsiasi altro fluido operante in condizioni subcritiche.

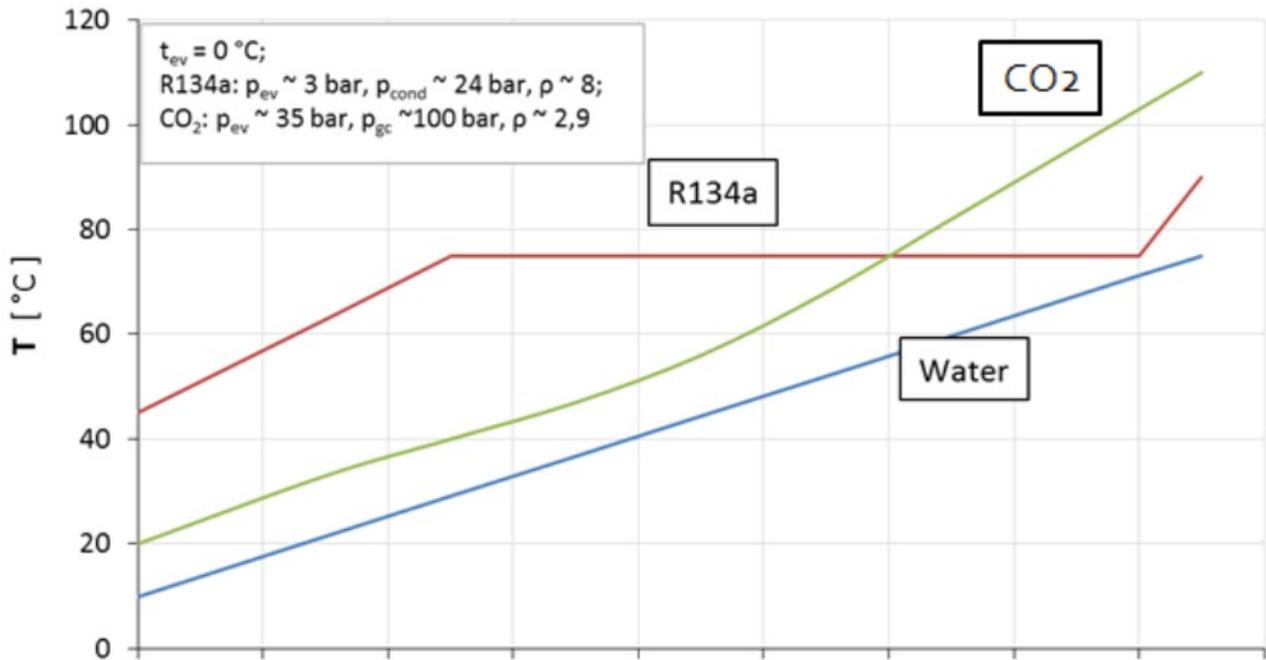


Fig. 55: Diagramma delle temperature lungo lo scambiatore ad alta pressione

Per mezzo delle pompe di calore ad anidride carbonica si può quindi produrre acqua calda fino a 90°C ed oltre, temperature difficilmente raggiungibili con i sistemi tradizionali (pompe di calore con fluidi alogenati in ciclo subcritico) raggiungendo valori di COP fino a 6,5 (con cicli combinati per ottimizzare la fase di evaporazione).

	WINTER	SUMMER
AIR TEMPERATURE	-5°C	30°C (MAX 45°C)
WATER TEMPERATURE IN	10°C	20°C
CHILLED WATER TEMPERATURE IN/OUT	-	12°C - 7°C
HEATING CAPACITY	54 kW	72 kW
HOT WATER PRODUCTION	760 liters/h	1250 liter/h
COOLING CAPACITY	-	53,5 kW
COP HEATING	3,2	4,1
COP COMBINED	-	6,5

Tab. 11: Prestazioni di una PdC con gas frigogeno R744

E' anche utile sapere che l'R744, a differenza di altri gas quali l'R410A, è un gas puro, quindi facile da maneggiare, riciclare ed utilizzare.

Ovviamente bisognerà prestare particolari attenzioni sulla progettazione di questi impianti date le elevate temperature in gioco (e quindi le possibili dilatazioni delle tubazioni) e le pressioni quasi triplicate del ciclo termodinamico.

9. APPENDICE

NOTA SUI CONTROLLI DA EFFETTUARE PRIMA E DURANTE LA MESSA IN SERVIZIO DI UN IMPIANTO

Trattando impianti contenenti gas serra e/o nocivi per l'ambiente e/o l'uomo (quali ad esempio il refrigerante R32), è molto importante condurre accurate ispezioni prima della messa in funzione dell'impianto.

Vi sono norme, nel caso di frigogeni più tossici, che stabiliscono addirittura la quantità massima di gas contenibile nelle tubazioni e nella macchina in funzione della superficie calpestabile disponibile.

Date le diverse densità dei vari gas è possibile che alcuni di questi siano meno soggetti al fenomeno del galleggiamento e tendano a depositarsi verso il pavimento: la cosa non rappresenta un grave problema finché non si ha a che fare con impianti contenenti gas asfissianti.

Inoltre è obbligatorio prima della messa in funzione verificare tutte le giunture dell'impianto eseguendo:

- Prova di pressione per controllare la resistenza del sistema e la sua tenuta
- Prova del vuoto per evacuare aria ed umidità

Viene utilizzata una bombola d'azoto (200 bar a 15°C) collegata al sistema tramite appositi flessibili.

Le prove sono eseguite come da norma *EN378*, secondo cui tutti i componenti devono essere sottoposti ad una prova di resistenza alla pressione (PS minimale determinato a partire dalla temperatura di saturazione, come da tabella della norma).

POMPE DI CALORE ED IMPIANTO FOTOVOLTAICO: LA SINERGIA TECNICO-ECONOMICA PERFETTA

Il raggiungimento del comfort termico all'interno di una abitazione, a un prezzo ragionevole, durante tutto l'arco dell'anno, è l'obiettivo dei sistemi di climatizzazione. Poterlo raggiungere senza l'utilizzo di combustibili fossili e affidandosi completamente ad energia proveniente da fonti rinnovabili avrebbe in più il beneficio di ridurre la carbon footprint dell'abitazione e, conseguentemente, delle persone che la abitano.

EQUA ha analizzato, per una generica abitazione di classe energetica C, il ritorno economico di un impianto con pompa di calore *Templari KITA S+* per la produzione di acs, che, grazie al suo funzionamento intelligente, permette di produrre e accumulare acqua calda quando i pannelli fotovoltaici producono di più, massimizzando così l'autoconsumo di energia e minimizzando i costi.

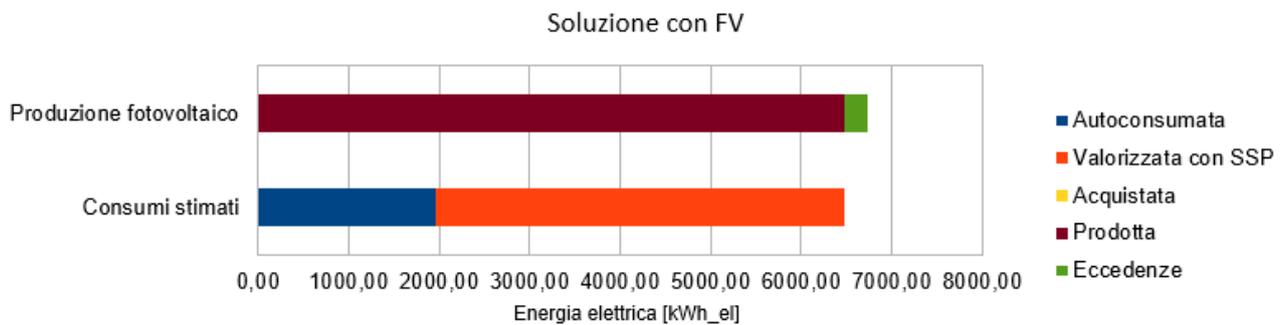
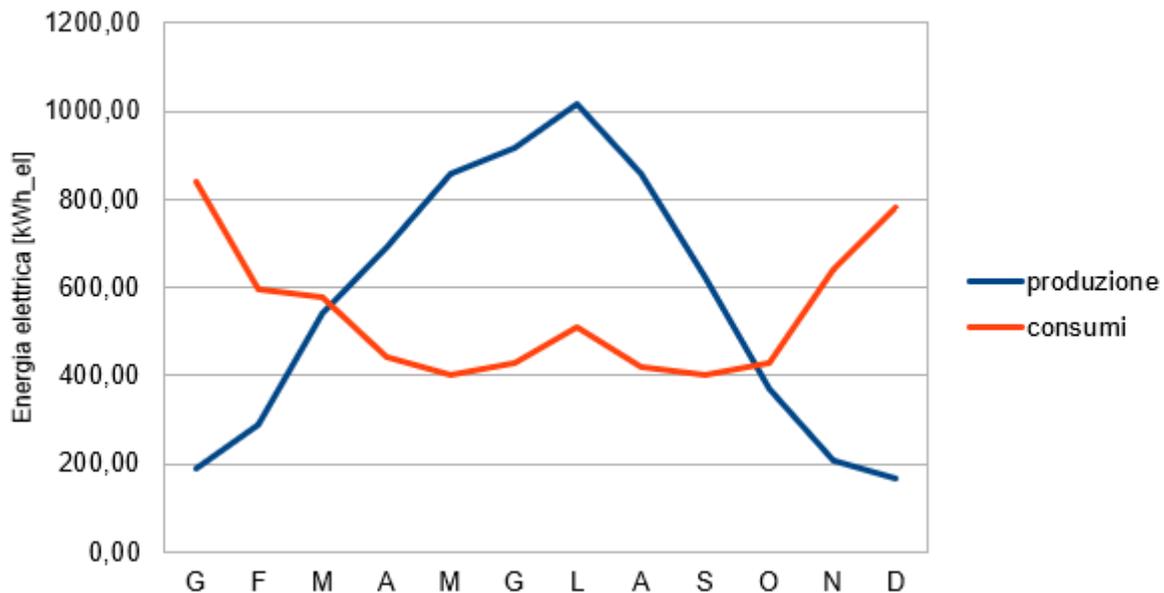


Fig. 56: Confronto tra produzione attesa e consumo stimato

SISTEMA PID (PROPORZIONALE INTEGRATIVO DIFFERENZIALE) DI UNA PdC

La pompa di calore è gestita tramite interfaccia con pannello touch dotata di controllo software automatico delle temperature di esercizio della PdC.

È possibile anche inserire una regolazione climatica consentendo un potenziale maggior risparmio energetico (il software default che gestisce la PdC opera già in modo molto accurato).

Poiché il calore necessario per mantenere le condizioni di comfort in ambiente è legato alle dispersioni dell'edificio ed alla temperatura esterna, il fabbisogno termico aumenta all'aumentare delle dispersioni dell'edificio e al diminuire della temperatura esterna.

Le regolazioni di tipo climatico permettono di selezionare una curva climatica all'interno di una famiglia di curve, in modo da adeguare la regolazione allo specifico edificio: fissata la curva climatica, la temperatura di mandata all'impianto viene regolata in modo automatico in funzione della temperatura esterna, adeguando l'apporto di calore al fabbisogno termico dell'edificio, per garantire sempre le migliori prestazioni in termini di comfort.

Per ottenere questi risultati si utilizza una centralina elettronica digitale, a cui sono collegate due sonde di temperatura (una di mandata all'impianto e una esterna) ed un servomotore che aziona la valvola miscelatrice.

La centralina elabora il segnale della sonda esterna e, in base al codice climatico più adatto per quel tipo di edificio, determina il valore ideale della temperatura di mandata, lo confronta con il valore reale misurato dalla sonda di mandata e, se necessario, agisce sulla valvola miscelatrice.

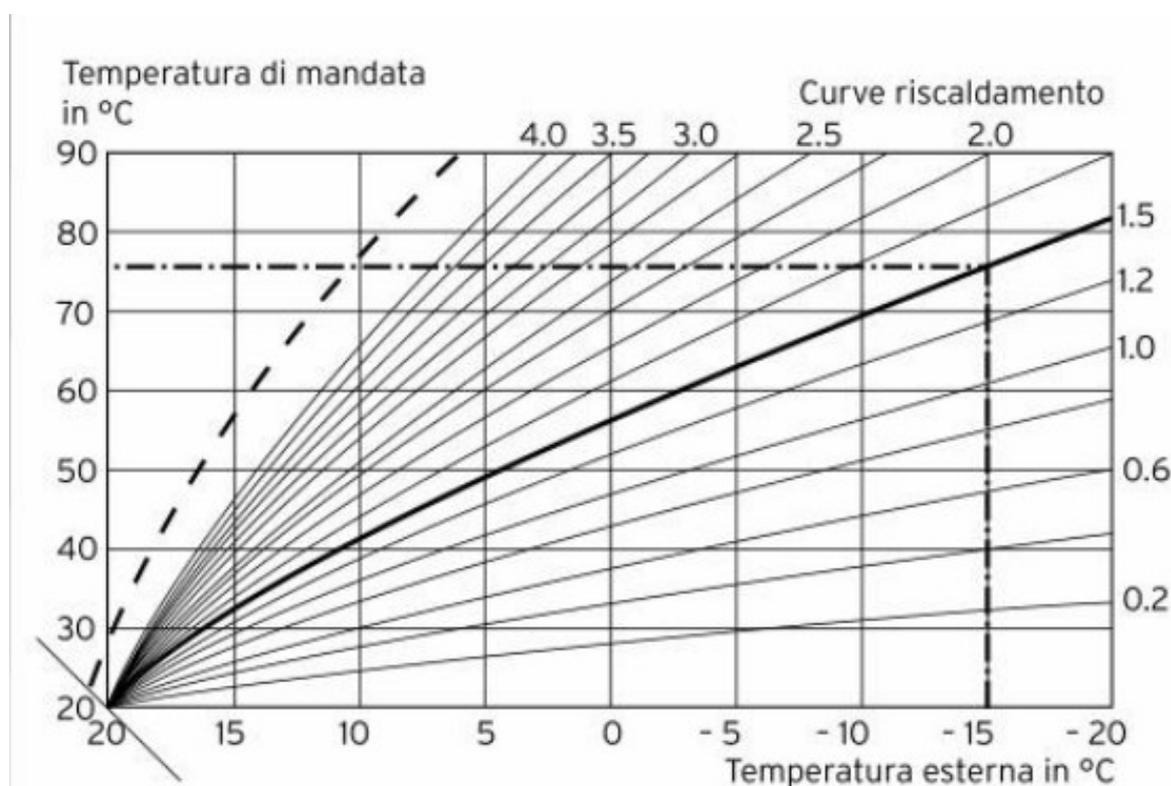


Fig.57: Esempio di curve climatiche

L'interfaccia software della PdC templari sfrutta un sistema di controllo aggiuntivo che permette di avere un comfort ottimale pilotando costantemente i parametri di esercizio della macchina a seconda delle impostazioni stabilite dall'utenza.

È presente difatti un sistema PID (proporzionale integrativo derivativo) che rappresenta il metodo di controllo attualmente più adatto per il monitoraggio delle temperature.

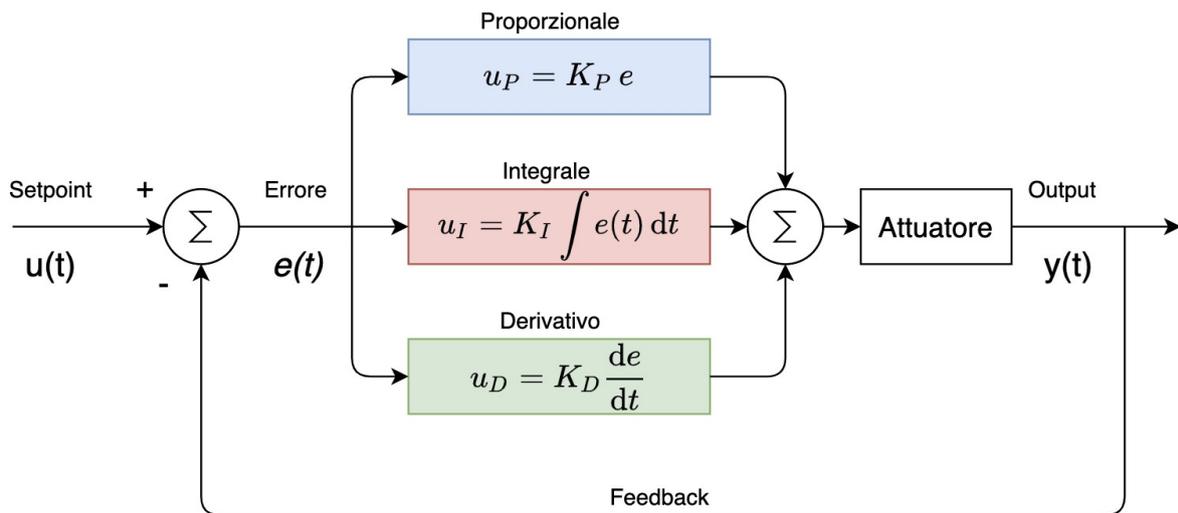


Fig. 58: Schema di controllo tramite algoritmo PID

La regolazione PID consiste in un sistema che utilizza le tre azioni formando un segnale di comando in base alla velocità D dello scostamento, della sua ampiezza P che continua nel tempo I fino all'annullamento dello scostamento.

Esso agisce in base a 3 azioni:

1. Azione proporzionale: controllo sul valore all'istante della temperatura ambiente
2. Azione integrale: controllo basato sui valori passati della temperatura ambiente
3. Azione derivativa: controllo sulla previsione della variazione della temperatura ambiente

Come ribadito precedentemente in svariate occasioni, il sistema è in grado di adattare avvio/ spegnimento e parametri di funzionamento della macchina raggiungendo comunque la temperatura "target" impostata dall'utente ma riducendo ulteriormente gli sprechi di energia (come si veda in nella simulazione di fig.27 – 28).

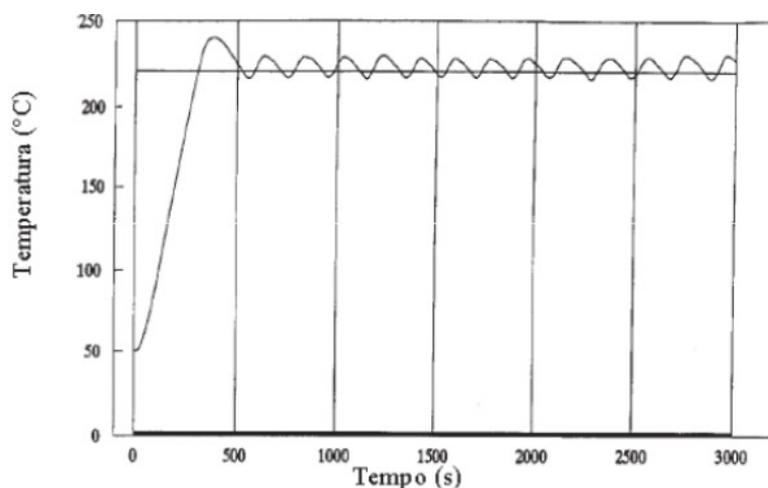


Fig. 59: Funzionamento On – Off con T_{target}

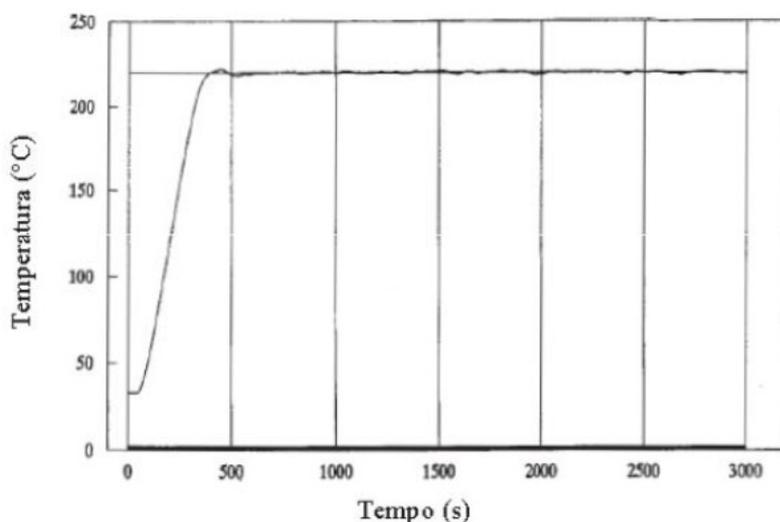


Fig. 60: Funzionamento con sistema di controllo PID

Una sonda termica misura la temperatura in un punto rappresentativo della zona da controllare, ad esempio nel soggiorno ad un metro e mezzo da terra, e fornisce l'informazione al regolatore che la confronta con un valore di riferimento/ target e ne calcola la differenza, o errore, ottenendo così un parametro che dia l'informazione sulla necessità o meno di intervenire regolando la potenza erogata dalla macchina tramite un attuttore

Gli attuatori sono componenti meccanici che agiscono direttamente sulla grandezza da regolare, per esempio il fluido termovettore.

Possono essere valvole, pompe di circolazione, ventilatori etc. e si suddividono in

1. valvole a 2 vie (impianti a portata variabile)
2. valvole a 3 vie miscelatrici (portata costante e temperatura variabile)
3. valvole a 3 vie deviatrici (portata variabile e temperatura costante)
4. valvole a 4 vie (presenti solitamente direttamente in macchina per permettere il passaggio da ciclo calore a ciclo frigo).

Un ulteriore metodo di ottimizzazione della pompa di calore, ma decisamente complesso, è quello di studiarne i consumi seguendo l'approccio dei bin, ossia un metodo di analisi del sistema tramite valutazione delle temperature medio stagionali (fornite dai dati ARPAV e simili) e delle frequenze delle temperature a cui l'impianto opera per un determinato periodo di tempo.

Mappando le temperature si sarà in grado di risalire ai COP della macchina ed ai funzionamenti con carichi parziali che ne decrementano il rendimento.

Sarà dunque possibile impostare dei parametri di funzionamento della macchina e relative curve climatiche che ottimizzino i rendimenti stagionali, avendo a disposizione un sistema sempre altamente efficiente.

Questo approccio, a differenza di quello *PID*, agisce globalmente sulla macchina, quindi non lavora su parametri target volti al funzionamento continuo della pompa di calore, ma sull'utilizzo della medesima lungo curve aventi *COP* massimo.

Essendo una tecnica molto complessa e dispendiosa in termini di tempo si tende sempre a sfruttare gli ottimi software forniti con le PdC, andando a combinare il sistema *PID* con ottimizzazioni sui parametri di lavoro dell'impianto (vale a dire i target del sistema del controllo) a cui la macchina andrà a lavorare.

La centralina infine ottimizzerà automaticamente i consumi energetici del generatore termico.

TABELLE PER IL DIMENSIONAMENTO DELL'IMPIANTO IDRAULICO

Unità di carico (UC) per le utenze delle abitazioni private

prospetto D.1

Apparecchi singoli

Apparecchio	Alimentazione	Unità di carico		
		Acqua fredda	Acqua calda	Totale acqua calda + acqua fredda
Lavabo	Gruppo miscelatore	0,75	0,75	1,00
Bidet	Gruppo miscelatore	0,75	0,75	1,00
Vasca	Gruppo miscelatore	1,50	1,50	2,00
Doccia	Gruppo miscelatore	1,50	1,50	2,00
Vaso	Cassetta	3,00	-	3,00
Vaso	Passo rapido o flussometro	6,00	-	6,00
Lavello cucina	Gruppo miscelatore	1,50	1,50	2,00
Lavabiancheria	Solo acqua fredda	2,00	-	2,00
Lavastoviglie	Solo acqua fredda	2,00	-	2,00
Pilozzo	Gruppo miscelatore	1,50	1,50	2,00
Idrantino Ø 3/8"	Solo acqua fredda	1,00	-	1,00
Idrantino Ø 1/2"	Solo acqua fredda	2,00	-	2,00
Idrantino Ø 3/4"	Solo acqua fredda	3,00	-	3,00
Idrantino Ø 1"	Solo acqua fredda	6,00	-	6,00

Unità di carico (UC) per le utenze degli edifici ad uso pubblico e collettivo (alberghi, uffici, ospedali, ecc.)

prospetto D.2

Apparecchi singoli

Apparecchio	Alimentazione	Unità di carico		
		Acqua fredda	Acqua calda	Totale acqua calda + acqua fredda
Lavabo	Gruppo miscelatore	1,50	1,50	2,00
Bidet	Gruppo miscelatore	1,50	1,50	2,00
Vasca	Gruppo miscelatore	3,00	3,00	4,00
Doccia	Gruppo miscelatore	3,00	3,00	4,00
Vaso	Cassetta	5,00	-	5,00
Vaso	Passo rapido o flussometro	10,00	-	10,00
Orinatoio	Rubinetto a vela	0,75	-	0,75
Orinatoio	Passo rapido o flussometro	10,00	-	10,00
Lavello	Gruppo miscelatore	2,00	2,00	3,00
Lavatoio di cucina	Gruppo miscelatore	3,00	3,00	4,00
Pilozzo	Gruppo miscelatore	2,00	2,00	3,00
Vuotatoio	Cassetta	5,00	-	5,00
Vuotatoio	Passo rapido o flussometro	10,00	-	10,00
Lavabo a canale (per ogni posto)	Gruppo miscelatore	1,50	1,50	2,00
Lavapiedi	Gruppo miscelatore	1,50	1,50	2,00
Lavapadelle	Gruppo miscelatore	2,00	2,00	3,00
Lavabo clinico	Gruppo miscelatore	1,50	1,50	2,00
Beverino	Rubinetto a molla	0,75	-	0,75
Doccia di emergenza	Comando a pressione	3,00	-	3,00
Idrantino Ø 3/8"	Solo acqua fredda	2,00	-	2,00
Idrantino Ø 1/2"	Solo acqua fredda	4,00	-	4,00
Idrantino Ø 3/4"	Solo acqua fredda	6,00	-	6,00
Idrantino Ø 1"	Solo acqua fredda	10,00	-	10,00

Tab.12 - 13: Portate dei principali servizi idraulici (ulteriori sono reperibili a seconda dell'apparecchio e dell'edificio in cui si sta installando l'impianto)

Nota: qualora si volesse calcolare la perdita di carico effettiva lungo le tubazioni sono presenti ulteriori tabelle con valori già calcolati delle perdite di carico concentrate a seconda dei collegamenti (giunti, raccordi, miscelatori, contatore etc.) e delle utenze/ servizi alimentati.

DETERMINAZIONE ACCURATA DELLE PERDITE DI CARICO

Perdite di carico distribuite

La perdita di carico R generata dalle dissipazioni viscose viene espressa come:

$$R = J \times L$$

È possibile calcolare il fattore J con la formula di Darcy-Weisbach:

$$J = \frac{\lambda v^2}{2gD}$$

dove:

R è la perdita di carico avente le dimensioni di una lunghezza (in metri);

J è la perdita di carico per unità di lunghezza (in m/m);

L è la lunghezza della tubazione (in metri);

D è il diametro interno della tubazione (in metri);

v è la velocità del fluido (in m/s);

g è l'accelerazione gravitazionale (in m/s²);

λ è il coefficiente adimensionale ricavabile dal Diagramma di Moody

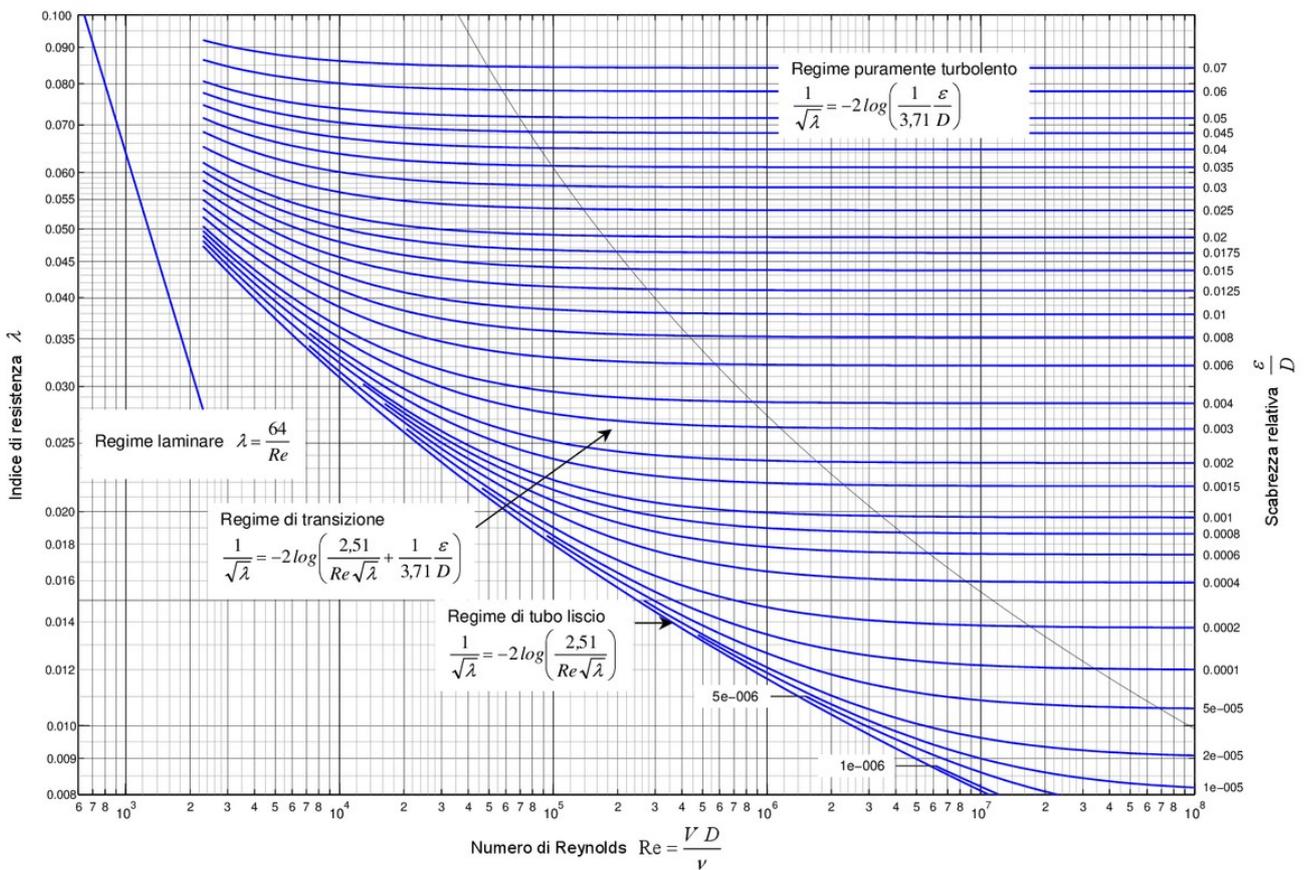


Fig. 61: Abaco di Moody

prospetto I.1 Rugosità assoluta di alcuni materiali per tubazioni

Materiale a contatto con l'acqua	Rugosità assoluta ε [mm]
Acciaio	0,045
Acciaio zincato	0,03
Rame trafilato	0,0015
PEX / PERT	0,007

Calcolo della rugosità relativa e :

$$e = \varepsilon / D$$

dove:

ε è la rugosità assoluta [mm];

D è il diametro interno della tubazione [mm].

Calcolo del numero di Reynolds:

$$Re = (D \times v) / \nu$$

Dove:

D è il diametro interno del tubo [m];

v è la velocità media dell'acqua [m/s];

ν è la viscosità cinematica dell'acqua [m²/s].

prospetto I.2 Viscosità cinematica dell'acqua al variare della temperatura

Temperatura T [°C]	Viscosità cinematica ν [m ² /s]
0	$1,750 \times 10^{-6}$
10	$1,298 \times 10^{-6}$
20	$1,005 \times 10^{-6}$
30	$8,042 \times 10^{-7}$
40	$6,601 \times 10^{-7}$
50	$5,529 \times 10^{-7}$
60	$4,745 \times 10^{-7}$
70	$4,098 \times 10^{-7}$
80	$3,613 \times 10^{-7}$
90	$3,241 \times 10^{-7}$
100	$2,913 \times 10^{-7}$

SCOP (SEASONAL COP)

È un dato riassuntivo che si basa su una miscelazione teorica dei dati ottenuti in quattro punti di prova in cui il costruttore può scegliere il clima di riferimento, la potenza relativa alla pompa di calore, il tipo di regolazione ed il tipo di impianto.

Risulta utile conoscerlo in quanto permette di ricavare la correzione del *COP*, essendo quest'ultimo influenzato dal carico della macchina (motivo per cui è importante il corretto dimensionamento del generatore termico).

Non si entrerà nel merito di come vengano ricavati tali valori di correzione, a livello illustrativo però un fattore di correzione per macchina impostata in modalità On/ Off può avere un valore di 0,80, andando per esempio a ridurre il COP da 3,80 a 3,61, causa l'effetto del carico parziale.

In questo modo si avrà un'idea più specifica del rendimento effettivo della pompa di calore (solitamente il costruttore riporta nelle schede tecniche i COP relativi ad intervalli di temperature esterne e temperature di mandata/ carico macchina, con relativa potenza termica "utile" fornita e consumo energetico).

VITODENS 100-W

Vitodens 100-W		B1KF/B1HF.	B1KF/B1HF.	B1KF/B1HF.
Campo di potenzialità utile				
50/30 °C**	kW	3,2(5,7)*-19	3,2(5,7)*-25	3,2(5,7)*-32
80/60 °C**	kW	2,9(5,2)*-17,5	2,9(5,2)*-23	2,9(5,2)*-29,3
ACS (versione istantanea)	kW	2,9(5,2)*-26,2	2,9(5,2)*-30,4	2,9(5,2)*-33,5
Rendimento				
con carico pieno (100 %)	%	98,2	98,2	97,9
con carico parziale (30 %)	%	108,7	109,6	109,6
Livello di potenzialità sonora (EN ISO 15036-1) a carico massimo				
	dB(A)	42	46	48
Classe NOx				
		6	6	6
Vaso di espansione (capacità)				
	Litri	8	8	8
Produzione di acqua calda sanitaria con $\Delta T = 30 K$ secondo EN 13203				
	Litri/ min	12,5	14	16
Dimensioni				
Profondità		360	360	360
Larghezza		400	400	400
Altezza		700	700	700
Peso (versione istantanea)				
		34,5	34,5	34,5
Efficienza energetica riscaldamento				
Classe		A	A	A
Rendimento		93%	94%	94%

* Potenza minima per versione -M (versione impianti cascata fumi in pressione)

Fig. 62: Scheda tecnica caldaia a condensazione

VITOCAL 200-S



Caratteristiche costruttive

Pompa di calore aria/acqua split inverter reversibile.

Temperatura di mandata fino a 60°C.

Gestione integrata per la produzione di riscaldamento e raffreddamento di 3 circuiti idronici.

Possibile produzione di acqua calda sanitaria grazie alla valvola deviatrice integrata nell'unità interna.

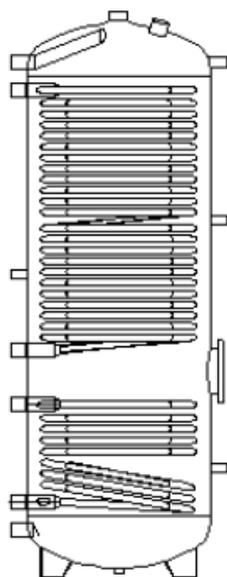
Possibile gestione sistemi di ventilazione Vitovent.

Gruppo di sicurezza integrato.

Ottimizzazione acustica dell'unità esterna per silenziosità al vertice di categoria.

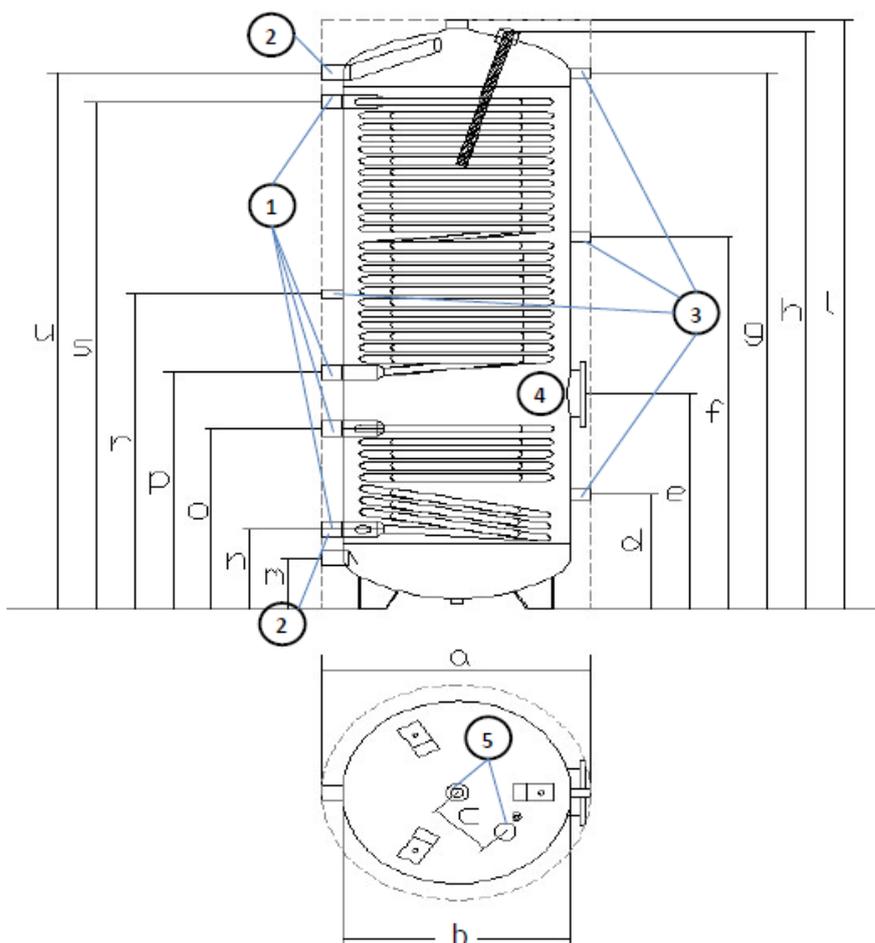
Vitocal 200-S		04	06	08	10	13
Riscaldamento (A7/W35) - EN 14511	Potenza Termica kW	4,18	6,30	7,54	12,60	13,70
	COP	4,55	4,41	4,52	4,80	4,69
	Portata Acqua min. l/h	700	700	700	1.400	1.400
Riscaldamento (A7/W45) - EN 14511	Potenza Termica kW	4,78	5,06	7,06	9,66	10,37
	COP	3,47	3,5	3,74	3,84	3,78
Raffreddamento (A35/W18) - EN 14511	Potenza Frigo kW	5,0	6,0	7,0	9,5	11,5
	EER	4,20	3,65	3,74	3,82	3,70
Raffreddamento (A35/W7) - EN 14511	Potenza Frigo kW	3,90	4,90	6,20	8,00	9,00
	EER	2,53	2,36	2,20	2,50	2,35
Limiti operativi in riscaldamento	Limiti	-20 ÷ 35 °C				
	T max mandata	Max 60 °C con T ≥ - 10 °C				
Assorbimento elettrico solo pompa di calore	Pot. max assorbita kW	-20 ÷ 35 °C				
	Cor. max assorbita A	Max 60 °C con T ≥ - 10 °C				
Classe eff. energetica EU-nr811/2013	Bassa temp. (W35)	A++	A++	A++	A++	A++
	Media temp. (W55)	A+	A++	A++	A++	A++
Dimensioni e Pesì (Unità int/est)	Lunghezza mm	450/1109	450/1109	450/1109	450/1109	450/1109
	Profondità mm	370/546	370/546	370/546	370/546	370/546
	Altezza mm	880/753	880/753	880/753	880/1377	880/1377
	Peso Kg	44/94	44/94	44/99	45/137	45/137

Fig. 63: Scheda tecnica pompa di calore



- Bollitore con doppi serpentini in acciaio al carbonio posti in parallelo ad elevato scambio termico e bassa perdita di carico .
- Serpentino superiore con doppia tubazione in parallelo ottimizzato per la produzione di acqua calda sanitaria abbinato a pompe di calore.
- Serpentino inferiore con doppia tubazione in parallelo per integrazione solare o caldaia.
- In caso di utilizzo con sola pompa di calore collegare il serpentino superiore con quello inferiore in serie.
- Completo di protezione anodica e trattamento interno secondo normative DIN 4753-3 e UNI 10025.
- Flangia di ispezione laterale per inserimento di eventuale resistenza elettrica.
- Isolamento esterno costituito da poliuretano iniettato con spessore di 50 mm.
- Finitura esterna in skay di colore grigio metal (RAL 9006)

Quote dimensionali Solarcell Max



Capacità	300	500
Quote	mm	mm
a	590	740
b	500	650
c	150	150
d	315	320
e	590	625
f	1020	1045
g	1470	1500
h	1584	1654
l	1615	1690
m	140	185
n	220	275
o	495	525
p	650	700
r	865	950
s	1390	1395
u	1470	1500

Legenda attacchi
1. Mandata e ritorno serpentini
2. Acqua fredda, acqua calda
3. Sonde e ricircolo
4. Flangia/resistenza elettrica
5. Manicotti superiori

Fig. 64: Scheda tecnica accumulo acqua tecnica

MODELLO		50	100	200	300	500	800	1000	1500	2000
Total volume of the tank Volume serbatoio	Liters Litri	50	97	204	301	469	735	885	1470	2008
Max. tank working pressure Max. press. esercizio	bar	3	3	3	3	3	3	3	3	3
Max. tank working temperature Max. temp. esercizio	°C	95	95	95	95	95	70	70	70	70
Min. tank working temperature Min. temp. esercizio	°C	-7	-7	-7	-7	-7	-7	-7	-7	-7
Total height Altezza totale	H mm	835	795	1490	1475	1615	1880	2135	2595	2635
External diameter (with insul.) Diametro esterno (con isol.) Dext.	mm	410	560	560	650	750	1030	1030	1190	1340
Internal diameter (without insul.) Diametro interno (senza isol.) Dint.	mm	300	450	450	550	650	790	790	950	1100
Connection/Sensor Connessione/Sonda	A mm	170	185	185	225	245	380	380	500	510
Sensor Sonda	1/2" G B mm	415	395	735	725	800	735	820	1040	1050
Electr. aux. heating system Resistenza elettrica	1"1/2" G C mm	465	445	785	775	850	915	1040	1310	1320
Sensor Sonda	1/2" G E mm	-	-	-	-	-	1095	1260	1580	1590
Connection/Sensor Connessione/Sonda	F mm	660	605	1285	1230	1355	1450	1700	2120	2130
Weight of the tank Peso del serbatoio	kg	20	28	50	59	80	130	145	218	285
Efficiency energy class- Total heat loss Classe efficienza energ.-Dispens. tot. (W)		A-27	A-35	B-54	B-69	C-88	C-96	C-102	C-138	C-162

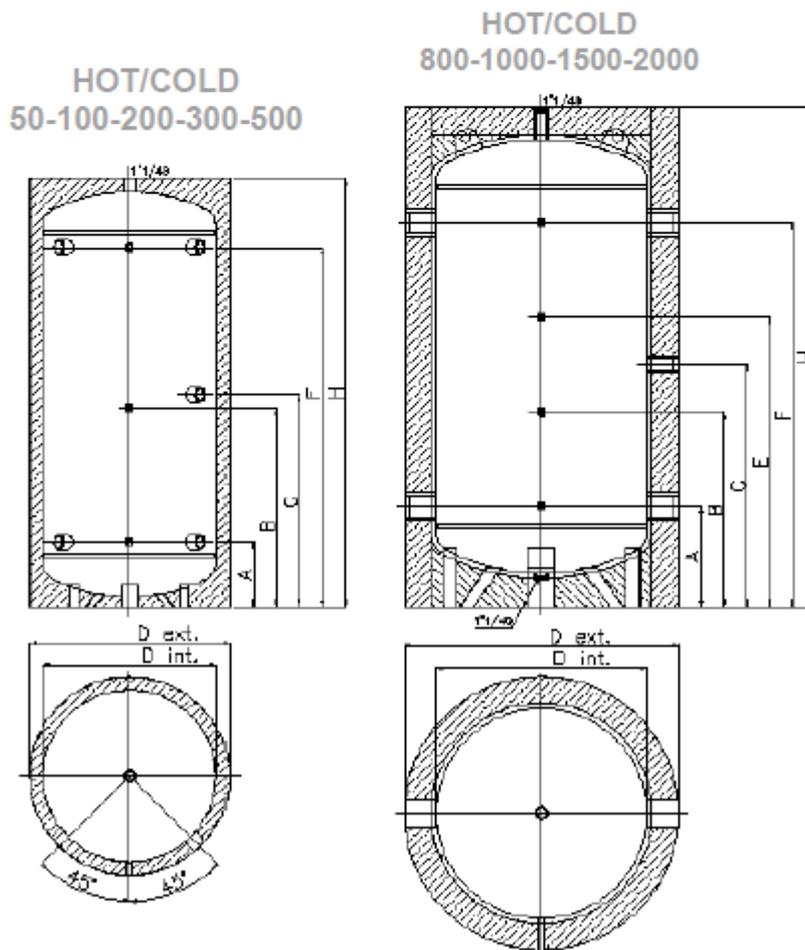


Fig. 65: Scheda tecnica accumulo acqua calda sanitaria

10. INDICE FIGURE

Fig.1: Consumi energetici per il riscaldamento ottenuto tramite fonti rinnovabili	14
Fig. 2: Considerazioni per la progettazione di un impianto con pompa di calore	15
Fig. 3: Ciclo termodinamico della pompa di calore	16
Fig. 4: Ciclo termodinamico della pompa di calore sul diagramma P-h	17
Fig. 5: Ciclo PdC con curve isoT su diagramma P-h	17
Fig. 6: Calcolo COP ed EER di una PdC rispettivamente in modalità riscaldamento e raffrescamento	18
Fig.7: Correlazione COP PdC a differenti T_{ext} e $T_{mandata}$	19
Fig. 8: Potenza termica e COP PdC in funzione di $T_{mandata}$ e T_{ext}	19
Fig. 9: SCOP per PdC in classe A++ ed A+++	20
Fig. 10: Esempio ciclo frigorifero di una PdC con R410A	21
Fig. 11: Confronto ciclo PdC in modalità raffrescamento e riscaldamento tramite valvola a 4 vie	21
Fig. 12: Ciclo frigorifero PdC ideale su diagramma P-h	22
Fig. 13: Ciclo frigorifero PdC non ottimizzato sul condensatore	23
Fig. 14: Ciclo frigorifero PdC non ottimizzato sull'evaporatore	24
Fig. 15: Tabella dei valori di alcuni tipi di refrigeranti	25
Fig. 16: Temperature e pressioni di differenti fluidi refrigeranti nel ciclo frigorifero	26
Fig. 17: Esempi di funzionamento bivalente di PdC e caldaia	27
Fig. 18: Tipiche caratteristiche di una pompa di calore e campo operativo del sistema ibrido in funzione della T_{ext} .	29
Fig.19: Grafico rendimento – costi – T_{ext} di una PdC	30
Fig. 20: Analisi unzionamento ibrido PdC e caldaia a condensazione	31

Fig. 21: Tabella rendimenti e potenze di caldaia e pompa di calore	32
Fig. 22: Tabelle tecniche analisi PdC villetta isolata	33
Fig. 23: Valutazione economica della soluzione impiantistica utilizzata per villetta isolata	34
Fig. 24: Tabelle tecniche analisi PdC villetta mediamente isolata	35
Fig. 25 e 26: Tabelle tecniche PdC e caldaia a condensazione	36
Fig. 27: Analisi energetica della soluzione impiantistica utilizzata per villetta mediamente isolata	37
Fig. 28: Analisi economica di due differenti approcci di funzionamento dell'impianto: continuo o con attenuazione	37
Fig. 29: Simulazione dinamica dell'impianto termico con funzionamento continuo di 14h	38
Fig. 30: Simulazione dinamica dell'impianto termico con funzionamento continuo	38
Fig. 31: Diametri e coefficienti di riferimento sulla sezione del tubo	40
Fig. 32: Correlazione tra isolamento e spessore dell'isolante	41
Fig. 33: Schema di installazione dei componenti per il trattamento dell'acqua	45
Fig. 34: Riduttore di pressione	46
Fig. 35: Esempio di un vaso d'espansione	47
Fig. 36: Distribuzione acqua calda con ricircolo e 2 attacchi al bollitore	48
Fig. 37: Residui d'impianto sul defangatore (a montaggio verticale)	49
Fig. 38: Esempio di separatore idraulico	49
Fig. 39: Generica curva di prevalenza impianto – pompa	50
Fig. 40: Analisi economica costi e consumi di differenti generatori di calore	52
Fig. 41: Rappresentazione di un accumulo (puffer)	54
Fig. 42: Prospetto fabbisogno giornaliero d'acqua	55
Fig. 43: Prospetto fabbisogno giornaliero d'acqua principali servizi	55
Fig. 44: Prospetto fabbisogno giornaliero d'acqua principali edifici	55

Fig. 45: Curva di portata richiesta da un'abitazione (G_r = portata totale)	58
Fig. 46: Layout 2D dell'impianto ibrido	63
Fig. 47: Schema idraulico del progetto d'impianto	64
Fig. 48: Split ed equilibratore	64
Fig. 49: Impianto, vista Est	65
Fig. 50: Impianto, vista Ovest	66
Fig. 51: Accumulo acqua tecnica (Blu: vaso di espansione non ancora installato)	67
Fig. 52: Accumulo acs e relativo vaso di espansione	68
Fig. 53: Macchina esterna ed accumulo tecnico	69
Fig. 54: Ciclo termodinamico CO_2 su diagramma P – h	72
Fig. 55: Diagramma delle temperature lungo lo scambiatore ad alta pressione	73
Fig. 56: Confronto tra produzione attesa e consumo stimato	75
Fig.57: Esempio di curve climatiche	76
Fig. 58: Schema di controllo tramite algoritmo PID	77
Fig. 59: Funzionamento On – Off con T_{target}	77
Fig. 60: Funzionamento con sistema di controllo PID	78
Fig. 61: Abaco di Moody	81
Fig. 62: Scheda tecnica caldaia a condensazione	83
Fig. 63: Scheda tecnica pompa di calore	84
Fig. 64: Scheda tecnica accumulo acqua tecnica	85
Fig. 65: Scheda tecnica accumulo acqua calda sanitaria	86

11. INDICE TABELLE

Tab. 1: Considerazioni energetiche di valutazione di buon intervento	14
Tab. 2: Confronto dei costi esercizio di differenti generatori termici	39
Tab. 3: Indice coefficienti formule calcolo dispersioni termiche	40
Tab. 4: Durezza dell'acqua in gradi francesi (°f)	44
Tab. 5: Portate e pressioni minime da garantire a monte dei rispettivi servizi	57
Tab. 6: Valori medi delle perdite di carico indotte dai principali componenti d'impianto	59
Tab. 7: Velocità massime consigliate nelle tubazioni	60
Tab. 8: Portate massime di acqua fredda in relazione al carico lineare unitario disponibile (J)	61
Tab. 9: Portate massime di acqua calda in relazione al carico lineare unitario disponibile (J)	62
Tab. 10: Caratteristiche impiantistiche della CO ₂	71
Tab. 11: Prestazioni di una PdC con gas frigogeno R744	73
Tab.12 - 13: Portate dei principali servizi idraulici (ulteriori sono reperibili a seconda dell'apparecchio e dell'edificio in cui si sta installando l'impianto)	80
Tab. 14: Tabella di tabelle	90

12. SITOGRAFIA E BIBLIOGRAFIA

<https://www.infobuildenergia.it/approfondimenti/come-riscaldare-casa-con-fonti-rinnovabili/>

<https://www.infobuildenergia.it/approfondimenti/impianto-geotermico-costi-detrazioni-vantaggi/>

<https://www.insic.it/tutela-ambientale/impianti-geotermici-definizione-vantaggi-e-svantaggi/#:~:text=Un%20impianto%20geotermico%20%C3%A8%20un,produzione%20di%20acqua%20calda%20sanitaria.>

[Impianto solare termico e fotovoltaico: qual è la differenza? 4 cose da sapere](#)

www.bosch-thermotechnology.com

<https://www.bosch-thermotechnology.com/it/it/residenziale/informazioni/lo-sapevi-che/la-soluzione-ideale/accumulo-inerziale-funzionamento/#:~:text=Cos'%C3%A8%20l'accumulo%20inerziale&text=Si%20tratta%20di%20un%20serbatoio,a%20un%20sistema%20di%20termoregolazione>

<https://www.equaenergia.it/>

<https://www.equaenergia.it/pompa-di-calore/>

<https://www.equaenergia.it/pompe-di-calore-per-lindustria/>

<https://www.templari.com/>

<https://www.templari.com/prodotto/kita-linea-mi/>

<https://www.viessmann.it/it/prodotti/pompe-di-calore.html>

<https://www.viessmann.it/it/approfondimenti/funzionamento-pompe-di-calore.html>

https://www.enea.it/it/Ricerca_sviluppo/documenti/ricerca-di-sistema-elettrico/climatizzazione-rinnovabili/rds-251.pdf

https://www.mitsubishi-termal.it/wp-content/uploads/2018/02/OPUSCOLO_Q-TON_2017_TRM.pdf

<https://www.invisibilemavero.it/refrigerazione-condizionamento/r466a-il-gas-refrigerante-sostituto-del-r410a/>

<https://osservatoriosullacasa.it/il-gas-refrigerante-r410a-perche-e-stato-bandito-ecco-cosa-usare-in-sostituzione/>

<https://www.zerosottozero.it/2019/03/18/anidride-carbonica-uninteressante-analisi-sulle-applicazioni-della-pompa-di-calore-con-il-recupero-di-raffreddamento/>

Simulazione di calcolo con pompe di calore e sistemi ibridi per la verifica del doppio salto di classe energetica (Dott. Stefano Silvera 13/10/2020)

Corso AFOR di progettazione impianti termici residenziali, Caleffi – Riello (ing. Cristiano Pusterla)

Corso AFOR, dimensionamento componenti (ing. Giuseppe Marco Quartini, 2011 - 2012)

Corso frigoristi: ciclo frigorifero, clima e refrigeranti, componenti, impianti (ing. Samuelli Diego, 2013)

Fonti energetiche e strategia energetica nazionale (ing. Samuelli Diego, 2018)

Edificio Efficiente, energia primaria, diagnosi ed efficienza energetica (Ing. Samuelli Diego, 2022)

Dimensionamento degli impianti di riscaldamento (ing. Laurent Socal, 2012)

Progettazione impianti termici residenziali – pompe di calore (ing. Laurent Socal, 2012)

Sistemi Viessmann (Ronca Simone, 2013)

Linee guida per la prevenzione ed il controllo della legionellosi (Dott. Roberto Cagarelli, Dott.ssa Anna Caraglia, Ing. Giammarco Mele, Dott. Massimo Ottaviani, Dott.ssa Maria Grazia Pompa, Dott.ssa Maria Scaturro, Dott. Mario Venditti, Dott. Enrico Veschetti)

Cicli antilegionella, Caleffi

Linee guida per la prevenzione ed il controllo della legionellosi in regione Lombardia (D.D.G.S. n. 1751 del 24.02.2009)

Caleffi, Dimensionamento delle reti idrosanitarie (ing. Mario Doninelli e ing. Narci Doninelli)

Caleffi, Le reti di distribuzione (ing. Mario Doninelli)

Datasheet Caldaie Viessmann (2022)

Datasheet Pompe di Calore Viessmann (2022)

Datasheet Puffer Viessmann (2022)

Datasheet Puffer Solarcell (2022)

Si dice spesso che il percorso conti più della meta.

Questo giorno rimarrà sempre nel mio cuore ma ancor più rimarrà dentro di me la consapevolezza di aver avuto la fortuna rara di trovare degli amici veri, in questi anni, a volte bui, a volte meravigliosi: vi ringrazio per essere stati al mio fianco sempre!

*Di nuovo spero un semplice grazie possa bastare a tutti coloro
che mi hanno portato fin qui. . . .*

