

# **Pompe di calore**

## **Progettazione, costruzione e funzionamento d'impianti di pompe di calore elettriche**

## «RAVEL nel settore del calore» in cinque fascicoli

Direzione generale: Hans Rudolph Gabathuler

In un prossimo futuro le tecniche efficienti sul piano energetico diventeranno vieppiù importanti. Nei libri di testo odierni è possibile reperire ben poco materiale concernente questo tema. In tre corsi RAVEL – «Ricupero del calore ed utilizzazione del calore residuo», «Pompe di calore», nonché «Produzione combinata di forza e calore» – le progettiste ed i progettisti possono formarsi ulteriormente in questo settore promettente. La collana di pubblicazioni che apparirà a questo proposito «RAVEL nel settore del calore» è composta da cinque fascicoli. Essi possono essere ordinati presso l'Ufficio centrale federale degli stampati e del materiale, 3003 Berna.

Fascicolo 1: Elettricità e calore - Basi e correlazioni (n. d'ord. 724.357i)

Fascicolo 2: Ricupero del calore ed utilizzazione del calore residuo (n. d'ord. 724.355i)

Fascicolo 3: Pompe di calore (n. d'ord. 724.356i)

Fascicolo 4: Produzione combinata di forza e calore (n. d'ord. 724.358i)

Fascicolo 5: Circuiti standardizzati

## Autori

Thomas Baumgartner, Ufficio d'ingegneria per l'impiantistica, Bettlistrasse 35, 8600 Dübendorf

Hans Rudolph Gabathuler, Gabathuler AG, Kirchgasse 23, 8253 Diessenhofen

Hans Mayer, Gabathuler AG, Kirchgasse 23, 8253 Diessenhofen

Gyula Szokody, Hoval Herzog AG, General-Wille-Strasse 210, 8707 Feldmeilen

## Redazione e veste tipografica

Hans Rudolph Gabathuler, Gabathuler AG, Kirchgasse 23, 8253 Diessenhofen

## Grafica

Monica Ehrat, 8240 Thayngen

## Organizzazioni responsabili

INFEL Centro d'informazione per l'utilizzazione dell'elettricità, Lagerstrasse 1, 8021 Zurigo

APSLI Associazione padronale svizzera lattonieri e installatori, Auf der Mauer 11, 8023 Zurigo



*Osservazioni importanti*



*Indicazioni nell'ambito della collana «RAVEL nel settore del calore» (cfr. sopra)*



*Bibliografia specializzata*



*Indicazioni concernenti i programmi per PC*



*Esempi di calcolo*



*Denominazioni, simboli ed abbreviature a pagina 59*

*Indice analitico alle pagine 60/61*

ISBN 3-905233-31-2

Edizione originale: ISBN 3-905233-09-6

Copyright © Ufficio federale dei problemi congiunturali, 3003 Berna, giugno 1993.

La riproduzione parziale è autorizzata purché sia citata la fonte. Il presente manuale può essere ordinato presso l'Ufficio centrale federale degli stampati e del materiale (UCFSM), 3003 Berna (n. d'ord. 724.356 i)

Form. 724.356 i 11.94 700 U19657

# Prefazione

Il programma di promozione «Edilizia ed Energia», della durata totale di 6 anni (1990-1995), è composto dai tre programmi d'impulso seguenti:

- PI EDIL - Manutenzione e rinnovamento delle costruzioni
- RAVEL - Uso razionale dell'elettricità
- PACER - Energie rinnovabili.

Questi tre programmi d'impulso sono realizzati in stretta collaborazione con l'economia privata, le scuole e la Confederazione. Il loro scopo è quello di promuovere una crescita economica qualitativa. In tale ottica essi devono sfociare in un minor sfruttamento delle materie prime e dell'energia, con un maggiore ricorso al capitale costituito dalle capacità umane.

Il fulcro delle attività di RAVEL è costituito dal miglioramento della competenza professionale nell'impiego razionale dell'energia elettrica. Oltre agli aspetti della produzione e della sicurezza, che finora erano in primo piano, deve essere dato ampio risalto all'aspetto costituito dal rendimento. Sulla base di una matrice del consumo, RAVEL ha definito in modo esteso i temi da trattare. Oltre alle applicazioni dell'energia elettrica negli edifici vengono presi in considerazione anche i processi nell'industria, nel commercio e nel settore delle prestazioni di servizio. I gruppi mirati sono adeguatamente svariati: comprendono i professionisti di ogni livello, nonché i responsabili delle decisioni che si devono esprimere in merito a decorsi ed investimenti essenziali per quanto concerne il consumo dell'energia elettrica.

## **Corsi, manifestazioni, pubblicazioni, videocassette, ecc.**

Gli obiettivi di RAVEL saranno perseguiti mediante progetti di ricerca volti all'ampliamento delle conoscenze di base e – a partire dallo stesso principio – mediante la formazione, il perfezionamento e l'informazione. La divulgazione delle conoscenze è orientata verso l'impiego nella prassi quotidiana e si basa essenzialmente su manuali, corsi e manifestazioni. Si prevede di organizzare ogni anno un congresso RAVEL durante il quale, di volta in volta, si informerà, discutendone in modo esauriente, in merito ai nuovi risultati, sviluppi e tendenze della nuova ed affascinante disciplina costituita dall'impiego razionale dell'elettricità. Il bollettino «IMPULSO», pubblicato due o tre volte all'anno, fornirà dettagli concernenti queste attività ed informerà gli interessati in merito all'offerta di perfezionamento ampia ed orientata a seconda dei singoli gruppi d'interesse. Tale bollettino può essere ordinato in abbonamento (gratuito) presso l'Ufficio federale dei problemi congiunturali, 3003 Berna. Ogni partecipante ad un corso o ad una manifestazione organizzati nell'ambito del programma riceve una documentazione. Essa consiste essenzialmente della

pubblicazione specializzata elaborata a questo scopo. Tutte queste pubblicazioni possono pure essere ordinate presso l'Ufficio centrale federale degli stampati e del materiale (UCFSM), 3003 Berna.

## **Competenze**

Per poter fronteggiare questo programma ambizioso di formazione è stato scelto un concetto di organizzazione e di elaborazione che, oltre alla collaborazione competente di specialisti, garantisce anche il rispetto dei punti d'interazione nel settore dell'impiego dell'energia elettrica, nonché dell'assistenza necessaria da parte di associazioni e scuole del ramo interessato. Una commissione composta dai rappresentanti delle associazioni, delle scuole e dei settori professionali interessati stabilisce i contenuti del programma ed assicura la coordinazione con le altre attività che perseguono l'uso razionale dell'elettricità. Le associazioni professionali si assumono anche l'incarico di organizzare i corsi di perfezionamento professionale e le campagne d'informazione. Della preparazione di queste attività è responsabile la direzione del progetto composta dai signori Dott. Roland Walthert, Werner Böhi, Dott. Eric Bush, Jean-Marc Chuard, Hans-Ruedi Gabathuler, Jürg Nipkow, Ruedi Spalinger, Dott. Daniel Spreng, Felix Walter, Dott. Charles Weinmann, nonché Eric Mosimann, UFCO. Nell'ambito delle proprie competenze l'elaborazione è eseguita da gruppi di progettazione che devono risolvere singoli problemi (progetti di ricerca e di trasformazione) per quanto concerne il contenuto, l'impiego del tempo ed i costi.

## **Documentazione**

Dopo una procedura di consultazione e la prova d'impiego nel corso di una manifestazione pilota, la presente documentazione è stata rielaborata con cura. Gli autori erano tuttavia liberi di valutare, tenendone conto secondo il proprio libero apprezzamento, i diversi pareri in merito a singoli problemi. Essi si assumono anche la responsabilità dei testi. Le lacune che venissero alla luce durante l'applicazione pratica potrebbero essere eliminate in occasione di un'eventuale rielaborazione. L'Ufficio federale dei problemi congiunturali, il redattore responsabile o il direttore del corso (cfr. p. 2) saranno lieti di ricevere suggestioni a tale proposito. In questa sede desideriamo ringraziare tutte le persone che hanno contribuito alla realizzazione della presente pubblicazione.

Prof. Dott. Beat Hotz-Hart  
Vicedirettore dell'Ufficio federale  
dei problemi congiunturali

# Indice

<b>1. Tecnica delle pompe di calore</b> .....	<b>5</b>	2.7 Costi .....	28
1.1 RAVEL e la tecnica delle pompe di calore .....	5	Costi d'investimento .....	28
Come funziona una pompa di calore? .....	5	Tariffe dell'elettricità .....	28
Qual è la relazione tra la tecnica delle		<b>3. Dimensionamento</b> .....	<b>29</b>
pompe di calore e RAVEL? .....	5	3.1 Circuiti standardizzati .....	29
Limiti .....	5	3.2 Tre formule .....	29
1.2 Definizioni .....	7	3.3 Evitare gli errori .....	30
Limiti del bilancio e caratteristiche .....	7	3.4 Accumulatori .....	35
Amplificazione elettrotermica .....	7	Disaccoppiamento idraulico .....	35
Sistemi di costruzione .....	7	Accumulatori tecnici, accumulatori termici .....	35
1.3 Elementi costruttivi .....	8	Carica graduale, carica stratificata .....	35
Compressori .....	8	Differenza di temperatura nel	
Evaporatore .....	9	condensatore, punto d'inserimento	
Condensatore .....	10	e di disinserimento .....	36
Valvola d'espansione .....	10	<b>4. Caso pratico</b> .....	<b>41</b>
Dispositivi di sicurezza .....	10	4.1 Situazione iniziale .....	41
Dispositivo di sbrinamento .....	11	4.2 Diagramma della potenza a dipendenza	
1.4 Mezzi refrigeranti .....	12	dalla temperatura .....	42
1.5 Applicazioni speciali .....	13	4.3 Pompa di calore .....	42
Pompe di calore per il recupero del		Scelta della pompa di calore .....	42
calore e l'utilizzazione del calore residuo .....	13	Pompa del condensatore .....	43
Scaldacqua con pompa di calore .....	13	Pompa dell'evaporatore .....	43
Piccola pompa di calore .....	13	4.4 Accumulatore .....	44
Deumidificatori delle pompe di calore .....	13	Contenuto dell'accumulatore .....	44
1.6 Tendenze evolutive .....	14	Impedire la circolazione difettosa	
<b>2. Indicazioni concernenti</b>		nell'accumulatore! .....	44
<b>la progettazione</b> .....	<b>15</b>	4.5 Caldaia .....	44
2.1 Prestazioni .....	15	Potenza della caldaia .....	44
2.2 Diagramma della potenza a dipendenza		Valvola di regolazione, pompa	
dalla temperatura .....	15	della caldaia .....	45
2.3 Tipi di funzionamento .....	16	4.6 Caratteristiche .....	45
Funzionamento monovalente .....	16	Coefficiente di rendimento .....	
Funzionamento bivalente-parallelo .....	16	ε (valore istantaneo) .....	45
Funzionamento bivalente-alternativo .....	17	COP (valore istantaneo) .....	45
Caso particolare «funzionamento		Coefficiente di lavoro annuo CLA .....	46
monoenergetico» .....	17	Amplificazione elettrotermica AET .....	46
2.4 Condizioni d'impiego .....	18	4.7 Redditività .....	47
Sfruttamento diretto o indiretto? .....	18	4.8 Calcolo con il computer .....	48
Temperatura d'uscita del condensatore:		<b>5. Procedura d'autorizzazione</b> .....	<b>49</b>
variabile o costante? .....	18	5.1 Azienda elettrica .....	49
Scelta del mezzo refrigerante .....	19	Domanda di allacciamento .....	49
Scelta del prodotto antigelo .....	19	Limitazione della corrente di avviamento .....	49
2.5 Fonti di calore .....	20	5.2 Fonte di calore .....	50
Acqua freatica .....	20	5.3 Prescrizioni ulteriori .....	52
Acque di superficie .....	21	Isolamento acustico .....	52
Terreno .....	22	Aerazione dei locali .....	52
Aria esterna .....	23	Istallazione ed accessibilità .....	52
Calore geotermico .....	23	<b>6. Ottimizzazione dell'esercizio</b>	
Calore residuo .....	24	<b>e controllo dei risultati</b> .....	<b>53</b>
Qual è la migliore fonte di calore? .....	24	6.1 Strumentazione .....	53
2.6 Valori di riferimento concernenti		6.2 Registrazione manuale dei dati e valutazione .....	55
la progettazione .....	25	6.3 Registrazione automatica dei dati	
Grandezza determinante «tolleranza		e valutazione .....	55
dei prodotti» .....	25	6.4 Controllo dei risultati .....	57
Grandezza determinante «perdita		6.5 Controllo del funzionamento .....	57
di pressione dell'evaporatore		<b>Denominazioni, simboli, abbreviature</b> .....	<b>59</b>
e del condensatore» .....	25	<b>Indice analitico</b> .....	<b>60</b>
Grandezza determinante «perdita di			
pressione delle sonde geotermiche» .....	26		
Grandezza determinante			
«tipo di funzionamento» .....	26		

# 1. Tecnica delle pompe di calore

## 1.1 RAVEL e la tecnica delle pompe di calore

### Come funziona una pompa di calore?

La pompa di calore (abbreviatura: PC) è un dispositivo che preleva un flusso termico a bassa temperatura e lo cede nuovamente ad una temperatura più elevata mediante l'apporto di energia pregiata. La pompa di calore lavora secondo il principio del processo ciclico. Con questo il trasporto del calore avviene mediante un mezzo refrigerante che modifica il proprio stato d'aggregazione (liquido, gassoso) durante il ciclo.

 Il ciclo ed il sistema di funzionamento della pompa di calore sono descritti in modo esauriente nel fascicolo 1, capitoli 2.1 e 3.2

### Qual è la relazione tra la tecnica delle pompe di calore e RAVEL?

Le pompe di calore necessitano però di energia elettrica supplementare! Ciò è vero fino ad un certo punto, poiché RAVEL considera la tecnica delle pompe di calore quale parte di un concetto globale per la produzione efficiente di calore e di energia elettrica. Ciò significa da un lato che i riscaldamenti elettrici a resistenza – ovunque ciò sia possibile con un dispendio ragionevole – possono essere sostituiti da pompe di calore. D'altro canto nella costruzione d'impianti per la produzione combinata di forza e calore deve essere perseguita una strategia ambientale, cioè, in altre parole: nonostante la produzione di energia elettrica mediante vettori energetici fossili, l'ambiente deve essere inquinato molto meno di quanto non lo è stato finora. Ciò è possibile se una parte della corrente dell'unità forza-calore è utilizzata in amplificatori elettrotermici (figura 1). La pompa di calore costituisce il caso classico di un amplificatore elettrotermico: da 1 unità di elettricità produce 3 unità di calore.

 Queste correlazioni sono descritte nel fascicolo 1, capitoli 2.5 e 3.4

### Limiti

La presente pubblicazione si occupa esclusivamente delle pompe di calore con motore elettrico, azionate meccanicamente e munite di motore e di compressore ermetici o semi-ermetici. Si tratta quindi di pompe di calore pronte per l'allacciamento, prodotte in serie e collaudate in fabbrica e che vengono scomposte esclusivamente per motivi di spedizione e di montaggio.

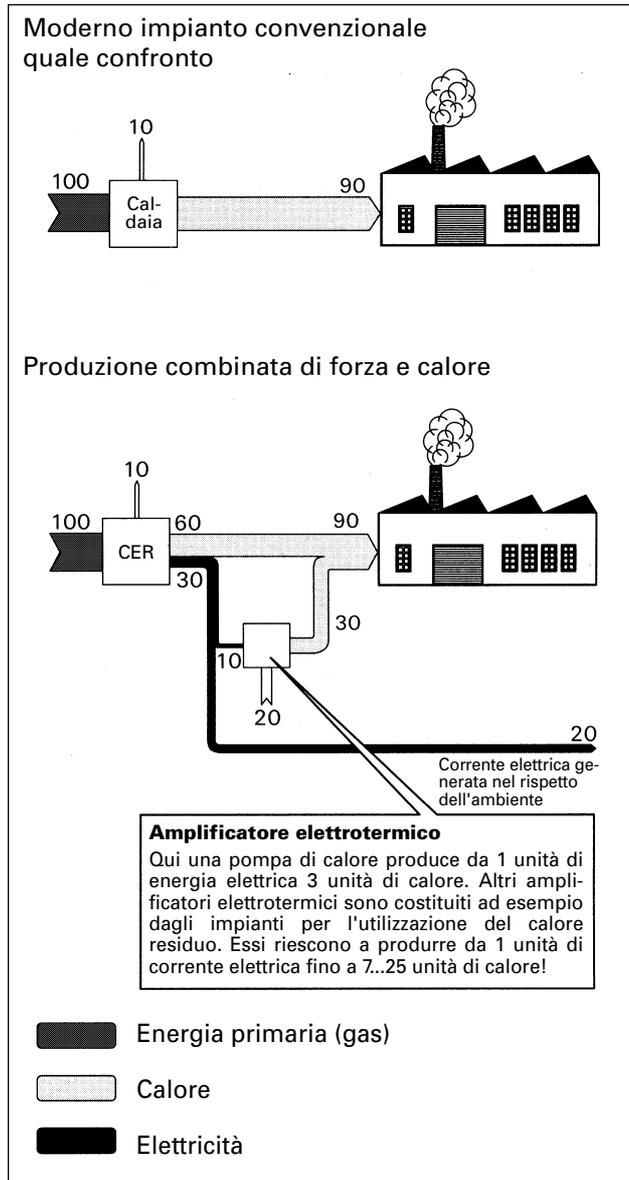


Figura 1: con le centrali elettriche e di riscaldamento collegate con amplificatori elettrotermici – nel caso presente una pompa di calore – è in pratica possibile produrre energia elettrica rispettando l'ambiente. In tale caso la centrale elettrica e di riscaldamento e la pompa di calore non devono necessariamente trovarsi nello stesso posto

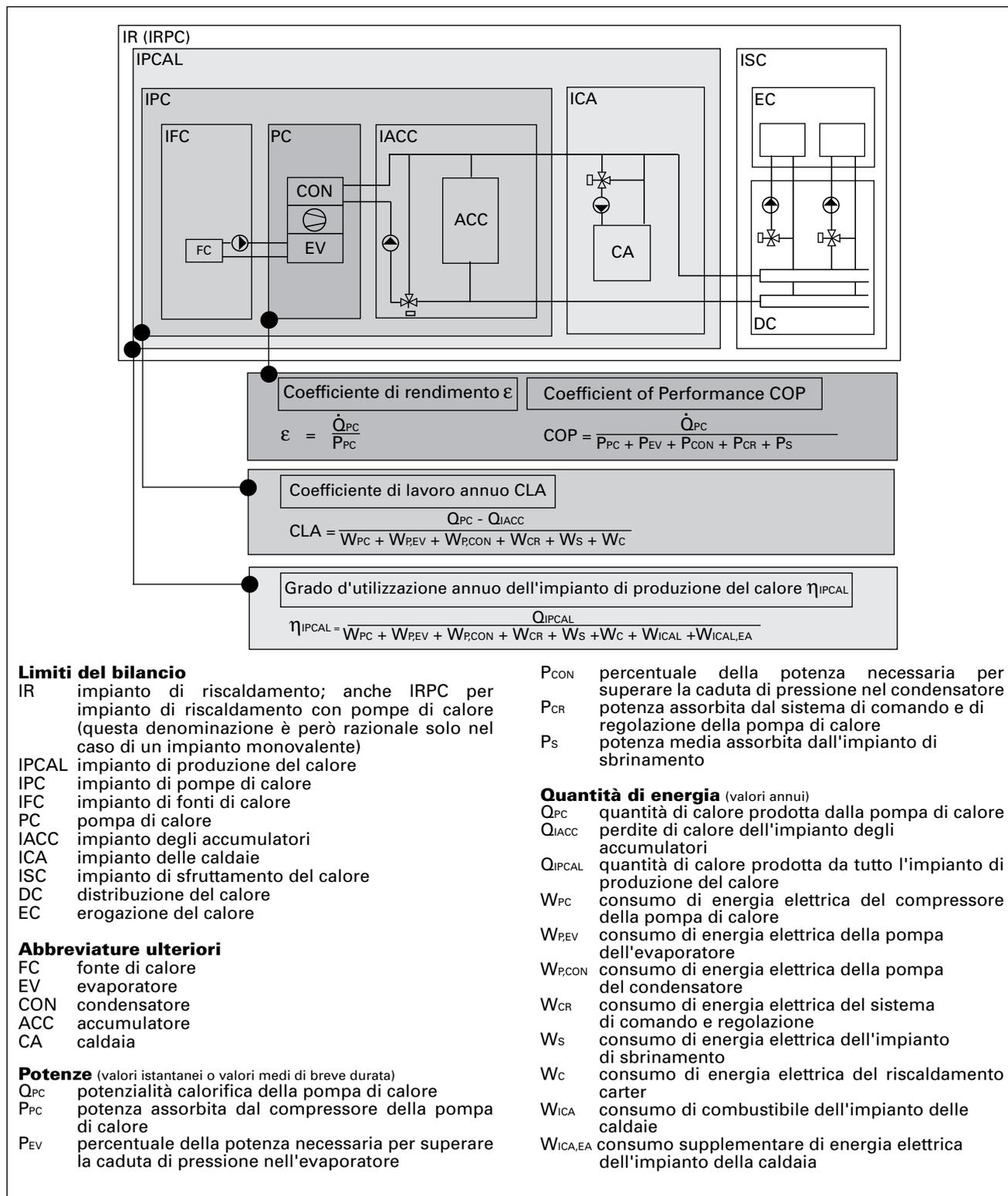


Figura 2: limiti del bilancio e definizione delle caratteristiche

## 1.2 Definizioni

### Limiti del bilancio e caratteristiche

Poiché nelle norme, nelle direttive e nelle pubblicazioni in materia esistono definizioni diverse ed in parte anche inadeguate, RAVEL ha definito di nuovo ed in modo adeguato alla prassi i limiti del bilancio e le caratteristiche (figura 2). Le denominazioni utilizzate finora sono state riprese ed era in questo modo possibile evitare delle contraddizioni. Si è tenuto conto della norma europea NE 255 concernente le pompe di calore (tale norma contiene ad ogni modo solo definizioni nell'ambito dei limiti del bilancio «pompa di calore»).

### Amplificazione elettrotermica

Una nuova caratteristica è costituita dall'amplificazione elettrotermica AET (cfr. figura 1) che viene presa in considerazione per la valutazione di un concetto globale di una produzione efficiente di calore e di energia elettrica. Per le pompe di calore tale caratteristica è definita come segue:

$$AET = \frac{\text{Sostituzione di calore generato con fossili}}{\text{Dispendio supplementare di elettricità per questa sostituzione}}$$

Con esattezza sufficiente per la prassi si può ammettere che

$$AET = \text{coefficiente di lavoro annuale CLA}$$

(negli impianti bivalenti è in questo modo creato un piccolo errore, poiché non si tiene conto del fatto che la caldaia di un impianto convenzionale consumerebbe una quantità maggiore di energia elettrica della caldaia, di ben minori dimensioni, di un impianto di pompe di calore).

### Sistemi di costruzione

Le pompe di calore sono definite a seconda del tipo di termovettore scelto. La tabella 3 riporta una combinazione con un esempio per la designazione abbreviata.

**Pompe di calore compatte** (figura 4 in alto). Esse vengono assemblate in fabbrica pronte per il raccordo, riempite del mezzo refrigerante e fornite pronte per il funzionamento nel luogo in cui devono essere installate. I vantaggi sono i seguenti:

- installazione semplice
- l'installazione dell'impianto delle pompe di calore non richiede una concessione tecnica speciale
- non è necessario eseguire sul posto un controllo particolare della tenuta stagna del circuito del mezzo refrigerante.

Designazione	Evaporatore	Condensatore
Pompa di calore acqua-acqua	acqua	acqua
Pompa di calore aria-acqua	aria	acqua
Pompa di calore salamoia-acqua	salamoia	acqua
Pompa di calore aria-aria	aria	aria
<b>Esempio di designazione abbreviata</b>		
Sistema di costruzione	acqua-acqua	
Temperatura d'entrata dell'evaporatore	10°C	
Temperatura di uscita del condensatore	45°C	
Designazione abbreviata	A10/A45	

Tabella 3: sistemi di costruzione usuali delle pompe di calore

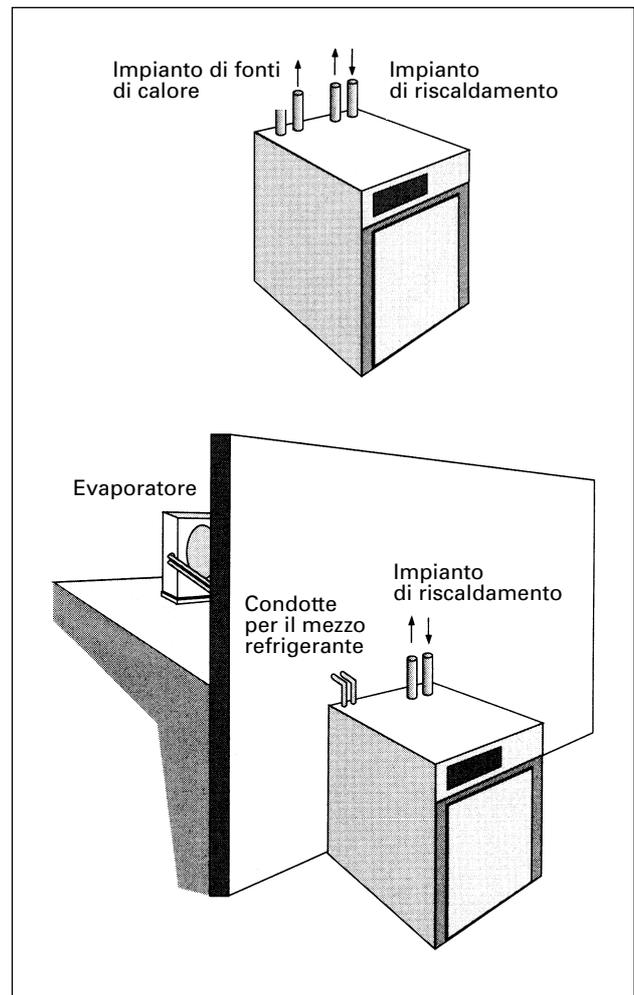


Figura 4: pompa di calore compatta (in alto) e pompa di calore per lo splitting (in basso)

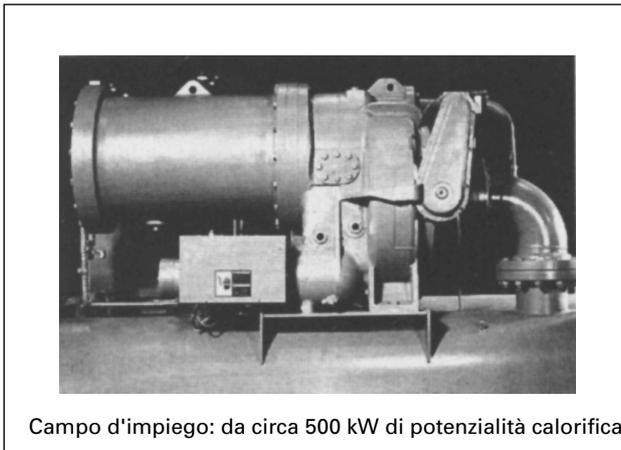


Figura 5: compressore

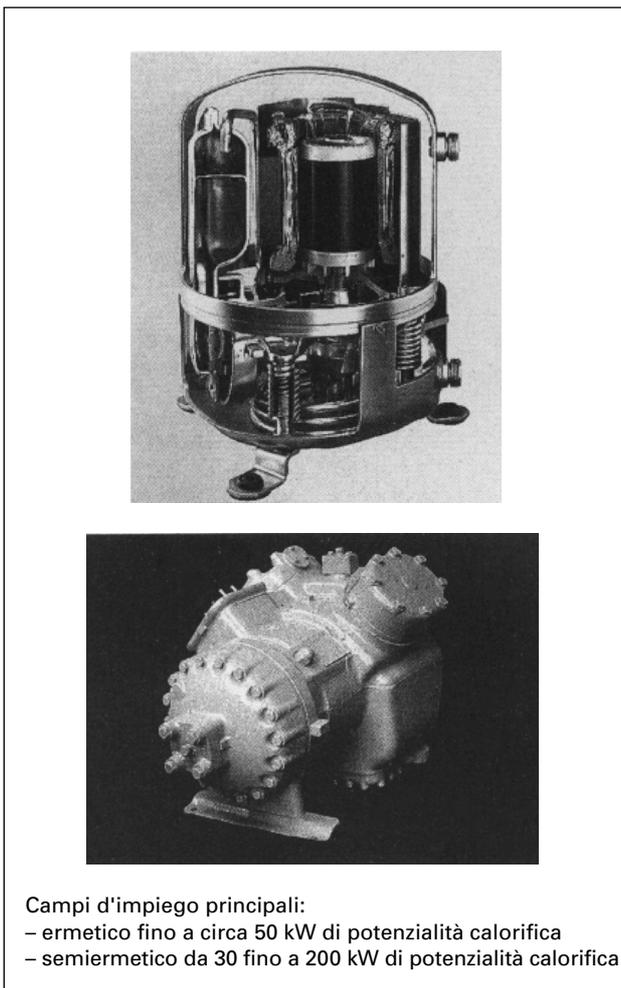


Figura 6: compressore a stantuffo ermetico (in alto) e semiermetico (in basso)

**Le pompe di calore per lo splitting** (figura 4 in basso) sono costituite da apparecchi in cui una parte della pompa di calore è installata separatamente (ad es. l'evaporatore di una pompa di calore aria-acqua) e viene collegata sul luogo con il resto dell'impianto mediante tubazioni per il mezzo refrigerante. I vantaggi sono i seguenti:

- sistemazione ottimale
- trasporto ed inserimento più facili.

Lo svantaggio è rappresentato dal fatto che per il montaggio sul posto delle tubazioni per il mezzo refrigerante è necessaria una concessione tecnica e che le variazioni nell'ambito della progettazione possono avere come conseguenza la mancata realizzazione pratica dei dati forniti dal fabbricante.

### 1.3 Elementi costruttivi

#### Compressori

**Turbo compressori** (figura 5) vengono utilizzati prevalentemente per le potenze maggiori. Sono considerati come ben collaudati e fidati. Presentano la caratteristica di un ampio flusso volumetrico per un piccolo rapporto di compressione. Sono costruiti in modo compatto, soggetti ad un logorio minimo e quasi privi di vibrazioni. Offrono inoltre un rendimento elevato. Per rapporti di compressione maggiori vengono inseriti parecchi giranti l'uno dopo l'altro. L'evoluzione tende a sviluppare giranti migliori per regimi più elevati, per un'aspirazione dei gas doppia e per il mezzo refrigerante R22, rispettivamente per i surrogati dell'R12.

**I compressori ermetici a stantuffo** (figura 6 in alto) sono senz'altro i compressori più utilizzati nell'impiantistica, ben collaudati ed affermatosi milioni di volte. I motivi principali del loro successo sono costituiti dai costi e dalle potenze favorevoli. Caratteristiche ulteriori sono:

- sistema di costruzione compatto
- praticamente senza perdite di mezzo refrigerante
- emissioni sonore esigue
- montaggio semplice
- in caso di guasto è tuttavia necessaria la sostituzione di tutto il compressore.

**I compressori a stantuffo semiermetici** (figura 6 in basso) hanno parimenti dato buona prova di sé e sono stati collaudati. Nel caso di potenze minori furono tuttavia sostituiti dal sistema di costruzione ermetico solo per motivi di costo. I vantaggi offerti sono i seguenti:

- regolazione della potenza mediante disinserimento dei cilindri
- in caso di guasto è possibile sia la semplice revisione del motore elettrico (ad es. avvolgimento), sia quella dei componenti del compressore (ad es. anelli di tenuta, dischi delle valvole).

I compressori a stantuffo sono stati ottimizzati in continuazione. Sono bensì strutturati per un numero di giri determinato, ma possono tuttavia essere utilizzati, con sicurezza di funzionamento, anche a due regimi. Nella portata tra 50 e 150 kW di potenzialità calorifica, a media scadenza non potranno essere sostituiti. I miglioramenti essenziali degli ultimi anni sono i seguenti:

- ottimizzazione del motore elettrico
- diminuzione del volume non utilizzabile
- riduzione della caduta di pressione interna (nuove strutture delle valvole e delle uscite).

I più importanti **compressori a rotazione** sono rappresentati alla figura 7. Si tratta dei compressori ad eccentrico, di quelli a spirale e dei compressori a viti. Le loro caratteristiche sono le seguenti:

- pochi elementi singoli grazie al sistema di costruzione semplice
- funzionamento con poche vibrazioni, poiché non si manifestano movimenti oscillanti
- rendimento migliore a causa della compressione continua
- regolazione continua della potenza mediante comando del regime dei giri, ciò che garantisce coefficienti di rendimento più elevati ed una durata di vita più lunga, a causa di perdite di energia minori e di un logorio minore del materiale dovuto al funzionamento continuo
- elevata sicurezza di funzionamento, giacché non si manifestano urti dovuti ai liquidi.

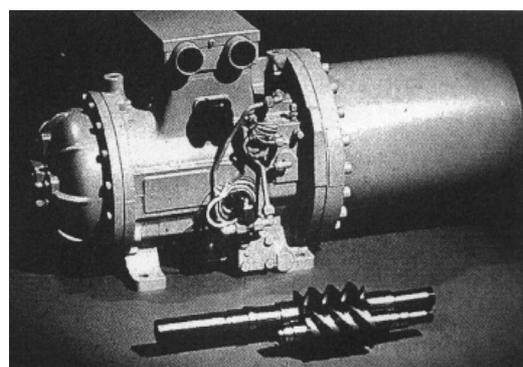
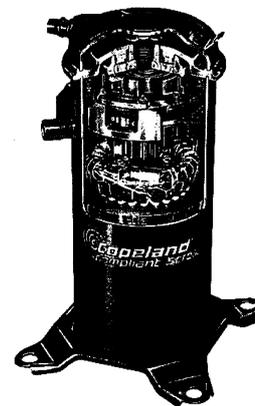
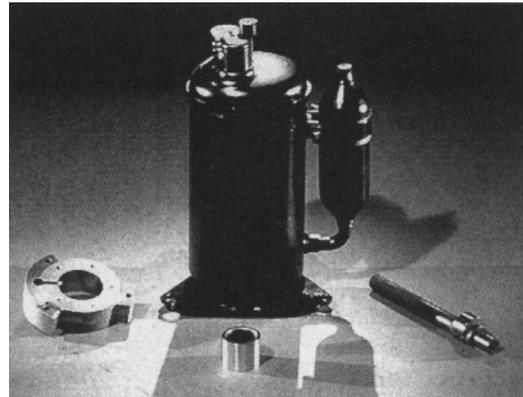
I compressori ad eccentrico ed a spirale sono previsti come sostituzione per i compressori ermetici a stantuffo. Il **compressore a spirale** dovrebbe per ora costituire il sistema più evoluto di costruzione dei compressori. Grazie ai metodi di fabbricazione moderni esso verrà vieppiù offerto anche nel futuro.

I **compressori a viti** presentano di regola un rapporto prescritto tra la pressione ed il volume. Le caratteristiche sono le seguenti:

- rendimento elevato
- funzionamento silenzioso
- dimensioni contenute
- pochi elementi rotanti, ossia logorio limitato
- raffreddamento dispendioso del lubrificante.

### Evaporatore

L'evaporatore trasferisce il calore fornito dalla fonte di calore al circuito interno del mezzo refrigerante (figura 8). Per le fonti di calore liquide vengono impiegati scambiatori di calore a fascio tubiero, coassiali o a disco, mentre per l'aria vengono utilizzati prevalentemente scambiatori di calore a tubi laminati.



Campi di applicazione principali:

- compressori ad eccentrico con potenzialità calorifica fino a 12 kW
- compressori a spirale con potenzialità calorifica da 12 a 60 kW
- compressori a viti con potenzialità calorifica da 100 fino a 500 kW

Figura 7: compressori a rotazione

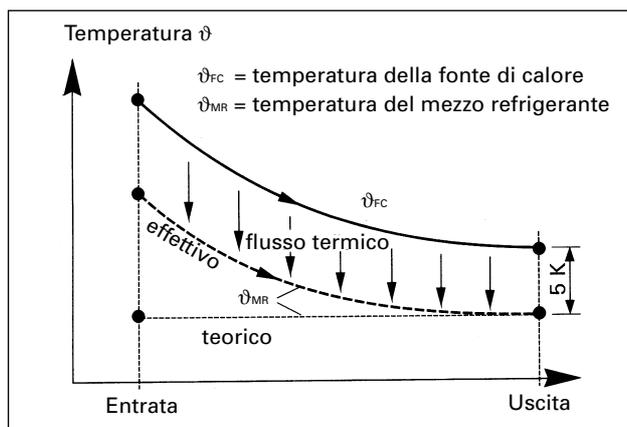


Figura 8: andamento della temperatura in un compressore coassiale

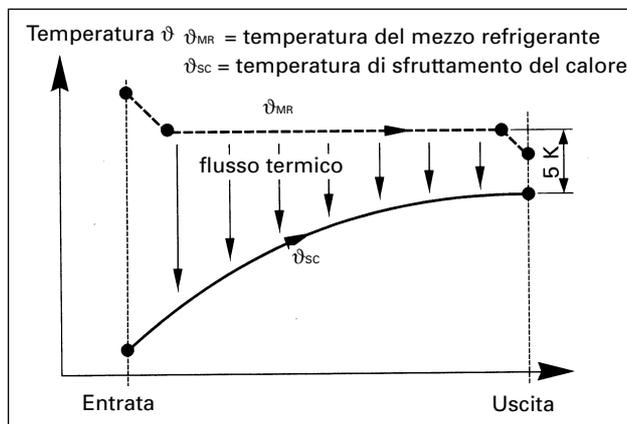


Figura 9: andamento della temperatura in un condensatore

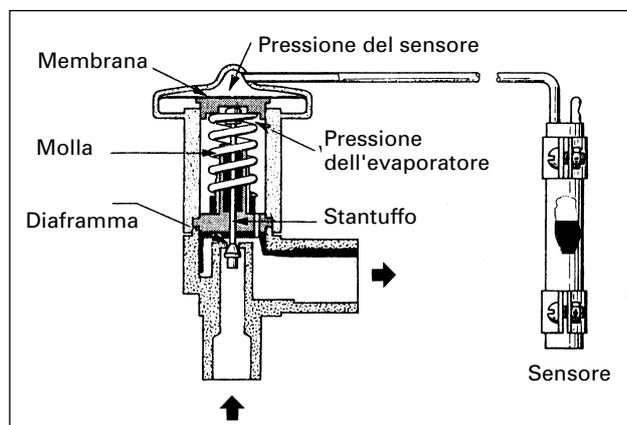


Figura 10: valvola d'espansione termostatica

Descrizione esauriente di tutti i sistemi di costruzione degli scambiatori di calore, cfr. fascicolo 2, capitolo 2

Esistono fondamentalmente due tipi di evaporazione, ossia l'espansione a secco e l'ingolfamento. La maggior parte degli evaporatori vengono utilizzati quali evaporatori con espansione a secco. Lo scambiatore di calore a fascio tubiero è tuttavia strutturato in certi casi anche come evaporatore ad ingolfamento. Decisivo per il principio è soltanto la condotta del mezzo refrigerante. Nel caso dell'evaporatore ad ingolfamento il mezzo termovettore fluisce attraverso i tubi ed il mezzo refrigerante si trova nel volume dell'involucro. Nel caso dell'espansione a secco avviene il contrario.

### Condensatore

Il condensatore trasferisce il calore del circuito del mezzo refrigerante al termovettore dell'impianto di sfruttamento del calore (figura 9). Vengono utilizzati gli stessi sistemi di costruzione degli scambiatori di calore usati per gli evaporatori.

### Valvola d'espansione

La valvola d'espansione regola l'afflusso del mezzo refrigerante all'evaporatore. Qualsiasi parametro venga utilizzato – caduta di pressione, pressione effettiva, temperatura oppure una combinazione di questi parametri – il compito rimane lo stesso: la regolazione continua dell'afflusso del mezzo refrigerante. Poiché nella tecnica delle pompe di calore occorre sempre prevedere stati d'esercizio variabili, nella prassi – eccezion fatta per i casi speciali – è utilizzata la valvola d'espansione termostatica (figura 10). Essa può mantenere un surriscaldamento relativamente costante all'uscita dell'evaporatore ed è regolabile. Può essere considerato svantaggioso il fatto che nel caso di grandi variazioni della potenza non è sempre possibile un funzionamento sicuro in tutti gli stati d'esercizio (surriscaldamento troppo elevato oppure urti dovuti ai liquidi). Per motivi di costo e nel caso di piccoli impianti oggi non se ne può tuttavia ignorare l'esistenza.

### Dispositivi di sicurezza

Diversi dispositivi di sicurezza provvedono al mantenimento dei limiti d'esercizio ammissibili (figura 11):

- pressostati ad alta ed a bassa pressione per la sorveglianza dei valori limite nel condensatore e nell'evaporatore
- interruttore di sicurezza della pressione dell'olio per il controllo della lubrificazione

- termostato del gas caldo per il controllo della temperatura dello stesso
- valvola di scarico della pressione, punti di frattura nominali, piastre di sicurezza per la protezione dalle esplosioni, rispettivamente da pressioni estremamente elevate
- termostato per la protezione degli avvolgimenti (Klixon) per il controllo della temperatura del motore elettrico
- termostato antigelo per la protezione dell'evaporatore e contro la formazione locale di ghiaccio
- regolatore di portata per la protezione dell'evaporatore dalla formazione locale di ghiaccio e per la protezione del condensatore dal surriscaldamento.

I dispositivi di sicurezza devono sempre servire quali organi di sicurezza e mai come organi di commutazione. In tal modo deve sempre essere garantito un divario sufficientemente ampio tra i valori nominali di comando/regolazione ed i dispositivi di sicurezza.

Ulteriori dispositivi nel circuito del mezzo refrigerante sono costituiti dall'essiccatore a filtro e dall'indicatore di umidità (quale protezione dai residui, risp. dall'umidità), nonché da collettori di mezzi refrigeranti e da accumulatori di gas di gasogeno ad aspirazione.

### Dispositivo di sbrinamento

Nella prassi sono utilizzati due tipi di sbrinamento:

- lo sbrinamento a by-pass di gas caldo, metodo con cui una parte del gas caldo è trasferita all'evaporatore
- l'inversione della direzione del circuito mediante una valvola a quattro vie (figura 12).

A seconda del tipo di sbrinamento quest'ultimo può avere un influsso notevole sulla potenza netta e/o sul funzionamento della pompa di calore. Considerata sotto l'aspetto energetico è più vantaggiosa l'inversione. Lo sbrinamento a gas caldo necessita assolutamente di una determinata differenza di pressione minima, mentre lo sbrinamento ad inversione richiede una potenza istantanea più elevata di prelievo del calore. La durata ed il ciclo di sbrinamento dipendono dalla distribuzione dell'aria nell'evaporatore, dalla distanza tra le lamelle, dalla temperatura dell'aria, dall'umidità dell'aria e dalla pressione di condensazione. Al momento dell'installazione dell'evaporatore occorre assolutamente tener conto del fatto che la funzione di sbrinamento non subisce l'influsso dell'apporto di aria fredda causato dalla forza di gravità.

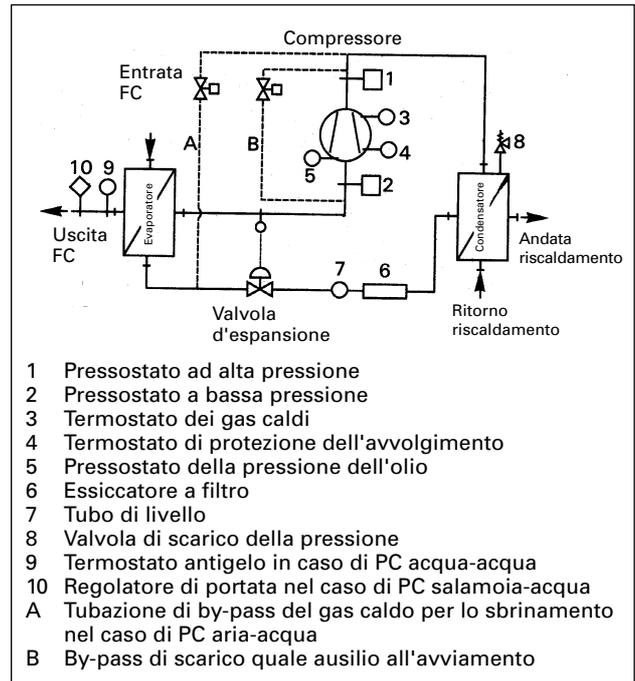


Figura 11: dispositivi di sicurezza

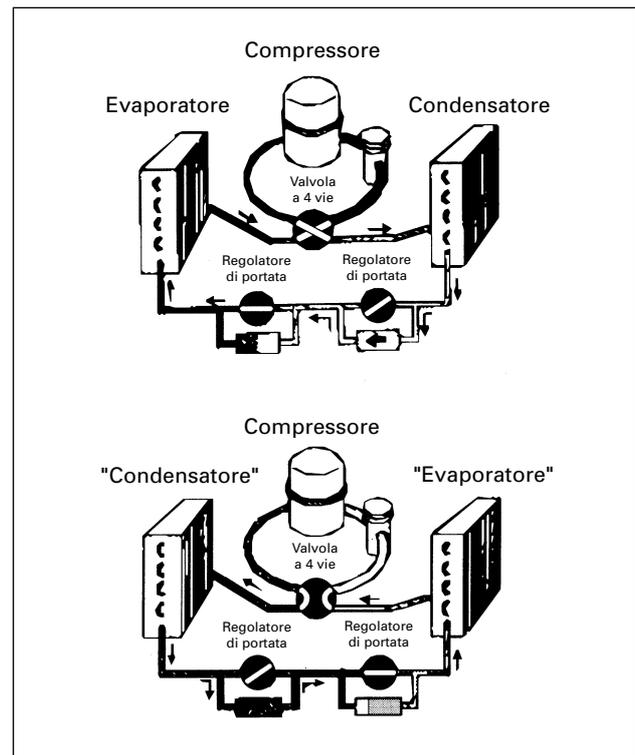


Figura 12: sbrinamento secondo il principio d'inversione. In alto: funzione di riscaldamento. In basso: funzione di sbrinamento.

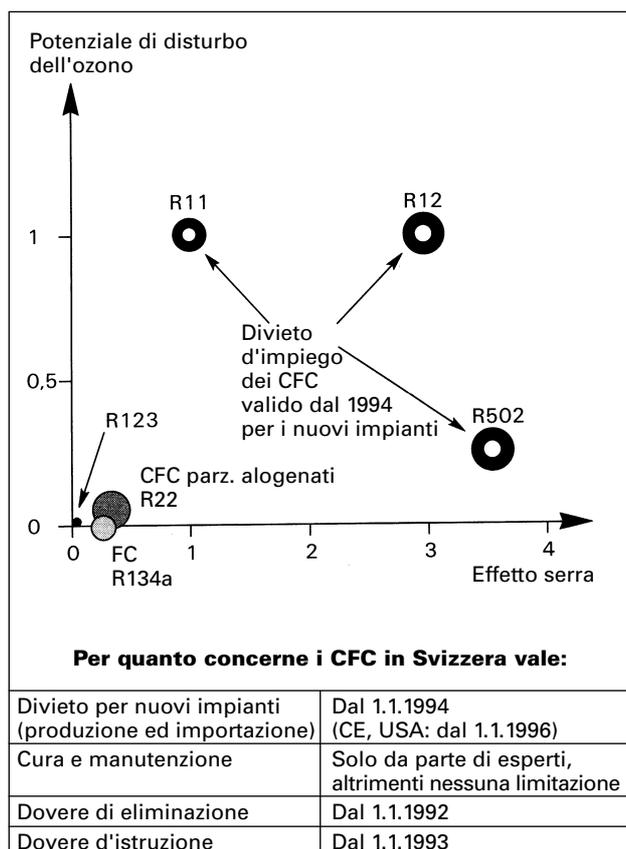


Figura 13: mezzi refrigeranti ed inquinamento dell'ambiente

## 1.4 Mezzi refrigeranti

L'Ordinanza sulle sostanze della Confederazione regola l'immatricolazione e l'impiego di mezzi refrigeranti:



*Ordinanza sulle sostanze pericolose per l'ambiente. Modificazione del 14 agosto 1991 (da ordinare presso: UCFSM, 3003 Berna)*

Benché la pompa di calore utilizzi queste sostanze in un circuito ermeticamente chiuso e praticamente senza perdite è possibile che il mezzo refrigerante possa sfuggire in modo incontrollato, provocando un inquinamento dell'ambiente, a causa dell'usura del materiale oppure a causa della chiusura dell'esercizio non effettuata a regola d'arte. Una panoramica è offerta alla figura 13.

È necessaria la conversione su sostanze meno pericolose per l'ambiente, giacché gli idrocarburi completamente alogenati (i cosiddetti CFC) sono vietati in Svizzera in tutti i nuovi impianti a partire dal 1.1.1994. Il loro vantaggio risiedeva soprattutto nel fatto che potevano essere raggiunte elevate temperature di andata (R12) oppure basse temperature d'evaporazione (R502).

A livello internazionale l'industria chimica sta sviluppando surrogati, onde poterli offrire il più rapidamente possibile sul mercato. Oggi in primo piano v'è soprattutto il surrogato R134a che sostituisce l'R12 e causa un inquinamento minore dell'ambiente. Una ricerca finanziata dall'Ufficio federale dell'energia ha dimostrato che negli impianti esistenti è possibile sostituire l'R12 con l'R134a senza grande modificazione del rendimento e senza problemi per quanto concerne la tollerabilità dei materiali. Affermatosi per lungo tempo, il mezzo refrigerante R22 (CFC parzialmente alogenati) è ancora permesso in Svizzera senza limitazioni. A basse temperature d'evaporazione (ad es. nelle pompe di calore aria-acqua con funzionamento monovalente) e contemporaneamente con un'elevata temperatura di condensazione, tale mezzo refrigerante è tuttavia instabile, a causa di elevate temperature d'uscita dei gas causate dalla sostanza. Da un lato è perciò necessario rispettare assolutamente le condizioni marginali imposte dal fabbricante, mentre dall'altro è importante progettare impianti con funzionamento monovalente e basse temperature di andata (possibilmente inferiori ai 45°C).

## 1.5 Applicazioni speciali

### Pompe di calore per il recupero del calore e l'utilizzazione del calore residuo

In questo caso si tratta, soprattutto, di tener conto di volta in volta delle esigenze specifiche (specialmente per quanto concerne la fonte di calore). Spesso è più razionale trasportare la fonte di calore fino alla pompa di calore che non fare il contrario. Gli impianti per lo splitting confezionati su misura sono costosi e celano in sé rischi maggiori (grandi rifornimenti, pericolo di perdite, variazioni del rendimento).

### Scaldacqua con pompa di calore

Quale fonte di calore per gli scaldacqua con pompa di calore (figura 14) *non è previsto* calore residuo ulteriormente utilizzabile. Ciò è spesso stato falsamente interpretato ed è questo il motivo per cui gli scaldacqua con pompa di calore sono caduti in discredito e considerati quali «ladri di calore». Esistono tuttavia numerose e razionali possibilità d'impiego (ad es. ristoranti, macellerie, ecc.). Occorre tener conto del fatto che questi apparecchi non sono di regola provvisti di un sistema di sbrinamento.

### Piccola pompa di calore

La piccola pompa di calore è oggi praticamente pronta per la costruzione in serie. Con 4 kW di potenza calorifica essa sostituisce ad esempio in una casa unifamiliare con 8 kW di fabbisogno termico più del 70% dei combustibili fossili. Con l'aria esterna quale fonte di calore disponibile ovunque e grazie all'assorbimento esiguo di potenza elettrica di 1,3 kW è possibile una realizzazione semplice utilizzando una presa di 220 Volt. È questo il motivo per cui nel canton Zurigo la caldaia esistente non deve essere adeguata all'Ordinanza contro l'inquinamento atmosferico.

L'elemento più importante è formato da un'unità compatta costituita dal compressore e dal condensatore (ad es. compressore ad eccentrico e condensatore coassiale con tubo ad alette) dalle dimensioni minime. La piccola pompa di calore viene montata, ad esempio, sulla parete accanto alla caldaia e collegata alla tubazione di ritorno (figura 15). L'unità di regolazione è cablata in precedenza ed è pronta per essere allacciata alla rete.



Figura 14: scaldacqua con pompa di calore (fonte: Max Diener AG, 8952 Schlieren)

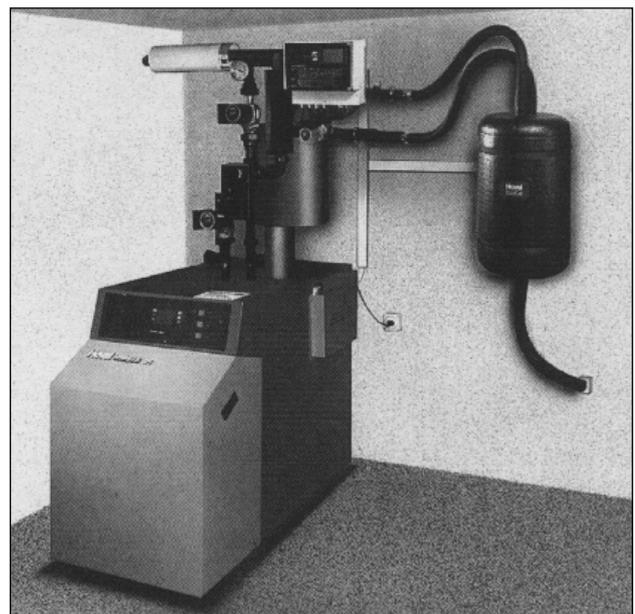


Figura 15: piccola pompa termica bivalente per case unifamiliari esistenti (fonte: Hoval Herzog AG, 8706 Feldmeilen)

**Sviluppi sul piano dei componenti**

**Gli scambiatori di calore efficienti** (trasmissione del calore migliorata mediante fascio tubiero alettato oppure scambiatore a disco) hanno quale risultato tipi di costruzione più compatti e riempimenti minori di mezzo refrigerante.

**La tecnica dei microprocessori** permette coefficienti di rendimento migliori ed una maggiore sicurezza d'esercizio: eliminazione di tubazioni capillari che possono facilmente essere causa di guasti; sensori e regolatori più rapidi controllano sia le temperature, sia la pressione.

**Le valvole d'espansione elettroniche** permettono coefficienti di rendimento migliori: controllo delle grandezze di stato nel processo ciclico e, di conseguenza, diminuzione del surriscaldamento, nonché sfruttamento migliore della superficie dell'evaporatore.

Il **compressore a rotazione** – soprattutto il compressore a spirale nella gamma delle piccole potenze – sostituirà vieppiù in futuro il compressore a stantuffo (quest'ultimo è bensì meno costoso e si è affermato in milioni di casi, ma è tecnicamente superato). I compressori a rotazione sono adatti ad un comando continuo del regime dei giri, ciò che promette un uso ancora più efficiente dell'energia elettrica, benché non siano ancora stati risolti numerosi problemi (ad es. effetti sul ciclo di lavoro nel caso di modificazioni delle portate, ricupero dell'olio, influsso sulla rete da parte dell'invertitore).

*Riquadro 16***Deumidificatori delle pompe di calore**

I deumidificatori dell'aria ambiente o gli armadi per l'essiccazione della biancheria con una pompa di calore costituiscono un campo d'impiego speciale. Per quanto concerne il grado d'utilizzazione annuo e la redditività l'esperienza è ancora limitata. Tutto il settore concernente l'essiccazione della biancheria è trattato in modo esauriente in:



*Nipkow, Jürg und Werner Gygli: Wäschetrocknen im Mehrfamilienhaus, Berna 1992, Ufficio federale dei problemi congiunturali (fonte d'acquisto: UCFSM, 3003 Berna, n. d'ord. 724.397.23.52 d)*

**1.6 Tendenze evolutive**

Un tempo tutti i componenti utilizzati nel settore della tecnica delle pompe di calore provenivano dalla tecnica di refrigerazione e di climatizzazione. Si tratta quindi per lo più di prodotti affermati e sperimentati su un lungo arco di tempo. D'altro canto il settore d'impiego della pompa di calore si scosta da questi apparecchi. Dal 1974 – l'anno della riscoperta della pompa di calore – sono state date perciò le consegne di strutturare le condizioni marginali in modo che le condizioni d'impiego estremo possano essere rispettate. Vi sono state quindi conoscenze maggiori da questo lato che non da quello vero e proprio della tecnica delle pompe di calore. Quando si parla di nuovi sviluppi è quindi corretto tener conto in primo luogo delle tendenze evolutive dei produttori dei componenti. Il riquadro 16 ne fornisce un riassunto.

## 2. Indicazioni concernenti la progettazione

### 2.1 Prestazioni

Contrariamente alla caldaia, la pompa di calore costituisce un «produttore dinamico di calore». Per una determinata grandezza degli apparecchi ed a seconda delle condizioni marginali cambiano anche la potenzialità calorifica, quella refrigerante, nonché la potenza assorbita e ovviamente, di conseguenza, anche il coefficiente di rendimento. Il motivo principale di ciò risiede nel fatto che le temperature della fonte di calore e dello sfruttamento del calore variano continuamente:

- quanto più bassa è la temperatura di evaporazione, tanto minore è la potenzialità calorifica (figura 17)
- quanto più elevata è la temperatura di condensazione, tanto minore è la potenzialità calorifica (figura 18)
- quanto minore è la differenza di temperatura tra la fonte di calore e lo sfruttamento del calore, tanto migliore è il rendimento.



Un grado di variazione della temperatura d'evaporazione causa una variazione del 3...4% della potenzialità calorifica. Un grado di variazione della temperatura di condensazione causa una modificazione di 1...2% della potenzialità calorifica.

Il compito più importante della progettazione è quello di tener conto del comportamento dinamico della pompa di calore e di progettare l'impianto in modo da non superare i limiti d'impiego. La pompa di calore non deve mai essere considerata di per se stessa, bensì sempre quale parte di un sistema globale. Mediante un calcolo manuale oppure servendosi di programmi di calcolo è oggi possibile calcolare ed ottimizzare, con esattezza soddisfacente, gli impianti di pompe di calore.



Esempio pratico al capitolo 4

### 2.2 Diagramma della potenza a dipendenza della temperatura

Le prestazioni di un impianto di pompe di calore può essere rappresentato in modo chiaramente visibile nel diagramma della potenza a dipendenza della temperatura. Esso indica in alto le curve termiche ed ulteriori temperature ed in basso raffigura il fabbisogno di potenzialità calorifica e la produzione oraria di calore della pompa di calore in funzione della temperatura esterna (figura 19). Per quanto concerne la temperatura esterna risultano i seguenti punti d'esercizio importanti:

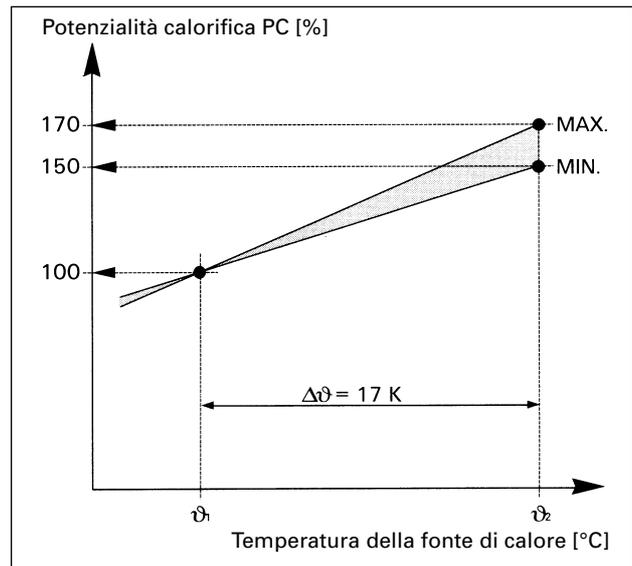


Figura 17: modificazione della potenza dal lato della fonte di calore 3...4% per una variazione di 1 Kelvin della temperatura d'evaporazione

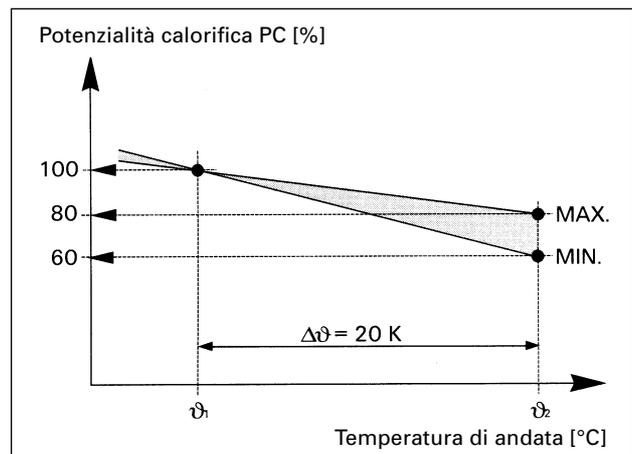


Figura 18: modificazione della potenza di 1...2% dal lato dello sfruttamento del calore per ogni variazione di 1 Kelvin della temperatura di condensazione

- **punto di dimensionamento:** il sistema di erogazione del calore è regolato a questa temperatura

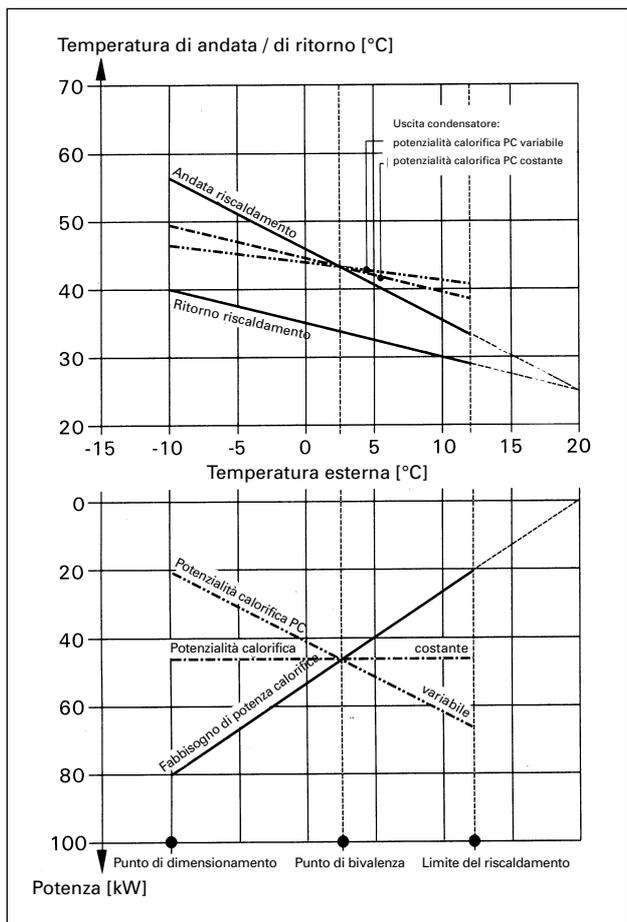


Figura 19: diagramma della potenza a dipendenza dalla temperatura per un funzionamento bivalente-parallelo, con una potenzialità calorifica delle pompe di calore quasi costante (ad es. acqua freatica) e fortemente variabile (ad es. aria esterna)

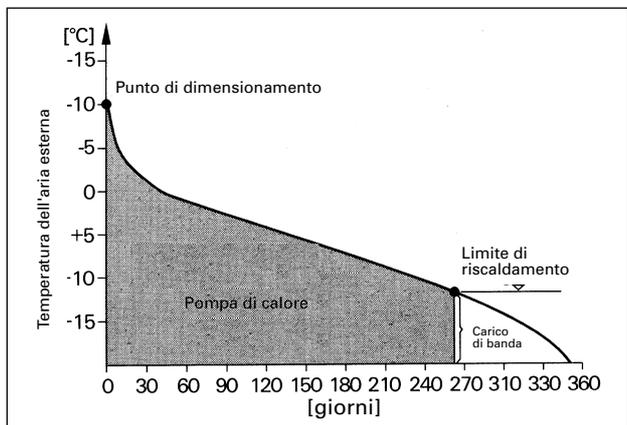


Figura 20: funzionamento monovalente

ne la temperatura esterna risultano i seguenti punti d'esercizio importanti:

- **punto di dimensionamento:** il sistema di erogazione del calore è regolato a questa temperatura
- **punto di bivalenza:** a questa temperatura e nel caso di funzionamento bivalente la caldaia è sbloccata
- **limite di riscaldamento:** a partire da questa temperatura è necessario che il riscaldamento sia in funzione.

La figura 19 mostra il diagramma della potenza a dipendenza della temperatura per un esercizio bivalente parallelo (cfr. prossimo capitolo) nel caso di due fonti di calore fundamentalmente diverse (dimensionamento nel punto di bivalenza):

- **potenzialità calorifica quasi costante:** la temperatura che risulta all'uscita del condensatore procede parallelamente alla temperatura di ritorno (ad es. acqua freatica quale fonte di calore)
- **potenzialità calorifica fortemente variabile:** la differenza di temperatura nel condensatore aumenta con l'aumentare della temperatura esterna (ad es. aria esterna quale fonte di calore).

## 2.3 Tipi di funzionamento

### Funzionamento monovalente

Nel caso del funzionamento monovalente (figura 20) la pompa di calore costituisce l'unico produttore di calore. La massima temperatura possibile del sistema di riscaldamento è perciò determinata dal mezzo refrigerante e dalla pompa di calore, a dipendenza della temperatura massima ammissibile all'uscita del condensatore.

### Funzionamento bivalente-parallelo

Nel caso del funzionamento bivalente-parallelo (figure 19 e 21) oltre alla pompa di calore esiste ancora un produttore di calore accessorio (di regola una caldaia). «Parallelo» significa che al di sotto del punto di bivalenza ambedue i produttori di calore lavorano parallelamente. Con un punto di bivalenza del 50% della potenzialità calorifica necessaria la pompa di calore è in grado di coprire l'80...90% del fabbisogno di calore annuo. Devono essere adempiute le esigenze seguenti:

- la temperatura massima di ritorno del sistema di riscaldamento non deve superare la temperatura massima ammissibile all'entrata del condensatore

- nel punto di bivalenza la temperatura di andata del sistema di riscaldamento non deve superare la temperatura massima di uscita del condensatore
- il dispositivo di distribuzione idraulica e le portate devono essere regolate in modo che la potenza possa essere prodotta in qualsiasi stato di funzionamento e che non sia mai superata la temperatura ammissibile all'uscita del condensatore.

**Funzionamento bivalente-alternativo**

Nel caso di un funzionamento bivalente-alternativo (figura 22) nel punto di bivalenza ha luogo una commutazione evidente della pompa di calore sulla caldaia e viceversa. Esistono quindi per ogni tipo di funzionamento condizioni chiare che rendono più semplice il dimensionamento che non nel caso del funzionamento bivalente-parallelo. Devono essere adempiute le esigenze seguenti:

- nel punto di bivalenza la temperatura di andata del sistema di riscaldamento non deve essere più elevata della temperatura massima all'uscita del condensatore
- al momento della commutazione il produttore di calore che di volta in volta non è necessario deve poter essere escluso idraulicamente
- la commutazione allo stato iniziale deve aver luogo con un intervallo di sicurezza regolabile.

**Caso particolare «funzionamento monoenergetico»**

Poiché la potenza massima di un impianto deve essere a disposizione soltanto durante un lasso di tempo relativamente breve, per le case unifamiliari è spesso raccomandata quale soluzione una pompa di calore aria-acqua con un riscaldamento elettrico ausiliario per coprire le punte di calore (potenza elettrica globale <10 kW). La figura 23 indica le correlazioni.

Il tipo di funzionamento monoenergetico è interessante da un lato a causa dei bassi costi d'investimento, mentre dall'altro presenta qualche problema per quanto concerne il carico. Pure ammettendo che la potenzialità calorifica elettrica ausiliaria è accoppiata con la potenza elettrica massima assorbita dalla pompa di calore (coefficiente  $P_{NT}$ ) e che in caso di una diminuzione della temperatura esterna diminuisce anche la potenza assorbita dalla stessa pompa di calore, in inverno ed in condizioni estreme dell'aria esterna la rete già fortemente caricata può subire un sovraccarico ulteriore. Il dimensionamento per la copertura delle punte di carico ha luogo sul coefficiente  $P_{NT}$  secondo Ar2A35. Qualora fosse scelta tale soluzione si dovrebbe assod

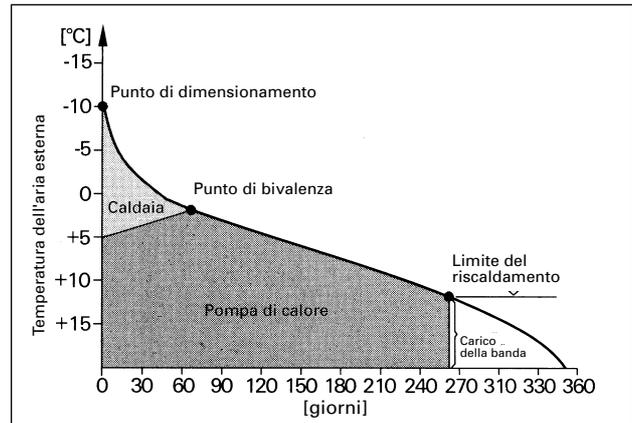


Figura 21: funzionamento bivalente-parallelo

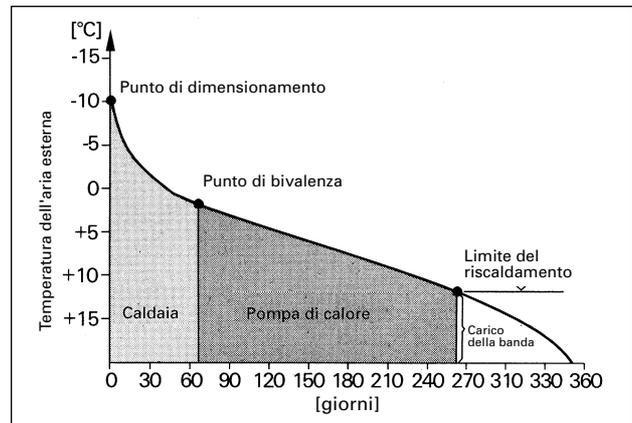


Figura 22: funzionamento bivalente-alternativo

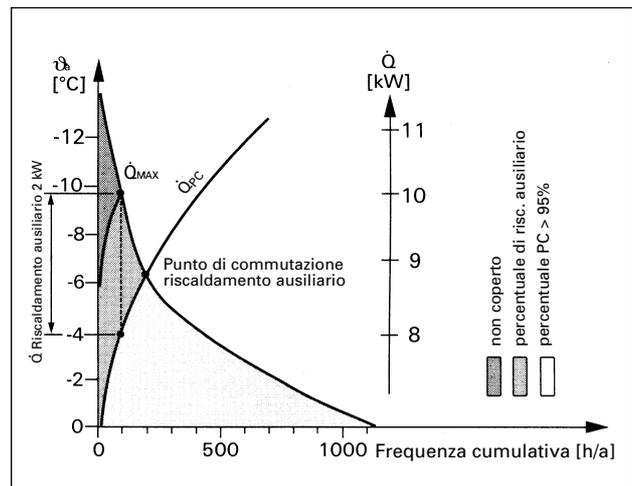


Figura 23: funzionamento monoenergetico di una pompa di calore aria-acqua per una casa unifamiliare

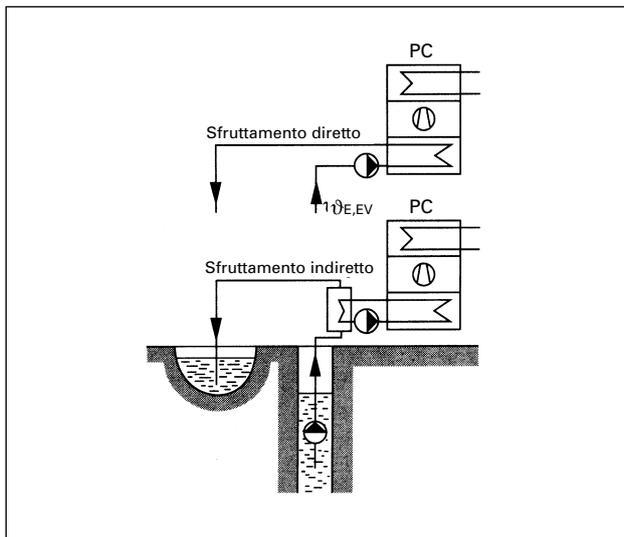


Figura 24: sfruttamento diretto ed indiretto della fonte di calore

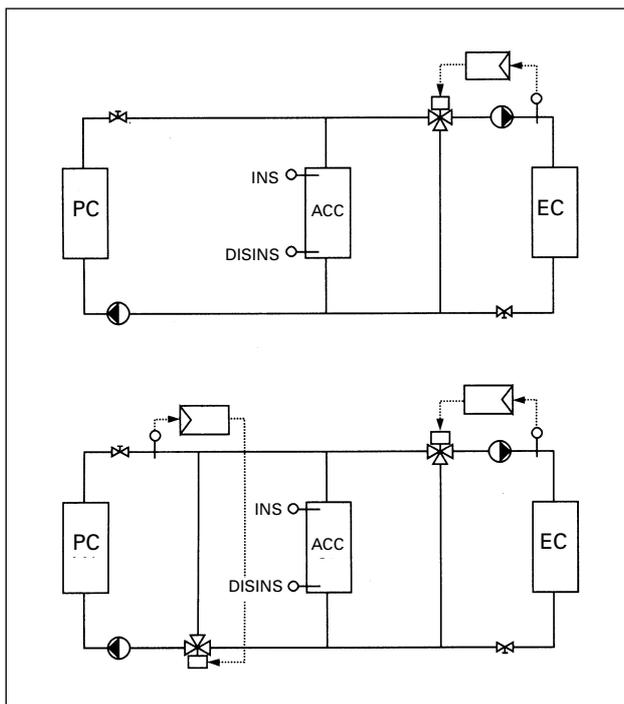


Figura 25: carica graduale (in alto) e carica stratificata (in basso)

lutamente dare la preferenza nella commutazione manuale, giacché la commutazione accessoria automatica consuma da sola una quantità maggiore di energia. Durante i giorni molto freddi bisognerebbe inoltre rinunciare alla diminuzione della temperatura durante la notte, affinché al mattino non sia necessario riscaldare in modo rapido (ciò che vale per ogni impianto di pompe di calore).

## 2.4 Condizioni d'impiego

### Sfruttamento diretto o indiretto?

Lo **sfruttamento diretto** (figura 24 in alto) offre il grande vantaggio che il livello di temperatura della fonte di calore può essere sfruttato completamente. Occorre tuttavia impedire la formazione d'impurità, l'immissione di fango, l'erosione e la corrosione nell'evaporatore e ciò nel modo seguente:

- dissabbiamento a regola d'arte del pozzo
- filtro nella condotta verso la pompa di calore
- rispetto delle velocità di portata massime e minime onde evitare l'erosione, i depositi, la formazione di ghiaccio e di rotture di fatica nei tubi dell'evaporatore
- nel caso di aria viziata corrosiva (ad es. calore residuo di una stalla) deve essere utilizzato un evaporatore resistente alla corrosione; in certi casi è inoltre necessario filtrare l'aria viziata.

Con il trascorrere del tempo le fonti di calore naturali possono modificare la loro qualità. Anche con un'analisi dell'acqua eseguita una sola volta non può essere fornita una garanzia assoluta per il futuro. È quindi raccomandabile prevedere, qualora non si abbiano esperienze pratiche di lunga durata, uno **sfruttamento indiretto** con un circuito intermedio (figura 24 in basso). Nel caso in cui si utilizzi un mezzo aggressivo quale fonte di calore è necessario scegliere uno scambiatore di calore di materiale resistente alla corrosione e che possa essere pulito senza problemi. Occorre inoltre tener conto del fatto che la temperatura del circuito intermedio può diminuire al di sotto di 0°C. È quindi di grande importanza la scelta adeguata del prodotto antigelo.

 *Dimensionamento dello scambiatore di calore, cfr. fascicolo 2, capitolo 3.2*

### Temperatura d'uscita del condensatore: variabile o costante?

Il comando e la regolazione della temperatura di uscita del condensatore possono essere variabili o costanti. Ciò è reso possibile da un lato dal tipo di carica:

- nel caso di **carica graduale** (figura 25 in alto) dell'accumulatore a portata costante, la temperatura gradualmente ad ogni passaggio alla differenza di temperatura che esiste nel condensatore

tura attuale di entrata del condensatore viene alzata gradualmente ad ogni passaggio alla differenza di temperatura che esiste nel condensatore

- nel caso della **carica stratificata** (figura 25 in basso) dell'accumulatore, mediante una regolazione della carica la temperatura di uscita del condensatore viene regolata ad un valore nominale determinato, indipendentemente dalla temperatura di ritorno attuale.

D'altro canto può aver luogo ancora accessoriamente un **comando dipendente dalle condizioni atmosferiche**:

- punto d'inserimento e di disinserimento nel caso di carica graduale e di carica stratificata
- temperatura di carica nel caso della carica stratificata.

L'influsso esercitato sul coefficiente di lavoro annuo è alquanto complesso, giacché oltre alla temperatura di uscita del condensatore, nel caso della carica graduale occorre tener conto anche del maggior consumo di energia ausiliaria e della piccola differenza di temperatura nel condensatore. La differenza tra temperatura di uscita variabile e costante del condensatore è sicuramente minore del 10%.

 *Capitoli 2.6 e 3.4*

### Scelta del mezzo refrigerante

La scelta del mezzo refrigerante è fatta dalla progettista o dal progettista in modo adeguato all'impianto. La determinazione dei limiti d'impiego del mezzo refrigerante utilizzato è invece compito del fabbricante. Mediante la progettazione deve essere garantita una distanza di sicurezza adeguata tra zona d'esercizio e zona di sicurezza.

 *Capitolo 1.4*

### Scelta del prodotto antigelo

Con il terreno quale fonte di calore e nel caso di sfruttamento indiretto delle acque è necessario un circuito intermedio. Qui sono utilizzati prodotti antigelo. La Confederazione pubblica una lista delle sostanze permesse. Il glicole etilenico utilizzato oggi nella maggioranza dei casi nella tecnica delle pompe di calore presenta caratteristiche notevolmente migliori che non le sostanze a base di propilene utilizzate spesso in passato.

La concentrazione deve essere scelta in modo adeguato all'impiego. Ai prodotti antigelo i fabbricanti aggiungono inibitori che proteggono dalla corrosione i materiali metallici. Occorre perciò rispettare nel modo più assoluto i valori di concentrazione minimi forniti dai fabbricanti. Al momento del dimensionamento occorre

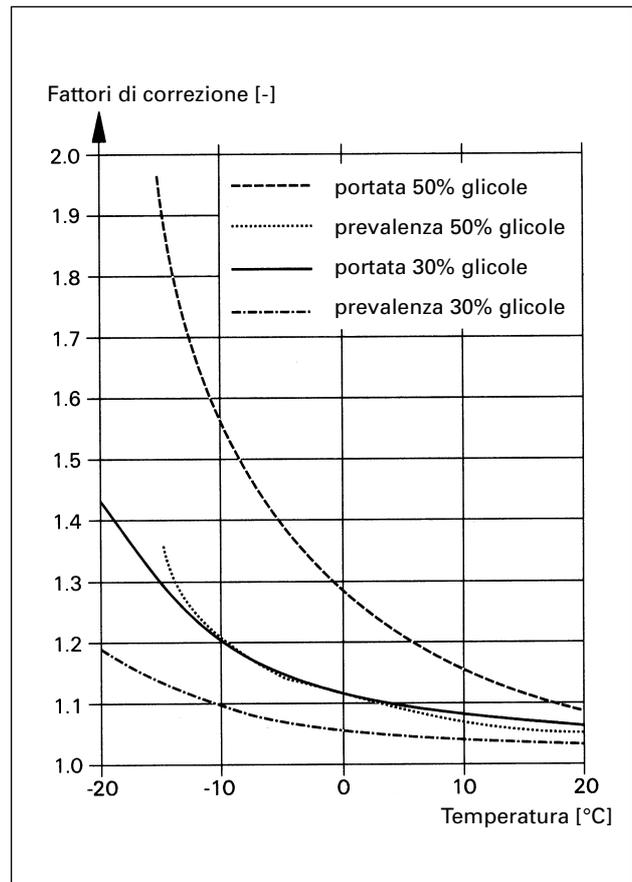


Figura 26: fattori di correzione per portata e prevalenza di una miscela di acqua e di glicole (fonte: Bieri Pumpenbau AG, 3110 Münsingen)

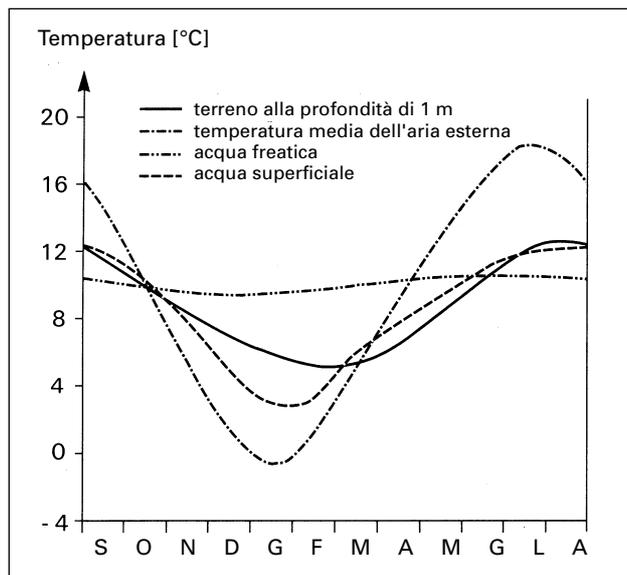


Figura 27: andamento delle temperature delle fonti di calore che non subiscono influssi (senza prelevamento di calore)

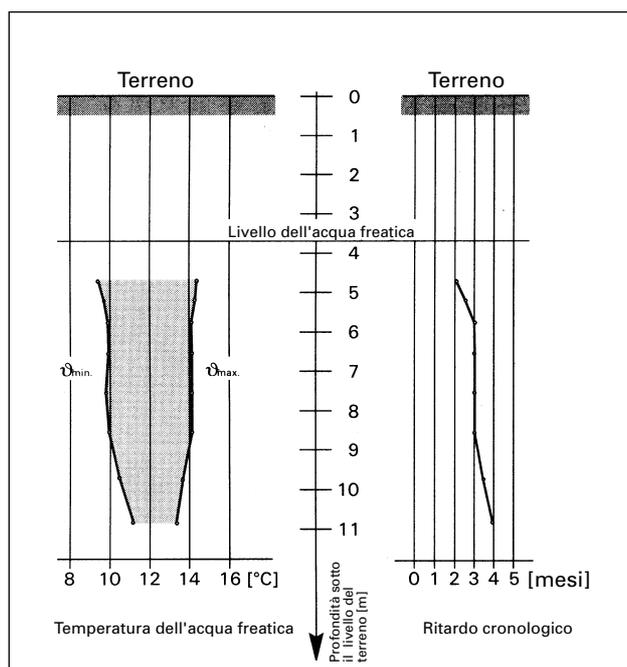


Figura 28: andamento della temperatura dell'acqua freatica

tener conto delle caratteristiche dei materiali che compongono la miscela di acqua e glicole e che sono molto diverse da quelle dell'acqua. La figura 26 fornisce fattori di correzione per la prevalenza e la portata, fattori che sono basati su esperienze recenti.

## 2.5 Fonti di calore

La coordinazione delle caratteristiche della pompa di calore con la disponibilità della fonte di calore per quanto concerne la temperatura e la quantità costituisce il compito più importante della progettazione. Una fonte di calore dimensionata in modo errato ha effetti catastrofici sulla sicurezza di funzionamento, sul rendimento e sul bilancio termico. La figura 27 mostra andamenti tipici della temperatura di fonti di calore usuali.

Una suddivisione delle fonti di calore è per principio possibile secondo la loro origine (fonti di calore naturali e sfruttamento del calore residuo) e secondo il loro stato d'aggregazione (solido, liquido, gassoso).

 Le caratteristiche fisiche parlano chiaramente a favore delle fonti di calore liquide. Il guadagno termico ricavato da 1 m<sup>3</sup> di acqua che viene raffreddata di 5 K è ad esempio di 5,8 kWh. Per fare un paragone rammentiamo che per un guadagno termico della stessa grandezza dovrebbero essere raffreddati di 5 K circa 3'500 m<sup>3</sup> di aria!

### Acqua freatica

Quale acqua freatica si definiscono tutte le acque al di sotto della superficie terrestre. Essa circola nelle rocce porose (ghiaia, sabbia) ed è quindi ideale quale fonte di calore per i motivi seguenti:

- livello di temperatura «ideale» per le pompe di calore
- temperatura relativamente costante
- grande quantità di acqua freatica
- pulizia.

L'acqua freatica che non subisce un influsso dovuto all'infiltrazione di acqua superficiale presenta di regola una temperatura media variabile da 9 a 11 °C ed è, di conseguenza, più calda della temperatura media annuale dell'aria esterna. Questa temperatura elevata è prevalentemente condizionata dalla radiazione solare e dall'effetto isolante del manto nevoso. L'irradiazione termica proveniente dal centro della terra (irradiazione geotermica) può in pratica essere trascurata. La temperatura dell'aria ha un influsso viepiù minore sulla temperatura dell'acqua freatica con l'aumentare della profondità. Il ritardo cronologico dei valori massimi e minimi aumenta con l'aumento della profondità. La variazione massima ammonta a circa 5 K (figura 28). L'acqua freatica può tuttavia subire un influsso decisivo dovuto all'infiltrazione di acqua superficiale (figura 29). Occorre assolutamente tener

conto di questo fatto. Nella maggioranza dei casi l'acqua freatica non è aggressiva. Un'analisi dell'acqua è tuttavia raccomandabile. Occorre rispettare i seguenti valori limite:

- valore pH (CO<sub>2</sub> libero)  $\geq 7$
- tenore di ossido di ferro  $\leq 0,15$  mg/l
- tenore di manganese  $\leq 0,1$  mg/l

Un inquinamento dovuto a ragioni meccaniche (sabbia) si manifesta solo negli impianti a pozzo filtrante non eseguiti a regola d'arte. Solo i pozzi eseguiti a regola d'arte garantiscono un funzionamento perfetto (figura 30). I valori indicativi per il diametro di foratura utilizzati nella prassi sono i seguenti:

- 150 mm per 50... 150 l/min
- 300 mm per 150... 300 l/min
- 800 mm per 600... 1200 l/min.

Riepilogando si può affermare quanto segue:

- in vicinanza di fiumi o di laghi occorre tener conto di una possibile infiltrazione
- la captazione dell'acqua e la restituzione devono aver luogo secondo principi idrologici
- è assolutamente raccomandabile l'esecuzione di un'analisi dell'acqua
- è necessaria un'autorizzazione da parte delle autorità (viene concessa soltanto se non ha luogo uno sfruttamento come acqua potabile).

### Acque di superficie

Le variazioni relativamente elevate della temperatura delle acque di superficie (acque di fiume, di lago e di ruscello) non permettono di regola un funzionamento monovalente con sfruttamento diretto. È questo il motivo per cui nella maggioranza dei casi ha luogo uno sfruttamento indiretto: la fonte di calore cede il proprio calore ad uno scambiatore di calore che è collegato alla pompa di calore per mezzo di un circuito intermedio. Quest'ultimo contiene una miscela antigelo per permettere alla temperatura d'evaporazione di abbassarsi al di sotto di 0°C. Il prelevamento del calore dalle acque di superficie è per principio possibile in due modi:

- collettore tubolare nell'acqua corrente (figura 31); attraverso il collettore tubolare scorre una grande quantità di acqua ed il raffreddamento corrispondente è minimo
- l'acqua è raccolta in un pozzo filtrante e pompata fino ad uno scambiatore di calore (figura 32).

Nel caso della **soluzione del collettore tubolare** è raccomandabile prevedere una differenza di temperatura media logaritmica di un massimo di 5...6 K. Per il dimensionamento della superficie dello scambiatore di calore si possono accettare coefficienti  $k$  variabili da 200 a 300 W/m<sup>2</sup>K (velocità del flusso > 0,5 m/s). È raccomandabile prevedere un margine di sicurezza di circa 25% per impedire la formazione di sporcizia nel collettore tubolare. La fonte di calore che

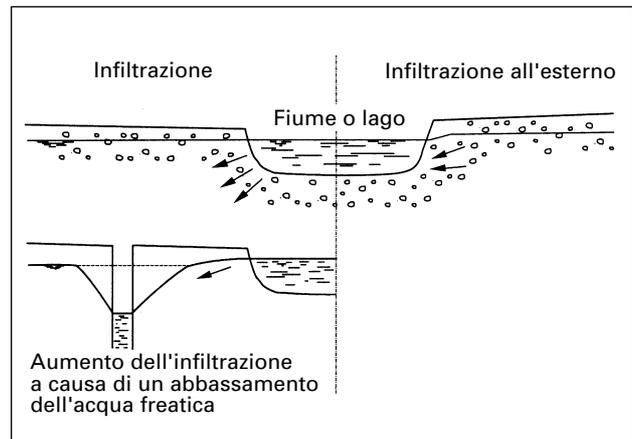


Figura 29: influsso sull'acqua freatica causato da infiltrazione ed infiltrazione all'esterno

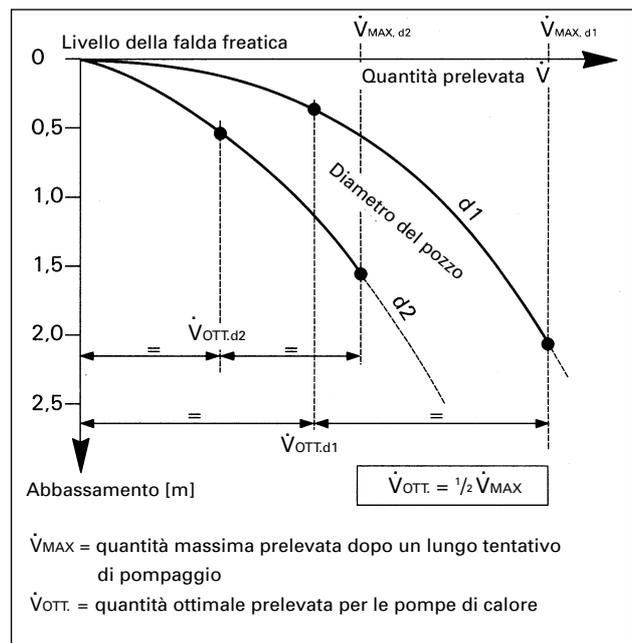


Figura 30: curve di resa per pozzi di acqua freatica sulla base di tentativi di pompaggio

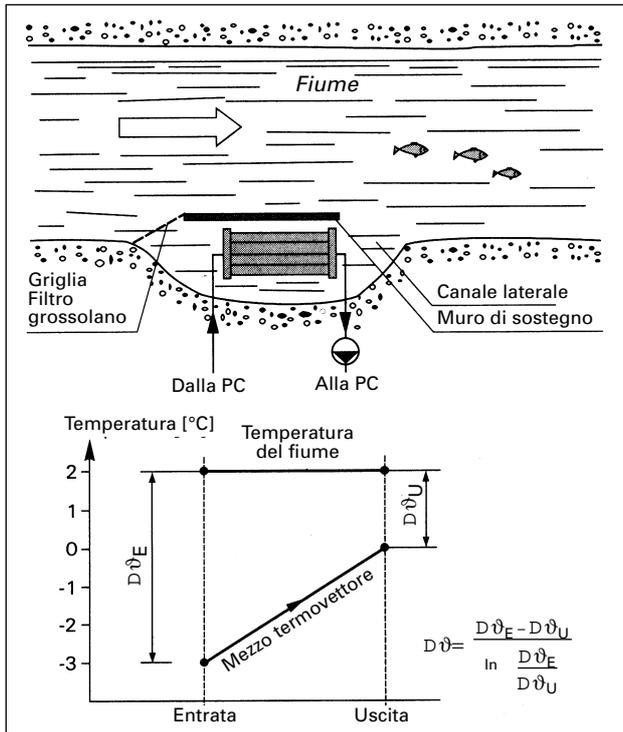


Figura 31: sfruttamento mediante collettore tubolare

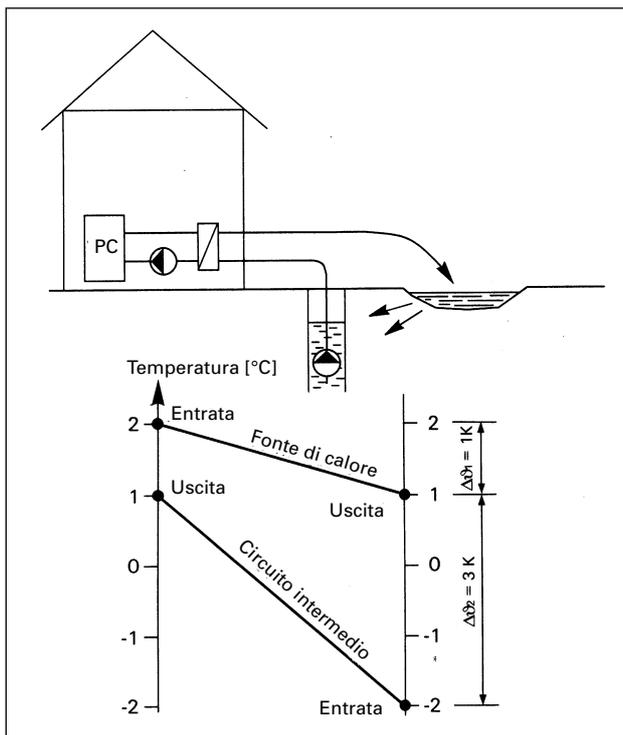


Figura 32: sfruttamento con pozzo filtrante e circuito intermedio

fluisce rapidamente (acqua di ruscello e di fiume) impedisce la formazione di ghiaccio. La distanza tra i tubi deve essere al minimo di 4 cm. Il collettore tubolare deve inoltre essere protetto dai detriti mediante misure di costruzione adeguate. Nel caso di acque stagnanti questa soluzione è utilizzabile solo in parte.

Il vantaggio offerto dalla **soluzione del pozzo filtrante** è costituito in pratica da un prelievo di acqua senza sporcizia. Spesso è possibile anche un funzionamento monovalente.

Riepilogando si può dire quanto segue:

- un circuito intermedio produce temperature d'evaporazione più basse e, di conseguenza, coefficienti di rendimento peggiori
- l'offerta (portata) è spesso variabile (ad es. ruscello)
- la realizzazione è piuttosto difficile (in modo speciale la soluzione del collettore tubolare)
- nel caso della soluzione che prevede il collettore tubolare la procedura d'autorizzazione e la manutenzione sono, se del caso, molto costose.

### Terreno

Il calore del terreno fino ad una profondità di circa 2 m è prodotto prevalentemente dal sole. Il calore geotermico stesso contribuisce soltanto con una debole percentuale. La capacità termica del terreno dipende dalla sua conformazione e dal contenuto di acqua. Lo sfruttamento può aver luogo in due modi:

- orizzontalmente mediante un collettore tubolare sotterraneo (figura 33)
- verticalmente mediante sonde geotermiche (figura 34).

I **collettori tubolari sotterranei** devono essere definiti piuttosto quali «collettori solari» che sfruttano anche la capacità di accumulazione termica del terreno. La conformazione del terreno e le condizioni meteorologiche sono in tal modo determinanti per quanto concerne il prelievo del calore. Nel caso di un prelievo costante di energia, la temperatura del terreno diminuisce in modo relativamente elevato. Nel caso in cui la superficie dei collettori sotterranei non è strutturata in modo sufficientemente ampio, la combinazione con uno scaricatore di sicurezza sembra costituire la soluzione più razionale (ad es. assorbitore solare senza vetri, collettore per tetto).

Nel caso delle **sonde geotermiche**, a causa del raffreddamento del terreno si forma una specie di «cratere di temperatura (figura 35)», dipendente dalla potenza specifica delle sonde (W/m). Un prelievo intensivo comporta uno sviluppo ripido del cratere ed una bassa temperatura delle sonde. Il coefficiente di lavoro annuo è tanto migliore quanto più esigua è la sottrazione di calore per metro di lunghezza delle sonde. Nelle pause di funzionamento il terreno nelle vicinanze delle sonde può riassetarsi di nuovo. Ciò è assolutamente necessario, poiché l'esiguo flusso di

calore proveniente dall'interno della terra non è sufficiente a salvaguardare le condizioni di dimensionamento.

Ambedue i sistemi benché fondamentalmente diversi hanno dato buona prova di sé in parecchi piccoli impianti. Lo sfruttamento del calore terrestre, senza sfruttamento importante del calore geotermico, è adatto in modo particolare al funzionamento monovalente. Particolarmente importanti per il terreno sono infatti i periodi di riposo sufficientemente lunghi. Il funzionamento bivalente-parallelo non è quindi razionale, a causa dei lunghi periodi di esercizio ininterrotto. Un funzionamento bivalente alternativo è possibile, ma produce una percentuale notevolmente minore di quello che è il fabbisogno globale di calore. Quale alternativa rimane quindi solo il funzionamento monovalente o, eventualmente, un impianto bivalente in cui la caldaia non debba produrre più del 10% circa del fabbisogno di calore globale.

#### Aria esterna

L'aria esterna quale fonte di calore offre il grande vantaggio di essere a disposizione ovunque e di non necessitare di un'autorizzazione. Essa presenta tuttavia alcuni svantaggi che mettono in dubbio il suo sfruttamento nel caso di funzionamento monovalente:

- andamento in senso opposto della temperatura della fonte di calore e di quella del sistema di riscaldamento
- la formazione di condensa a partire da una temperatura esterna da 6 a 7°C causa la formazione di ghiaccio e rende necessario uno sbrinamento
- problemi di rumore a causa delle grandi quantità d'aria
- fabbisogno di posto relativamente grande.

Eccezioni a favore del funzionamento monovalente possono essere costituite dalle costruzioni massicce e con una buona coibentazione termica, nonché con un fabbisogno di calore esiguo (minore di 10 kW) oppure da un riscaldamento preliminare dell'aria esterna mediante un accumulatore a ghiaia.

Estremamente importanti sono le chiarificazioni accurate per quanto concerne la fonotecnica e ciò indipendentemente dal fatto che si tratti di un'installazione interna o esterna. L'Ordinanza contro l'inquinamento fonico e le prescrizioni locali devono assolutamente essere rispettate. Se del caso occorre consultare uno specialista in acustica.

#### Calore geotermico

Mediante trivellazioni profonde è possibile estrarre calore geotermico a temperatura elevata. Questa acqua che costituisce il vettore di tale calore può, a seconda del livello di temperatura, essere utilizzata direttamente oppure essere portata mediante una pompa di calore ad un livello di temperatura utilizzabile. Affinché sia possibile un'utilizzazione

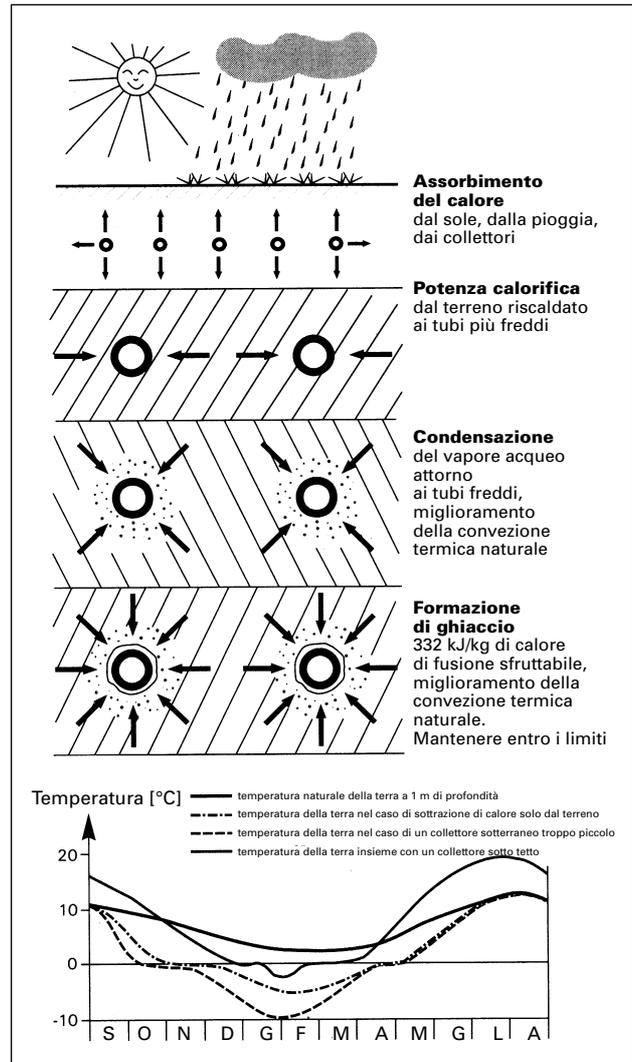


Figura 33: collettore tubolare sotterraneo

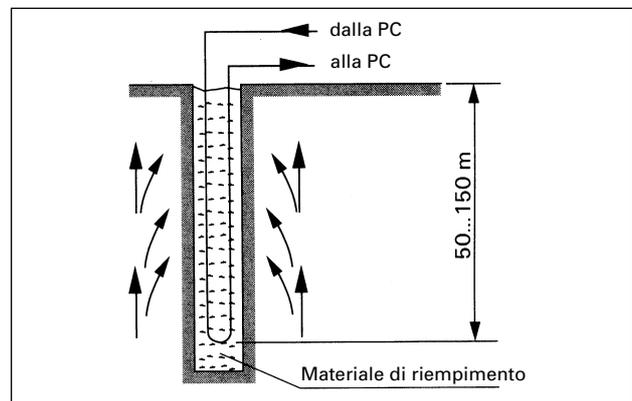


Figura 34: sonda geotermica

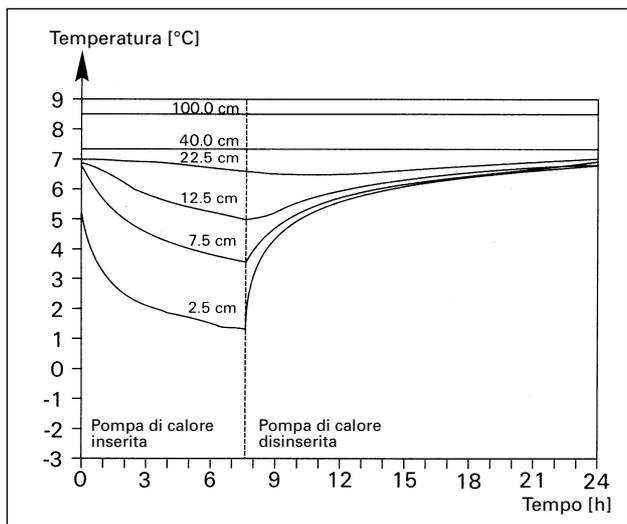


Figura 35: andamento della temperatura della terra in una sonda geotermica posta alla profondità di 25 m con e senza funzionamento della pompa di calore

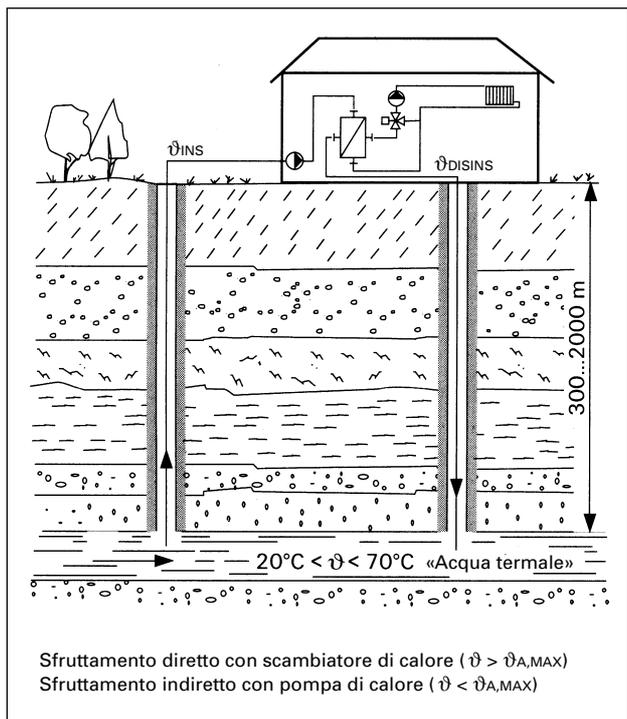


Figura 36: calore geotermico

redditizia, il coefficiente di lavoro non deve quasi mai essere inferiore a 4,0. Lo sfruttamento del calore geotermico fa parte del settore della grande tecnologia (figura 36) e non viene, di conseguenza, trattato ulteriormente in questa sede.

### Calore residuo

Poiché quantità di calore residuo e fabbisogno termico spesso non concordano è necessaria un'analisi precisa. In tal modo si può decidere se il problema può essere risolto con un accumulatore (dal lato freddo e/o dal lato caldo). Una gestione razionale dell'accumulatore permette uno sfruttamento ottimale nel settore del carico parziale e la limitazione delle punte di potenza (permettendo vantaggi finanziari).

Una fonte di calore particolarmente interessante è costituita dall'acqua di scarico, soprattutto a causa della sua temperatura relativamente elevata. Occorre qui osservare quanto segue:

- per lo più utilizzabile solo indirettamente a causa dell'inquinamento (prevedere una scelta adeguata del materiale ed un procedimento di depurazione automatico)
- spesso la quantità è troppo esigua per uno sfruttamento redditizio
- per le acque di scarico pubbliche è necessaria un'autorizzazione.

Negli impianti di recupero del calore s'incontra spesso l'aria viziata quale fonte di calore, con uno sfruttamento diretto senza pompa di calore. Per uno sfruttamento indiretto per mezzo di una pompa di calore essa è interessante soprattutto quando si tratta del riscaldamento dell'acqua. L'aria viziata può essere corrosiva o inquinata (agricoltura, industria).

### Qual è la migliore fonte di calore?

È possibile rispondere a questa domanda solo con molta difficoltà, giacché sono validi i criteri di apprezzamento più disparati. Nell'ambito del risparmio energetico e della protezione dell'ambiente, in fin dei conti è determinante il livello della temperatura. Di conseguenza è opportuno allestire la seguente lista delle priorità (figura 37): 1. calore residuo - 2. acqua freatica - 3. calore del terreno - 4. aria esterna (a dire il vero il calore geotermico dovrebbe essere posto al primo rango, ma in questa sede non viene tuttavia preso in considerazione poiché fa parte del settore della grande tecnologia). Ogni fonte di calore presenta i propri vantaggi ed i propri svantaggi. È questo il motivo per cui è possibile fornire una risposta concreta solo mediante un'analisi accurata della fattispecie. Per il calcolo della redditività si dovrebbe assolutamente tener conto di altri fattori, quali la protezione dell'ambiente, le risorse, il riciclaggio e l'energia «grigia».

## 2.6 Valori di riferimento concernenti la progettazione

Il calcolo degli impianti delle pompe di calore è impegnativo. Ciò non dovrebbe tuttavia indurre la progettista o il progettista a considerare la pompa di calore come «imprevedibile». Dovrebbe invece trattarsi piuttosto di una sfida consistente nel fare il possibile e l'impossibile per la costruzione di impianti efficienti. In questo ordine di idee le caratteristiche della tabella 39 dovrebbero servire quali valori di riferimento. I coefficienti di rendimento sono validi per il dimensionamento in determinate condizioni estreme e devono essere garantiti dal fabbricante. I coefficienti di lavoro annuo valgono per il funzionamento in condizioni variabili e devono essere garantiti dal progettista.

Diverse grandezze che esercitano un influsso sul coefficiente di lavoro annuo sono sempre causa di nuove discussioni. Alcune di queste grandezze determinanti saranno trattate qui di seguito e verranno calcolate le loro ripercussioni su un impianto di piccole dimensioni e su un impianto di grandi dimensioni (tabella 38).

 *Le formule dei valori numerici utilizzati sono spiegate nel capitolo 3.2. Per motivi di semplicità si calcola con la differenza di potenza  $\Delta P$  (da non confondere con la differenza di pressione  $\Delta p$ !)*

### Grandezza determinante «tolleranza dei prodotti»

Si raccomanda nel modo più assoluto di utilizzare prodotti di serie con dati garantiti per quanto concerne la potenza. Nel caso di piccole serie, il cui coefficiente di rendimento non può essere controllato ed eventualmente corretto nell'ambito dell'impiego pratico, occorre di norma prevedere una tolleranza dei prodotti di  $\pm 10\%$ .

### Grandezza determinante «perdita di pressione dell'evaporatore e del condensatore»

Spesso le pompe di calore di uguale potenza presentano perdite di pressione molto diverse nel settore dello scambiatore di calore. In tali casi si può trattare di prodotti di fabbricanti diversi, ma anche nel caso di uno stesso ed identico fabbricante sono possibili grandi differenze nell'ambito della stessa serie di costruzione e ciò a dipendenza dalla potenza. È quindi importante fare sempre un paragone tra diverse pompe di calore.

 *Come cambia il coefficiente di lavoro annuo se in ambedue gli impianti della tabella 38 è utilizzata di volta in volta una pompa di calore con una perdita di pressione maggiore di 40 kPa nell'evaporatore, rispettivamente nel condensatore?*



Figura 37: qual è la migliore fonte di calore?

	Impianto di piccole dimensioni	Impianto di grandi dimensioni
Tipo di funzionamento	Monovalente, carica stratificata, temperatura costante di 47°C all'uscita del condensatore	
Potenzialità calorifica	10 kW	100 kW
Fabbisogno annuo di calore	25'000 kWh	250'000 kWh
Ore di funzionamento	2500 h/a	2500 h/a
Fabbisogno annuo di corrente elettrica IPC	8333 kWh	83'333 kWh
Coeff. di lavoro annuo CLA	3,0	3,0
Portata evaporatore (Dϑ = 5 K)	1,2 m³/h	12 m³/h
Portata condensatore (Dϑ = 10 K)	0,9 m³/h	9 m³/h
Perdita di press. condensatore	25 kPa	25 kPa
Rendimento delle pompe	0,10	0,25

Tabella 38: ambedue gli impianti paragonati sono progettati in modo che, con le diverse condizioni marginali, si giunga allo stesso coefficiente di lavoro annuo di 3,0. In questo modo è possibile eseguire molto semplicemente calcoli comparativi con differenze di potenza

Per un piccolo impianto si hanno i seguenti risultati:

$$\begin{aligned}
 DP_{\text{pompa evap.}} &= 40 \text{ kPa} \cdot 1,2 \text{ m}^3/\text{h} / (3600 \cdot 0,10) \\
 &= 0,133 \text{ kW} \\
 DP_{\text{pompa condens.}} &= 40 \text{ kPa} \cdot 0,9 \text{ m}^3/\text{h} / (3600 \cdot 0,10) \\
 &= 0,100 \text{ kW} \\
 DW &= 2500 \text{ h} \cdot (0,133 + 0,100) \text{ kW} \\
 &= 583 \text{ kWh} \\
 CLA_{\text{piccolo}} &= 25'000 \text{ kWh} / (8333 + 583) \text{ kWh} \\
 &= 2,80
 \end{aligned}$$

Calcolando in modo analogo per un impianto di grandi dimensioni:

$$\begin{aligned}
 DP_{\text{pompa evap.}} &= 40 \text{ kPa} \cdot 12 \text{ m}^3/\text{h} / (3600 \cdot 0,25) \\
 &= 0,533 \text{ kW} \\
 DP_{\text{pompa condens.}} &= 40 \text{ kPa} \cdot 9 \text{ m}^3/\text{h} / (3600 \cdot 0,25) \\
 &= 0,400 \text{ kW} \\
 DW &= 2500 \text{ h} \cdot (0,533 + 0,400) \text{ kW} \\
 &= 2333 \text{ kWh} \\
 CLA_{\text{grande}} &= 250'000 \text{ kWh} / (83'333 + 2333) \text{ kWh} \\
 &= 2,92
 \end{aligned}$$

### Grandezza determinante «perdita di pressione delle sonde geotermiche»

Negli impianti muniti di sonde geotermiche è necessario ottimizzare con cura le perdite di pressione per i diametri, le lunghezze ed i numeri differenti delle sonde, ecc. Differenze di 100 kPa tra due varianti non costituiscono una rarità.



Come cambia il coefficiente di lavoro annuo se in ambedue gli impianti della tabella 38 viene installato un impianto di sonde geotermiche con una caduta di pressione superiore a 100 kPa? Per il piccolo impianto i risultati saranno i seguenti:

$$\begin{aligned}
 DP_{\text{pompa evap.}} &= 100 \text{ kPa} \cdot 1,2 \text{ m}^3/\text{h} / (3600 \cdot 0,10) \\
 &= 0,333 \text{ kW} \\
 \Delta W &= 2500 \text{ h} \cdot 0,333 \text{ kW} = 833 \text{ kWh} \\
 CLA_{\text{piccolo}} &= 25'000 \text{ kWh} / (8333 + 833) \text{ kWh} \\
 &= 2,73
 \end{aligned}$$

E per il grande impianto:

$$\begin{aligned}
 DP_{\text{pompa evap.}} &= 100 \text{ kPa} \cdot 12 \text{ m}^3/\text{h} / (3600 \cdot 0,25) \\
 &= 1,333 \text{ kW} \\
 \Delta W &= 2500 \text{ h} \cdot 1,333 \text{ kW} = 3333 \text{ kWh} \\
 CLA_{\text{grande}} &= 250'000 \text{ kWh} / (83333 + 3333) \text{ kWh} \\
 &= 2,88
 \end{aligned}$$

### Grandezza determinante «tipo di funzionamento»

La carica graduale ed in certi casi anche una regolazione a dipendenza dalle condizioni atmosferiche per una carica stratificata forniscono teoricamente un coefficiente di lavoro annuo migliore

che non nel caso della carica stratificata ad una costante fissa, poiché il funzionamento può aver luogo con basse temperature di uscita del condensatore (cfr. capitolo 2.4). Il tutto funziona tuttavia soltanto se l'impianto è progettato per una differenza di temperatura notevolmente minore nel condensatore. Di regola in tali casi è necessaria la portata doppia, ciò che quadruplica la caduta di pressione nel condensatore: occorre tener conto in modo assoluto di questo fatto.

 *Come cambia il coefficiente di lavoro annuo qualora in ambedue gli impianti della tabella 38 invece che con 2'500 h e 47°C (corrispondenti ad un  $\dot{\epsilon} = 3,4$ ) si fa funzionare il tutto secondo i parametri seguenti:  
 500 h con 45°C corrispondenti a  $\dot{\epsilon} = 3,5$   
 1'000 h con 42°C corrispondenti a  $\dot{\epsilon} = 3,75$   
 1'000 h con 39°C corrispondenti a  $\dot{\epsilon} = 4,0$ .  
 Il valore medio ponderato e corrispondente di  $\dot{\epsilon}$  viene in tal modo migliorato da 3,4 a 3,8. Anche il CLA dovrebbe quindi migliorare parimenti di 0,4 punti, ossia 3,4 invece di 3,0.*

*Grazie al raddoppiamento della portata, la caduta di pressione nel condensatore viene tuttavia quadruplicata (semplificando si può dire che la soppressione della valvola di carica viene compensata da un aumento della perdita di pressione nel circuito di carica). Per il piccolo impianto risulta in tal modo quanto segue:*

$$DP_{\text{pompa condens.}} = \frac{(100 \text{ kPa} \cdot 1,8 \text{ m}^3/\text{h}) - (25 \text{ kPa} \cdot 0,9 \text{ m}^3/\text{h})}{3600 \cdot 0,10}$$

$$= 0,438 \text{ kW}$$

$$\Delta W = 2500 \text{ h} \cdot 0,438 \text{ kW} = 1095 \text{ kWh}$$

$$CLA_{\text{piccolo}} = \frac{25'000 \text{ kWh}}{25'000/3,4 \text{ kWh} + 1095 \text{ kWh}} = 2,96$$

E per il grande impianto:

$$DP_{\text{pompa condens.}} = \frac{(100 \text{ kPa} \cdot 18 \text{ m}^3/\text{h}) - (25 \text{ kPa} \cdot 9 \text{ m}^3/\text{h})}{3600 \cdot 0,25}$$

$$= 1,750 \text{ kW}$$

$$\Delta W = 2500 \text{ h} \cdot 1,750 \text{ kW} = 4375 \text{ kWh}$$

$$CLA_{\text{grande}} = \frac{250'000 \text{ kWh}}{250'000/3,4 \text{ kWh} + 4375 \text{ kWh}} = 3,21$$



*Occorre accertare in modo accurato se mediante la carica graduale si ottiene veramente un coefficiente di lavoro annuo migliore. Il consumo di corrente più elevato per la pompa riduce il guadagno dovuto alla bassa temperatura d'uscita del condensatore (esempio). La minore differenza di temperatura nel condensatore crea inoltre un peggioramento ulteriore del coefficiente di rendimento.*

Fonte di calore Tipo di funzionamento Sfruttamento	Coefficiente di rendimento*	Coefficiente di lavoro annuo**	Grado di utilizzazione annuale***
		CLA	$\eta_{\text{PCAL}}$
Acqua freatica Monovalente – Sfruttamento diretto – Sfruttamento indiretto	3,5...4,0 3,3...3,8	3,0...3,5 2,8...3,3	= CLA = CLA
Acque di superficie Monovalente Sfruttamento indiretto	3,1...3,6	2,6...3,1	= CLA
Acqua di scarico Monovalente Sfruttamento indiretto	3,4...3,9	2,9...3,4	= CLA
Terreno Monovalente – Collettore tubolare sotter. – Sonde geotermiche	3,1...3,4 3,3...3,6	2,6...2,9 2,8...3,1	= CLA = CLA
Aria esterna – CUF monovalente – Bivalente-parallelo**** – Bivalente-alternativo****	2,5...2,9 2,8...3,2 3,0...3,4	2,0...2,5 2,3...2,7 2,5...2,9	= CLA 1,3...2,3 1,5...2,5

\* Riferito ai valori medi annui delle corrispondenti temperature d'entrata dell'evaporatore e ad una temperatura di uscita del condensatore di 35°C  
 \*\* Per una temperatura di uscita del condensatore  $\leq 48^\circ\text{C}$   
 \*\*\* Limite del bilancio = impianto di produzione del calore; la caldaia è compresa nel grado di utilizzazione annuale ed a seconda del grado di copertura risultano valori molto diversi  
 \*\*\*\* Punto di bivalenza 0...3°C

*Tabella 39: valori di riferimento per le caratteristiche delle pompe di calore a motore elettrico installate sull'Altipiano svizzero. Nel caso di un funzionamento monovalente il coefficiente di lavoro annuo dell'impianto delle pompe di calore ed il grado di utilizzazione annuale dell'impianto di produzione del calore sono identici. Quale valore per l'amplificazione elettrotermica AET nella prassi può essere utilizzato il coefficiente di lavoro annuo*

Pompa di calore			
Potenzialità calorifica nominale [kW]	Aria-acqua Ar2/A35 [fr./kWh]	Salamoia-acqua S0/A35 [fr./kWh]	Acqua-acqua A10/A35 [fr./kWh]
fino a 20	900...1300	700...1100	600...900
21...50	800...1000	550...800	400...600
51...100	750...900	450...900	350...450
101...200	650...800	350...450	250...350
201...300	550...600	250...400	200...300
301...500	400...450	230...260	180...200
Sonde geotermiche compr. tubazioni di collegamento			
Lunghezza necessaria delle sonde [m/kW]		Costi specifici [fr./m]	
ca 15		110...130	
Pozzi di prelevamento e di restituzione per l'acqua freatica			
Potenzialità calorifica nominale [kW]	Ø del pozzo [mm]	Costi specifici [fr./m]	
fino a 70	150	400...500	
71...140	300	600...800	
141...550	800	700...1000	

Tabella 40: costi specifici delle pompe di calore e delle fonti di calore riferiti alla potenzialità calorifica nominale, risp. al metro lineare (base dei prezzi 1992)

Esempio di calcolo					
Prezzo di base (tariffa del contatore)	25.– fr./mese				
Costo del lavoro (inverno):					
– tariffa alta (06.00-22.00 h)	13 ct./kWh				
– tariffa bassa (22.00-06.00 h)	9 ct./kWh				
Prezzo per la potenza al mese	12.– fr./kW				
Dati concernenti il funzionamento:					
– potenza assorbita	20 kW				
– potenzialità calorifica	60 kW				
– consumo d'energia a tariffa alta	30'000 kWh				
– consumo d'energia a tariffa bassa	15'000 kWh				
Costi dell'energia:					
– prezzo di base (12 mesi x 25.– fr.)	300.– fr./a				
– costi dell'energia elettrica					
tariffa alta (0,13 fr. x 30'000 kWh)	3'900.– fr./a				
tariffa bassa (0,09 fr. x 15'000 kWh)	1'350.– fr./a				
– prezzo della potenza (limite delle punte)	manca				
Totale dei costi dell'energia:					
– all'anno	5'550.– fr./a				
– per kWh (555'000 ct./45'000 kWh)	12,3 ct./kWh				
Costi supplementari con prezzo della potenza:					
– all'anno (8 mesi x 20 kW x 12.– fr.)	+1'920.– fr./a				
– al kWh (192'000 ct./45'000 kWh)	+4,3 ct./kWh				
Sviluppo delle tariffe dell'elettricità in Svizzera in ct./kWh (dati forniti da 162 aziende elettriche):					
1985	1986	1987	1988	1989	1990
13,50	13,78	13,85	14,00	14,17	14,44

Riquadro 41

## 2.7 Costi

### Costi d'investimento

Per i primi chiarimenti è comodo se sono noti i costi d'investimento specifici. Nella tabella 40 sono riassunte le cifre concernenti le pompe di calore, le sonde geotermiche ed i pozzi dell'acqua freatica.

 Nel capitolo 4.7 è illustrato come si può eseguire un calcolo serio della redditività

### Tariffe dell'elettricità

Obiettivo dichiarato di RAVEL è una strategia ambientale. Ciò significa che circa un terzo della corrente elettrica prodotta negli impianti forza-calore deve essere utilizzata per il funzionamento delle pompe di calore elettriche (figura 1). Oltre a ciò anche i riscaldamenti elettrici esistenti dovrebbero essere sostituiti gradualmente da pompe di calore elettriche, almeno laddove ciò è possibile. Costituisce quindi una necessità della politica energetica ed ambientale il fatto di dover costruire pompe di calore elettriche. Ciò dovrebbe essere compensato da una tariffa adeguata dell'elettricità.

Le aziende elettriche svizzere sono ancora oggi per principio autonome per quanto concerne le loro tariffe. Né la Confederazione, né i cantoni hanno regolato giuridicamente le tariffe. Sul piano federale esiste dal 1989 la: «Empfehlung für Tarife von leitungsgebundenen Energien»<sup>1)</sup> che non è tuttavia vincolante. Certe prescrizioni concernenti le tariffe sono previste nell'ambito del Decreto federale del 14 dicembre 1990 sull'impiego parsimonioso e razionale dell'energia (RS 730.0). Le tariffe dell'elettricità sono per di più sottoposte al controllo dell'Ufficio federale di sorveglianza dei prezzi. Le riflessioni seguenti possono quindi fornire solo un contributo ad una discussione in merito al futuro ordinamento delle tariffe.

Per una fornitura di calore concorrenziale, il calore al chilowattora di un impianto di pompe di calore non dovrebbe costare più del calore di un chilowattora prodotto in modo convenzionale. Partendo da un coefficiente di lavoro annuo del 3,0 e da un prezzo del gas di 4 ct./kWh, oggi ciò ha dato come risultato un prezzo medio dell'elettricità di 12 ct./kWh. Quale «controprestazione» ad una tariffa favorevole si potrebbe lavorare con una fornitura di corrente elettrica che può essere interrotta, poiché un'interruzione di 1-2 ore del funzionamento della pompa di calore non crea una diminuzione del comfort degna di nota. Il riquadro 41 illustra, sulla base di un esempio, quanto può essere auspicato.

<sup>1)</sup> Il testo di questa raccomandazione non è stato tradotto in italiano. Le persone interessate confrontino il testo tedesco oppure la traduzione francese dal titolo «Recommandation concernant les tarifs des énergies de réseau (électricité, gaz, chauffage à distance), ainsi que les conditions de raccordement des autoproducteurs».

## 3. Dimensionamento

### 3.1 Circuiti standardizzati

Le caratteristiche speciali della pompa di calore non permettono – come purtroppo è spesso usuale nella tecnica di riscaldamento – nel caso di risanamenti e di ampliamenti di considerare i nuovi elementi dell'impianto come una cosa a sé stante e d'inserirli con un dispendio minimo. Gli influssi dell'impianto sulle condizioni marginali della pompa di calore sono tanto numerosi da poter permettere soltanto di raggiungere un'efficienza limitata con molti compromessi, trascurando tuttavia in questo modo l'efficienza ottimale di tutto l'impianto. È perciò importante controllare tutti i singoli elementi dell'impianto e le loro ripercussioni, considerando sempre tutto l'impianto come un tutto unico. Ciò è naturalmente collegato a un notevole dispendio di lavoro e si corre ciò nonostante il rischio di trascurare qualche «piccolezza».



*L'impiego di circuiti standardizzati costituisce la via più sicura per la costruzione d'impianti e per ottenere il successo grazie alla soddisfazione dei proprietari. Non vale la pena di fare degli esperimenti! RAVEL ha perciò raccolto e pubblicato un catalogo di circuiti standardizzati efficaci:*



*Fascicolo 5 «Circuiti standardizzati»*

Ivi sono contenute anche ulteriori indicazioni importanti concernenti temi che non possono essere trattati in questa sede, in particolare:

- idraulica, con direttive per il dimensionamento
- strumenti di misura e punti di misurazione già previsti per la garanzia della qualità
- criteri di sblocco per impianti bivalenti
- riscaldamento dell'acqua.

### 3.2 Tre formule

Al momento del dimensionamento di un impianto ci si pongono sempre le tre stesse domande: «Quale deve essere la portata?», «Quale deve essere la differenza di pressione per questa portata?» ed infine «Qual è il fabbisogno di potenza necessario per realizzare tale portata?». Le tre formule semplificate del riquadro 42 rispondono a queste domande con esattezza sufficiente.

#### Portata

$$\dot{V} \text{ [m}^3\text{/h]} = 0,86 \frac{\dot{Q} \text{ [kW]}}{\Delta\vartheta \text{ [K]}}$$

#### Differenza di pressione

$$\Delta p \text{ [kPa]} = 100 \cdot \left( \frac{\dot{V} \text{ [m}^3\text{/h]}}{k_v \text{ [m}^3\text{/h]}} \right)^2$$

oppure convertendo:

$$\dot{V} \text{ [m}^3\text{/h]} = 0,1 \cdot k_v \text{ [m}^3\text{/h]} \cdot \sqrt{\Delta p \text{ [kPa]}}$$

#### Potenza delle pompe

$$P_{\text{idraul.}} \text{ [kW]} = \frac{\Delta p \text{ [kPa]} \cdot \dot{V} \text{ [m}^3\text{/h]}}{3600}$$

oppure con  $\eta_{\text{pompa}} = P_{\text{idraul.}} / P_{\text{pompa}}$ :

$$P_{\text{pompa}} \text{ [kW]} = \frac{\Delta p \text{ [kPa]} \cdot \dot{V} \text{ [m}^3\text{/h]}}{3600 \cdot \eta_{\text{pompa}} \text{ [-]}}$$

#### Simboli e denominazioni

$\dot{V}$	= portata [m <sup>3</sup> /h]
$\dot{Q}$	= potenza calorifica [kW]
$\Delta\vartheta$	= differenza di temperatura [K]
$\Delta p$	= differenza di pressione [kPa]
$k_v$	= coefficiente $k_v$ [m <sup>3</sup> /h]
$P_{\text{idraul.}}$	= potenza idraulica della pompa [kW]
$P_{\text{pompa}}$	= potenza assorbita dalla pompa [kW]
$\eta_{\text{pompa}}$	= rendimento della pompa [-]

**Avvertimento importante:** queste formule sono valide per l'acqua con una temperatura variabile da 5 a 95°C. Si tratta di equazioni di valore numerico le cui unità sono pareggiabili matematicamente solo qualora siano utilizzati anche i fattori con tutte le unità, ciò che in pratica tuttavia non viene quasi mai fatto.

Il fattore «0,86» tiene conto della capacità termica specifica e della massa volumetrica dell'acqua:

$$0,86 \text{ [m}^3\text{K/kWh]} = \frac{3600 \text{ [s/h]} \cdot 1000 \text{ [W/kW]}}{4190 \text{ [Ws/kgK]} \cdot 1000 \text{ [kg/m}^3\text{]}}$$

Ambedue i fattori «100», rispettivamente «0,1» tengono conto della pressione di riferimento di 1 bar, che permette di determinare mediante misurazione il coefficiente  $k_v$ :

$$100 \text{ [kPa]} = 1 \text{ [bar]}$$

$$0,1 \text{ [1/\sqrt{kPa}]} = \sqrt{1/100 \text{ [kPa]}}$$

Infine il fattore «3600» converte ancora le ore in secondi:

$$3600 \text{ [s/h]} = 3600 \text{ [s]} / 1 \text{ [h]}$$

Riquadro 42

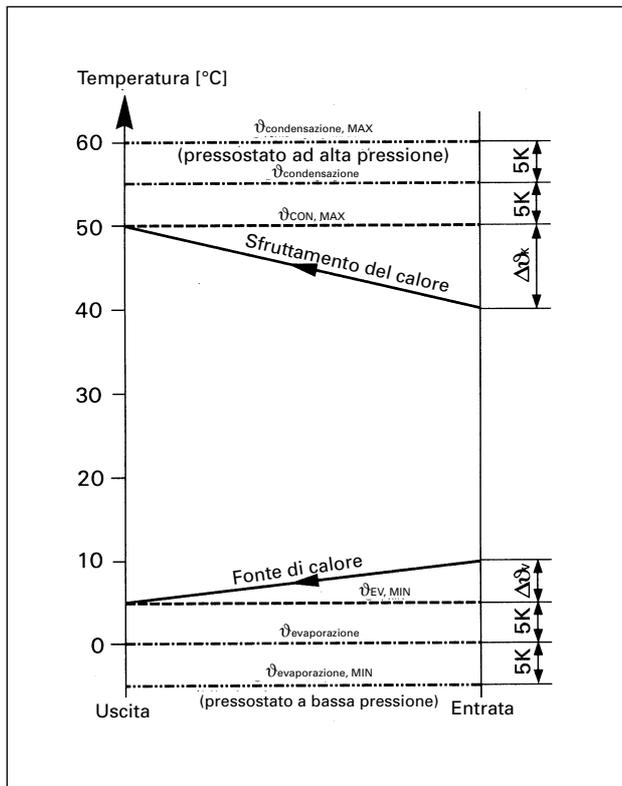


Figura 43: livelli di temperatura di una pompa di calore

### 3.3 Evitare gli errori

Le ipotesi fornite dalla progettazione servono soltanto a stabilire i dati riguardanti la potenza necessari nei punti di dimensionamento determinati (ad es. la temperatura dell'aria esterna e la temperatura d'andata che vi si riferisce nel punto di dimensionamento, nel punto di bivalenza oppure al limite del riscaldamento). Nella prassi la fattispecie concernente l'esercizio assume un aspetto ben diverso da quello che si poteva prevedere durante la fase di progettazione. È perciò importante verificare, per quanto possibile, tutti gli influssi esercitati dall'impianto sui dati di dimensionamento. Già preliminarmente occorrerebbe conoscere l'influsso esercitato da un eventuale cambiamento delle condizioni marginali e prendere in considerazione eventuali correzioni necessarie.

Queste correlazioni possono essere spiegate nel modo più semplice sulla base della figura 43. Ad ambedue le estremità della scala delle temperature vi sono le due temperature limite:

- **temperatura di condensazione massima possibile**, data dalla regolazione del pressostato ad alta pressione
- **temperatura d'evaporazione minima possibile**, data dalla regolazione del pressostato a bassa pressione.

Il superamento di queste temperature crea un'anomalia dell'alta pressione, rispettivamente della bassa pressione, anomalia che non si autoelimina e ciò per motivi di sicurezza, ma che deve essere eliminata manualmente. Per evitare il verificarsi di tali fenomeni la temperatura reale di condensazione, rispettivamente d'evaporazione dell'impianto è dimensionata a queste temperature limite con un **intervallo di sicurezza** ben definito di circa 5 K. Affinché abbia luogo un trasferimento di calore è inoltre necessaria una differenza di temperatura di circa 5 K tra la temperatura di condensazione e la temperatura all'uscita del condensatore, rispettivamente tra la temperatura d'evaporazione e la temperatura all'uscita dell'evaporatore.

Nel funzionamento reale i livelli di temperatura raffigurati non sono così costanti come nella figura 43, ma fluttuano verso l'alto e verso il basso e s'influenzano a vicenda. L'arte della progettazione consiste quindi nel fare in modo che in nessun caso di funzionamento le due temperature limite possano essere superate sia verso l'alto, sia verso il basso. Nelle tabelle da 44 a 47 sono riassunti gli errori più importanti ed il mezzo per evitarli nel caso delle fonti di calore usate più frequentemente.

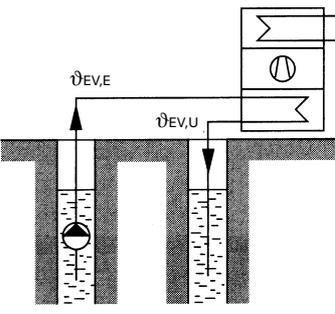
ACQUA FREATICA	Ipotesi di progettazione	Funzionamento reale
	<p>Temperatura dell'acqua freatica = costante = 10°C</p> <p>Temperatura di uscita dell'evaporatore = costante = 4°C (obbligo di autorizzazione)</p> <p>Potenza dell'evaporatore = costante</p> <p>Potenzialità calorifica = costante</p> <p>Quantità costante dell'acqua freatica, di qualità costantemente buona</p>	<p>La temperatura dell'acqua freatica dipende dal luogo (6...15°C)</p> <p>La temperatura d'uscita dell'evaporatore cambia a seconda della temperatura di entrata dell'acqua freatica e della temperatura di uscita del condensatore</p> <p>Potenza dell'evaporatore = variabile</p> <p>Potenzialità calorifica = variabile</p> <p>Pozzi di prelievamento non eseguiti in modo ottimale, abbassamenti del livello dell'acqua ed influssi sull'ambiente possono compromettere queste ipotesi</p>
<p><b>Effetti</b></p> <p>Anomalia della bassa pressione, acqua freatica che gela nell'evaporatore, risp. nello scambiatore di calore intermedio</p> <p>Anomalia dell'alta pressione</p> <p>Non si riesce a raggiungere la temperatura ambiente richiesta</p>	<p><b>Cause</b></p> <p>Non è possibile fornire la potenza necessaria all'evaporatore:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- portata dell'evaporatore troppo esigua a causa di errori di dimensionamento o di sporcizia</li> <li>- potenza dell'evaporatore più elevata di quanto previsto a causa di una temperatura di andata troppo bassa (esempio 1)</li> <li>- temperatura della fonte di calore minore di quanto ci si attendeva (esempi 1 e 3)</li> </ul> <p>La potenza del condensatore non può essere smaltita:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- portata troppo piccola del condensatore a causa di errori di dimensionamento o di sporcizia</li> <li>- potenza del condensatore più elevata di quanto previsto a causa di una temperatura più elevata delle fonti di calore (esempio 2)</li> </ul> <p>A causa della temperatura troppo bassa delle fonti di calore la potenzialità calorifica richiesta, risp. la temperatura di andata non possono essere raggiunte (esempio 3)</p>	<p><b>Esempi</b></p> <p>Dati di dimensionamento (A10/A50):</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- potenza dell'evaporatore = 225 kW</li> <li>- potenza del condensatore = 300 kW</li> <li>- temperatura di andata/di ritorno = 50/40°C</li> <li>- temperatura di entrata/di uscita dell'evaporatore = 10/4°C</li> <li>- temperatura di condensazione = 55°C</li> </ul> <p><b>Esempio 1:</b> per una temperatura di andata di 35°C la potenza dell'evaporatore sale a 269 kW. Ciò causa un abbassamento della temperatura di uscita dell'evaporatore a 10 - (6 · 269/225) = 2,8°C, invece della temperatura richiesta di 4°C. Se la temperatura dell'acqua freatica si abbassa inoltre al di sotto dei 10°C il risultato è ancora peggiore</p> <p><b>Esempio 2:</b> nel caso di una temperatura delle fonti di calore di 15°C la potenza del condensatore aumenta a 353 kW. Ne consegue che la temperatura di andata può aumentare a 40 + (10 · 353/300) = 52°C, ossia vi è ancora un limite di sicurezza di soli 3 K!</p> <p><b>Esempio 3:</b> per una temperatura di entrata dell'evaporatore di 6°C viene ora raggiunta una potenza dell'evaporatore di 184 kW, risp. una potenza del condensatore di 252 kW, ciò che corrisponde ad una temperatura di andata di 40 + (10 · 252/300) = 48°C invece di 50°C. Inoltre la temperatura di uscita dell'evaporatore è ancora di 6 - (6 · 184/225) = 1,1 °C</p>
<p><b>Raccomandazioni</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- Per quanto concerne l'evaporatore occorre tener conto in modo speciale di quanto segue: potenza massima possibile delle fonti di calore, temperatura minima che si manifesta nelle fonti di calore, temperatura di uscita dell'evaporatore minima ammissibile</li> <li>- Per quanto concerne il condensatore occorre tener conto in modo particolare di quanto segue: per quello che riguarda le fonti e l'utilizzatore vi sono variazioni di potenza; l'intervallo di sicurezza della temperatura di condensazione massima ammissibile deve essere di almeno 5 K</li> <li>- Nei nuovi impianti dimensionare il sistema di erogazione del calore sulla base delle esigenze della pompa di calore e non fare il contrario!</li> <li>- È raccomandabile eseguire una regolazione dell'uscita dell'evaporatore per variazioni di temperatura della fonte di calore &gt; 8 K</li> <li>- Nel caso in cui manchi una grande esperienza per quanto concerne un funzionamento di lunga durata, prevedere uno sfruttamento indiretto (un'analisi dell'acqua costituisce sempre un «rilevamento istantaneo»)</li> <li>- Fare costruire i pozzi di prelievamento da una ditta specializzata e qualificata</li> </ul>	<p><b>Regole empiriche</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- Dimensionare la portata della captazione dell'acqua freatica a meno del 50% della capacità massima possibile del pozzo filtrante</li> <li>- Dimensionare la portata dell'evaporatore secondo A10/A35</li> <li>- Nel caso di uno sfruttamento indiretto il dimensionamento degli scambiatori di calore deve aver luogo parimenti secondo A10/A35</li> <li>- Raffreddamento dell'acqua freatica &lt; 8 K, valore empirico 4...5 K</li> </ul>	

Tabella 44: indicazioni per evitare gli errori nel caso d'impiego di acqua freatica quale fonte di calore

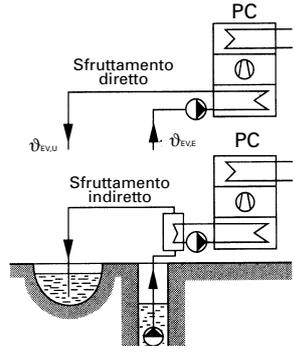
ACQUA DI SUPERFICIE	Ipotesi di progettazione	Funzionamento reale
	<p>Temperatura dell'acqua di superficie = all'incirca costante</p> <p>Temperatura di uscita dell'evaporatore = costante <math>\geq 2^{\circ}\text{C}</math></p> <p>Potenza dell'evaporatore = costante</p> <p>Potenzialità calorifica = costante</p> <p>Quantità costante dell'acqua di superficie, di qualità costantemente buona</p>	<p>Grande variazione della temperatura dell'acqua di superficie (notevolmente maggiore che non nel caso dell'acqua freatica)</p> <p>La temperatura di uscita minima ammissibile dell'evaporatore di <math>2^{\circ}\text{C}</math> scende al di sotto di tale livello nel caso di una temperatura troppo bassa dell'acqua di superficie (anche nel caso di una temperatura d'uscita del condensatore troppo bassa)</p> <p>Potenza dell'evaporatore = variabile (molto più variabile che non nel caso dell'acqua freatica)</p> <p>Potenzialità calorifica = variabile (molto più variabile che non nel caso dell'acqua freatica)</p> <p>Variazioni della quantità, erosione, corrosione, formazione di alghe, conchiglie migranti, detriti, ecc. compromettono queste ipotesi</p>
<b>Effetti</b>	<b>Cause</b>	<b>Esempi</b>
<p>Anomalia della bassa pressione, acqua di superficie che gela nell'evaporatore, risp. nello scambiatore di calore intermedio</p> <p>Anomalia dell'alta pressione</p> <p>Non si riesce a raggiungere la temperatura ambiente richiesta</p>	<p>Non è possibile fornire la potenza necessaria all'evaporatore:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- portata dell'evaporatore troppo esigua a causa di errori di dimensionamento o di sporcizia</li> <li>- potenza dell'evaporatore più elevata di quanto previsto a causa di una temperatura di andata troppo bassa</li> <li>- temperatura della fonte di calore minore di quanto ci si attendeva (esempio 1)</li> </ul> <p>La potenza del condensatore non può essere smaltita:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- portata troppo piccola del condensatore a causa di errori di dimensionamento o di sporcizia</li> <li>- potenza del condensatore più elevata di quanto previsto a causa di una temperatura più elevata delle fonti di calore (esempio 2)</li> </ul> <p>A causa della temperatura troppo bassa delle fonti di calore la potenzialità calorifica richiesta, risp. la temperatura di andata non possono essere raggiunte (esempio 1)</p>	<p>Dati di dimensionamento (A10/A50):</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- potenza dell'evaporatore = 225 kW</li> <li>- potenza del condensatore = 300 kW</li> <li>- temperatura di andata/di ritorno = <math>50/40^{\circ}\text{C}</math></li> <li>- temperatura di entrata/di uscita dell'evaporatore = <math>10/4^{\circ}\text{C}</math></li> <li>- temperatura di condensazione = <math>55^{\circ}\text{C}</math></li> </ul> <p><b>Esempio 1:</b> per una temperatura di entrata dell'evaporatore di <math>4^{\circ}\text{C}</math> è raggiunta una potenza dell'evaporatore di soli 173 kW, risp. una potenza del condensatore di 240 kW, corrispondenti ad una temperatura di andata di <math>40 + (10 \cdot 240/300) = 48^{\circ}\text{C}</math> invece di <math>50^{\circ}\text{C}</math>. Inoltre la temperatura di uscita dell'evaporatore è ancora di circa <math>4 - (6 \cdot 173/225) = -0.6^{\circ}\text{C}</math>, ossia forte pericolo di gelo!</p> <p><b>Esempio 2:</b> nel caso di una temperatura delle fonti di calore di <math>15^{\circ}\text{C}</math> la potenza del condensatore aumenta a 353 kW. Ne consegue che la temperatura di andata può aumentare a <math>40 + (10 \cdot 353/300) = 52^{\circ}\text{C}</math>, ossia vi è ancora un limite di sicurezza di soli 3 K!</p>
<b>Raccomandazioni</b>	<b>Regole empiriche</b>	
<ul style="list-style-type: none"> <li>- Senza dati garantiti a lunga scadenza ed una grande esperienza pratica la realizzazione diventa problematica</li> <li>- Di regola non è possibile un funzionamento monovalente con sfruttamento diretto</li> <li>- La soluzione più sicura è rappresentata da uno sfruttamento indiretto con pozzo filtrante</li> <li>- Curare in modo speciale il settore dell'evaporatore: potenza massima possibile delle fonti di calore, temperatura delle fonti di calore minima, temperatura d'uscita minima ammissibile dell'evaporatore</li> <li>- Per quanto concerne il condensatore occorre tener conto in modo particolare di quanto segue: per quello che riguarda le fonti e l'utilizzatore vi sono variazioni di potenza; l'intervallo di sicurezza della temperatura di condensazione massima ammissibile deve essere di almeno 5 K</li> <li>- Nei nuovi impianti dimensionare il sistema di erogazione del calore sulla base delle esigenze della pompa di calore e non fare il contrario!</li> <li>- È raccomandabile una regolazione dell'uscita dell'evaporatore per variazioni di temperatura della fonte di calore <math>&gt; 8\text{ K}</math> (cioè che è sempre il caso per l'acqua di fiume)</li> <li>- È raccomandabile una regolazione della temperatura di uscita del condensatore</li> <li>- Fare costruire il pozzo filtrante da una ditta specializzata e qualificata</li> <li>- La garanzia della sicurezza dell'esercizio richiede un dispendio relativamente elevato</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Dimensionare la portata dell'evaporatore nel circuito intermedio secondo A10/A35</li> <li>- Anche il dimensionamento dello scambiatore di calore nel caso di sfruttamento indiretto deve avvenire secondo A10/A35</li> </ul>	

Tabella 45: indicazioni per evitare gli errori nel caso di acqua di superficie quale fonte di calore

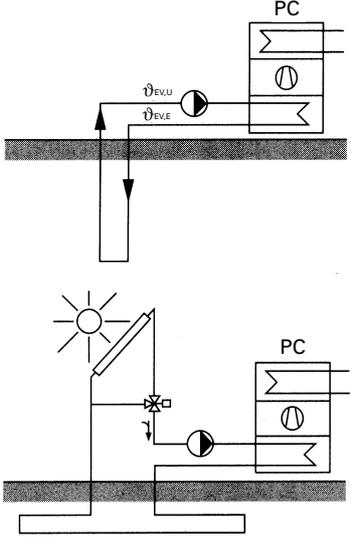
TERRENO (sonde geotermiche, collettore tubolare sotterraneo)	Ipotesi di progettazione	Funzionamento reale
 <p><b>Collettore tubolare sotterraneo con ricarica solare</b> Non è raccomandabile installare il collettore solare prima del collettore tubolare sotterraneo, poiché in tale caso il collettore tubolare sotterraneo essicca in modo esagerato attorno ai tubi, diminuendo così la capacità di prelevamento</p>	<p>Rendimento costante e senza limiti delle fonti di calore</p> <p>Sono preferite le sonde che si suppongono particolarmente efficaci</p> <p>Dimensionamento per una durata di funzionamento più lunga possibile</p> <p>Dimensionamento più contenuto possibile solo sulla base di dati concernenti il rendimento</p>	<p>In realtà</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- la massa volumetrica della portata è esigua</li> <li>- la durata di prelevamento è limitata</li> <li>- l'offerta annua è costante</li> </ul> <p>Le misurazioni non hanno dato come risultato differenze sostanziali</p> <p>Tempi di funzionamento troppo lunghi creano sovraccarico nel terreno a causa di tempi di riposo troppo brevi</p> <p>In ultima analisi non sono decisivi i dati concernenti il rendimento, bensì i tempi di sfruttamento</p>
<p><b>Effetti</b></p> <p>Anomalia della bassa pressione</p> <p>Anomalia dell'alta pressione</p> <p>La temperatura ambiente richiesta non viene raggiunta</p>	<p><b>Cause</b></p> <p>Non è possibile fornire la potenza necessaria all'evaporatore:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- il terreno è «esaurito (cfr. esempio)»</li> <li>- la portata dell'evaporatore è troppo piccola a causa di errori di dimensionamento o di concentrazione errata del prodotto antigelo</li> </ul> <p>La potenza del condensatore non può essere smaltita:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- portata troppo piccola del condensatore a causa di errori di dimensionamento o di sporcizia</li> </ul> <p>A seguito dell'«esaurimento» del terreno non è più possibile raggiungere la potenzialità calorifica, risp. la temperatura di andata</p>	<p><b>Esempio</b></p> <p>Dati di dimensionamento:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- potenza dell'evaporatore = 6 kW</li> <li>- potenza del condensatore = 10 kW</li> <li>- potenza di prelevamento ammissibile delle sonde geotermiche = 6 kW per un massimo di 16 ore d'esercizio ed un periodo di riposo di 8 ore</li> </ul> <p>Un fabbisogno di calore giornaliero di oltre 160 kWh richiede oltre 16 ore di funzionamento al giorno. In questo modo il terreno viene sollecitato troppo fortemente e la conseguenza può essere la formazione di gelo permanente</p>
<p><b>Raccomandazioni</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- Non si deve dimensionare in modo troppo scarso la potenza delle pompe di calore (periodi di riposo sufficientemente lunghi)</li> <li>- Mantenere bassa la potenza di prelevamento</li> <li>- Per le sonde geotermiche occorre ottimizzare per una perdita di pressione possibilmente esigua la lunghezza, il numero ed il diametro delle stesse</li> <li>- Per quanto concerne i collettori tubolari sotterranei, ottimizzare la lunghezza ed il numero delle tratte su una perdita di pressione possibilmente esigua</li> <li>- Nei nuovi impianti dimensionare il sistema di erogazione del calore sulla base delle esigenze della pompa di calore e non fare il contrario!</li> <li>- Fare costruire le sonde geotermiche da una ditta specializzata e qualificata</li> </ul>	<p><b>Regole empiriche</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- Durata massima di prelevamento annuo 2000 h</li> <li>- Stabilire la potenza di prelevamento sulla base S0/A35</li> </ul> <p>Per le sonde geotermiche vale (Altipiano svizzero):</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- potenza di prelevamento per metro lineare di sonda 50 W/m</li> <li>- lunghezza della sonda per chilowatt di potenzialità calorifica 15 m/kW</li> </ul> <p>Per il collettore tubolare sotterraneo vale (Altipiano svizzero):</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- quantità massima di prelevamento annuo per metro quadrato di superficie del collettore tubolare sotterraneo 70 kWh/m<sup>2</sup>a</li> <li>- potenza di prelevamento per metro quadrato di superficie del collettore tubolare sotterraneo senza ricarica solare 15...20 W/m<sup>2</sup> e con ricarica solare 30...40 W/m<sup>2</sup></li> <li>- superficie del collettore tubolare sotterraneo per chilowatt di potenzialità calorifica senza ricarica solare 42...55 m<sup>2</sup> e con ricarica solare 20...27 m<sup>2</sup></li> </ul>	

Tabella 46: indicazioni per evitare gli errori utilizzando il terreno quale fonte di calore (sonde geotermiche, collettori tubolari sotterranei)

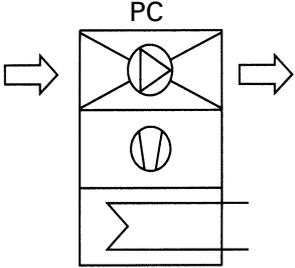
ARIA ESTERNA	Ipotesi di progettazione	Funzionamento reale
	<p>Potenzialità calorifica = costante</p> <p>La temperatura esterna minima calcolata nel punto di dimensionamento è la temperatura esterna minima che potrebbe eventualmente verificarsi</p> <p>L'impianto delle fonti di calore è fornito con la pompa di calore e non crea quindi problemi di progettazione</p> <p>Si può trascurare l'interruzione che ha luogo durante il funzionamento dello sbrinatoro</p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Potenzialità calorifica al limite del riscaldamento e circa 2,5 volte maggiore che non nel punto di dimensionamento</li> <li>- Diminuzione della potenzialità calorifica a causa della formazione di ghiaccio nell'evaporatore</li> <li>- Influsso dovuto ad un aumento locale dell'umidità dell'aria</li> <li>- Riduzione dovuta al funzionamento dello sbrinatoro</li> </ul> <p>Per un breve lasso di tempo possono insorgere temperature esterne notevolmente minori e durante questo tempo la pompa di calore non è in grado di fornire la potenzialità calorifica richiesta</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- Misure secondarie (canali, silenziatori) riducono la quantità d'aria nominale</li> <li>- Formazione di condensa, ristagno dell'acqua di sbrinatoro, formazione di ghiaccio, locali d'istallazione con «clima di lavanderia», ecc. creano problemi inaspettati</li> </ul> <p>Tempi di sbrinatoro più lunghi di quanto atteso (ad es. a causa di una differenza di pressione troppo esigua durante lo sbrinatoro a gas caldo)</p>
<b>Effetti</b>	<b>Cause</b>	<b>Esempio</b>
<p>Anomalia della bassa pressione</p> <p>Anomalia dell'alta pressione</p> <p>Anomalia della temperatura del gas caldo</p> <p>Non viene raggiunta la temperatura ambiente richiesta</p>	<p>Non è possibile fornire la potenza necessaria all'evaporatore:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- temperatura esterna troppo bassa (dimensionamento errato oppure comando mancante del disinserimento nel caso di funzionamento bivalente)</li> <li>- portata troppo piccola dell'evaporatore a causa di errori di dimensionamento, formazione di ghiaccio, sporcizia oppure una caduta di pressione troppo elevata nel canale</li> </ul> <p>La potenza del condensatore non può essere smaltita:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- una potenza del condensatore molto più elevata di quanto previsto (fino a 2,5 volte, cfr. esempio)</li> <li>- portata troppo piccola del condensatore a causa di errori di dimensionamento o di sporcizia</li> </ul> <p>Dimensionamento errato oppure comando di disinserimento mancante creano un'anomalia a causa di una temperatura esterna bassa in modo inammissibile</p> <p>A causa della temperatura troppo bassa delle fonti di calore la potenzialità calorifica richiesta, risp. la temperatura di andata non possono essere raggiunte</p>	<p>Dati di dimensionamento:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- potenza dell'evaporatore = 75 kW per Ar10/A50</li> <li>- potenza dell'evaporatore = 161 kW per A15/A35</li> <li>- temperatura di andata/di ritorno = 50/40°C</li> <li>- temperatura di condensazione = 55°C</li> </ul> <p>Con una temperatura esterna di 15°C risulta una differenza di temperatura nel condensatore di:</p> $10 \text{ K} \cdot 161 \text{ kW} / 75 \text{ kW} = 22 \text{ K}$ <p>Quando il punto di disinserimento è regolato in modo fisso sulla temperatura minima di ritorno di 40°C, si avrà, nel caso estremo, una temperatura di andata di 62°C, ciò che per forza causerà un'anomalia dell'alta pressione</p> <p><b>Rimedio:</b> dimensionamento ad una differenza di temperatura minore nel condensatore e ad una temperatura di andata/di ritorno minori oppure ad una temperatura di disinserimento dipendente dalle condizioni atmosferiche</p>
<b>Raccomandazioni</b>	<b>Regole empiriche</b>	
<ul style="list-style-type: none"> <li>- Di regola adatto solo ad un funzionamento bivalente</li> <li>- Il funzionamento monovalente può essere provato in impianti di minime dimensioni con meno di 10 kW di potenzialità calorifica e temperature di andata e di ritorno molto basse (lo stesso vale per il funzionamento monoenergetico, cfr. capitolo 2.3)</li> <li>- Verificare con cura il tipo di sbrinatoro ed i suoi effetti</li> <li>- Considerare tempestivamente l'adozione di eventuali misure d'isolamento acustico</li> <li>- Durante il dimensionamento tener conto assolutamente del fatto che la potenza del condensatore è soggetta a variazioni estremamente ampie (fino a 2,5 volte!)</li> <li>- Prevedere un dimensionamento ad una differenza di temperatura bassa nel condensatore ed a temperature di andata e di ritorno pure basse, nonché una temperatura di disinserimento dipendente dalle condizioni atmosferiche</li> </ul>	<p>A causa della potenzialità calorifica molto variabile, la formulazione di regole empiriche è pericolosa. Di solito nei casi seguenti insorgono meno problemi:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- differenza di temperatura minima possibile nel condensatore, ossia portata massima possibile (significa tuttavia un consumo di energia elettrica maggiore da parte delle pompe!)</li> <li>- dimensionamento dell'erogazione del calore a temperature di andata e di ritorno più basse possibili (nel caso di risanamenti non possono più essere influenzate!)</li> </ul>	

Tabella 47: indicazioni per evitare gli errori nel caso di sfruttamento dell'aria esterna quale fonte di calore

## 3.4 Accumulatori

### Disaccoppiamento idraulico

Dal lato della pompa di calore e da quello dell'utilizzatore vi sono circuiti con portate differenti. Essi devono essere disaccoppiati l'uno dall'altro. Nel caso più semplice ciò avviene mediante un by-pass. Per potere contemporaneamente assorbire anche l'eccesso di potenza, in caso normale nella pompa di calore viene inserito un by-pass molto «spesso» sotto forma di un accumulatore (eccezione: cfr. riquadro 48).

### Accumulatori tecnici, accumulatori termici

Il condensatore è in grado di sopportare un volume di acqua molto limitato. Il suo comportamento è simile a quello di uno scaldacqua istantaneo. Ciò causerebbe una frequenza di commutazione troppo elevata a causa dell'eccesso di potenza durante la maggior parte del periodo di riscaldamento. È questo il motivo per cui è necessaria una grandezza minima dell'accumulatore. In casi determinati è auspicabile una capacità maggiore dell'accumulatore per superare le interruzioni dovute all'esercizio. È opportuno fare la distinzione seguente:

- **accumulatore tecnico** - può essere considerato, per così dire, come un «male necessario» - onde garantire la frequenza di commutazione massima ammissibile
- **accumulatore termico** per l'accumulazione di maggiori quantità di calore su un arco di tempo più lungo.

La tabella 51 contiene funzioni, definizioni ed indicazioni per il calcolo.

### Carica graduale, carica stratificata

Occorre inoltre fare la distinzione seguente, a seconda del tipo di carica dell'accumulatore:

- nel caso della **carica graduale**, quest'ultima avviene appunto gradualmente in parecchi passaggi con una temperatura d'uscita del condensatore in aumento. Tale tipo di carica è utilizzata di preferenza nei piccoli impianti con un gruppo di riscaldamento (cfr. anche riquadro 49)
- Nel caso della **carica stratificata**, la carica avviene appunto per strati, in un unico passaggio e ad una temperatura d'uscita costante del condensatore.

Le differenze caratteristiche più importanti e le raccomandazioni concernenti il dimensionamento sono riassunte nella tabella 52.

#### Impianti senza accumulatore

Nel caso d'impianti piccoli e minimi, all'accumulatore tecnico si imputano spesso i costi d'investimento troppo elevati, il fabbisogno di posto e le perdite termiche. Un accumulatore tecnico offre tuttavia tanti vantaggi da rendere giustificata la rinuncia allo stesso solo nei casi più rari.



*Bisognerebbe rinunciare ad un accumulatore tecnico soltanto se sono adempiuti completamente i presupposti seguenti:*

- *potenza quasi costante delle fonti di calore (variazione della temperatura massima di 5 K)*
- *volume dell'acqua calda dell'impianto maggiore di 15 l/kW*
- *buona capacità dell'accumulatore del sistema di erogazione del calore (ad es. riscaldamento inerte tramite il pavimento)*
- *nessuna valvola termostatica oppure poche valvole termostatiche (possibile in una casa unifamiliare, mentre nel caso di oltre 4 utenti è in contraddizione con un conteggio dei costi di riscaldamento dipendente dal consumo che prescrive una regolazione individuale della temperatura ambiente)*
- *comando, regolazione ed idraulica devono essere dimensionati, regolati ed ottimizzati come sistema globale dalla fonte di calore fino all'erogazione del calore stesso*
- *un'equilibratura idraulica è assolutamente indispensabile*

Riquadro 48

#### Quando è razionale la carica graduale?

La carica graduale è economica e fornisce con maggior facilità un coefficiente di lavoro annuo un po' migliore della carica stratificata. A questo fatto si contrappongono tuttavia diversi fattori difficilmente calcolabili (cfr. tabelle da 52 a 55):

- consumo supplementare di corrente elettrica da parte della pompa (cfr. ultimo esempio del capitolo 2.6)
- variazioni della temperatura di andata
- ripercussione sull'evaporatore al momento dell'avviamento
- copertura insufficiente al primo passaggio

Soprattutto l'ultimo punto menzionato potrebbe essere evitato se la differenza di temperatura nel condensatore fosse scelta in modo adeguato alla differenza della temperatura di dimensionamento. In questo modo, tuttavia, la carica graduale non avrebbe più senso, poiché nella migliore delle ipotesi si verificherebbero almeno 2 passaggi solo al limite del riscaldamento.



*Una carica graduale è raccomandabile solo se sono adempiuti i presupposti seguenti :*

- *impianto piccolo (soprattutto a causa del prezzo vantaggioso!)*
- *un solo gruppo di riscaldamento*
- *solo per accumulatori tecnici*

Riquadro 49

Simboli	
$Q_{ACC}$	= capacità dell'accumulatore [kWh]
$Q_{CON}$	= potenzialità calorifica del condensatore [kW]
$V_{ACC}$	= contenuto dell'accumulatore [m <sup>3</sup> ]
$V_{CON}$	= portata del condensatore [m <sup>3</sup> /h]
$\vartheta_{INS}$	= temperatura d'inserimento [°C]
$\vartheta_{DISINS}$	= temperatura di disinserimento [°C]
$\vartheta_{A/R}$	= temperatura di andata/di ritorno [°C]
$\vartheta_{CON,MAX}$	= temperatura di uscita massima del condensatore [°C]
$\vartheta_{carica}$	= temperatura di carica [°C]
$\Delta\vartheta_{CON}$	= differenza di temperatura nel condensatore [K]
$\Delta\vartheta_{bivalenza}$	= differenza di temperatura A-R punto di bivalenza [K]
$\Delta\vartheta_{dimensionamento}$	= differenza di temperatura A-R punto di dimensionamento [K]

Riquadro 50

### Differenza di temperatura nel condensatore, punto d'inserimento e di disinserimento

Dopo che è stato stabilito quale tipo di accumulatore (accumulatore tecnico o accumulatore termico?) e quale tipo di carica (carica graduale o carica stratificata?) devono essere utilizzati, occorre fissare soprattutto tre grandezze:

- la **differenza di temperatura nel condensatore** stabilisce portata, prevalenza e consumo di corrente elettrica della pompa del condensatore
- il **punto d'inserimento** del sensore superiore dell'accumulatore stabilisce quando l'accumulatore è «vuoto» e la pompa di calore deve essere inserita
- il **punto di disinserimento** del sensore inferiore dell'accumulatore (o sensore nel ritorno verso la pompa di calore) determina quando l'accumulatore è «pieno» e la pompa di calore deve essere disinserita.

Raccomandazioni concernenti il dimensionamento ed esempi sono raccolti nelle tabelle e nelle figure da 52 a 55. Quale differenza della temperatura di dimensionamento dell'impianto di sfruttamento del calore è stato in generale scelta 15 K (i riscaldamenti tramite il pavimento vengono spesso dimensionati a 10 K).

Accumulatore tecnico	Accumulatore termico
<p><b>Funzioni</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- disaccoppiamento idraulico</li> <li>- frequenza di commutazione ridotta (esigenza dell'azienda elettrica, maggiore durata di vita del compressore)</li> <li>- fonte di calore per lo sbrinamento (solo nel caso di una pompa di calore aria-acqua)</li> </ul>	<p><b>Funzioni</b></p> <p>Rispetto all'accumulatore tecnico, in quello termico ha luogo un'accumulazione di calore in un lasso di tempo maggiore ed esistono le funzioni accessorie seguenti:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- maggiore percentuale di elettricità a tariffa bassa</li> <li>- superamento di lunghe durate d'interdizione (a questo proposito deve ad ogni modo essere noto il momento)</li> <li>- superamento di lacune nell'offerta da parte della fonte di calore (specialmente nel caso di utilizzazione di calore residuo)</li> </ul>
<p><b>Definizione</b></p> <p>Frequenza massima di commutazione <math>n = 2...3</math></p>	<p><b>Definizione</b></p> <p>Frequenza di commutazione massima <math>n &lt; 2</math></p>
<p><b>Contenuto dell'accumulatore <math>V_{ACC,MIN}</math> per una determinata frequenza di commutazione massima <math>n</math></b></p> $V_{ACC,MIN} [m^3] = 0,22 \frac{\dot{Q}_k [kW]}{n [-] \cdot \Delta\vartheta [K]}$ <p>Per <math>\Delta\vartheta</math> occorre applicare la differenza di temperatura determinante per la capacità di accumulazione con 50% di carico. Con le seguenti ipotesi si viaggia «sul sicuro»:</p> $\Delta\vartheta_{carica\ graduale} = \left( \frac{\vartheta_{CON,MAX} - \vartheta_{DISINS} - \vartheta_{R,MAX}}{2} \right) [K]$ $\Delta\vartheta_{carica\ stratificata} = \vartheta_{carica} - \vartheta_{R,MAX} [K]$	<p><b>Contenuto dell'accumulatore <math>V_{ACC}</math> per una determinata capacità dell'accumulatore <math>Q</math></b></p> $V_{ACC} [m^3] = 0,86 \frac{Q_k [kW]}{\Delta\vartheta [K]}$ <p>Per <math>\Delta\vartheta</math> occorre applicare la differenza di temperatura determinante per la capacità di accumulazione nel punto di funzionamento considerato, di regola:</p> $\Delta\vartheta_{carica\ graduale} = \left( \frac{\vartheta_{CON,MAX} - \vartheta_{DISINS} - \vartheta_R}{2} \right) [K]$ $\Delta\vartheta_{carica\ stratificata} = \vartheta_{carica} - \vartheta_R [K]$ <p><math>V_{ACC}</math> deve essere a disposizione quale contenuto utilizzabile dell'accumulatore. Il contenuto reale dell'accumulatore deve perciò essere aumentato del volume al di sopra del sensore d'inserimento, del volume al di sotto del sensore di disinserimento ed ev. della zona in comune</p>

Tabella 51: differenza tra gli accumulatori tecnici e gli accumulatori termici (per i simboli cfr. riquadro 50)

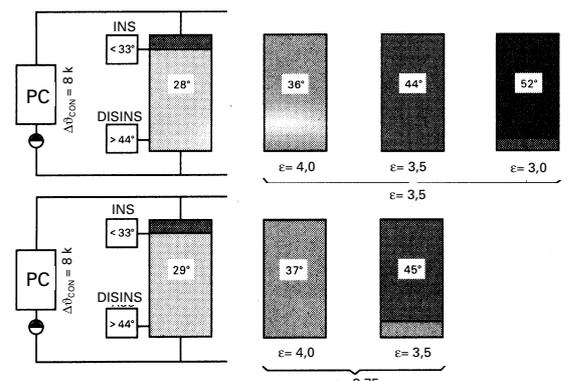
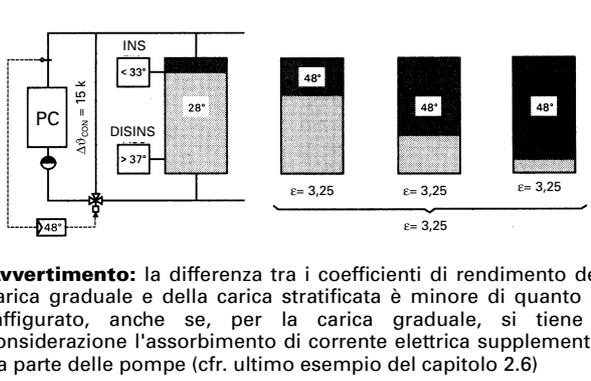
Carica graduale	Carica stratificata
	
<p><b>Descrizione</b> L'accumulatore viene caricato gradualmente in parecchi passaggi, con una temperatura d'uscita del condensatore in aumento. L'accumulatore non può essere caricato ad una temperatura finale esatta. Essa varia attorno alla differenza di temperatura nel condensatore.</p> <p><b>Vantaggi:</b> temperatura di condensazione più bassa costi minori (nessuna regolazione della carica)</p> <p><b>Svantaggi:</b> temperatura dell'accumulatore più difficilmente controllabile variazioni della temperatura di andata al momento della carica copertura insufficiente durante il primo passaggio potenza maggiore della pompa del condensatore capacità dell'accumulatore non sfruttata al massimo stratificazione peggiore ripercussione sull'evaporatore (spec. avviamento!)</p>	<p><b>Descrizione</b> L'accumulatore è caricato a strati, con una temperatura di uscita costante del condensatore. Può essere caricato in modo esatto ad un determinato valore nominale. Questo valore nominale può essere comandato dalle condizioni atmosferiche.</p> <p><b>Vantaggi:</b> controllo esatto della temperatura dell'accumulatore è garantita una temperatura costante di andata nessun caso di copertura insufficiente minor potenza della pompa del condensatore sfruttamento massimo della capacità dell'accumulatore stratificazione migliore nessuna ripercussione sull'evaporatore maggior temperatura di condensazione costi più elevati (regolazione della carica)</p> <p><b>Svantaggi:</b></p>
<p><b>Portata del condensatore <math>\dot{V}_{CON}</math></b> <math>\dot{V}_{CON} [m^3/h] = 0,86 \cdot Q_{CON} [kWh] / \Delta\vartheta_{CON} [K]</math> Occorre giungere ad un compromesso: - portata maggiore possibile, affinché la temperatura del condensatore rimanga bassa, sia piccola la variazione di temperatura nell'accumulatore e la capacità dell'accumulatore sia grande - portata per quanto possibile minima, affinché la potenza della pompa del condensatore rimanga bassa</p>	<p><b>Portata del condensatore <math>\dot{V}_{CON}</math></b> <math>\dot{V}_{CON} [m^3/h] = 0,86 \cdot Q_{CON} [kWh] / \Delta\vartheta_{CON} [K]</math> In generale vale: - per una potenza quasi costante delle fonti di calore può essere eseguito un dimensionamento su una portata minima (nel caso di comando dipendente dalle condizioni atmosferiche è eventualmente razionale una portata maggiore) - nel caso di una potenza variabile delle fonti di calore il funzionamento deve di regola aver luogo con una portata più elevata</p>
<p>Raccomandazione per la differenza di temperatura di dimensionamento del condensatore <math>\Delta\vartheta_{CON}</math>: fonte di calore quasi costante</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- monovalente <math>\Delta\vartheta_{CON} = 0,5 \cdot \Delta\vartheta_{dimensionamento}</math></li> <li>- bivalente-parallelo <math>\Delta\vartheta_{CON} = 0,7 \cdot \Delta\vartheta_{bivalenza}</math></li> <li>- bivalente-alternativo <math>\Delta\vartheta_{CON} = 0,7 \cdot \Delta\vartheta_{bivalenza}</math></li> </ul>	<p>Raccomandazione per la differenza di temperatura di dimensionamento del condensatore <math>\Delta\vartheta_{CON}</math>: fonte di calore quasi costante</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- monovalente <math>\Delta\vartheta_{CON} = \Delta\vartheta_{dimensionamento}</math></li> <li>- bivalente-parallelo <math>\Delta\vartheta_{CON} = \Delta\vartheta_{bivalenza}</math></li> <li>- bivalente-alternativo <math>\Delta\vartheta_{CON} = \Delta\vartheta_{bivalenza}</math></li> </ul>
<p>fonte di calore fortemente variabile</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- monovalente <math>\Delta\vartheta_{CON} = 0,5 \cdot \Delta\vartheta_{dimensionamento}</math></li> <li>- bivalente-parallelo <math>\Delta\vartheta_{CON} = 0,5 \cdot \Delta\vartheta_{bivalenza}</math></li> <li>- bivalente-alternativo <math>\Delta\vartheta_{CON} = 0,5 \cdot \Delta\vartheta_{bivalenza}</math></li> </ul>	<p>fonte di calore fortemente variabile</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- monovalente <math>\Delta\vartheta_{CON} = 0,5 \cdot \Delta\vartheta_{dimensionamento}</math></li> <li>- bivalente-parallelo <math>\Delta\vartheta_{CON} = 0,7 \cdot \Delta\vartheta_{bivalenza}</math></li> <li>- bivalente-alternativo <math>\Delta\vartheta_{CON} = 0,7 \cdot \Delta\vartheta_{bivalenza}</math></li> </ul>
<p><b>Temperatura d'inserimento <math>\vartheta_{INS}</math></b> Affinché per quanto concerne lo sfruttamento del calore non abbia luogo un «passaggio a vuoto» a livello della temperatura di andata, <math>\vartheta_{INS}</math> deve essere almeno tanto elevato quanto la massima temperatura di andata. A causa di perdite dell'accumulatore, dopo un'interruzione piuttosto lunga può manifestarsi una temperatura di andata troppo bassa, ciò che normalmente non ha tuttavia alcun effetto destabilizzante (eccezioni: ventilazione senza RDC, riscaldamento dell'acqua). In caso di carica graduale non può essere evitata di tanto in tanto una copertura insufficiente a causa della temperatura di ritorno troppo bassa durante il primo passaggio</p>	
<p><b>Temperatura di disinserimento <math>\vartheta_{DISINS}</math></b> <math>\vartheta_{DISINS} \leq \vartheta_{CON,MAX} - \vartheta_{CON}</math> a condizione che <math>\vartheta_{DISINS} &gt; \vartheta_{INS}</math> Quando è utilizzata l'aria esterna quale fonte di calore <math>\Delta\vartheta_{CON}</math> è fortemente variabile. Deve di conseguenza essere utilizzato il valore massimo che si presenta. Se ciò nonostante non può essere rispettata la condizione <math>\vartheta_{DISINS} &gt; \vartheta_{INS}</math>, il punto di disinserimento (ed ev. anche il punto d'inserimento) deve avere un comando dipendente dalle condizioni atmosferiche</p>	
<p><b>Temperatura di carica <math>\vartheta_{carica}</math></b> Per permettere al disinserimento di funzionare vale: <math>\vartheta_{carica} &gt; \vartheta_{DISINS}</math></p>	

Tabella 52: riepilogo della carica dell'accumulatore (per i simboli cfr. riquadro 50)

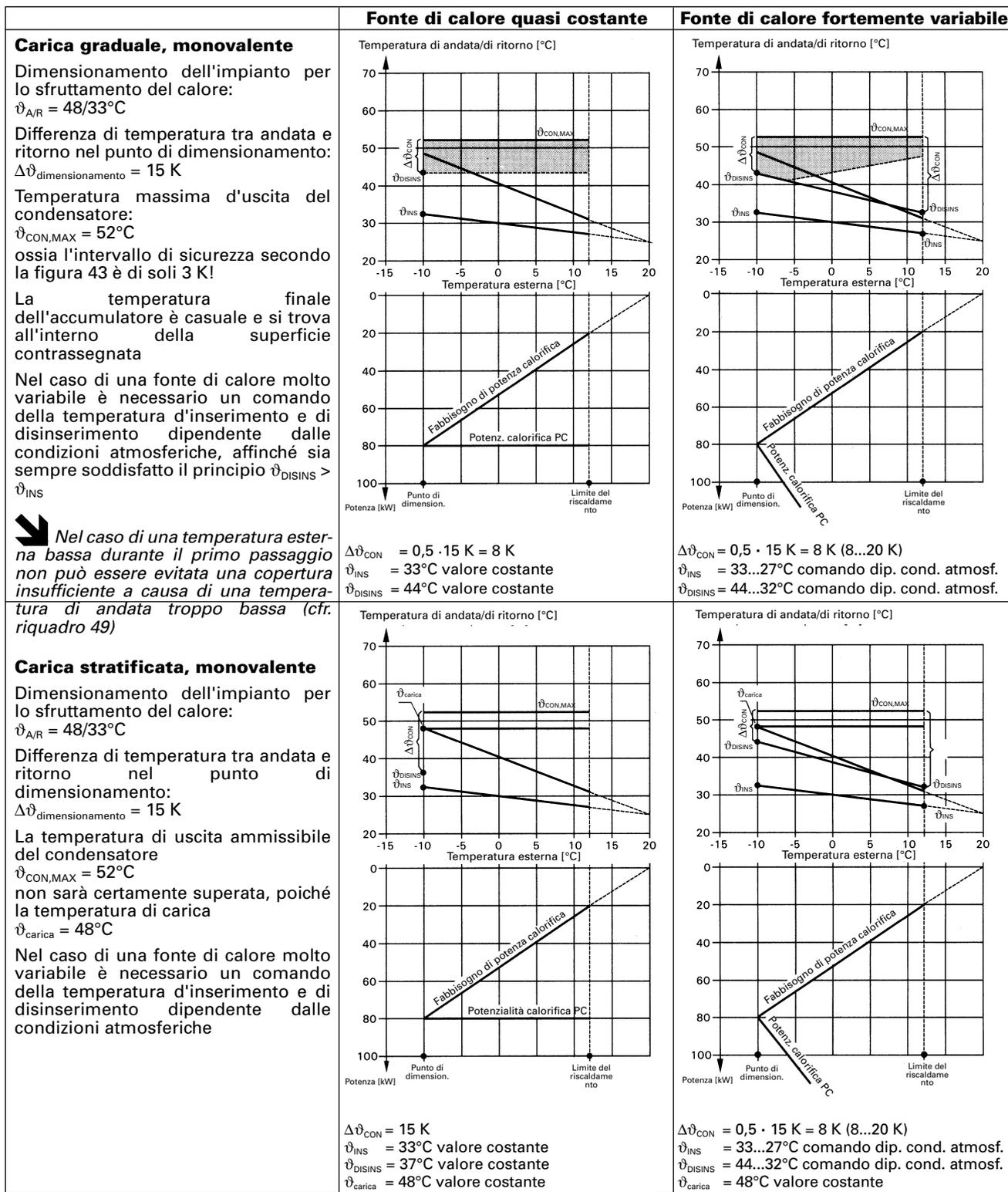


Figura 53: esempi per il dimensionamento di impianti monovalenti

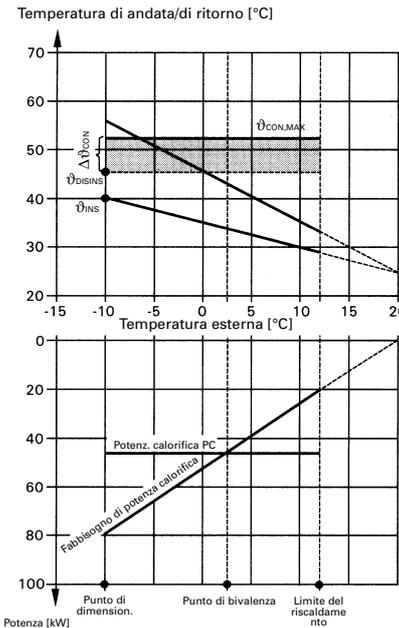
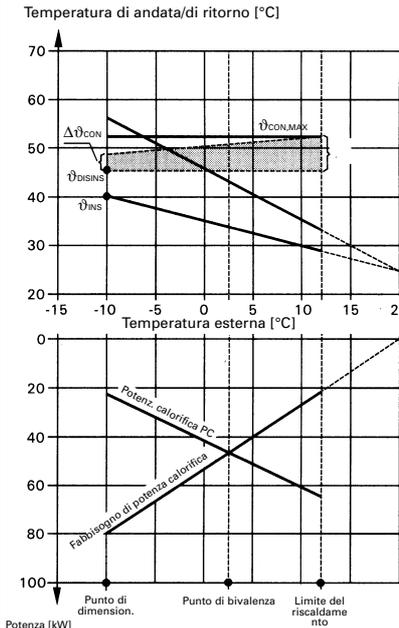
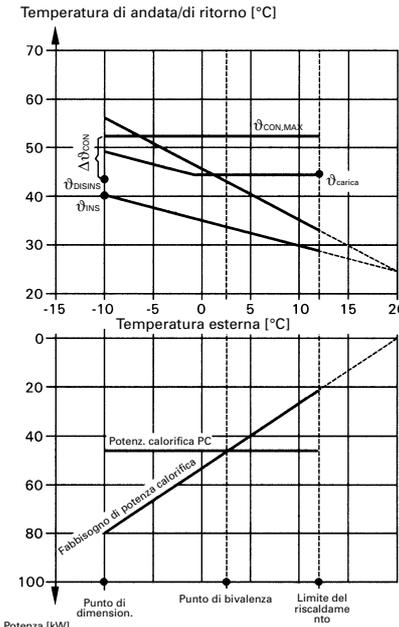
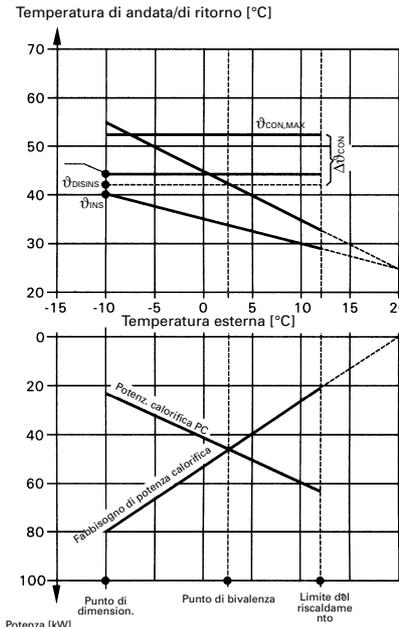
	Fonte di calore quasi costante	Fonte di calore fortemente variabile
<p><b>Carica graduale, bivalente-parallelo</b></p> <p>Dimensionamento dell'impianto per lo sfruttamento del calore:  <math>\vartheta_{A/R} = 55/40^{\circ}\text{C}</math></p> <p>Differenza di temperatura tra andata e ritorno nel punto di bivalenza:  <math>\Delta\vartheta_{bivalenza} = 9\text{ K}</math></p> <p>Temperatura massima d'uscita del condensatore:  <math>\vartheta_{CON,MAX} = 52^{\circ}\text{C}</math>          ossia l'intervallo di sicurezza secondo la figura 43 è di soli 3 K!</p> <p>La temperatura finale dell'accumulatore è casuale e si trova all'interno della superficie contrassegnata</p> <p>↓</p> <p><i>Durante il primo passaggio nelle vicinanze del punto di bivalenza non può essere evitata una copertura insufficiente a causa di una temperatura di andata troppo bassa (cfr. riquadro 49)</i></p>	<p>Temperatura di andata/di ritorno [<math>^{\circ}\text{C}</math>]</p>  <p>Potenza [kW]</p> <p><math>\Delta\vartheta_{CON} = 0,7 \cdot 9\text{ K} = 7\text{ K}</math>  <math>\vartheta_{INS} = 40^{\circ}\text{C}</math> valore costante  <math>\vartheta_{DISINS} = 46^{\circ}\text{C}</math> valore costante</p>	<p>Temperatura di andata/di ritorno [<math>^{\circ}\text{C}</math>]</p>  <p>Potenza [kW]</p> <p><math>\Delta\vartheta_{CON} = 0,5 \cdot 9\text{ K} = (3...8\text{ K})</math>  <math>\vartheta_{INS} = 40^{\circ}\text{C}</math> valore costante  <math>\vartheta_{DISINS} = 44^{\circ}\text{C}</math> valore costante</p>
<p><b>Carica stratificata, bivalente-parallelo</b></p> <p>Dimensionamento dell'impianto per lo sfruttamento del calore:  <math>\vartheta_{A/R} = 55/40^{\circ}\text{C}</math></p> <p>Differenza di temperatura tra andata e ritorno nel punto di bivalenza:  <math>\Delta\vartheta_{bivalenza} = 9\text{ K}</math></p> <p>La temperatura di uscita ammissibile del condensatore  <math>\vartheta_{CON,MAX} = 52^{\circ}\text{C}</math>          non sarà certamente superata, poiché la temperatura di carica  <math>\vartheta_{carica} = 44^{\circ}\text{C}</math></p>	<p>Temperatura di andata/di ritorno [<math>^{\circ}\text{C}</math>]</p>  <p>Potenza [kW]</p> <p><math>\Delta\vartheta_{CON} = 9\text{ K}</math>  <math>\vartheta_{INS} = 40^{\circ}\text{C}</math> valore costante  <math>\vartheta_{DISINS} = 43^{\circ}\text{C}</math> valore costante  <math>\vartheta_{carica} = 44^{\circ}\text{C}</math> valore costante (<math>&gt; 43^{\circ}\text{C}</math>)</p>	<p>Temperatura di andata/di ritorno [<math>^{\circ}\text{C}</math>]</p>  <p>Potenza [kW]</p> <p><math>\Delta\vartheta_{CON} = 0,7 \cdot 9\text{ K} = 7\text{ K} (4...10\text{ K})</math>  <math>\vartheta_{INS} = 40^{\circ}\text{C}</math> valore costante  <math>\vartheta_{DISINS} = 42^{\circ}\text{C}</math> valore costante  <math>\vartheta_{carica} = 44^{\circ}\text{C}</math> valore costante (<math>&gt; 42^{\circ}\text{C}</math>)</p>

Figura 54: esempi per il dimensionamento d'impianti bivalenti-paralleli

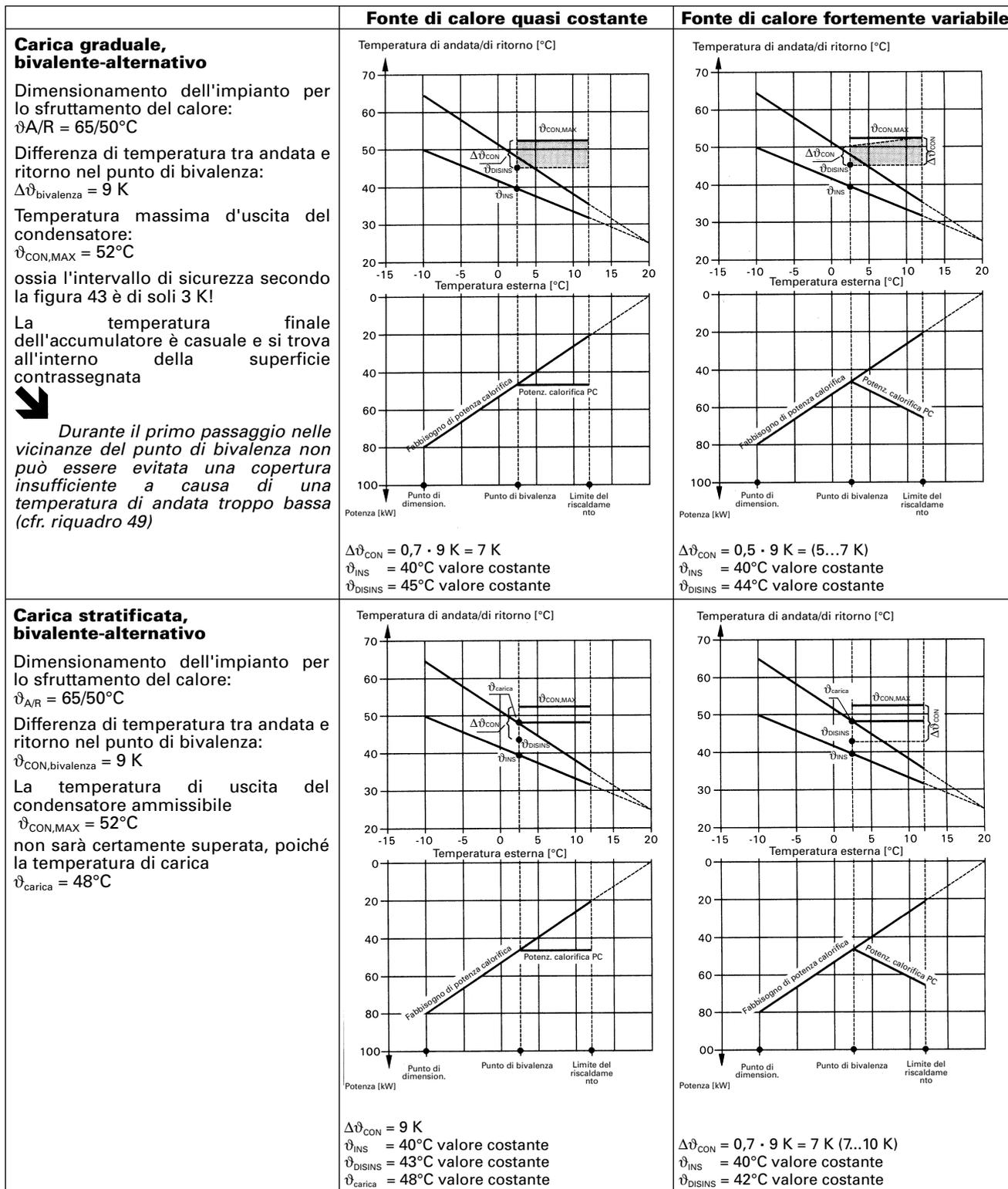


Figura 55: esempi per il dimensionamento d'impianti bivalenti-alternativi

## 4. Caso pratico

### 4.1 Situazione iniziale

In una casa d'abitazione e commerciale nell'Altipiano svizzero deve essere costruita una pompa di calore funzionante con acqua freatica quale fonte di calore. I dati di dimensionamento dei singoli gruppi sono contenuti nella tabella 56.

Per una temperatura esterna di  $-10^{\circ}\text{C}$ , la massima temperatura di andata che può verificarsi è di  $55^{\circ}\text{C}$ . Essa è troppo elevata per un funzionamento monovalente con R22 quale mezzo refrigerante. Ci si è quindi decisi per l'impiego di un impianto bivalente-parallelo con un punto di bivalenza di circa  $2...5^{\circ}\text{C}$ . Lo schema di principio è illustrato alla figura 57.

Le cifre presentate nella tabella 56 valgono per le portate delle pompe ma non per quelle delle valvole come spesso erroneamente si suppone. Per le valvole valgono infatti in parte differenze di temperatura più elevate e, di conseguenza, anche le loro portate e le loro cadute di pressione (importanti per stabilire l'autorità delle valvole) diventano corrispondentemente minori! Anche per la portata globale e le temperature che ne risultano valgono naturalmente le portate delle valvole e non quelle delle pompe. I risultati sono presentati nella tabella 58.

Dimensionamento ed equilibratura dei gruppi				
Gruppo	Potenza SIA 384/2 [kW]	Temperatura di andata [ $^{\circ}\text{C}$ ]	Temperatura di ritorno [ $^{\circ}\text{C}$ ]	Portata pompa [ $\text{m}^3/\text{h}$ ]
A	10	55	45	0,86
B	30	45	35	2,58
C	25	55	40	1,43
D	20	45	35	1,72

#### Dati ulteriori:

- fabbisogno di energia annuo calcolato secondo SIA 380/1 con utilizzazione effettiva 172'000 kWh/a
- temperatura di dimensionamento  $-10^{\circ}\text{C}$
- punto di bivalenza  $2...5^{\circ}\text{C}$
- limite del riscaldamento  $12^{\circ}\text{C}$
- temperatura dell'acqua freatica  $10^{\circ}\text{C}$  costante
- differenza di temperatura evaporatore 5 K
- frequenza di commutazione 2 volte/h
- temperatura di carica costante o con comando dip. dalle cond. atmosf.



*Raccomandazione SIA 384/2: Fabbisogno di potenza calorifica negli edifici. Zurigo: Società svizzera degli ingegneri e degli architetti (SIA), 1982. - Raccomandazione SIA 380/1: Energia nell'edilizia. Zurigo: Società svizzera degli ingegneri e degli architetti (SIA), 1988 (Da ordinare presso: SIA, casella postale, 8039 Zurigo)*

Tabella 56: riepilogo della situazione iniziale

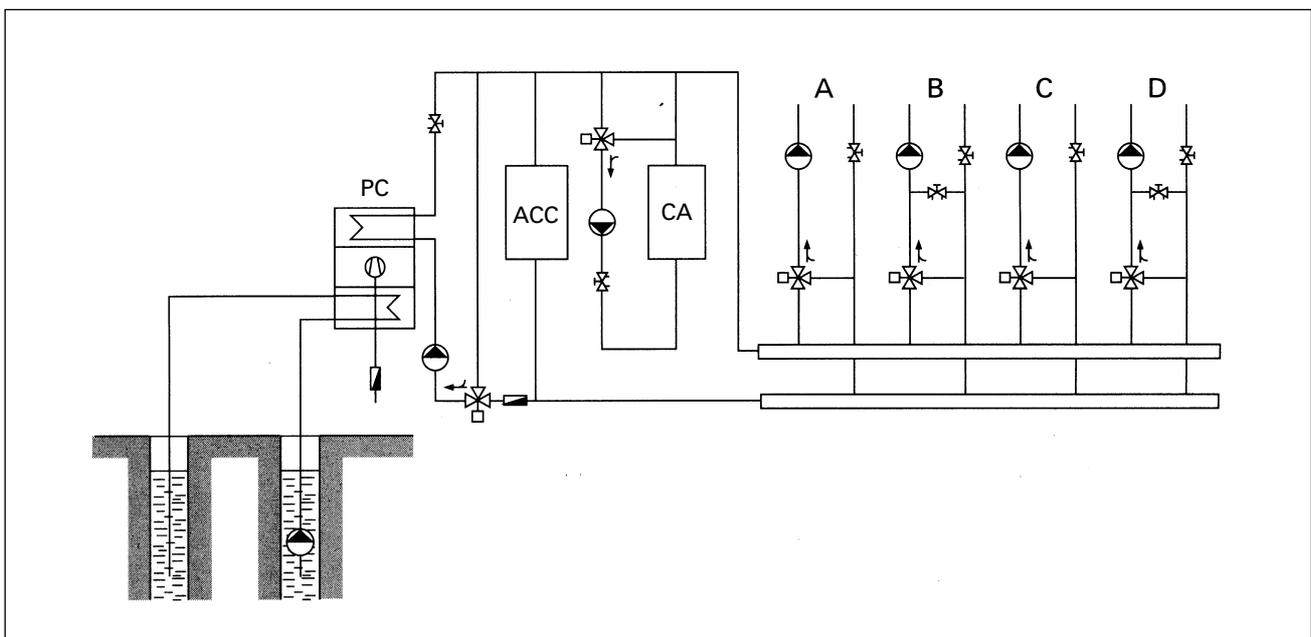


Figura 57: schema di principio concernente il caso pratico

Gruppo	Potenza [kW]	Temperatura di andata [°C]	Temperatura di ritorno [°C]	Portata della valvola [m³/h]
A	10	55	45	0,86
B	30	55	30	1,29
C	25	55	40	1,43
D	20	55	35	0,86
In totale	85	55	38,5	4,44

Tabella 58: portate delle valvole e portata globale nel punto di dimensionamento per una temperatura esterna di  $-10^{\circ}\text{C}$ ; la temperatura principale di ritorno che ne risulta è di  $38,5^{\circ}\text{C}$

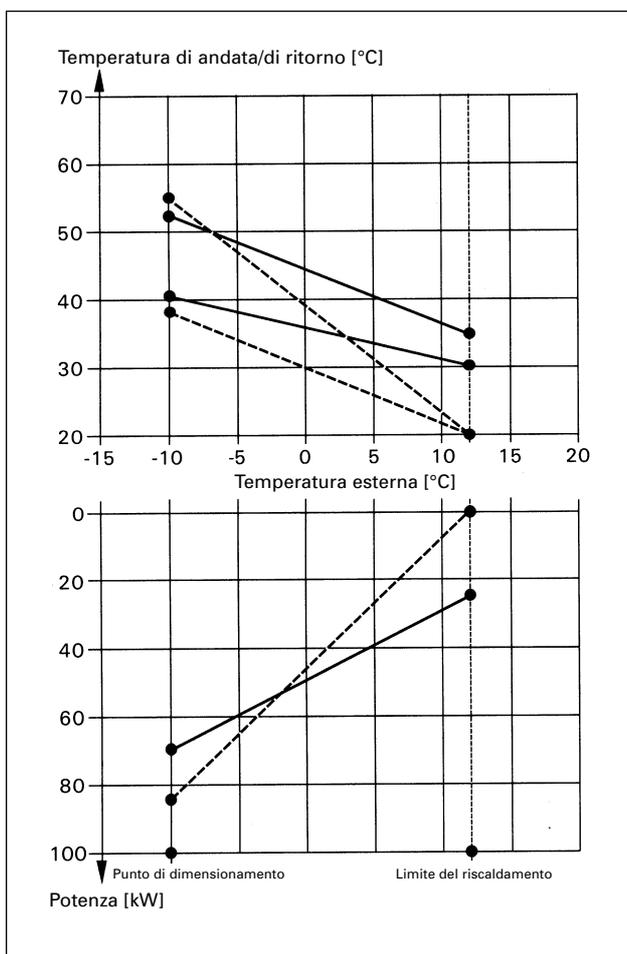


Figura 59: le curve termiche misurate staticamente (in tratteggiato) e misurate in realtà e le curve caratteristiche dell'energia (linea continua) sono molto diverse

## 4.2 Diagramma della potenza a dipendenza dalla temperatura

Il fabbisogno massimo richiesto di potenzialità calorifica risulta dal calcolo secondo SIA 384/2 ed il fabbisogno termico al limite del riscaldamento è praticamente nullo secondo le teorie usuali. In modo corrispondente varia la differenza di temperatura all'andata ed al ritorno tra la differenza di temperatura di dimensionamento e lo zero. Questo modo statico di considerare le cose non coincide secondo l'esperienza con il funzionamento dinamico nella prassi. Le misurazioni effettuate sugli impianti esistenti mostrano il comportamento seguente: al limite del riscaldamento si manifesta un balzo notevole su un carico di banda e, d'altro canto, non viene per lo più raggiunta la potenza massima secondo SIA 384/2 (figura 59)!

Nei sistemi di erogazione del calore esistenti, le caratteristiche dell'energia e le curve termiche dovrebbero sempre essere determinate mediante una misurazione tecnica. Nei nuovi impianti i valori del calcolo statico devono essere adattati nel miglior modo possibile agli andamenti dinamici che si presentano in pratica

Un metodo spesso utilizzato nella prassi per il dimensionamento dei nuovi impianti è illustrato alla figura 60: tutte le curve si riferiscono ad una temperatura esterna di  $20^{\circ}\text{C}$  e alla base delle curve termiche si parte da una temperatura ipotetica di andata di  $25^{\circ}\text{C}$  (fornisce qui come risultato una pendenza realistica delle curve termiche di  $-1,0$ ). In questo modo possono subito essere riportati i seguenti punti fissi:

- temperatura di andata -  $10/55^{\circ}\text{C}$  e  $20/25^{\circ}\text{C}$
- temperatura di ritorno -  $10/38,5^{\circ}\text{C}$  e  $20/25^{\circ}\text{C}$
- fabbisogno di potenza calorifica -  $10^{\circ}\text{C}/85\text{ kW}$  e  $20^{\circ}\text{C}/0\text{ kW}$

## 4.3 Pompa di calore

### Scelta della pompa di calore

La pompa di calore adeguata deve essere scelta sulla base della scheda tecnica fornita dal fabbricante. Basandosi sull'ipotesi di una temperatura quasi costante della fonte di calore di  $10^{\circ}\text{C}$  e di un punto di bivalenza di circa  $2...5^{\circ}\text{C}$ , nel presente caso la scelta è caduta sulla pompa di calore la cui scheda tecnica è riepilogata in modo semplificato nella tabella 61. Mediante un procedimento discontinuo possono essere riportati nel diagramma della potenza a

dipendenza dalla temperatura il punto esatto di bivalenza, nonché le temperature e le potenze corrispondenti (temperatura di uscita del condensatore con presupposto un comando dipendente dalle condizioni atmosferiche):

- punto di bivalenza definitivo = 4°C
- potenzialità calorifica delle pompe di calore nel punto di bivalenza corrispondentemente ad una temperatura esterna di 4°C e ad una temperatura di andata di 41°C: 44 kW
- potenzialità calorifica delle pompe di calore nel punto di dimensionamento corrispondentemente ad una temperatura esterna di -10°C e ad una temperatura di andata di 47°C: 43 kW.

### Pompa del condensatore

Partendo dalla differenza di temperatura nel condensatore e dalla potenzialità calorifica corrispondente può essere calcolata la portata della pompa del condensatore nel punto di bivalenza, nonché la perdita di pressione nel condensatore (cfr. capitolo 3.2 e figura 60):

$$\dot{V}_{P_{CON}} = 0,86 \cdot 44 \text{ kW} / (41^\circ\text{C} - 32,3^\circ\text{C}) = 4,4 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\Delta p_{CON} = 100 \cdot (4,4 \text{ m}^3/\text{h} / 8,6 \text{ m}^3/\text{h})^2 = 26 \text{ kPa}$$

Per la prevalenza della pompa deve ancora essere aggiunta al risultato la perdita di pressione del dispositivo di carica (ipotesi: 10 kPa):

$$\Delta p_{P_{CON}} = 26 \text{ kPa} + 10 \text{ kPa} = 36 \text{ kPa}$$

### Pompa dell'evaporatore

La portata della pompa dell'evaporatore e la caduta di pressione nell'evaporatore risultano dalla differenza di temperatura scelta nell'evaporatore di 5 K e dal rendimento delle fonti di calore (potenzialità calorifica meno la potenza motrice del compressore per A10/A35):

$$\dot{V}_{PEV} = 0,86 \cdot (44,9 - 10,5 \text{ kW}) / 5 \text{ K} = 5,9 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\Delta p_{EV} = 100 \cdot (5,9 \text{ m}^3/\text{h} / 8,6 \text{ m}^3/\text{h})^2 = 47 \text{ kPa}$$

Per la prevalenza della pompa si deve ancora aggiungere la perdita di pressione dell'impianto delle fonti di calore (ipotesi: 20 kPa):

$$\Delta p_{PEV} = 47 \text{ kPa} + 20 \text{ kPa} = 67 \text{ kPa}$$

Nel presente caso pratico quale fonte di calore è stata scelta acqua freatica. Ne consegue che la potenzialità calorifica della pompa di calore è praticamente costante. Nel caso di una pompa di calore aria-acqua essa sarebbe al contrario fortemente variabile (figura 62 e riquadro 63).

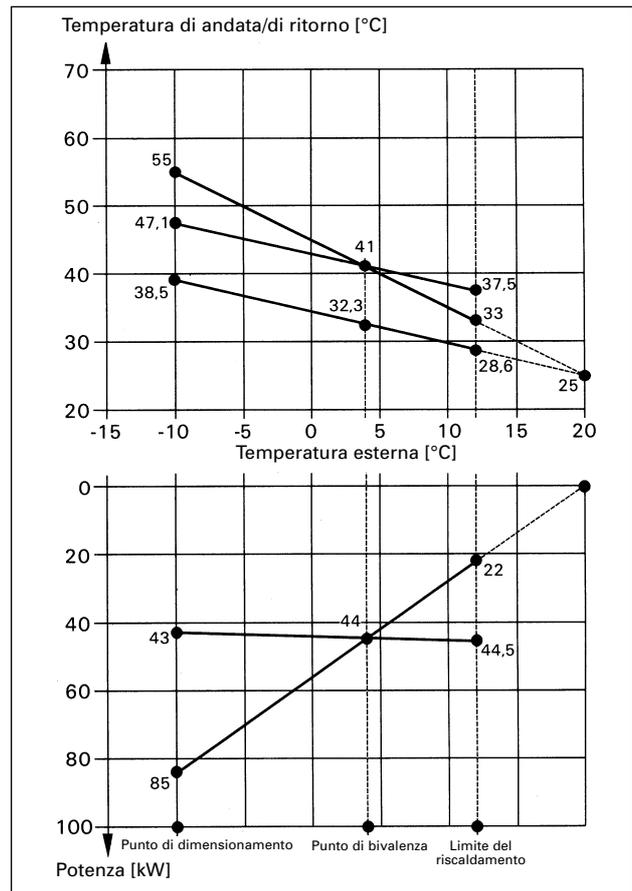


Figura 60: diagramma della temperatura e della potenza per il caso pratico; la pompa di calore acqua-acqua corrisponde alla scheda secondo la tabella 61

Temperatura d'entrata della fonte di calore	Potenzialità calorifica / potenza del compressore nel caso di diverse temperature di andata [°C, risp. kW]			
	35	40	45	50
10	44,9/10,5	44,1/11,4	43,3/12,3	42,5/13,3
12	46,0/10,6	45,3/11,4	44,5/12,3	44,0/13,3
14	47,6/10,7	46,9/11,5	46,2/12,4	45,5/13,3
16	49,2/10,8	48,4/11,5	47,7/12,4	47,3/13,4
18	50,7/10,8	50,0/11,6	49,4/12,5	48,7/13,5
20	52,3/11,0	51,5/11,7	50,8/12,5	50,3/13,5

#### Calcolo delle perdite di pressione:

$$\Delta p \text{ [kPa]} = 100 \cdot (\dot{V}[\text{m}^3/\text{h}] / k_v [\text{m}^3/\text{h}])^2$$

Valori  $k_v$ :

- evaporatore 8,6 m<sup>3</sup>/h
- condensatore 8,6 m<sup>3</sup>/h

Tabella 61: scheda tecnica semplificata di una pompa di calore usuale sul mercato

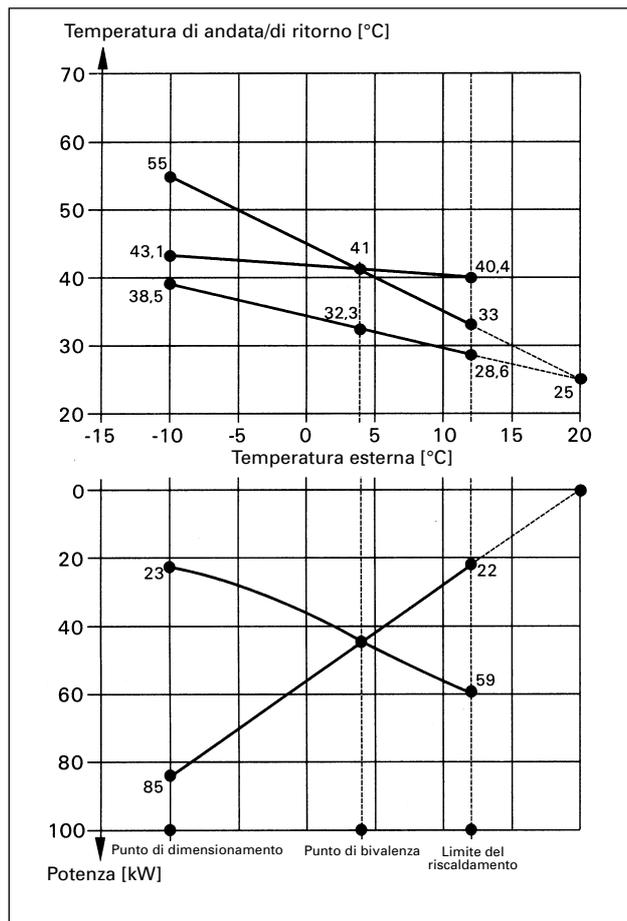


Figura 62: complemento - diagramma della temperatura e della potenza per il caso pratico con una pompa di calore aria-acqua

**Complemento: pompa di calore aria-acqua**

Nella figura 62 sono rappresentate le condizioni di temperatura e di potenza di una pompa aria-acqua. La pompa di calore è stata scelta in modo che la potenzialità calorifica nel punto di bivalenza di 4°C comporti parimenti 44 kW. A causa della forte variazione del livello di temperatura tra l'uscita del condensatore (con comando dipendente dalle condizioni atmosferiche) e l'entrata dell'evaporatore, la potenzialità calorifica non risulta soltanto molto variabile, bensì esattamente contrapposta al fabbisogno richiesto di potenza calorifica. Dipendente da questo fatto è anche un peggioramento notevole del coefficiente di rendimento nel caso di temperature esterne basse. È questo il motivo per cui l'impiego di una pompa di calore aria-acqua è di regola poco interessante qualora ci si trovi molto al di sotto del punto di bivalenza

Riquadro 63

### 4.4 Accumulatore

**Contenuto dell'accumulatore**

Secondo il capitolo 3.4 il contenuto dell'accumulatore risulta dalla potenza della pompa di calore (43 kW nel punto di dimensionamento), dalla frequenza di commutazione (2 volte/h) e dalla differenza di temperatura nel punto di dimensionamento, determinante per la capacità di accumulazione (47°C - 38,5°C = 8,5K):

$$V_{\text{MIN}} = 0,22 \frac{43 \text{ kW}}{2 \cdot 8,5 \text{ K}} = 0,56 \text{ m}^3$$

**Impedire la circolazione difettosa nell'accumulatore!**

La portata massima della corsa di andata principale ammonta a 4,4 m³/h (cfr. tabella 56). La portata della pompa del condensatore ammonta parimenti a 4,4 m³/h (cfr. capitolo «Pompa del condensatore»). Se la portata della corsa di andata principale diventasse maggiore della portata di carico verso l'accumulatore, si manifesterebbe una circolazione difettosa nell'accumulatore freddo e non potrebbe essere raggiunta la temperatura di andata richiesta. Ciò deve essere evitato in ogni caso.

➔ È necessaria un'equilibratura idraulica accurata dell'impianto. Qualora siano uguali la portata del condensatore e la portata della corsa di andata principale, la portata del condensatore dovrebbe per motivi di sicurezza essere regolata in modo da essere superiore del 10%

### 4.5 Caldaia

**Potenza della caldaia**

La figura 60 permette di rilevare immediatamente la potenza necessaria della caldaia. Essa ammonta a:

$$85 \text{ kW} - 43 \text{ kW} = 42 \text{ kW}$$

- La caldaia scelta ha i dati seguenti:
- potenza della caldaia 35...50 kW (la potenza del bruciatore viene regolata sui 42 kW richiesti)
  - temperatura della caldaia 50...90°C (il termostato della caldaia viene regolato su 60°C, ossia 5 K in più della temperatura di andata massima richiesta)
  - temperatura di ritorno minima ammissibile 38°C.

### Valvola di regolazione, pompa della caldaia

La valvola di regolazione nel circuito della caldaia serve da un lato al mantenimento di una temperatura di ritorno elevata e dall'altro la temperatura di andata viene così regolata sul valore richiesto. La portata della valvola di regolazione è calcolata nel modo seguente sulla base della potenza della caldaia (42 kW), della temperatura della caldaia (60°C) e della temperatura di andata della pompa di calore (47°C):

$$\dot{V}_{S,P} = 0,86 \cdot 42 \text{ kW} / (60^\circ\text{C} - 47^\circ\text{C}) = 2,8 \text{ m}^3/\text{h}$$

↓

*L'iniezione nella corsa di andata principale costituisce un fattore delicato. A causa di correnti laminari risultano facilmente misurazioni errate. Mediante l'adozione di misure adeguate è quindi necessario generare una portata turbolenta (ad es. mediante deflettori posti prima del sensore). Anche i regolatori (possibilmente PID) e le valvole (ciclo breve, piccolo sbalzo di portata nel settore d'apertura) devono essere dimensionati in modo molto accurato*

Nel presente caso la temperatura di andata minima ammissibile di 38°C è al di sotto di tale valore praticamente solo durante la fase d'accensione. Le caldaie vecchie richiedono tuttavia spesso temperature di ritorno notevolmente più elevate ed anche il termostato della caldaia deve essere regolato ad una temperatura adeguatamente più elevata. Un esempio è indicato nel riquadro 64.

## 4.6 Caratteristiche

### Coefficiente di rendimento $\varepsilon$ (valore istantaneo)

Nella prassi si usa effettuare i calcoli con il coefficiente di rendimento  $\varepsilon$  che risulta dal rapporto tra i valori istantanei della potenzialità calorifica erogata e della potenza assorbita dal compressore. Quale condizione marginale deve sempre essere indicata la temperatura d'entrata dell'evaporatore e la temperatura di uscita del condensatore. Per A10/A47 risulta ad esempio, mediante cifre interpolate della tabella 61:

$$\varepsilon = 43,0 \text{ kW} / 12,7 \text{ kW} = 3,39$$

### COP (valore istantaneo)

Secondo la norma europea NE 255, invece del coefficiente di rendimento secondo la definizione summenzionata è utilizzato il Coefficient of Performance, abbreviato COP. In tal modo oltre alla potenza del compressore si tiene conto anche della potenza assorbita dal dispositivo di sbrinamento, dal dispositivo di comando/regolazione e dai dispositivi di

### Complemento: caldaia di vecchio tipo con temperatura di 70°C e temperatura di ritorno minima ammissibile di 60°C

La portata della valvola di regolazione è calcolata a partire dalla potenza della caldaia (42 kW), dalla temperatura della caldaia (70°C) e dalla temperatura di andata della pompa di calore (47°C) nel modo seguente:

$$\dot{V} = 0,86 \cdot 42 \text{ kW} / (70^\circ\text{C} - 47^\circ\text{C}) = 1,6 \text{ m}^3/\text{h}$$

La portata della pompa della caldaia risulta dalla temperatura della caldaia (70°C) e dalla temperatura di ritorno minima richiesta (60°C)

$$\dot{V} = 0,86 \cdot 42 \text{ kW} / (70^\circ\text{C} - 60^\circ\text{C}) = 3,6 \text{ m}^3/\text{h}$$

La portata della pompa, notevolmente maggiore rispetto a quella della valvola, deve essere compensata mediante un by-pass tra la valvola e la pompa!

Riquadro 64

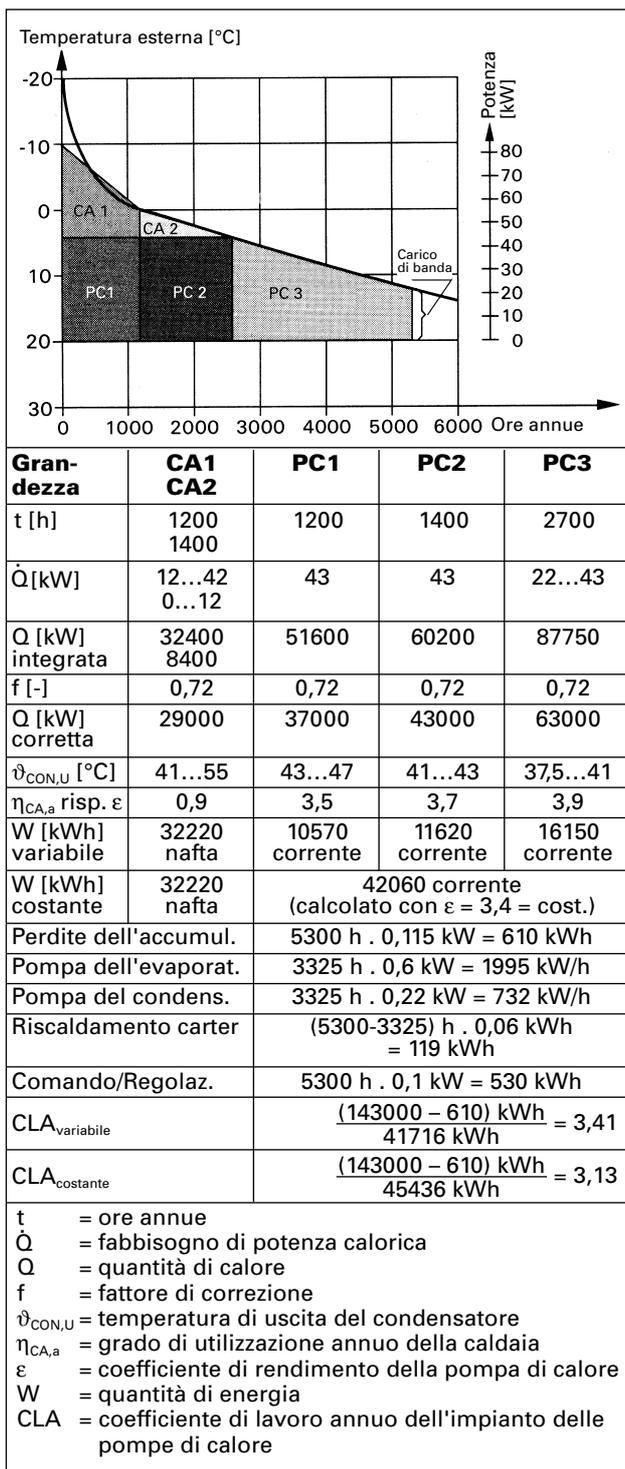


Figura 65: curva della frequenza cumulativa nonché delle percentuali di fabbisogno energetico e delle caratteristiche che ne sono derivate. Il fattore di correzione «f» è legato a grandi incertezze (cfr. testo)

andata (rendimento della pompa = 0,2; rendimento del ventilatore = 0,3). Ciò vale ad ogni modo solo per elementi costruttivi all'interno della pompa di calore. Per A10/A47 risulta in questo modo:

$$P_{\text{pompa evaporatore}} = \frac{47 \text{ kPa} \cdot 5,9 \text{ m}^3/\text{h}}{3600 \cdot 0,2} = 0,385 \text{ kW}$$

$$P_{\text{pompa condensatore}} = \frac{26 \text{ kPa} \cdot 4,4 \text{ m}^3/\text{h}}{3600 \cdot 0,2} = 0,159 \text{ kW}$$

$$P_{\text{comando/regolazione}} = 0,1 \text{ kW}$$

$$\text{COP} = \frac{43,0 \text{ kW}}{(12,7 + 0,385 + 0,159 + 0,1) \text{ kW}}$$

$$\text{COP} = 3,22$$

#### Coefficiente di lavoro annuo CLA

Il coefficiente di lavoro annuo costituisce la grandezza caratteristica più importante per la valutazione di un impianto di pompe di calore. Vengono in questo modo paragonate l'una con l'altra tutte le quantità d'energia addotte e prodotte in un anno. Tale coefficiente può essere calcolato con l'ausilio della curva di frequenza cumulativa (figura 65). In tal modo insorgono tuttavia di nuovo gli stessi problemi come per il diagramma della potenza a dipendenza dalla temperatura: i valori del calcolo statico non concordano con i valori reali del funzionamento dinamico. Occorre ovviare a tale inconveniente con il fattore «f». Questo fattore di correzione si presenta analogamente anche nelle ben note «formule Hottinger». Le stesse permettono di eseguire calcoli con 16...18 «ore di funzionamento complete» corrispondentemente ad un fattore di 0,67...0,75.

Nel presente caso il fattore poteva essere stabilito in modo più sicuro, sulla base del calcolo del fabbisogno energetico con utilizzazione effettiva secondo SIA 380/1:

$$f = \frac{172000 \text{ kW}}{(40800 + 51600 + 60200 + 87750) \text{ kWh}}$$

$$f = 0,72$$

Il calcolo dei coefficienti di lavoro annuo per temperature di uscita del condensatore costanti e variabili (comando dipendente dalle condizioni atmosferiche secondo la «curva termica» delle pompe di calore della figura 60) sono raccolte nella tabella 65.

#### Amplificazione elettrotermica AET

L'amplificazione elettrotermica viene definita come segue (cfr. capitolo 1.2):

$$\text{AET} = \frac{\text{sostituzione di calore generato con fossili}}{\text{potenza elettrica consumata}}$$

AET = dispendio supplementare di energia elettrica per questa sostituzione

Poiché la caldaia dell'impianto convenzionale necessita di una quantità maggiore di energia elettrica che non la piccola caldaia dell'impianto delle pompe di calore, la differenza di 911 kWh (cifre tratte dalla tabella 66) possono essere dedotte nel denominatore:

$$AET_{\text{variabile}} = \frac{(143000 - 610) \text{ kWh}}{(41716 - 911) \text{ kWh}} = 3,49$$

$$AET_{\text{costante}} = \frac{(143000 - 610) \text{ kWh}}{(45436 - 911) \text{ kWh}} = 3,20$$

### 4.7 Redditività

Un semplice calcolo «elementare» mostra che per un prezzo medio della corrente elettrica di 16 ct./kWh (60% di tariffa alta a 20 ct./kWh e 40% di tariffa bassa a 10 ct./kWh) e per un prezzo della nafta di 3,5 ct./kWh sarebbe necessario un coefficiente di lavoro annuo di un ordine di grandezza di circa

$$CLA = 0,9 \frac{16}{3,5} = 4,1$$

per poter fare concorrenza ad un impianto convenzionale. Inoltre l'intero impianto delle pompe di calore non dovrebbe costare più di un impianto convenzionale!

Un calcolo della redditività notevolmente più serio è indicato nella tabella 66. I fattori di annualità e quelli dei valori medi necessari a questo proposito sono raccolti nella tabella 67. Indicazioni esaurienti con tabelle complete sono contenute nella seguente pubblicazione RAVEL:

*Müller, André und Felix Walter: RAVEL zahlt sich aus. Praktischer Leitfaden Wirtschaftlichkeitsberechnungen. Berna: Ufficio federale dei problemi congiunturali, 1992 (da ordinare presso: UCFSM, 3003 Berna, n. d'ord. 724.397.42.01 d)*

 Il calcolo della redditività secondo la tabella 66 parte dal presupposto che il prezzo della nafta in futuro sarà soggetto ad un aumento maggiore di circa l'1% dell'aumento del prezzo della corrente elettrica (motivi: tasse maggiori sulle fonti di energia fossili, sulla base ad es. delle emissioni di CO<sub>2</sub>). In questo modo risulta ancora una differenza dei costi annui di 2'815.– franchi a favore dell'impianto convenzionale. A ciò si contrappone una sostituzione di 158'880 kWh –

Designazione	PC variabile fr.	Convenzionale fr.
Costi d'investimento:		
– pompa di calore, accumulatore	16'000	
– impianto delle fonti di calore	10'500	
– caldaia, bruciatore	7'500	11'000
– quadro elettrico ad armadio, collegamento elettrico	7'000	4'000
– comando, regolazione, pompe	10'500	9'500
– impianto del camino	7'000	9'000
– impianto dei serbatoi della nafta	12'000	30'000
– onorari, ecc.	27'000	24'500
	97'500	88'000
Costi annui del capitale:		
– interesse 7%		
– durata d'utilizzazione 15 anni		
– fattore di annualità 0,110	10'725	9'680
Costi annui di cura e manutenzione:		
– PC + caldaia 1'500 fr.		
– caldaia conv. 800 fr.		
– aumento dei prezzi 5%		
– durata d'utilizzazione 15 anni		
– fattore del valore medio 1,421	2'132	1'137
Costi annui dell'energia:		
– prezzo dell'elettricità TA 20 ct./kWh		
– prezzo dell'elettricità TB 10 ct./kWh		
– rapporto TA/TB 60%/40%		
– prezzo nafta 3,5 ct./kWh		
– aumento dei prezzi		
- corrente elettrica 5%		
- nafta 6%		
– durata d'utilizzazione 15 anni		
– fattori del valore medio		
- corrente elettrica 1,421		
- nafta 1,529		
– corr. elettrica PC TA 25030 kWh	7'114	
– corr. elettrica PC TB 16686 kWh	2'371	
– corr. el. caldaia TA 220 kWh		63
– corr. el. caldaia TB 146 kWh		21
– nafta 32220 kWh	1'724	
– corr. el. caldaia TA 766 kWh		218
– corr. el. caldaia TB 511 kWh		73
– nafta 19'100 kWh		10'227
Costi annui	24'150	21'335

Tabella 66: calcolo della redditività

Fattori di annualità				
Durata d'utilizzazione	Tasso d'interesse			
	6%	7%	8%	
10 anni	0,136	0,142	0,149	
15 anni	0,103	0,110	0,117	
20 anni	0,087	0,094	0,102	
Fattori del valore medio per un tasso d'interesse del 7%				
Durata d'utilizzazione	Aumento dei prezzi			
	4%	5%	6%	7%
10 anni	1,222	51,285	1,353	1,424
15 anni	1,322	1,421	1,529	1,647
20 anni	1,419	1,588	1,713	1,888
Spiegazione: costi d'investimento x fattore di annualità = costi annui del capitale costi di manutenz. x fattore del valore medio = costi medi annui di manutenzione costi dell'energia x fattore del valore medio = costi medi annui dell'energia				

Tabella 67: fattori scelti per il calcolo della redditività

corrispondenti a 13'350 kg di nafta – con la corrente elettrica. Secondo l'opera testé citata «RAVEL zahlt sich aus», ciò corrisponde al risparmio seguente di costi a favore dell'ambiente (1,322 è il fattore del valore medio per un interesse del 7% e per un aumento dei prezzi del 4%):

$$13'350 \text{ kg} \cdot 0,09 \text{ fr./kg} \cdot 1,322 = 1'588.- \text{ fr.}$$

Più della metà della differenza dei costi di 2'815.– fr. va quindi a favore dell'ambiente (questo calcolo non tiene conto dell'effetto serra, ma trascura, per questo motivo, i costi causati all'ambiente dall'elettricità).

## 4.8 Calcolo con il computer

Mediante il calcolo «manuale» si dispone da un canto di un «intuito» per le correlazioni. D'altro canto tale calcolo non solo è molto dispendioso sotto l'aspetto del tempo necessario, ma si verificano continuamente inesattezze, a causa del modo di considerare le cose sotto un aspetto puramente statico. Anche un'ottimizzazione mediante un calcolo delle varianti è, nella maggioranza dei casi, troppo dispendiosa.

È questo il motivo per cui RAVEL in collaborazione con l'Ufficio federale dell'energia ha creato un programma per i computer che permette un calcolo notevolmente più rapido ed esatto del summenzionato «calcolo manuale»:



*Programma di calcolo W-CALC per gli impianti di produzione del calore consistente dei moduli WP-CALC per le pompe di calore e dei moduli WKK-CALC per gli impianti di produzione combinata di forza e calore. Berna: Ufficio federale dell'energia ed Ufficio federale dei problemi congiunturali, 1993*

Qui di seguito alcune caratteristiche del programma:

- con i dati meteorologici DRY (sviluppati specialmente per applicazioni nel campo dell'energia) viene calcolato giorno per giorno, ora per ora, un anno tipico. In questo modo è possibile calcolare in modo notevolmente più esatto la gestione di accumulatori, l'andamento delle temperature delle fonti di calore, il funzionamento durante le vacanze, la ripartizione delle tariffe, il coefficiente di lavoro annuo, ecc.
- Tenendo conto del fabbisogno effettivo di energia per il riscaldamento, con una rappresentazione grafica delle curve caratteristiche dell'energia è possibile riconoscere in modo notevolmente migliore gli errori che vengono commessi più spesso nel settore del dimensionamento.
- Il calcolo della redditività secondo le cifre PCC con durata individuale dell'utilizzazione dei singoli elementi costruttivi è notevolmente più esatto.

## 5. Procedura d'autorizzazione

### 5.1 Azienda elettrica

Per gli impianti delle pompe di calore sono utilizzati motori asincroni di grandi dimensioni e ciò proprio nel settore dell'erogazione della corrente elettrica per le economie domestiche. L'avviamento di tali motori può causare cadute di tensione inammissibili sulle reti debolmente dimensionate. Le pompe di calore necessitano perciò di un'autorizzazione. Le condizioni di allacciamento sono regolate da:



*Raccomandazioni per l'allacciamento d'impianti di pompe di calore per il riscaldamento e per il riscaldamento dell'acqua alla rete delle aziende elettriche. Zurigo: Associazione svizzera degli elettrotecnici (ASE) 1983 (può essere ordinato presso: ASE, Bahnhofplatz 3, 8023 Zurigo, n. d'ordinazione 2.29i)*

In questo modo si mira ad un'uniformità dell'apprezzamento e delle procedure d'autorizzazione sul piano svizzero. Poiché ogni azienda elettrica è responsabile della propria rete sono tuttavia possibili deroghe sul piano locale. E' perciò assolutamente raccomandabile prendere conoscenza tempestivamente delle norme di allacciamento valide per l'azienda elettrica competente.

#### Domanda di allacciamento

I formulari per la domanda di allacciamento possono essere richiesti all'azienda elettrica competente. Oltre ai dati concernenti l'oggetto, quali l'ubicazione, il fabbisogno di potenza calorifica, la fonte di calore, il tipo di funzionamento, il sistema di riscaldamento, ecc. devono soprattutto essere forniti i dati elettrici, come alla tabella 68. Questi dati sono reperibili nei documenti di progettazione del fornitore delle pompe di calore oppure sulla targhetta normalizzata della PCA (figura 69) che deve essere apposta su ogni pompa di calore.

Insieme con l'autorizzazione possono essere poste ancora ulteriori condizioni tecniche: ad esempio può essere richiesto un dispositivo di ritardo dell'inserimento per evitare che dopo un'interruzione d'esercizio sulla rete tutte le pompe di calore si mettano in movimento contemporaneamente.

#### Limitazione della corrente di avviamento

Con il dimensionamento oggi usuale delle reti elettriche si può calcolare che oltre l'80% delle

$P_{NT}$	<b>Potenza media assorbita</b> Indicazioni concernenti i dati normalizzati (ad es. A10/A35). Per la valutazione del carico medio sulla rete
$I_{MAX}$	<b>Corrente d'esercizio massima</b> Per il dimensionamento dei conduttori della rete e della loro protezione
$COS \varphi$	<b>Coseno phi</b> Per la valutazione della corrente reattiva della rete. La compensazione della corrente reattiva è di regola necessaria nel caso in cui $P_{NT} > 10$ kW
LRA	<b>Corrente di blocco</b> Si tratta della massima corrente che insorge al momento dell'avviamento. Per la valutazione della reazione sulla rete in caso di avviamento
$I_{avviam.}$	<b>Corrente di avviamento</b> Per la valutazione della reazione sulla rete. Nel caso di avviamento diretto corrisponde alla corrente di blocco LRA. Può essere ridotta a meno di 50% mediante un ausilio all'avviamento
$n_{MAX}$	<b>Numero massimo di avviamenti all'ora</b> Per la valutazione della frequenza con cui hanno luogo le reazioni sulla rete. Di regola vengono concessi 3 avviamenti all'ora

Tabella 68: dati elettrici importanti per l'autorizzazione

		N.: Anno:	<b>P.C.A</b>		
Tipo		Mezzo refrigerante [R]	Riemp. kg		
Dati normalizzati					
Potenzialità calorifica [Q]					
Potenzialità refrigerante [Qo]	[kW]		[kW]		[kW]
Potenza assorbita [ $P_{NT}$ ]					
$I_{MAX}$	A	LRA	A	Protezz.	A
					V/50 Hz
Riscaldamento [ $H_2O$ ]		pressione d'esercizio	Pompa/ventilat. 1	2	Sbrinamento
Condensatore [R]		[bar]	kW	kW	kW
Evaporatore [R]			A	A	A
Fonte di calore [ $H_2O$ ]			V	V	V
					50 Hz

Figura 69: targhetta normalizzata PCA

**Osservazioni concernenti la fonte di calore «acqua»**

- Prevale sempre l'interesse pubblico (ad es. approvvigionamento di acqua potabile)
- L'acqua freatica vale come acqua pubblica
- L'utilizzazione di acqua freatica e di acqua di superficie è soggetta a concessione
- Una concessione è soggetta ad una tassa ed è limitata nel tempo
- La concessione contiene se del caso anche l'autorizzazione nel settore della pesca
- Anche se non viene richiesta una concessione devono essere rispettate tutte le altre eventuali norme giuridiche

pompe di calore con avviamento diretto saranno autorizzate. Solo in relativamente pochi casi la corrente massima di avviamento autorizzata sarà minore del valore LRA (valore della corrente di blocco, tabella 68). Possono quindi essere applicate le seguenti limitazioni della corrente di avviamento:

- semplice stadio di avviamento a resistenza (costituisce la variante più frequente nei piccoli impianti)
- aumento graduale del voltaggio mediante parecchie resistenze
- motorino d'avviamento dolce ad albero pieno mediante resistenze con comportamento a termistore.

Con l'adozione di queste misure è di regola possibile una limitazione della corrente di avviamento al di sotto del 50% del valore LRA. Il collegamento stella-triangolo non è adatto per le pompe di calore. Poiché la massa del volume del compressore è molto esigua, al momento della commutazione è praticamente efficace tutta la corrente di avviamento. È importante la rimozione del carico all'avviamento del compressore, ciò che impedisce l'avviamento ad alta pressione.

## 5.2 Fonte di calore

Praticamente tutte le fonti di calore – eccezion fatta per le acque di scarico private e l'aria esterna – necessitano di un'autorizzazione da parte delle autorità cantonali competenti. Queste valutazioni da parte del cantone si basano sulla Legge federale contro l'inquinamento delle acque e la Legge federale sulla pesca. Benché si sia tentato di raggiungere un'uniformità a livello svizzero, le pratiche concernenti le autorizzazioni dei cantoni ancora oggi si discostano l'una dall'altra. Onde evitare delusioni e lavoro inutile è quindi raccomandabile preoccuparsi delle autorizzazioni già durante la fase preliminare di progettazione. Ne vale anche la pena, poiché spesso sono possibili facilitazioni finanziarie.

Per principio occorre tener conto di due aspetti:

- prescrizioni concernenti l'economia delle acque
- direttive della protezione delle acque.

Esse sono rappresentate a mo' d'esempio per il canton Zurigo nella figura 71. Le norme negli altri cantoni sono bensì simili, ma devono essere chiarite di caso in caso. Ulteriori indicazioni concernenti la fonte di calore «acqua» sono contenute nel riquadro 70.

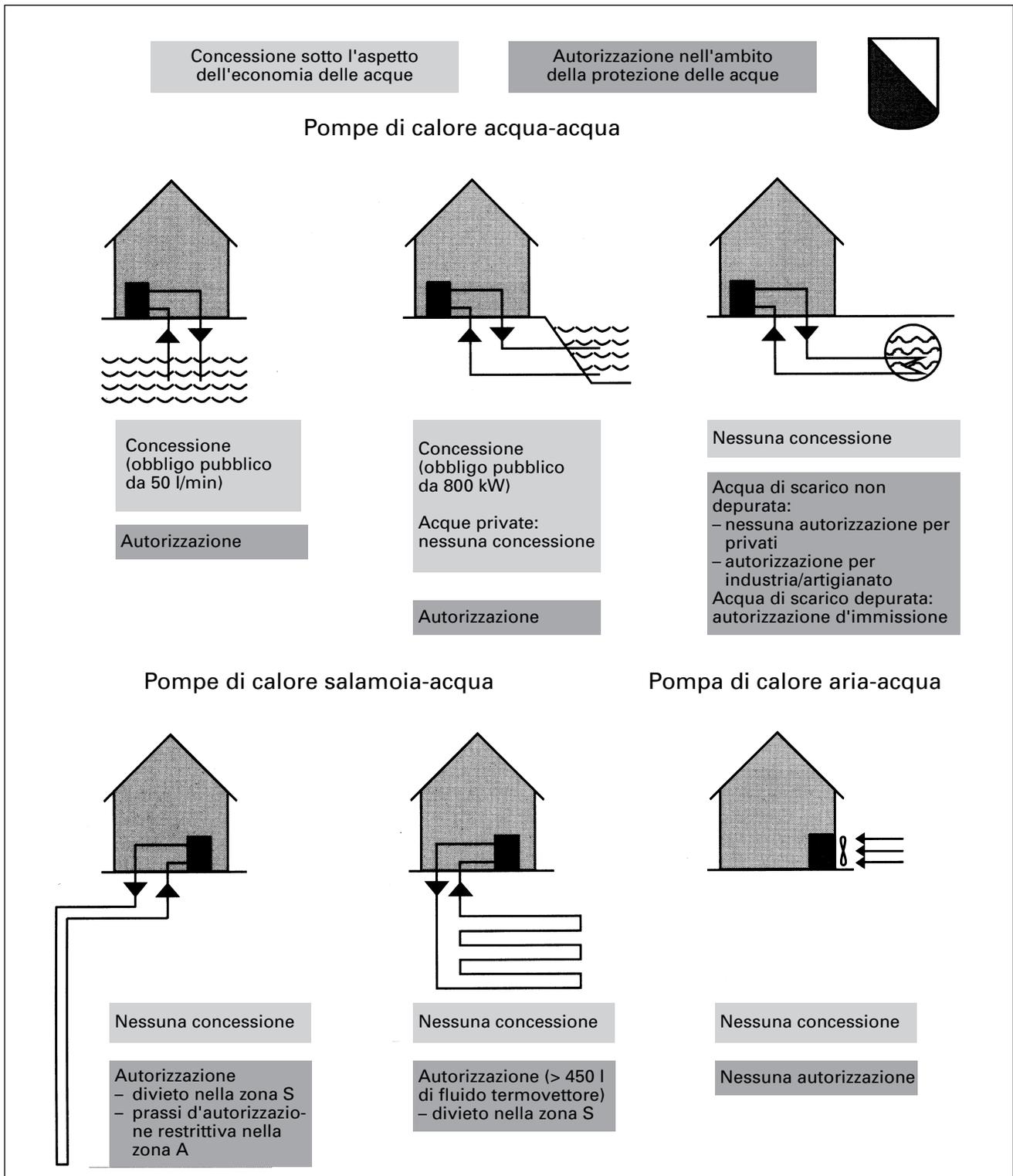


Figura 71: concessioni sotto l'aspetto dell'economia delle acque ed autorizzazione nell'ambito della protezione delle acque sulla base dell'esempio del canton Zurigo

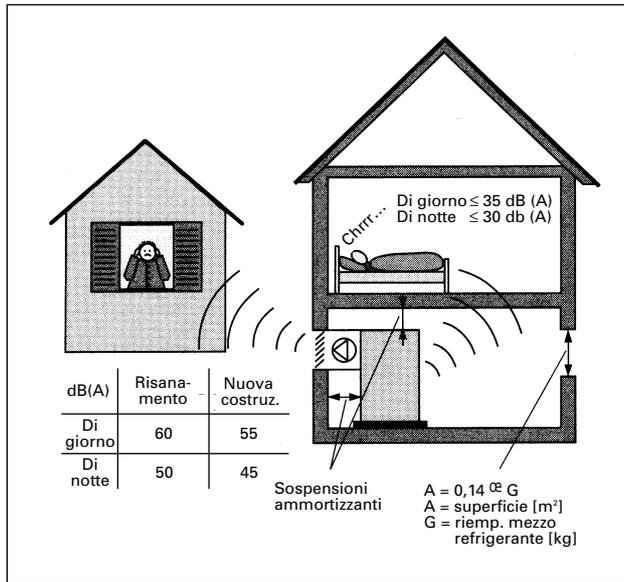


Figura 72: prescrizioni ulteriori che devono essere rispettate

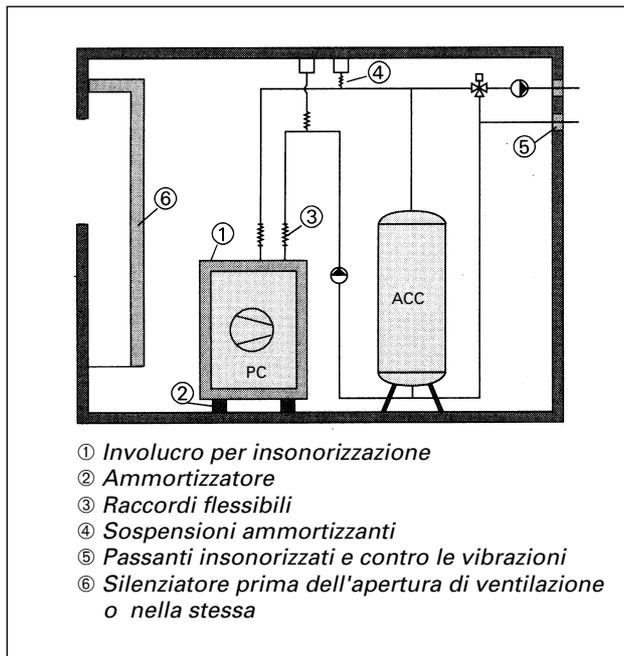


Figura 73: misure d'insonorizzazione nel locale d'installazione della pompa di calore

## 5.3 Prescrizioni ulteriori

Oltre a quelle citate finora devono essere rispettate ancora numerose ulteriori prescrizioni e norme, come ad esempio l'Ordinanza contro l'inquinamento fonico (OIF), la norma SIA 181 «Isolamento acustico degli edifici», le prescrizioni INSAI, le leggi edilizie, le prescrizioni della polizia del fuoco, ecc. Dovrebbero inoltre essere rispettati nel modo più assoluto anche i dati forniti dal fabbricante. Qui di seguito saranno trattati solo i punti più importanti.

### Isolamento acustico

L'utilizzazione di una pompa di calore significa – come per qualsiasi altra utilizzazione di un impianto tecnico – che sono possibili trasmissioni del suono indesiderate (figure 72 e 73):

- molestia dovuta a vibrazioni meccaniche ed a rumori aerei all'interno dell'edificio
- molestia causata ai vicini con rumori aerei.

### Aerazione dei locali

Nel caso delle piccole pompe di calore è di regola sufficiente un locale aerato in modo naturale e separato dalla zona abitabile mediante una porta ad isolamento acustico, ermeticamente chiusa. Nel caso invece delle pompe di calore di maggiori dimensioni devono se del caso essere adottate ulteriori misure. La sezione dell'apertura necessaria che sfocia all'aperto può essere calcolata secondo i principi rappresentati nella figura 72.

### Istallazione ed accessibilità

Il locale in cui viene installata la pompa di calore deve essere progettato come un «normale» locale di riscaldamento. Nel caso di una pompa di calore aria-acqua deve inoltre essere previsto uno scarico dei prodotti di condensazione. È possibile eseguire la manutenzione ed avere cura solo di un'installazione facilmente accessibile. La pompa di calore deve perciò essere accessibile da almeno due, ma meglio ancora da tre lati. Occorre rispettare i dati forniti dal fabbricante.

## 6. Ottimizzazione dell'esercizio e controllo dei risultati

Il motivo per cui un'ottimizzazione dell'esercizio ed un controllo dei risultati sono necessari ed in quale modo può essere risolto il problema degli onorari ivi connesso è trattato in modo esauriente nel fascicolo 1, capitolo 6

### 6.1 Strumentazione

L'ottimizzazione dell'esercizio ed il controllo dei risultati iniziano già durante la fase di progettazione dell'impianto delle pompe di calore. Solo se già in questa fase preliminare si è in chiaro sulle scadenze dei lavori e sulla strumentazione necessaria si potrà eseguire in modo perfetto l'ottimizzazione dell'esercizio ed il controllo dei risultati. Nei «Circuiti standardizzati» RAVEL sono definiti i **punti di misurazione** necessari.

Fascicolo 5 «Circuiti standardizzati»

In una prima fase è allestita una lista dei punti di misurazione e vengono segnati i singoli punti di misurazione nello schema di principio dell'impianto di produzione del calore. La figura 75 mostra quale esempio lo schema di principio del modello di pompa di calore RAVEL (figura 74). Occorre tener conto dei seguenti gruppi di grandezze (misurabili):

- energie pregiate addotte, quali la corrente elettrica, il gas e la nafta
- energie erogate (energie utili), quali il calore, il freddo e la corrente elettrica
- ore di funzionamento e frequenza di commutazione di singoli componenti dell'impianto, quali

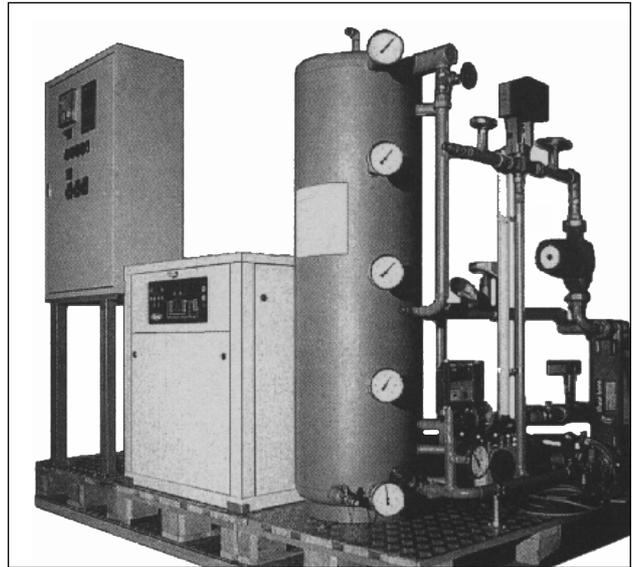


Figura 74: questo modello di pompa di calore (per lo schema di principio cfr. figura 75) è utilizzato nei corsi di perfezionamento RAVEL. È così possibile dimostrare in modo adeguato alla prassi il legame tra la pompa di calore ed il sistema globale. A sinistra il quadro elettrico ad armadio, al centro la pompa di calore ed a destra l'accumulatore e l'«impianto di sfruttamento del calore» con lo scambiatore di calore a dischi

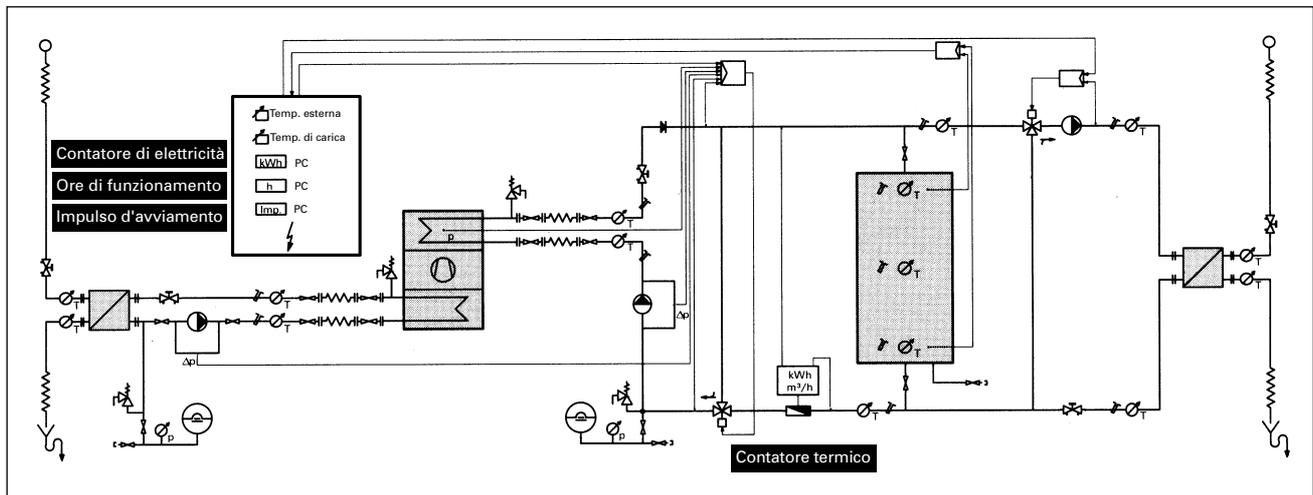


Figura 75: schema di principio del modello di pompa di calore RAVEL. Sono messi in risalto i quattro strumenti di misura assolutamente necessari per un'ottimizzazione dell'impianto ed un controllo dei risultati perfetti. I punti di misurazione temporanei delle temperature importanti del sistema sono rappresentati con il simbolo di un manicotto ad immersione



## 6.2 Registrazione manuale dei dati e valutazione

L'utente deve essere in chiaro su di un fatto, ossia che è nel suo proprio interesse eseguire una registrazione manuale dei dati ed una valutazione coscienziose. Dopo il collaudo occorre inoltre consegnare all'utente **verbali di misurazione** già preparati (tabella 77) ed un «modo d'impiego» per la registrazione manuale dei dati. Durante l'ottimizzazione dell'esercizio è necessaria una registrazione dei dati che deve aver luogo settimanalmente, possibilmente sempre allo stesso orario. Nel caso di fasi speciali d'esercizio e di carico è perfino razionale – per breve tempo – una registrazione quotidiana dei dati. Solo in questo modo esiste una certa probabilità di poter controllare il comportamento di regolazione oppure di poter rilevare le anomalie (ad es. un inserimento ed un disinserimento troppo frequenti della pompa di calore).

La **valutazione** e l'interpretazione dei dati deve aver luogo continuamente a cura del progettista. Le conoscenze così acquisite gli permettono di eliminare i guasti e di garantire un esercizio perfetto mediante correzioni mirate.

## 6.3 Registrazione automatica dei dati e valutazione

Per un'ottimizzazione mirata del sistema (gestione dell'accumulatore, carichi di punta, ecc.) negli impianti di grandi dimensioni oppure più complessi è decisivo il rilevamento delle interrelazioni nel tempo dei diversi componenti (riquadro 78). Solo mediante una **misurazione intensiva** con registrazione a brevi intervalli è possibile rilevare queste correlazioni dinamiche e questi andamenti del funzionamento. Ciò esige l'impiego di apparecchi per la registrazione automatica dei dati. I **sistemi di gestione degli edifici** esistenti possono in certi casi essere utilizzati a tale fine se ciò è già stato previsto nel capitolato d'onere al momento della progettazione del sistema di gestione. Presupposto di ciò è tuttavia il fatto che i dati desiderati vengano effettivamente rilevati e che possano essere ulteriormente elaborati in un programma per il calcolo delle tabelle di un PC (formato ASCII).

**Quando è sufficiente una registrazione manuale e quando è necessaria invece una registrazione automatica complementare?**

La **registrazione manuale** è di regola sufficiente per gli impianti delle pompe di calore standardizzati nelle case unifamiliari (monovalente e bivalente) e nelle case plurifamiliari (monovalente, pochi gruppi, collegamenti brevi).

Una **registrazione automatica** complementare è di regola razionale per gli impianti non standardizzati, specialmente per gli impianti bivalenti e multivalenti con parecchi gruppi e collegamenti lunghi. Una registrazione automatica è inoltre sempre utile quando insorgono difficoltà e non si riesce a scoprirne la causa.

Riquadro 78

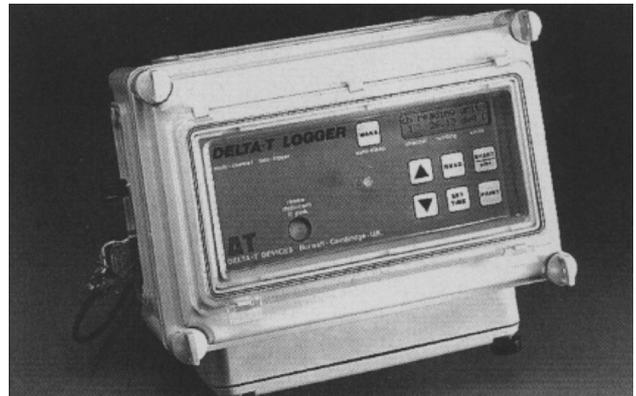


Figura 79: registratore dei dati (datalogger) - (fonte: Fle-xum Messtechnik AG, 8636 Wald)



Figura 80: contatore elettronico di elettricità con uscita ad impulsi (fonte: Rauscher & Stoecklin AG, 4450 Sissach)

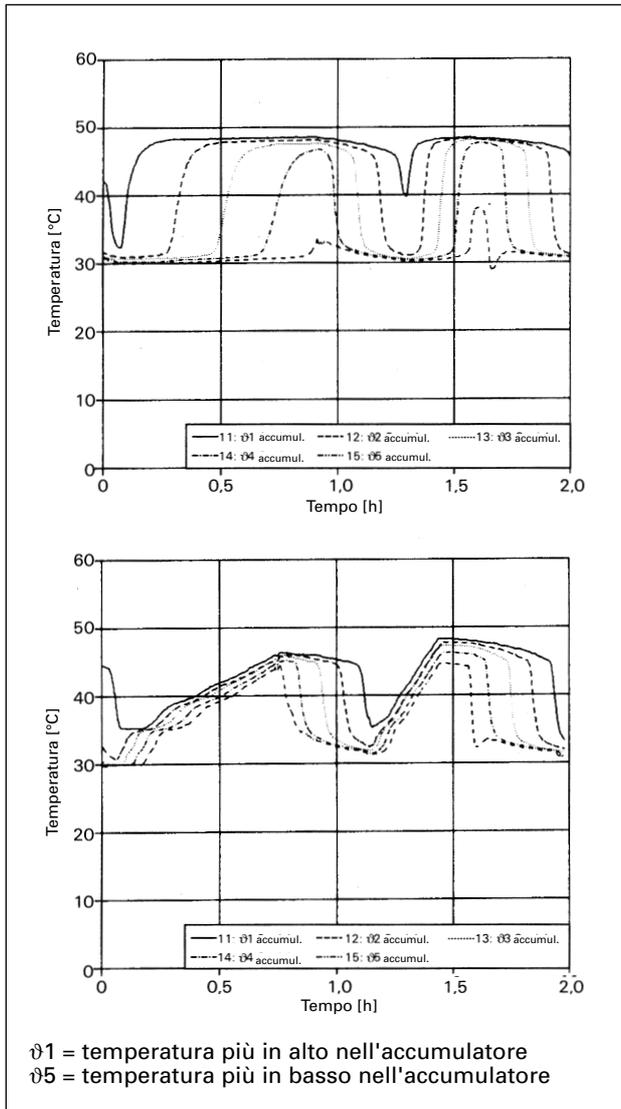


Figura 81: rappresentazione dei valori misurati in funzione del tempo. È così possibile mostrare anche gli andamenti dinamici che non sarebbero riconoscibili nel caso della registrazione manuale. Sono qui rappresentate, quale esempio, le temperature degli accumulatori del modello di pompa di calore RAVEL. Ogni volta il primo procedimento di carica è avvenuto con il carico ed il secondo senza carico. In alto: nel caso della carica stratificata la temperatura aumenta in modo relativamente rapido dall'alto verso il basso e da un sensore all'altro non appena la stratificazione supera il sensore. In basso: nel caso della carica graduale l'accumulatore viene caricato in circa quattro passaggi. È chiaramente riconoscibile soltanto il primo «grado», mentre in seguito le temperature aumentano in modo più o meno continuo, poiché la stratificazione è disturbata a causa della piccola differenza di temperatura di circa 5 K nel condensatore e della grande portata che ne deriva

Utilizzabili in modo sicuro a questo scopo sono i cosiddetti **registratori dei dati** che sono equipaggiati di entrate per la misurazione di segnali analogici (tensioni, temperature, ecc.) e di segnali digitali (segnali di stato ed impulsi), nonché di una memoria del programma e di una memoria dei dati misurati (figura 79). Occorre rispettare le indicazioni seguenti per quanto concerne il segnale misurato ed i sensori:

- i sensori con un segnale normalizzato in uscita (0...1/10 V oppure 0/4...20 mA) sono normalmente collegati direttamente al registratore dei dati. È tuttavia necessario esercitare una certa prudenza a causa dei diversi potenziali dei segnali da misurare. Spesso si può scegliere tra la registrazione del valore istantaneo e quella del valore medio; nel caso dei segnali qui presenti è assolutamente da preferire una registrazione dei valori medi.
- I sensori della temperatura a resistenza utilizzati più frequentemente nell'impiantistica (Pt 100, Pt 1000, Ni 1000, termistori) necessitano di una linearizzazione che spesso è già prevista nel registratore dei dati (specialmente per Pt 100). In certi misuratori dei dati possono essere definite anche linearizzazioni proprie dei sensori. Nel caso di misurazioni della temperatura con sensori a resistenza occorre tener assolutamente conto anche della resistenza supplementare dei cavi di raccordo (ad es. compensazione mediante una commutazione a quattro fili). A causa dell'elevata variazione della resistenza per ogni grado devono perciò essere anche preferiti i sensori che presentano resistenze elevate (Pt 1000 oppure Ni 1000). Anche le temperature devono, se possibile, essere registrate quali valori medi nell'ambito dell'intervallo di registrazione.
- I segnali d'impulso usuali nel caso di contatori di portata e contatori dell'energia possono essere rilevati mediante entrate dei contatori previste dalla maggior parte dei registratori dei dati. Le entrate dei contatori sono pilotate da contatti di relè (senza potenziale) oppure con uscite a transistor (non sempre senza potenziale). Poiché le entrate dei contatori sommano gli impulsi nell'ambito dell'intervallo di registrazione scelto, occorre fare in modo che non venga superata la portata numerica massima delle entrate.
- I segnali di stato (ad es. «pompa inserita» oppure «stadio 2 inserito») possono essere rilevati con la maggior parte dei registratori dei dati. Per mezzo di contatti di relè portati fuori dal quadro elettrico di comando su morsetti oppure di uscite munite di optoaccoppiatori questi segnali possono essere rilevati senza problemi e, soprattutto, in

modo non pericoloso.

- Nel caso dei segnali di stato, molto più interessanti dei valori istantanei sono i valori cronologici («ore di funzionamento») che indicano la durata d'inserimento nell'ambito di un intervallo di registrazione. Questo tipo di entrata è tuttavia raro nei registratori dei dati. Queste misurazioni devono perciò spesso essere eseguite per mezzo di entrate di contatori (con l'ausilio d'impulsi temporizzatori fissi esterni).

Nel caso delle registrazioni automatiche dei dati per lo studio del comportamento dinamico di un impianto si sono dimostrati favorevoli gli intervalli di registrazione di circa 10 minuti. Dopo che sulla base del rilevamento manuale dei dati è stato stabilito che un impianto non presenta più grandi difetti, sono di regola sufficienti misurazioni intensive ad intervalli variabili da 1 a 2 mesi.

Per la **valutazione** sono adatti programmi per il calcolo delle tabelle (Excel, SuperCalc, ecc.). Le figure 81 e 83 mostrano alcuni esempi. Lo scambio dei dati tra il registratore dei dati ed il programma per il calcolo delle tabelle ha luogo nel modo più semplice per mezzo di un file di dati in ASCII. Misurazioni intensive con o senza valutazione ed interpretazione dei dati sono offerte quale prestazione di servizio da diverse ditte.

## 6.4 Controllo dei risultati

Il controllo dei risultati conclude ogni ottimizzazione dell'esercizio. Solo in tale modo è possibile eseguire un secondo collaudo perfetto (collaudo di garanzia). E' così possibile stabilire se vengono effettivamente raggiunti valori di riferimento e valori limite delle caratteristiche secondo il riquadro 82. Presupposto a questo proposito è tuttavia il fatto che il committente abbia richiesto una garanzia scritta per queste caratteristiche.

I consumi di energia misurati permettono inoltre l'allestimento di un bilancio energetico annuo e l'esecuzione di un calcolo della redditività.

## 6.5 Controllo del funzionamento

Quando è stato eseguita l'ottimizzazione dell'esercizio e l'impianto è stato definitivamente collaudato occorre fare in modo che anche in seguito sia garantito un funzionamento perfetto. Devono essere chiariti i seguenti problemi:

- esiste una documentazione comprensibile anche

### Caratteristiche per il controllo dei risultati



*Le caratteristiche delle pompe di calore ed i loro limiti di bilancio sono definiti in modo esauriente alla figura 3. I valori di riferimento sono raggruppati nella tabella 39*

Il **coefficiente di rendimento**  $\epsilon$  o **Coefficient of performance COP** deve essere garantito dal fabbricante, rispettivamente dal fornitore della pompa di calore quale valore di riferimento e valore limite (cfr. qui di seguito). Poiché questa caratteristica è definita quale valore istantaneo ed è sempre dipendente da condizioni marginali (temperatura di entrata dell'evaporatore e temperatura di uscita del condensatore), una verifica tecnica di misurazione esatta è possibile soltanto con una registrazione automatica dei dati (figura 83). Considerazioni plausibili sono tuttavia possibili anche con una registrazione manuale.

La caratteristica più importante di un impianto di pompe di calore è costituita dal **coefficiente di lavoro annuo CLA**. Esso deve in qualsiasi caso venir garantito per scritto come valore di riferimento o valore limite (cfr. qui di seguito) dalla progettista o dal progettista. Il controllo è possibile senza alcun problema mediante una registrazione manuale dei dati - anche da parte di un profano.

Per gli impianti bivalenti è inoltre razionale farsi rilasciare una garanzia concernente il **grado di utilizzazione dell'impianto di produzione del calore**  $\eta_{\text{IPCAL}}$ . Una verifica è tuttavia possibile soltanto se viene misurato anche il consumo di energia del produttore accessorio di calore.

Quale altra caratteristica importante che qui non viene trattata più in esteso, occorre ancora rammentare l'**indice dell'energia E**. Esso tiene conto anche di ulteriori aspetti edilizi e concernenti in modo specifico l'utilizzazione. A seconda del tipo dell'edificio (costruzione nuova, risanamento) vengono forniti i valori di riferimento ed i valori limite per il calore (riscaldamento ed acqua calda), nonché per il consumo generale di energia elettrica. Diverse leggi cantonali sull'energia prescrivono, quando si tratta del fabbisogno di energia per il riscaldamento (prova della coibentazione termica secondo SIA 380/1), valori limite per la progettazione.



*Per la costruzione di un impianto di pompe di calore dovrebbe essere garantito per scritto al committente il **coefficiente di lavoro annuo** quale valore di riferimento e valore limite. Ad ambedue i valori deve quindi essere attribuita un'importanza giuridica diversa:*

- il mancato rispetto del **valore di riferimento** dà solo indicazioni in merito alla qualità della progettazione e non ha conseguenze giuridiche sul piano della garanzia
- il mancato rispetto del **valore limite** ha invece conseguenze giuridiche sul piano della garanzia.

*I contraenti sono liberi di stabilire fino a quale punto e con quali conseguenze giuridiche possano essere fissate le caratteristiche rimanenti. Il committente dovrebbe comunque esigere una garanzia per quanto concerne il consumo dell'energia finale costituita dal «calore» ed il progettista dovrebbe - come «riassicurazione» - farsi consegnare dal fabbricante delle pompe di calore una garanzia concernente il rendimento oppure il COP.*

Riquadro 82

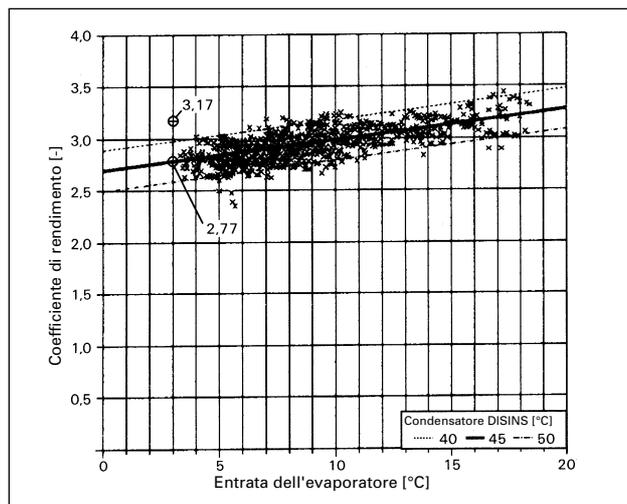


Figura 83: rappresentazione di un valore misurato in funzione di altri valori misurati. Qui, quale esempio, il coefficiente di rendimento in funzione della temperatura di entrata dell'evaporatore con la temperatura di uscita del condensatore quale ulteriore parametro. Il fabbricante aveva dato per Ar3/A45 un coefficiente di rendimento di 3,17: il coefficiente di rendimento misurato era tuttavia solo 2,77!

Guasti e loro cause	Riconoscibili tempestivamente (dall'istallatore o dal gestore)?
Anomalia della bassa pressione - mancanza di mezzo refrigerante - potenza troppo esigua delle fonti di calore - mancanza di termovettore (miscela di acqua e glicole) dal lato della fonte di calore - sbrinamento difettoso - preparazione difettosa dell'acqua	Sì Sì  In parte  No No
Anomalia dell'alta pressione - sporcizia nel condensatore - preparazione difettosa dell'acqua - sbrinamento difettoso - mancanza d'acqua nel sistema di riscaldamento	No No No Sì
Sovraccarico del compressore - mancanza di erogazione della corrente elettrica - raccordi elettrici scadenti - difetto nel circuito del mezzo refrigerante	No  No No
Ventilatore - raccordi elettrici scadenti - sbrinamento difettoso	No No
Pompe - raccordi elettrici scadenti - bloccate meccanicamente	No Sì

Tabella 84: compendio dei guasti più frequenti negli impianti PC

per il profano (schemi, descrizione del funzionamento, tutte le posizioni di regolazione, istruzioni per l'esercizio, indirizzi e numeri telefonici importanti)?

- Quali dati concernenti l'esercizio e quali eventi devono essere riportati nel verbale di misurazione dal responsabile (ad es. custode) ed in quale momento?
- In quale modo l'esercente valuta i protocolli di misurazione e quando deve assolutamente chiedere l'intervento di un esperto?
- Cosa bisogna fare nel caso di un guasto e chi deve essere informato?
- Quali lavori di manutenzione devono essere eseguiti dall'esercente e quando (sostituzione del filtro, ecc.)?
- Chi è responsabile del fatto che nel caso di cambiamenti e di ampliamenti la documentazione concernente l'impianto venga aggiornata?

Per i disturbi del funzionamento che si manifestano, nella maggior parte dei casi si tratta di deterioramenti che si sono prodotti dopo una lunga durata di funzionamento. Mediante un controllo regolare possono di conseguenza essere ampiamente evitati i deterioramenti totali delle pompe di calore. Nella tabella 84 sono indicate le cause più frequenti dei guasti degli impianti delle pompe di calore. Con conoscenze di base minime ed avendo a disposizione i documenti concernenti il funzionamento, le anomalie possono essere riconosciute tempestivamente dall'istallatore oppure dall'esercente dell'impianto.

Nel caso di pompe di calore di grandi dimensioni e «costruite su misura» che non sono state prodotte in serie possono manifestarsi inoltre anomalie dovute alla costruzione. Occorre qui fare attenzione soprattutto alle vibrazioni che dopo qualche tempo possono causare rotture dei tubi. Anche questo problema può essere risolto senza difficoltà mediante una manutenzione preventiva.

Spesso i potenziometri del valore nominale troppo «grossolani» provocano stati d'esercizio non ben definiti e guasti e ciò a causa di una regolazione imprecisa. Già al momento della scelta degli apparecchi si dovrebbe quindi dedicare un'attenzione del tutto particolare alla facilità di manovra.

# Denominazioni, simboli, abbreviature

## Denominazioni e simboli

Amplificazione elettronica	AET	Potenza assorbita pompa [kW]	$P_{pompa}$
Capacità dell'accumulatore [kWh]	$Q_{ACC}$	Potenza calore, in gen. [W, kW]	$Q$
Coefficiente di lavoro annuo [-]	CLA	Potenza calorifica, flusso termico, in gen. [W, kW]	$\dot{Q}$
Coefficiente di rendimento della pompa di calore [-]	$\epsilon$	Potenza idraulica [kW]	$P_{idraul.}$
Coefficiente $k_v$ [m <sup>3</sup> /h]	$k_v$	Potenza, in gen. [W, kW]	$P$
Consumo di combustibile dell'impianto della caldaia [kWh]	$W_{ICA}$	Potenzialità calorifica del condensatore [kW]	$\dot{Q}_{PC}, \dot{Q}_{PCON}$
Consumo di energia comando/regolazione [kWh]	$W_{CR}$	Pressione [kPa]	$p$
Consumo di energia del compressore [kWh]	$W_{PC}$	Quantità di calore impianto produzione calore [kWh]	$Q_{IPCAL}$
Consumo di energia del riscaldamento carter [kWh]	$W_C$	Quantità di calore pompa di calore [kWh]	$Q_{PC}$
Consumo di energia dell'impianto di sbrinamento [kWh]	$W_S$	Quantità di calore, in gen. [J, MJ, Ws, kWh]	$Q$
Consumo di energia della pompa del condensatore [kWh]	$W_{PCON}$	Rendimento delle pompe [-]	$h_{pompa}$
Consumo di energia della pompa dell'evaporatore [kWh]	$W_{PEV}$	Rendimento, grado di utilizzazione [-]	$h$
Consumo supplementare di energia dell'impianto della caldaia [kWh]	$W_{ICA,EA}$	Temperatura [°C]	$\vartheta$
Contenuto dell'accumulatore [m <sup>3</sup> ]	$V_{ACC}$	Temperatura d'inserimento [°C]	$\vartheta_{INS}$
Corrente d'esercizio, massima [A]	$I_{MAX}$	Temperatura d'uscita condensatore [°C]	$\vartheta_{UCON}$
Corrente di avviamento [A]	$I_{AVV}$	Temperatura d'uscita condensatore, massima [°C]	$\vartheta_{CON,MAX}$
Corrente di blocco [A]	LRA	Temperatura d'uscita evaporatore, minima [°C]	$\vartheta_{EV,MIN}$
Coseno phi [-]	$\cos \varphi$	Temperatura di andata [°C]	$\vartheta_A$
Differenza di pressione [kPa]	$\Delta p$	Temperatura di carica [°C]	$\vartheta_{carica}$
Differenza di temperatura [K]	$\Delta \vartheta$	Temperatura di condensazione [°C]	$\vartheta_{condensazione}$
Differenza di temperatura A-R nel punto di dimensionamento [K]	$\Delta \vartheta_{dimens.}$	Temperatura di condensazione, massima [°C]	$\vartheta_{condensazione,MAX}$
Differenza di temperatura A-R nel punto di bivalenza [K]	$\Delta \vartheta_{bivalenza}$	Temperatura di disinserimento [°C]	$\vartheta_{DISINS}$
Differenza di temperatura nel condensatore [K]	$\Delta \vartheta_{CON}$	Temperatura di evaporazione [°C]	$\vartheta_{evaporaz.}$
Energia, in gen. [J, MJ, Ws, kWh]	$W$	Temperatura di evaporazione, minima [°C]	$\vartheta_{evaporaz.,MIN}$
Fattore di correzione, in gen. [-]	$f$	Temperatura di ritorno [°C]	$\vartheta_R$
Flusso di massa [kg/h]	$\dot{m}$	Tempo [s, h]	$t$
Flusso volumetrico [m <sup>3</sup> /h]	$V$		
Frequenza di commutazione, massima [1/h]	$n_{MAX}$		
Grado di utilizzazione annuale della caldaia [-]	$\eta_{CA,a}$		
Grado di utilizzazione, rendimento [-]	$\eta$		
Guadagno elettrotermico [-]	GET		
Indice dell'energia [MJ/m <sup>2</sup> ]	E		
Percent. potenza caduta pressione condensatore [kW]	$P_{CON}$		
Percent. potenza caduta pressione evaporatore [kW]	$P_{EV}$		
Perdite di calore impianto di accumulazione [kWh]	$Q_{IACC}$		
Portata condensatore [m <sup>3</sup> /h]	$V_{CON}$		
Portata, flusso di massa [kg/h]	$\dot{m}$		
Portata, flusso volumetrico [m <sup>3</sup> /h]	$V$		
Potenza assorbita comando/regolazione [kW]	$P_{CR}$		
Potenza assorbita compressore [kW]	$P_{PC}$		
Potenza assorbita impianto di sbrinamento, media [kW]	$P_{IS}$		
Potenza assorbita nel caso di dati normalizzati [kW]	$P_{NT}$		

## Abbreviature

Accumulatore	ACC
Andata	A
Caldaia	CA
Comando/regolazione	CR
Condensatore	CON
Distribuzione del calore	DC
Entrata	EN
Erogazione del calore	EC
Evaporatore	EV
Fonte di calore	FC
Impianto degli accumulatori	IACC
Impianto delle caldaie	ICA
Impianto di fonti di calore	IFC
Impianto di pompe di calore	IPC
Impianto di produzione del calore	IPCAL
Impianto di riscaldamento	IR
Impianto di riscaldamento con pompe di calore	IRPC
Impianto di sfruttamento del calore	ISC
Pompa di calore	PC
Produzione combinata di forza e calore	PCFC
Ricupero del calore	RDC
Ritorno	R
Uscita	U
Utilizzazione del calore residuo	UCR
Valore massimo	MAX
Valore minimo	MIN

 *Elenco completo nel fascicolo 1!*

# Indice analitico

- Abbreviature, 59  
 Accessibilità, 52  
 Accumulatore termico, 35; 36  
 Accumulatori, 35; 44  
 Accumulatori tecnici, 35; 36  
 Acqua di scarico, 24  
 Acqua freatica, 20; 31  
 Acque di superficie, 21; 32  
 Aerazione dei locali, 52  
 Amplificazione elettrotermica, 5; 7; 46  
 Analisi dell'acqua, 21  
 Aria esterna, 23; 34; 44  
 Aria viziata, 24  
 Autorizzazione nell'ambito della protezione delle acque, 51  
 Avviamento diretto, 49  
 Azienda elettrica, 49  
 Calcolo con il computer, 48  
 Caldaia, 44  
 Calore geotermico, 23  
 Calore residuo, 24  
 Caratteristiche, 6; 7; 27; 45; 57  
 Carica graduale, 18; 35  
 Carica graduale, bivalente-alternativa, 40  
 Carica graduale, bivalente-parallela, 39  
 Carica graduale, monovalente, 38  
 Carica stratificata, 18; 35  
 Carica stratificata, bivalente-alternativa, 40  
 Carica stratificata, bivalente-parallela, 39  
 Carica stratificata, monovalente, 38  
 Caso pratico, 41  
 Circolazione difettosa, 44  
 Circuiti standardizzati, 29  
 Coefficient of Performance, 45; 57  
 Coefficiente di lavoro annuo, 27; 46; 57  
 Coefficiente di rendimento, 27; 45; 57  
 Coefficiente PNT, 49  
 Collettore tubolare sotterraneo, 22  
 Comando dipendente dalle condizioni atmosferiche, 19  
 Comportamento d'esercizio, 15  
 Compressore, 8  
 Compressore a rotazione, 9; 14  
 Compressore a spirale, 9; 14  
 Compressore a stantuffo ermetico, 8  
 Compressore a stantuffo semi-ermetico, 8  
 Compressore a viti, 9  
 Concessioni sotto l'aspetto dell'economia delle acque, 51  
 Condensatore, 10; 25  
 Condizioni d'impiego, 18  
 Contatore termico, 56  
 Contatori dell'energia, 56  
 Contatti senza potenziale, 54  
 Controllo dei risultati, 53; 57  
 Controllo del funzionamento, 57  
 COP, 45; 57  
 Corrente di avviamento, 49  
 Corrente di blocco, 49  
 Corrente di esercizio, massima, 49  
 Corrente reattiva, 49  
 Coseno phi, 49  
 Costi, 28  
 Costi d'investimento, 28  
 Curva caratteristica dell'energia, 42  
 Curva termica, 42  
 Definizione abbreviata, 7  
 Definizioni, 6; 7  
 Denominazioni, 59  
 Deumidificatore delle pompe di calore, 13  
 Diagramma della potenza a dipendenza dalla temperatura, 15; 42  
 Differenza di pressione, 29  
 Differenza di temperatura nel condensatore, 36  
 Dimensionamento, 29  
 Disaccoppiamento idraulico, 35  
 Dispositivi di sicurezza, 10  
 Dispositivo di sbrinamento, 11  
 Distribuzione del calore, 6  
 Domanda di allacciamento, 49  
 Elementi costruttivi, 8  
 Equilibratura idraulica, 44  
 Erogazione del calore, 6  
 Essiccazione della biancheria, 13; 14  
 Evaporatore, 9; 25  
 Evitare gli errori, 30  
 Fonte di calore, 20; 50  
 Formule, 29  
 Frequenza di commutazione, 49  
 Funzionamento bivalente-alternativo, 17  
 Funzionamento bivalente-parallelo, 16  
 Funzionamento monoenergetico, 17  
 Funzionamento monovalente, 16  
 Glicole, 19  
 Grado di utilizzazione annuo, 27  
 Grado di utilizzazione dell'impianto per la produzione di calore, 57  
 Guasti, 58  
 Impianto a pozzo filtrante, 21  
 Impianto delle caldaie, 6  
 Impianto di accumulatori, 6  
 Impianto di fonti di calore, 6  
 Impianto di pompe di calore, 6  
 Impianto di produzione del calore, 6  
 Impianto di riscaldamento delle pompe di calore, 6  
 Impianto di riscaldamento, 6  
 Impianto di sfruttamento del calore, 6  
 Indicazioni concernenti la progettazione, 15  
 Indice dell'energia, 57  
 Isolamento acustico, 52  
 Installazione, 52

- Limitazione della corrente di avviamento, 49  
Limite del riscaldamento, 16  
Limiti, 5  
Limiti del bilancio, 6; 7  
Manicotti ad immersione, 54  
Mezzo refrigerante, 12; 19  
Misuratore di portata, 56  
Misurazione intensiva, 55  
Modello di una pompa di calore, 53  
Norma europea NE 255, 7  
Ordinanza sulle sostanze nocive, 12  
Ore di funzionamento, 57  
Ottimizzazione dell'esercizio, 53  
Perdita di pressione, 25  
Piccola pompa di calore, 13  
Pompa del condensatore, 43  
Pompa dell'evaporatore, 43  
Pompa della caldaia, 45  
Pompa di calore acqua-acqua, 7  
Pompa di calore aria-acqua, 7; 44  
Pompa di calore aria-aria, 7  
Pompa di calore salamoia-acqua, 7  
Pompa di calore, limiti del bilancio, 6  
Pompe di calore compatte, 7  
Pompe di calore per splitting, 8  
Portata, 29  
Portata del condensatore, 37  
Potenza assorbita con dati normalizzati, 49  
Potenzialità calorifica, 15; 16  
Pressostato a bassa pressione, 30  
Pressostato ad alta pressione, 30  
Procedura d'autorizzazione, 49  
Prodotto antigelo, 19  
Produzione combinata di forza e calore, 5  
Programmi per il calcolo delle tabelle, 57  
Punti di misurazione continua, 54  
Punti di misurazione temporanei, 54  
Punti di misurazione, 53  
Punto di bivalenza, 16  
Punto di dimensionamento, 15  
RAVEL e la tecnica delle pompe di calore, 5  
Redditività, 47  
Registratori dei dati, 56  
Registrazione automatica dei dati, 55  
Registrazione manuale dei dati, 55  
Rendimento delle pompe, 29  
Ricupero del calore, 13  
Riscaldamento dell'acqua, 13  
Riscaldamento elettrico a resistenza, 5  
Scaldacqua delle pompe di calore, 13  
Scambiatore di calore, 14  
Segnali di stato, 56  
Sensore della temperatura a resistenza, 56  
Sfruttamento diretto, 18  
Sfruttamento indiretto, 18  
Simboli, 59  
Sistema di funzionamento della pompa di calore, 5  
Sistema di gestione degli edifici, 55  
Sistemi di costruzione, 7  
Sonde geotermiche, 22; 26  
Strategia ambientale, 5  
Strumentazione, 53  
Targhetta normalizzata PCA, 49  
Tariffe dell'elettricità, 28  
Tecnica dei microprocessori, 14  
Tecnica delle pompe di calore, 5  
Temperatura d'inserimento, 36; 37  
Temperatura d'uscita costante del condensatore, 18  
Temperatura d'uscita variabile del condensatore, 18  
Temperatura di condensazione, 15; 30  
Temperatura di disinserimento, 36; 37  
Temperatura di evaporazione, 15; 30  
Temperatura di uscita del condensatore, 18  
Temperatura esterna, 54  
Tendenze evolutive, 14  
Terreno, 22; 33  
Tipi di funzionamento, 16; 26  
Tolleranza dei prodotti, 25  
Unità, 59  
Uscita di un segnale normalizzato, 56  
Uscite degli impulsi, 54  
Utilizzazione del calore residuo, 13  
Valore di riferimento, 25; 27; 57  
Valore limite, 57  
Valore LRA, 49  
Valori di riferimento concernenti la progettazione, 25  
Valutazione, 57  
Valvola d'espansione, 10  
Valvola d'espansione elettronica, 14  
Verbale di misurazione, 54; 55