

Linee Guida per la progettazione dei campi geotermici per pompe di calore

Antonio Capozza
Università degli Studi di Padova – Michele De Carli,
Antonio Galgaro, Angelo Zarrella

Contratto Accordo di programma 2009÷2011 con il Ministero dello Sviluppo Economico per le attività di ricerca e sviluppo di interesse generale per il sistema elettrico nazionale. Piano Annuale di realizzazione 2011.

Titolo Linee Guida per la progettazione dei campi geotermici per pompe di calore

Progetto Studi e valutazioni sull'uso razionale dell'energia elettrica
Linea di Utilizzo dell'energia elettrica e solare per il condizionamento: misure per l'incremento
Ricerca di efficienza energetica negli usi finali
Deliverable 6 – Rapporto aggiuntivo
Sintesi Il presente studio vuole fornire uno strumento utile ad un primo dimensionamento di campi geotermici per pompe di calore. Lo strumento va ad integrare la normativa esistente o in fase di sviluppo, che rimane l'unico riferimento formale per dimensionamento, progettazione, ed aspetti realizzativi ed ambientali.

La parziale riproduzione di questo documento è permessa solo con l'autorizzazione scritta di RSE.

N. pagine 150 **N. pagine fuori testo**

Data 31/03/2012

Elaborato Capozza Antonio (SSE)
12000317 436423 AUT
 Università degli Studi di Padova - Michele De Carli, Antonio Galgaro, Angelo Zarrella

Verificato Benini Michele (SSE)
12000317 436382 VER

Approvato Gallanti Massimo (SSE), Grattieri Walter Bruno (SSE)
12000317 436512 APP 12000317 436546 APP

Ricerca sul Sistema Energetico – RSE S.p.A.

Società con unico socio soggetta alla direzione ed al coordinamento di GSE S.p.A.
 Sede Legale - 20134 Milano - Via R. Rubattino, 54
 Tel. +39 023992.1 - Fax +39 023992.5370 - PEC rse@legalmail.it
 Reg. Imprese di Milano, P.IVA e C.F. 05058230961
 R.E.A. di Milano n. 1793295
 Cap. Soc. € 1.100.000 i.v.



ISO 9001 CH-32919

Indice

SOMMARIO.....	5
SUMMARY.....	5
RIASSUNTO ESTESO.....	7
1 INTRODUZIONE.....	12
2 GENERALITA'	14
2.1 L'energia geotermica.....	14
2.2 Impianti di climatizzazione geotermici.....	14
2.3 Aspetti di carattere energetico.....	17
2.4 Aspetti di carattere progettuale.....	19
3 I FABBISOGNI ENERGETICI DELL'EDIFICIO	21
3.1 Fabbisogni di climatizzazione nel settore residenziale	21
3.2 Profilo di carico per un edificio del terziario	25
4 LE CARATTERISTICHE DELL'IMPIANTO	27
4.1 Terminali di impianto	27
4.1.1 Impianti radianti	27
4.1.2 Impianti con terminali convettivi.....	29
4.2 Tipologie di pompe di calore	30
4.3 Sistemi ibridi	31
5 ASPETTI GEOLOGICI	33
5.1 Caratteristiche del terreno	33
5.1.1 Proprietà termiche del terreno	33
5.1.2 Temperatura del terreno	36
5.2 Test di Risposta Termica (TRT).....	38
5.3 Caratteristiche della falda	41
5.3.1 Gli acquiferi.....	41
5.3.2 Trasporto di calore nelle acque sotterranee	43
5.3.3 Misure idrodinamiche delle falde	43
5.3.4 Modelli numerici di flusso idraulico e trasporto di calore nel sottosuolo	50
6 DIMENSIONAMENTO DI UN CAMPO DI SONDE VERTICALE.....	53
6.1 Aspetti generali	53
6.1.1 La soluzione procedurale	53
6.1.2 La soluzione mediante funzioni di trasferimento.....	53
6.1.3 La soluzione numerica	53
6.2 La soluzione procedurale	53
6.2.1 Equazioni generali di dimensionamento	54
6.2.2 Procedura di calcolo.....	55
6.2.3 Calcolo delle potenze di progetto lato terreno.....	56

6.2.4	Calcolo del flusso termico annuale $\dot{Q}_a$	58
6.2.5	Calcolo del fattore di carico parziale mensile PLFm	59
6.2.6	Calcolo del fattore di perdita per cortocircuito termico F_{sc}	60
6.2.7	Calcolo della resistenza termica equivalente dello scambiatore a terreno R_b	60
6.2.8	Calcolo delle resistenze termiche efficaci del terreno	63
6.2.9	Stima del salto termico dello scambiatore di calore geotermico $\Delta\theta_{sgv}$	65
6.2.10	Definizione delle temperature del fluido termovettore θ_{wi} e θ_{wo}	65
6.2.11	Calcolo della temperatura di penalizzazione θ_p	66
7	DIMENSIONAMENTO DI UN CAMPO DI SONDE ORIZZONTALE	70
7.1.1	Equazioni generali di dimensionamento	70
7.1.2	Calcolo delle potenze di progetto lato terreno	71
7.1.3	Calcolo della lunghezza di tubo per ciascuna trincea	72
7.1.4	Calcolo della lunghezza di ciascuna trincea	73
7.1.5	Resistenza termica del terreno R_g e fattore correttivo S_m	73
7.1.6	Fattore correttivo relativo al diametro della tubazione P_m	79
7.1.7	Resistenza termica del tubo R_p	79
7.1.8	Fattore di carico F_h in riscaldamento e F_c in raffreddamento	80
8	RISULTATI SU IMPIANTI REALI	81
8.1	Impianto nel settore residenziale	81
8.2	Impianto nel settore terziario	85
8.2.1	Descrizione generale dell'edificio e dell'impianto	85
8.2.2	Risultati del monitoraggio	87
9	GUIDA ED INDICAZIONI SINTETICHE PER UNA CORRETTA PROGETTAZIONE DI UN IMPIANTO GEOTERMICO	93
9.1	Indicazioni per una corretta progettazione di un campo geotermico verticale	93
9.1.1	Approccio semplificato nel dimensionamento degli scambiatori di calore	93
9.1.2	Aspetti realizzativi degli scambiatori di calore	97
9.1.3	Ricarica del terreno e temperatura di penalizzazione	97
9.2	Indicazioni per una corretta progettazione di un campo geotermico orizzontale	99
9.3	Metodi semplificati di calcolo per sistemi verticali	101
9.3.1	Premessa	101
9.3.2	Metodo standardizzato	101
9.3.3	Metodo analitico	110
9.4	Impatto termico di uno scambiatore di calore verticale	120
10	CONSIDERAZIONI CONCLUSIVE	122
	APPENDICE A – VALUTAZIONE DELLA TEMPERATURA DEL TERRENO	123
	APPENDICE B – DESCRIZIONE DEI FOGLI DI CALCOLO SVILUPPATI	126
	Introduzione	126
	Metodo ASHRAE	126
	Metodo IGSHA	127
	TgCalc	127
	Modello ILS	128
	Modello MILS	129
	APPENDICE C – TEMPERATURA MEDIA ANNUALE DELL'ARIA	131

APPENDICE D – PARAMETRI DEL METODO IGSHPA	134
BIBLIOGRAFIA	147

STORIA DELLE REVISIONI

Numero revisione	Data	Protocollo	Lista delle modifiche e/o dei paragrafi modificati
0	31/03/2012	12000317	Prima emissione

SOMMARIO

Il presente rapporto intende fornire delle linee-guida utilizzabili dagli operatori che sono particolarmente interessati dagli aspetti geotermici delle pompe di calore a terreno. Le presenti linee-guida si configurano come uno strumento utile per un primo dimensionamento del sistema costituito dagli scambiatori, verticali o orizzontali, deputati al trasferimento di calore tra terreno e fluido termovettore della pompa di calore.

Tale strumento è destinato a soddisfare prevalentemente esigenze di Enti pubblici ed Amministrazioni locali, nel caso in cui i relativi uffici tecnici desiderino valutare questa particolare tecnologia per i loro edifici e necessitino di indicazioni e suggerimenti generali per un approccio di prima approssimazione. Infatti, tali contesti tecnici non possono più rinunciare ad una conoscenza seppur minimale della “taglia” e delle conseguenze delle loro scelte prima di affidare il progetto a studi specialistici, anche allo scopo di emettere specifiche circostanziate e con buona cognizione di causa.

La prima serie di capitoli è da intendersi come una sorta di “spaccato” su tematiche selezionate, per le quali si è ritenuto utile un richiamo esplicito. Pur trattandosi di argomenti di base, la rilevanza del contenuto ha reso attraente la possibilità di raccogliere in un unico strumento quanto altrimenti disponibile in modo disperso e talora frammentario.

Il punto focale del lavoro è costituito tuttavia dal capitolo finale, che si configura come il risultato delle conoscenze delineate nei capitoli precedenti e, più in generale, come sintesi del bagaglio di esperienze congiunte di RSE e dell’Università degli Studi di Padova, presentate in una versione “fruibile” da una platea di interessati estesa quanto più possibile. Accanto ad alcuni suggerimenti di tipo pratico, di larga valenza qualitativa ma centrati su aspetti problematici (fenomenologia di base, deriva termica nel terreno, temperatura di penalizzazione, ricarica del terreno), vengono presentati due approcci semplificati al dimensionamento, di complessità leggermente crescente, da intendersi soprattutto per una prima approssimazione e di utilità in vista del progetto definitivo ed esecutivo.

Il tutto è corredato da strumenti destinati al calcolo del campo di temperatura nel terreno, sia in condizioni indisturbate che a seguito dell’operazione per un certo lasso di tempo dell’impianto geotermico, in presenza di moto di falda o meno.

SUMMARY

This report aims to provide some guidelines devoted to operators who are particularly concerned with ground-source heat pumps. These guidelines represent a useful tool for a preliminary sizing of the system made up of the heat vertical or horizontal exchangers, which are in charge of the heat transfer fluid between the ground and the heat pump.

This tool is primarily intended to fulfil some needs of public Bodies and local Authorities, whose technical Departments often wish to assess this technology for their buildings and need directions and general suggestions for a first approximation approach. In fact, these technical contexts call more and more for an even minimal knowledge of the size of their design options and their consequences, in order to issue detailed specifications before entrusting the executive project to specialized offices.

The first set of chapters is intended as a review on selected topics, for which such a review was deemed useful. In spite of the “base” character, the relevance of the content has made attractive the opportunity to gather in a single context a variety of subjects which are very often made available only in a fragmented and disorganized way.

However, the final chapter constitutes the focus of the work. It results from the knowledge produced by the combined experiences of RSE and the University of Padua. It is tailored as a friendly tool devoted to the widest audience of stakeholders. Beside some practical suggestions of qualitative nature, focused on problematic sides (thermal drift in the ground, penalty temperature, thermal recharge of the ground), two alternative simplified approaches for sizing are presented, especially aimed at a first guess step, in view of the executive design.

All the above material is provided with instruments for the evaluation of the temperature field in the ground, both in undisturbed conditions and as the result of the operation of the ground-source plant for a given length of time, possibly involving moving aquifers.

RIASSUNTO ESTESO

Gli studi svolti e qui documentati si riferiscono alla tematica delle pompe di calore a terreno, o geotermiche, ossia quella categoria di pompe di calore che prelevano (e rigenerano) calore dal terreno, che costituisce la sorgente fredda, per fornire riscaldamento invernale ed acqua calda sanitaria in ambito civile. Qualora tali macchine funzionino in modo invertibile, esse possono, nella stagione estiva, raffrescare l'ambiente interno prelevandone il calore; tale calore, unito all'energia (elettrica nelle macchine a compressione, termica in quelle ad assorbimento) fornita dall'esterno per l'azionamento della macchina viene ceduto al terreno. Il funzionamento alternato della pompa di calore in regime di riscaldamento e raffrescamento permette la rigenerazione del terreno e un funzionamento appropriato del sistema, garantendo stabilità termica al terreno e buone prestazioni energetiche dell'impianto.

Il presente rapporto intende fornire linee-guida utilizzabili dagli operatori che sono particolarmente interessati dagli aspetti geotermici delle pompe di calore a terreno a circuito chiuso sia verticali che orizzontali. Si è infatti ormai consolidata l'opinione che, le pompe di calore ad acqua sono oramai conosciute, studiate e prodotte industrialmente da anni; tuttavia questa sua particolare versione è di limitato utilizzo a livello nazionale, in parte per una scarsa consapevolezza dei suoi vantaggi, in parte per la maggiore cura necessaria nella progettazione e in particolare per il dimensionamento dello scambiatore a terreno, in assenza della quale si verificano fenomeni a lungo termine di degradazione termica che vanificano buona parte dei benefici della soluzione.

Le presenti linee-guida si configurano come uno strumento utile per un primo dimensionamento del sistema costituito dagli scambiatori, verticali o orizzontali, deputati al trasferimento di calore tra terreno e fluido termovettore della pompa di calore. Tale strumento è destinato a soddisfare prevalentemente esigenze di Enti pubblici ed Amministrazioni locali, nel caso in cui i relativi uffici tecnici desiderino valutare questa particolare tecnologia per i loro edifici e necessitino di indicazioni e suggerimenti generali per un approccio di primo tentativo. Infatti, tali contesti tecnici non possono più rinunciare ad una conoscenza seppur minimale della "taglia" del problema e delle conseguenze delle loro scelte prima di affidare il progetto a studi specialistici, anche allo scopo di emettere capitolati con specifiche tecniche circostanziate e con buona cognizione di causa. Supponendo ad esempio già effettuata la scelta a favore di una configurazione a scambiatori verticali, tali strutture tecniche hanno sistematicamente manifestato la necessità di strumenti che forniscano valutazioni conservative e di larga massima delle dimensioni di ingombro del campo geotermico, per di più a fronte della conoscenza di un insieme spesso limitato di parametri fisici noti dell'edificio e del terreno.

Occorre infine sottolineare esplicitamente che queste linee-guida intendono essere complementari - e non alternative o sostitutive - rispetto a procedure esistenti, a rassegne di pubblicazioni nel dimensionamento e nella progettazione e alle norme nazionali specifiche quali quelle CTI (GL 608) in corso di emissione (che sono e rimangono peraltro l'unico riferimento formale per dimensionamento, progettazione e aspetti realizzativi ed ambientali).

I primi otto capitoli sono da intendersi come una sorta di "spaccato" su tematiche selezionate per le quali si è ritenuto utile un richiamo esplicito, o per fissare l'attenzione in modo definito sulle questioni più di base, o perché la rilevanza dell'argomento ha reso attraente la possibilità di raccogliere in un unico strumento quanto altrimenti disponibile in modo disperso e talora frammentario.

Innanzitutto, si sono fornite delle indicazioni generali su cosa si intenda per **energia geotermica**, sulla caratterizzazione degli impianti di climatizzazione che utilizzano tale forma di energia e su specifici aspetti di carattere energetico (il confronto con altre apparecchiature destinate alla climatizzazione e la quantità di energia primaria che ciascuna di esse impegna) e progettuale (i parametri fondamentali da considerare nel progetto, quali i livelli di temperatura di esercizio, i carichi termici, gli scambiatori con il terreno ed i parametri termofisici di quest'ultimo).

Successivamente, è stato dedicato un apposito spazio alla caratterizzazione dell'esigenza che motiva il bisogno di climatizzazione invernale o estiva, ovvero del **fabbisogno termico di edifici**, nel caso specifico di quelli appartenenti all'ambito residenziale e terziario del settore civile. Per quanto riguarda il settore residenziale, sono stati richiamati dei risultati di un'elaborazione svolta in passato da RSE, che ha portato ad individuare una serie di edifici-tipo, di differente tipologia, localizzazione e vetustà, e a valutare i corrispondenti fabbisogni di riscaldamento e raffrescamento su base oraria e con riferimento ad uno specifico anno-tipo. Per quanto concerne il settore terziario, la quantità di informazioni disponibili è risultata meno consistente ed è stata particolarizzata all'ambito degli uffici.

Sono stati quindi passati in rassegna gli elementi specifici che caratterizzano gli **impianti con pompe di calore geotermiche**:

- i terminali di impianto (impianti radianti – tecnologia TABS dell'attivazione termica della massa - e convettivi – ventilconvettori e travi attive)
- le tipologie di pompe di calore utilizzabili (a compressione e ad assorbimento).

A latere, sono state considerate anche le opportunità offerte dai sistemi ibridi (pompa di calore + sistemi ausiliari).

Uno degli argomenti più importanti nella progettazione di pompe di calore geotermiche è costituito dagli **aspetti geologici del sottosuolo**. La tematica è ampiamente trattata nella letteratura specialistica; ciononostante, alcuni elementi particolarmente meritevoli di attenzione sono qui stati esplicitamente considerati, in coerenza con le finalità generali – anche di rassegna - che hanno ispirato e motivato le presenti linee-guida. Gli elementi selezionati sono stati i seguenti.

- Caratteristiche del terreno: sono state considerate le proprietà termofisiche (conduttività e capacità termica) del terreno secco ed umido e le modalità per la valutazione dell'andamento temporale della temperatura negli strati superficiali del terreno che risentono delle condizioni climatiche
- Test di risposta termica: è stata considerata in dettaglio questa metodologia sperimentale, che consente di determinare la conduttività termica equivalente del terreno, la temperatura del terreno indisturbato e la resistenza termica per unità di lunghezza di un scambiatore a terreno di tipo verticale
- Caratteristiche della falda: la presenza di acqua di falda in moto si presenta in generale come un beneficio dal punto di vista dello scambio termico tra sonde e terreno, in quanto alla modalità puramente conduttiva si sovrappone, a volte in termini preponderanti, quella avveviva; viene dato cenno delle principali metodologie idrodinamiche per la misura della velocità e della direzione del moto di falda, nonché delle principali accortezze che si rendono necessarie al fine di ottenere risultati affidabili.

Sono state quindi presentate le metodologie di calcolo per il **dimensionamento degli scambiatori verticali**, con specifico riferimento alla procedura indicata dalla Associazione americana ASHRAE ed integralmente recepita dalle norme CTI in corso di emissione. Sempre con riferimento alle norme CTI in corso di emissione, si sono poi presentate le metodologie di calcolo per il **dimensionamento degli scambiatori orizzontali**.

Un capitolo è stato dedicato alla descrizione di **risultati sperimentali** ottenuti in campagne di monitoraggio su impianti esistenti.

- Il primo impianto, a sonde geotermiche verticali, eroga il servizio di riscaldamento e produzione centralizzata di acqua calda sanitaria a una palazzina con 12 appartamenti (circa 80 m² cadauno) sita in Alessandria (Figura 1). A fronte del comportamento non soddisfacente dell'impianto, sono state prospettate delle soluzioni impiantistiche volte a superare gli inconvenienti osservati.
- Il secondo impianto, ancora a sonde verticali, si trova in un edificio sito in Mestre, ristrutturato e trasformato in uffici. L'edificio è servito da un sistema di climatizzazione a pannelli radianti a soffitto, integrati da aria primaria, facente capo ad una pompa di calore invertibile accoppiata al terreno. E' risultato evidente, come anche da più fonti si afferma, che l'efficienza di un sistema di

climatizzazione basata su circuito geotermico non può essere valutata facendo riferimento alla sola pompa di calore, ma che è necessario considerare anche il funzionamento dei circuiti primari e secondari, ricorrendo a soluzioni tecnologiche avanzate per i sistemi di pompaggio.

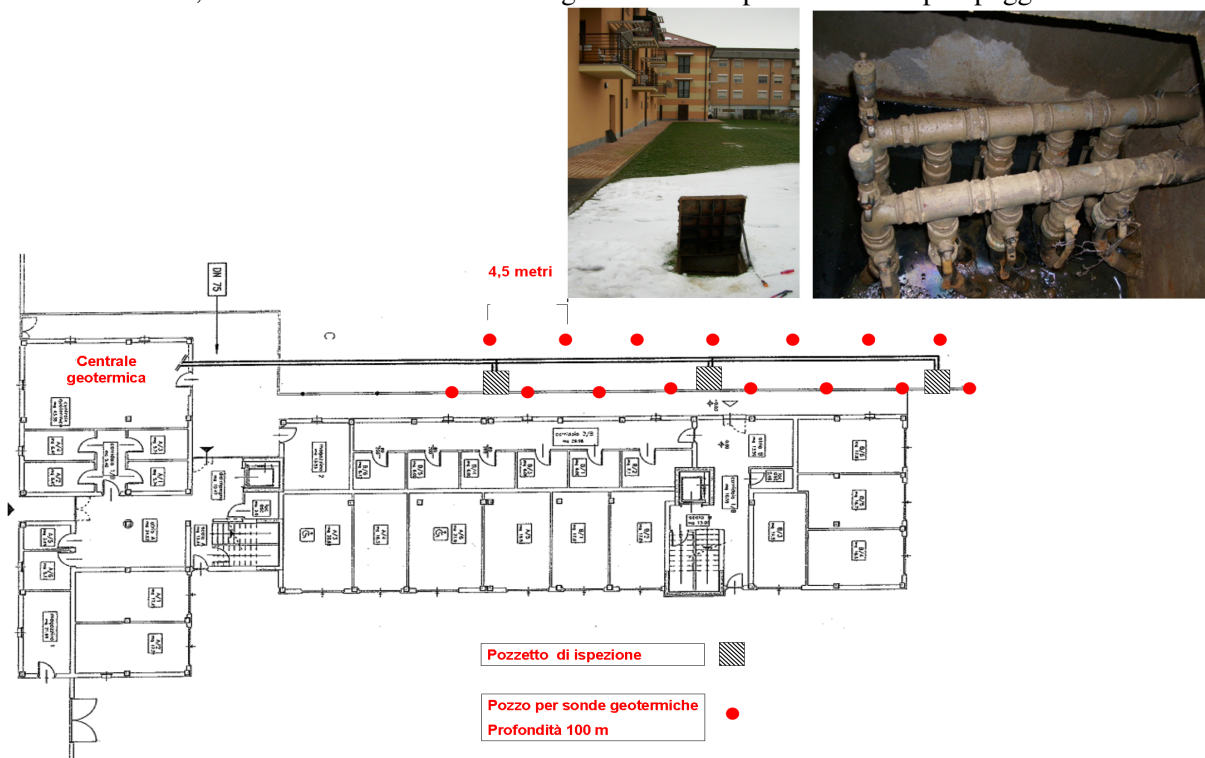


Figura 1 – Impianto geotermico di Alessandria

- Il punto focale del lavoro è costituito dal capitolo 9, il quale si configura come il risultato delle conoscenze delineate nei capitoli precedenti; più in generale, come sintesi del bagaglio di esperienze congiunte di RSE e dell'Università degli Studi di Padova, presentate in una versione "fruibile" da una platea di interessati estesa quanto più possibile. Accanto ad alcuni suggerimenti di tipo pratico, di larga valenza qualitativa ma centrati su aspetti problematici (fenomenologia di base, deriva termica nel terreno, temperatura di penalizzazione, ricarica del terreno), vengono presentati due approcci semplificati al dimensionamento, di complessità leggermente crescente, da intendersi soprattutto per una prima approssimazione e di utilità in vista del progetto definitivo ed esecutivo. Gli approcci sono i seguenti.
 - **Approccio con metodi *standardizzati***, che forniscono una valutazione a partire da una descrizione sommaria del problema e senza che vengano richiesti valori numerici di parametri specifici. In questo caso, il metodo *standardizzato* fornisce una valutazione della lunghezza totale di scambio per sonde verticali, del numero delle sonde e della superficie di terreno impegnata, a fronte della semplice caratterizzazione dell'edificio (localizzazione, vetustà e tipologia). Ovviamente, la totalità degli altri parametri in gioco relativi all'impianto e al campo geotermico si basano sulle buone pratiche applicate oggi negli impianti geotermici. A titolo di esempio, nella Tabella 1 si riportano i risultati riferiti alla città di Milano.

Tabella 1 – Metodo standardizzato: risultati per la città di Milano.

Tipologia	Vetustà	Edificio					Scambiatore di calore a terreno				
		Sc	E_H	E_C	P_H	P_C	$\dot{Q}_a$	L_d	L'	N	S
		[m ²]	[kWh]	[kWh]	[kW]	[kW]	[kW]	[m]	[m]	[-]	[m ²]
Grande condominio	rispetta 373/76	1920	182238	-54495	119,04	-114,70	8,369	3500	100	35	1715
Grande condominio	rispetta 10/91		98946	-55543	82,56	-101,64	1,005	2000	100	20	980
Grande condominio	rispetta DPR 59/09		48322	-58898	55,68	-86,28	-4,021	1500	100	15	735
Medio condominio	rispetta 373/76	960	97209	-24229	62,4	-58,31	5,295	1800	100	18	882
Medio condominio	rispetta 10/91		53357	-24519	44,16	-51,78	1,313	1000	100	10	490
Medio condominio	rispetta DPR 59/09		26549	-26801	29,76	-43,14	-1,420	700	100	7	343
Piccolo condominio	rispetta 373/76	480	56150	-10655	34,08	-29,15	3,533	1000	100	10	490
Piccolo condominio	rispetta 10/91		32346	-10564	24	-25,89	1,407	600	100	6	294
Piccolo condominio	rispetta DPR 59/09		15924	-12140	16,32	-21,57	-0,293	351	117	3	147
Monofamiliare	rispetta 373/76	90	16571	-1420	8,91	-5,39	1,288	252	84	3	147
Monofamiliare	rispetta 10/91		10651	-1361	6,03	-4,78	0,764	170	85	2	98
Monofamiliare	rispetta DPR 59/09		5215	-1684	3,96	-4,06	0,230	100	100	1	49

Sc	totale superficie calpestabile dell'edificio
E_H	energia termica annuale richiesta per il riscaldamento (esclusa la produzione di acqua calda sanitaria)
E_C	energia frigorifera annuale richiesta per il raffrescamento (sensibile e latente)
P_H	potenza termica massima durante la stagione di riscaldamento
P_C	potenza frigorifera massima (in valore assoluto) durante la stagione di raffrescamento
$\dot{Q}_a$	potenza termica annuale vista dal terreno
L_d	lunghezza totale degli scambiatori di calore a terreno
L'	lunghezza del singolo scambiatore di calore a terreno
N	numero degli scambiatori di calore a terreno
S	superficie occupata dagli scambiatori di calore a terreno

- **Approccio con metodi *analitici***, che richiedono la conoscenza dei valori di alcuni parametri, misurati o valutati. Nel caso specifico, il metodo *analitico* rappresenta un passo successivo verso la personalizzazione della procedura al particolare sistema considerato e verso una maggiore accuratezza nel processo di progettazione. Per assegnati valori di fabbisogno termico e parametri termofisici del terreno e per un ipotizzato layout in pianta del campo di sonde geotermiche verticali, il metodo fornisce la lunghezza totale di scambio termico.

Il tutto è corredato da strumenti volti al calcolo del campo di temperatura nel terreno, sia in condizioni indisturbate che a seguito dell'operazione per un certo lasso di tempo dell'impianto geotermico, in presenza di moto di falda o meno. Di tali strumenti viene esposto in modo dettagliato il background teorico, basato in gran parte sull'esperienza maturata da RSE e dall'Università degli Studi di Padova. A titolo di esempio, nella Figura 2 vengono mostrati i risultati del calcolo della variazione di temperatura del terreno in uno dei due esempi di monitoraggio presentati, quello di Alessandria, in cui si assume un moto di falda di 4 m/anno e un tempo di operazione di 10 anni.

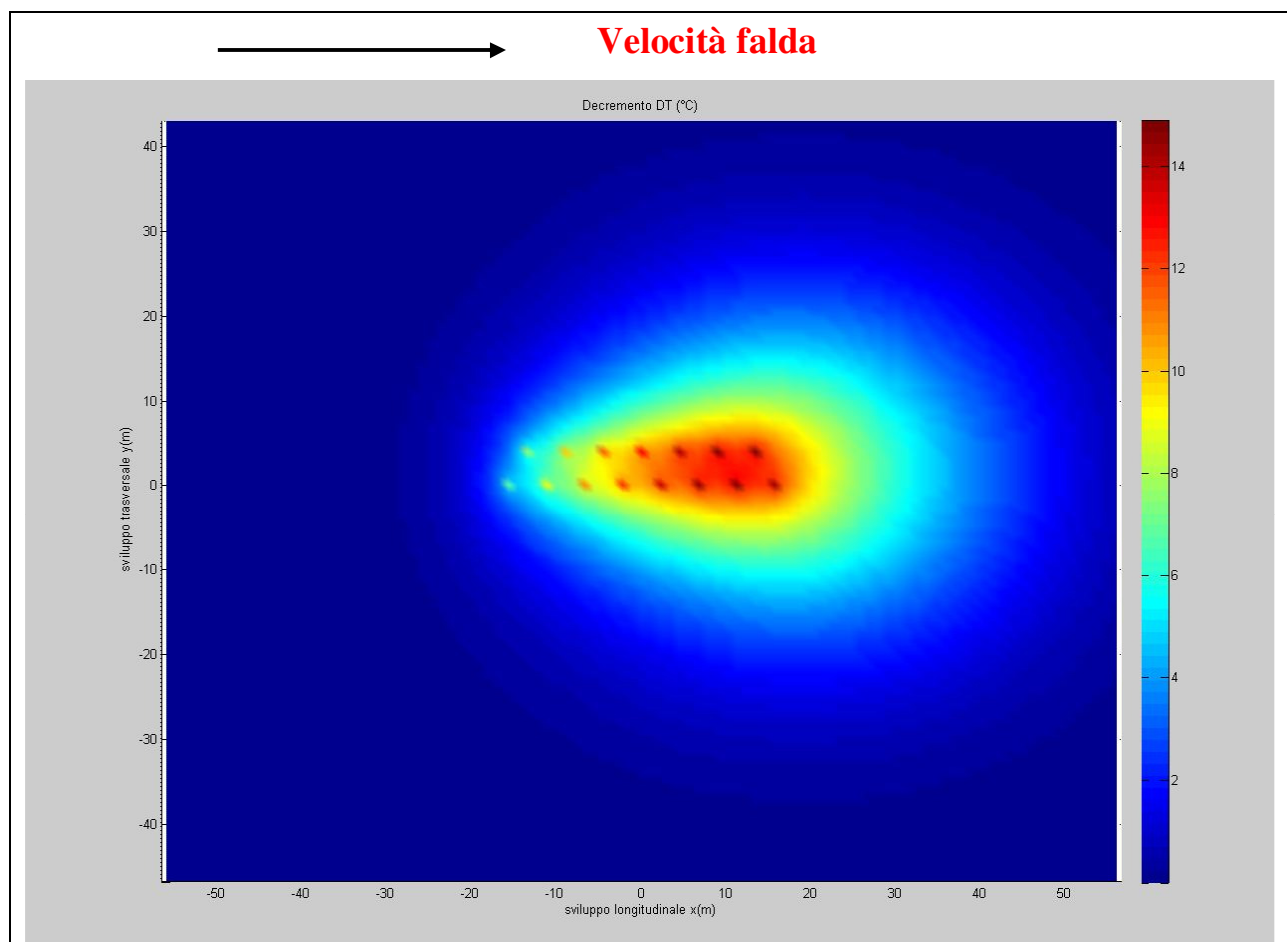


Figura 2 - Alessandria – Perturbazione termica nel terreno dopo 10 anni di funzionamento – Falda in moto: 4 m/anno

1 INTRODUZIONE

Il presente Rapporto è parte integrante della documentazione delle attività di Ricerca di Sistema previste dal “Piano Annuale di Realizzazione 2011” nell’ambito del progetto “Studi e valutazioni sull’uso razionale dell’energia elettrica” (Area “Razionalizzazione e risparmio nell’uso dell’energia elettrica”) ed è documentazione aggiuntiva al Deliverable n. 06.

Gli studi svolti e qui documentati si riferiscono alla tematica delle pompe di calore a terreno, o geotermiche, ossia quella categoria di pompe di calore che prelevano (e rigenerano) calore dal terreno, che costituisce la sorgente fredda, per fornire riscaldamento invernale ed acqua calda sanitaria in ambito civile. Qualora tali macchine funzionino in modo invertibile, esse possono, nella stagione estiva, raffrescare l’ambiente interno prelevandone il calore; tale calore, unito all’energia (elettrica nelle macchine a compressione, termica in quelle ad assorbimento) fornita dall’esterno per l’azionamento della macchina, viene ceduto al terreno. Il funzionamento alternato della pompa di calore in regime di riscaldamento e raffrescamento permette la rigenerazione del terreno e un funzionamento appropriato del sistema, garantendo stabilità termica al terreno e buone prestazioni energetiche dell’impianto.

Il presente rapporto intende fornire linee-guida utilizzabili dagli operatori che sono particolarmente interessati dagli aspetti geotermici delle pompe di calore a terreno a circuito chiuso sia verticali che orizzontali. Si è infatti ormai consolidata l’opinione che, le pompe di calore ad acqua sono oramai conosciute, studiate e prodotte industrialmente da anni; tuttavia questa sua particolare versione è di limitato utilizzo a livello nazionale, in parte per una scarsa consapevolezza dei suoi vantaggi, in parte per la maggiore cura necessaria nella progettazione e in particolare per il dimensionamento dello scambiatore a terreno, in assenza della quale si verificano fenomeni a lungo termine di degradazione termica che vanificano buona parte dei benefici della soluzione.

Le presenti linee-guida si configurano come uno strumento utile per un primo dimensionamento del sistema costituito dagli scambiatori, verticali o orizzontali, deputati al trasferimento di calore tra terreno e fluido termovettore della pompa di calore. Tale strumento è destinato a soddisfare prevalentemente esigenze di Enti pubblici ed Amministrazioni locali, nel caso in cui i relativi uffici tecnici desiderino valutare questa particolare tecnologia per i loro edifici e necessitino di indicazioni e suggerimenti generali per un approccio di primo tentativo. Infatti, tali contesti tecnici non possono più rinunciare ad una conoscenza seppur minimale della “taglia” del problema e delle conseguenze delle loro scelte prima di affidare il progetto a studi specialistici, anche allo scopo di emettere capitolati con specifiche tecniche circostanziate e con buona cognizione di causa. Supponendo ad esempio già effettuata la scelta a favore di una configurazione a scambiatori verticali, tali strutture tecniche hanno sistematicamente manifestato la necessità di strumenti che forniscano valutazioni conservative e di larga massima delle dimensioni di ingombro del campo geotermico, per di più a fronte della conoscenza di un insieme spesso limitato di parametri fisici noti dell’edificio e del terreno.

Occorre infine sottolineare esplicitamente che queste linee-guida intendono essere complementari - e non alternative o sostitutive - rispetto a procedure esistenti (ASHRAE 2011), a rassegne di pubblicazioni nel dimensionamento e nella progettazione, ad es. (Basta Minchio 2008), e alle norme nazionali specifiche quali quelle CTI (GL 608) in corso di emissione (che sono e rimangono peraltro l’unico riferimento formale per dimensionamento, progettazione ed aspetti realizzativi ed ambientali)

Il presente rapporto è organizzato nel modo seguente.

- I capitoli da 2 a 8 sono da intendersi come una sorta di “spaccato” su tematiche selezionate per le quali si è ritenuto utile un richiamo esplicito:
 - o per fissare l’attenzione in modo definito sulle questioni più di base: l’energia geotermica (cap. 2), i fabbisogni energetici degli edifici (cap. 3), le caratteristiche specifiche degli impianti con pompe di calore a terreno (cap. 4) e le procedure di dimensionamento con sonde verticali (cap. 6) e orizzontali (cap. 7)

- o perché la rilevanza dell'argomento ha reso attraente la possibilità di raccogliere in un unico strumento quanto altrimenti disponibile in modo disperso e talora frammentario: gli aspetti geologici (cap. 5) e alcuni risultati di monitoraggio su impianti reali (cap. 8).
 - Il punto focale del lavoro è costituito dal capitolo 9, il quale si configura come il risultato delle conoscenze delineate nei capitoli precedenti; più in generale, come sintesi del bagaglio di esperienze congiunte di RSE e dell'Università degli Studi di Padova, presentate in una versione "fruibile" da una platea di interessati estesa quanto più possibile. Accanto ad alcuni suggerimenti di tipo pratico, di larga valenza qualitativa ma centrati su aspetti problematici (fenomenologia di base, deriva termica nel terreno, temperatura di penalizzazione, ricarica del terreno), vengono presentati due approcci semplificati al dimensionamento, di complessità leggermente crescente, da intendersi soprattutto per una prima approssimazione e di utilità in vista del progetto definitivo ed esecutivo. Gli approcci sono i seguenti.
 - **Approccio con metodi *standardizzati***, che forniscono una valutazione a partire da una descrizione sommaria del problema e senza che vengano richiesti valori numerici di parametri specifici. In questo caso, il metodo *standardizzato* fornisce una valutazione della lunghezza totale di scambio per sonde verticali, del numero delle sonde e della superficie di terreno impegnata, a fronte della semplice caratterizzazione dell'edificio (localizzazione, vetustà e tipologia). Ovviamente, la totalità degli altri parametri in gioco relativi all'impianto e al campo geotermico sono assegnati d'ufficio sulla base di quanto suggeriscono le buone pratiche e l'esperienza maturata.
 - **Approccio con metodi *analitici***, che richiedono la conoscenza dei valori di alcuni parametri, misurati o valutati. Nel caso specifico, il metodo *analitico* rappresenta un passo successivo verso la personalizzazione della procedura al particolare sistema considerato e verso una maggiore accuratezza nel processo di progettazione. Per assegnati valori di fabbisogno termico e parametri termofisici del terreno e per un ipotizzato layout in pianta del campo di sonde geotermiche verticali, il metodo fornisce la lunghezza totale di scambio nel terreno.
- Il tutto è corredato da strumenti volti al calcolo del campo di temperatura nel terreno, sia in condizioni indisturbate che a seguito dell'operazione per un certo lasso di tempo dell'impianto geotermico, in presenza di moto di falda o meno. Di tali strumenti viene esposto in modo dettagliato il background teorico, basato in gran parte sull'esperienza maturata da RSE (Capozza 2010) (Capozza 2011) (Bazzocchi et alii 2009) e dall'Università di degli Studi di Padova [vedansi ad esempio, in proposito, (De Carli et alii 2003) (Zarrella 2009) (De Carli et alii 2010) (Zarrella et alii 2011a) (Zarrella et alii 2011b)].
- Il cap 10 è dedicato alle considerazioni conclusive.

2 GENERALITA'

2.1 L'energia geotermica

Con il termine “energia geotermica” si intende generalmente il calore disponibile a temperatura maggiore di quella ambientale, che può, o potrebbe, essere estratto dal sottosuolo e sfruttato dall'uomo. Pur non esistendo ancora una terminologia codificata adottata in campo internazionale, si possono dare delle definizioni e classificazioni correntemente usate nel settore delle risorse geotermiche.

Quando si parla genericamente di risorse geotermiche, di solito ci si riferisce a quelle che più precisamente dovrebbero essere chiamate risorse di base accessibili, intendendo con questo termine tutta l'energia termica contenuta tra la superficie terrestre ed una determinata profondità, in un'area definita, e misurata partendo dalla temperatura media annua locale.

Il più comune criterio di classificazione delle risorse geotermiche si basa sull'entalpia dei fluidi termovettori, che trasferiscono il calore dalle masse calde profonde alla superficie. L'entalpia, che è correlata alla temperatura e alla pressione dei fluidi stessi, è usata per esprimere il loro contenuto energetico in rapporto sia al calore che al lavoro meccanico che se ne può trarre, e dà un'idea approssimativa del loro “valore”. Le risorse geotermiche possono essere suddivise pertanto in risorse a bassa, media ed alta entalpia (o temperatura), secondo diversi criteri. La Tabella 2 riporta alcune classificazioni proposte in letteratura (Dickson e Fanelli 2005), di cui si citano in nota a piè di pagina i riferimenti: se ne evince che quando si parla di fluidi geotermici è opportuno, comunque, indicare la loro temperatura, o almeno un intervallo di temperatura, perché i termini “bassa”, “media” o “alta” possono avere significati diversi e generare errori di interpretazione.

Tabella 2 - Classificazione delle risorse geotermiche in base alla temperatura (°C) (Dickson e Fanelli 2005).

	ref1 ¹	ref2 ²	ref3 ³	ref4 ⁴	ref5 ⁵
Risorse a bassa entalpia	< 90	<125	<100	≤150	≤190
Risorse a media entalpia	90-150	125-225	100-200	-	-
Risorse ad alta entalpia	>150	>125	>200	>150	>190

L'energia geotermica, come finora descritta, può essere utilizzata per alimentare impianti operanti secondo cicli termodinamici (ciclo Rankine) al fine di produrre energia elettrica, oppure essere utilizzata sotto forma di calore. E' di questa seconda categoria che ci si occupa in questo lavoro.

Il calore disponibile nel sottosuolo può essere estratto da fluidi presenti nel terreno (acqua di falda) oppure mediante circuiti chiusi in cui il fluido termovettore non entra in diretto contatto con il terreno, ma scambia calore attraverso le pareti degli scambiatori di calore. In questo documento ci si riferisce solamente a quest'ultima tipologia di sistema geotermico, tralasciando gli aspetti tecnici, le potenzialità, le prospettive e le problematiche dei sistemi cosiddetti aperti.

2.2 Impianti di climatizzazione geotermici

Un impianto a circuito chiuso che utilizza l'energia geotermica per la climatizzazione è sostanzialmente composto da:

- pompa di calore, generalmente installata all'interno dell'edificio, o scambiatore di calore tra fluido derivante dal sottosuolo e sistema di distribuzione del calore;

¹ (Muffler Cataldi 1978)

² (Hochstein 2005)

³ (Benderitter Cormy 2005)

⁴ (Nicholson 1993)

⁵ (Axelsson Gunnlaugsson 2000)

- sistema di accoppiamento con il terreno;
- sistema di distribuzione ed erogazione del calore, comprendente i terminali di impianto.

Lo schema di base è costituito dal circuito idraulico che riceve calore dal condensatore della pompa di calore e lo cede agli ambienti da riscaldare (vedi Figura 3). Nei sistemi più complessi si potrebbe prevedere un'eventuale suddivisione in zone, ciascuna servita da un proprio circuito "secondario". L'efficienza delle pompe di calore è essenzialmente funzione della temperatura dell'acqua calda richiesta dall'utenza, che può essere:

- a bassa temperatura (fino a 35°C);
- a medio-bassa temperatura (35°C-50°C);
- a medio-alta temperatura (50°C-65°C)
- ad alta temperatura (oltre 65°C)

SORGENTE TERMICA ESTERNA

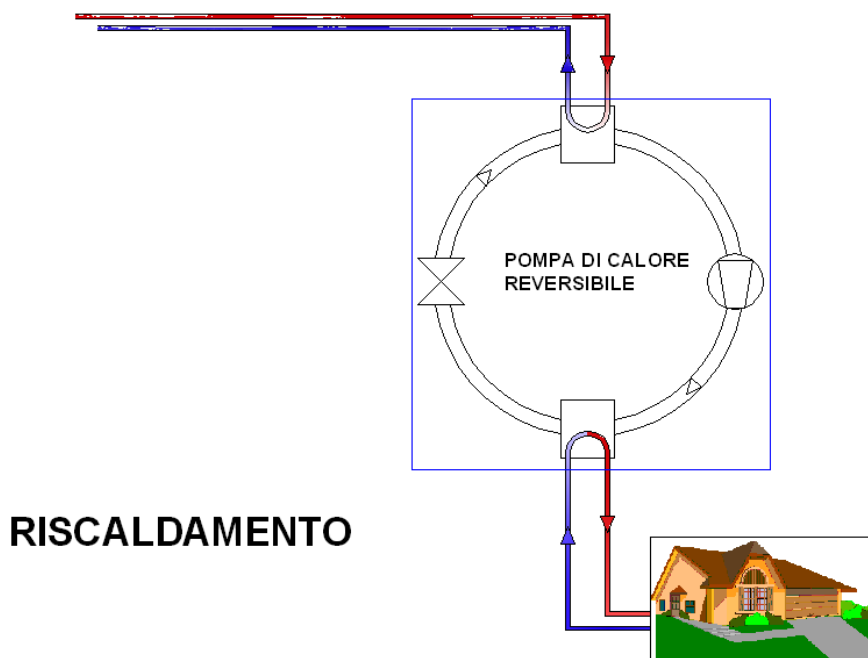


Figura 3 - Schema di principio di una pompa di calore in regime di riscaldamento.

Le pompe di calore possono funzionare anche in regime di raffrescamento. Esistono sostanzialmente due modalità: utilizzo di una pompa di calore reversibile e il raffreddamento gratuito (free cooling).

Il funzionamento di una pompa di calore reversibile nella modalità di raffrescamento è in tutto analogo a quello di un gruppo frigorifero raffreddato ad acqua (Figura 4). Bisogna porre particolare attenzione al dimensionamento della macchina, quando essa deve operare sia in regime di riscaldamento che di raffrescamento. Generalmente le potenze rese dalle macchine reversibili sono simili, in valore assoluto, in fase di riscaldamento e di raffrescamento; tuttavia, secondo le richieste energetiche in una stagione piuttosto che nell'altra, il dimensionamento del circuito scambiatore sulla sorgente esterna dovrà essere effettuato in funzione della situazione più gravosa, come illustrato più oltre.

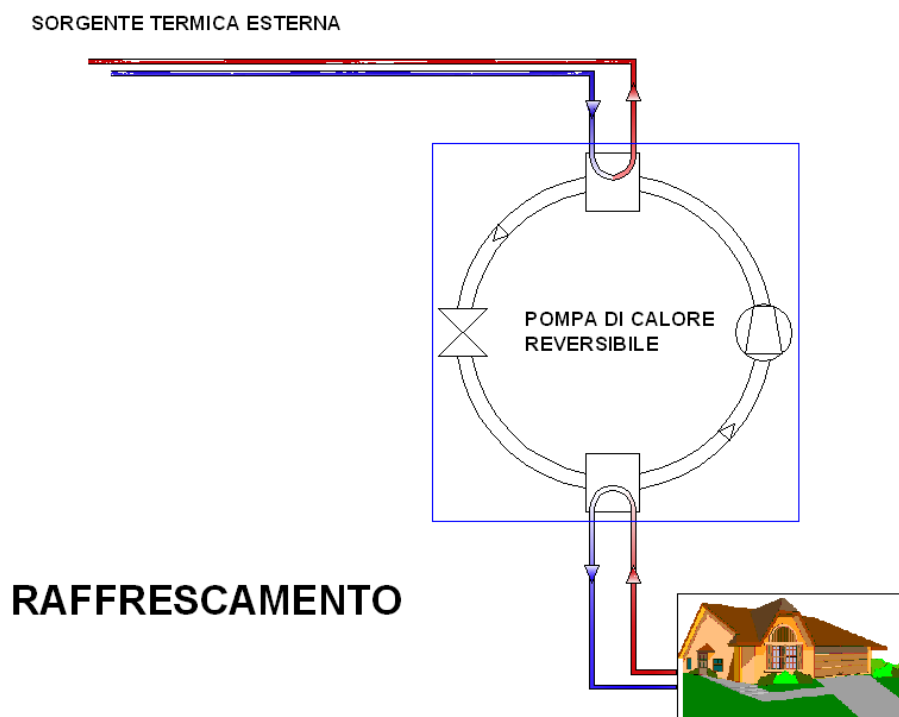


Figura 4 - Schema di principio di una pompa di calore in regime di raffrescamento.

Il free cooling in zona climatica E è ottimale nelle stagioni intermedie, poiché permette il raffrescamento degli ambienti senza avviare il gruppo frigorifero, quando il carico frigorifero delle utenze non è ancora elevato ed è generalmente limitato ad alcune di esse. Questa modalità di funzionamento può ottenersi mediante uno scambiatore di calore tra il circuito esterno e il circuito interno di utenza (vedi Figura 5). Tale scambiatore di calore normalmente viene installato in parallelo all'evaporatore della pompa di calore. Nelle località appartenenti alla zona climatica F (con riferimento alla legislazione italiana), nel caso di applicazione residenziale, la limitata richiesta in regime di raffrescamento può essere integralmente ottenuta mediante l'operazione di "free cooling".

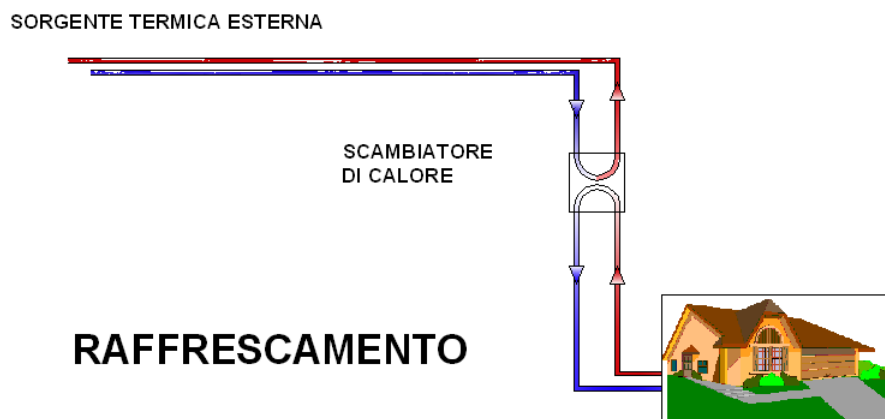


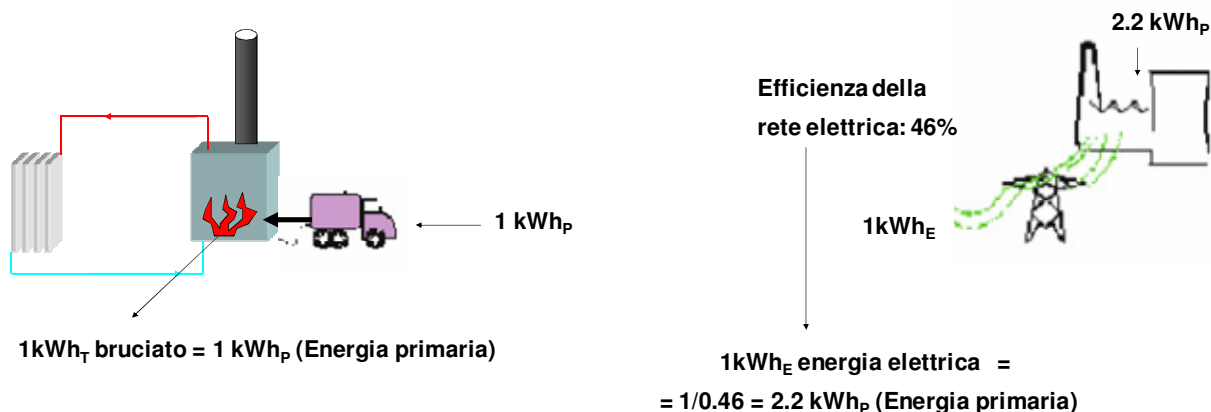
Figura 5 - Schema di funzionamento in regime di “free cooling”.

2.3 Aspetti di carattere energetico

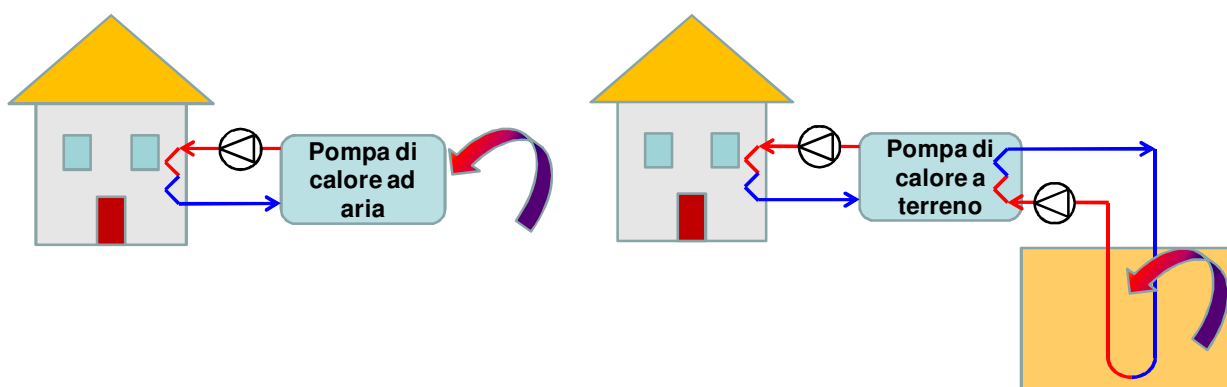
Il sistema di riscaldamento più comune in Italia è costituito da una caldaia alimentata normalmente a gas che riscalda un circuito di distribuzione dell'acqua. Il sistema più efficiente è costituito dalla caldaia a condensazione che permette di recuperare il calore di condensazione dei fumi, se la temperatura dell'acqua del circuito di riscaldamento è inferiore a 55°C. In questo modo è possibile realizzare dei rendimenti che possono essere di 105% rispetto al potere calorifico inferiore del metano (pari a circa 9,45 kWh/m³).

Un altro sistema semplice è il ricorso a resistenze elettriche che convertono l'energia elettrica in termica mediante la legge di Joule. Tali sistemi possono essere vantaggiosi dal momento che non presentano circolazione di liquido. In questo modo ogni chilowattora elettrico è utilizzato per produrre un chilowattora termico.

Occorre tuttavia considerare che l'energia elettrica e quella termica non sono tra di loro equivalenti; un metodo per poter equiparare le due forme di energia è ricorrere al concetto di energia primaria, secondo lo schema riportato in Figura 6. Infatti occorre sottolineare come la combustione permetta di utilizzare energia primaria direttamente. Nel caso di consumo di energia elettrica occorre viceversa considerare l'intera filiera dalla produzione, trasformazione e distribuzione, che comporta una perdita di energia originaria pari al 54%. Per tale motivo l'utilizzo di un chilowattora elettrico corrisponde a circa 2,2 kWh primari. L'utilizzo pertanto di resistenze elettriche comporta (rispetto a una caldaia a condensazione con rendimento 105%) un consumo pari a 2,31 volte maggiore in termini di energia primaria.


Figura 6 – Esempio di definizione di energia primaria

Un utilizzo più efficiente dell'energia elettrica è costituito dalla pompa di calore. E' una macchina che permette il trasferimento di calore da una sorgente di calore a temperatura più bassa ad una sorgente di calore a temperatura più alta mediante l'utilizzo di energia elettrica. Normalmente la sorgente a temperatura più bassa è costituita dall'aria esterna o dal terreno (si parla in quest'ultimo caso di pompe di calore geotermiche o a terreno). La sorgente a temperatura più alta è il circuito dell'acqua di riscaldamento (Figura 7). In questo caso si definisce coefficiente di prestazione della macchina (denominato COP) il rapporto tra l'energia resa al circuito di riscaldamento e quella elettrica spesa per azionare la macchina. Normalmente è possibile realizzare con una macchina ad aria un COP = 3, mentre con una macchina geotermica un COP = 4,5. Questo significa che per produrre 1 kWh termico occorrono con una pompa di calore ad aria 0,33 kWh_e, con una pompa di calore geotermica 0,22 kWh_e. In termini di energia primaria, passando attraverso il fattore di conversione dell'energia elettrica, si consumano 0,73 kWh_p con una pompa di calore ad aria e 0,49 kWh_p con una pompa di calore geotermica. Rispetto alla soluzione con resistenza elettrica (2,2 kWh_p) e rispetto ad una caldaia a condensazione (0,95 kWh_p) il risparmio può essere rilevante. Occorre tuttavia sottolineare come una pompa di calore ad aria abbia un'efficienza che varia in funzione della temperatura dell'aria esterna.


Figura 7 - Principio di funzionamento di una pompa di calore ad aria e a terreno

Per quanto concerne le pompe di calore, è possibile operare una prima distinzione in funzione dell'impiego stagionale della pompa di calore:

- solo riscaldamento invernale (con eventuale produzione di acqua calda sanitaria con la stessa macchina);
- riscaldamento e raffrescamento: macchina reversibile operante con inversione lato fluido refrigerante o lato idronico.

Una seconda classificazione può avvenire per taglia di impianto: si distinguono allora:

- piccoli impianti (fino a 30 kW);
- grandi impianti (oltre 30 kW).

La definizione di piccoli impianti non differisce sostanzialmente dalla potenzialità considerata dalla normativa e legislazione italiana attualmente in vigore come discriminante a riguardo degli obblighi inerenti ai generatori di calore (35 kW).

Per quanto concerne il fluido impiegato, si può considerare il lato utenza (o impianto) e il lato sorgente (fredda o calda). Si distinguono così, per fluido impiegato (lato utenza) diverse tipologie di pompe di calore.

Scopo di questo lavoro è l'analisi delle pompe di calore a terreno (a compressione o assorbimento), pertanto nei capitoli successivi si tratterà questa tecnologia, relativa quindi a circuiti chiusi nel terreno orizzontali o verticali.

2.4 Aspetti di carattere progettuale

La progettazione di scambiatori a circuito chiuso deve essere effettuata considerando sia lo scambio termico a terreno che il funzionamento della macchina in funzione delle temperature di condensazione ed evaporazione. Tali livelli di temperatura possono cambiare nel tempo nel caso di impianti geotermici a circuito chiuso. In Figura 8 si riporta lo schema di dimensionamento di un impianto geotermico.

I parametri principali per il dimensionamento del sistema geotermico riguardano il terreno, in particolare la temperatura indisturbata e le caratteristiche termo fisiche del terreno. Inoltre occorre definire la tipologia di scambiatore di calore e le proprietà termiche dei materiali che lo costituiscono.

Occorre dapprima definire i carichi termici e frigoriferi nell'arco dell'anno, ipotizzando le temperature medie del fluido termovettore per l'applicazione specifica (riscaldamento, acqua calda sanitaria, raffrescamento, processo termico, ecc.). In funzione della temperatura media del fluido termovettore allo scambiatore al terreno si valuta il COP o l'EER⁶ per le diverse applicazioni con macchine a compressione e il GUE⁷ per le macchine ad assorbimento.

Nota la lunghezza complessiva degli scambiatori a terreno, nel caso sia di riscaldamento che di raffrescamento, il progettista dovrà scegliere quale delle due lunghezze prendere come riferimento. Sulla base della scelta, si deve ricalcolare la temperatura media del fluido termovettore in riscaldamento e raffrescamento e ripetere il procedimento in modo iterativo.

⁶ Energy Efficiency Ratio: rapporto tra energia frigorifera e potenza elettrica

⁷ Coefficiente di effetto utile: rapporto tra energia resa all'ambiente da climatizzare e l'energia termica fornita alla macchina

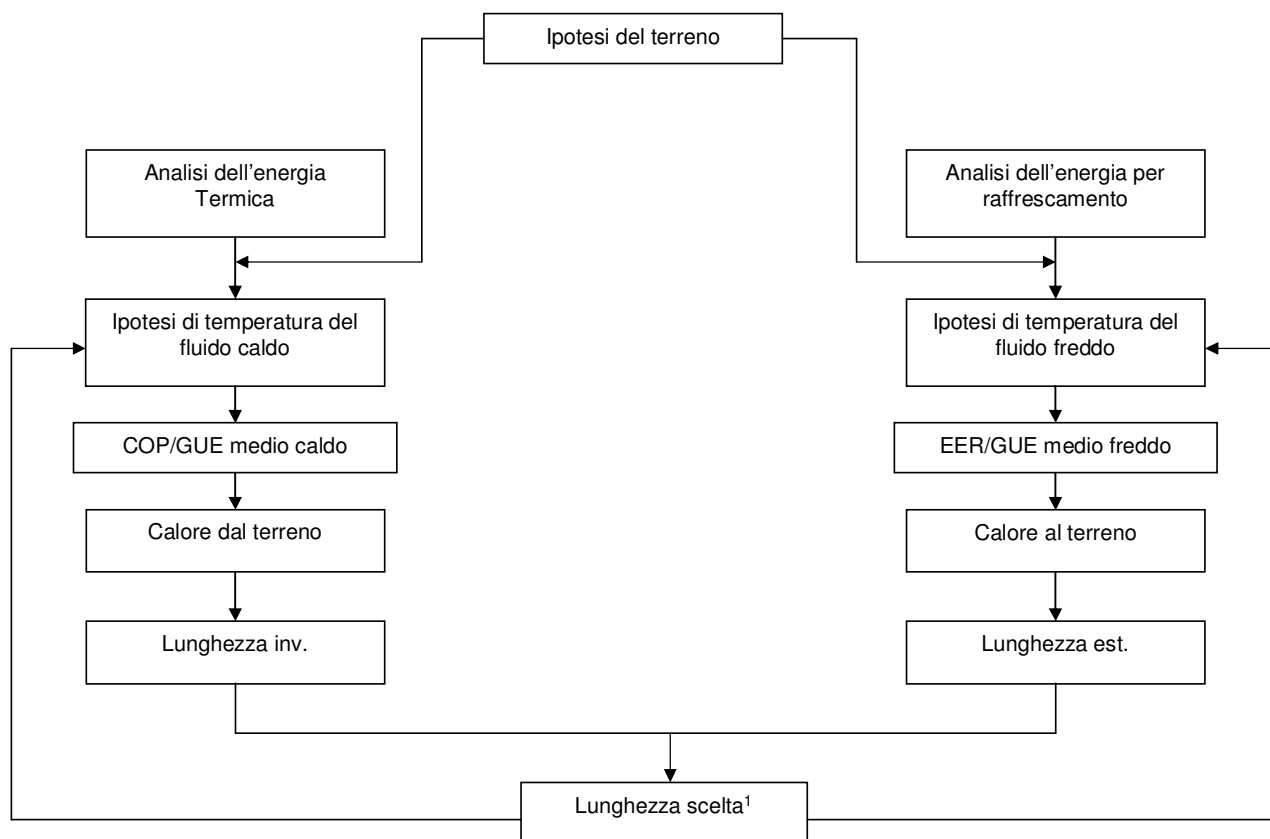


Figura 8 - Schema di dimensionamento per scambiatori a circuito chiuso nel terreno

3 I FABBISOGNI ENERGETICI DELL'EDIFICIO

I fabbisogni energetici dell'edificio dipendono dal contesto climatico e sono molto diversi tra le applicazioni residenziali e quelle del terziario. In Italia infatti sono presenti diversi climi che pertanto non permettono generalizzazioni, tuttavia si può asserire che per gli edifici residenziali in zona climatica F gli edifici hanno prevalentemente o quasi esclusivamente necessità di riscaldamento ed acqua calda sanitaria, mentre nelle zone climatiche D ed E il fabbisogno può essere sia di riscaldamento che di climatizzazione estiva. Nelle altre zone climatiche il fabbisogno è pressoché di raffrescamento. Bisogna inoltre sottolineare come il fabbisogno di energia termica di riscaldamento si stia sensibilmente abbassando grazie agli aumentati spessori di isolamento termico dell'involucro e al recupero di calore sulla ventilazione.

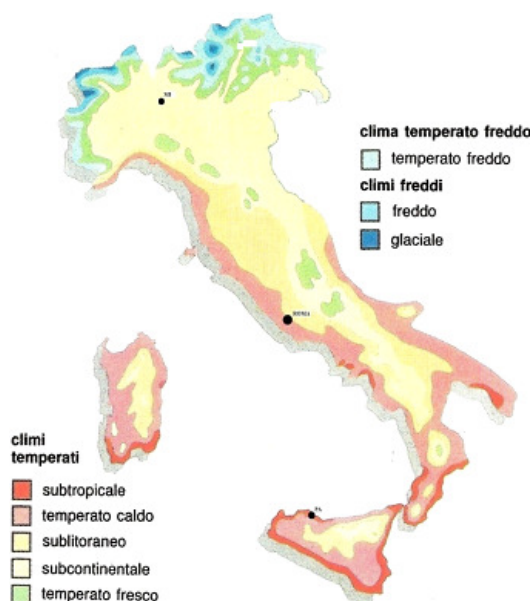


Figura 9 - Mappa climatica dell'Italia

Negli edifici del settore terziario, l'aumentato isolamento termico e gli elevati carichi interni portano a valori molto bassi di fabbisogno termico dell'edificio per il periodo di riscaldamento anche in zona climatica E. Viceversa il fabbisogno energetico di raffrescamento (in cui bisogna considerare anche la quota parte di energia latente per la deumidificazione dell'aria di rinnovo) diventa prevalente o talvolta esclusivo. Per quanto riguarda gli edifici del settore terziario l'attuale normativa italiana (UNI TS 11300-1) prevede il calcolo fissando un set-point costante di 20°C. Questa ipotesi si discosta rispetto alla realtà proprio in edifici del terziario, caratterizzati da discontinuità di funzionamento, sia giornaliero (giorno-notte) che settimanale (impianti fermi nel fine settimana). Per questo motivo si consiglia in genere il ricorso a valutazioni dinamiche basate sull'anno tipo o sul profilo medio giornaliero.

Viene comunque qui di seguito presentata una valutazione semplificata del fabbisogno di climatizzazione nel settore residenziale, che può essere indicativa in approcci di prima approssimazione, quali quelli considerati nel seguito nella sez. 9.3.2.

Viene poi considerato il settore terziario; a fronte della maggiore complessità del problema, dovuta anche alla maggiore varietà di tipologie, si forniscono dati indicativi di fabbisogno riferito al solo settore degli uffici.

3.1 Fabbisogni di climatizzazione nel settore residenziale

Una passata attività svolta da RSE (Madonna 2010) ha portato alla produzione di un archivio, che associa a varie categorie di edifici il loro fabbisogno stagionale di riscaldamento e di condizionamento, unitamente alle curve di carico termico su base oraria per un intero anno di climatizzazione.

In una fase preliminare si è proceduto identificando e classificandole situazioni di funzionamento per le quali eseguire il calcolo degli indicatori di prestazione. Questo ha significato definire i limiti all'interno dei quali sviluppare l'azione in termini di destinazione d'uso degli edifici, tipologie edilizie e località geografiche. Alla fine le situazioni identificate sono state 48, tutte riferite ad edifici residenziali. La scelta di avere un numero consistente di edifici è legata alla volontà di comprendere come alcuni fattori quali la vetustà e le dimensioni dell'edificio possano modificare il carico termico (riscaldamento e raffrescamento) influenzando le prestazioni della pompa di calore.

Una volta determinate le situazioni da studiare, sono stati quindi definiti nel dettaglio gli edifici. Questo ha comportato uno studio dei materiali e delle tecniche di costruzione da associare alle diverse classi di edifici in funzione delle loro vetustà, località geografica e destinazione d'uso. A tale scopo, si è fatto riferimento per quanto possibile a norme tecniche e, in mancanza di queste, ad indicazioni e raccomandazioni provenienti dalla certificazione energetica; tra le varie fonti, l'abaco presente in appendice alla norma UNI/TS 11300-1 è stato particolarmente utile. Si è voluto seguire la strada indicata nelle norme anche nella definizione dei profili orari dei carichi interni e degli altri parametri che contribuiscono alla definizione complessiva dell'edificio, quali i coefficienti di scambio termico per infiltrazione e ventilazione e i profili di utilizzo di schermature mobili e chiusure oscuranti.

La terza fase ha visto la produzione dello strumento di calcolo che implementa la procedura oraria descritta nella norma UNI EN ISO 13790. Le simulazioni forniscono i valori orari di fabbisogno termico, assumendo di avere a disposizione un impianto ideale, ossia capace di soddisfare in ogni momento il fabbisogno termico dell'edificio. Inoltre, è stata condotta un'attenta analisi, atta a validare il programma utilizzato, attraverso il confronto con il software commerciale TRNSYS (Solar Energy Laboratory 2009).

Un problema a parte è stato il reperimento dei dati climatici per le località di riferimento. Si tratta di un'operazione che merita molta attenzione poiché i risultati delle simulazioni sono estremamente sensibili alla scelta del file meteo utilizzato. Il file meteo considerato è stato estratto dall'archivio IWECC (International Weather for Energy Calculations). Questo archivio è il risultato di un progetto di ricerca dell'ASHRAE del 2001 (ASHRAE 2001), i cui dati meteo fanno riferimento al periodo 1982-1999.

Infine, una volta popolato l'archivio, si è proceduto con l'elaborazione dello stesso in modo da consentirne una fruizione semplice e immediata. Questo ha portato a presentare i risultati per ogni edificio, per il riscaldamento e per il raffrescamento, sotto forma di fabbisogno stagionale, potenza massima impiegata, ore equivalenti alla potenza massima, curva di durata e curva oraria di giorni particolarmente severi dal punto di vista climatico.

Le tipologie di edifici residenziali sono le seguenti:

- Grande Condominio (GC) con 24 unità abitative ciascuna di 80 m² calpestabili;
- Medio Condominio (MC) con 12 unità abitative ciascuna di 80 m² calpestabili;
- Piccolo Condominio (PC) con 6 unità abitative ciascuna di 80 m² calpestabili;
- Monofamiliare (MF) di 90 m² calpestabili.

Inoltre, per ciascuna tipologia, sono state considerate differenti vetustà:

- classe V1: edifici rappresentativi delle modalità costruttive degli anni '60 e dei primi anni '70, ovvero edifici antecedenti alla legge 373/76;
- classe V2: edifici rappresentativi delle modalità costruttive degli anni '80 e quindi tali da rispettare la legge 373/76;
- classe V3: edifici rappresentativi delle modalità costruttive degli anni '90 e quindi tali da rispettare la legge 10/91;
- classe V4: edifici nuovi, tali da rispettare i vincoli imposti dal DPR 59/09 per l'anno 2010.

Ai fini dell'utilizzo di pompe di calore al terreno, nel presente studio non è stata considerata la Classe V1, cioè gli edifici costruiti prima della legge 373/76. Si è infatti applicato il concetto che il ricorso ad impianti particolarmente efficienti o a fonti rinnovabili deve avvenire quando l'involucro dell'edificio risulta già ottimizzato per la riduzione dei fabbisogni energetici. Questa esigenza è ineludibile per edifici di elevata vetustà, quali quelli in classe V1; tale discorso andrebbe applicato anche agli edifici delle classi V2 e V3: tuttavia, proprio per apprezzare l'importanza di quanto detto, la presente analisi ha incluso anche questi.

Le varie tipologie edilizie elencate sopra sono state considerate anche in tre differenti zone climatiche:

- Milano, zona climatica E;

- Roma, zona climatica D;
- Palermo, zona climatica B.

I fabbisogni energetici non includono la quota di produzione dell'acqua calda sanitaria.

Inoltre, il fabbisogno di raffrescamento è stato calcolato considerando sia la parte sensibile, cioè quella legata alla sola differenza di temperatura, che quella richiesta per la deumidificazione dell'aria, sia in termini di potenza di progetto che energetici (vedasi anche sez. 9.1.1 per maggiori dettagli). A tal proposito, si è supposto che l'aria di rinnovo venga immessa all'interno dei locali in condizioni termoigrometriche (temperatura ed umidità) tali da favorire il raggiungimento delle condizioni di benessere. La norma EN UNI 15251 suggerisce che l'umidità specifica all'interno degli ambienti, anche residenziali, non debba superare il valore di 12 g/kg_{as}: raggiungere tale valore senza un sistema di deumidificazione è piuttosto difficile per le località analizzate. Come mostrato in (Bottarel et al. 2008), durante i mesi estivi la quota di energia legata a questa operazione non è affatto trascurabile; inoltre in talune situazioni (ad esempio quando sono utilizzati pannelli radianti) il controllo dell'umidità è necessario per evitare formazione di condensa superficiale (Bottarel et al. 2008).

Il ricambio d'aria orario è fissato pari a 0,5 vol/h per le classi V1 e V2 e 0,3 vol/h per le classi V3 e V4.

Per maggiori dettagli circa le tipologie edilizie e altre condizioni a contorno, si rimanda infine a (Madonna 2010).

Nelle Figura 10 e Figura 11 sono riportati i fabbisogni energetici per ciascuna tipologia edilizia, differenziati per zona climatica. E' interessante osservare che al variare della classe, per la singola tipologia edilizia, il fabbisogno di riscaldamento si riduce notevolmente, mentre quello di raffrescamento rimane pressoché inalterato.

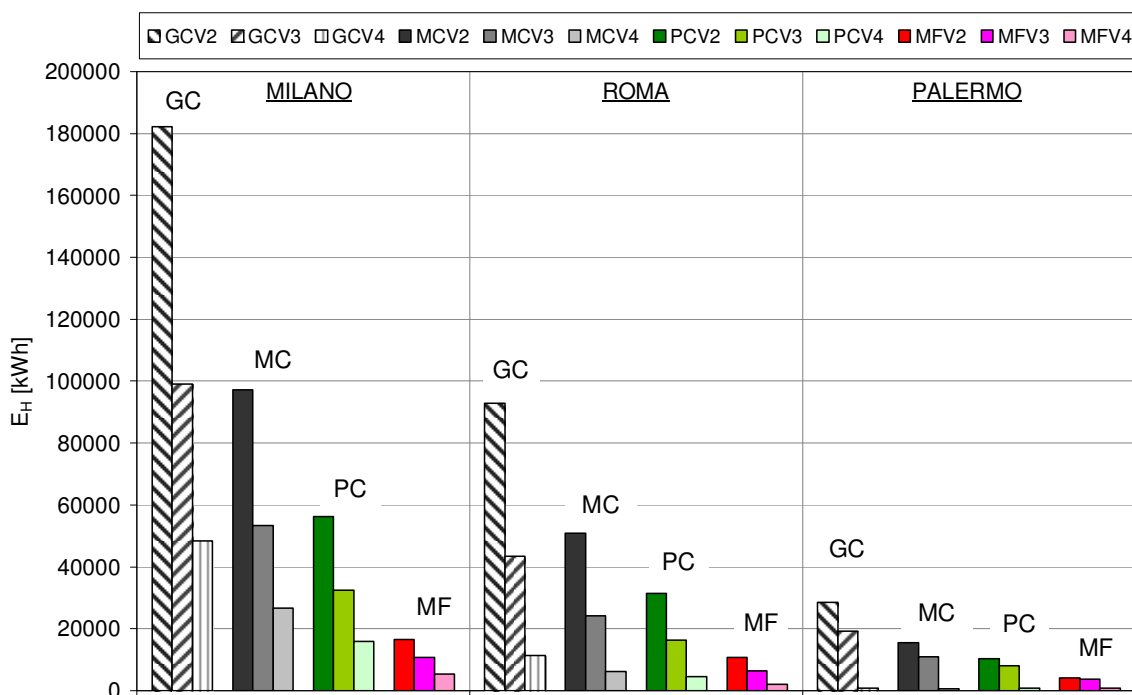


Figura 10 – Fabbisogno energetico per riscaldamento.

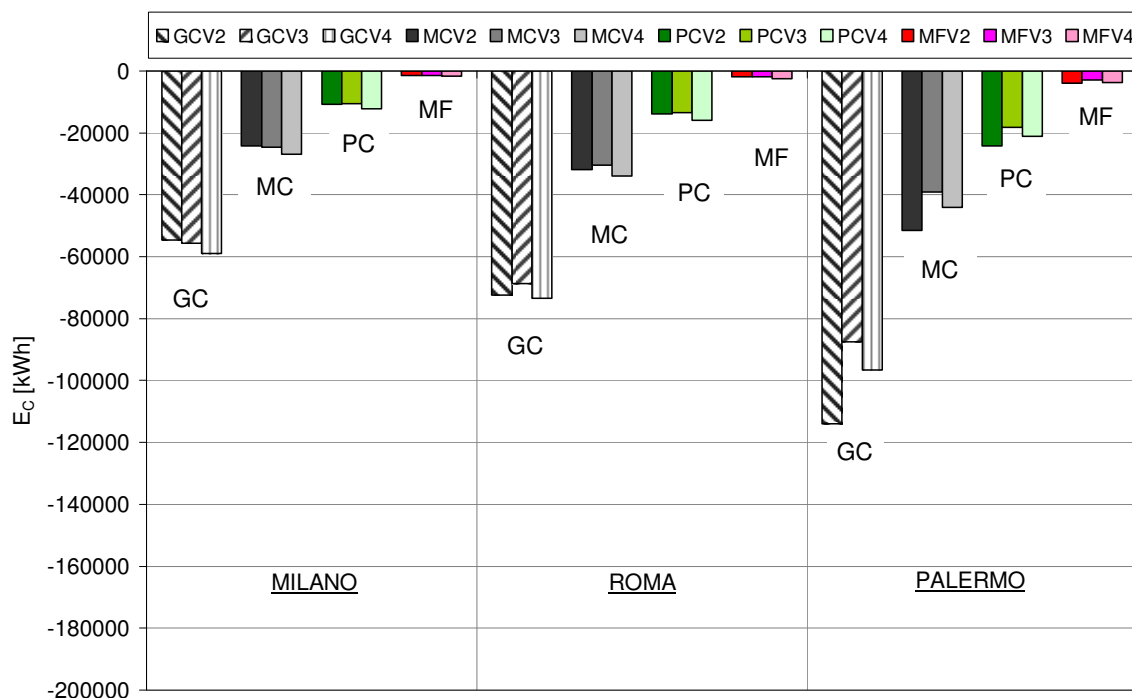


Figura 11 – Fabbisogno energetico per raffrescamento

Nelle Tabella 3, Tabella 4 e Tabella 5 sono riportati i corrispondenti valori numerici:

S_c totale superficie calpestabile dell'edificio, [m²];

E_H energia termica annuale richiesta per il riscaldamento (esclusa la produzione di acqua calda sanitaria), [kWh];

E_C energia frigorifera annuale richiesta per il raffrescamento (sensibile e latente), [kWh];

P_H potenza termica massima durante la stagione di riscaldamento, [kW];

P_C potenza frigorifera massima (in valore assoluto) durante la stagione di raffrescamento, [kW];

Tabella 3 – Risultati per la città di Milano.

Caso	Edificio				
	S_c	E_H	E_C	P_H	P_C
	[m ²]	[kWh]	[kWh]	[kW]	[kW]
GCV2	1920	182238	-54495	119,04	-114,70
GCV3		98946	-55543	82,56	-101,64
GCV4		48322	-58898	55,68	-86,28
MCV2	960	97209	-24229	62,4	-58,31
MCV3		53357	-24519	44,16	-51,78
MCV4		26549	-26801	29,76	-43,14
PCV2	480	56150	-10655	34,08	-29,15
PCV3		32346	-10564	24	-25,89
PCV4		15924	-12140	16,32	-21,57
MFV2	90	16571	-1420	8,91	-5,39
MFV3		10651	-1361	6,03	-4,78
MFV4		5215	-1684	3,96	-4,06

Tabella 4 – Risultati per la città di Roma.

Caso	Edificio				
	S_c	E_H	E_C	P_H	P_C
	[m ²]	[kWh]	[kWh]	[kW]	[kW]
GCV2	1920	92797	-72457	109,44	-97,0
GCV3		43462	-68636	76,8	-89,86
GCV4		11292	-73524	42,24	-82,18
MCV2	960	50795	-31954	58,56	-47,53
MCV3		24183	-30331	41,28	-43,01
MCV4		6218	-33860	22,08	-40,13
PCV2	480	31506	-13878	32,16	23,29
PCV3		16204	-13424	22,56	-21,03
PCV4		4429	-15873	12,96	-20,07
MFV2	90	10705	-1860	8,73	-4,11
MFV3		6394	-1763	5,94	-3,78
MFV4		2093	-2452	3,42	-3,60

Tabella 5 – Risultati per la città di Palermo.

Caso	Edificio				
	S_c	E_H	E_C	P_H	P_C
	[m ²]	[kWh]	[kWh]	[kW]	[kW]
GCV2	1920	28523	-113940	82,56	-118,08
GCV3		19125	-87491	67,20	-105,97
GCV4		759	-96593	21,12	-94,45
MCV2	960	15442	-51462	44,16	-60,00
MCV3		10982	-39021	36,48	-52,99
MCV4		508	-44085	12,48	-47,23
PCV2	480	10278	-24148	24,48	-30,00
PCV3		8042	-18145	21,12	-26,97
PCV4		677	-21107	8,64	-23,61
MFV2	90	4064	-3991	6,30	-5,82
MFV3		3588	-2953	5,76	-5,35
MFV4		772	-3658	2,97	-4,54

3.2 Profilo di carico per un edificio del terziario

E' piuttosto complesso poter definire a priori i fabbisogni e le potenze necessarie per la climatizzazione sia invernale che estiva in ambito del terziario, in quanto le diverse applicazioni (uffici, ospedali, scuole, hotel, ecc.) presentano variabilità tali da rendere ardua una generalizzazione seppur grossolana.

Tuttavia, pur con i limiti del caso, di seguito si riportano alcuni profili di carico medi che possono essere utilizzati in assenza di ulteriori elementi, almeno come primo approccio al dimensionamento di un sistema geotermico a servizio di uffici per le zone climatiche di Milano, Roma e Palermo.

Occorre sottolineare che, ai fini della climatizzazione invernale, gli uffici possono ritenersi riscaldati per un periodo di tempo inferiore almeno di un mese rispetto all'usuale periodo di riscaldamento, a causa degli elevati carichi interni, che nelle mezze stagioni possono controbilanciare le dispersioni termiche di trasmissione e ventilazione.

La successiva Tabella 6 riporta i valori per unità di volume della potenza di picco, dell'energia stagionale e dell'energia del mese di picco per edifici di nuova costruzione.

Tabella 6 - Fabbisogni termici e potenze specifiche che possono essere utilizzate per un primo dimensionamento di impianti geotermici a servizio di uffici.

	Potenza di picco [W/m ³]		Energia stagionale [kWh/m ³]		Energia del mese di picco [kWh/m ³]	
	Caldo	Freddo	Caldo	Freddo	Caldo	Freddo
Milano	25,0	46,7	6,7	30,0	2,3	7,5
Roma	20,0	48,3	3,7	35,0	1,5	8,8
Palermo	15,0	63,3	2,0	45,0	1,0	11,3

4 LE CARATTERISTICHE DELL'IMPIANTO

Una disamina dettagliata delle tipologie caratteristiche di pompe di calore e relativi termicani esula dagli scopi del presente lavoro e per essa si fa riferimento a pubblicazioni specialistiche (Lazzarin 2011) (Basta e Minchio2008). Vengono qui presentate alcune informazioni che sono state ritenute di particolare rilievo o complementari.

4.1 Terminali di impianto

Come già anticipato, le pompe di calore richiedono l'accoppiamento con terminali di impianto adeguati che consentano un'alimentazione, durante il periodo invernale, con acqua a temperatura non superiore a 40 – 45 °C. Ciò, allo scopo di ridurre la temperatura di produzione dell'acqua calda e beneficiare in risparmio energetico, aumentando il coefficiente di effetto utile della macchina (COP).

4.1.1 Impianti radianti

I pannelli radianti (che possono essere alimentati a 30°C) sono avvantaggiati rispetto ai terminali tradizionali. In particolare, una tecnologia particolarmente interessante è rappresentata dall'attivazione termica della massa (TABS, Thermo-Active Building Systems), illustrata in Figura 12. Questa tecnologia è molto diffusa in Olanda, Germania, Austria e Svizzera su uffici, musei, ospedali, scuole. In Italia questo tipo di costruzioni non è ancora molto diffuso malgrado alcuni progetti siano stati già realizzati. Gli aspetti particolarmente interessanti dei sistemi ad alta inerzia termica sono essenzialmente due: “peak-shaving” e specifica possibilità di accoppiamento a sistemi energeticamente efficienti come le pompe di calore.

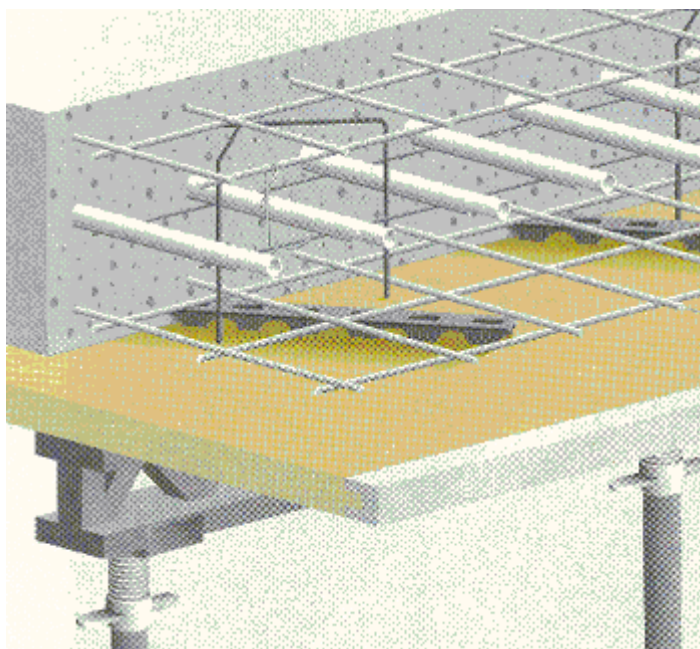


Figura 12 -Esempio di solaio termoattivo.

Il “peak-shaving” è la possibilità di accumulare energia termica riscaldando o raffrescando le strutture dell'edificio in un periodo in cui esso non è occupato (di notte); durante il giorno le strutture cedono o assorbono calore mentre la potenza termica (o frigorifera) dell'impianto è disponibile per il trattamento dell'aria di rinnovo. Si limita così il picco di potenza (Figura 13) con conseguente riduzione della potenza installata (e quindi del costo di impianto) e della potenza elettrica eventualmente impegnata (con possibili benefici tariffari); non è da sottovalutare inoltre il minor aggravio nell'assorbimento elettrico dalla rete nelle ore di punta e la possibilità di trasferire parte del consumo energetico nelle ore notturne. La figura si riferisce

al funzionamento in raffrescamento e mostra l'andamento della potenza frigorifera in assenza o in presenza di "peak-shaving". Per maggiori dettagli su questa tecnologia si consiglia di consultare (De Carli et al., 2008) e la norma EN 15377-3.

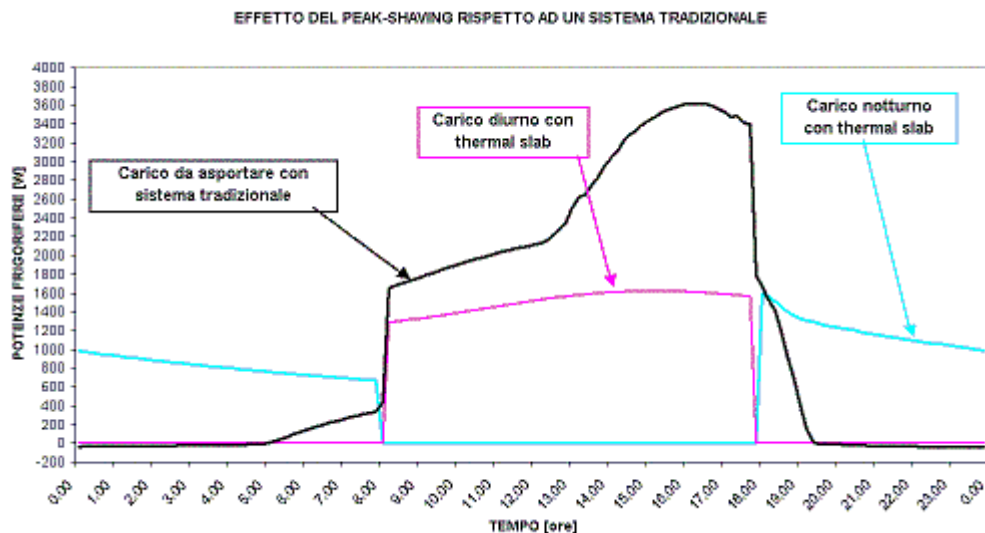


Figura 3.2 –

Figura 13 - Esempio di peak-shaving.

La consuetudine tecnologica italiana delle costruzioni ricorre piuttosto raramente a solai costituiti da solette in calcestruzzo armato e ciò, in qualche modo, contrasta il diffondersi dell'utilizzo del TABS in modo estensivo. Recentemente è stata proposta una variante alla tecnologia classica TABS, prevedendo tuttavia ipotesi di solaio relativamente più leggero (Figura 14) (Currò Dossi et al. 2003]. In Figura 15 è illustrato un esempio di TABS nel caso di una copertura metallica.

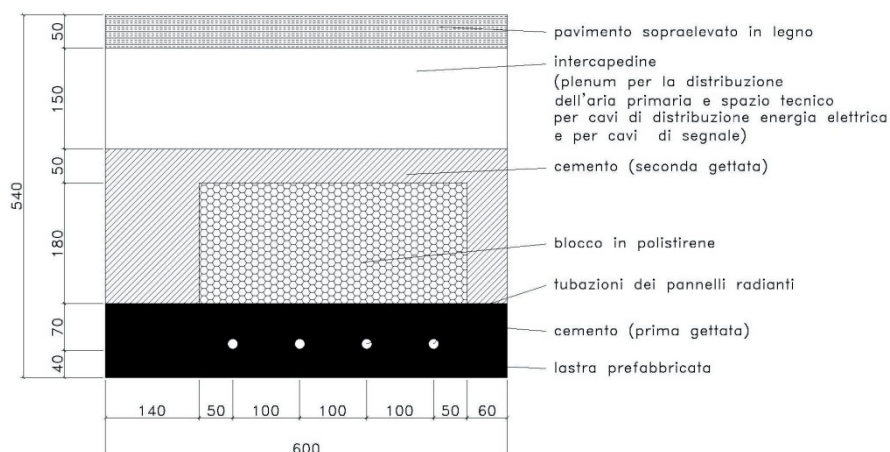


Figura 14 - Esempio di solaio alleggerito con attivazione termica della massa

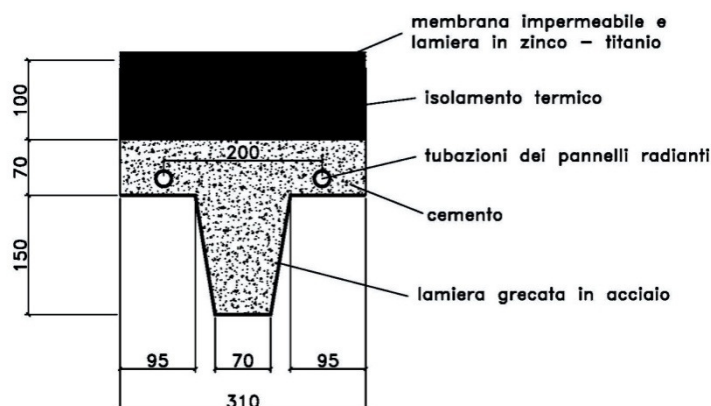


Figura 15 – Esempio di copertura metallica in lamiera grecata con attivazione termica della massa

4.1.2 Impianti con terminali convettivi

Anche gli impianti con terminali di tipo “convettivo” si prestano all’impiego con pompe di calore. Si citano a titolo di esempio i ventilconvettori, le travi attive, le unità termoventilanti e le centrali di trattamento dell’aria.

Per quanto concerne il dimensionamento a bassa temperatura dei ventilconvettori si può osservare quanto segue:

- negli impianti a due tubi il dimensionamento viene effettuato nel caso estivo, pertanto la batteria (a tre o quattro ranghi) risulta generalmente adatta anche all’impiego invernale con acqua a temperatura relativamente bassa;
- negli impianti a quattro tubi la batteria fredda risulta di solito costituita da tre ranghi e la batteria calda da un rango, che è pertanto generalmente insufficiente nel caso di impianti a pompa di calore essendo l’acqua a temperatura tendenzialmente inferiore a quanto previsto per l’alimentazione invernale dai costruttori (generalmente 70-60 °C oppure 50-40°C); si possono tuttavia produrre ventilconvettori con batteria calda a due o tre ranghi (adatti quindi all’impiego con pompa di calore).

Alcuni esempi di ventilconvettori sono riportati in Figura 16.



Figura 16 - Esempi di ventilconvettori

Una tipologia di terminale d'impianto che trova attualmente crescente successo è quella delle "travi fredde" o, meglio, "travi attive" (Figura 17). Per quanto concerne il dimensionamento delle travi attive, usualmente tali terminali sono utilizzati con le seguenti temperature:

- acqua fredda 15/18°C;
- acqua calda ingresso 55/45 °C.

Si può notare come le temperature di funzionamento estive siano perfettamente compatibili con l'acqua refrigerata prodotta centralmente (tipicamente 7-12 °C, meglio ancora se 8-16 °C per ridurre la portata sul circuito secondario). Viceversa per l'impiego invernale la temperatura richiesta è troppo elevata; occorre verificare la resa per una temperatura di 45 °C in ingresso con salto termico di 10 °C. E' necessario quindi effettuare un'accurata scelta del modello in base alle temperature dei fluidi disponibili, eventualmente sovradimensionando il terminale rispetto a quello che si farebbe con acqua a temperatura più elevata.



Figura 17 - Esempio di trave attiva

4.2 Tipologie di pompe di calore

Viene definita pompa di calore una macchina, operante secondo un processo ciclico, in grado di rendere disponibile una quantità di calore q alla temperatura T_c sottraendo una quantità di calore q_0 alla temperatura T_0 , con $T_0 < T_c$. Nelle pompe di calore a compressione l'effetto utile (q) è rappresentato dal calore q_c e viene ottenuto a spese di un lavoro meccanico L di compressione, mentre nelle pompe di calore ad assorbimento q è rappresentato da $q_c + q_a$, ove q_a è il calore fornito dall'assorbitore, e viene ottenuto a spese di una quantità di calore q_g fornita alla temperatura $T_g > T_c$; in quest'ultimo caso il lavoro meccanico L , stavolta di pompaggio, è generalmente trascurabile (Figura 18).

Nella pratica impiantistica si parla di 'pompa di calore reversibile' allorché la medesima macchina sia in grado di operare anche come refrigeratore, ossia sia in grado di sottrarre calore dall'edificio per cederlo all'ambiente esterno in estate, e viceversa in inverno.

L'efficienza della pompa di calore è caratterizzata da un parametro che risulta essere:

- funzionamento invernale – ciclo a compressione: $COP = \frac{|q_c|}{|L|}$;

- funzionamento invernale – ciclo ad assorbimento: $GUE_h = \frac{|q_c| + |q_a|}{|L| + |q_g|}$;
- funzionamento estivo – ciclo a compressione: $EER = \frac{q_0}{|L|}$;
- funzionamento estivo – ciclo ad assorbimento: $GUE_c = \frac{q_0}{|L| + |q_g|}$.

Le due tipologie di impianto differiscono nella sensibilità dell'efficienza e della potenza erogata in funzione delle temperature di esercizio. Infatti le macchine a compressione hanno COP ed EER che sono influenzati in maniera significativa dalle temperature di esercizio, o meglio dal dislivello di temperatura tra ambiente interno e sorgente esterna. Un grosso limite delle pompe di calore che utilizzano l'aria come sorgente esterna è che in inverno la temperatura esterna risulta più bassa quando maggiore è la richiesta di calore per riscaldare. Queste considerazioni portano a concludere che, qualora ci si voglia avvalere delle pompe di calore, è opportuno abbassare la temperatura alla quale si deve fornire calore ovvero, nel caso del riscaldamento civile, orientarsi verso sistemi che possano fornire calore operando a temperature più basse (dell'ordine dei $25^{\circ}\text{C} / 40^{\circ}\text{C}$) rispetto ai sistemi tradizionali.

La pompe di calore ad assorbimento viceversa sono meno sensibili alle temperature di esercizio, ma la loro potenza resa dipende dal livello termico della sorgente che cede calore ad elevata temperatura.

Nel caso degli impianti a pompa di calore vale più che mai l'osservazione che il primo componente del sistema edificio-impianto è l'involucro edilizio. Infatti da un lato questi è elemento fondamentale ai fini di una buona tecnica costruttiva per il contenimento dei consumi energetici degli edifici, dall'altro, abbassando la potenza richiesta per fornire calore all'edificio, si abbassa la potenza specifica e pertanto risulta possibile fornire calore a più bassa temperatura, permettendo alle pompe di calore di lavorare con prestazioni ottimali. Quindi il secondo componente è il terminale di impianto, che va scelto in modo opportuno per massimizzare le prestazioni delle pompe di calore, che risultano essere pertanto il terzo componente dell'impianto.

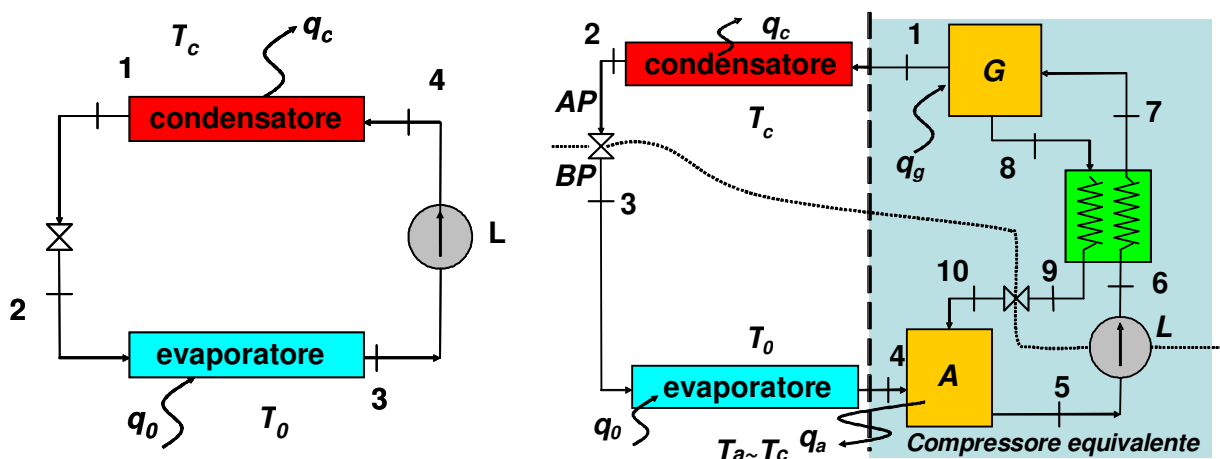


Figura 18 - Schema di principio di pompa di calore a compressione (a sinistra) e ad assorbimento (a destra) (A = Assorbitore; G = Generatore di calore)

4.3 Sistemi ibridi

In alcune occasioni a causa del limitato spazio a disposizione per il campo degli scambiatori di calore a terreno oppure per i limiti imposti dalla loro profondità (come ad esempio nel caso dei pali energetici) non è sempre possibile poter coprire l'intero fabbisogno energetico e di potenza per la climatizzazione dell'edificio. In queste situazioni normalmente è consigliabile lavorare con la pompa di calore geotermica

per coprire il carico di base del fabbisogno termico o frigorifero dell'edificio e utilizzare un sistema ausiliario per coprire i picchi di potenza termica o frigorifera.

Si parla in questo caso di sistemi ibridi. Normalmente, qualora il picco termico da coprire sia relativo sia al carico invernale che estivo, potrebbe essere conveniente utilizzare una pompa di calore ad aria di tipo reversibile, prestando attenzione alla potenza termica resa dalla macchina in corrispondenza alla temperatura di progetto esterna.

Qualora i carichi siano sbilanciati sul carico invernale, sarebbe opportuno coprire il fabbisogno di energia frigorifera estiva con la pompa di calore geotermica, lasciando la stessa lavorare per coprire il carico di base in inverno e utilizzare un sistema supplementare per la produzione di energia termica. Il sistema supplementare può consistere in una pompa di calore ad aria, in una caldaia alimentata a combustibile fossile o a biomasse, oppure ancora in una resistenza elettrica (in quest'ultimo caso bisogna verificare l'utilizzo sporadico della resistenza elettrica nell'arco della stagione per non penalizzare l'efficienza complessiva dell'impianto).

Qualora il carico preponderante sia quello estivo (come ad esempio nel caso di un edificio del terziario) la pompa di calore può essere dimensionata per coprire l'intero fabbisogno termico e per soddisfare il carico di base estivo, associando come sistema ausiliario un chiller condensato ad aria o una torre evaporativa per la stagione estiva.

In ogni caso, come evidenziato più oltre nel presente documento, bisogna ricordare che una pompa di calore che funzioni a pieno carico in una stagione ha uno scambio termico col terreno limitato e pertanto va prestata particolare attenzione nel dimensionamento degli scambiatori di calore e in quello del sistema ausiliario.

5 ASPETTI GEOLOGICI

Uno degli argomenti più importanti nella progettazione di pompe di calore geotermiche è costituito dagli aspetti geologici del sottosuolo. La tematica è ampiamente trattata della letteratura specialistica, vedasi ancora, ad es. (Basta e Minchio 2008); ciononostante, alcuni elementi particolarmente meritevoli di attenzione sono qui stati esplicitamente considerati, in coerenza con le finalità generali – anche di rassegna – che hanno ispirato e motivato le presenti linee-guida. Di questi si rende conto nei successivi paragrafi.

5.1 Caratteristiche del terreno

Dal punto di vista termico il terreno è suddiviso in due strati principali:

- a) strato termicamente instabile, prevalentemente sfruttato con sistemi di scambio orizzontali;
- b) strato termicamente stabile, prevalentemente sfruttato con sistemi di scambio verticali.

Lo strato termicamente instabile è la porzione di terreno in cui la temperatura è variabile, prevalentemente influenzata dalle fluttuazioni climatiche atmosferiche, mentre lo strato termicamente stabile è la porzione di terreno la cui temperatura non è influenzata dalle fluttuazioni climatiche, ma dipende principalmente dal flusso geotermico e dalla presenza di falde sotterranee.

In entrambi gli strati le condizioni termiche del terreno sono alterate dalla presenza di acqua di falda, la quale, in funzione della sua velocità di scorrimento nel terreno, generalmente influisce sulla capacità di scambio del campo geotermico e sulla capacità di accumulo interstagionale dell'energia, come più oltre discusso.

La temperatura dello strato termicamente stabile si può calcolare come: il valore della media annuale delle temperature dell'aria esterna; tuttavia, nel caso di zone ad anomalia termica il valore della media annuale delle temperature dell'aria esterna può differire dal valore di temperatura medio nel terreno. Inoltre, il valore di temperatura nello strato stabile cresce in funzione della profondità in ragione di un gradiente termico pari a 0,03 °C/m.

5.1.1 Proprietà termiche del terreno

Le caratteristiche termofisiche del terreno possono essere determinate a priori mediante indagine geologica dell'area d'installazione dello scambiatore di calore; in fase preliminare si può ricorrere a relazioni geologiche sulla composizione del terreno e ai dati climatici della zona.

Tali valutazioni potranno poi essere confermate in fase di realizzazione ed eventualmente ulteriormente validate con un test di risposta termica (il cosiddetto TRT, vedasi par. 5.2).

Le proprietà del terreno ai fini dei calcoli energetici riguardano la conduttività termica λ , la densità ρ e il calore specifico c_p e il prodotto tra questi due ultimi parametri, denominato capacità termica del terreno. Le proprietà indicative dei diversi tipi di terreno sono riportate nella Tabella 7 (VDI 4640 - 2000); nella Tabella 8 è riportata la conduttività termica di alcuni materiali di riempimento.

Tabella 7 - Proprietà termofisiche di vari tipi di terreno

Roccia	Densità	Conduttività termica		Capacità termica volumetrica
	[kg/dm ³]	[W/(m K)]		[MJ/(m ³ K)]
			valor medio	
Rocce magmatiche				
Basalto	2,6-3,2	1,3-2,3	1,7	2,3-2,6
Diorite	2,9-3,0	2,0-2,9	2,5	2,9
Gabbro	2,8-3,1	1,7-2,9	2,0	2,6
Granito	2,4-3,0	2,1-4,1	3,2	2,1-3,0
Riolite	2,6	3,1-3,4	3,3	2,1
Rocce metamorfiche				
Gneiss	2,4-2,7	1,9-4,0	2,9	1,8-2,4
Marmo	2,5-2,8	2,1-3,1	2,5	2,0
Quarzite	2,5-2,7	5,0-6,0	5,5	2,1
Micascisti	2,4-2,7	1,5-3,1	2,2	2,2-2,4
Anfibolite	2,6-2,9	2,1-3,6	2,9	2,0-2,3
Rocce sedimentarie				
Arenaria	2,2-2,7	1,9-4,6	2,8	1,8-2,6
Calcare	2,4-2,7	2,0-3,9	2,7	2,1-2,4
Marna	2,3-2,6	1,8-2,9	2,3	2,2-2,3
Rocce argillose/limose	2,4-2,6	1,1-3,4	2,2	2,1-2,4
Materiale non consolidato				
Argilla/limo – secco	1,8-2,0	0,4-1,0	0,5	1,5-1,6
Argilla/limo – umida	2,0-2,2	1,1-3,1	1,8	2,0-2,8
Ghiaia secca	1,8-2,2	0,4-0,9	0,4	1,3-1,6
Ghiaia umida	1,9-2,3	1,6-2,5	1,8	2,2-2,6
Depositi morenici	1,8-2,3	1,1-2,9	2,4	1,5-2,5
Sabbia secca	1,8-2,2	0,3-0,9	0,4	1,3-1,6
Sabbia umida	1,9-2,3	2,0-3,0	2,4	2,2-2,8
Torba	0,5-1,1	0,2-0,7	0,4	0,5-3,8

Tabella 8 - Proprietà termiche dei materiali di riempimento degli scambiatori geotermici.

Materiale di riempimento	Conduttività termica
	[W/(m K)]
Bentonite (20%)	0,73
Bentonite (30%)	0,74
Malta di cemento	0,70
Calcestruzzo leggero	1,04
Calcestruzzo (50% sabbia quarzifera)	1,90
Bentonite (20%) Quarzite (40%)	1,47
Bentonite (30%) Quarzite (30%)	1,21

Oltre ai valori tabulati di conduttività termica, si possono utilizzare delle correlazioni per l'argilla e per la sabbia in funzione del contenuto di acqua.

Per la sabbia la conduttività termica può essere ricavata dalla seguente relazione (Kersten 1949):

$$\lambda = \left\{ [0,7 \cdot \log(w) + 0,4] \cdot 10^{\frac{0,01}{16} \cdot \rho} \right\} \cdot 0,1442 \quad (1)$$

Per l'argilla invece può essere utilizzata la relazione seguente:

$$\lambda = \left\{ [0,9 \cdot \log(w) - 0,2] \cdot 10^{\frac{0,01}{16} \cdot \rho} \right\} \cdot 0,1442 \quad (2)$$

dove:

λ è la conduttività termica espressa in [W/(m K)];

ρ è la densità espressa in [kg/m³];

w è il contenuto di acqua espresso in percentuale [%]

Le relazioni sopra riportate non considerano il contenuto di quarzo presente nei materiali.

Per valutare la capacità termica del materiale umido si possono utilizzare le seguenti relazioni:

$$\rho = \left\{ w \cdot \rho_{acqua} + (100 - w) \cdot \rho_{secco} \right\} \cdot \frac{1}{100} \quad (3)$$

$$c_p = \left\{ w \cdot c_{p_{acqua}} + (100 - w) \cdot c_{p_{secco}} \right\} \cdot \frac{1}{100} \quad (4)$$

dove:

ρ_{acqua} è la densità dell'acqua espressa in [kg/m³];

w è il contenuto di acqua espresso in percentuale [%];

ρ_{secco} è la densità dell'argilla o della sabbia secca espressa in [kg/m³];

$c_{p_{secco}}$ è il calore specifico dell'argilla o della sabbia secca espresso in [J/(kg K)];

$c_{p_{acqua}}$ è il calore specifico dell' acqua espresso in [J/(kg K)].

Ai fini dell'utilizzo delle relazioni sopra riportate, si possono utilizzare i seguenti valori:

$$\rho_{acqua} = 998,4 \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

$$c_{p_{acqua}} = 4184 \text{ [J/(kg K)]}$$

In mancanza di dati più specifici, si possono utilizzare anche i seguenti valori:

$$\rho_{secco, argilla} = 1800 \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

$$c_{p_{secco, argilla}} = 861 \text{ [J/(kg K)]}$$

$$\rho_{secco, sabbia} = 1600 \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

$$c_{p_{secco, sabbia}} = 906 \text{ [J/(kg K)]}$$

La caratteristica termica e fisica del terreno può essere valutata a partire dalle informazioni circa la sua stratigrafia. Nel caso in cui il terreno sia costituito da una sola formazione geologica, si considera la caratteristica del terreno uniforme su tutta la profondità dello scambiatore. Nel caso in cui il terreno sia costituito da un numero superiore di strati di formazioni geologiche differenti si può calcolare la media pesata delle singole caratteristiche secondo la relazione (5), al fine di definire le caratteristiche medie del terreno per il dimensionamento dello scambiatore a terreno.

$$Dato_g = \frac{[(Dato_{s1} \cdot \Delta z_{s1}) + (Dato_{s2} \cdot \Delta z_{s2}) + \dots + (Dato_{sn} \cdot \Delta z_{sn})]}{z_g} \quad (5)$$

dove:

- $Dato_g$ valore medio pesato del dato ricercato per il terreno;
 $Dato_{sn}$ valore del dato relativo a ciascuna formazione geologica;
 Δz_n spessore della singola formazione geologica espresso in [m];
 z_g profondità complessiva raggiunta dallo scambiatore a terreno espressa in [m].

I dati medi pesati delle caratteristiche termiche e fisiche del terreno possono essere utilizzati per i calcoli energetici dello scambiatore a terreno.

Sulla base tecnici delle caratteristiche termiche del terreno si definisce il valore della diffusività termica media del terreno mediante la seguente relazione.

$$\alpha_g = \frac{\lambda_g}{\rho_g \cdot c_{pg}} \quad (6)$$

dove:

- α_g diffusività termica media del terreno espressa in [m²/s];
 λ_g conduttività termica media del terreno espressa in [W/(m K)];
 ρ_g densità media del terreno espressa in [kg/m³];
 c_{pg} capacità termica media del terreno espressa in [J/(kg K)].

Il denominatore della relazione (6) rappresenta la capacità di accumulo termico del terreno.

5.1.2 Temperatura del terreno

Nello strato climaticamente perturbato la temperatura varia in funzione della profondità e del periodo dell'anno considerato.

Accettando le seguenti ipotesi:

- la presenza d'acqua di percolazione meteorica è trascurabile
- i regimi di sfruttamento del banco geotermico sono trascurabili
- la temperatura superficiale del terreno del terreno è pari a quella dell'aria e ha un'evoluzione temporale di tipo sinusoidale
- l'effetto dell'irraggiamento solare è trascurabile.

la temperatura del terreno - temperatura $\theta_g(d,t)$ - ad una certa profondità può essere approssimata con l'equazione analitica di diffusione del calore in un piano semi-infinito dovuto a una sollecitazione sinusoidale di temperatura:

$$\theta_g(d,t) = \theta_M - A_{\theta,S} \cdot \exp\left[-d \cdot \left(\frac{\pi}{365 \cdot \alpha}\right)^{1/2}\right] \cdot \cos\left[\frac{2\pi}{365} \cdot \left(t - T_0 - \frac{d}{2} \cdot \left(\frac{365}{\pi \cdot \alpha}\right)^{1/2}\right)\right] \quad (7)$$

dove:

$\theta_g(d,t)$ è temperatura del terreno alla profondità d dopo t giorni dal primo giorno di gennaio, [°C]
 θ_M è temperatura media del terreno nello strato termicamente stabile, [°C]
 $A_{\theta,S}$ è ampiezza di oscillazione annuale della temperatura, [°C]
 T_0 è numero del giorno corrispondente alla temperatura minima del terreno (a partire dal primo gennaio) [-]
 d è profondità [m]
 t è numero di giorni (1 gennaio = 1)
 α è diffusività termica del terreno (m²/giorno)

La grandezza θ_M è valutabile come il valore medio annuo della temperatura dell'aria nel sito considerato. Tale valutazione è immediata qualora si disponga dei dati meteorologici dell'anno-tipo, quale quelli ottenibili dai file climatici estratti dal citato archivio IWEC dell'ASHRAE o quelli estratti da altri archivi, quale ad esempio Meteonorm (METEOTEST 2003). Un'altra valutazione è fornita da una formula di regressione basata su dati sperimentali relativi a 754 stazioni meteo italiane con copertura spaziale abbastanza omogenea:

$$Ta_y = 33,73 - 0,0063 \cdot Z - 0,4091 \cdot Lat$$

dove:

Ta_y è la temperatura media annua dell'aria [°C];
 Z è la quota del punto [m];
 Lat è la latitudine in gradi sessagesimali [°].

Maggiori dettagli su tale ultima valutazione sono reperibili in APPENDICE C –TEMPERATURA MEDIA ANNUALE DELL'ARIA .

Anche la grandezza $A_{\theta,S}$ può essere valutata dalla conoscenza dei dati meteorologici del sito considerato. E' necessario tuttavia individuare le temperature del terreno in condizioni di progetto, in corrispondenza quindi dei mesi più freddo e più caldo in cui si verificano rispettivamente i carichi termico e frigorifero di progetto. A tal fine è possibile quindi calcolare, per una data profondità media di installazione d , nota la diffusività termica α , la temperatura di progetto del terreno attraverso le seguenti equazioni:

- Determinazione della temperatura adimensionale $\theta'_g(d,T_0)$ del terreno nella stagione di riscaldamento in corrispondenza del giorno T_0 in cui si verifica il minimo di temperatura dell'aria esterna (in assenza di informazioni dettagliate si assume il giorno 15 gennaio)

$$\theta'_g(d,T_0) = -Exp \left[-d \cdot \left(\frac{\pi}{365 \cdot \alpha} \right)^{1/2} \right] \cdot \cos \left[\frac{2\pi}{365} \cdot \left(-\frac{d}{2} \cdot \left(\frac{365}{\pi \alpha} \right)^{1/2} \right) \right] \quad (8)$$

- Determinazione della temperatura adimensionale $\theta'_g(d,T_0+180)$ del terreno nella stagione di raffrescamento in corrispondenza del giorno $T_0 + 180$ in cui si verifica il massimo di temperatura dell'aria esterna (di norma tra luglio e agosto)

$$\theta'_g(d,T_0+180) = -Exp \left[-d \cdot \left(\frac{\pi}{365 \cdot \alpha} \right)^{1/2} \right] \cdot \cos \left[\frac{2\pi}{365} \cdot \left(180 - \frac{d}{2} \cdot \left(\frac{365}{\pi \alpha} \right)^{1/2} \right) \right] \quad (9)$$

Si procede quindi al calcolo delle temperature medie mensili. In particolare, occorre calcolare le temperature del terreno $\theta_{S,L}$ e $\theta_{S,H}$ minima e massima rispettivamente nelle condizioni di picco a partire dai valori precedentemente determinati:

$$\theta_{S,L} = \theta_g'(d, T_0) \cdot A_{\theta,S} + \theta_M \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (10)$$

$$\theta_{S,H} = \theta_g'(d, T_0 + 180) \cdot A_{\theta,S} + \theta_M \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (11)$$

L'approccio appena delineato è applicabile una volta che si siano valutate le grandezze θ_M e $A_{\theta,S}$, e che nel contempo si accetti, come ipotizzato, che la temperatura superficiale del terreno del terreno abbia un'evoluzione sinusoidale analoga a quella dell'aria e che l'effetto dell'irraggiamento solare sia trascurabile. Se si dispone dei file climatici effettivi o se si vuole tenere conto dell'irraggiamento, si può ottenere una miglior valutazione dell'evoluzione spazio-temporale del campo termico nel terreno, secondo quanto delineato in APPENDICE A – VALUTAZIONE DELLA TEMPERATURA DEL TERRENO.

5.2 Test di Risposta Termica (TRT)

Il Test di Risposta Termica (TRT) del terreno è una metodologia sperimentale finalizzata alla determinazione in situ delle proprietà termofisiche fondamentali del terreno e dello scambiatore a terreno, necessarie per un accurato dimensionamento degli stessi. Il TRT consente infatti di determinare la conducibilità termica equivalente λ_e del terreno, la temperatura del terreno indisturbato θ_g e la resistenza termica per unità di lunghezza R_b di un scambiatore a terreno di tipo verticale. Il valore di λ_e tiene conto del terreno, del materiale di riempimento e del materiale della tubazione. La misura del TRT fornisce un dato aggregato che tiene conto dell'eventuale presenza di acqua di falda in movimento, qualora la velocità della falda non determini fenomeni convettivi rilevanti. I risultati del TRT devono essere utilizzati per verificare la resa termica dello scambiatore di calore ai fini della verifica del progetto. E' pertanto uno strumento di progettazione.

La procedura standard di un TRT prevede:

- l'installazione di uno scambiatore a terreno e di un circuito idraulico chiuso di prova, comprensivo di un generatore termico/frigorifero e di un circolatore;
- la circolazione forzata del fluido termovettore nello scambiatore a terreno e la contestuale misura della sua temperatura media fino al raggiungimento dell'equilibrio termico con il terreno circostante;
- l'immissione nel terreno di una potenza termica/frigorifera nota e costante nel tempo tramite circolazione nello scambiatore di calore di un fluido termovettore riscaldato/raffreddato dal generatore;
- la misura dell'andamento temporale delle temperature di mandata e di ritorno del fluido termovettore allo scambiatore a terreno;
- l'interpretazione dei profili termici rilevati con un opportuno modello fisico.

L'esecuzione del TRT è consigliata qualora le caratteristiche termofisiche del terreno e le particolari condizioni di utilizzo dello stesso siano tali da suggerire indagini approfondite.

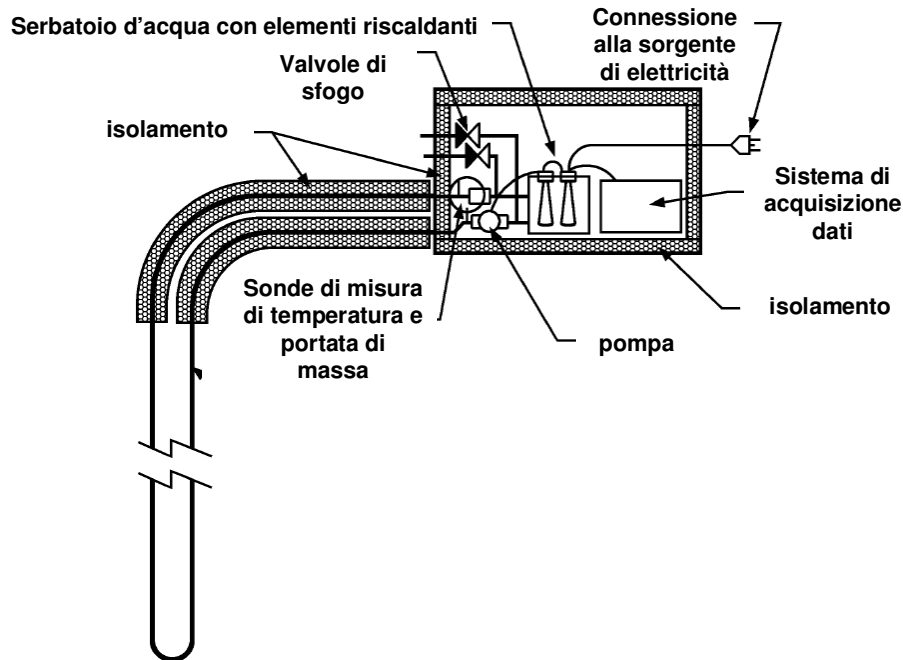
L'apparato per l'esecuzione di un TRT standard deve prevedere, oltre ad uno scambiatore a terreno di tipo verticale installato:

- un generatore termico/frigorifero;
- un circolatore;
- un circuito idraulico;
- un serbatoio inerziale o analogo sistema di stabilizzazione della temperatura;
- un sistema di controllo;
- un sistema di misura;
- un sistema di gestione e acquisizione dati.

Il sistema di misura deve essere provvisto di sensori per l'acquisizione delle seguenti grandezze:

- temperatura di ingresso e di uscita del fluido termovettore nello scambiatore a terreno;
- portata di fluido circolante;

- potenza elettrica assorbita dalle eventuali resistenze termiche utilizzate come sistema di generazione del calore e della pompa di circolazione.


Figura 19 - Apparato di misura.

I metodi principali per l'interpretazione dei dati di un TRT sono il modello analitico della sorgente lineare indefinita o ILS (Infinite Line Source) (Eklof e Gehlin 1996) e i modelli numerici basati sulla stima dei parametri caratteristici (Austin et al. 2000). Il modello ILS può essere applicato solo nell'ipotesi di scambio termico puramente conduttivo nel terreno ovvero di contributo convettivo trascurabile dell'acqua di falda allo scambio termico; inoltre tale modello considera lo scambio termico solo in direzione radiale, pertanto non prende in considerazione eventuali scambi termici lungo l'asse dello scambiatore a terreno. I modelli numerici possono essere applicati anche in presenza di acqua di falda, purché questa opzione sia prevista.

Secondo il modello ILS la temperatura media del fluido termovettore θ_{fm} varia nel tempo in accordo con la seguente relazione approssimata:

$$\theta_{fm}(\tau) = q \cdot R_b + \frac{q}{4\pi\lambda_e} \cdot \ln(\tau) + \frac{q}{4\pi\lambda} \cdot \left[\ln\left(\frac{4\alpha_e}{r_b^2}\right) - \gamma \right] + \theta_g \quad (12)$$

dove:

- q è la potenza termica/frigorifera per unità di lunghezza dello scambiatore [W/m];
- λ_e e α_e sono rispettivamente la conduttività termica equivalente [W/(m K)] e la diffusività termica equivalente [m²/s] del terreno;
- θ_g è la temperatura indisturbata del terreno [°C];
- R_b è la resistenza termica specifica per unità di lunghezza dello scambiatore a terreno [m K/W];
- r_b è il raggio del foro contenente lo scambiatore a terreno [m];
- γ è la costante di Eulero, pari a 0,5772.

L'approssimazione (12), rispetto alla sorgente cilindrica, comporta un errore inferiore al 10% per tempi τ che soddisfano la seguente disuguaglianza:

$$\tau > \frac{5r_b^2}{\alpha_e} \quad (13)$$

La procedura per determinare la conduttività termica equivalente λ_e e la resistenza termica specifica dello scambiatore a terreno R_b , con il metodo ILS, consiste quindi nei seguenti passaggi:
calcolo della potenza termica specifica come:

$$q = \dot{m} \cdot c_p \cdot (\theta_{fi} - \theta_{fu}) / L \quad (14)$$

dove:

$\dot{m}$ è la portata di massa circolante misurata [kg/s];

θ_{fi} e θ_{fu} sono rispettivamente la temperatura del fluido termovettore in ingresso ed in uscita allo scambiatore a terreno misurate [°C];

c_p è il calore specifico del fluido termovettore alla temperatura media del fluido θ_{fm} [J/(kg K)];

L è la lunghezza dello scambiatore a terreno [m].

Si procede quindi al calcolo della temperatura media del fluido termovettore in funzione del tempo come:

$$\theta_{fm} = \frac{\theta_{fi} + \theta_{fu}}{2} \quad (15)$$

si interpola il profilo temporale della θ_{fm} secondo la curva seguente:

$$\theta_{fm}(\tau) = A \ln \tau + B \quad (16)$$

ricavata dalla formula (12) ponendo:

$$A = \frac{q}{4\pi\lambda_e} \quad (17)$$

$$B = \theta_g + q \cdot R_b + \frac{q}{4\pi\lambda_e} \cdot \left[\ln \left(\frac{4\alpha_e}{r_b^2} \right) - \gamma \right] \quad (18)$$

La conduttività termica equivalente del terreno λ_e si valuta come:

$$\lambda_e = \frac{q}{4\pi A} \quad (19)$$

La diffusività termica equivalente α_e del terreno si calcola come:

$$\alpha_e = \frac{\lambda_e}{C} \quad (20)$$

dove C è la capacità termica volumica del terreno [J/(m³ K)], ricavabile da dati geologici di letteratura.

La determinazione della temperatura del terreno indisturbato θ_g si ricava dalla misura della temperatura raggiunta dal fluido termovettore nella circolazione iniziale nello scambiatore a terreno in assenza di sollecitazione termica del terreno oppure da dati di letteratura.

Il calcolo della resistenza termica specifica dello scambiatore a terreno R_b si calcola come:

$$R_b = \frac{B - \theta_g}{q} - \frac{1}{4\pi\lambda_e} \cdot \left[\ln\left(\frac{4\alpha_e}{r_b^2}\right) - \gamma \right] \quad (21)$$

I metodi numerici (Signorelli et alii 2007) con stima dei parametri caratteristici si basano su modelli numerici bidimensionali o tridimensionali dello scambiatore a terreno di tipo verticale per calcolare la risposta del terreno ad una sollecitazione termica nota, eventualmente funzione del tempo. La differenza tra la temperatura del fluido termovettore misurata e quella calcolata dal modello viene minimizzata modificando opportunamente il valore di uno o più parametri termofisici (la conducibilità termica del terreno, la conducibilità termica della malta di riempimento, la capacità termica del terreno, la velocità della falda ecc.). L'insieme dei valori dei parametri di calibrazione al quale corrisponde il minimo scarto tra i dati sperimentali e i risultati del modello rappresenta la miglior stima dei parametri del terreno.

Per quanto riguarda le caratteristiche della misura (modalità, precisione, durata, ecc.), si rimanda alla normativa del settore.

5.3 Caratteristiche della falda

Un beneficio generale, ma anche un'ulteriore complicazione nella progettazione di scambiatori di calore a circuito chiuso, deriva dalla presenza di acque sotterranee. In presenza di acque sotterranee, il trasporto di calore risulta principalmente legato a fenomeni di diffusione (conduzione) e di avvezione (trasporto di massa).

In generale, la presenza di un flusso d'acqua sotterranea costituisce un vantaggio per il rendimento termico di scambiatori a terreno, tuttavia può risultare più complicata la progettazione, dal momento che le misure in-situ di conducibilità termica risultano fornire valori spesso molto elevati di conducibilità termica equivalente o addirittura non definibili a causa della sostanziale difficoltà nel discriminare fra le componenti di semplice conduzione da quelle ascrivibili al trasporto di massa per moti convettivi di falda. I metodi di calcolo oggi disponibili infatti, non tenendo in considerazione il moto d'acqua sotterranea, comportano un errore intrinseco nella determinazione della conducibilità termica degli scambiatori a terreno compromettendo la fase di progettazione in quanto i valori di conducibilità termica derivati da prove in-situ appaiono artificialmente elevati, comportando errori e difficoltà nel corretto dimensionamento del campo sonde. Va comunque considerato il fatto che nella determinazione della conducibilità termica dal test di risposta termica, tale parametro pur rappresentando un valore "equivalente" che risente di effetti advettivi e conduttivi, può essere comunque considerato un fattore di assoluto beneficio nei termini di efficienza per quanto attiene i processi di scambio termico scambiatore-terreno.

Risulta quindi importante conoscere le caratteristiche idrogeologiche del sito e stimare l'ordine di grandezza dei flussi sotterranei in termini di velocità e direzione della falda o delle falde interessate dall'installazione del campo di scambio termico a terreno, anche per consentire la migliore orientazione della geometria degli scambiatori a terreno, oltre che valutare gli effettivi rendimenti energetici delle stesse.

5.3.1 Gli acquiferi

L'acqua di falda è presente quasi ovunque, ma è disponibile solo in utile quantità negli acquiferi. Un acquifero è definito come uno strato o formazione geologica che permette la circolazione idrica al suo interno, attraverso pori o fessure. L'acquicludo è definito come uno strato o formazione geologica che contiene acqua al suo interno che non è in grado di scorrere. L'acquitardo è uno strato o formazione geologica che pur contenendo notevoli quantità d'acqua ha una bassa permeabilità che non ne permette l'utilizzo, ma che in certe situazioni consente la ricarica di altri acquiferi.

Gli acquiferi possono essere classificati sulla base di tre categorie:

- Acquifero non confinato o freatico: è costituito da un deposito permeabile, saturo o non saturo, in cui il livello di saturazione è costituito da una superficie libera di oscillare, sulla base dei rapporti afflussi-deflussi, in equilibrio con la pressione atmosferica;
- Acquifero confinato: è uno strato di terreno saturo, compreso tra due livelli impermeabili; la pressione dell'acqua al suo interno è superiore al valore atmosferico, per cui se vi si installa un piezometro avviene una risalita dell'acqua al di sopra del tetto dell'acquifero;
- Acquifero semi-confinato: acquifero che presenta condizioni intermedie rispetto alle due tipologie precedenti.

Tra i parametri idrodinamici caratteristici di un acquifero la trasmissività, la conducibilità idraulica e la porosità efficace sono i più importanti, in quanto permettono di caratterizzare il comportamento idraulico del sistema acquifero, fondamentale per la costruzione di modelli di simulazione per la definizione della velocità e della direzione di falda e quindi le interazioni con i processi di scambio termico che si verificano in corrispondenza di campi geotermici.

Considerato pari a b lo spessore dell'acquifero la trasmissività T è definita dal seguente prodotto:

$$T = K \cdot b \quad (22)$$

dove K è la conducibilità idraulica dell'acquifero (o permeabilità), definita come il rapporto tra la velocità apparente del moto e la perdita di carico che il moto stesso induce e rappresenta il coefficiente di proporzionalità tra la velocità di filtrazione v e la pendenza della linea piezometrica i nella formula di Darcy:

$$v = K \cdot i \quad (23)$$

È una velocità apparente in quanto la sezione considerata per il calcolo non è la sezione effettiva, perché non tiene conto della porosità efficace n_e , che è data dal rapporto tra il volume dei pori intercomunicanti V_e e il volume totale del mezzo poroso (V_{tot}), ovvero:

$$n_e = \frac{V_e}{V_{tot}} \quad (24)$$

Per caratterizzare il comportamento idraulico di un sistema acquifero si utilizzano prove di falda in regime transitorio, che verranno descritte in dettaglio in seguito. Queste sono finalizzate alla determinazione della tipologia idraulica di acquifero. L'equazione che descrive il flusso attraverso mezzi porosi è sempre la legge di Darcy:

$$q = -K \cdot \frac{dh}{dx} \quad (25)$$

dove q è la portata specifica (portata di volume per unità di sezione trasversale), K è la conducibilità idraulica, ed h è il battente idraulico. Il parametro K a sua volta è dato da:

$$K = K^* \cdot \frac{\rho_w \cdot g}{\mu} \quad (26)$$

dove:

K^* permeabilità intrinseca del mezzo geologico, la sua unità di misura è il *darcy*;
 $\rho_w g$ peso specifico del fluido, [$\text{kg}/(\text{m}^2 \text{ s}^2)$];
 μ viscosità dinamica, [Pa s].

La velocità effettiva è legata alla velocità v , dalla seguente relazione:

$$v_e = \frac{v}{n_e} \quad (27)$$

Essendo $n_e < 1$, la velocità effettiva v_e è maggiore della velocità di Darcy (v).

5.3.2 Trasporto di calore nelle acque sotterranee

Il calore può essere trasportato attraverso un mezzo poroso mediante i seguenti tre processi:

- trasferimento di calore attraverso la fase solida per conduzione,
- trasferimento di calore attraverso la fase liquida per conduzione,
- trasferimento di calore attraverso la fase liquida per avvezione.

L'equazione che descrive i processi di trasporto di massa e di calore è complessa e può essere risolta ricorrendo a un parametro adimensionale che descrive il trasporto per convezione rispetto a quello per conduzione; tale parametro adimensionale si chiama numero di Peclet, definito come:

$$Pe = \frac{\rho c q L}{\lambda} \quad (28)$$

dove ρ e c sono rispettivamente la densità, il calore specifico e la conduttività termica, L è la lunghezza caratteristica che dipende dallo specifico problema (normalmente si prende pari al valore dimensionale della granulometria media).

La diffusione è il processo che controlla il trasporto termico quando il numero di Peclet risulta inferiore a circa 0,4. Con valori di Peclet compresi nell'intervallo da 0,4 a 5, si verifica una transizione verso la dispersione meccanica, in cui la componente advettiva diviene paragonabile a quella diffusiva per conduzione. A partire da un numero di Peclet pari a 5 l'avvezione comincia a divenire dominante. Valori indicativi del numero di Peclet utilizzando i valori tipici idraulici e termici di terreni e rocce sono presentati nella Tabella 9 e possono essere utilizzati per valutare il ruolo delle acque sotterranee e del loro flusso nella progettazione di scambiatori a terreno a circuito chiuso.

Tabella 9 – Numero di Peclet medio per tipologia di terreno.

Terreni		Rocce	
Ghiaie	5,72E+02	Calcari, dolomie	5,92E-03
Sabbie (grossolane)	1,34E+01	Calcari carsificati	5,28E+00
Sabbie (fini)	1,15E+00	Arenarie	1,77E-03
Limi	1,28E-02	Marne	1,05E-06
Argille	3,24E-05	Rocce vulcaniche e metamorfiche fratturate	6,32E-02
		Rocce vulcaniche e metamorfiche non fratturate	1,00E-07

5.3.3 Misure idrodinamiche delle falde

L'argomento considerato nella presente sezione è di gran rilevanza nell'applicazione geotermica della pompa di calore in quanto, come a più riprese evidenziato, il valore della velocità della falda che interessa l'intera profondità della sonda geotermica può rendere talvolta assai conservativo o talvolta molto poco prudentiale un calcolo svolto nell'ipotesi che tale moto sia assente o mal valutato. Per motivi di completezza della trattazione, si è dunque ritenuta necessaria una rassegna delle metodologie di misura volte alla caratterizzazione di tale aspetto. A tale proposito, una disamina esauriente è stata svolta nell'ambito specialistico in (Keith 1980) (Davis et alii 1985) (Gavasci, Stracqualursi 2005); la trattazione oggetto della presente sezione attinge perciò a tale fonte, a volte testualmente e comunque in maniera maggiormente sintetica.

La misura di direzione e velocità della falda con l'iniezione in pozzo di sostanze traccianti, richiede l'esatta conoscenza della direzione di scorrimento della falda acquifera o la perforazione di una matrice di pozzi per l'intercettazione del flusso di tracciante diluito nella falda. La misura rapida ed economica della direzione e velocità di scorrimento delle acque sotterranee è una reale esigenza operativa richiesta allo scopo di verificare il migliore assetto nella distribuzione degli scambiatori a terreno, nonché nella valutazione delle reali capacità di scambio termico degli scambiatori stessi.

Le misure con traccianti richiedono generalmente tempi lunghi di misura, in funzione della permeabilità delle formazioni geologiche interessate e risultano spesso costose pur rappresentando il metodo più preciso per la determinazione dei parametri idrodinamici competenti alle falde acquifere.

5.3.3.1 Metodologia del correntometro termico

La metodologia di misura su pozzo singolo risulta quindi la soluzione economicamente conveniente, pur con qualche limitazione operativa e in termini di affidabilità. Altre metodiche analitiche quali l'impiego di metodi geofisici, con l'iniezione in pozzo di volumi d'acqua a diversa conducibilità, e l'analisi della loro migrazione con misure in superficie delle variazioni di resistività elettrica, prodotte dalle masse perturbanti, è fortemente limitato dalla profondità massima della falda, dalla eventuale presenza di orizzonti argillosi conduttivi, e dai volumi d'acqua di contrasto che possono produrre direzioni di scorrimento anomale.

Anche il metodo che prevede l'iniezione di sostanze radioattive in pozzo singolo permette l'individuazione della velocità di scorrimento e la direzione con l'impiego di un sensore collimato. Questa tecnica di misura tuttavia, è difficilmente utilizzabile, per la normativa che limita fortemente l'immissione di sostanze radioattive in falda e per le difficoltà operative collegate al trasporto e all'utilizzo di tali sostanze.

Per superare tutte le difficoltà sopra esposte è possibile optare per l'adozione di una metodologia che prevede l'utilizzo di un correntometro termico che può essere utilizzato nei pozzi preesistenti, per determinare in profondità la direzione e la velocità di scorrimento della falda, il cui principio viene qui di seguito descritto.

Il movimento dell'acqua della falda provoca una deformazione e migrazione dell'anomalia termica, che viene rilevata con misure differenziali di temperatura su coppie contrapposte di sensori. L'ampiezza del valore differenziale di temperatura misurata è funzione della velocità, mentre la direzione è ricavata dall'orientamento dei sensori interessati dalla perturbazione termica rispetto al Nord magnetico, rilevato con una bussola elettronica.

La misura della direzione e della velocità di scorrimento delle falde con il correntometro termico, ha richiesto lo sviluppo di circuiti elettronici particolarmente sofisticati a bassa deriva nel tempo, per rendere significativa la misura della temperatura con una risoluzione di $0,001^{\circ}\text{C}$. L'unità remota posizionata in falda trasmette in superficie le informazioni digitalizzate, relative alle differenze di temperature misurate e all'orientamento dell'array dei sensori di temperatura, rispetto al Nord magnetico. Dall'analisi postuma dei dati è possibile determinare la direzione e la velocità di scorrimento della falda acquifera analizzata.

Il correntometro termico, caratterizzato da un limitato ingombro e da una facile e rapida esecuzione delle misure, consente di determinare con una buona approssimazione sia la reale direzione di scorrimento della falda che la sua velocità. Viene generalmente richiesta l'accortezza di operare la misura su un numero di pozzi significativo che interessino l'area di indagine per poter ottenere un dato quantitativamente valido.

In caso di inquinamento, anche di tipo termico, la misura della direzione e della velocità di scorrimento della falda con il correntometro termico in pozzi preesistenti, permette la determinazione della geometria del plume termico e l'eventuale verifica del possibile impatto su altri impianti posti nelle vicinanze o su punti sensibili, quali pozzi di prelievo idropotabile.

L'utilizzo del correntometro termico non richiede la perforazione di array di pozzi di analisi o la conoscenza preliminare dell'andamento della superficie piezometrica o dei parametri idraulici dell'acquifero. Tale dispositivo è essenzialmente costituito dall'unità remota di misura che viene calata in pozzo, e dall'unità di superficie interfacciata ad un acquisitore. Nell'unità remota, posizionata in pozzo in corrispondenza della falda, un elemento riscaldante stabilizzato crea un'anomalia termica, che viene rilevata da un array di 12 sensori di temperatura.

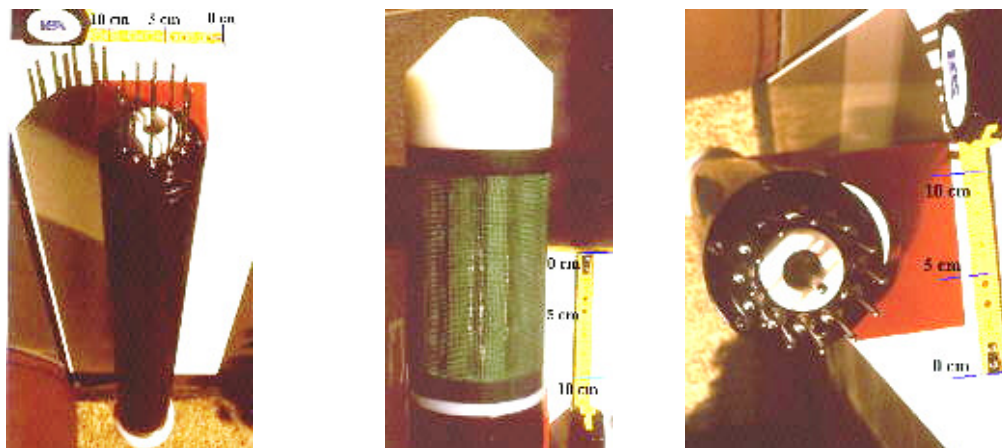


Figura 20 - Correntometro termico

5.3.3.2 Metodologia dei traccianti

I traccianti sono sostanze naturali o artificiali utilizzate negli studi idrogeologici essenzialmente per:

- determinare i parametri fondamentali del flusso idrico: velocità, conducibilità idraulica, porosità;
- determinare i parametri idrodispersivi (coefficiente di dispersione e dispersività).

La loro utilità si rivela pertanto sia negli studi generali sugli acquiferi sia in quelli per conoscere l'estensione di plume inquinanti anche di tipo termico.

In tutte le prove in sito, è necessario conoscere anticipatamente i seguenti aspetti, almeno in forma generica:

- geometria e caratteristiche dell'acquifero;
- piezometria e direzioni di flusso sotterraneo;
- caratteristiche chimico fisiche del tracciante.

Risulta quindi importante che la sostanza:

- non sia tossica, anche a basse concentrazioni;
- non reagisca con la frazione solida dell'acquifero (deve essere trasportata solo per convezione);
- non modifichi la porosità e conducibilità idraulica dell'acquifero;
- sia facilmente rilevabile;
- non sia presente già nell'acquifero a concentrazioni elevate.

Alcuni traccianti, sono utilizzati su acque superficiali con lo scopo di ricavare la portata del corso d'acqua, anche se bisogna notare che non sempre le sostanze usate per le acque superficiali sono indicate anche per quelle sotterranee.

In via schematica l'uso dei traccianti è abbastanza semplice: una sostanza è immessa in un punto a monte del flusso sotterraneo e rilevata dopo qualche tempo, in un punto a valle.

In pratica esistono numerose varianti al metodo generale e quello che in certi casi rende errate le conclusioni o falsa leggermente i dati, è il modello idrogeologico sul quale è stata basata la prova o il tipo non adatto di sostanza tracciante. I test possono anche essere classificati in funzione delle condizioni di flusso, che possono essere a gradiente naturale oppure a flusso indotto da pompaggio o da altre tecniche.

In Figura 21 vengono descritte le modalità di esecuzione delle prove ed i parametri ottenibili.

METODOLOGIA	CARATTERISTICHE	PARAMETRO ricavato
Immissione e rilevazione del tracciante nello stesso punto	Misure in un unico pozzo (<i>borehole dilution</i>)	Velocità darcyana ed effettiva
	Immissione in pozzo e pompaggio dopo qualche tempo	Velocità effettiva, gradiente
	Uso di un tracciante radioattivo e misure con sonda	Direzione di flusso
	Misura delle correnti verticali con sonde fisse a diverse quote	Velocità verticale
	Diagrafie di velocità con sonda mobile radioattiva	Velocità
Immissione in un punto e rilevazione in un secondo, a valle	Flusso naturale	Velocità effettiva
	Flusso indotto con pompaggio	Porosità efficace (o cinematica) dispersività
Immissione in un punto e rilevazione in più pozzi a valle	Flusso indotto in pompaggio	Porosità efficace (o cinematica) dispersività longitudinale e trasversale

Figura 21– Descrizione delle tipologie di prove di tracciamento, le modalità di esecuzione ed i parametri ottenibili (Fileccia A.).

Il primo passo nell'applicazione del test con tracciante al caso specifico consiste nel raccogliere la maggior quantità possibile di informazioni idrogeologiche concernenti l'area di studio. I principali fattori idrogeologici che devono essere caratterizzati quando viene scelto il tracciante sono i seguenti:

- litologia: materiali a grana fine, in modo particolare l'argilla, hanno una elevata capacità di assorbimento rispetto a quelli a grana grossa; questo fattore deve essere considerato quando si valuta la mobilità potenziale di un tracciante;
- regime di flusso: la scelta di come eseguire il test dipende dalla matrice solida, in quanto il flusso varia a seconda che l'acqua fluisca in mezzi porosi o fratture.
- direzione del flusso: la conoscenza della direzione del flusso è essenziale nel test in cui vengono utilizzati due o più pozzi per l'allineamento del sistema;
- tempo di attraversamento: la conoscenza del tempo di attraversamento è richiesta per la determinare la distanza tra i pozzi;
- dispersione: in un test con due pozzi alcune stime preliminari di questo parametro possono essere richieste per determinare la quantità di tracciante da immettere in quanto la dispersione influisce sul rinvenimento della massa iniettata.

Esiste un ampio campo di traccianti, caratterizzati da proprietà chimiche, fisiche, biologiche; in funzione dell'interazione di queste proprietà con quelle idrogeologiche viene scelto il tracciante più idoneo. E' inoltre importante considerare i seguenti aspetti:

- Presenza di fondo del tracciante: se il tracciante è naturalmente presente in falda, la sua concentrazione di fondo deve essere bassa. Il grado di diluizione è funzione della modalità di iniezione, della dispersione, della porosità e della conducibilità idraulica; una diluizione eccessiva può essere dannosa in quanto la concentrazione rinvenuta nei punti di campionamento potrebbe risultare più bassa della concentrazione di fondo.
- Mobilità: un tracciante conservativo, usato per la determinazione dei parametri dell'acquifero, come direzione del flusso e velocità, dovrebbe essere stabile, solubile in acqua, avere una densità e viscosità simile a quella dell'acqua e non essere soggetto a precipitazione ed adsorbimento. I traccianti non conservativi non tossici sono utilizzati per simulare il trasporto di contaminanti; essi

dovrebbero avere delle proprietà di adsorbimento e chimiche simili a quelle del contaminante esaminato.

- Tossicità: al fine di evitare la contaminazione della falda, andrebbero utilizzati traccianti non tossici; se un tracciante può essere tossico ad una certa concentrazione devono essere considerati i limiti imposti per legge considerando il grado di diluizione che si desidera e la presenza di sorgenti idriche ad uso potabile.

I traccianti possono essere classificati come naturali, che sono composti naturalmente presenti nelle falde, e traccianti iniettati. In Tabella 10 vengono riportate le tipologie di tracciante in funzione del tipo di acquifero.

Tabella 10 – Tipologie di traccianti utilizzabili nel test in funzione dell'acquifero investigato.

Tipo di acquifero	Tipo di tracciante
Carsico / fratturato	Fluoresceina, tynopal, leucophor, spore, tritio, onda di pressione
Poroso	Sale, cloruro di litio, isotopo, temperatura (con K molto elevato si possono usare anche traccianti ottici)

Il potenziale chimico ed il comportamento fisico del tracciante in falda costituisce il criterio di selezione più importante. Un tracciante viene definito conservativo nel caso in cui fluisca alla stessa velocità e direzione della falda, senza interagire con alcun materiale solido dell'acquifero. Il tracciante non-conservativo tende invece a procedere più lentamente a causa dell'interazione con la matrice solida, pertanto può essere utilizzato per misurare i coefficienti di distribuzione e le zone di flusso preferenziale. Un tracciante dovrebbe essere non tossico, facilmente stoccabile a basse concentrazioni, ampiamente disponibile, tecnologicamente semplice da gestire e non deve modificare la conducibilità idraulica ed altre proprietà del mezzo studiato..

I traccianti più utilizzati possono essere raggruppati in sei categorie:

- ioni;
- coloranti;
- gas;
- isotopi;
- temperatura dell'acqua;
- traccianti particellari.

Il test con tracciante è una tecnica di studio completa per stimare i parametri effettivi dell'acquifero e i processi di trasporto reattivi e non reattivi nell'area delimitata tra il pozzo di iniezione del tracciante e i punti di campionamento.

I test possono essere realizzati in scala di laboratorio (test in colonna) oppure in scala di campo; il primo tipo di test è realizzato per studiare i processi di trasporto reattivi e non reattivi per verificare i risultati ottenuti da modelli matematici qualora ci siano incertezze causate da una elevata eterogeneità delle caratteristiche dell'acquifero. Il secondo tipo di test presenta una notevole convenienza da un punto di vista economico se si ha bisogno di molti dati di input necessari per fare delle simulazioni di tipo stocastico e diventa indispensabile qualora i dati di input necessari non possano essere rilevati tramite indagini geofisiche. Il test in scala di campo può anche essere realizzato qualora le autorità amministrative non siano disposte ad accettare la variabilità stocastica insita nei risultati dei modelli probabilistici.

1. Test con tracciante condotto in regime di gradiente naturale(NGTT)

In un test NGTT su scala di campo, la soluzione di tracciante è immessa in modo continuo, per un periodo di tempo prestabilito, oppure può essere immessa con modalità ad impulso all'interno del flusso

di falda indisturbata. Le curve di *breakthrough*⁸ sono poi ottenute integrando i dati misurati nei punti di osservazione messi a valle del punto di iniezione in direzione del flusso. Al fine di ottenere risultati reali è necessario conoscere esattamente la direzione di deflusso delle acque sotterranee e sapere la velocità media del flusso per pianificare le operazioni di campionamento.

Le difficoltà che implica questo tipo di tecnica sono essenzialmente imputabili alle eterogeneità dell'acquifero; ad esempio, se a causa della variazioni delle condizioni al contorno la direzione del flusso è variabile, risulta difficile interpretare i risultati delle curve di breakthrough, inoltre se le eterogeneità sono elevate è necessario avere a disposizione un notevole numero di punti di campionamento al fine di seguire l'evoluzione del plume della soluzione iniettata.

2. Test condotto con gradiente forzato (FGTT)

Questo tipo di test può essere realizzato secondo diverse modalità, ossia a flusso convergente, divergente, a dipolo, o secondo una sequenza del tipo flusso divergente-flusso convergente. Poiché il gradiente viene creato artificialmente, le condizioni di campo in cui si opera sono note, pertanto non ci sono i problemi connessi alla variazione della direzione di deflusso ed inoltre i tempi per la realizzazione del test sono notevolmente ridotti.

Nel caso di flusso divergente l'acqua della falda viene richiamata tramite pompaggio nel pozzo di iniezione, dopodiché, raggiunte le condizioni di flusso quasi stazionarie, viene iniettato il tracciante, in modo continuo o istantaneo, in modo tale che per tutta la lunghezza del pozzo di iniezione si raggiungano condizioni di perfetto mescolamento. Nei pozzi di campionamento vengono poi effettuate le misure che permettono di ricostruire le curve di breakthrough.

Nel caso di flusso convergente l'acqua viene estratta, tramite pompaggio, da un pozzo di estrazione, il tracciante viene quindi immesso in un pozzo vicino e i campionamenti vengono effettuati nel pozzo di estrazione.

3. Test multitracciante a gradiente forzato

Questo tipo di test è stato inizialmente utilizzato per studiare l'assorbimento superficiale, il ritardo effettivo in scala di campo per distanze maggiori di 33 m e gli effetti di scala relativi al trasporto reattivo. Generalmente vengono utilizzati traccianti che interagiscono in modo diverso con l'acquifero, ossia un tracciante reattivo (come la Rodamina WT) ed uno non reattivo (Fluoresceina).

Utilizzando la Rodamina WT, come tracciante reattivo, si può studiare l'assorbimento sulle superfici dei minerali, che è un aspetto importante per il trasporto di contaminanti polari/ionizzabili, come ad esempio i pesticidi.

Con le due tecniche sopra descritte nei punti 1 e 2 è buona norma, una volta iniettato il tracciante nel pozzo, immettere acqua pulita dopo l'iniezione in modo tale che il tracciante sia forzato a uscire completamente dal pozzo di iniezione ed a fluire in falda.

Nel caso di flusso a dipolo l'acqua è estratta da un pozzo e re-iniettata in un altro pozzo, in tale modalità il tracciante può essere iniettato nel pozzo di re-iniezione oppure in un pozzo di iniezione interno all'area investita dal dipolo e le misure vengono effettuate nel pozzo di estrazione e/o in punti di monitoraggio posti tra i due pozzi. In un sistema a dipolo simmetrico le portate di iniezione e di estrazione sono le stesse ma, in questo caso, il tracciante può impiegare molto tempo a raggiungere il pozzo di estrazione; se si verifica tale circostanza si può rendere il sistema asimmetrico estraendo l'acqua ad una portata maggiore di quella di iniezione.

Il vantaggio dei test a gradiente forzato è quello di rinvenire un'alta massa di tracciante.

Nei test con tracciante la scelta sulla modalità di immissione del tracciante (impulso di Dirac, impulso finito o immissione con funzione a gradino) dipende essenzialmente da considerazioni di tipo pratico: se la distanza che il tracciante deve coprire e la velocità di trasporto sono elevate, immettere con un impulso di Dirac può essere sconsigliato poiché il tempo necessario all'immissione può essere significativo se

⁸ Esse rappresentano funzioni sperimentali in cui la concentrazione del tracciante, nella corrente oggetto di misura e a valle dell'immissione del tracciante, viene relazionata al tempo

paragonato al tempo di attraversamento; in questo caso risulta preferibile utilizzare un'immissione a gradino. Se la distanza percorsa dal tracciante è considerevole l'immissione a gradino non è la scelta migliore a causa degli elevati costi legati alla quantità di tracciante da immettere e ai lunghi tempi legati all'immissione continua.

Risulta comunque indicato fare delle simulazioni al fine di determinare la configurazione migliore. In entrambi i casi (NGTT e FGTT) diversi fattori (durata di iniezione, portata del flusso, effetti di diluizione e miscelazione nel pozzo di immissione, distorsioni locali del flusso in prossimità del pozzo, arresto del tracciante nel pozzo) possono causare uno scostamento del segnale di immissione che si verifica da quello considerato teoricamente.

Variazioni nei parametri di iniezione (come il tipo di immissione o la quantità di iniettato) implicano due tipi di errore: i valori dei parametri fittati sulle curve di breakthrough possono discostarsi da quelli reali e le informazioni sui processi di trasporto attivo possono essere errate. Ad esempio, uno schiacciamento della curva di breakthrough sull'asse delle ascisse può far pensare, erroneamente, ad un processo di assorbimento o ad un effetto di una porosità duplice quando in realtà, è dovuto ad un ritardato rilascio del tracciante, che è stato trattenuto nel pozzo di iniezione.

5.3.3.3 Procedure per effettuare il test

L'effettuazione dei test con tracciante può presentare alcuni aspetti critici, che influenzano notevolmente i risultati e che vanno tenuti accuratamente in conto. Essi vengono qui di seguito descritti.

5.3.3.3.1 Correzione del tempo per il raggiungimento della falda

In alcuni test, affinché si abbia una buona stima della velocità, della dispersione e del tempo di attraversamento del sistema, è necessario conoscere con esattezza il tempo che impiega il tracciante, una volta iniettato, a raggiungere la falda.

La velocità del tracciante nel sistema viene determinata sottraendo al tempo reale di attraversamento il tempo impiegato a raggiungere il sistema secondo la seguente espressione:

$$v = \frac{x}{t - t_{inf}} \quad (29)$$

dove :

t è il tempo impiegato dal tracciante a percorrere lo spazio esistente tra il punto di iniezione e l'ultimo punto di campionamento

t_{inf} è il tempo impiegato dall'iniettato per raggiungere la falda

v è la velocità del tracciante.

5.3.3.3.2 Correzione della concentrazione di fondo

Per ottenere una stima soddisfacente dei parametri idrogeologici è necessario che in tutte le misure di campo si sottragga alla concentrazione misurata del tracciante quella naturalmente presente nella falda. Se, ad esempio, viene utilizzata la Fluoresceina, si deve tener conto che questa è impiegata per fare l'antigelo delle automobili, pertanto, eventuali perdite dai radiatori, possono far sì che questo tracciante sia presente nel sottosuolo.

5.3.3.3.3 Metodologia per effettuare un test quantitativo

Uno studio con tracciante di tipo quantitativo si basa sull'analisi dettagliata delle curve di breakthrough, che si ottengono dai dati quantitativi ottenuti da una serie di campioni della falda oggetto di studio. L'analisi fornisce la caratterizzazione dei parametri di avvezione e dispersione che governano il processo di trasporto, mentre la velocità media del flusso, può essere direttamente ricavata dalla distribuzione spaziale del tracciante in un determinato punto e ad un certo istante.

La forma delle curve, nei sistemi idrogeologici, dipende dai seguenti fattori:

- Caratteristiche del tracciante;

- Condizioni di flusso prevalenti;
- Struttura dell'acquifero.

Invece, il successo di un test con tracciante dipende da:

- Comportamento conservativo del tracciante;
- Precisa calibrazione degli strumenti di misura;
- Adeguata quantità di massa di tracciante iniettata;
- Un'adeguata frequenza di campionamento e un sufficiente numero di punti di monitoraggio;
- Una precisa valutazione delle fluttuazioni dei livelli piezometrici;
- Sufficiente periodo di monitoraggio, al fine di rinvenire la totalità della massa immessa.

Questi fattori sono fondamentali per ottenere i parametri idrogeologici della falda e, qualora qualche punto di quelli sopra elencati non venga preso in considerazione, il test potrebbe risultare completamente inattendibile.

5.3.4 *Modelli numerici di flusso idraulico e trasporto di calore nel sottosuolo*

Nel valutare gli effetti delle acque sotterranee sugli scambiatori di calore a circuito chiuso il dettaglio della modellazione dei tubi a U è un fattore importante nell'impostazione di un modello di simulazione. La temperatura del fluido di scambio è influenzata dai carichi termici transitori e dai processi di trasferimento di calore nel sottosuolo nell'intorno della perforazione.

Numerosi sono i codici disponibili in commercio e di pubblico dominio per la modellizzazione del trasporto di calore e di massa nelle acque sotterranee. Di questi, i seguenti otto sono stati selezionati per una recensione più dettagliata:

- 3DFEMFAT (3-Dimensional Finite Element Method Flow and Transport), prodotto da G. Yeh, Pennsylvania State University.
Questo codice è stato sviluppato per simulare il trasporto di massa in mezzi porosi saturi.
- AQUA3D, prodotto da Vatnaskil Consulting Engineers, Reykjavik, Iceland.
Questo codice è di tipo tridimensionale agli elementi finiti. E' stato sviluppato principalmente per l'analisi di problemi di trasporto di massa, ma permette un facile adattamento delle condizioni al contorno al modello di trasporto di calore indipendente dalla densità, in acque sotterranee.
- FEFLOW (Finite Element FLOW), prodotto da WASY Institute for Water Resources Planning and Systems Research, Ltd., Berlin, Germany.
Questo codice tridimensionale, è basato su un algoritmo agli elementi finiti. È in grado di simulare processi di trasporto di massa e di flusso termico in acque sotterranee.
- FLOWPATH II prodotto da Waterloo Hydrologic, Inc. (WHI), Waterloo, Ontario.
Questo codice è di tipo bidimensionale basato sulle differenze finite. E' stato sviluppato originariamente per la simulazione di interazioni terreno-acqua per l'analisi di trasporto di contaminanti principalmente nel piano orizzontale.
- HST3D (Heat and Solute Transport in 3 Dimensions), prodotto da USGS, Denver, Colorado.
Questo codice è di tipo tridimensionale alle differenze finite. È in grado di simulare processi di trasporto di massa e di calore in sistemi di flusso idrico sotterraneo a densità variabile. E' stato sviluppato principalmente per la simulazione di problemi che coinvolgono l'iniezione dei rifiuti nelle falde acquifere.
- MT3D96 (Mass Transport in 3 Dimensions) prodotto da S.S. Papadopoulos & Associates, Inc., Bethesda, Maryland.
Questo codice è un codice tridimensionale alle differenze finite risolve l'equazione del trasporto di massa. E' stato sviluppato per simulare problemi di trasporto di contaminanti nelle acque sotterranee.
- SUTRA (Saturated-Unsaturated TRANsport), prodotto da United States Geological Survey (USGS), Denver, Colorado.
Questo codice è di tipo bidimensionale e tridimensionale agli elementi finiti. E' in grado di simulare trasporto di massa o di energia a densità variabile in sistemi di flusso di acque. È stato sviluppato principalmente come modello di simulazione dell'intrusione di acqua salata in acquiferi di acqua dolce.

- SWIFT (Sandia Waste Isolation Flow and Transport), prodotto da HSI GeoTrans, Sterling, Virginia. Questo codice è di tipo tridimensionale alle differenze finite. E' in grado di simulare il trasporto di massa e di calore in condizioni di densità variabile in acque sotterranee in mezzi porosi o fratturati. E' stato sviluppato principalmente per problemi di simulazione che coinvolge profondamente anche l'iniezione dei rifiuti radioattivi in depositi geologici.

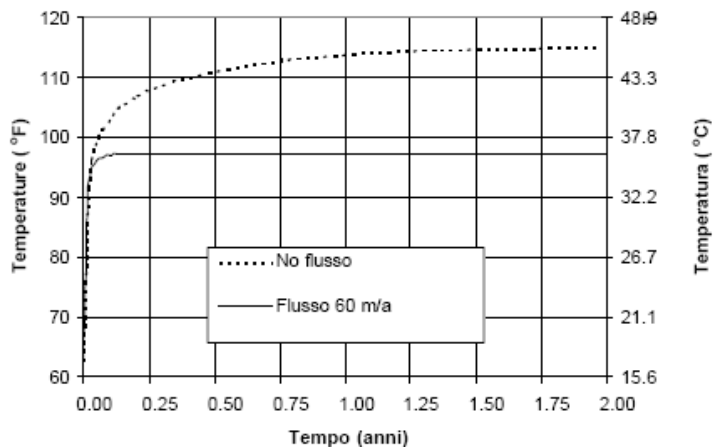
I codici numerici sopra riportati si basano sia su tecniche alle differenze finite (FDM) che agli elementi finiti (FEM metodi) per risolvere il trasporto di calore nelle acque sotterranee. I metodi FEM offrono un vantaggio rispetto agli FDM che consiste nella capacità di rappresentare geometrie complesse o irregolari (come ad esempio i tubi ad U circolari in un dominio rettangolare). In generale, è dimostrato che i metodi FEM sono generalmente superiori a quelli FDM in termini di stabilità della soluzione nel risolvere i problemi di advezione-conduzione.

Di conseguenza, i codici che utilizzano uno schema di soluzione FEM sono generalmente preferiti. Tutti gli 8 codici sopra elencati sono stati originariamente sviluppati negli anni 1980 e molti esempi di validazione della loro affidabilità sono disponibili in letteratura scientifica e non.

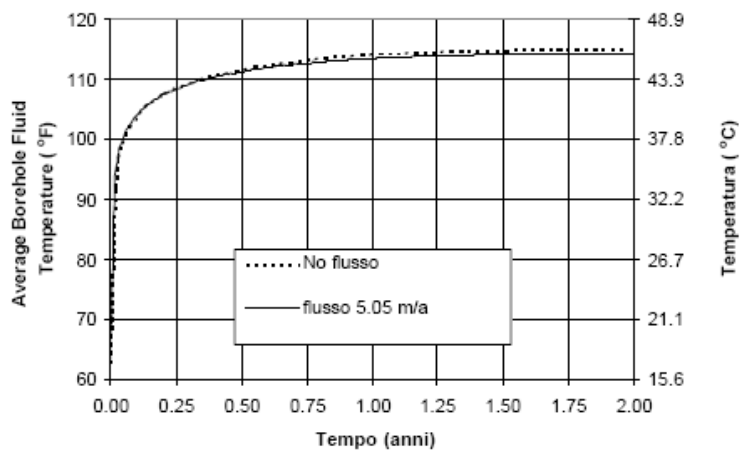
Un esempio riportato in Figura 22 dimostra che in una sabbia grossolana la temperatura media del fluido termovettore viene drasticamente condizionata da un moto di falda rispetto al caso di flusso zero. Dopo un anno, la temperatura media del fluido è circa 8.3 C° inferiore rispetto alla temperatura media del fluido in cui non vi è flusso di acque sotterranee, e sembra aver raggiunto una condizione stazionaria. Una piccola riduzione della temperatura di picco viene evidenziata per il caso di sabbia fine.

D'altra parte, considerando un tipico flusso di acqua in rocce come i graniti, calcari, dolomie e scisti, si evidenzia un effetto trascurabile sulla temperatura media del fluido termovettore in sonda. Le tendenze mostrate in questi risultati sono in accordo con le precedenti considerazioni sul numero di Peclet. Ai numeri di Peclet di ordine unitario o superiore, l'avvezione di calore prodotta dalle acque sotterranee diviene un processo importante che contribuisce allo scambio di calore con il sottosuolo; con valori del numero di Peclet di ordine inferiore a uno la conduzione è il processo dominante di trasferimento di calore, ed il moto d'acqua, per quanto riguarda il miglioramento delle prestazioni dello scambiatore di calore, risulta trascurabile.

(a) sabbia grossolana



(b) sabbia fine



(c) marna

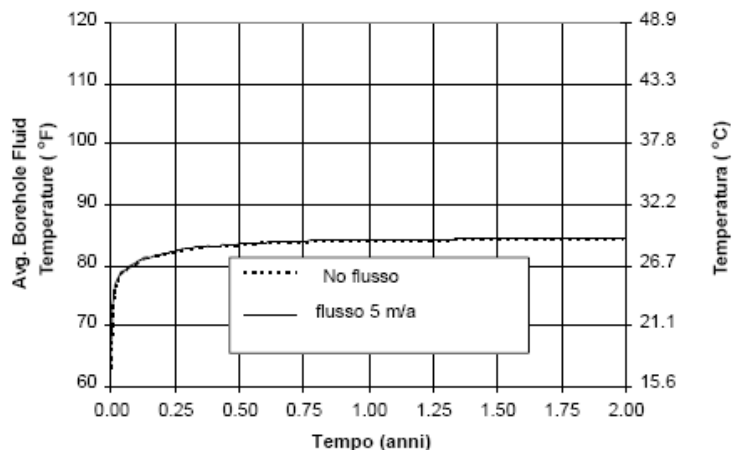


Figura 22 – Esempio di calcolo con presenza di acqua in movimento per diverse tipologie di terreno

6 DIMENSIONAMENTO DI UN CAMPO DI SONDE VERTICALE

6.1 Aspetti generali

Esistono tre possibili metodologie di calcolo per il dimensionamento degli scambiatori a terreno di tipo verticale:

1. soluzione procedurale;
2. soluzione mediante funzioni di trasferimento;
3. soluzione numerica.

Il progettista deve indicare con quale metodologia sono effettuati i calcoli.

6.1.1 La soluzione procedurale

La soluzione procedurale si basa sulla teoria della sorgente lineare. Per la soluzione analitica servono i seguenti dati di input dell'impianto:

- fabbisogno energetico del mese di progetto in riscaldamento;
- fabbisogno energetico del mese di progetto in raffrescamento;
- fabbisogno energetico stagionale in riscaldamento;
- fabbisogno energetico stagionale in raffrescamento;
- potenza termica di progetto;
- potenza frigorifera di progetto.

6.1.2 La soluzione mediante funzioni di trasferimento

Un altro metodo di dimensionamento è basato sulle funzioni di trasferimento. Gli algoritmi sono stati ricavati da studi numerici parametrici utilizzando un modello di calcolo, che ha consentito di ricavare una soluzione analitica (funzioni di trasferimento g) per il calcolo dello scambio termico con diverse geometrie di scambiatori a terreno. Le funzioni di trasferimento g dipendono dalla distanza mutua tra gli scambiatori a terreno e dalla loro distribuzione (in linea, ad L, a matrice, ecc.).

Per la soluzione con funzione di trasferimento servono i seguenti dati di input dell'impianto:

- fabbisogno energetico mensile di riscaldamento;
- fabbisogno energetico mensile di raffrescamento;
- potenza di picco per il riscaldamento per ciascun mese;
- potenza di picco per il raffrescamento per ciascun mese;
- durata dei picchi di potenza.

6.1.3 La soluzione numerica

Un metodo di calcolo esatto può essere:

- agli elementi finiti,
- alle differenze finite,
- ai volumi finiti.

I metodi di calcolo secondo soluzione numerica sono più precisi degli altri metodi, ma richiedono tempi di elaborazione e di calcolo piuttosto lunghi, oltre a esperienza con i metodi di calcolo stessi.

Per la soluzione numerica è necessario il profilo orario delle potenze richieste dall'impianto.

6.2 La soluzione procedurale

Di seguito vengono elencate le relazioni necessarie al dimensionamento degli scambiatori di calore a terreno a sviluppo verticale e i relativi dati tecnici necessari per l'applicazione della procedura di calcolo. Tale procedura è quella reperibile in (Kavanaugh e Rafferty 1997) ed integralmente accettata nelle norme italiane in corso di approvazione.

6.2.1 Equazioni generali di dimensionamento

Il seguente metodo di calcolo degli scambiatori di calore a terreno a sviluppo verticale è basato sulle relazioni proposte dall'ASHRAE (Kavanaugh e Rafferty 1997) che fanno uso della soluzione della sorgente cilindrica.

$$L_h = \frac{\dot{Q}_a \cdot R_{ga} + \dot{Q}_{g,h_D} \cdot [R_b + (PLF_{m,h_D} \cdot R_{gm}) + (R_{gd} \cdot F_{sc})]}{\theta_g - \left(\frac{\theta_{wi} + \theta_{wo}}{2} \right)_{h_D} - \theta_p} \quad (30)$$

$$L_c = \frac{\dot{Q}_a \cdot R_{ga} + \dot{Q}_{g,c_D} \cdot [R_b + (PLF_{m,c_D} \cdot R_{gm}) + (R_{gd} \cdot F_{sc})]}{\theta_g - \left(\frac{\theta_{wi} + \theta_{wo}}{2} \right)_{c_D} - \theta_p} \quad (31)$$

La base razionale che porta al raggiungimento delle eqq. (30) e (31) non è disponibile in (Kavanaugh e Rafferty 1997) né le più recenti emissioni dei manuali ASHRAE (ASHRAE 2011) apportano maggiori conoscenze. Peralto, tali elaborazioni sono state ricostruite e rese pubblicamente fruibili da (Bernier et alii 2008) e da (Fossa 2011), a cui si fa riferimento anche per il seguito.

Le relazioni (30) e (31) consentono il calcolo della lunghezza totale del sistema di scambiatori di calore necessaria in riscaldamento (L_h) e in raffrescamento (L_c), espressa in metri di perforazione verticale.

Con riferimento alle relazioni (30) e (31) si definiscono:

$\dot{Q}_a$	flusso termico medio scambiato con il terreno nell'arco di un anno, espresso in [W];
$\dot{Q}_{g,h_D}$	potenza termica di progetto lato terreno durante la stagione di riscaldamento, espressa in [W];
$\dot{Q}_{g,c_D}$	potenza termica di progetto lato terreno durante la stagione di raffrescamento, espressa in [W];
PLF_{m,h_D}	fattore di carico parziale nel mese di progetto di riscaldamento, (adimensionale);
PLF_{m,c_D}	fattore di carico parziale nel mese di progetto di raffrescamento, (adimensionale);
F_{sc}	fattore di perdita per possibile cortocircuito termico nello scambiatore di calore a terreno tra tubo di mandata e tubo di ritorno, (adimensionale);
R_b	resistenza termica equivalente per unità di lunghezza dello scambiatore di calore corrispondente allo scambio termico tra il fluido termovettore e la superficie della perforazione (superficie di interfaccia tra riempimento della perforazione e il terreno), espressa in [m K/W];
R_{ga}	resistenza termica efficace del terreno, per unità di lunghezza, riferita all'impulso annuale, espressa in [m K/W];
R_{gm}	resistenza termica efficace del terreno, per unità di lunghezza, riferita all'impulso mensile, espressa in [m K/W];
R_{gd}	resistenza termica efficace del terreno, per unità di lunghezza, riferita all'impulso giornaliero, espressa in [m K/W];

- θ_g temperatura del terreno indisturbato (non influenzato dal funzionamento dello scambiatore di calore), espressa in [°C];
- θ_{wiD} temperatura del fluido termovettore entrante nello scambiatore di calore a terreno (temperatura in uscita dalla pompa di calore) in condizioni di progetto, espressa in [°C];
- θ_{woD} temperatura del fluido termovettore uscente dallo scambiatore di calore a terreno (temperatura in ingresso alla pompa di calore) in condizioni di progetto, espressa in [°C].
- θ_p temperatura di penalizzazione (parametro che indica la variazione di temperatura del terreno), espressa in [°C];

Come convenzione nel metodo, i flussi termici, i fabbisogni di energia e le penalizzazioni in temperatura sono da considerarsi positivi in regime di riscaldamento e negativi in quello di raffrescamento.

6.2.2 Procedura di calcolo

Una volta eseguito il dimensionamento degli scambiatori di calore a terreno a sviluppo verticale secondo il metodo procedurale, si hanno a disposizione due lunghezze totali L_h o L_c . Potrà quindi essere scelta la lunghezza totale di progetto, L_D (L_h o L_c).

Il metodo di calcolo adottato per il dimensionamento richiede la conoscenza delle efficienze medie stagionali della pompa di calore. Queste dipendono anche dalle temperature delle sorgenti termiche.

La procedura di calcolo è la seguente (Figura 23):

1. assunzione delle efficienze medie stagionali pari a quelle di progetto;
2. calcolo delle lunghezze totali degli scambiatori di calore a terreno;
3. scelta della lunghezza totale di progetto;
4. calcolo della temperatura media del fluido termovettore lato terreno per ciascun mese di funzionamento della pompa di calore;
5. valutazione dell'efficienza energetica media mensile, come indicato nella UNI TS 11300-3/4.
6. valutazione delle efficienze medie stagionali.
7. calcolo delle lunghezze totali degli scambiatori di calore a terreno (punto 2) con i nuovi valori delle efficienze medie stagionali (punto 6);
8. verifica della lunghezza totale di progetto con uno scostamento ammesso pari ad 1 metro.

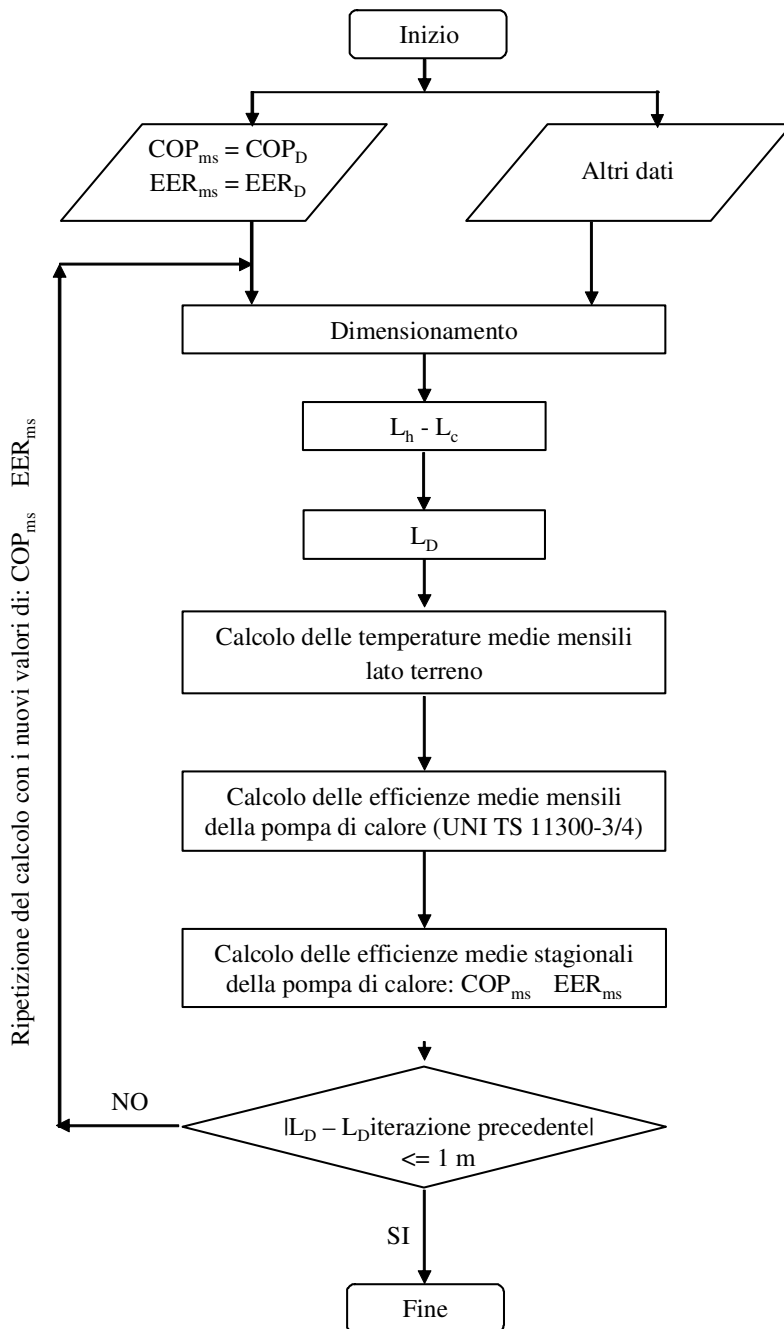


Figura 23 - Diagramma di flusso relativo al calcolo.

6.2.3 Calcolo delle potenze di progetto lato terreno

Nel caso di impianti geotermici serviti da pompe di calore a compressione di vapore azionate mediante energia elettrica, si utilizzano le seguenti relazioni:

$$\dot{Q}_{g,h_D} = \dot{Q}_{h,hp,out_D} \cdot \left(1 - \frac{1}{COP_D} \right) \quad (32)$$

$$\dot{Q}_{g,c_D} = \dot{Q}_{c,hp,out_D} \cdot \left(1 + \frac{1}{EER_D} \right) \quad (33)$$

dove:

$\dot{Q}_{g,h_D}$ potenza termica di progetto lato terreno in riscaldamento, espressa in [W];

$\dot{Q}_{g,c_D}$ potenza termica di progetto lato terreno in raffrescamento, espressa in [W];

$\dot{Q}_{h,hp,out_D}$ potenza termica di progetto della pompa di calore, espressa in [W];

$\dot{Q}_{c,hp,out_D}$ potenza frigorifera di progetto della pompa di calore, espressa in [W];

COP_D coefficiente d'effetto utile di progetto in riscaldamento, espresso in [W/W].

EER_D coefficiente d'effetto utile di progetto in raffrescamento, espresso in [W/W].

Nel caso di impianti geotermici serviti da pompe di calore ad assorbimento non è possibile risalire alle potenze di picco a partire dal coefficiente d'effetto utile GUE definito dalla norma EN 12309-2.

I costruttori in questo caso devono fornire alle varie condizioni di funzionamento sia le potenze frigorifere disponibili all'evaporatore che le potenze termiche disponibili al condensatore/assorbitore rispettivamente per la stagione invernale ed estiva. Le potenze di picco degli scambiatori di calore geotermici sono calcolate mediante le seguenti relazioni:

$$\dot{Q}_{g,h_D} = \dot{Q}_{h,hp,out_D} \cdot \left(1 - \frac{1}{GUE_{g,h_D}} \right) \quad (34)$$

$$\dot{Q}_{g,c_D} = \dot{Q}_{c,hp,out_D} \cdot \left(1 + \frac{1}{GUE_{g,c_D}} \right) \quad (35)$$

$$GUE_{g,h_D} = \frac{1}{\left(1 - \frac{\dot{Q}_{c,hp,D}}{\dot{Q}_{h,hp,out_D}} \right)} \quad (36)$$

$$GUE_{g,c_D} = \frac{1}{\left(\frac{\dot{Q}_{h,hp,D}}{\dot{Q}_{c,hp,out_D}} - 1 \right)} \quad (37)$$

dove:

- $\dot{Q}_{g,h_D}$ potenza termica di progetto lato terreno in riscaldamento, espressa in [W];
- $\dot{Q}_{g,c_D}$ potenza termica di progetto lato terreno in raffrescamento, espressa in [W];
- $\dot{Q}_{h,hp,out_D}$ potenza termica disponibile al condensatore in riscaldamento, espressa in [W];
- $\dot{Q}_{c,hp,out_D}$ potenza frigorifera disponibile all'evaporatore in raffrescamento, espressa in [W];
- $\dot{Q}_{h,hp_D}$ potenza termica al condensatore in raffrescamento, espressa in [W];
- $\dot{Q}_{c,hp_D}$ potenza termica all'evaporatore in riscaldamento, espressa in [W].

Nel caso di accoppiamento diretto tra gli scambiatori di calore a terreno e l'edificio per una determinata stagione, nelle relazioni (32) – (33), (34) – (35) il termine legato alla pompa di calore va posto uguale all'unità; in particolare:

- se c'è accoppiamento diretto nella stagione di riscaldamento, il termine $\left(1 - \frac{1}{COP_D}\right)$ nella relazione (32) vale 1 ($COP_D = \infty$);
- se c'è accoppiamento diretto nella stagione di raffrescamento, il termine $\left(1 + \frac{1}{EER_D}\right)$ nella relazione (33) vale 1 ($EER_D = \infty$);

Analogamente nel caso di pompe di calore ad assorbimento nelle relazioni (34)-(35).

6.2.4 Calcolo del flusso termico annuale $\dot{Q}_a$

Il flusso termico annuale scambiato attraverso il sistema di scambiatori di calore a terreno è calcolato mediante le seguenti relazioni:

$$\dot{Q}_a = \frac{\dot{Q}_{h,hp,out_D} \cdot \left(1 - \frac{1}{COP_{ms}}\right) \cdot \tau_h + \dot{Q}_{c,hp,out_D} \cdot \left(1 + \frac{1}{EER_{ms}}\right) \cdot \tau_c}{8760} \quad (38)$$

Per le pompe di calore ad assorbimento:

$$\dot{Q}_a = \frac{\dot{Q}_{h,hp,out_D} \cdot \left(1 - \frac{1}{GUE_{g,h_{ms}}}\right) \cdot \tau_h + \dot{Q}_{c,hp,out_D} \cdot \left(1 + \frac{1}{GUE_{g,c_{ms}}}\right) \cdot \tau_c}{8760} \quad (39)$$

dove:

COP_{ms} coefficiente d'effetto utile medio stagionale in riscaldamento [W/W].

EER_{ms}	coefficiente d'effetto utile medio stagionale in raffrescamento [W/W].
$GUE_{g,h_{ms}}$	coefficiente d'effetto utile medio stagionale in riscaldamento [W/W].
$GUE_{g,c_{ms}}$	coefficiente d'effetto utile medio stagionale in raffrescamento [W/W].

Nelle equazioni (38) – (39) i termini τ_h e τ_c rappresentano rispettivamente il numero di ore equivalenti annuali a pieno carico dell'impianto di riscaldamento e di raffrescamento, calcolate mediante le relazioni (40) e (41).

$$\tau_h = \frac{\sum_{i=1}^{12} Q_{h,hp,out_i}}{\dot{Q}_{h,hp,out_D}} \quad (40)$$

$$\tau_c = \frac{\sum_{i=1}^{12} Q_{c,hp,out_i}}{\dot{Q}_{c,hp,out_D}} \quad (41)$$

dove:

$Q_{h,hp,out}$ fabbisogno di energia termica mensile fornito dalla pompa di calore, espresso in [Wh];

$Q_{c,hp,out}$ fabbisogno di energia frigorifera mensile fornito dalla pompa di calore, espresso in [Wh].

Nel caso di accoppiamento diretto tra gli scambiatori a terreno e l'edificio per una determinata stagione, nelle relazioni (38) – (39) il termine legato alla pompa di calore va posto uguale all'unità; in particolare:

- se c'è accoppiamento diretto nella stagione di riscaldamento, il termine $\left(1 - \frac{1}{COP_{ms}}\right)$ nella relazione (38) vale 1 ($COP_{ms} = \infty$);
- se c'è accoppiamento diretto nella stagione di raffrescamento, il termine $\left(1 + \frac{1}{EER_{ms}}\right)$ nella relazione (38) vale 1 ($EER_{ms} = \infty$);

Analogamente nel caso di pompe di calore ad assorbimento nella relazione (39).

6.2.5 Calcolo del fattore di carico parziale mensile PLF_m

Per il calcolo del fattore di carico parziale mensile PLF_m , le relazioni utili sono le seguenti:

$$PLF_{m,h_D} = \frac{Q_{h,hp,out_D}}{24 \cdot \dot{Q}_{h,hp,out_D} \cdot N_{GiorniMeseProgetto}} \quad (42)$$

$$PLF_{m,c_D} = \frac{Q_{c,hp,out_D}}{24 \cdot \dot{Q}_{c,hp,out_D} \cdot N_{GiorniMeseProgetto}} \quad (43)$$

dove:

Q_{h, hp, out_D}	fabbisogno energetico nel mese di progetto in riscaldamento, espresso in [Wh];
$\dot{Q}_{h, hp, out_D}$	potenza termica di progetto della pompa di calore, espressa in [W];
Q_{c, hp, out_D}	fabbisogno energetico nel mese di progetto in raffrescamento, espresso in [Wh];
$\dot{Q}_{c, hp, out_D}$	potenza frigorifera di progetto della pompa di calore, espressa in [W];
$N_{GiorniMese\ Progetto}$	numero di giorni del mese di progetto.
Mese di progetto	per la stagione di riscaldamento, è il mese in cui si ha il massimo del fabbisogno energetico; per la stagione di raffrescamento, è il mese in cui si ha il minimo del fabbisogno energetico.

6.2.6 Calcolo del fattore di perdita per cortocircuito termico F_{sc}

Il fattore di cortocircuito termico viene calcolato per interpolazione dei dati reperibili in Tabella 11.

Tabella 11 - Fattori di cortocircuito termico F_{sc} .

Scambiatori per circuito	F_{sc}	
	0.036 kg·s ⁻¹ /kW	0.054 kg·s ⁻¹ /kW
1	1,06	1,04
2	1,03	1,02
3	1,02	1,01

Il fattore di cortocircuito termico viene stimato a partire dal valore della portata specifica di ogni singolo scambiatore di calore e del numero di scambiatori di calore collegati in serie nel circuito geotermico.

6.2.7 Calcolo della resistenza termica equivalente dello scambiatore a terreno R_b

La resistenza termica equivalente dello scambiatore di calore a terreno relativa all'interfaccia tra fluido termovettore e parete della perforazione è data dalla somma delle seguenti tre resistenze termiche:

1. resistenza termica del tubo in cui viene fatto scorrere il fluido R_{pp} ;
2. resistenza termica del materiale di riempimento (interfaccia tubo terreno) R_{gr} ;
3. resistenza termica dell'eventuale tubo esterno R_t .

$$R_b = R_{pp} + R_{gr} + R_t \quad (44)$$

La relazione (45) consente il calcolo della resistenza della tubazione nella quale scorre il fluido termovettore, espressa in [m K/W]:

$$R_{pp} = \frac{\left[\frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{pp}} \cdot \ln \left(\frac{d_e}{d_i} \right) + \frac{1}{\pi \cdot d_i \cdot h_i} \right]}{N_{tubi}} \quad (45)$$

dove:

- d_e diametro esterno del tubo, espresso in [m];
 d_i diametro interno del tubo, espresso in [m];
 λ_{pp} conduttività termica del materiale del tubo, espressa in [W/(m K)];
 h_i coefficiente di scambio termico per convezione all'interno del tubo, espresso in [W/(m² K)];
 N_{tubi} numero di tubi che compongono lo scambiatore di calore:
 - per lo scambiatore a singola U è pari a 2;
 - per lo scambiatore a doppia U è pari a 4.

La relazione (46) (Remund 1999) consente il calcolo della resistenza termica del materiale di riempimento nel caso di scambiatore di calore a terreno del tipo a singola U, espressa in [m K/W]:

$$R_{gr} = \frac{1}{S_b \cdot \lambda_{gr}} \quad (46)$$

dove:

- S_b fattore di cortocircuito;
 λ_{gr} conduttività termica del materiale di riempimento, espressa in [W/(m K)].

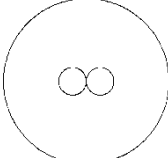
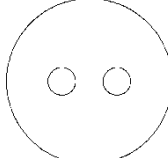
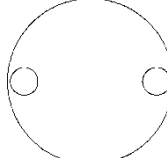
Il fattore di cortocircuito è calcolato mediante le proprietà geometriche dello scambiatore di calore, attraverso la relazione (47):

$$S_b = \beta_0 \cdot \left(\frac{D_b}{d_e} \right)^{\beta_1} \quad (47)$$

dove:

- d_e diametro esterno del tubo, espresso in [m];
 D_b diametro della perforazione, espresso in [m];
 β_0, β_1 fattori geometrici dello scambiatore di calore a terreno a singola U (Tabella 12).

Tabella 12 - Valori dei fattori geometrici β degli scambiatori di calore geotermici.

CONFIGURAZIONE			
	(A)	(B)	(C)
β_0	20,10	17,44	21,91
β_1	-0,9447	-0,6052	-0,3796

La resistenza termica dell'eventuale tubo esterno dello scambiatore di calore a terreno è calcolata attraverso la relazione (48).

$$R_t = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_t} \cdot \ln\left(\frac{D_e}{D_i}\right) \quad (48)$$

dove:

- D_e diametro esterno del tubo, espresso in [m];
 D_i diametro interno del tubo, espresso in [m];
 λ_t conduttività termica del materiale del tubo, espressa in [W/(m K)].

Nel caso in cui il tubo esterno della perforazione al termine della realizzazione venga estratto dal pozzo, nella relazione (44) il termine R_t assume valore nullo.

Per lo scambiatore di calore a terreno del tipo a doppia U, la resistenza termica del riempimento può essere calcolata tramite la relazione seguente (Hellström 1991):

$$R_{gr} = \frac{1}{2\pi\lambda_{gr}} \cdot \left[\ln\left(\frac{D_b}{d_e}\right) - \frac{3}{4} + \left(\frac{D}{D_b}\right)^2 - \frac{1}{4} \cdot \ln\left(1 - \left(\frac{D}{D_b}\right)^8\right) - \frac{1}{2} \cdot \ln\left(\frac{\sqrt{2} \cdot D}{d_e}\right) - \frac{1}{4} \cdot \ln\left(\frac{2 \cdot D}{d_e}\right) \right] \quad (49)$$

dove:

- λ_{gr} conduttività termica del materiale di riempimento, espressa in [W/(m K)];
 D_b diametro della perforazione, espresso in [m];
 d_e diametro esterno della tubazione, espresso in [m];
 D interasse tra i tubi (distanza centro-centro dei tubi), espresso in [m].

Per lo scambiatore di calore a terreno di tipo concentrico semplice (senza alcun elemento presente nell'intercapedine tra tubo interno ed esterno) la resistenza termica della tubazione che influenza lo scambio termico con il terreno vale:

$$R_{pp} = \frac{1}{\pi \cdot d_{i,out} \cdot h_{i,out}} + \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{pp,out}} \cdot \ln\left(\frac{d_{e,out}}{d_{i,out}}\right) \quad (50)$$

dove:

- $d_{i,out}$ diametro interno della tubazione esterna, espresso in [m];
 $d_{e,out}$ diametro esterno della tubazione esterna, espresso in [m];
 $h_{i,out}$ coefficiente di scambio termico per convezione all'interno del tubo esterno, espresso in [W/(m² K)];
 $\lambda_{pp,out}$ conduttività termica del materiale del tubo esterno, espressa in [W/(m K)].

Nel medesimo caso, la resistenza termica del riempimento vale:

$$R_{gr} = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{gr}} \cdot \ln\left(\frac{D_b}{d_{e,out}}\right) \quad (51)$$

dove:

D_b diametro della perforazione, espresso in [m];

$d_{e,out}$ diametro esterno della tubazione esterna, espresso in [m];

λ_{gr} conduttività termica del materiale di riempimento, espressa in [W/(m K)].

La resistenza termica legata al materiale di riempimento può essere calcolata anche mediante l'utilizzo di codici di calcolo che permettono l'analisi termica bidimensionale, basati, ad esempio, sul metodo agli elementi finiti o differenze finite.

6.2.8 Calcolo delle resistenze termiche efficaci del terreno

Le resistenze termiche del terreno circostante la perforazione nella quale è inserito lo scambiatore di calore sono di tipo impulsivo e sono suddivise in funzione della durata dell'impulso stesso. La resistenza termica R_{ga} è riferita ad un impulso annuale, quando cioè il terreno ha raggiunto un nuovo livello di stabilità nello scambio termico (uno o più anni). La resistenza termica R_{gm} è riferita ad un impulso mensile, in corrispondenza dello scambio termico medio nel mese di progetto. La resistenza termica R_{gd} è riferita ad un impulso giornaliero, in corrispondenza allo scambio termico di picco nelle ore di progetto.

Per mettere in relazione il tempo che definisce l'impulso di scambio con le caratteristiche geometriche dello scambiatore di calore e le proprietà del terreno, si utilizza la seguente relazione nella quale viene definito il numero di Fourier:

$$Fo = \frac{4 \cdot \alpha_g \cdot \tau}{D_b^2} \quad (52)$$

dove:

α_g diffusività del terreno, espressa in [m²/s];

τ periodo di durata dell'impulso considerato, espresso in [s];

D_b diametro della perforazione, espresso in [m].

L'impulso considerato per il calcolo della resistenza termica equivalente annuale ha durata pari a 3650 giorni (10 anni), in quanto si assume che tale lasso di tempo sia sufficiente alla stabilizzazione del flusso termico scambiato con il terreno. L'impulso considerato per il calcolo della resistenza termica equivalente mensile ha durata pari a 30 giorni. L'impulso considerato per il calcolo della resistenza termica equivalente giornaliera ha durata pari a 0.25 giorni (6 ore).

Devono quindi essere definiti tre numeri di Fourier considerando le seguenti tre durate dell'impulso:

$\tau_1 = 3650$ giorni (315 360 000 s);

$\tau_2 = 3650 + 30 = 3680$ giorni (317 952 000 s);

$\tau_f = 3650 + 30 + 0.25 = 3680.25$ giorni (317 973 600 s).

In luogo della relazione (52) per il calcolo dei numeri di Fourier necessari alla definizione delle resistenze termiche equivalenti del terreno si utilizzano le seguenti relazioni, nelle quali i simboli hanno significati già noti:

$$Fo_1 = \frac{4 \cdot \alpha_g \cdot (\tau_f - \tau_1)}{D_b^2} \quad (53)$$

$$Fo_2 = \frac{4 \cdot \alpha_g \cdot (\tau_f - \tau_2)}{D_b^2} \quad (54)$$

$$Fo_f = \frac{4 \cdot \alpha_g \cdot \tau_f}{D_b^2} \quad (55)$$

Per ogni numero di Fourier ricavato con le relazioni (53), (54) e (55) si calcola il corrispondente *G-Factor* mediante la seguente relazione (valida per $Fo > 2$) o dal grafico riportato in Figura 24, basandosi sulla soluzione della sorgente cilindrica (Carslaw, Jaeger 1959).

$$G = 0,0758 \cdot \ln(Fo) + 0,1009 \quad (56)$$

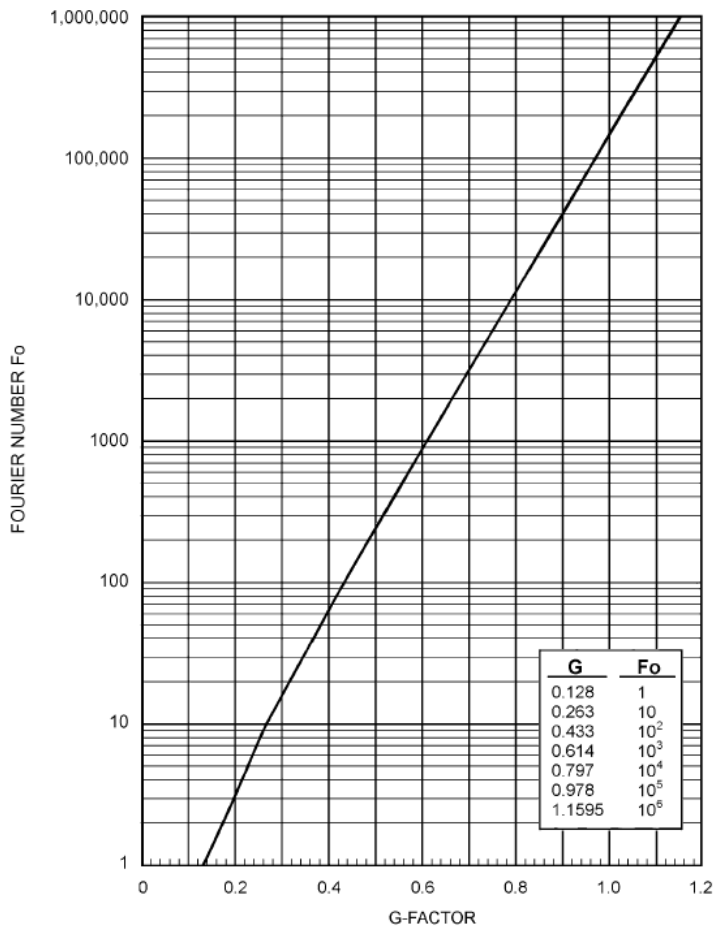


Figura 24 - Diagramma Fo - G -factor per valutare la resistenza termica del terreno

Le tre resistenze termiche equivalenti del terreno sono quindi calcolate con le seguenti relazioni:

$$R_{ga} = \frac{G_f - G_1}{\lambda_g} \quad (57)$$

$$R_{gm} = \frac{G_1 - G_2}{\lambda_g} \quad (58)$$

$$R_{gd} = \frac{G_2}{\lambda_g} \quad (59)$$

dove:

- G_f G -factor relativo al numero di Fourier For_f ;
- G_1 G -factor relativo al numero di Fourier For_1 ;
- G_2 G -factor relativo al numero di Fourier For_2 ;
- λ_g conduttività termica equivalente del terreno, espressa in [W/(m K)].

6.2.9 Stima del salto termico dello scambiatore di calore geotermico $\Delta\theta_{sgv}$

Nelle equazioni (30) e (31) al denominatore è presente la relazione (60) che definisce il salto termico dello scambiatore di calore geotermico $\Delta\theta_{sgv}$.

$$\Delta\theta_{sgv} = \theta_g - \left(\frac{\theta_{wi} + \theta_{wo}}{2} \right)_D - \theta_p \quad (60)$$

6.2.10 Definizione delle temperature del fluido termovettore θ_{wi} e θ_{wo}

La temperatura del fluido termovettore è un parametro critico nel dimensionamento degli scambiatori di calore a terreno. Un'elevata differenza tra temperatura media del fluido nello scambiatore e temperatura del terreno indisturbato consente ovviamente di ridurre le dimensioni del sistema di scambio termico rendendo le operazioni di realizzazione più economiche. Un simile approccio porta però a maggiori influenze sullo stato termico del terreno circostante e generalmente a basse prestazioni delle pompe di calore, aumentando i consumi energetici del sistema.

Una bassa differenza tra temperatura media del fluido nello scambiatore e temperatura del terreno indisturbato, consente elevate prestazioni delle pompe di calore e ridotti consumi energetici del sistema. Un simile approccio porta però a dimensioni rilevanti del sistema di scambio termico con il sottosuolo, rendendo le operazioni di realizzazione del sistema eccessivamente onerose.

Il corretto bilanciamento tra i vari fattori che influenzano la scelta (dimensioni del sistema e prestazioni delle pompe di calore) si ottiene considerando che la differenza $\Delta\theta_{gw}$ tra temperatura del fluido uscente dallo scambiatore di calore θ_{wo} e temperatura del terreno θ_g in regime di riscaldamento varia entro l'intervallo 6÷11 K, mentre in regime di raffreddamento varia entro l'intervallo 11÷17 K.

$$\theta_{wo} = \theta_g \pm \Delta\theta_{gw} \quad (61)$$

Il salto termico $\Delta\theta_w$ del fluido termovettore all'interno dello scambiatore di calore a terreno deve essere studiato verificando che la portata di fluido che percorre le tubazioni sia tale da garantire che il regime di moto sia di tipo non laminare all'interno degli stessi (numero di Reynolds maggiore di 2300) e che la velocità del fluido stesso non determini eccessive perdite di carico e quindi comporti l'adozione di un sistema di pompaggio eccessivamente energivoro.

Generalmente un salto termico $\Delta\theta_w$ pari a 3÷5 K è sufficiente a bilanciare i parametri d'impianto menzionati.

$$\theta_{wi} = \theta_{wo} \pm \Delta\theta_w \quad (62)$$

La relazione (62), con ovvio significato dei simboli, consente di determinare la temperatura di ingresso del fluido termovettore nello scambiatore di calore a terreno. Il segno della somma algebrica risulta negativo in fase di riscaldamento e positivo in fase di raffreddamento.

6.2.11 Calcolo della temperatura di penalizzazione θ_p

La temperatura di penalizzazione θ_p consente di apportare le opportune modifiche analitiche al salto termico medio tra terreno e fluido termovettore, per considerare l'interferenza reciproca dei campi termici indotti dagli scambiatori di calore attivi nel terreno.

Definito il numero e la disposizione geometrica degli scambiatori di calore da realizzarsi, è possibile utilizzare la seguente relazione:

$$\theta_p = \frac{1 \cdot N_4 + 0,5 \cdot N_3 + 0,25 \cdot N_2 + 0,1 \cdot N_1}{N_{tot}} \cdot \theta_{p1} \quad (63)$$

dove:

- N_4 numero di scambiatori circondati su tutti e quattro i lati da altri scambiatori;
- N_3 numero di scambiatori circondati su tre lati da altri scambiatori;
- N_2 numero di scambiatori circondati su due lati da altri scambiatori;
- N_1 numero di scambiatori circondati su un solo lato da altri scambiatori;
- N_{tot} numero totale di scambiatori presenti nel campo geotermico;
- θ_{p1} temperatura di penalizzazione per uno scambiatore di calore a terreno circondato su tutti e quattro i lati da altri scambiatori analoghi.

La relazione (63) è relativa ad una disposizione a griglia degli scambiatori di calore a terreno. Una migliore valutazione della temperatura di penalizzazione si ottiene con l'equazione (64):

$$\theta_p = \left[\sum_{i=1}^{N_{tot}-1} \left(\sum_{j=i+1}^{N_{tot}} \theta_{p1 \ i-j} \right) \right] \cdot 0,15 \cdot \frac{2}{N_{tot}} \quad (64)$$

dove:

$\theta_{p1 \ i-j}$ è la temperatura di penalizzazione θ_{p1} valutata facendo uso dell'interasse tra lo scambiatore i e j ; ovviamente vale $\theta_{p1 \ i-i} = 0$. Con l'equazione (64) è possibile valutare disposizioni qualsivoglia degli scambiatori di calore a terreno.

La temperatura di penalizzazione θ_{p1} viene calcolata considerando la capacità di accumulo termico del parallelepipedo di terreno interessato dal funzionamento dello scambiatore di calore.

$$\theta_{p1} = \frac{Q_{stored}}{\rho \cdot c_p \cdot d_s^2 \cdot L} \quad (65)$$

dove:

- Q_{stored} calore accumulato nel terreno dal sistema geotermico dopo i 10 anni di funzionamento dell'impianto, espresso in [J];
- ρ densità equivalente del terreno, espressa in [kg/m³];
- c_p calore specifico equivalente del terreno, espresso in [J/(kg K)];
- d_s distanza reciproca tra gli scambiatori di calore a terreno, espressa in [m];

L lunghezza totale degli scambiatori di calore a terreno, espressa in [m].

Con riferimento alla Figura 25, per lo scambiatore centrale SI , la superficie posta a $0.5 d_s$ può essere considerata adiabatica. Se lo scambiatore SI fosse in campo libero, influenzerebbe il terreno fino al raggio R_{max} ; essendo questo fenomeno impedito dalla superficie adiabatica, tutto il calore non scambiato (Q_{stored}) tende ad accumularsi nel parallelepipedo di lato d_s , determinando di fatto una variazione di temperatura del terreno nel tempo.

Tale fenomeno dipende fortemente dalla presenza di falde acquifere che, in funzione della velocità delle falde stesse, possono ridurre notevolmente la deriva termica.

Il calore diffuso dopo 10 anni si ottiene utilizzando la soluzione della sorgente lineare (Carslaw, Jaeger 1959) e considerando un cilindro di raggio pari a 8-10 metri (R_{max}), in quanto, mediamente, sono queste le distanze interessate dalla trasmissione del calore in questo arco di tempo. Non essendo il gradiente di temperatura costante lungo il raggio del cilindro indagato, si considerano n corone circolari concentriche (Figura 25) e la variazione di temperatura media tra essi; quindi il calcolo di Q_{stored} avviene tramite la seguente relazione:

$$Q_{stored} = \sum_{i=1}^n \rho \cdot c_p \cdot \pi \cdot L \cdot ((R_i + \Delta R)^2 - R_i^2) \cdot \Delta \theta_{g_i} \quad (66)$$

dove:

- ρ densità equivalente del terreno, espressa in [kg/m³];
- c_p calore specifico equivalente del terreno, espresso in [J/(kg K)];
- d_s distanza reciproca tra gli scambiatori di calore a terreno, espressa in [m];
- L lunghezza totale degli scambiatori di calore a terreno, espressa in [m];
- R_i raggio interno della corona circolare (R_i è pari a $0,5 d_s$), espresso in [m];
- ΔR incremento del raggio, espresso in [m];
- $\Delta \theta_{g_i}$ variazione di temperatura del terreno rispetto al valore indisturbato θ_g per la corona circolare i -esima, espressa in [°C].

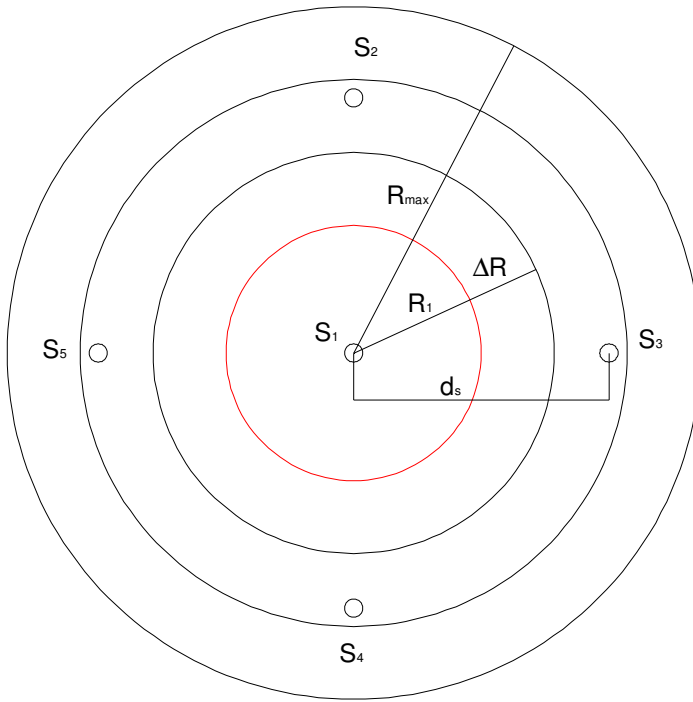


Figura 25 - Rappresentazione dell'accumulo termico nel terreno

Il salto termico $\Delta\theta_{g_i}$ è calcolato tramite la relazione di seguito riportata:

$$\Delta\theta_{g_i} = \frac{\dot{Q}_a \cdot I(X)}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_g \cdot L} \quad (67)$$

dove:

- $\dot{Q}_a$ flusso termico medio scambiato con il terreno nell'arco di un anno, espresso in [W];
- λ_g conduttività termica equivalente del terreno, espressa in [W/(m K)];
- L lunghezza totale degli scambiatori di calore a terreno, espressa in [m];
- $I(X)$ coefficiente calcolato a partire dal termine X .

Le seguenti relazioni consentono il calcolo del coefficiente $I(X)$.

$$X = \frac{R}{2\sqrt{\alpha_g \cdot \tau}} \quad (68)$$

$$I(X) = -0,577078 \cdot \ln(X) + 0,1 \quad \text{per } 0,5 \leq X \leq 1 \quad (69)$$

$$I(X) = -0,932002 \cdot \ln(X) - 0,14601 \quad \text{per } 0,01 \leq X < 0,5 \quad (70)$$

dove:

R raggio medio della corona circolare considerata $(R_i + 0,5 \cdot \Delta R)$, espresso in [m];

α_g diffusività termica equivalente del terreno, espressa in [m²/s];

τ tempo per il quale si effettua la verifica, generalmente 3650 giorni.

Le relazioni (69) e (70) possono essere sostituite dalla Figura 26.

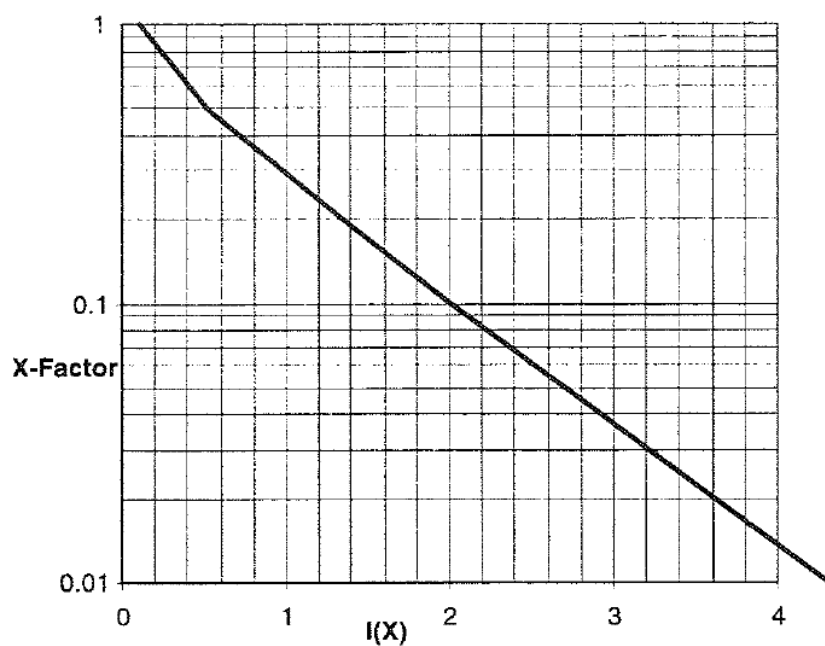


Figura 26 - Diagramma per valutare $I(X)$.

7 DIMENSIONAMENTO DI UN CAMPO DI SONDE ORIZZONTALE

7.1.1 Equazioni generali di dimensionamento

La lunghezza complessiva di tubazione da realizzare in un sistema di scambiatori orizzontali a terreno è determinabile attraverso due equazioni (IGSHPA 2009), che consentono il calcolo rispettivamente di una lunghezza di progetto per la stagione di riscaldamento e per la stagione di raffrescamento.

Le equazioni sono riportate di seguito:

$$L_{h,p} = \frac{\dot{Q}_{g,h_D} \cdot (R_p + R_g \cdot P_m \cdot S_m \cdot F_h)}{\theta_{g,L} - \left(\frac{\theta_{wi} + \theta_{wo}}{2} \right)_{h_D}} \quad (71)$$

$$L_{c,p} = \frac{\dot{Q}_{g,c_D} \cdot (R_p + R_g \cdot P_m \cdot S_m \cdot F_c)}{\theta_{g,H} - \left(\frac{\theta_{wi} + \theta_{wo}}{2} \right)_{c_D}} \quad (72)$$

dove

$L_{h,p}$: lunghezza di tubazione complessiva di progetto riferita al riscaldamento in [m];

$L_{c,p}$: lunghezza di tubazione complessiva di progetto riferita al raffrescamento in [m];

$\dot{Q}_{g,h_D}$ potenza termica di progetto lato terreno durante la stagione di riscaldamento, espressa in [W];

$\dot{Q}_{g,c_D}$ potenza termica di progetto lato terreno durante la stagione di raffrescamento, espressa in [W];

R_p : resistenza termica della tubazione, espressa in [m K/W];

R_g : resistenza termica del terreno in condizioni stazionarie, espressa in [m K/W];

P_m : coefficiente correttivo relativo al diametro delle tubazioni (diverso da zero per tubi di diametro diverso da 3/4"), (adimensionale);

S_m : coefficiente correttivo relativo alla distanza fra le trincee, (adimensionale);

F_h : fattore di carico in riscaldamento nel mese di progetto (mese in cui l'edificio presenta maggiore fabbisogno di energia termica), (adimensionale);

F_c : fattore di carico in raffrescamento nel mese di progetto (mese in cui l'edificio presenta maggiore, in valore assoluto, fabbisogno di energia frigorifera), (adimensionale);

$\theta_{g,L}$: temperatura del terreno di progetto nella stagione di riscaldamento alla profondità media del sistema, espressa in [°C] (sez. 5.1.2);

$\theta_{g,H}$: temperatura del terreno di progetto nella stagione di raffrescamento alla profondità media del sistema, espressa in [°C] (sez. 5.1.2);

θ_{wi_D} temperatura del fluido termovettore entrante nello scambiatore di calore a terreno (temperatura in uscita dalla pompa di calore) in condizioni di progetto, espressa in [°C];

θ_{wo_D} temperatura del fluido termovettore uscente dallo scambiatore di calore a terreno (temperatura in ingresso alla pompa di calore) in condizioni di progetto, espressa in [°C].

I flussi termici e i fabbisogni di energia sono da considerarsi positivi in regime di riscaldamento e negativi in quello di raffrescamento.

7.1.2 Calcolo delle potenze di progetto lato terreno

Nel caso di impianti geotermici serviti da pompe di calore a compressione di vapore azionate mediante energia elettrica, si utilizzano le seguenti relazioni:

$$\dot{Q}_{g,h_D} = \dot{Q}_{h,hp,out_D} \cdot \left(1 - \frac{1}{COP_D}\right) \quad (73)$$

$$\dot{Q}_{g,c_D} = \dot{Q}_{c,hp,out_D} \cdot \left(1 + \frac{1}{EER_D}\right) \quad (74)$$

dove:

- $\dot{Q}_{g,h_D}$ potenza termica di progetto lato terreno in riscaldamento, espressa in [W];
- $\dot{Q}_{g,c_D}$ potenza termica di progetto lato terreno in raffrescamento, espressa in [W];
- $\dot{Q}_{h,hp,out_D}$ potenza termica di progetto della pompa di calore, espressa in [W];
- $\dot{Q}_{c,hp,out_D}$ potenza frigorifera di progetto della pompa di calore, espressa in [W];
- COP_D coefficiente d'effetto utile di progetto in riscaldamento, espresso in [W/W].
- EER_D coefficiente d'effetto utile di progetto in raffrescamento, espresso in [W/W].

Nel caso di impianti geotermici serviti da pompe di calore ad assorbimento non è possibile risalire alle potenze di picco a partire dal coefficiente d'effetto utile GUE definito dalla norma EN 12309-2.

I costruttori in questo caso devono fornire alle varie condizioni di funzionamento sia le potenze frigorifere disponibili all'evaporatore che le potenze termiche disponibili al condensatore/assorbitore rispettivamente per la stagione invernale ed estiva. Le potenze di picco degli scambiatori di calore geotermici sono calcolate mediante le seguenti relazioni:

$$\dot{Q}_{g,h_D} = \dot{Q}_{h,hp,out_D} \cdot \left(1 - \frac{1}{GUE_{g,h_D}}\right) \quad (75)$$

$$\dot{Q}_{g,c_D} = \dot{Q}_{c,hp,out_D} \cdot \left(1 + \frac{1}{GUE_{g,c_D}}\right) \quad (76)$$

$$GUE_{g,h_D} = \frac{1}{\left(1 - \frac{\dot{Q}_{c,hp,out_D}}{\dot{Q}_{h,hp,out_D}}\right)} \quad (77)$$

$$GUE_{g,c_D} = \frac{1}{\left(\frac{\dot{Q}_{h,hp_D}}{\dot{Q}_{c,hp,out_D}} - 1 \right)} \quad (78)$$

dove:

- $\dot{Q}_{g,h_D}$ potenza termica di progetto lato terreno in riscaldamento, espressa in [W];
- $\dot{Q}_{g,c_D}$ potenza termica di progetto lato terreno in raffrescamento, espressa in [W];
- $\dot{Q}_{h,hp,out_D}$ potenza termica disponibile al condensatore in riscaldamento, espressa in [W];
- $\dot{Q}_{c,hp,out_D}$ potenza frigorifera disponibile all'evaporatore in raffrescamento, espressa in [W];
- $\dot{Q}_{h,hp_D}$ potenza termica al condensatore in raffrescamento, espressa in [W];
- $\dot{Q}_{c,hp_D}$ potenza termica all'evaporatore in riscaldamento, espressa in [W].

Nel caso di accoppiamento diretto tra gli scambiatori di calore a terreno e l'edificio per una determinata stagione, nelle relazioni (73) – (74), (75) – (76) il termine legato alla pompa di calore va posto uguale all'unità; in particolare:

- se c'è accoppiamento diretto nella stagione di riscaldamento, il termine $\left(1 - \frac{1}{COP_D}\right)$ nella relazione (73) vale 1 ($COP_D = \infty$);
- se c'è accoppiamento diretto nella stagione di raffrescamento, il termine $\left(1 + \frac{1}{EER_D}\right)$ nella relazione (74) vale 1 ($EER_D = \infty$);

Analogamente nel caso di pompe di calore ad assorbimento nelle relazioni (75) e (76).

7.1.3 Calcolo della lunghezza di tubo per ciascuna trincea

Nota la lunghezza totale di tubazione necessaria $L_{h,p}$ si procede al calcolo della lunghezza di tubo in ciascuna trincea $L_{h,p/T}$ a partire dal numero di trincee previste in regime di riscaldamento:

$$L_{h,p/T} = \frac{L_{h,p}}{N_T} \quad (79)$$

dove N_T è il numero di trincee previste, (adimensionale).

Analogamente in regime di raffrescamento:

$$L_{c,p/T} = \frac{L_{c,p}}{N_T} \quad (80)$$

dove N_T è il numero di trincee previste, (adimensionale).

7.1.4 Calcolo della lunghezza di ciascuna trincea

La lunghezza di ciascuna trincea $L_{h,T}$ si determina in funzione del numero di tubi presenti in ciascuna trincea N_p . Se si ipotizza l'utilizzo di una configurazione di tipo slinky o similare si considera la configurazione a tubo lineare equivalente (cioè quella configurazione a tubo lineare che consente di ottenere la stessa lunghezza complessiva di tubazione nella trincea):

$$L_{h,T} = \frac{L_{h,p/T}}{N_{p,h}} \quad (81)$$

dove $N_{p,h}$ è il numero di tubi per trincea, (adimensionale).

Analogamente in regime di raffrescamento:

$$L_{c,T} = \frac{L_{c,p/T}}{N_{p,c}} \quad (82)$$

dove $N_{p,c}$ è il numero di tubi per trincea, (adimensionale).

La lunghezza scelta al fine di garantire la copertura del 100% del carico di riscaldamento e del carico di raffrescamento è la maggiore delle due.

7.1.5 Resistenza termica del terreno R_g e fattore correttivo S_m

I valori delle resistenza termica R_g e del fattore correttivo S_m sono determinati in relazione alle diverse configurazioni geometriche di installazione in relazione all'interferenza termica fra più tubi all'interno di una stessa trincea e all'interferenza termica fra più trincee.

Le configurazioni considerate sono le seguenti:

1. trincea stretta con tubi alloggiati verticalmente:
 - 1.1. 1 tubo;
 - 1.2. 2 tubi;
 - 1.3. 4 tubi;
 - 1.4. 5 tubi;
 - 1.5. 8 tubi.
2. trincea larga con tubi alloggiati orizzontalmente:
 - 2.1. 2 tubi;
 - 2.2. 4 tubi;
 - 2.3. 5 tubi;
 - 2.4. 8 tubi.
3. configurazione su due livelli:
 - 3.1. 4 tubi (2 x 2), ossia 2 tubi su 2 livelli;
 - 3.2. 8 tubi (4 x 2), ossia 4 tubi su 2 livelli;
 - 3.3. 10 tubi (5 x 2), ossia 5 tubi su 2 livelli;
 - 3.4. 16 tubi (8 x 2), ossia 8 tubi su 2 livelli.

Nel caso si adotti una configurazione a spirale, bisognerà considerare una configurazione su due livelli (configurazione di tipo 3) che presenta la stessa lunghezza complessiva di tubazione per metro lineare di trincea.

Al fine di calcolare la lunghezza della trincea a spirale, è possibile utilizzare la seguente formula (si veda la figura seguente):

$$L_p = N_l L_l + 2N_l P + \pi d / 2 + d \quad (83)$$

$$N_l = \frac{L_p - d(\pi/2 + 1)}{L_l + 2P} \quad (84)$$

dove

L_p : lunghezza complessiva tubazione;
 N_l : numero di circoli;
 d : diametro della spirale;
 L_l : lunghezza della circonferenza ($\pi \cdot d$), con spirale di diametro d ;
 P : passo della spirale;
 $L_{(t-h)}$: lunghezza di tubo fra trincea e collettore;
 L_t : lunghezza trincea.

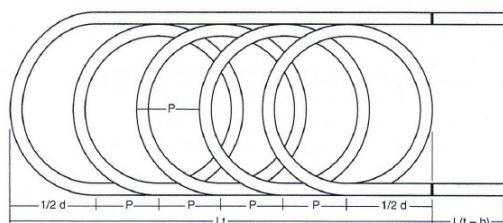


Figura 27 - Configurazione a spirale.

Per le diverse configurazioni sono raccomandate le seguenti profondità minime di posa (distanza dal piano campagna) se la temperatura atmosferica media è di 13°C. Profondità superiori (di norma di circa 70 cm) dovranno essere adottate nel caso di installazione in climi molto freddi (in tal caso si dovrà tener conto della linea di gelo) o molto caldi.

Tabella 13 - Profondità minime di installazione

configurazione	profondità minime raccomandate [m]
1.1	2.0
1.2	1.7
1.3	1.5
1.4	1.5
1.5	1.5
2.1	2.0
2.2	2.0
2.3	2.0
2.4	2.0
3.1	1.7
3.2	2.0
3.3	2.0
3.4	2.0

Il parametro S_m dipende dai seguenti valori:

- distanza fra centro e centro di due trincee diverse S_{cc} [m]
- numero di trincee

- larghezza della trincea S_H [m] (solo per alcune configurazioni)

Il valore di S_m è riportato nelle tabelle dell'APPENDICE D – PARAMETRI DEL METODO IGSHPA in funzione dei tre parametri sopra menzionati. Per valori di S_{cc} diversi da quelli tabulati si procede per interpolazione lineare. Se il numero di trincee è un valore diverso da quelli tabulati, e comunque inferiore a 6, si procede per interpolazione lineare. Per un numero superiore a 6 trincee è possibile utilizzare lo stesso valore definito nelle tabelle per 6 trincee.

Per quanto riguarda la resistenza del terreno R_g , per valori di conduttività termica diversi da quelli proposti è possibile procedere per interpolazione lineare.

Si riportano di seguito gli schemi di riferimento per ciascuna configurazione.

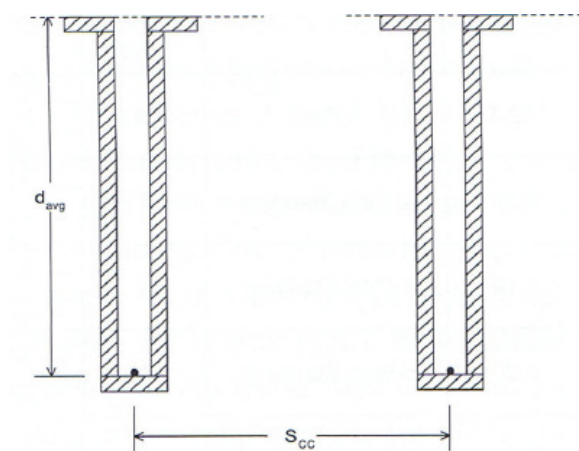


Figura 28- Configurazione 1.1

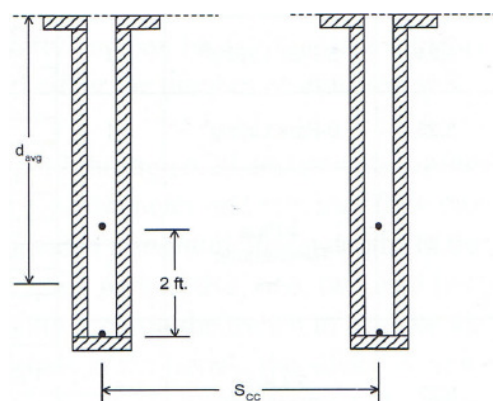


Figura 29 - Configurazione 1.2

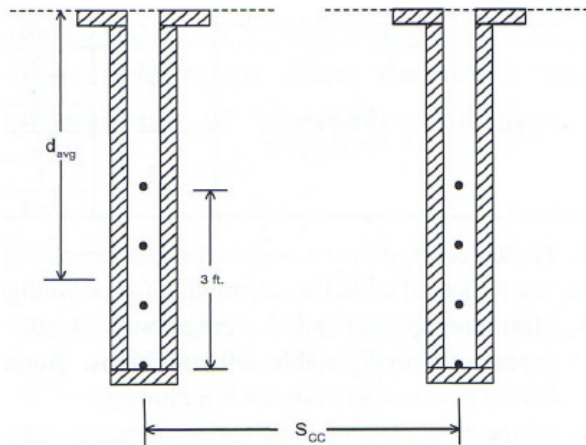


Figura 30 - Configurazione 1.3

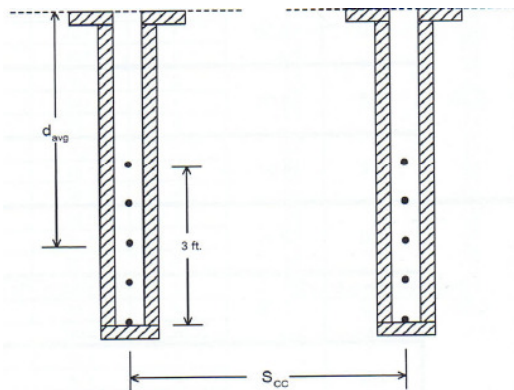


Figura 31 - Configurazione 1.4

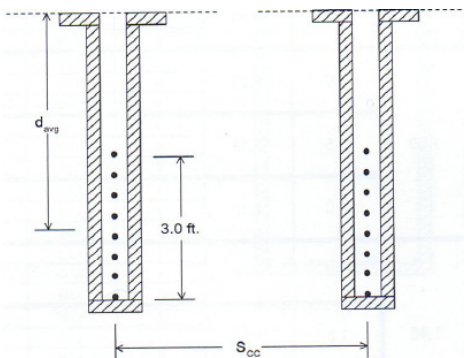


Figura 32 - Configurazione 1.5

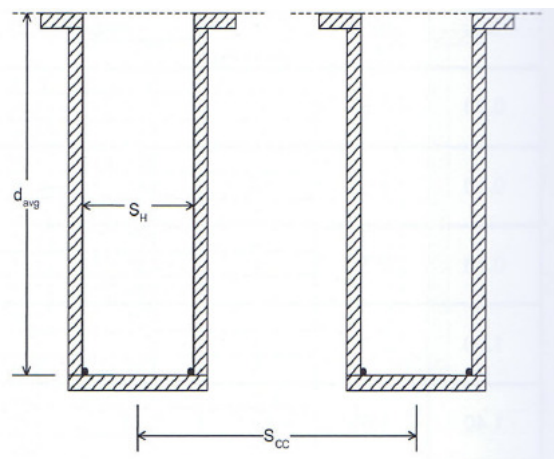


Figura 33 - Configurazione 2.1

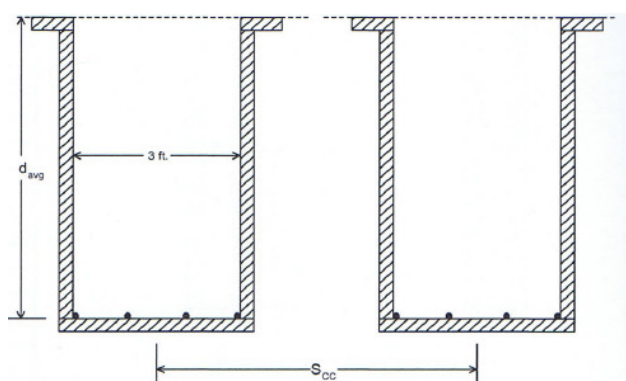


Figura 34 - Configurazione 2.2

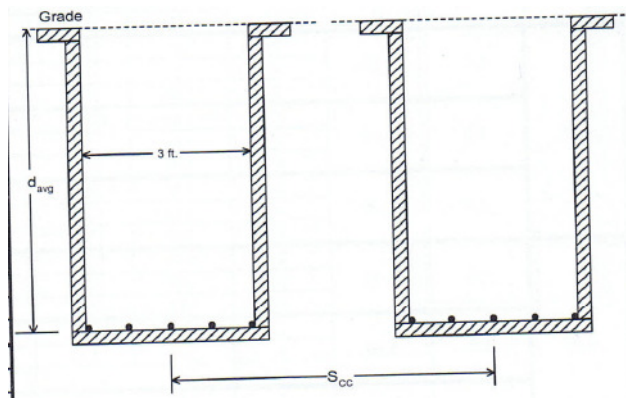


Figura 35 - Configurazione 2.3

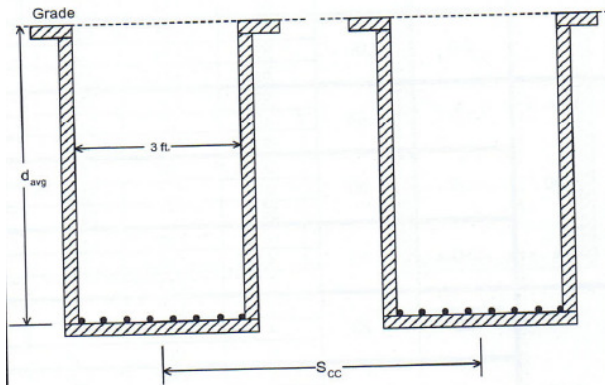


Figura 36 - Configurazione 2.4

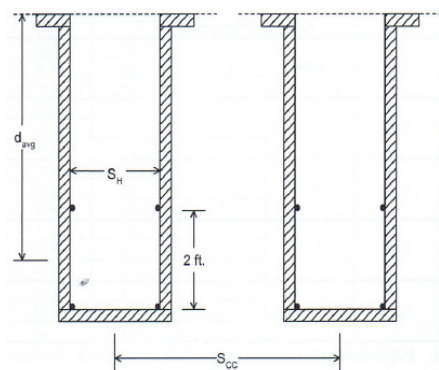


Figura 37 - Configurazione 3.1

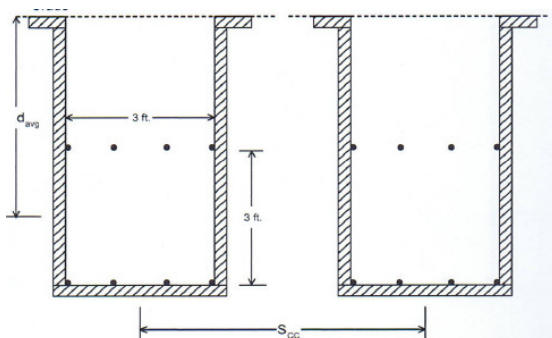


Figura 38 - Configurazione 3.2

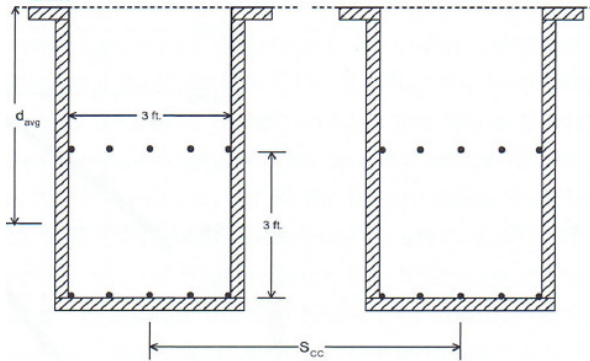


Figura 39 - Configurazione 3.3

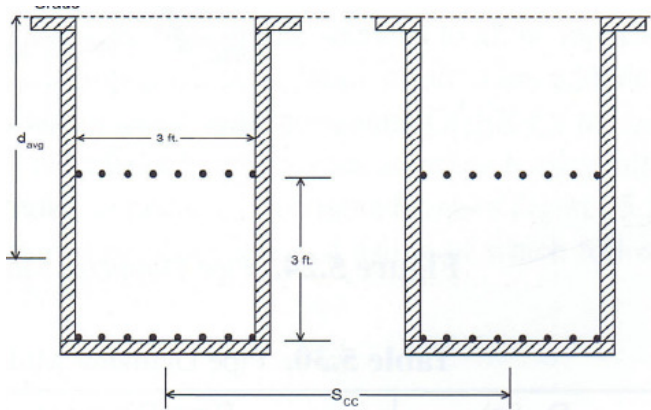


Figura 40 - Configurazione 3.4

7.1.6 Fattore correttivo relativo al diametro della tubazione P_m

Il fattore correttivo P_m è funzione del diametro del tubo ed è pari a:

- tubo $\frac{3}{4}$ (inch) $P_m=1$
- tubo 1 (inch)
 - da 1 a 8 tubi per trincea:
 - $P_m=0,9492+0,0093*N_p-0,0005N_p^2$
 - oltre 8 tubi
 - $P_m=0,990$
- tubo 1-1/4 (inch)
 - da 1 a 8 tubi per trincea:
 - $P_m=0,8877+0,0254*N_p-0,0026*N_p^2+0,0001*N_p^3$
 - oltre 8 tubi
 - $P_m=0,978$

dove N_p è pari al numero di tubi per trincea.

7.1.7 Resistenza termica del tubo R_p

La resistenza termica del tubo (R_p) all'interno del quale scorre il fluido termovettore del circuito geotermico si determina con la seguente formula:

$$R_p = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_p} \cdot \ln \left(\frac{D_{p,o}}{D_{p,i}} \right) \quad (85)$$

dove

- R_p : resistenza termica del tubo [m K/W];
 $D_{p,o}$: diametro esterno del tubo [m];
 $D_{p,i}$: diametro interno del tubo [m];
 λ_p : conduttività termica del tubo [W/(m K)].

7.1.8 Fattore di carico F_h in riscaldamento e F_c in raffrescamento

Il fattore di carico F_h in riscaldamento rappresenta il rapporto fra le ore equivalenti di funzionamento della pompa di calore nel mese di progetto per il riscaldamento e per la produzione di acqua calda sanitaria e le ore totali del mese considerato. Si tratta di un valore determinabile come il parametro PLF_m del metodo ASHRAE .

Analogamente è determinato F_c in raffrescamento come rapporto fra le ore equivalenti di funzionamento della pompa di calore nel mese di progetto e le ore totali del mese considerato.

8 RISULTATI SU IMPIANTI REALI

8.1 Impianto nel settore residenziale

Il primo impianto che si intende descrivere (Bazzocchi et alii 2010) è un sistema a pompa di calore alimentata elettricamente e dotato di sonde geotermiche verticali. L'impianto eroga il servizio di riscaldamento e produzione centralizzata di acqua calda sanitaria per una palazzina con 12 appartamenti (circa 80 m² cadauno) sita in Alessandria (Figura 41).

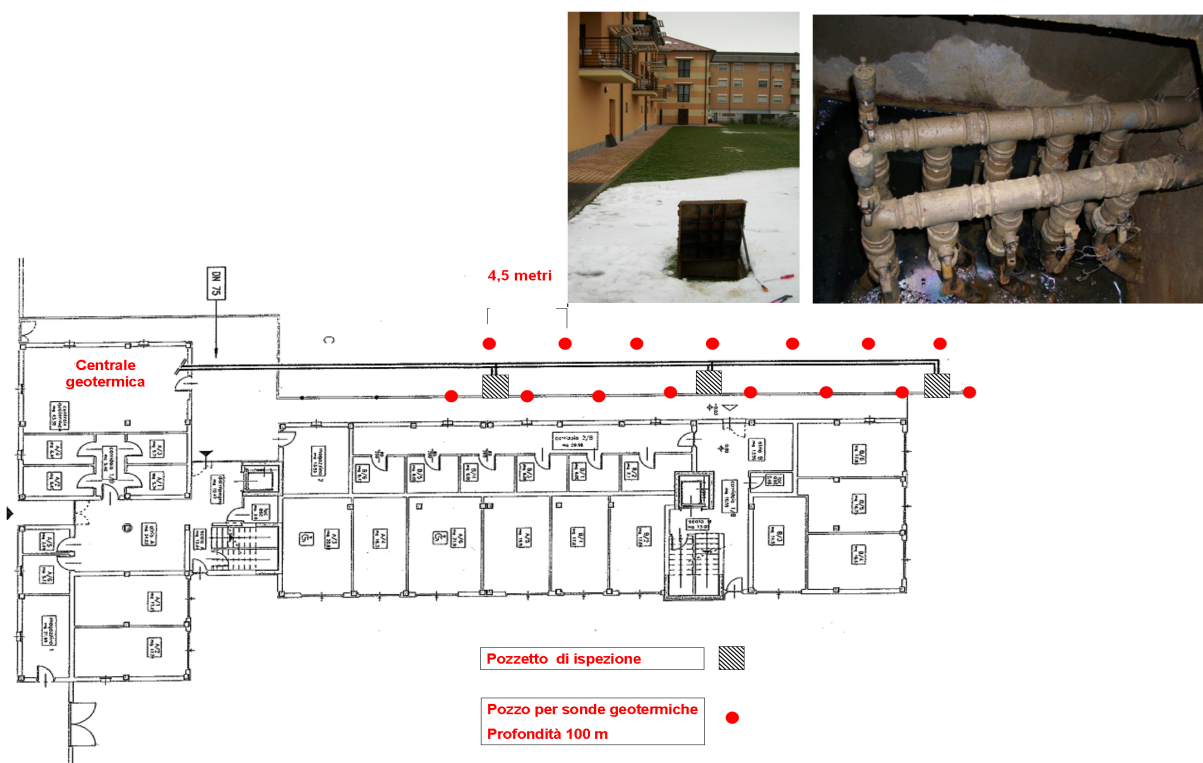


Figura 41 – Impianto geotermico di Alessandria

Esso è costituito da una pompa di calore elettrica acqua/acqua con potenza termica nominale pari a circa 67 kW, e da due serbatoi di accumulo, uno per l'acqua calda sanitaria, di capacità pari a 2000 litri, l'altro destinato al riscaldamento, di capacità pari a 920 litri. Il fluido refrigerante impiegato è R407C. A servizio della pompa di calore sono state realizzate 15 sonde geotermiche, di profondità pari a 100 metri, a singola U di diametro 40 mm in polietilene e poste a 5 metri di distanza l'una dall'altra. Tali sonde fanno capo a tre collettori collocati in altrettanti pozzetti di ispezione, da cui partono le tubazioni, di diametro 75 millimetri, per l'andata e il ritorno verso la centrale termica. Le quindici sonde sono disposte su due file parallele distanziate tra loro di circa 5,5 metri.

La pompa di calore è dotata di due compressori scroll ed è in grado di produrre acqua calda a due differenti livelli termici: il più basso è destinato al riscaldamento (costituito da un sistema di pannelli radianti a pavimento, che necessita di temperature comprese tra 30 e 45°C); il più alto è destinato alla produzione di acqua calda sanitaria. Questo avviene grazie alla presenza di uno scambiatore di calore aggiuntivo (lato condensatore), che permette di sfruttare la quota di energia termica disponibile ad alta temperatura (circa il 12-15% dell'energia termica prodotta). La regolazione avviene tramite una valvola a tre vie, posta a valle del primo scambiatore di calore, che indirizza la portata d'acqua verso il circuito di riscaldamento oppure verso il secondo scambiatore, dove viene ulteriormente riscaldata sino a raggiungere 55-60°C. Lo schema di questo sistema è mostrato in Figura 42.

⁹ L'energia assorbita da questa pompa è stata pari al 11,6% dell'energia totale; il valore è in linea con quanto atteso per questo tipo di impianto.

Quest'ultimo è il valore da considerare per un corretto confronto tra l'efficienza della macchina geotermica e soluzioni tecnologiche alternative. Dal punto di vista energetico, calcolando il P.E.R. (Primary Energy Ratio), cioè il rapporto fra l'energia utile prodotta (energia termica) e l'energia primaria utilizzata per produrre l'energia elettrica consumata¹⁰, l'impianto si attesta complessivamente su un valore di PER pari a 1,27. Benché tale valore sia circa il 30% superiore rispetto a quello ottenibile con moderne caldaie a gas, del tipo a condensazione, esso corrisponde solo in parte alle attese per la tecnologia delle pompe di calore geotermiche e si ritiene per vari motivi che l'efficienza energetica attuale dell'impianto sia migliorabile.

Innanzitutto è noto che il rendimento del ciclo termodinamico della pompa di calore risulta tanto più elevato quanto minore è la differenza tra la temperatura di condensazione (la mandata del circuito di riscaldamento) e quella di evaporazione (l'acqua delle sonde geotermiche). In questo caso l'efficienza sarebbe potuta essere migliore se la temperatura dell'acqua di mandata nel circuito di riscaldamento a pannelli radianti fosse stata di qualche grado inferiore a 40-43°C medi riscontrati tra dicembre e febbraio, valori mediamente superiori al normale e probabilmente giustificati dalla necessità di assicurare il necessario comfort interno di un edificio costruito in base a requisiti di legge antecedenti il DPR 59/09.

La prestazione dell'impianto è stata condizionata inoltre dalla bassa temperatura dell'acqua in ingresso alla pompa di calore, proveniente dalle sonde geotermiche. Tale temperatura ("ritorno sonde" in Figura 43) ha subito un progressivo abbassamento nel corso della stagione invernale, correlato all'aumento del carico termico richiesto dall'edificio al diminuire della temperatura esterna. Da valori prossimi ai 10°C, riscontrati all'inizio della stagione di riscaldamento, a partire dalla fine di dicembre e per buona parte dei mesi successivi la temperatura media giornaliera è scesa fino a circa 1°C, valore eccessivamente basso in considerazione della collocazione geografica dell'impianto. Ciò è stato anche causa del blocco della pompa di calore dopo la metà di dicembre, per permettere l'introduzione nel circuito delle sonde di liquido anticongelante, sotto forma di glicole etilenico, non previsto in fase di progettazione dell'impianto.

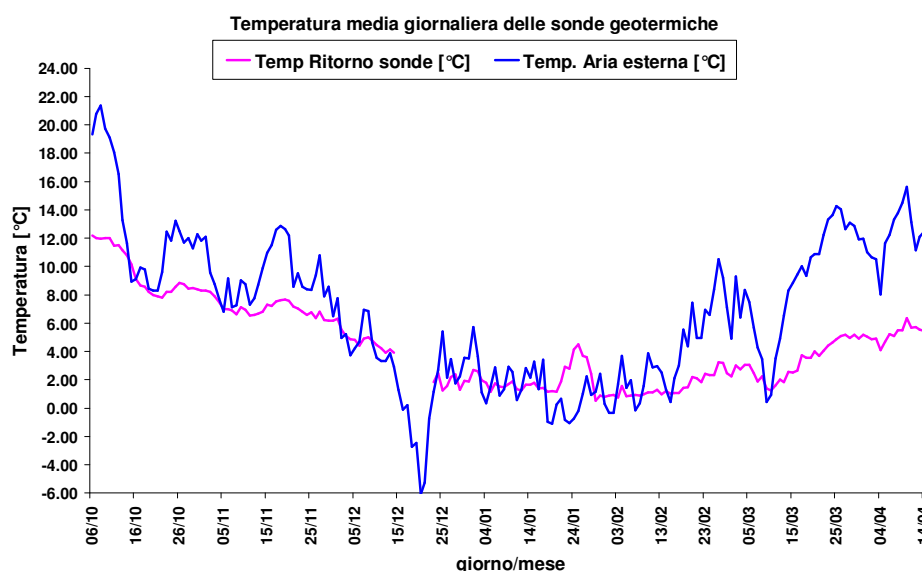


Figura 43: Temperatura esterna e dell'acqua proveniente dalle sonde geotermiche registrate durante il monitoraggio dell'impianto a pompa di calore geotermica

Si evidenzia anche come la temperatura media giornaliera dell'acqua proveniente dal campo geotermico sia stata per lunghi periodi inferiore alla temperatura dell'aria esterna. Per questo motivo, risulta interessante il confronto, presentato più avanti, tra le prestazioni della pompa di calore in esame e una

¹⁰ E' stato assunto un rendimento complessivo del sistema elettrico nazionale pari al 46% (Delibera AEEG n. EEN 3/08)

pompa di calore aria/acqua, allo scopo di valutare le differenze in termini energetici e di complessità impiantistica tra le due soluzioni.

Oltre al progressivo abbassamento della temperatura delle sonde geotermiche nel corso della stagione di riscaldamento è necessario valutare la variazione delle prestazioni termiche del terreno nel corso degli anni di esercizio dell'impianto, che è legata all'energia netta complessivamente immessa o prelevata annualmente nel terreno. Infatti, il terreno non è una sorgente termica illimitata, anzi, tende gradualmente ad "esaurirsi" se viene sfruttato oltre le proprie capacità. Questo "degrado" può essere previsto applicando opportuni algoritmi di calcolo, legati sia alle caratteristiche del terreno sia a quelle dell'impianto e alla potenza termica richiesta dall'edificio. In Figura 44 vengono riportati i risultati ottenuti simulando l'andamento della temperatura del terreno, sotto l'ipotesi di un carico termico dell'edificio di 170.000 kWh/anno¹¹ e trascurando la presenza di falda acquifera in movimento, con una distanza tra le sonde di 5,5 metri.

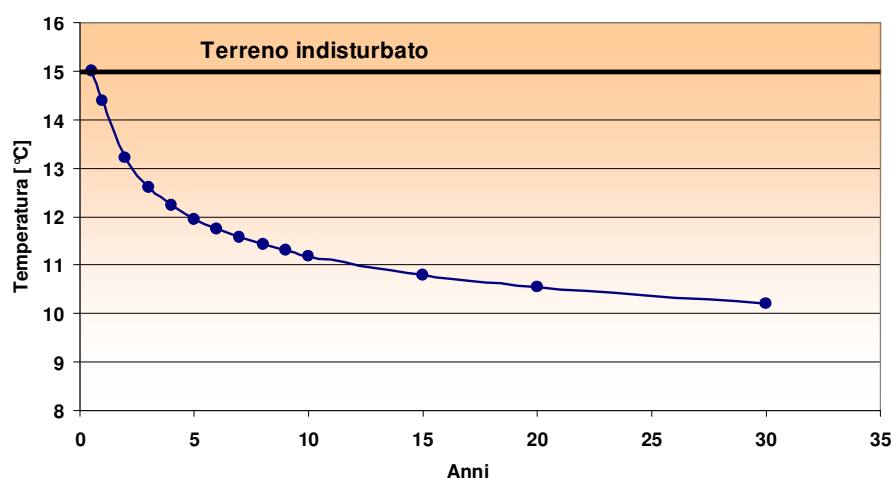


Figura 44: Variazione della temperatura del terreno nel corso degli anni per 15 sonde distanziate di 5,5 metri e disposte su due file (si trascura la presenza di falda acquifera in movimento).

L'analisi eseguita evidenzia come, con la domanda di calore indicata ed in assenza di un'azione "rigenerativa" del terreno, il campo geotermico considerato sia destinato ad un depauperamento progressivo delle sue potenzialità, che può condurre ad una riduzione della sua temperatura di riferimento di quasi 5 °C in trent'anni. Allo scopo di contrastare tale fenomeno e conservare il più a lungo possibile le caratteristiche originarie del campo geotermico sono state suggerite le seguenti azioni correttive:

- *Coibentazione termica dell'edificio*

La Figura 45 indica di quanto potrebbe variare la temperatura minima dell'acqua di "ritorno sonde" dopo 10 anni di esercizio, in funzione di riduzioni del fabbisogno termico dell'edificio. Ad esempio, una maggiore coibentazione che comporti una riduzione del 30% del fabbisogno termico avrebbe come effetto l'innalzamento di oltre due gradi della temperatura minima dell'acqua. In questo caso, al vantaggio manifesto di una minore domanda di energia, si sommerebbe il miglioramento delle prestazioni energetiche della macchina.

- *Installazione di collettori solari*

È stato stimato che la riduzione di fabbisogno complessivo dovuta all'installazione di collettori solari termici per la produzione di acqua calda sanitaria, porti all'innalzamento di almeno un grado della temperatura minima di ritorno dalle sonde.

¹¹ Valore corrispondente al fabbisogno energetico annuo per riscaldamento e produzione di acqua calda sanitaria dell'edificio in esame (non è previsto il raffrescamento estivo).

- *Estensione del campo geotermico*
Per avere una temperatura minima in ingresso alla pompa di calore di 4°C sarebbe necessaria una maggiore estensione del campo geotermico pari ad ulteriori 700 m di sonde. I costi dell'intervento sarebbero paragonabili a quelli delle precedenti ipotesi, tuttavia questa soluzione lascia inalterato il consumo di energia.
- *Installazione di generatore integrativo*
Si tratterebbe probabilmente della soluzione di minor costo iniziale e maggiore affidabilità, ma diminuirebbe l'efficienza del sistema.

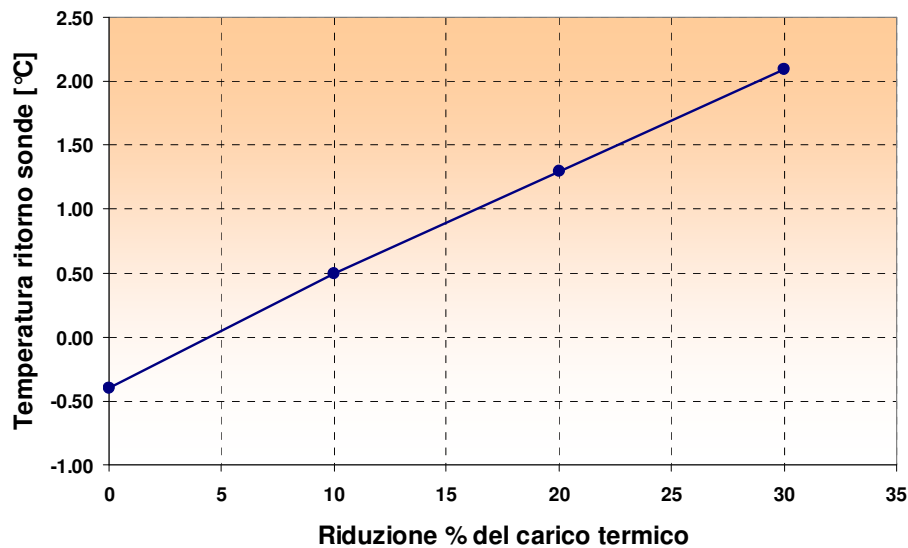


Figura 45: Temperatura minima dell'acqua in ingresso alla PdC in funzione del carico termico (dopo 10 anni di utilizzo)

8.2 Impianto nel settore terziario

8.2.1 Descrizione generale dell'edificio e dell'impianto

Si tratta di un edificio sito in Mestre, ristrutturato e trasformato in uffici (Boeche et alii 2011). L'edificio è servito da un sistema di climatizzazione a pannelli radianti a soffitto, integrati da aria primaria, facente capo ad una pompa di calore invertibile accoppiata al terreno. L'edificio inoltre, seppur non di grandi dimensioni, è dotato di un sistema di supervisione e gestione (BMS), progettato e realizzato con particolare riferimento al monitoraggio ed al controllo dei consumi energetici.



Figura 46 - Nuova sede di Manutencoop a Mestre, Venezia.

La pompa di calore è dotata di uno scambiatore supplementare (desurriscaldatore), per il recupero, nel funzionamento come refrigeratore, di parte del calore di condensazione per il post-riscaldamento della centrale di trattamento dell'aria (circa il 20% del totale). Durante le stagioni intermedie, un ulteriore scambiatore sul circuito delle sonde consente al circuito dei pannelli radianti degli ambienti esposti a sud di avere a disposizione una sorgente fredda alla quale attingere qualora l'edificio presentasse contemporaneità di carico termico e frigorifero (si veda in proposito Figura 47).

La potenza massima richiesta dall'edificio in regime di riscaldamento invernale è pari a circa 100 kW termici, quella massima richiesta in regime di raffrescamento estivo è pari a circa 120 kW frigoriferi.

La pompa di calore si avvale di 30 sonde verticali a circuito chiuso. La valutazione del numero effettivo di sonde necessarie, non avendo a disposizione precedenti rilievi stratigrafici del terreno, è stata effettuata in corso d'opera dopo la prima perforazione, sulla base della prova sperimentale di risposta del terreno alla sollecitazione termica (il già citato TRT).

La circolazione dell'acqua in ogni circuito secondario avviene mediante elettropompe gemellari ad alta efficienza, a portata variabile mediante regolazione elettronica con inverter a bordo.

L'intero edificio viene ventilato attraverso un'unica centrale di trattamento a portata variabile (con massimo pari a 8.200 m³/h), con recuperatore di calore statico a flussi incrociati (efficienza 55%).

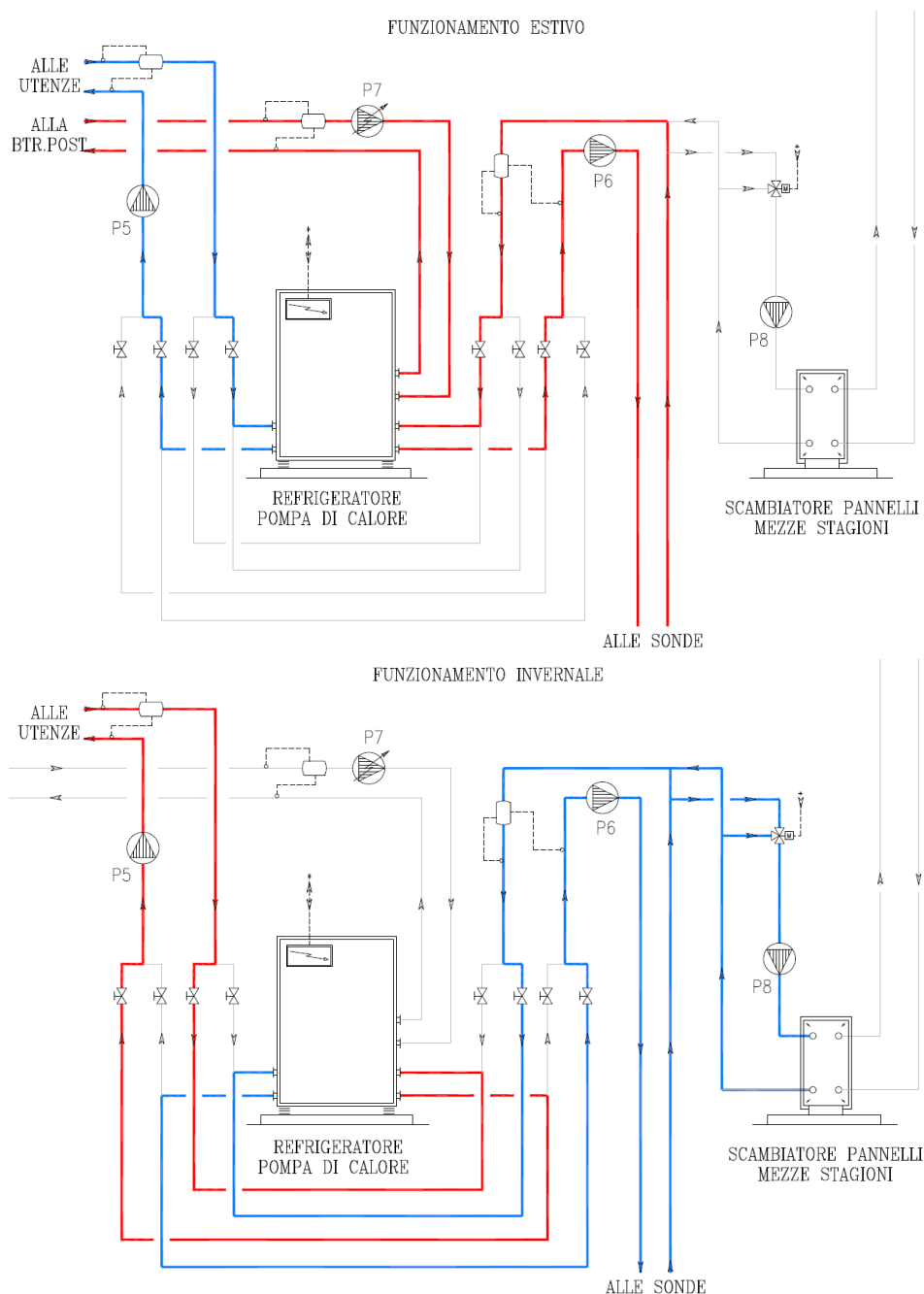


Figura 47 - Schema di funzionamento estivo e invernale della centrale termo frigorifera

8.2.2 Risultati del monitoraggio

I dati delle misure sono relative al periodo compreso tra il 01/05/2009 e il 30/04/2010.

Il sistema di regolazione e supervisione è dotato di apparecchiature di contabilizzazione che consentono di misurare l'energia elettrica effettivamente assorbita dalla pompa di calore e dai principali ausiliari (pompe di circolazione, ventilatori dell'unità di trattamento aria ecc.) nonché l'energia termica e frigorifera scambiata dal circuito primario, dal circuito delle sonde e dal circuito di postriscaldamento.

Sulla base dei rilievi effettuati è stato possibile verificare che nell'anno 2009 i maggiori consumi energetici sono individuabili nella climatizzazione dell'edificio, pari a circa il 37% del totale (ovvero 63.589 kWh su un totale di 169.944 kWh) e nel funzionamento delle apparecchiature informatiche, con un consumo annuale pari al 30 % del totale (51.190 kWh). I rimanenti consumi elettrici sono dovuti ad

illuminazione e forza motrice ai piani, in maggiore misura al piano terra, in quanto nel periodo dei rilievi il primo piano è stato occupato progressivamente. Infatti, appena inaugurato l'edificio, nel 2008, l'occupazione corrispondeva a circa tre quarti delle postazioni massime previste, ma in seguito è progressivamente aumentata, e di conseguenza i consumi energetici per postazioni informatiche, per illuminazione artificiale e per la climatizzazione.

Questa situazione è chiaramente osservabile dall'andamento annuale dei consumi elettrici ai piani e per il gruppo di continuità, in continua crescita nell'intervallo di analisi (Figura 48).

Tenuto conto di una superficie complessiva dell'edificio, pari a 2.160 m², corrispondente ad un volume di 6.067 m³ si ottengono i consumi specifici riportati in Tabella 15.

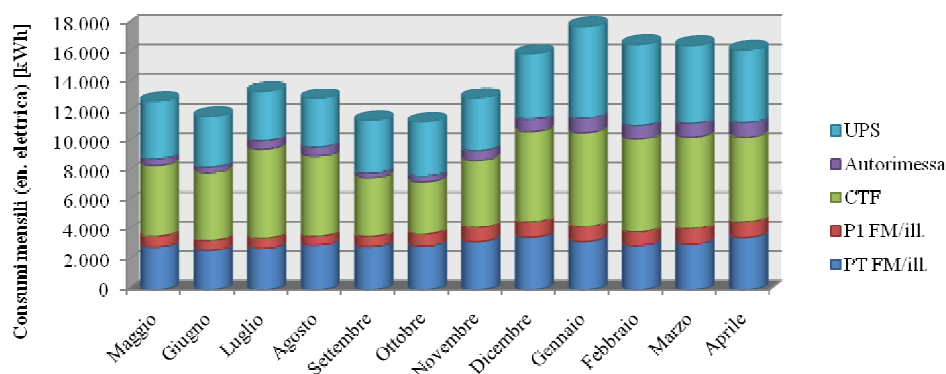


Figura 48 – Consumi di energia elettrica rilevati per l'edificio (Maggio 2009 – Aprile 2010).

Tabella 15 - Consumi elettrici complessivi specifici rilevati nell'intervallo di tempo analizzato.

	PT FM/ill.	P1 FM/ill.	CTF	Autorimessa	UPS	TOTALE
Fabbisogno annuale complessivo [kWh]	37.108	10.150	63.589	7.907	51.190	169.944
Fabbisogno annuale specifico [kWh/m³]	6,1	1,7	10,5	1,3	8,4	28,0
Incidenza percentuale	22%	6%	37%	5%	30%	100%

Le analisi effettuate sull'edificio in oggetto hanno dimostrato che consumi elettrici della pompa di calore, da sola, durante l'intero arco dell'anno, sono approssimativamente uguali a quelli degli ausiliari di pompaggio e di ventilazione (Figura 49).

In particolare, durante la stagione estiva si verifica che i consumi degli ausiliari di pompaggio sono superiori a quelli della pompa di calore, pur se di poco: infatti i consumi stagionali in raffrescamento corrispondono a 10.500 kWh per la pompa di calore (44% del consumo totale della centrale termofrigorifera) e a 10.771 kWh per gli ausiliari (40% del totale). Per la stagione invernale invece si riscontra un maggiore consumo della pompa di calore (6.075 kWh, ovvero 54 % del totale) rispetto agli ausiliari (4.455 kWh, 40 % del totale), come illustrato in Tabella 16 e Figura 50.

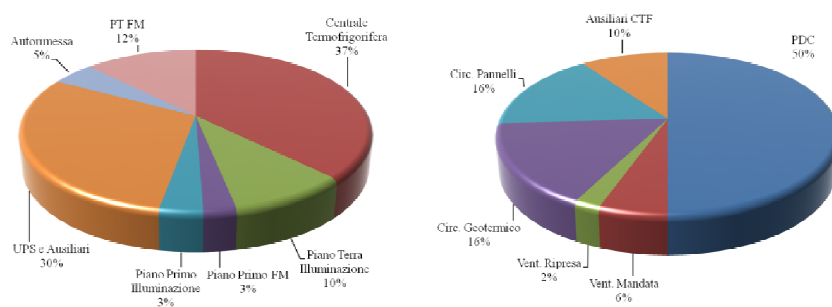
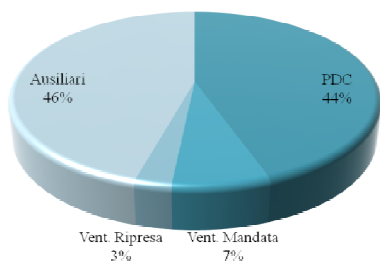


Figura 49 - - Ripartizione percentuale dei consumi energetici annuali per l'intero edificio (a sinistra) e per la centrale termofrigorifera (a destra).

Tabella 16 - Consumi elettrici stagionali rilevati per utenza per la centrale termo frigorifera

Data	Periodo estivo (Maggio-Settembre 2009)					Periodo invernale (Novembre 2009 - Aprile 2009)				
	Totale	PDC	Vent. Mandata	Vent. Ripresa	Altri ausiliari	Totale	PDC	Vent. Mandata	Vent. Ripresa	Altri ausiliari
Fabbisogno annuale [MWh]	23,60	10,50	1,69	0,64	10,77	11,23	6,10	,049	0,21	4,46
Fabbisogno specifico [kWh/m³]	3,9	1,7	0,3	0,1	1,8	1,9	1,0	0,1	0,0	0,7
Peso relativo	100%	44%	7%	3%	46%	100%	54%	4%	2%	40%

Consumi Centrale Termofrigorifera in raffreddamento [kWh]



Consumi Centrale Termofrigorifera in riscaldamento [kWh]

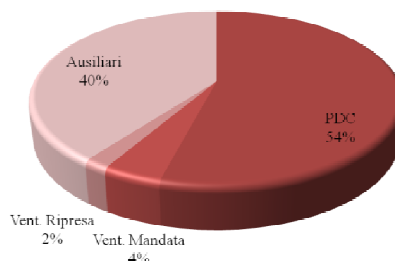


Figura 50 - Ripartizione percentuale dei consumi di energia elettrica della centrale termofrigorifera (a sinistra periodo estivo, a destra invernale).

E' importante notare che il solo consumo di pompaggio del fluido termovettore corrisponde annualmente al 32% dei consumi complessivi della centrale termofrigorifera.

Ma il valore più significativo ai fini energetici degli impianti corrisponde al consumo della pompa per il circuito delle sonde, per la quale non sono stati adottati gli opportuni accorgimenti (portata variabile e motori ad elevata efficienza) come invece per quelle dei circuiti dei pannelli radianti: infatti il pompaggio del circuito geotermico richiede esattamente il triplo di energia rispetto a una delle pompe dei pannelli radianti.

Dall'analisi dei consumi mensili della centrale termofrigorifera (Figura 51) si osserva che il fabbisogno complessivo per la climatizzazione estiva dell'edificio è circa il doppio rispetto a quello invernale (23.603 kWh estivi contro 11.230 kWh invernali).

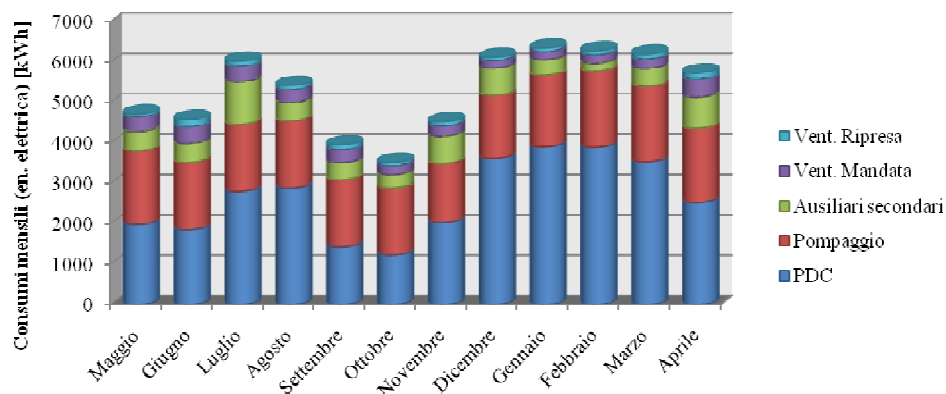


Figura 51 – Consumi complessivi e parziali rilevati per la centrale termofrigorifera (05/2009 – 04/2010).

Inoltre risulta evidente che, mentre l'andamento dei consumi della pompa di calore segue il ciclo stagionale, il consumo dei sistemi di pompaggio è sostanzialmente costante, e tanto più significativo rispetto ai costi energetici annuali quanto più è ridotto il fabbisogno per la climatizzazione. Questo è imputabile al fatto che le due pompe dei circuiti primario interno e geotermico non sono ad alta efficienza.

Risulta quindi evidente che l'efficienza di un sistema di climatizzazione basato su circuito geotermico non può essere valutata facendo riferimento alla sola pompa di calore, ma è necessario considerare anche il funzionamento dei circuiti primari e secondari, ricorrendo a soluzioni tecnologiche avanzate per i sistemi di pompaggio.

A titolo esemplificativo si riportano i grafici dell'andamento rilevato di COP e EER su base giornaliera (si vedano Figura 52 e Figura 53), calcolati rispettivamente come rapporto tra l'energia fornita per il riscaldamento invernale e il raffreddamento estivo e l'energia elettrica effettivamente assorbita, sia per la sola pompa di calore che per il sistema costituito dalla pompa di calore insieme alla pompa del circuito geotermico. Si riscontra, qualora si tenga conto dell'effetto dell'impianto di pompaggio, che l'effettiva efficienza del sistema di climatizzazione è inferiore del 20% rispetto a quella della sola pompa di calore.

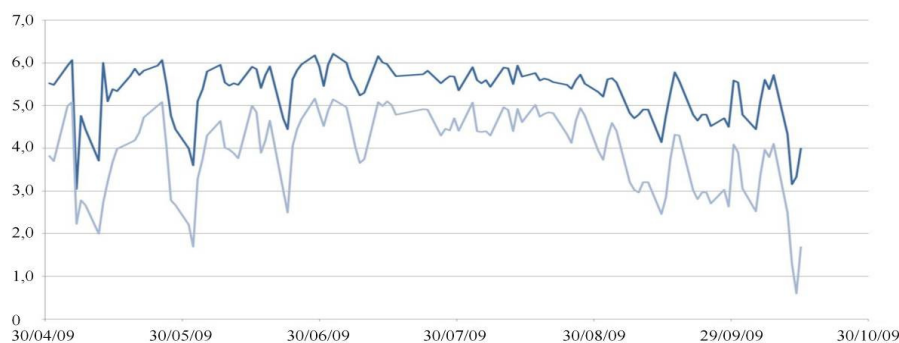


Figura 52– EER rilevato durante un periodo della stagione estiva (la curva più alta corrisponde all'efficienza della sola pompa di calore, quella più bassa tiene conto anche del sistema di pompaggio).

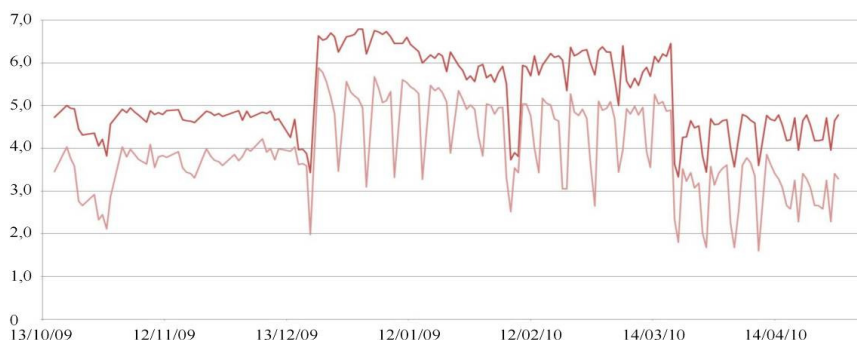


Figura 53 – COP rilevato durante un periodo della stagione invernale (la curva più alta corrisponde all'efficienza della sola pompa di calore, quella più bassa tiene conto anche del sistema di pompaggio).

Per quanto riguarda le temperature di mandata e ritorno del circuito delle sonde geotermiche, si rileva una differenza limitata durante il periodo invernale, e decisamente più accentuata nel periodo estivo. Si vedano in proposito i grafici in Figura 54, che riportano l'andamento delle temperature di mandata e ritorno per il circuito geotermico nelle settimane di maggiore sollecitazione dell'impianto, in inverno e in estate.

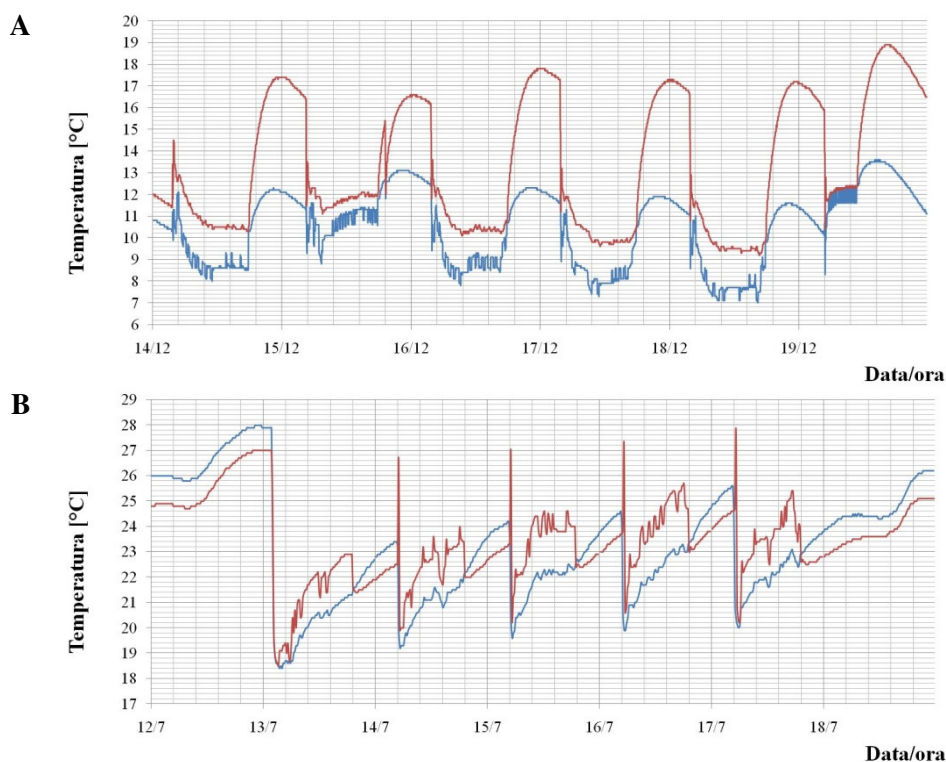


Figura 54 - Andamento settimanale delle temperature [°C] di mandata e ritorno dalla pompa di calore per il circuito geotermico nel periodo di maggiore sollecitazione (A: da Domenica 12 a Sabato 18 luglio 2009; B: da Lunedì 14 a Sabato 19 Dicembre 2009).

Si può osservare che la temperatura di uscita della pompa di calore verso le sonde non è mai inferiore a 6-7 °C; tale comportamento è stato specificamente cercato in fase progettuale per evitare l'impiego di additivi anticongelanti che, d'altra parte, molte recenti regolamentazioni locali vietano tassativamente.

Infine, in Figura 55 si riporta l'andamento complessivo annuale dei consumi termici e frigoriferi e dei corrispondenti fabbisogni elettrici, nonché delle temperature medie giornaliere dell'acqua nel circuito geotermico in relazione alle temperature esterne.

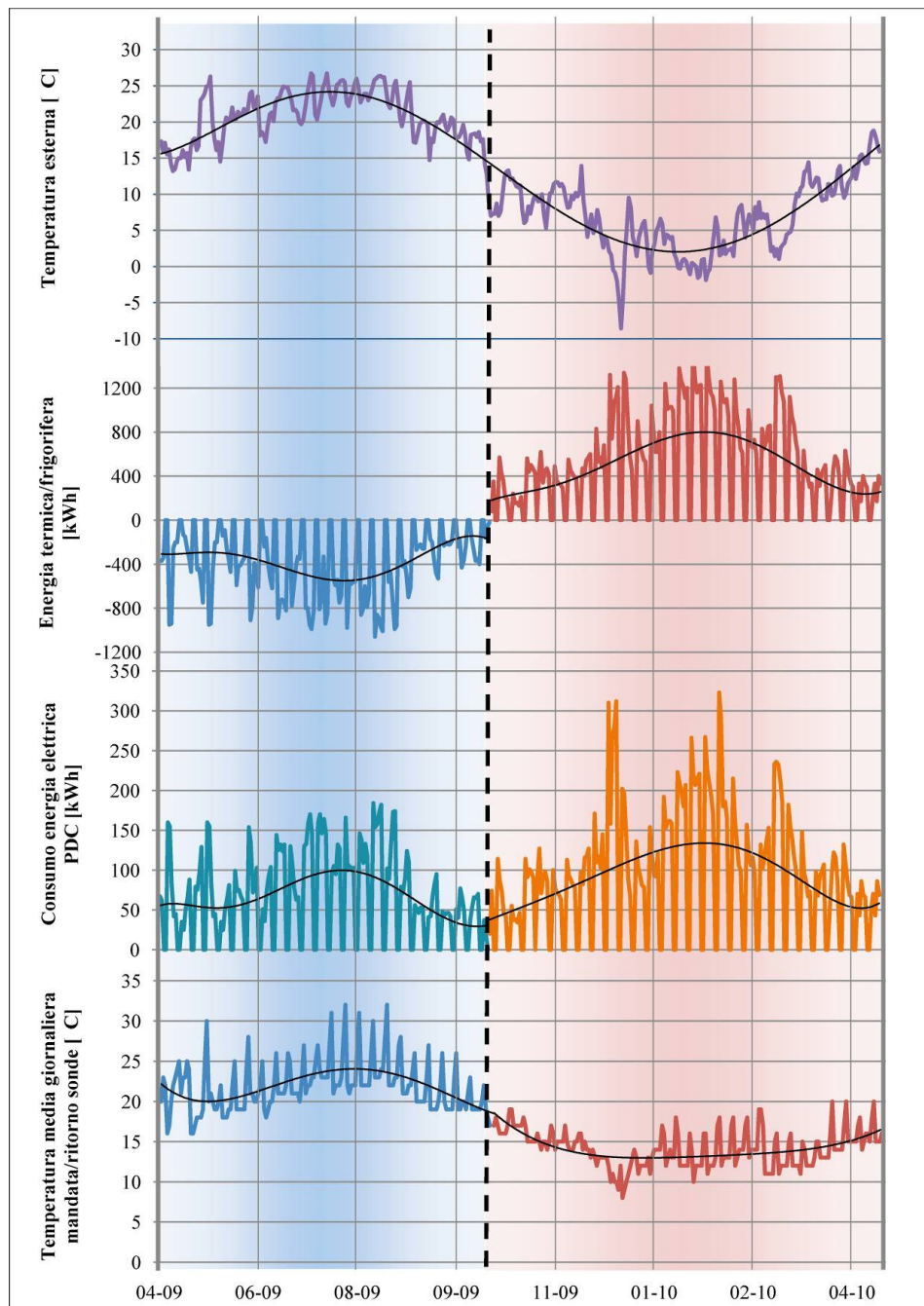


Figura 55 - Andamento delle temperature esterne medie giornaliere e dei valori giornalieri dei fabbisogni termici e frigoriferi e dei consumi elettrici.

9 GUIDA ED INDICAZIONI SINTETICHE PER UNA CORRETTA PROGETTAZIONE DI UN IMPIANTO GEOTERMICO

9.1 Indicazioni per una corretta progettazione di un campo geotermico verticale

Il problema dello scambio termico tra il fluido termovettore all'interno di sonde verticali e il terreno è piuttosto complesso e dipende dalla tipologia di terreno: infatti nella sua forma generale lo scambio termico può avvenire sia per conduzione che per convezione. La combinazione di questi due fenomeni è piuttosto complicata per due motivi. Innanzitutto è complesso definire lo scambio di calore all'interno del terreno congiuntamente come convezione e conduzione. Per questo motivo le metodologie di calcolo più diffuse oggi sul mercato si basano su uno scambio termico puramente conduttivo. In secondo luogo è difficile avere informazioni dettagliate su che cosa avvenga esattamente all'interno del terreno con le usuali analisi geologiche: in sostanza si può sapere indicativamente quali caratteristiche abbia il terreno, ma non si è in grado di conoscere nel dettaglio i singoli strati geologici del terreno, a meno di non ricorrere a metodologie di analisi di costo elevato. Alla luce di questa osservazione risulta evidente come un calcolo basato sulla sola conduzione termica sia sufficiente per le analisi termiche dello scambio col terreno.

Pertanto, anche in presenza di acqua in moto nella falda, il TRT fornirà indicazioni di conducibilità equivalente con valore intrinseco dello scambio convettivo: la conducibilità termica equivalente del terreno in presenza di moto di falda avrà come conseguenza un TRT con una conducibilità termica equivalente elevata, che tiene di fatto conto dello scambio termico sia convettivo che conduttivo medio su tutta la sonda.

Qualora si effettui un TRT con falda in movimento, bisogna verificare se la misura è indicativa di una situazione media annuale. Infatti in alcuni terreni il movimento dell'acqua di falda potrebbe essere legato alle precipitazioni piovose precedenti alla misura piuttosto che a una spiccata stagionalità. Dovrà essere cura dei progettisti geologico e termotecnico considerare il valore misurato rappresentativo di una situazione media oppure legato a un particolare periodo dell'anno.

9.1.1 Approccio semplificato nel dimensionamento degli scambiatori di calore

Una pompa di calore accoppiata al terreno sfrutta sostanzialmente la capacità del terreno di accumulare energia e di rappresentare pertanto un volano termico di capacità termica rilevante. Tuttavia se il terreno viene utilizzato solo in modalità riscaldamento o raffreddamento senza essere rigenerato nella stagione successiva, lo sfruttamento del terreno porterà a un sottoraffreddamento qualora venga richiesta esclusivamente energia termica all'edificio, o a un surriscaldamento qualora sia richiesto esclusivamente il raffreddamento dell'edificio. Questo significa che la resa di un campo di scambiatori verticali di calore è funzione delle caratteristiche termiche del terreno (conducibilità termica e capacità termica) e della temperatura del terreno indisturbato. Lo scambio termico con il terreno, pur essendo descrivibile con diverse metodologie di calcolo (metodo alle differenze finite, metodo ai volumi finiti, metodo agli elementi finiti, funzioni di trasferimento, metodi analitici) può essere semplificato in modo sintetico da una resistenza e una capacità termica (Figura 56). In questo modo ci si può rendere conto di come questo sistema non sia particolarmente efficace come elemento di scambio termico (la resistenza del terreno è molto più rilevante rispetto ad esempio alla resistenza convettiva all'interno del tubo). Tuttavia è proprio la capacità termica e la possibilità di accumulare energia frigorifera o termica su base stagionale che lo rende particolarmente appetibile e vantaggioso.

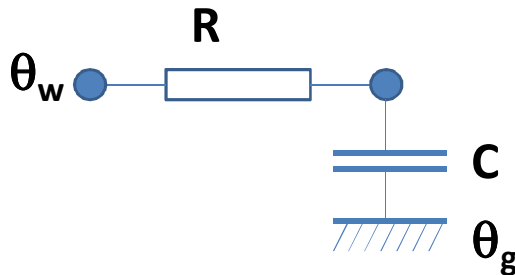


Figura 56 - Modello termico semplificato di uno scambiatore a terreno

Quanto appena detto è vero per velocità dell'acqua di falda limitate (dell'ordine di 5 m all'anno o 15 cm al giorno). Nel caso di velocità maggiori la possibilità di accumulo risulta quasi trascurabile, a meno di non ricorrere a campi di sonde geotermiche a matrice. In questo caso l'energia frigorifera/termica stagionale in parte viene asportata dalla falda, in parte investe le sonde a valle rispetto alla direzione del moto della falda; peraltro, anche l'utilizzo di una configurazione a matrice l'accumulo di calore dipende dalla velocità della falda e la situazione deve essere valutata con cura dal progettista. In presenza di un moto di falda non trascurabile è conveniente infatti installare, se possibile, le sonde con una disposizione lineare con un fronte ortogonale al flusso di falda. Come si vede dalle Figura 57 e Figura 58, se il fronte delle sonde è parallelo alla direzione del moto della falda il fronte termico investe le sonde a valle, con caduta delle prestazioni dello scambio termico del campo sonde; se viceversa le sonde sono allineate in modo ortogonale alla direzione della falda le sonde saranno costantemente lavate dalla falda in movimento e pertanto non saranno soggette ad interferenze nel caso di distribuzione monofilare delle sonde, mentre saranno soggette a minore interferenza nel caso di distribuzione delle sonde su due file, come in questo caso. Le considerazioni precedenti valgono salvo altri campi geotermici a monte rispetto alla direzione della falda stessa.

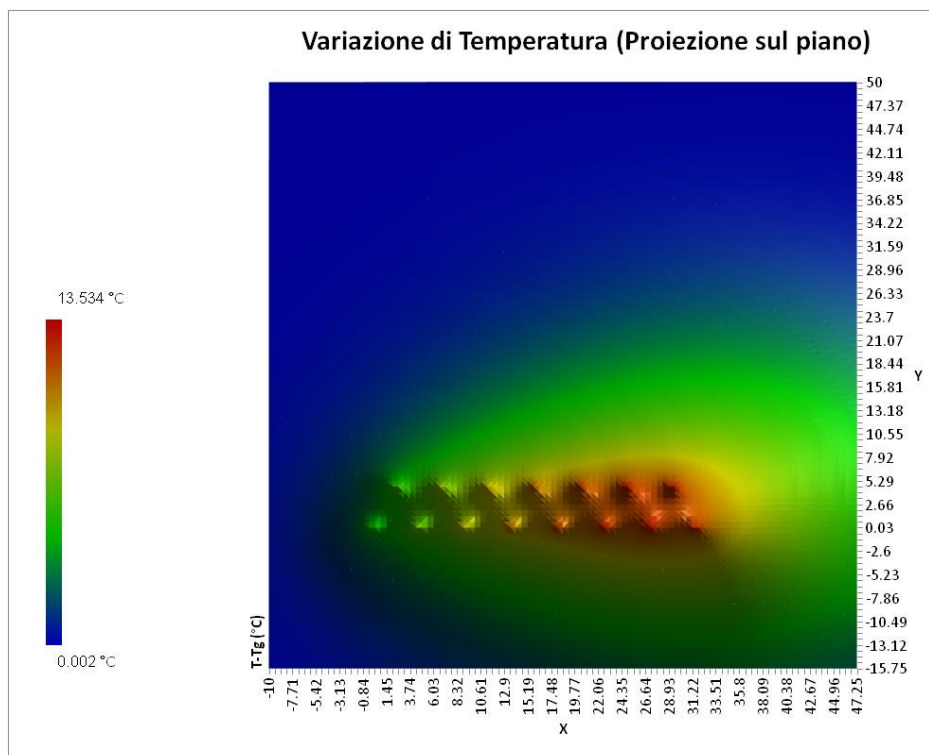


Figura 57 - Esempio di campo termico con campo sonde parallelo alla direzione della falda in movimento, illustrato in termini di variazione di temperatura (riscaldamento in questo caso) rispetto alla temperatura indisturbata del terreno

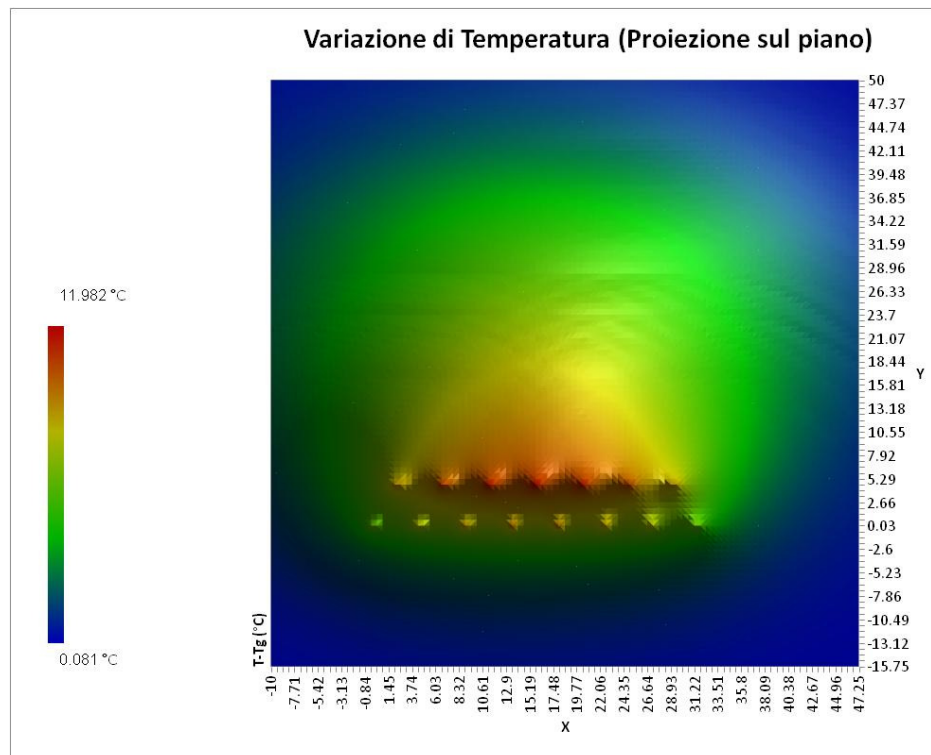


Figura 58 - Esempio di campo termico con campo sonde ortogonale alla direzione della falda in movimento, illustrato in termini di variazione di temperatura (riscaldamento in questo caso) rispetto alla temperatura indisturbata del terreno

Per rendersi meglio conto di cosa succeda all'interno del terreno in assenza di moto di falda rilevante, si considerino le Figura 59 e Figura 60, che riportano un esempio semplificato di una sonda libera. Vengono indicate le temperature all'interno del terreno in funzione della distanza considerata dal bordo sonda. I calcoli sono stati eseguiti con un terreno con $\lambda = 1,5 \text{ W/(m K)}$ e $\theta_g = 15^\circ\text{C}$. Come si vede, nel caso di Figura 59 si è ipotizzata una temperatura di utilizzo pari a 10°C nella stagione invernale (da metà ottobre a metà aprile), mentre in Figura 60 si è ipotizzata una temperatura di circa $20,0^\circ\text{C}$ dell'acqua nella sonda in funzionamento continuo per sei mesi (da metà aprile a metà ottobre); in entrambi i casi i restanti sei mesi il campo sonde non vi è scambio di calore nel terreno. Il comportamento del sistema pertanto si può ritenere tipico di un sistema caratterizzato da una resistenza e una capacità termica. Questo significa che, in prima approssimazione, il sistema può essere semplificato considerando l'energia media stagionale scambiata col terreno, pertanto il parametro di progetto può considerarsi, in un metodo semplificato, non tanto la potenza termica o frigorifera di progetto, quanto piuttosto l'energia scambiata nell'arco di una stagione col terreno.

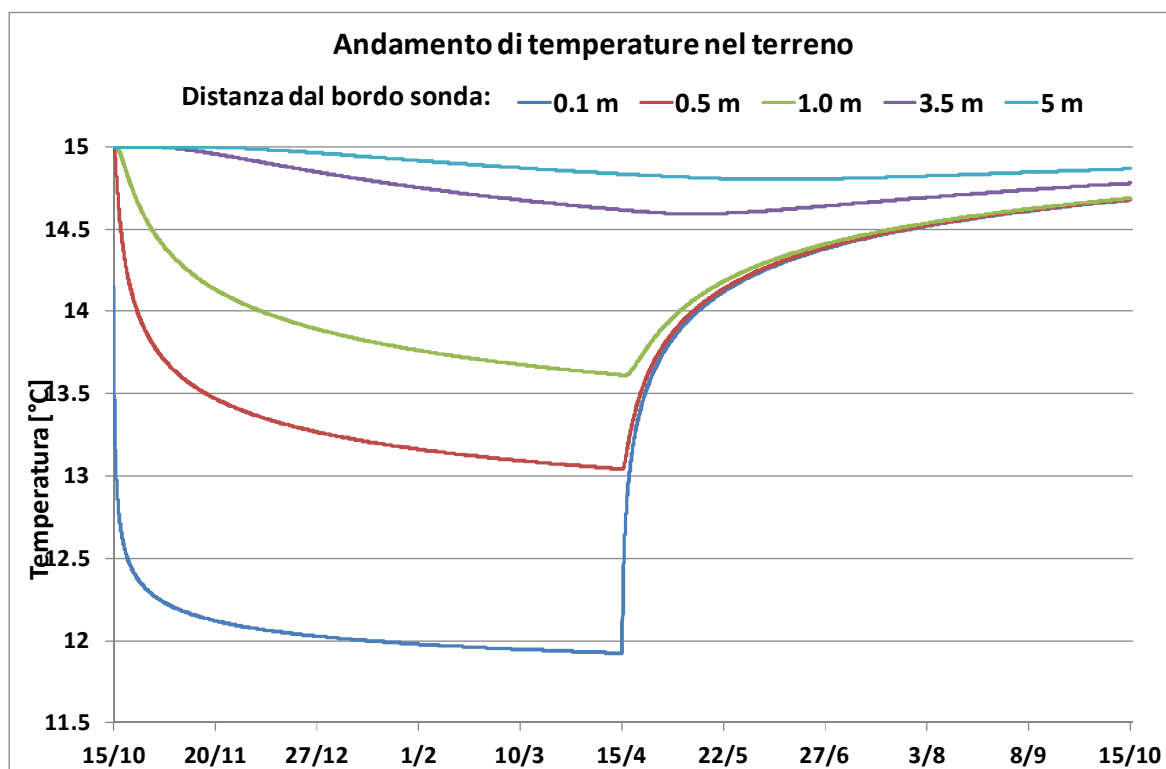


Figura 59 - Esempio di calcolo semplificato nel caso di funzionamento di un anno di un impianto a servizio di un edificio che richiede solo calore

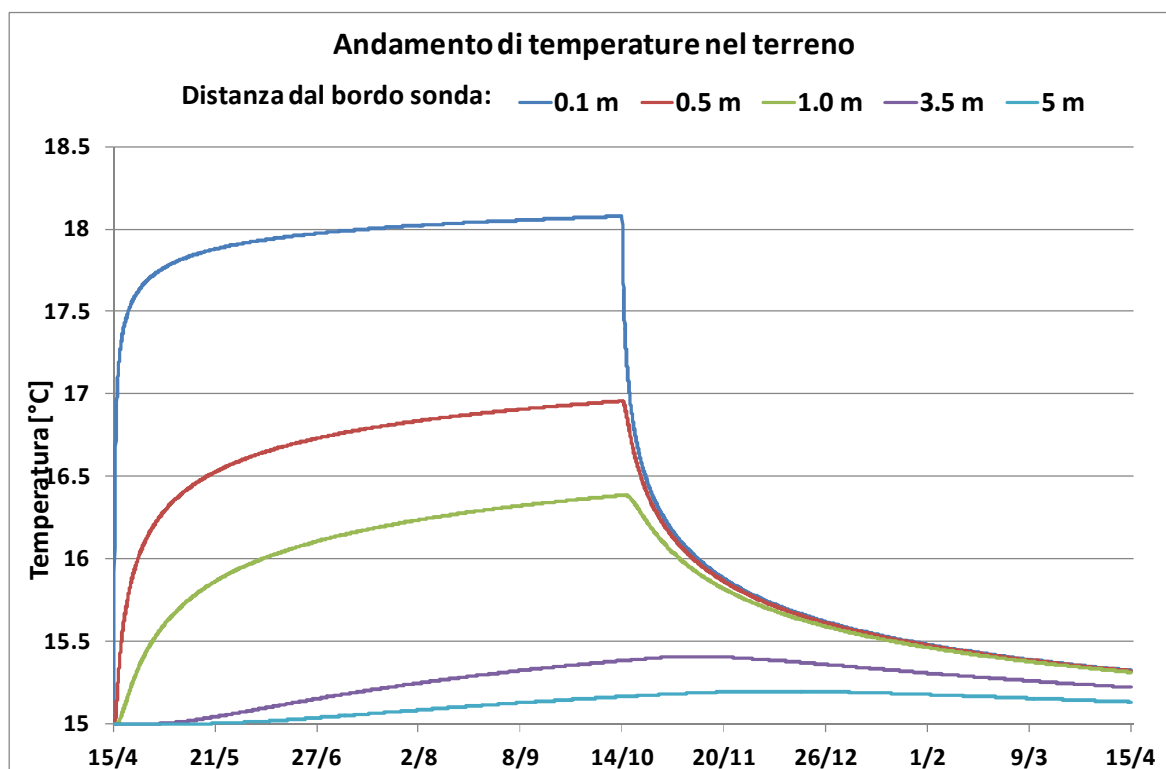


Figura 60 - Esempio di calcolo semplificato nel caso di funzionamento di un anno di un impianto a servizio di un edificio che richiede solo raffrescamento

9.1.2 Aspetti realizzativi degli scambiatori di calore

Per quanto riguarda la distanza media ottimale a cui gli scambiatori verticali possono essere installati, come si vede anche dall'esempio precedente, quando tale distanza è pari a 10 m si può ritenere trascurabile l'influenza tra le sonde; tuttavia molto spesso per motivi di limitata superficie in pianta a disposizione si può ritenere soddisfacente una distanza pari a 7 m di interasse medio. Se la distanza fosse minore bisognerà tenere conto di un'opportuna penalizzazione delle temperature di esercizio, che sia indicativa del sottoraffreddamento nel caso di prevalente fabbisogno energetico invernale dell'edificio, surriscaldamento nel caso di prevalente fabbisogno energetico estivo dell'edificio.

Per quanto riguarda la profondità di posa, questa dipende dalla tipologia di sonde:

- Per gli scambiatori concentrici le profondità di posa sono comprese tra 30 m e 60 m
- Per le sonde ad U normalmente si realizzano perforazioni comprese tra 60 m e 130 m di profondità. Tuttavia bisogna considerare l'aspetto della semplicità di posa: infatti profondità superiori a 110 m potrebbero talvolta comportare difficoltà nella posa delle tubazioni a causa della contropinta esercitata dall'acqua presente nel foro. Inoltre bisogna considerare anche la pressione che viene esercitata in testa alla sonda associata alle temperature di esercizio della sonda stessa.

Normalmente la profondità permette di aumentare la superficie di scambio; inoltre con la profondità aumenta la temperatura del terreno, pertanto, soprattutto in climi rigidi, poter raggiungere profondità maggiori di quelle usuali potrebbe portare a un aumento della temperatura media indisturbata del terreno. Per tale motivo sono comparse oggi sul mercato sonde a circuito chiuso che arrivano anche a 600 m di profondità. Questo permette, in terreni privi di anomalia termica, di ottenere una temperatura media del terreno indisturbato maggiore di circa 7,5°C rispetto a una sonda di 100 m di profondità. Pertanto, in climi rigidi nei quali gli edifici richiedano prevalentemente o quasi esclusivamente energia di riscaldamento questo consente di aumentare l'efficienza del sistema ed eventualmente eliminare l'utilizzo di miscele anticongelanti.

Un aspetto importante ai fini del buon funzionamento degli scambiatori di calore riguarda l'utilizzo dei distanziatori, che consentono di mantenere i tubi (generalmente le due tubazioni ad U) a una distanza abbastanza uniforme ed omogenea all'interno del riempimento. Indicativamente, l'utilizzo dei distanziatori porta a migliorare lo scambio termico tra fluido termovettore e terreno del 5% circa, che pertanto giustifica il maggiore sovra costo in fase di installazione della sonda geotermica.

9.1.3 Ricarica del terreno e temperatura di penalizzazione

Un aspetto particolarmente importante ai fini dell'efficienza delle pompe di calore geotermiche riguarda la durata della sorgente termica, evitando il depauperamento di energia termica o frigorifera a disposizione. A tal fine risulta molto importante una ricarica del terreno. Come evidenziato nell'esempio di Figura 61, infatti, dopo una stagione di lavoro in regime di riscaldamento il terreno riesce a ricaricarsi in modo naturale solo parzialmente, portando, nell'arco di quattro stagioni a un sottoraffreddamento costante del terreno. Nell'esempio si riporta un caso semplificato di una sonda soggetta a un carico invernale costante e a una richiesta ridotta (acqua calda sanitaria) nei mesi estivi. Si evince come la temperatura media del terreno si riduca in virtù della richiesta di calore da parte dell'edificio al terreno. Il coefficiente di penalizzazione che viene inserito nei calcoli del metodo ASHRAE (negativo in questo caso) deriva proprio dall'abbassamento di temperatura media nel terreno e tiene conto del fatto che il terreno si trova a una temperatura più bassa rispetto alla temperatura media indisturbata che nell'esempio riportato è pari a 15°C.

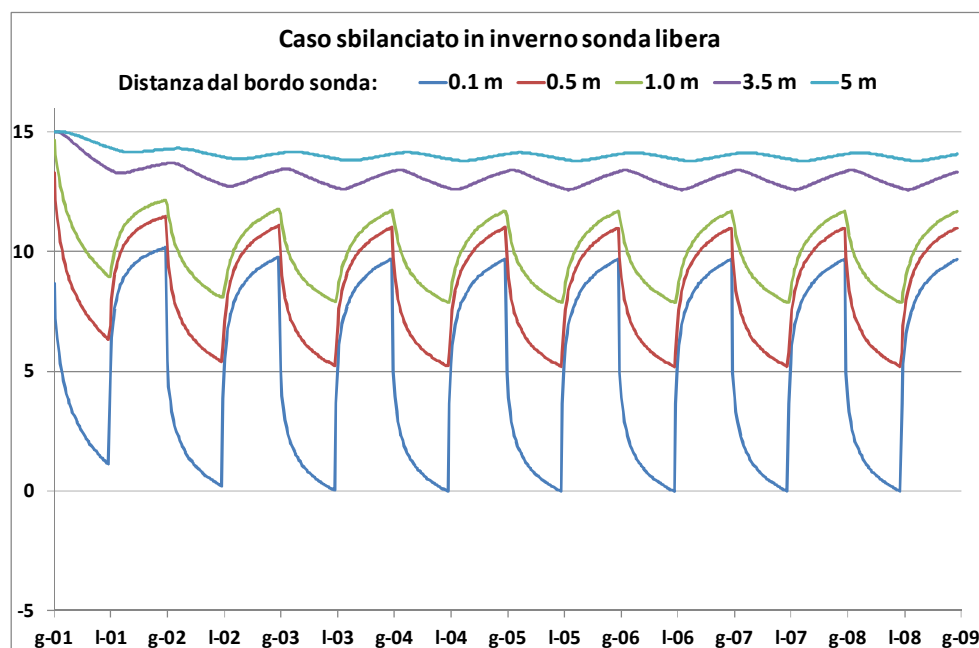


Figura 61 - Esempio di calcolo semplificato nel caso di funzionamento di un impianto a servizio di un edificio che richiede solo riscaldamento

Il problema è analogo anche quando invece di essere maggiore il calore estratto dal terreno è prevalente il calore dell'edificio ceduto al terreno (climatizzazione estiva). In tal caso il terreno viene surriscaldato (in Figura 62 si vede una simulazione su 7 anni di funzionamento), presentando un maggiore calore smaltito al terreno rispetto a quanto non asportato durante il periodo invernale. In questo caso il fattore di temperatura risulta positivo e indica l'innalzamento di temperatura medio nel terreno rispetto, nel caso riportato, alla temperatura media del terreno indisturbato di 15°C.

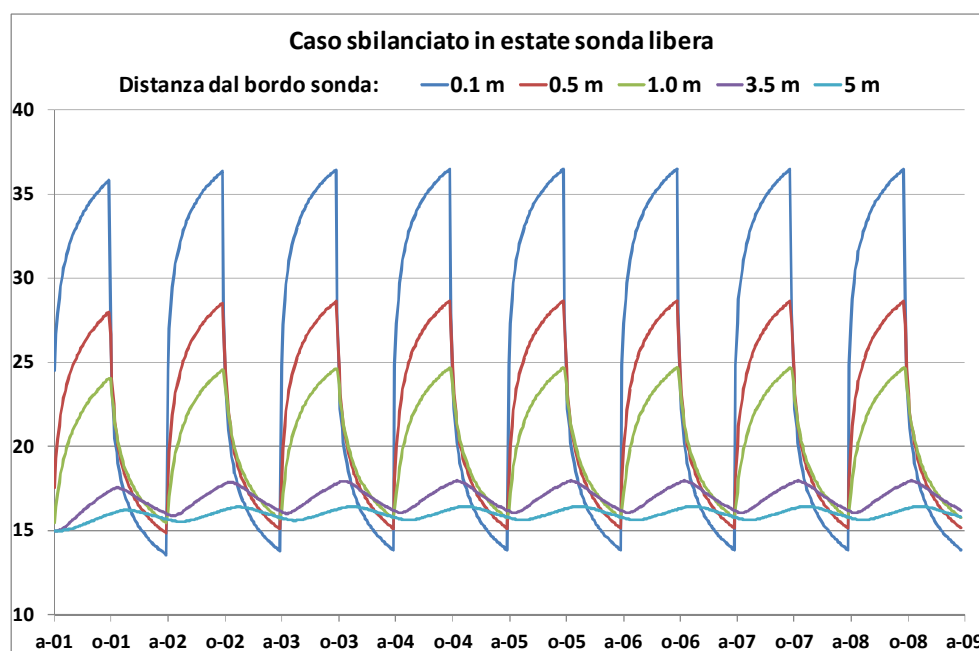


Figura 62 - Esempio di calcolo semplificato nel caso di funzionamento di un impianto a servizio di un edificio che richiede prevalentemente raffrescamento

Infine in Figura 63 si vede come quando l'energia asportata dal terreno nel periodo invernale equivale all'energia ceduta al terreno nel periodo estivo si riscontra un equilibrio termico che porta a delle ciclicità di raffreddamento e riscaldamento del terreno su base annuale, ma non comporta un surriscaldamento o sottoraffreddamento del terreno nel lungo periodo. Da questo si capisce come sia importante lavorare per permettere la rigenerazione termica del terreno nell'alternanza delle stagioni estiva ed invernale.

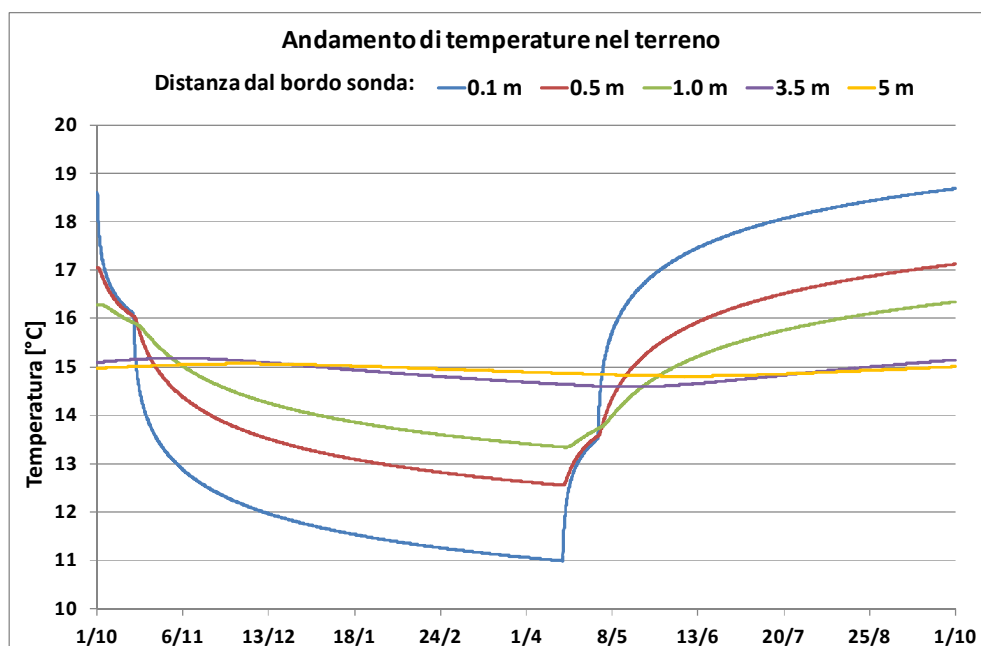


Figura 63 - Esempio di calcolo semplificato nel caso di funzionamento di un impianto a servizio di un edificio con carichi bilanciati tra inverno ed estate

9.2 Indicazioni per una corretta progettazione di un campo geotermico orizzontale

Le sonde orizzontali sono sistemi particolarmente interessanti soprattutto per edifici di tipo residenziale, caratterizzati in generale da una richiesta di calore per il riscaldamento maggiore rispetto a quella per il raffrescamento. Per questi sistemi le condizioni climatiche estive permettono al terreno di rigenerarsi, permettendo pertanto un funzionamento abbastanza continuo nel tempo. Dall'altra parte lo scambiatore di calore orizzontale per sua natura risente anche delle condizioni climatiche invernali, pertanto, rispetto a un sistema a sonde verticali lavorerà a temperature più basse.

In generale bisogna verificare in dettaglio i costi di installazione dei sistemi orizzontali, in particolare quelli di sbancamento e reinterro, nonché i costi di collegamento orizzontale tra gli scambiatori di calore.

Nle par 5.1.2 sono ampiamente descritte le metodologie volte alla valutazione del campo termico indotto nel terreno, almeno fino ad una certa profondità, delle condizioni climatiche e ambientali. Occorre ribadire che, relativamente al dimensionamento e al funzionamento delle sonde orizzontali, normalmente la sollecitazione termica viene riferita alla temperatura dell'aria esterna. Tuttavia sarebbe più corretto in questo caso tenere conto della temperatura sole aria esterna che deriva dalla combinazione della temperatura esterna con la radiazione incidente sulla superficie orizzontale. La temperatura sole-aria (θ_{se}) si calcola nel seguente modo:

$$\theta_{se} = \theta_e + \frac{a \cdot f_h \cdot I_s}{h} \quad (86)$$

Dove:

θ_e è la temperatura dell'aria esterna, [°C];

f_h è il fattore di ombreggiamento, [-];

a è l'assorbimento solare della superficie, [-];

I_s è la radiazione solare incidente la superficie, [W/m²];

h è il coefficiente di scambio termico convettivo della superficie, [W/(m² K)].

Normalmente la temperatura sole-aria è maggiore rispetto alla temperatura dell'aria esterna: questo porta a una migliore efficienza del sistema a scambiatore orizzontale, vista la maggiore temperatura di esercizio in condizioni invernali. Tuttavia in condizioni estive considerare la temperatura sole-aria rispetto alla temperatura dell'aria esterna porta a minori efficienze dello scambiatore di calore, come evidenziano le Figura 64 e Figura 65 in cui si riportano per confronto i risultati per Bolzano e per Napoli rispettivamente. Come si può vedere, la penalizzazione estiva è molto maggiore rispetto al beneficio invernale, dal momento che la radiazione solare risulta maggiore nei mesi estivi e pertanto comporta un'influenza maggiore sulla risultante temperatura sole-aria.

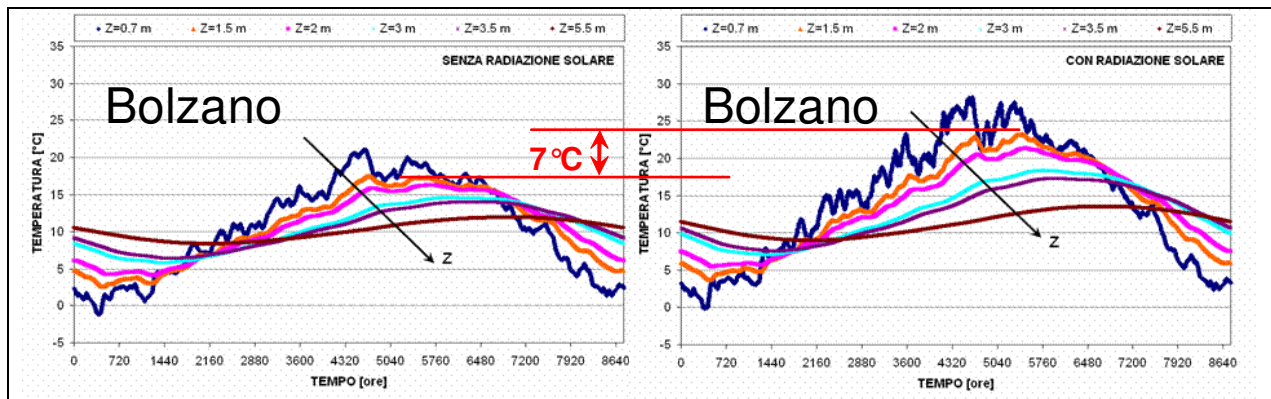


Figura 64 - Esempio di calcolo per la determinazione delle temperature nel terreno nel caso si utilizzi solo la temperatura dell'aria esterna (a sinistra) oppure se si utilizza la temperatura sole-aria (a destra) per la località di Bolzano

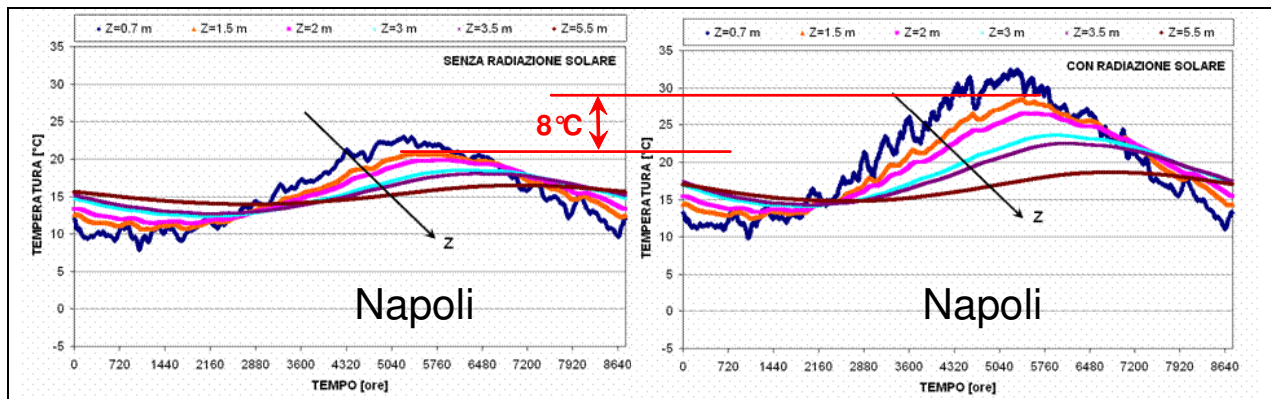


Figura 65 - Esempio di calcolo per la determinazione delle temperature nel terreno nel caso si utilizzi solo la temperatura dell'aria esterna (a sinistra) oppure se si utilizza la temperatura sole-aria (a destra) per la località di Napoli

9.3 Metodi semplificati di calcolo per sistemi verticali

9.3.1 Premessa

Il presente paragrafo presenta dei metodi semplificati per un primo dimensionamento approssimato del campo geotermico. Tali metodi sono volti a soddisfare una esigenza preliminare e minimale che spesso si manifestano in ambiti tecnici di realtà amministrative pubbliche. Supponendo già effettuata la scelta a favore di una configurazione a scambiatori verticali, tali strutture ormai sistematicamente necessitano di strumenti che forniscano valutazioni conservative e di larga massima delle dimensioni di occupazione del campo geotermico, a fronte di un numero spesso limitato di parametri.

RSE ha maturato una indiscussa esperienza metodologica nello sviluppo di metodi e procedure approssimati, che costituiscono tuttavia l'atto finale di un bagaglio di conoscenze sviluppate in precedenza e magari fruibili con difficoltà. A valle di tale esperienza, si è ritenuto conveniente ed efficace articolare tali strumenti procedurali attraverso due categorie di complessità crescente:

- metodi *standardizzati*: forniscono una valutazione a partire da una descrizione sommaria del problema e senza che vengano richiesti valori numerici di parametri
- metodi *analitici*: richiedono la conoscenza dei valori di alcuni parametri, misurati o valutati

Nel caso specifico, si è sviluppata una metodologia per ciascuna categoria.

- Il metodo standardizzato fornisce una valutazione della lunghezza totale di scambio, del numero di sonde e della superficie di terreno impegnata a fronte della semplice caratterizzazione dell'edificio (localizzazione, vetustà e tipologia). Ovviamente, la totalità degli altri parametri in gioco relativi all'impianto e al campo geotermico si basano sulle buone pratiche applicate oggi negli impianti geotermici
- Il metodo analitico rappresenta un passo successivo verso la personalizzazione della procedura al particolare sistema considerato e verso il miglioramento di accuratezza del risultato. Per assegnati valori di fabbisogno termico e parametri termo fisici del terreno e per un ipotizzato layout orizzontale del campo geotermico, il metodo fornisce la lunghezza totale di scambio termico.

Le due successive sezioni 9.3.2 e 9.3.3 sono dedicate alla descrizione dei suddetti due metodi

9.3.2 Metodo standardizzato

Il metodo è basato sull'applicazione della procedura ASHRAE, descritta nel par 6.2, ad un cospicuo numero di edifici-tipo del **settore residenziale**, individuati per superficie, tipologia, zona climatica, vetustà (e quindi presumibili caratteristiche dell'involucro). Di questi si conosce il fabbisogno di riscaldamento e di raffreddamento. A ciascuno di essi

- si associa una pompa di calore geotermica di caratteristiche note,
- la pompa di calore si accoppia con un terreno di caratteristiche termo fisiche note
- l'accoppiamento avviene attraverso un sistema di sonde verticali di geometria nota e layout in pianta a matrice con interasse noto.

Mediante la procedura ASHRAE si valuta la lunghezza totale di scambio, dalla quale si deduce il numero delle sonde e la superficie di terreno impegnata.

L'utilizzatore che è interessato ad una valutazione per un proprio edificio deve individuare quale degli edifici-tipo presenta le caratteristiche più vicine al proprio. Le caratteristiche del campo geotermico associato a tale edificio-tipo forniranno all'utilizzatore un primissimo dimensionamento di larga massima, che gli consente di individuare le caratteristiche generali del problema..

9.3.2.1 Fabbisogni di climatizzazione

E' stato fatto riferimento allo studio riportato in (Madonna 2010) e già considerato nel par 3.1, che qui si riprende integralmente. Si ricorda che sono state analizzate le seguenti tipologie di edifici residenziali:

- Grande Condominio (GC) con 24 unità abitative ciascuna di 80 m² calpestabili;
- Medio Condominio (MC) con 12 unità abitative ciascuna di 80 m² calpestabili;

- Piccolo Condominio (PC) con 6 unità abitative ciascuna di 80 m² calpestabili;
- Monofamiliare (MF) di 90 m² calpestabili.

Inoltre, per ciascuna tipologia, sono considerate differenti vetustà:

- classe V2: edifici rappresentativi delle modalità costruttive degli anni '80 e quindi tali da rispettare la legge 373/76;
- classe V3: edifici rappresentativi delle modalità costruttive degli anni '90 e quindi tali da rispettare la legge 10/91;
- classe V4: edifici nuovi, tali da rispettare i vincoli imposti dal DPR 59/09 per l'anno 2010.

Come già affermato e motivato in 3.1, nel presente studio non è stata considerata la Classe V1, cioè gli edifici costruiti prima della legge 373/76: in questo caso il primo intervento deve riguardare l'involucro edilizio, al fine di ridurre i fabbisogni energetici. Le varie tipologie edilizie elencate sopra erano considerate anche in tre differenti zone climatiche:

- Milano, zona climatica E;
- Roma, zona climatica D;
- Palermo, zona climatica B.

In (Madonna 2010), il fabbisogno di raffrescamento era calcolato considerando solo la parte sensibile, cioè legata alla sola differenza di temperatura. Nel presente studio, è stata aggiunta anche la quota richiesta per la deumidificazione dell'aria, sia in termini di potenza di progetto che energetici (vedi la successiva sez. 9.3.2.3.). A tal proposito, si è supposto che l'aria di rinnovo venga immessa all'interno dei locali in condizioni termoigrometriche (temperatura ed umidità) tali da favorire il raggiungimento delle condizioni di benessere. La norma EN UNI 15251 suggerisce che l'umidità specifica all'interno degli ambienti, anche residenziali, non debba superare il valore di 12 g_v/kg_{as}: raggiungere tale valore senza un sistema di deumidificazione è piuttosto difficile per le località analizzate. Come mostrato in (Bottarel et al. 2008), durante i mesi estivi la quota di energia legata a questa operazione non è affatto trascurabile; inoltre in talune situazioni (ad esempio quando sono utilizzati pannelli radianti) il controllo dell'umidità è necessario per evitare formazione di condensa superficiale (Bottarel et al. 2008). In (Madonna 2010), il ricambio d'aria orario era fissato pari a 0,5 vol/h per le classi V1 e V2 e 0,3 vol/h per le classi V3 e V4: per uniformità, nel presente studio è stata mantenuta tale assunzione. Per maggiori dettagli circa le tipologie edilizie e altre condizioni a contorno, si rimanda a (Madonna 2010).

Nelle Figura 66 e Figura 67, analoghe alle Figura 10 e Figura 11 e qui presentate per maggior chiarezza, sono riportati i fabbisogni energetici per ciascuna tipologia edilizia, differenziati per zona climatica: essi non comprendono la quota di produzione dell'acqua calda sanitaria.

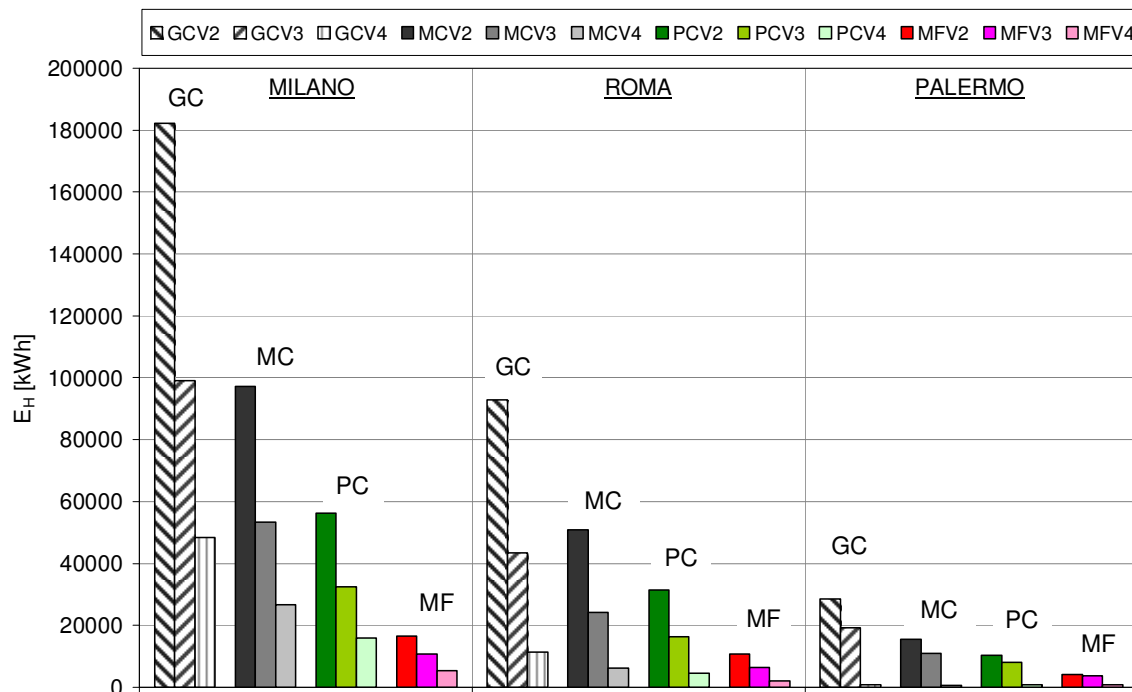


Figura 66 - Fabbisogno energetico per riscaldamento.

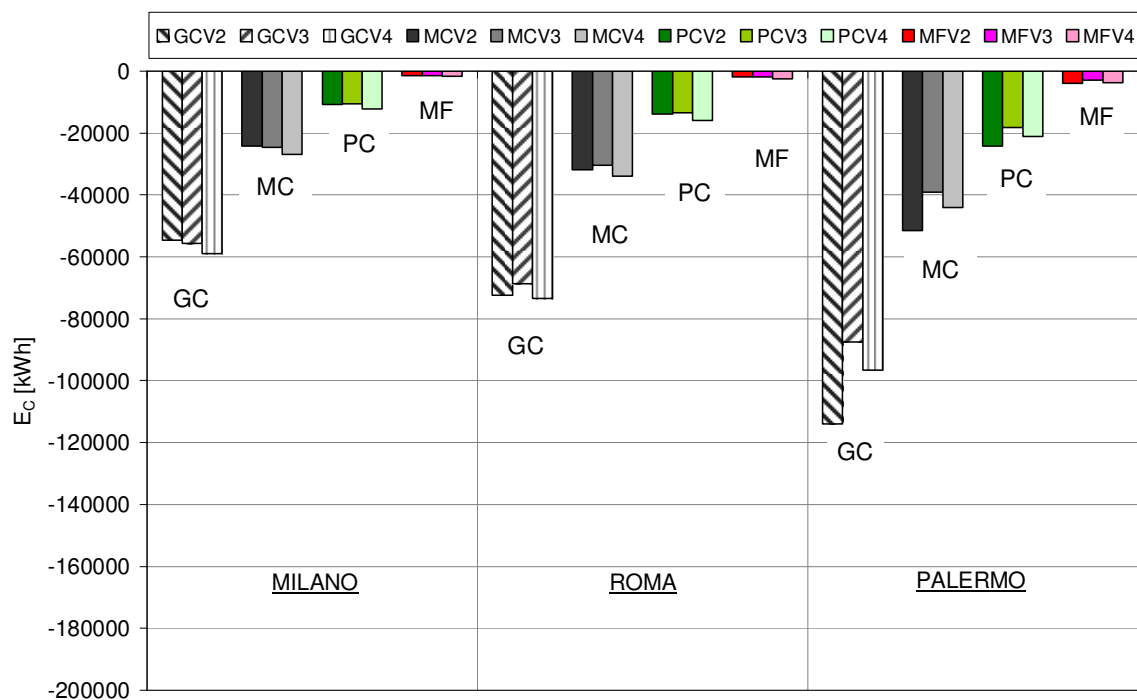


Figura 67 - Fabbisogno energetico per raffrescamento

9.3.2.2 Dimensionamento dell'impianto geotermico

Per poter procedere al dimensionamento dell'impianto geotermico, è necessario stabilire le caratteristiche della pompa di calore, dello scambiatore di calore a terreno nonché le proprietà termofisiche del terreno. Questi dati sono riportati nelle Tabella 17, Tabella 18 e Tabella 19; essi sono comuni ai vari casi analizzati. Per quanto riguarda la temperatura indisturbata del terreno, essa è stata considerata pari alla media annuale dell'aria esterna, in base ai dati climatici delle località esaminate; tale assunzione vale in assenza di altre informazioni più dettagliate per il sito di installazione.

Per quanto riguarda il campo geotermico, è stata considerata una disposizione del tipo a matrice, con l'interasse pari a 7 m. La disposizione degli scambiatori influenza notevolmente le prestazioni dell'impianto, soprattutto quando i fabbisogni energetici lato terreno (di riscaldamento e raffrescamento) sono particolarmente sbilanciati. In questo studio, è stata cercata la soluzione più compatta, per limitare la superficie di terreno.

Tabella 17– Pompa di Calore.

	Riscaldamento	Raffrescamento
COP / EER di progetto [-]	3,8	3,3
Temperatura in ingresso alla PdC lato terreno in condizioni di progetto [°C]	6	28
Temperatura in uscita dalla PdC lato terreno in condizioni di progetto [°C]	2	32
COP _{ms} / EER _{ms} medio stagionale [-]	4,7	4,1

Tabella 18 – Scambiatore di Calore a Terreno.

Tipologia	Doppia U
Tubazione	
Diametro interno della tubazione [mm]	26
Diametro esterno della tubazione [mm]	32
Distanza tra le tubazioni all'interno della perforazione [mm]	45,2
Conduttività termica del materiale della tubazione [W/(m K)]	0,4
Diametro della perforazione [mm]	150
Conduttività termica del materiale di riempimento [W/(m K)]	1,7
Campo geotermico	
Tipologia di layout: a matrice	
Interasse tra le sonde [m]	7

Tabella 19 – Terreno.

Conduttività termica [W/(m K)]	1,7
Capacità termica volumica [MJ/(m ³ K)]	2,5
Temperatura indisturbata* [°C]	
Milano	12,41
Roma	15,24
Palermo	18,42

* Considerata pari alla media annuale dell'aria esterna.

In Figura 68 è riportata la lunghezza totale degli scambiatori di calore a terreno per i vari casi analizzati. Questa è la lunghezza di progetto, assunta come la massima delle due lunghezze fornite dalla procedura ASHRAE (Kavanaugh e Rafferty 1997): infatti il metodo fornisce la lunghezza necessaria per il riscaldamento e per il raffrescamento. Quindi con tale assunzione, l'impianto geotermico soddisfa

l'intero fabbisogno di climatizzazione dell'edificio. Come è possibile osservare, per le località di Roma e Palermo, per la singola tipologia edilizia, non c'è molta differenza tra le classi V2, V3 e V4: questo è dovuto al fatto che l'impianto geotermico risulta essere dimensionato prevalentemente sul fabbisogno di raffrescamento, che non varia molto tra le varie classi (Figura 67). Risulta, inoltre, evidente come per la località di Milano passando dalla classe V2 alla V4, la lunghezza totale degli scambiatori si riduca anche più del 50%: agire sull'involucro edilizio è sicuramente prioritario rispetto al ricorso ad un impianto innovativo o a fonti rinnovabili, con un risparmio sia economico che energetico.

Nelle Figura 69 e Figura 70 è riportata la superficie di terreno occupata dagli scambiatori a terreno e il numero degli stessi, rispettivamente.

Nelle Tabella 20, Tabella 21 e Tabella 22 sono riportati i corrispondenti valori numerici. Qui sono presenti:

- S_C totale superficie calpestabile dell'edificio, [m²];
- E_H energia termica annuale richiesta per il riscaldamento (esclusa la produzione di acqua calda sanitaria), [kWh];
- E_C energia frigorifera annuale richiesta per il raffrescamento (sensibile e latente), [kWh];
- P_H potenza termica massima durante la stagione di riscaldamento, [kW];
- P_C potenza frigorifera massima (in valore assoluto) durante la stagione di raffrescamento, [kW];
- $\dot{Q}_a$ potenza termica annuale vista dal terreno, [kW];
- L_d lunghezza totale degli scambiatori di calore a terreno, [m];
- L' lunghezza del singolo scambiatore di calore a terreno, [m];
- N numero degli scambiatori di calore a terreno;
- S_s superficie occupata dagli scambiatori di calore a terreno, [m²].

Il termine $\dot{Q}_a$ rappresenta il flusso termico visto dal terreno durante tutto l'anno e può essere calcolato tramite la seguente espressione:

$$\dot{Q}_a = \frac{E_H \cdot \left(1 - \frac{1}{COP_{ms}}\right) + E_C \cdot \left(1 + \frac{1}{EER_{ms}}\right)}{8760} \quad (87)$$

dove E_H e E_C sono espresse in segno ($E_H > 0$ ed $E_C < 0$), mentre COP_{ms} e EER_{ms} sono le efficienze medie stagionali della pompa di calore nella stagione di riscaldamento e di raffrescamento, rispettivamente. Se

$\dot{Q}_a < 0$ l'energia rigettata al terreno durante la stagione di raffrescamento è superiore a quella prelevata durante il riscaldamento e quindi la temperatura del terreno tenderà ad aumentare nel tempo, mentre se $\dot{Q}_a > 0$ la temperatura del terreno tenderà a diminuire nel tempo.

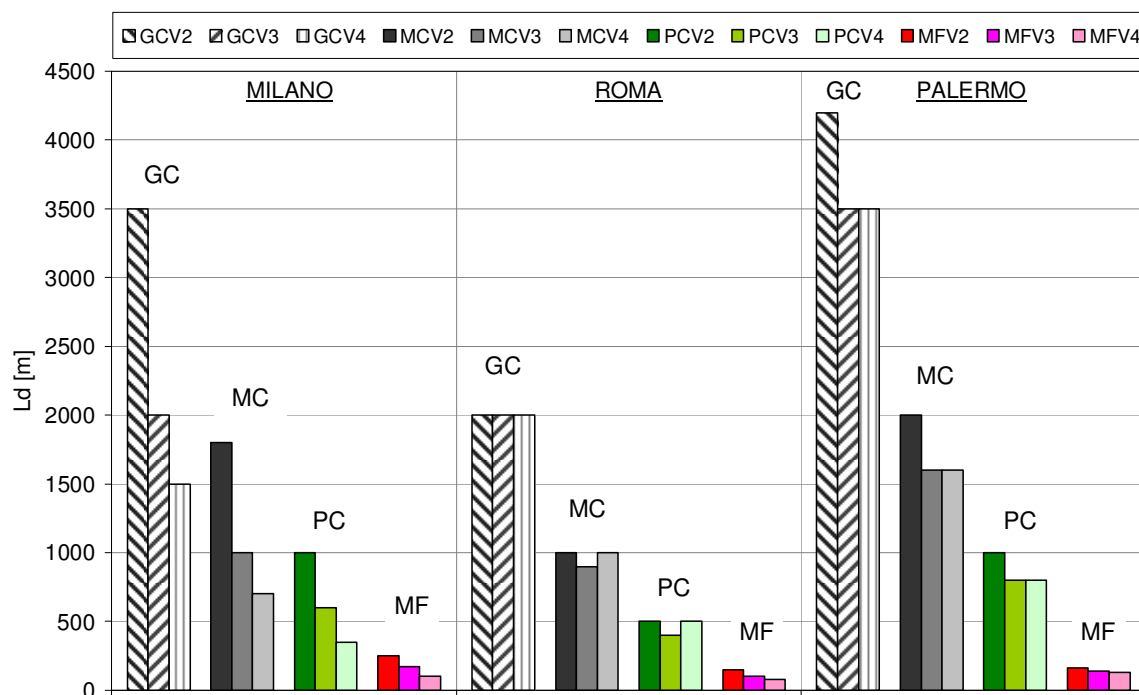


Figura 68 – Lunghezza totale degli scambiatori di calore a terreno.

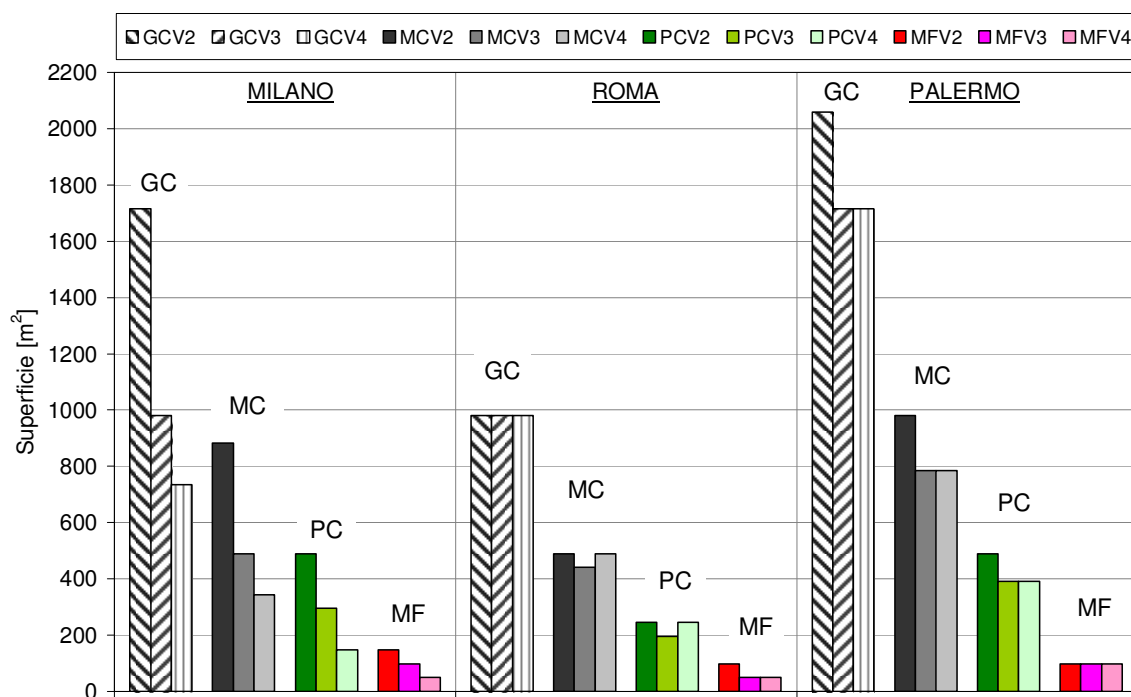
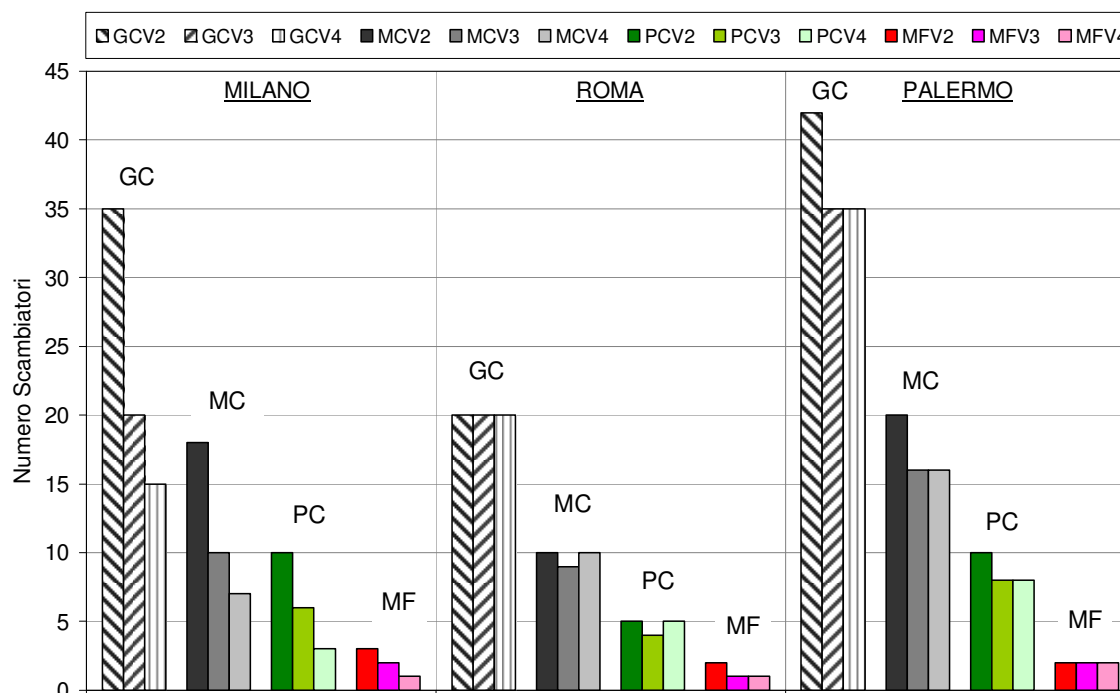


Figura 69 – Superficie di terreno occupata dagli scambiatori di calore a terreno.


Figura 70 – Numero degli scambiatori di calore a terreno.
Tabella 20 – Risultati per la città di Milano.

Caso	Edificio					Scambiatore di calore a terreno				
	S_c [m ²]	E_H [kWh]	E_C [kWh]	P_H [kW]	P_C [kW]	Q_a [kW]	L_d [m]	L' [m]	N [-]	S [m ²]
GCV2	1920	182238	-54495	119,04	-114,70	8,369	3500	100	35	1715
GCV3		98946	-55543	82,56	-101,64	1,005	2000	100	20	980
GCV4		48322	-58898	55,68	-86,28	-4,021	1500	100	15	735
MCV2	960	97209	-24229	62,4	-58,31	5,295	1800	100	18	882
MCV3		53357	-24519	44,16	-51,78	1,313	1000	100	10	490
MCV4		26549	-26801	29,76	-43,14	-1,420	700	100	7	343
PCV2	480	56150	-10655	34,08	-29,15	3,533	1000	100	10	490
PCV3		32346	-10564	24	-25,89	1,407	600	100	6	294
PCV4		15924	-12140	16,32	-21,57	-0,293	351	117	3	147
MFV2	90	16571	-1420	8,91	-5,39	1,288	252	84	3	147
MFV3		10651	-1361	6,03	-4,78	0,764	170	85	2	98
MFV4		5215	-1684	3,96	-4,06	0,230	100	100	1	49

Tabella 21 – Risultati per la città di Roma.

Caso	Edificio					Scambiatore di calore a terreno				
	S_c [m ²]	E_H [kWh]	E_C [kWh]	P_H [kW]	P_C [kW]	Q_a [kW]	L_d [m]	L' [m]	N [-]	S [m ²]
GCV2	1920	92797	-72457	109,44	-97,0	-1,949	2000	100	20	980
GCV3		43462	-68636	76,8	-89,86	-5,840	2000	100	20	980
GCV4		11292	-73524	42,24	-82,18	-9,425	2000	100	20	980
MCV2	960	50795	-31954	58,56	-47,53	0,027	1000	100	10	490
MCV3		24183	-30331	41,28	-43,01	-2,134	900	100	9	441
MCV4		6218	-33860	22,08	-40,13	-4,249	1000	100	10	490
PCV2	480	31506	-13878	32,16	23,29	0,861	500	100	5	245
PCV3		16204	-13424	22,56	-21,03	-0,450	400	100	4	196
PCV4		4429	-15873	12,96	-20,07	-1,856	500	100	5	245
MFV2	90	10705	-1860	8,73	-4,11	0,698	150	75	2	98
MFV3		6394	-1763	5,94	-3,78	0,324	100	100	1	49
MFV4		2093	-2452	3,42	-3,60	-0,160	80	80	1	49

Tabella 22 – Risultati per la città di Palermo.

Caso	Edificio					Scambiatore di calore a terreno				
	S_c [m ²]	E_H [kWh]	E_C [kWh]	P_H [kW]	P_C [kW]	Q_a [kW]	L_d [m]	L' [m]	N [-]	S [m ²]
GCV2	1920	28523	-113940	82,56	-118,08	-13,616	4200	100	42	2058
GCV3		19125	-87491	67,20	-105,97	-10,705	3500	100	35	1715
GCV4		759	-96593	21,12	-94,45	-13,648	3500	100	35	1715
MCV2	960	15442	-51462	44,16	-60,00	-5,920	2000	100	20	980
MCV3		10982	-39021	36,48	-52,99	-4,554	1600	100	16	784
MCV4		508	-44085	12,48	-47,23	-6,214	1600	100	16	784
PCV2	480	10278	-24148	24,48	-30,00	-2,505	1000	100	10	490
PCV3		8042	-18145	21,12	-26,97	-1,854	800	100	8	392
PCV4		677	-21107	8,64	-23,61	-2,936	800	100	8	392
MFV2	90	4064	-3991	6,30	-5,82	-0,201	160	80	2	98
MFV3		3588	-2953	5,76	-5,35	-0,097	140	70	2	98
MFV4		772	-3658	2,97	-4,54	-0,450	130	65	2	98

9.3.2.3 Metodo di calcolo per il carico latente

L'umidità specifica che si verrebbe a creare all'interno dell'ambiente in assenza di sistemi di deumidificazione si calcola tramite la seguente relazione:

$$x^* = x_{ext} + \frac{G_v}{G_a} \quad (88)$$

dove:

x_{ext} è l'umidità specifica esterna, [kg_v/kg_{as}];

G_v è la portata di vapore prodotta all'interno dell'ambiente, [kg_v/s];

G_a è la portata di aria di rinnovo, [kg_{as}/s].

Per quanto riguarda la sorgente interna di vapore G_v si è fatto riferimento a (CEN TR 14788 2006). Nel presente studio è stato assunto il valore pari a 5 kg_v/giorno, considerando mediamente quattro persone per unità abitativa e una permanenza media di sei ore giornaliera. La portata d'aria di rinnovo G_a può essere calcolata tramite la seguente relazione:

$$G_a = \frac{ACH \cdot V \cdot \rho}{3600} \quad (89)$$

dove:

ACH è il numero di ricambi d'aria espresso in volumi ambiente per ora (vol/h);

V è il volume dell'ambiente, [m³];

ρ è la densità dell'aria, che può essere assunta pari a 1,2 kg/m³.

Per l'umidità specifica esterna di progetto, sono stati utilizzati i valori della norma UNI 10339 riassunti nella Tabella 23.

Tabella 23– Valori dell'umidità specifica esterna di progetto estivo.

	Milano	Roma	Palermo
x_{ext} [g _v /kg _{as}]	14,4	14,2	13,3

In condizioni di progetto, la potenza richiesta per la deumidificazione è pari a:

$$P_L = G_a \cdot r \cdot (x_{int} - x^*) \quad (90)$$

dove:

x_{int} è l'umidità specifica interna di progetto, [kg_v/kg_{as}];

r è il calore latente di vaporizzazione dell'acqua alla pressione atmosferica ($r = 2501$ kJ/kg_v).

Per l'umidità specifica interna di progetto, si è assunto il valore di 10,4 g_v/kg_{as}, corrispondente ad una temperatura dell'aria di 26°C e una umidità relativa del 50%.

Per il calcolo energetico, è stato fatto riferimento ai risultati ottenuti tramite simulazioni dinamiche condotte in (Bottarel et al. 2008) per le medesime località analizzate nel presente studio.

9.3.3 Metodo analitico

9.3.3.1 Descrizione del metodo

Il metodo qui riportato si basa sull'assunzione che la distanza intermedia tra sonde sia almeno pari a 7 m. Anche in questo caso si tratta di un metodo semplificato di primo tentativo, che non sostituisce in alcun modo il metodo di dimensionamento della normativa UNI in corso di pubblicazione. In linea di principio, il metodo può essere applicato sia ad edifici del settore residenziale che del terziario.

Come delineato nel paragrafo 9.1, il dimensionamento di uno scambiatore di calore geotermico dipende sostanzialmente dall'energia media scambiata con il terreno più che dalla potenza termica o frigorifera della macchina installata. A tal fine, per tenere conto di questo aspetto, è stata definita una procedura di dimensionamento semplificata per determinare la lunghezza complessiva degli scambiatori nel terreno. La procedura è riportata in modo schematico in Figura 71.

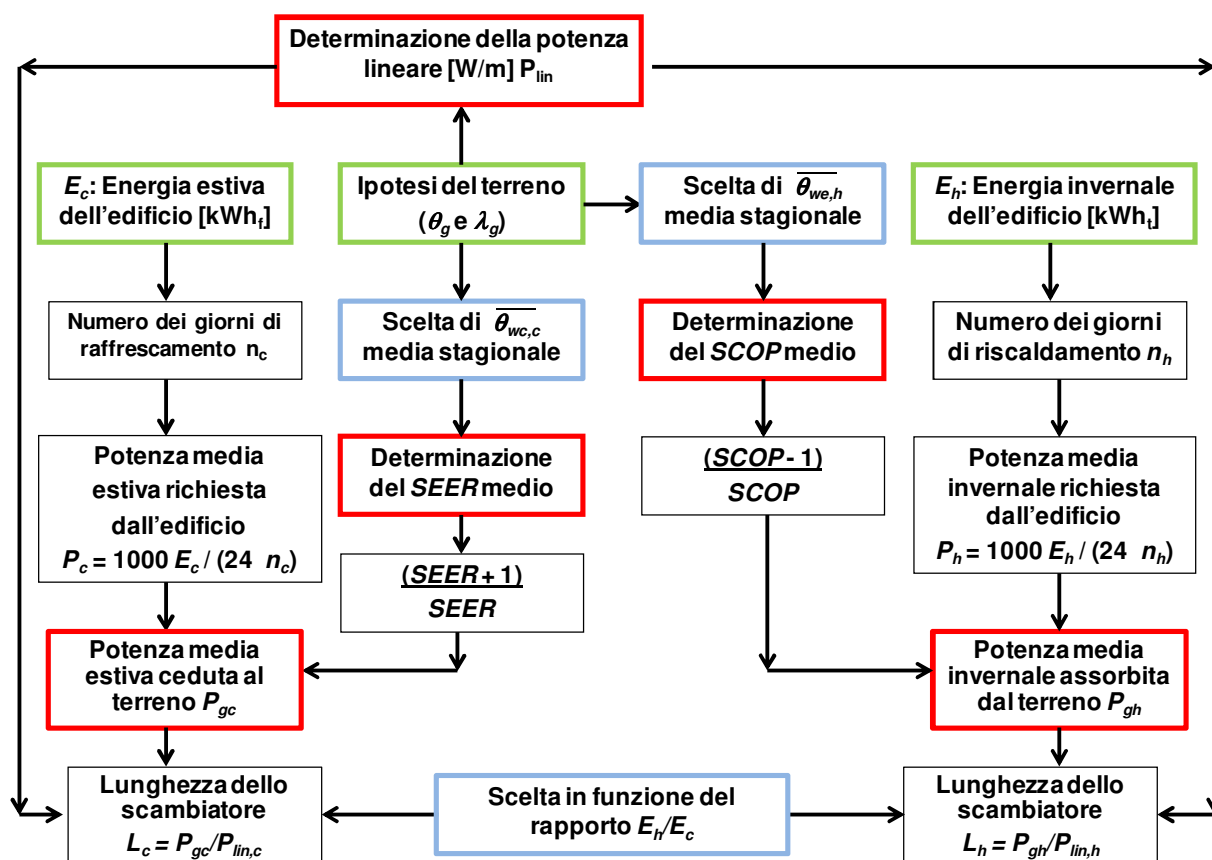


Figura 71 – Metodologia semplificata per il dimensionamento degli scambiatori di calore verticali nel terreno: in verde sono evidenziati i dati di partenza, in rosso i punti in cui bisogna utilizzare le formule o i diagrammi riportati più sotto, mentre in azzurro sono evidenziate le scelte del progettista.

Occorre innanzitutto definire le caratteristiche termiche medie del terreno θ_g e λ_g . Per quanto riguarda l'edificio è necessario conoscere l'energia termica e frigorifera richiesta dall'edificio (in chilowattora) nella stagione invernale (E_h) ed estiva (E_c); infine si assume la temperatura media alla quale si desidera far lavorare l'impianto nelle due stagioni.

La scelta della lunghezza dello scambiatore di calore è vincolata al rapporto tra l'energia richiesta dall'edificio in riscaldamento e in estate (E_h/E_c). Se il rapporto fornisce un valore superiore a 1,30 allora il comportamento più critico può essere considerato quello invernale; pertanto per questi casi occorre verificare la temperatura media minima a cui si vuole far lavorare l'impianto geotermico. Per valori compresi tra 1 e 1,30 bisogna tenere conto sia del comportamento invernale che di quello estivo.

dell'impianto. Per rapporti inferiori all'unità il parametro da controllare è la temperatura massima estiva (Tabella 24).

Tabella 24 – Parametri di controllo per un corretto dimensionamento di un impianto a pompa di calore a terreno

Parametro da controllare	E_H/E_c		
	< 1,00	compreso tra 1,00 e 1,30	>1,30
	Temperatura massima estiva	Temperatura massima estiva e minima invernale	Temperatura minima invernale

Si sottolinea come la temperatura media del fluido (estiva ed invernale), assunta dal progettista, influisca, oltre che sulle prestazioni della macchina, anche sulla necessità dell'utilizzo di miscele anticongelanti nel periodo invernale e sullo stress tensionale indotto, soprattutto nel periodo estivo, derivante dalla combinazione di temperatura e pressione tipiche del regime di funzionamento assunto. Di seguito ci si riferisce alla temperatura dell'acqua media tra mandata e ritorno del circuito a terreno:

$$\bar{\theta}_w = \frac{\theta_{wi} + \theta_{wo}}{2} \quad (91)$$

A titolo di esempio, vengono presentati come valori indicativi alcuni risultati derivati da calcoli mediante il codice CaRM (De Carli et al. 2010) delle temperature dell'acqua $\bar{\theta}_w$ all'interno degli scambiatori di calore verticali (Tabella 25, Tabella 26 e Tabella 27) nel caso di un terreno con $\lambda_g = 1,5$ W/(m K) e con una temperatura indisturbata $\theta_g = 15^\circ\text{C}$ (l'impianto funziona tra 30°C e 35°C in inverno e tra 7°C e 12°C in estate). I risultati si riferiscono a campi geotermici aventi la stessa geometria e i valori sono relativi a un periodo di simulazione pari a sette anni, in condizioni di equilibrio nel ciclo annuale del campo termico nel terreno. Si vede come, quando il funzionamento è prevalentemente invernale ($E_H/E_c = 2,40$) non siano particolarmente critiche le temperature estive, quanto piuttosto quelle invernali. Si noti come, nel caso si utilizzi solamente acqua nel circuito geotermico, la differenza tra la temperatura media stagionale e quella minima all'interno della sonda sia pari a 4°C contro 6°C nel caso si usi miscela anticongelante. Viceversa in estate risulta rispettivamente di 3°C e 5°C rispettivamente. Nel caso in cui le richieste di energia termica e frigorifera siano simili (Tabella 26) si vede come la differenza tra la temperatura media e quella minima sia pari a $5,5^\circ\text{C}$ nel caso si utilizzi acqua, mentre risulta pari a 6°C nel caso di miscela anticongelante. In estate viceversa si nota come le temperature siano maggiormente discoste tra di loro rispetto al caso invernale: la differenza nelle temperature medie stagionali è di 4°C tra i due casi e, per quanto riguarda lo scostamento tra le temperature massime e quelle medie, si ottengono $7,5^\circ\text{C}$ nel caso si utilizzi solo acqua e 12°C nel caso di miscela anticongelante. Infine in Tabella 27 si nota come, nel caso in cui il carico estivo dell'edificio sia maggiore di quello invernale, in inverno il problema delle temperature a terreno sia trascurabile, mentre in estate il sottodimensionamento del campo geotermico possa portare a valori mediamente di 2°C superiori e a temperature massime di 4°C maggiori rispetto ad un campo ottimizzato.

Tabella 25 – Valori derivanti da calcoli dettagliati per rapporto $E_H/E_c = 2,40$.

	Dimensionamento ottimale		Scambiatore sottodimensionato*	
	inverno	estate	inverno	estate
$\bar{\theta}_w$ media stagionale	10,2	17,7	8,2	19,4
$\bar{\theta}_w$ massima		20,7		24,3
$\bar{\theta}_w$ minima	6,3		2,4	

* uno scambiatore di calore sottodimensionato prevede l'utilizzo di miscela anticongelante, mentre nel caso di dimensionamento ottimale è possibile l'utilizzo di sola acqua

Tabella 26 – Valori derivanti da calcoli dettagliati per rapporto $E_H/E_c = 1,22$.

	Dimensionamento ottimale		Scambiatore sottodimensionato*	
	inverno	estate	inverno	estate
$\bar{\theta}_w$ media stagionale	10,2	23,2	9,0	27,2
$\bar{\theta}_w$ massima		30,8		39,0
$\bar{\theta}_w$ minima	5,5		2,8	

* uno scambiatore di calore sottodimensionato prevede l'utilizzo di miscela anticongelante, mentre nel caso di dimensionamento ottimale è possibile l'utilizzo di sola acqua

Tabella 27 – Valori derivanti da calcoli dettagliati per rapporto $E_H/E_c = 0,60$.

	Dimensionamento ottimale		Scambiatore sottodimensionato	
	inverno	estate	inverno	estate
$\bar{\theta}_w$ media stagionale	13,4	24,7	13,4	26,8
$\bar{\theta}_w$ massima		33,1		37,1
$\bar{\theta}_w$ minima	10,8		10,5	

* in questo caso generalmente uno scambiatore di calore sottodimensionato può non prevedere l'utilizzo di miscela anticongelante

Pur sottolineando che la scelta della temperatura media è lasciata al progettista, si riportano di seguito i valori consigliati per la temperatura media nella metodologia semplificata, al fine di ottenere un impianto ottimizzato. Per quanto detto sopra e in riferimento alle Tabella 28 e Tabella 29, il progettista dovrà scegliere la lunghezza complessiva dello scambiatore di calore nel seguente modo:

- per $E_H/E_c > 1,30$ la lunghezza di progetto critica è quella relativa alla condizione invernale
- per $E_H/E_c < 1,00$ la lunghezza di progetto critica è quella relativa alla condizione estiva
- nell'intervallo $1,00 < E_H/E_c < 1,30$ il progettista può scegliere se considerare la sola temperatura invernale come critica oppure se considerare le temperature invernali ed estive.

Tabella 28 – Valori consigliati come temperature di progetto ($\bar{\theta}_w$ medie stagionali e scostamento massimo rispetto al valore medio stagionale $\Delta\bar{\theta}_w$) per un impianto a sola acqua

	E_H/E_c					
	<1,00		compreso tra 1,00 e 1,30		>1,30	
	Inverno	estate	inverno	estate	inverno	estate
$\bar{\theta}_w$ media stagionale	-	23	8,5	22,0	9,0	-
$\Delta\bar{\theta}_w$	-	8	-4,0	7,0	-5,0	-

Tabella 29 – Valori consigliati come temperature di progetto ($\bar{\theta}_w$ medie stagionali e scostamento massimo rispetto al valore medio stagionale $\Delta\bar{\theta}_w$) per un impianto sottodimensionato

	E_H/E_c					
	<1,00		compreso tra 1,00 e 1,30		>1,30	
	Inverno	estate	inverno	estate	inverno	estate

$\bar{\theta}_w$ media stagionale	-	27	7,0	25,0	7,0	-
$\Delta\bar{\theta}_w$	-	10	-6,0	10,0	-6,0	-

Il progettista deve definire il periodo in ore di funzionamento invernale (n_h) ed estivo (n_c). In questo modo è possibile determinare la potenza media richiesta dall'edificio nella stagione invernale ed estiva, rispettivamente nel seguente modo:

$$P_h = \frac{1000 \cdot E_h}{24 \cdot n_h} \quad (92)$$

$$P_c = \frac{1000 \cdot E_c}{24 \cdot n_c} \quad (93)$$

La temperatura media del fluido nelle sonde è definita dal progettista, secondo quanto sopra riportato; la scelta della temperatura media del fluido definisce anche la prestazione media stagionale della macchina (SCOP ed SEER). Le prestazioni medie stagionali sono differenti da quelle di targa dichiarate dal produttore (TCOP e TEER), in quanto le temperature sono generalmente diverse sia per quanto riguarda il fluido termovettore nel terreno sia per quanto riguarda le temperature dell'acqua dell'impianto. Per estrapolare i valori medi stagionali si può ricorrere al rapporto tra le efficienze dei cicli ideali di Carnot tra le temperature di evaporazione e condensazione. Definite $\Delta\theta_c$ la differenza tra la temperatura media dell'acqua al condensatore ($\bar{\theta}_{wc}$) e quella di condensazione (θ_c) e $\Delta\theta_e$ la differenza tra la temperatura media dell'acqua all'evaporatore ($\bar{\theta}_{we}$) e quella di evaporazione (θ_e),

$$\theta_c = \bar{\theta}_{wc} + \Delta\theta_c \quad (94)$$

$$\theta_e = \bar{\theta}_{we} - \Delta\theta_e \quad (95)$$

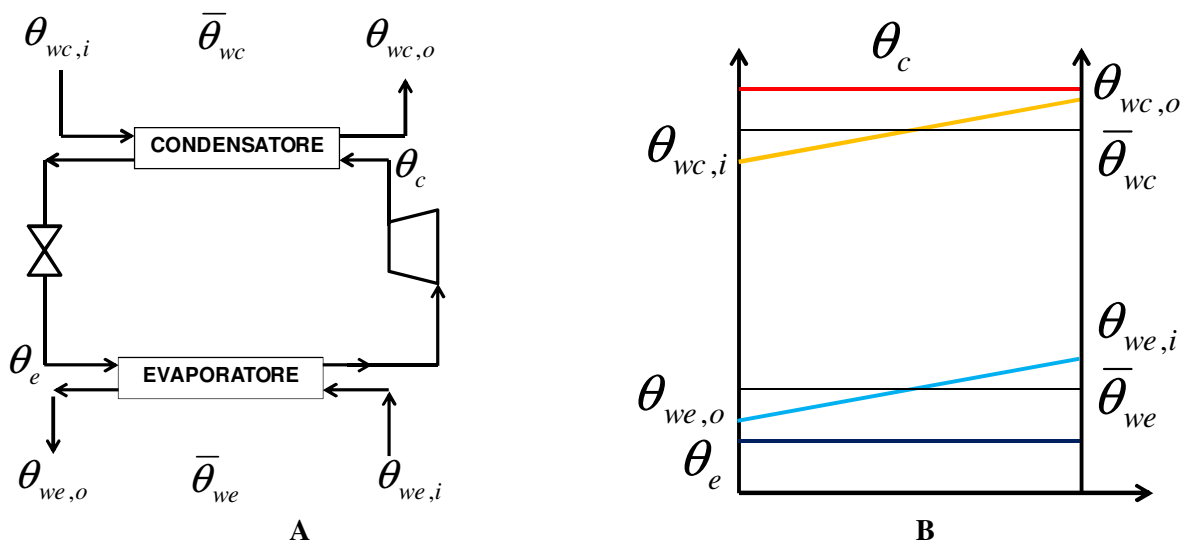


Figura 72 – Definizione delle temperature all'interno di un ciclo inverso di una macchina acqua-acqua.

Normalmente si può considerare $\Delta\theta_c = \Delta\theta_e = 5^\circ\text{C}$; tuttavia se il produttore della pompa di calore definisce differenze di temperatura più contenute, si possono considerare valori diversi.

L'efficienza del ciclo di Carnot si definisce come:

$$COP_C = \frac{273,15 + \theta_c}{\theta_c - \theta_e} \quad (96)$$

$$EER_C = \frac{273,15 + \theta_e}{\theta_c - \theta_e} \quad (97)$$

Definite con $SCOP_C$ e $SEER_C$ le prestazioni di un ciclo ideale di Carnot in condizioni medie stagionali e con $TCOP_C$ ed $TEER_C$ quelle di un ciclo ideale di Carnot corrispondente alle temperature di targa della macchina, il valore stagionale delle prestazioni della macchina ($SCOP$ e $SEER$) deriva da quelli di targa ($TCOP$ ed $TEER$):

$$SCOP = TCOP \frac{SCOP_C}{TCOP_C} \quad (98)$$

$$SEER = TEER \frac{SEER_C}{TEER_C} \quad (99)$$

A titolo di esempio si riporta nella Figura 73 come varia il COP del ciclo di Carnot medio stagionale ($SCOP_C$) rispetto al COP del ciclo di Carnot di targa della macchina ($TCOP_C$) in funzione della differenza tra la temperatura media dell'acqua nell'evaporatore durante la stagione e la temperatura media stagionale dell'acqua nel condensatore, nel caso il TCOP sia definito tra temperature medie dell'acqua nell'evaporatore e nel condensatore rispettivamente di $6,5^\circ\text{C}$ e 32°C .

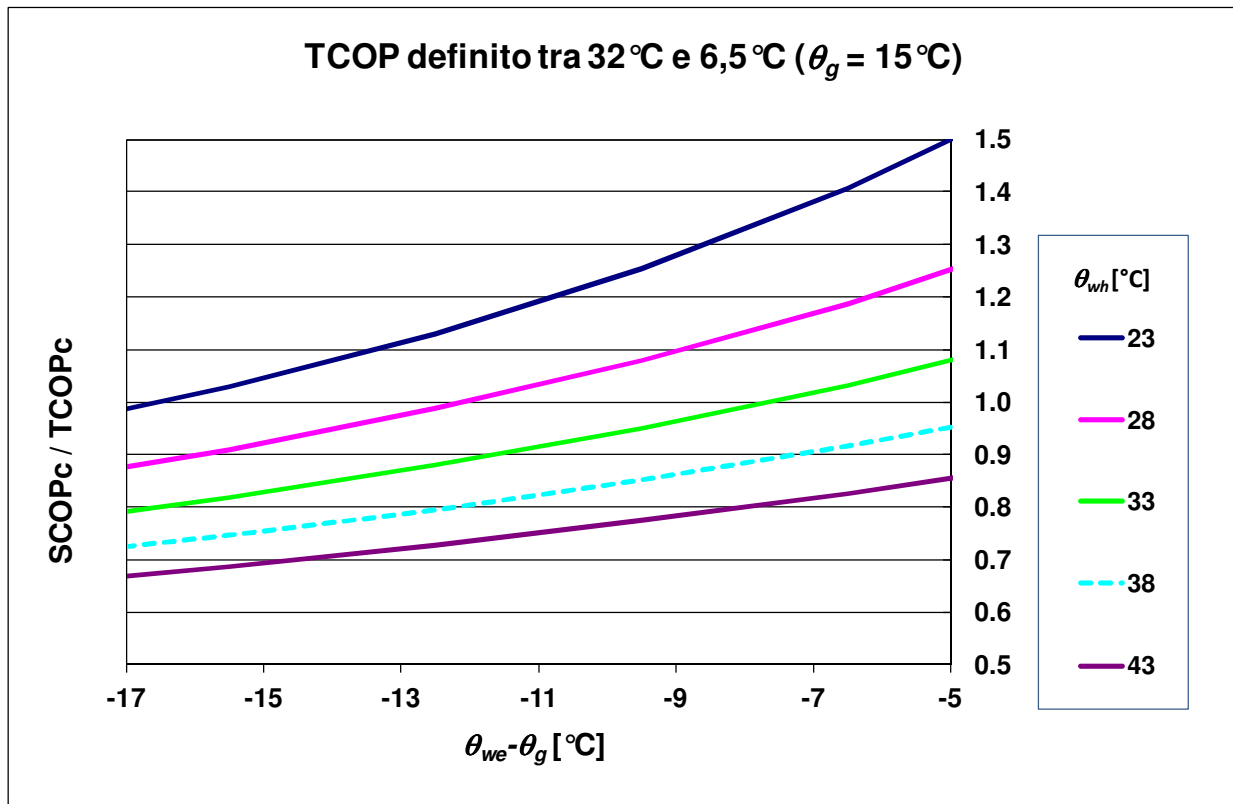


Figura 73 – Andamento relativo tra COP del ciclo di Carnot medio stagionale (SCOPC) e COP del ciclo di Carnot di targa della macchina (TCOPC) in funzione della differenza tra la temperatura media dell'acqua nell'evaporatore durante la stagione e la temperatura media stagionale dell'acqua nel condensatore.

Dalle prestazioni medie stagionali della macchina e dalla potenza media richiesta dall'edificio si ricava la potenza media assorbita/ceduta al terreno:

$$P_{hg} = P_h \frac{SCOP - 1}{SCOP} \quad (100)$$

$$P_{cg} = P_c \frac{SEER + 1}{SEER} \quad (101)$$

Bisogna a questo punto determinare la potenza media lineare scambiata tra il campo sonde e il terreno. A tal fine occorre schematizzare il campo sonde con un reticolo, come illustrato in Figura 74. Associando ad ogni sonda un perimetro di scambio quadrato, si può calcolare la percentuale di perimetro di scambio rispetto al potenziale perimetro di scambio termico. Per una sonda isolata il perimetro di scambio termico è il 100% del perimetro a disposizione; per due sonde accoppiate, i lati di scambio sono 6 rispetto agli 8 lati ipoteticamente disponibili per le due sonde, pertanto il perimetro di scambio termico è pari in questo caso al 75% del perimetro teoricamente disponibile. Con 3 sonde il perimetro di scambio è pari a 8 lati rispetto ai 12 lati disponibili, pari al 67% dell'area disponibile. Per il caso di 4 sonde disposte a matrice, sono 8 i lati di scambio termico rispetto ai 16 lati teorici, quindi in questo caso il campo sonde presenta il 50% del perimetro del perimetro di scambio disponibile.

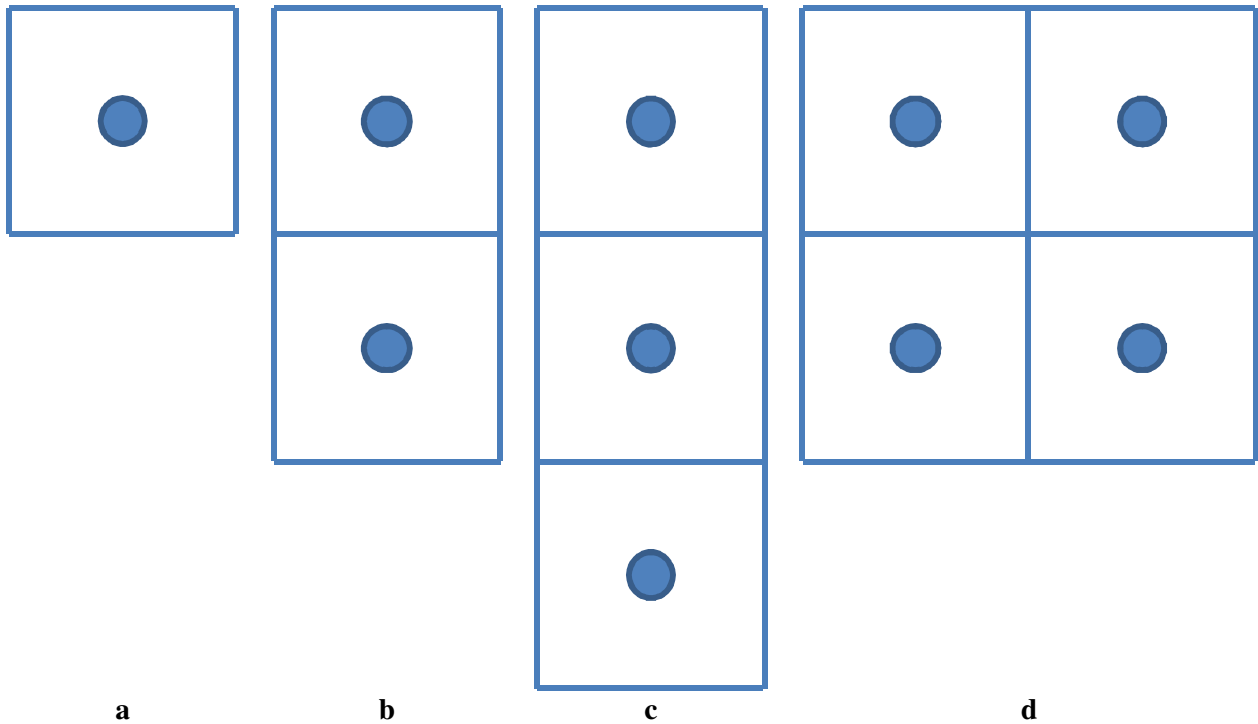


Figura 74 – Rappresentazione schematica di alcuni campi sonde e calcolo della percentuale di campo libero rispetto all'ipotetico scambio termico: 100% (caso a), 75% (caso b), 67% (caso c), 50% (caso d).

Una volta definito il perimetro di scambio disponibile rispetto a quello teorico (che deriva sostanzialmente dalla disponibilità di spazio in prossimità dell'edificio e dalla profondità di posa delle sonde che si intendono installare) i coefficienti di scambio termico lineare sono riportati in Tabella 30 in funzione della conducibilità termica del terreno. Tali valori prendono come riferimento lo scambio termico tra la sonda e il terreno in condizioni stazionarie per una sonda a doppia U per una perforazione di 13 cm di diametro. Sulla base della conducibilità termica del terreno e la percentuale di campo libero di scambio termico, si interpola il valore del coefficiente di scambio termico lineare, ricavando la potenza lineare del campo sonde, sulla base della scelta delle temperature medie del fluido termovettore nelle sonde in inverno $\theta_{we,h}$ e in estate $\theta_{wc,c}$:

$$P_{lin,h} = C_{lin} \cdot (\bar{\theta}_{we,h} - \theta_g) \quad (102)$$

$$P_{lin,c} = C_{lin} \cdot (\bar{\theta}_{wc,c} - \theta_g) \quad (103)$$

$$L_h = P_{hg} / P_{lin,h} \quad (104)$$

$$L_c = P_{cg} / P_{lin,c} \quad (105)$$

In base al rapporto E_h/E_c si potrà quindi decidere quale dei due valori prendere come riferimento. Da questi due valori si ricava la lunghezza complessiva del campo di sonde geotermiche:

Tabella 30 – Valori dei coefficienti di scambio termico lineare C_{lin} [W/(m K)] per frazione di perimetro di scambio termico disponibile

Frazione di perimetro di scambio termico	Conducibilità termica del terreno λ_g [W/(m K)]		
	1,5	2,0	2,5
100%	1,55	1,93	2,28
75%	1,51	1,89	2,23
50%	1,39	1,75	2,07
25%	1,18	1,49	1,78

9.3.3.2 Esempio di applicazione del metodo analitico

Di seguito si prende come riferimento un caso di un ambiente utilizzato come uffici, che è stato studiato in dettaglio per installare una pompa di calore geotermica.

L'ambiente ha una superficie calpestabile $A_p = 150 \text{ m}^2$. Ha una richiesta di $20,5 \text{ kWh}/(\text{m}^2 \text{ anno})$ in riscaldamento e $53,0 \text{ kWh}/(\text{m}^2 \text{ anno})$ in raffrescamento. In dettaglio le energie mensili e il picco termico di potenza mensile sono riportati nella seguente tabella. Visti i carichi termici e frigoriferi, si considerano 5,5 mesi per la stagione di riscaldamento ($n_h=165$ giorni) e 5,5 mesi per la stagione di raffrescamento ($n_c=165$ giorni).

Il rapporto $E_h/E_c = 0.39$, pertanto <1.00 e quindi la lunghezza di progetto è quella estiva (L_c).

Tabella 31 – Valori di energia e potenza mensili per il caso di riferimento analizzato

	Fabbisogno energetico [kWh]		Picco di potenza [kW]	
	Riscaldamento	Raffrescamento	Riscaldamento	Raffrescamento
Gennaio	837	0	14,0	0
Febbraio	594	0	11,4	0
Marzo	394	0	10,2	0
Aprile	82	24	6,0	2,7
Maggio	0	968	0	8,1
Giugno	0	1514	0	11,0
Luglio	0	1726	0	14,4
Agosto	0	1958	0	12,0
Settembre	0	1389	0	11,1
Ottobre	80	375	4,7	6,2
Novembre	404	0	8,4	0
Dicembre	686	0	12,9	0

La potenza media scambiata dall'edificio in riscaldamento e in raffrescamento è pari a:

$$P_h = E_h \cdot 1000 / (24 \cdot n_h) = 3075 \cdot 1000 / (24 \cdot 165) = 777 \text{ W}$$

$$P_c = E_c \cdot 1000 / (24 \cdot n_c) = 7954 \cdot 1000 / (24 \cdot 165) = 2009 \text{ W}$$

Le caratteristiche del terreno sono: $\lambda_g = 1.4 \text{ W}/(\text{m K})$ e $\theta_g = 15.4^\circ\text{C}$ (da TRT). Le sonde sono 4 disposte a matrice, pertanto la frazione di perimetro di scambio termico risulta pari a $8/16=50\%$. Dalla Tabella 30, estrapolando il risultato ne risulta un coefficiente di scambio termico lineare $C_{lin} = 1.31 \text{ W}/(\text{m K})$.

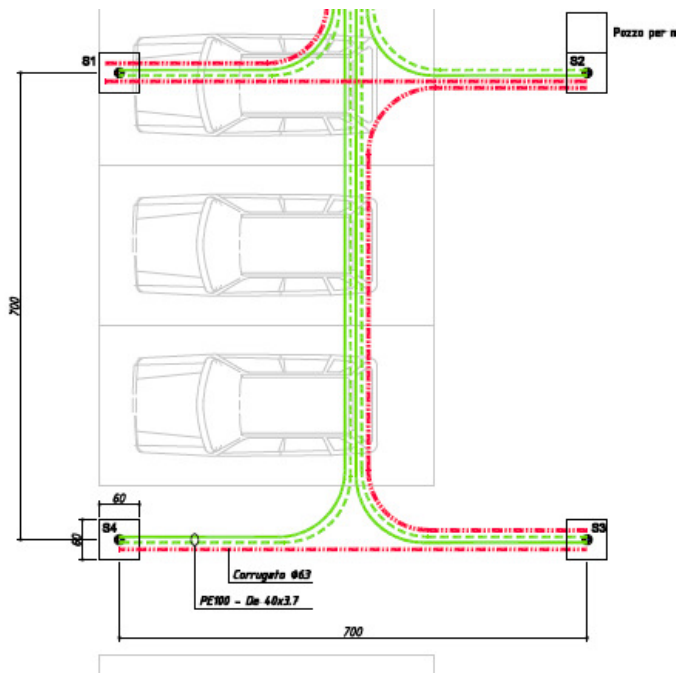


Figura 75 – Disposizione delle sonde installate nel caso di riferimento analizzato.

Le simulazioni in EED (Hellström e Sanner 1994) per il campo sonde in esame ha dato come risultato una temperatura media in estate pari a $\bar{\theta}_{wc} = 21^\circ\text{C}$ e una temperatura media invernale pari a $\bar{\theta}_{we} = 12.5^\circ\text{C}$.

I dati di targa della macchina sono:

- $TCOP = 5,4$ determinato con acqua all'evaporatore tra 7°C e 10°C e con acqua al condensatore tra 30°C e 35°C .
- $TEER = 5,6$ determinato con acqua all'evaporatore tra 7°C e 13°C e con acqua al condensatore tra 25°C e 30°C .

La macchina in realtà lavora con impianto a 7°C e 13°C in raffreddamento e a 35°C 40°C in riscaldamento.

Le temperature di evaporazione e condensazione nel ciclo di targa della macchina sono in riscaldamento:

$$\theta_e = (\theta_{wei} + \theta_{weo})/2 - 5 = (7 + 10)/2 - 5 = 3,5^\circ\text{C}$$

$$\theta_c = (\theta_{wci} + \theta_{wco})/2 + 5 = (30 + 35)/2 + 5 = 37,5^\circ\text{C}$$

Le temperature di evaporazione e condensazione nel ciclo di targa della macchina sono in raffreddamento:

$$\theta_e = (\theta_{wei} + \theta_{weo})/2 - 5 = (7 + 13)/2 - 5 = 5,0^\circ\text{C}$$

$$\theta_c = (\theta_{wci} + \theta_{wco})/2 + 5 = (25 + 30)/2 + 5 = 32,5^\circ\text{C}$$

Il valore dei cicli di Carnot rispetto ai dati di targa della macchina valgono:

$$TEER_c = (273,15 + \theta_e) / (\theta_c - \theta_e) = 278,15 / (32,5 - 5) = 10,11$$

$$TCOP_c = (273,15 + \theta_c) / (\theta_c - \theta_e) = 310,65 / (37,5 - 3,5) = 9,14$$

A questo punto si determina il valore medio stagionale del ciclo di Carnot con la temperatura media di esercizio. A tal fine devono essere determinate le temperature di evaporazione e condensazione nel ciclo di targa della macchina per il riscaldamento:

$$\theta_e = \bar{\theta}_{we} - 5 = 12,5 - 5 = 7,5^{\circ}\text{C}$$

$$\theta_c = (\theta_{wci} + \theta_{wco})/2 + 5 = (35 + 40)/2 + 5 = 42,5^{\circ}\text{C}$$

e per il raffrescamento:

$$\theta_e = (\theta_{wei} + \theta_{weo})/2 - 5 = (7 + 13)/2 - 5 = 5,0^{\circ}\text{C}$$

$$\theta_c = \bar{\theta}_{wc} + 5 = 21 + 5 = 26,0^{\circ}\text{C}$$

Dai valori appena trovati si ricavano i coefficienti teorici di *EER* e *COP* medi stagionali:

$$SEER_c = (273,15 + \theta_e) / (\theta_c - \theta_e) = 278,15 / (26 - 5) = 13,24$$

$$SCOP_c = (273,15 + \theta_c) / (\theta_c - \theta_e) = 315,65 / (42,5 - 7,5) = 9,02$$

Le efficienze relative teoriche sono pari a:

$$SCOP_c/TCOP_c = 9,02/9,14 = 0,987$$

$$SEER_c/TEER_c = 13,24/10,11 = 1,310$$

Da cui si calcolano i valori medi stagionali di prestazione delle macchine:

$$SCOP = TCOP \cdot SCOP_c/TCOP_c = 5,4 \cdot 0,987 = 5,33$$

$$SEER = TEER \cdot SEER_c/TEER_c = 5,6 \cdot 1,310 = 7,33$$

A questo punto si può determinare la potenza media scambiata al terreno:

$$P_{hg} = P_h (SCOP - 1) / SCOP = 777 \cdot 4,33/5,33 = 631 \text{ W}$$

$$P_{cg} = P_c (SEER + 1) / SEER = 2009 \cdot 8,33/7,33 = 2282 \text{ W}$$

Determinata la potenza lineare:

$$P_{lin,h} = C_{lin} (\theta_{w,h} - \theta_g) = 1,31 \cdot (12,5 - 15,4) = -3,799 \text{ W/m}$$

$$P_{lin,c} = C_{lin} (\theta_{w,c} - \theta_g) = 1,31 \cdot (21 - 15,4) = 7,336 \text{ W/m}$$

Infine si possono determinare le lunghezze di progetto invernale ed estiva:

$$L_h = P_h / P_{lin,h} = -631 / 3,799 = -166 \text{ m}$$

$$L_c = P_c / P_{lin,c} = 2282 / 7,336 = 311 \text{ m}$$

Dei due valori, visto il rapporto E_h/E_c , si considera come valore di progetto 311 m. Le simulazioni in EED portano a una lunghezza pari a 320 m, in buon accordo con il metodo proposto.

9.4 Impatto termico di uno scambiatore di calore verticale

Un impianto geotermico a scambiatori verticali determina un disturbo di temperatura del terreno. La valutazione dell'entità di questo disturbo è molto importante sia ai fini di una buona progettazione dell'impianto che dal punto di vista ambientale.

Tramite la teoria della sorgente lineare infinita (statica e mobile), applicando la sovrapposizione degli effetti, è possibile avere una prima stima della variazione (rispetto al valore indisturbato) di temperatura del terreno nel tempo e nello spazio. Come è noto, però, la teoria della sorgente lineare trascura lo scambio termico in direzione assiale. Per la parte teorica si rimanda a (Capozza 2011).

Nel caso di presenza di falda acquifera in movimento, un'analisi di questo tipo è ancora più importante in quanto permette una prima valutazione dell'estensione dell'onda termica che può influenzare il funzionamento di un impianto geotermico posto a valle. Inoltre può essere utile per valutare una migliore disposizione degli scambiatori a terreno.

L'approccio teorico è stato implementato in uno strumento di calcolo basato sulla teoria espressa in (Capozza 2011), tramite il quale è possibile valutare la variazione di temperatura del terreno per effetto di un campo di scambiatori verticali, in presenza o meno di una falda acquifera in movimento. Per maggiori dettagli su questi strumenti di calcolo si rimanda all'APPENDICE B – DESCRIZIONE DEI FOGLI DI CALCOLO SVILUPPATI.

Nelle Figura 76 e Figura 77 si riportano, a titolo di esempio, le elaborazioni fornite dai fogli di calcolo sviluppati. I dati del caso studio sono riportati nella Tabella 32.

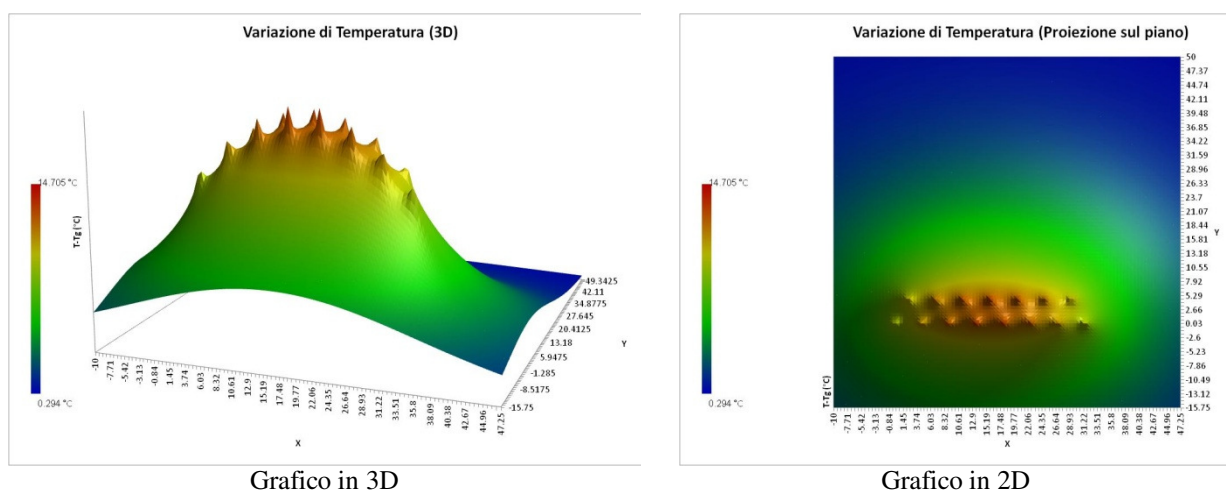


Figura 76 - Caso in assenza di falda acquifera in movimento

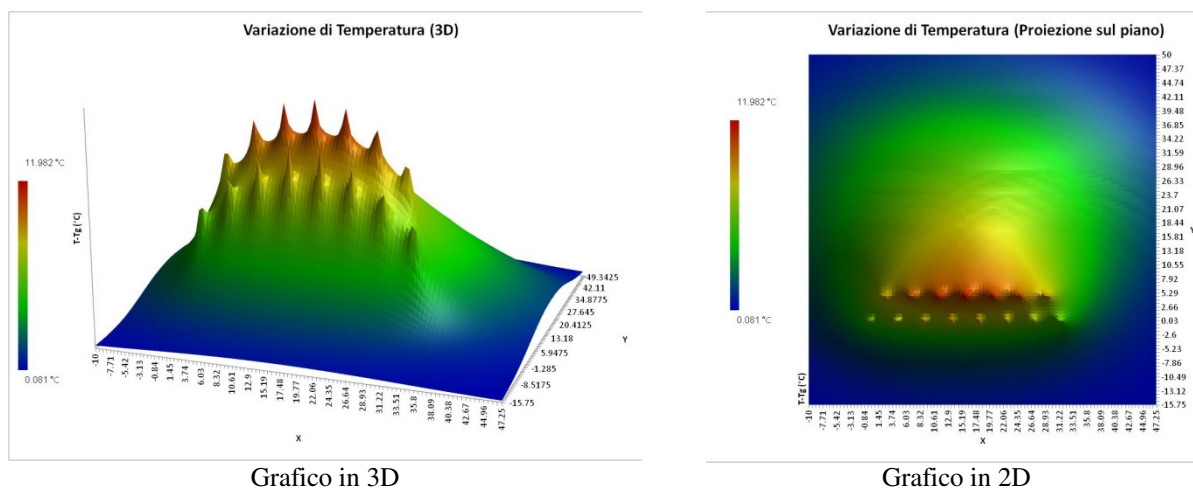


Figura 77 - Caso di falda acquifera in movimento in direzione Y.

Tabella 32 – Dati del caso studio.

Flusso termico netto annuale (W)	13465
Lunghezza totale degli scambiatori (m)	1500
Numero scambiatori a terreno	15
Diametro della perforazione (mm)	140
Tempo di analisi (anni)	10
Layout a matrice triangolare 8 x 2	
Conduttività termica del terreno (W/(m K))	2,4
Capacità termica volumica (MJ/(m ³ K))	1,666
Per il caso di falda acquifera in movimento	
Porosità	30%
Velocità della falda acquifera (m/anno)	7,72

10 CONSIDERAZIONI CONCLUSIVE

Il presente documento ha fornito delle linee-guida utilizzabili dagli operatori che coinvolti in aspetti geotermici delle pompe di calore a terreno.

In particolare, a valle di un insieme di capitoli destinati a descrivere aspetti particolari della fenomenologia meritevoli di rassegna o di approfondimento, una parte rilevante della trattazione è stata dedicata alla descrizione di due metodologie le quali, con diversi livelli di accuratezza, consentono un primo e approssimato dimensionamento del campo geotermico.

Queste linee-guida intendono essere complementari, e non alternative, rispetto a procedure esistenti, a rassegne di progettazione e a norme nazionali specifiche quali quelle CTI in corso di emissione.

E' previsto nel corso del 2012 un'attività di diffusione di quanto sviluppato. L'attività avrà come destinatari gli utilizzatori interessati e verrà prioritariamente indirizzata al settore degli Enti pubblici e delle Amministrazioni locali.

APPENDICE A – VALUTAZIONE DELLA TEMPERATURA DEL TERRENO

Per valutare la temperatura del terreno nel tempo al variare della profondità si può considerare il seguente approccio numerico basato sull'analogia elettrica (Incropera e DeWitt 1981).

La superficie del terreno scambia calore sia per convezione che radiazione; all'interno del terreno si assume che il calore sia trasmesso soltanto per conduzione termica e nella sola direzione della profondità. In Figura 78 si riporta lo schema della modellizzazione.

Il terreno è suddiviso in m strati: ciascuno strato è caratterizzato da una resistenza e una capacità termica. La capacità termica è concentrata nel baricentro dello strato. Le proprietà termofisiche del terreno (conduttività termica λ , calore specifico c e densità ρ) sono assunte uniformi e costanti nel tempo.

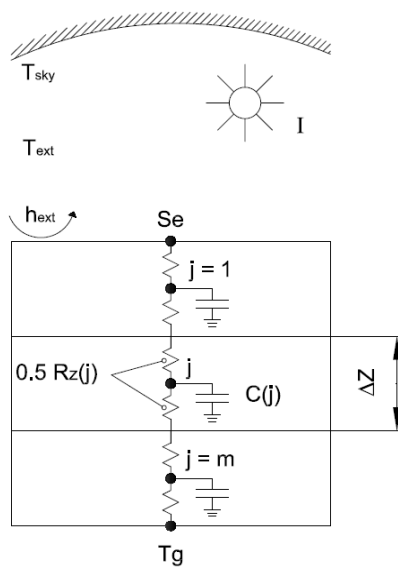


Figura 78 – Schema di modellizzazione.

Il bilancio termico per lo strato j -esimo è espresso tramite la seguente relazione:

$$\frac{T(j-1) - T(j)}{0,5 \cdot R_z(j-1) + 0,5 \cdot R_z(j)} + \frac{T(j+1) - T(j)}{0,5 \cdot R_z(j+1) + 0,5 \cdot R_z(j)} = C(j) \cdot \frac{T(j) - T(j)_{-\Delta\tau}}{\Delta\tau} \quad (106)$$

dove j è il nodo sotto calcolo mentre $(j+1)$ e $(j-1)$ sono i nodi adiacenti, T è la temperatura, $\Delta\tau$ è il passo temporale di calcolo, R_z e C sono la resistenza e la capacità termica. Queste ultime possono essere valutate tramite le Equazioni (107) e (108):

$$R_z(j) = \frac{\Delta z(j)}{\lambda} \quad (107)$$

$$C(j) = \rho \cdot c \cdot \Delta z(j) \quad (108)$$

dove Δz è lo spessore dello strato mentre λ , c e ρ sono la conduttività termica, il calore specifico e la densità, rispettivamente, del terreno.

Per il nodo superficiale Se , il bilancio termico è espresso dall'Equazione (109):

$$h_{ext} \cdot (T_{ext} - T_{Se}) + \frac{T(1) - T_{Se}}{0,5 \cdot R_z(1)} + a \cdot I - \varepsilon \cdot \sigma \cdot (T_{Se}^4 - T_{sky}^4) = 0 \quad (109)$$

dove h_{ext} è il coefficiente convettivo esterno, T_{ext} è la temperatura dell'aria esterna, a ed ε sono il coefficiente di assorbimento e l'emissività della superficie del terreno, I è la radiazione solare incidente sul piano orizzontale, σ è la costante di Stefan-Boltzmann, T_{sky} è la temperatura della volta celeste.

Per semplificare il calcolo, il termine che esprime lo scambio termico per radiazione con la volta celeste è linearizzato nel seguente modo:

$$(T_{Se}^4 - T_{sky}^4)_\tau \cong 4 \cdot \left(\frac{T_{Se} + T_{sky}}{2} \right)^3_{-\Delta\tau} \cdot (T_{Se} - T_{sky})_\tau \quad (110)$$

dove $-\Delta\tau$ esprime l'istante precedente di calcolo e τ l'istante sotto calcolo.

La temperatura della volta celeste può essere stimata tramite la seguente relazione (Swinbank 1963), conoscendo la temperatura dell'aria esterna:

$$T_{sky} = 0,0552 \cdot T_{ext}^{1.5} \quad (111)$$

Per l'ultimo nodo in profondità, il bilancio termico deve tener conto della condizione a contorno data dalla temperatura indisturbata del terreno (T_g):

$$\frac{T(m-1) - T(m)}{0,5 \cdot R_z(m-1) + 0,5 \cdot R_z(m)} + \frac{T_g - T(m)}{0,5 \cdot R_z(m)} = C(m) \cdot \frac{T(m) - T(m)_{-\Delta\tau}}{\Delta\tau} \quad (112)$$

Il sistema di equazioni, può essere scritto in forma matriciale e risolto molto facilmente. Come risultato si ottiene la temperatura di ogni nodo in profondità. Questa procedura è stata implementata all'interno di un foglio di calcolo Excel (TgCalc) che è parte integrante del seguente rapporto.

Simbologia

a	coefficiente di assorbimento
c	calore specifico, J/(kg K)
C	capacità termica, J/(m ² K)
h_{ext}	coefficiente convettivo, W/(m ² K)
I	radiazione solare incidente, W/m ²
R_z	resistenza termica, m ² K/W
T	temperatura, K
T_{ext}	temperatura dell'aria esterna, K
T_g	temperatura indisturbata del terreno, K
T_{sky}	temperatura della volta celeste, K
j	indice indicante lo strato
ε	emissività
λ	conduttività termica, W/(m K)
ρ	densità, kg/m ³

σ costante Stefan-Boltzmann, $\text{W}/(\text{m}^2 \text{K}^4)$
 τ tempo, s

APPENDICE B – DESCRIZIONE DEI FOGLI DI CALCOLO SVILUPPATI

Come premesso, sono stati sviluppati alcuni strumenti che implementano modelli e procedure descritte nel presente rapporto. Tali strumenti, pur non rappresentando in alcun modo dei prodotti applicativi certificati che l'attività può rendere pubblicamente disponibili, vengono comunque qui di seguito descritti e connotati nella loro operatività per finalità di completezza.

Introduzione

Sono stati sviluppati cinque files in Microsoft Excel:

1. MetodoASHRAE
2. MetodoGSHPA
3. TgCalc
4. Modello_ILS
5. Modello_MILS

I files contengono delle macro. Per poter funzionare, è necessario impostare la protezione sul livello medio seguendo la seguente procedura:

in Microsoft Excel 2002:

- dal menù “Strumenti”, alla voce “Macro” selezionare “Protezione”
- nella finestra di dialogo, alla scheda “livello di protezione” selezionare “medio” e premere “OK”.

in Microsoft Excel 2007:

- dal menù “Sviluppo”, alla sezione “Codice” selezionare “Protezione macro”
- nella finestra di dialogo, al campo “Impostazioni macro” selezionare “Attiva tutte le macro” e premere “OK”.

Dove specificato, occorre utilizzare il file specifico per la versione di Microsoft Excel in possesso dell'Utente.

Metodo ASHRAE

Questo file implementa la procedura ASHRAE (Kavanaugh e Rafferty 1997) per il dimensionamento degli scambiatori verticali a terreno, del tipo a singola U e a doppia U. La procedura implementata permette di ricavare la lunghezza totale degli scambiatori a terreno per il riscaldamento (L_h) e per il raffrescamento (L_c). Inoltre, permette di valutare la variazione media di temperatura del terreno rispetto al valore indisturbato (ΔT_g) dopo dieci anni di funzionamento: basandosi su questo parametro è possibile confrontare, a parità di ogni altra condizione, diverse disposizioni degli scambiatori e scegliere il valore dell'interasse più opportuno.

Aperto il file, sono presenti i seguenti fogli di calcolo:

- **Edificio.** Qui vanno inseriti i fabbisogni energetici mensili e le potenze di progetto del caso di studio;
- **Pompa di calore.** Qui vanno inseriti i valori dei COP di progetto con le relative temperature di lavoro del fluido termovettore lato terreno e i COP medi stagionali;
- **Scambiatore.** Qui vanno inseriti i dati relativi lo scambiatore di calore a terreno (geometrici e proprietà termofisiche);
- **Terreno.** Qui vanno riportate le proprietà termofisiche del terreno e la sua temperatura indisturbata.

Il foglio **Risultati** contiene due bottoni per eseguire il calcolo:

- Premendo il bottone “**Calcola**” viene eseguito un primo calcolo assumendo per la temperatura di penalizzazione il valore nullo. Questo consentirà di ottenere un primo valore della lunghezza totale degli scambiatori. Basandosi su questi valori, l’Utente può adottare la lunghezza di progetto (L_d), l’interasse di posa e la configurazione e procedere con l’ottimizzazione.
- Premendo il bottone “**Ottimizza**” è possibile ripetere il calcolo sulla effettiva geometria del campo geotermico, ottenendo nuovi valori della lunghezza totale. Se la nuova lunghezza è molto diversa dal valore assunto di L_d , l’Utente dovrà adottare un nuovo valore di L_d e ripetere l’ottimizzazione.

Le scelte progettuali devono tendere ad un valore pressoché nullo di ΔT_g .

Metodo IGSHPA

Questo file implementa la procedura IGSHPA (IGSHPA 2009) per il dimensionamento degli scambiatori orizzontali a terreno. Questo metodo permette di ricavare la lunghezza totale delle trincee, dove sono collocati gli scambiatori di calore a terreno, per il riscaldamento (L_{hT}) e per il raffrescamento (L_{cT}).

Aperto il file, sono presenti i seguenti fogli di calcolo:

- **Edificio.** Qui vanno inseriti i fabbisogni energetici mensili e le potenze di progetto del caso di studio.
- **Pompa di calore.** Qui vanno inseriti i valori dei COP di progetto con le relative temperature di lavoro del fluido termovettore lato terreno.
- **Scambiatore.** Qui vanno inseriti i dati relativi lo scambiatore di calore a terreno (geometrici e proprietà termofisiche).
- **Terreno.** Qui vanno riportate:
 - le proprietà termofisiche del terreno;
 - la resistenza termica del terreno R_g e il coefficiente S_m : questi valori, in base alla configurazione adottata, possono essere letti nella tabella allegata allo stesso file ed accessibile tramite il link “[Clicca qui per la Tabella](#)”;
 - la profondità di posa dello scambiatore;
 - la temperatura del terreno minima e massima, nell’arco dell’anno, alla profondità di posa. Questi valori possono essere calcolati internamente, fornendo alcuni parametri caratteristici del clima locale: tale procedura però non tiene conto dell’effetto della radiazione solare incidente sulla superficie del terreno. In alternativa possono essere forniti direttamente dall’Utente, per esempio calcolati con il file **TgCalc**.

Il foglio **Risultati** contiene un bottone per eseguire il calcolo:

- Premendo il bottone “**Calcola**” viene eseguito il calcolo che fornirà le lunghezze di ciascuna trincea e della tubazione. Inoltre viene fornita la superficie necessaria di terreno e l’andamento della temperatura del terreno alla profondità di posa (solo se è stata adottata l’opzione del calcolo interno).

TgCalc

Questo file permette di ricavare l’andamento nel tempo della temperatura del terreno a varie profondità, considerando le condizioni climatiche esterne di temperatura e radiazione solare. La procedura implementata si basa sull’analogia elettrica resistenza-capacità riportata in APPENDICE A – VALUTAZIONE DELLA TEMPERATURA DEL TERRENO (Incropera e DeWitt DP 1981), seguendo il metodo implicito. Sul nodo superficiale si tiene conto dello scambio termico sia per convezione che per radiazione.

I dati richiesti per la simulazione sono:

1. proprietà termofisiche del terreno: si considera un solo strato omogeneo;
2. durata temporale della simulazione;
3. passo temporale di calcolo: questo dovrà essere coerente con i dati climatici forniti;
4. coefficiente convettivo, assorbimento ed emissività della superficie;
5. la profondità di indagine: qui sarà applicata la temperatura indisturbata;
6. numero di ripetizioni: essendo una soluzione numerica, si consiglia di effettuare almeno due ripetizioni per non risentire della condizione iniziale assegnata a tutti i nodi del dominio di calcolo;
7. dati climatici.

Nel file sono presenti i dati climatici di alcune città (EnergyPlus). Inoltre è presente un foglio **“DatiClimatici”** dove l’Utente può riportare i propri dati da utilizzare nella simulazione.

Per la temperatura indisturbata del terreno sono possibili due scelte:

- a. **“Da Dati Climatici”**, in questo caso come temperatura indisturbata del terreno sarà adottata la temperatura media annuale dell’aria esterna della località scelta: il valore sarà visualizzato automaticamente nella casella corrispondente;
- b. **“Da Utente”**, in questo caso la temperatura indisturbata del terreno sarà personalizzata dall’Utente stesso e il suo valore dovrà essere inserito nella casella corrispondente.

Il foglio **RisultatiTemp** contiene le temperature del terreno alle varie profondità (ogni 0,5 m) nel tempo, assieme ai dati climatici della località scelta. I valori riportati sono relativi all’ultima ripetizione effettuata. Essi possono essere riportati in un grafico a scelta dell’Utente. A tal proposito è presente un grafico di esempio dove vengono riportati alcuni valori caratteristici.

Questo file può essere utilizzato per trovare la temperatura del terreno minima e massima nell’anno ad una certa profondità, considerando anche l’effetto dello scambio termico per radiazione: questi valori possono poi essere utilizzati nel file **MetodoIGSHPA** per il dimensionamento degli scambiatori di calore orizzontali.

Modello ILS

Questo file permette di ricavare la variazione di temperatura del terreno nel tempo (rispetto al valore indisturbato) a seguito della perturbazione generata da un campo geotermico a scambiatori verticali. La procedura implementata si basa sulla soluzione analitica della sorgente lineare infinita (Carslaw e Jaeger 1959), considerando la sovrapposizione degli effetti.

Le ipotesi alla base sono:

1. si considera soltanto lo scambio termico per conduzione;
2. il terreno è omogeneo con proprietà termofisiche uniformi e costanti nel tempo;
3. flusso termico (netto annuale) costante nel tempo.

I dati richiesti per la simulazione sono (foglio **“Dati”**):

1. proprietà termofisiche del terreno: si considera un solo strato omogeneo;
2. flusso termico netto annuale;
3. lunghezza totale degli scambiatori;
4. raggio della perforazione;
5. tempo di attesa: i risultati saranno relativi a questo valore.

L’Utente deve inserire il numero complessivo di scambiatori e la loro posizione mediante le coordinate del centro della perforazione: a tal proposito si considera un sistema di assi cartesiani (X e Y) con l’origine fissata per convenzione sul primo scambiatore inserito.

Nel foglio “**Mesh**” è possibile definire in modo automatico la griglia dei punti dove eseguire il calcolo. E’ sufficiente infatti fornire i vertici estremi del rettangolo/quadrato (punto più vicino e più lontano dall’origine del sistema di riferimento) e il numero di suddivisioni nella direzione degli assi cartesiani. A tal proposito si ricorda che l’origine del sistema di riferimento è fissata sul primo scambiatore di calore inserito.

E’ bene sottolineare che la dimensione della griglia non influisce sul calcolo in un generico punto: chiaramente più essa è fitta tanto più la visualizzazione grafica sarà dettagliata.

Premendo il bottone “**Calcola Mesh**”, è possibile calcolare i punti della griglia; premendo invece il bottone “**Importa Punti Mesh nel foglio Dati**”, le coordinate dei punti vengono automaticamente riportate nel foglio “**Dati**”. In alternativa, l’Utente può fornire i propri punti di calcolo nel foglio “**Dati**”.

Premendo il bottone “**Calcola**” nel foglio “**Dati**”, viene calcolata la variazione di temperatura in ciascun punto inserito e, automaticamente, in corrispondenza del bordo di ciascuna perforazione.

Una volta eseguito il calcolo, andando sul foglio “**DataPlot**”, e premendo il bottone “**Costruisci Grafico**” vengono automaticamente costruiti i grafici 3D e 2D. Questi possono poi essere personalizzati dall’Utente.

Modello MILS

Questo file^a permette di ricavare la variazione di temperatura del terreno nel tempo (rispetto al valore indisturbato) a seguito della perturbazione generata da un campo geotermico a scambiatori verticali in presenza di una falda acquifera in movimento. La procedura implementata si basa sulla soluzione analitica della sorgente lineare infinita mobile (Carslaw e Jaeger 1959).

Le ipotesi alla base sono:

1. il terreno è omogeneo con proprietà termofisiche uniformi e costanti nel tempo;
2. flusso termico (netto annuale) costante nel tempo.

I dati richiesti per la simulazione sono (foglio “**Dati**”):

1. proprietà termofisiche del terreno (matrice solida e fluido): si considera un solo strato omogeneo;
2. porosità;
3. velocità e direzione della falda;
4. flusso termico netto annuale;
5. lunghezza totale degli scambiatori;
6. raggio della perforazione;
7. tempo di attesa: i risultati saranno relativi a questo valore.

L’Utente deve inserire il numero complessivo di scambiatori e la loro posizione mediante le coordinate del centro della perforazione: a tal proposito si considera un sistema di assi cartesiani (X e Y) con l’origine fissata per convenzione sul primo scambiatore inserito.

Nel foglio “**Mesh**” è possibile definire in modo automatico la griglia dei punti dove eseguire il calcolo. E’ sufficiente infatti fornire i vertici estremi del rettangolo/quadrato (punto più vicino e più lontano dall’origine del sistema di riferimento) e il numero di suddivisioni nella direzione degli assi cartesiani. A tal proposito si ricorda che l’origine del sistema di riferimento è fissata sul primo scambiatore di calore inserito.

E' bene sottolineare che la dimensione della griglia non influisce sul calcolo in un generico punto: chiaramente più essa è fitta tanto più la visualizzazione grafica sarà dettagliata.

Premendo il bottone **“Calcola Mesh”**, è possibile calcolare i punti della griglia; premendo invece il bottone **“Importa Punti Mesh nel foglio Dati”**, le coordinate dei punti vengono automaticamente riportate nel foglio **“Dati”**. In alternativa, l'Utente può fornire i propri punti di calcolo nel foglio **“Dati”**.

Premendo il bottone **“Calcola”** nel foglio **“Dati”**, viene calcolata la variazione di temperatura in ciascun punto inserito e, automaticamente, in corrispondenza del bordo di ciascuna perforazione.

Una volta eseguito il calcolo, andando sul foglio **“DataPlot”**, e premendo il bottone **“Costruisci Grafico”** vengono automaticamente costruiti i grafici 3D e 2D. Questi possono poi essere personalizzati dall'Utente.

Note

^a Per il funzionamento in Microsoft Excel 2002 di questo file è necessario seguire la seguente procedura:

- aprire Microsoft Excel, andare al menù **“Strumenti”** e selezionare la voce **“Componenti aggiuntivi”**
- selezionare le voci **“Strumenti di analisi”** e **“Strumenti di analisi - VBA”** e premere **“OK”**
- successivamente premere ALT+F11
- si aprirà la finestra di Microsoft Visual Basic
- dal menù **“Strumenti”** selezionare la voce **“Riferimenti”**
- nella finestra di dialogo selezionare la voce **“atpybaen.xls”** e premere **“OK”**.

Per il funzionamento in Microsoft Excel 2007 bisogna utilizzare il file corrispondente: in questo caso non occorre effettuare la precedente procedura.

APPENDICE C – TEMPERATURA MEDIA ANNUALE DELL'ARIA

Le temperature medie annue dell'Italia sono fortemente influenzate dai climi caratteristici dell'Europa centrale e dell'Africa settentrionale. Dall'analisi della distribuzione delle temperature, la caratteristica che risulta più evidente è la generale tendenza delle linee di ugual temperatura a disporsi secondo le isoipse, confermando la dipendenza della temperatura dall'altitudine, una dipendenza lineare dovuta all'effetto di riscaldamento esercitato dalla radiazione che aumenta con la densità del mezzo attraversato. Oltre alla dipendenza dalla quota vi è un'importante relazione anche con la posizione geografica definita dalla latitudine, poiché, aumentando l'altezza del sole sull'orizzonte diventa sempre minore e quindi si ha la variazione della durata e dell'intensità dell'insolazione.

(Claps et al. 2003) verificavano l'influenza di questi parametri sull'andamento della temperatura media annua, proponendo un algoritmo in funzione di queste caratteristiche. In tale lavoro i parametri utilizzati sono la quota e l'altitudine.

L'algoritmo si basa su dati sperimentali relativi a 754 stazioni meteo con copertura spaziale abbastanza omogenea, circa una ogni 300.000 km². Lo studio si è concentrato soprattutto su parte dell'Italia meridionale: Campania; Puglia, Basilicata e Calabria. I dati sono relativi ad 80 stazioni termometriche con almeno 20 anni di osservazioni con una copertura del territorio di circa 60.000 km².

Gli autori dimostrano che la dipendenza della temperatura media annua dalla quota e dalla latitudine è del tipo:

$$Ta_y = 33,73 - 0,0063 \cdot Z - 0,4091 \cdot Lat \quad (113)$$

dove

Ta_y è la temperatura media annua dell'aria [°C];

Z è la quota del punto [m];

Lat è la latitudine in gradi sessagesimali [°].

A titolo di esempio, un confronto tra i risultati di tale valutazione e quelli forniti dall'archivio IEWC sono presentati nella sottostante Tabella 33.

Tabella 33 – Valutazioni della temperatura media annuale dell'aria

Città	Formula regressione	IEWC
Palermo	18 °C	18,8 °C
Roma	16,5 °C	15,8 °C
Milano	14,4 °C	11,9 °C

Si osservi che il confronto, generalmente buono, presenta una maggiore deviazione per Milano. Si osservi d'altronde che:

- la formula ha maggiore affidabilità per le zone dell'Italia meridionale
- in generale, ci sono forti perplessità sull'anno-tipo individuato per Milano dall'archivio IEWC, che viene da più istanze giudicato più freddo della media

Si vuole infine sottolineare che esiste un ulteriore algoritmo più complesso che tiene conto:

- della circolazione dei venti dominanti, poiché i venti apportano aria con differente grado di temperatura;
- delle concavità topografiche, poiché possono presentare ristagno di aria fredda;
- dell'influenza del mare, poiché il Mediterraneo ha una funzione termoregolatrice non costante lungo tutto il litorale.

La relazione completa che tiene in considerazione l'effetto mitigante dei bacini aperti e di quello di inversione termica delle depressioni-concavità è del tipo:

$$Ta = 39,94 - 0,0053 \cdot Z - 0,5739 \cdot Lat + 0,0011 \cdot MARE_MEDGEO + 0,0068 \cdot ESPSEA + 0,1375 \cdot Itop10 \quad (114)$$

- *MARE _ MEDGEO* è una variabile calcolata come media geometrica della distanza dal mare nelle otto direzioni cardinali. Permette di discriminare fra località che, pur avendo uguale distanza minima dal mare, ne risentono l'effetto in modo differente. Di fatto rappresenta un indice di continentalità.
- *ESPSEA* è una variabile che tende ad evidenziare l'effetto dell'esposizione della linea di costa (che si esplica sulla temperatura tramite l'influenza tipica di correnti fredde o calde).
- *Itop10* definisce quantitativamente la concavità del territorio, parametro empirico identificato come indice topografico. La variabile permette di individuare le località allocate all'interno di valli o conche che possono influenzare notevolmente il regime termometrico. Le stazioni ad elevato Itop10 sono localizzate esclusivamente nelle strette vallate alpine.

Maggiori dettagli sulle modalità di valutazione di tali indici sono reperibili ancora in (Claps et al. 2003)

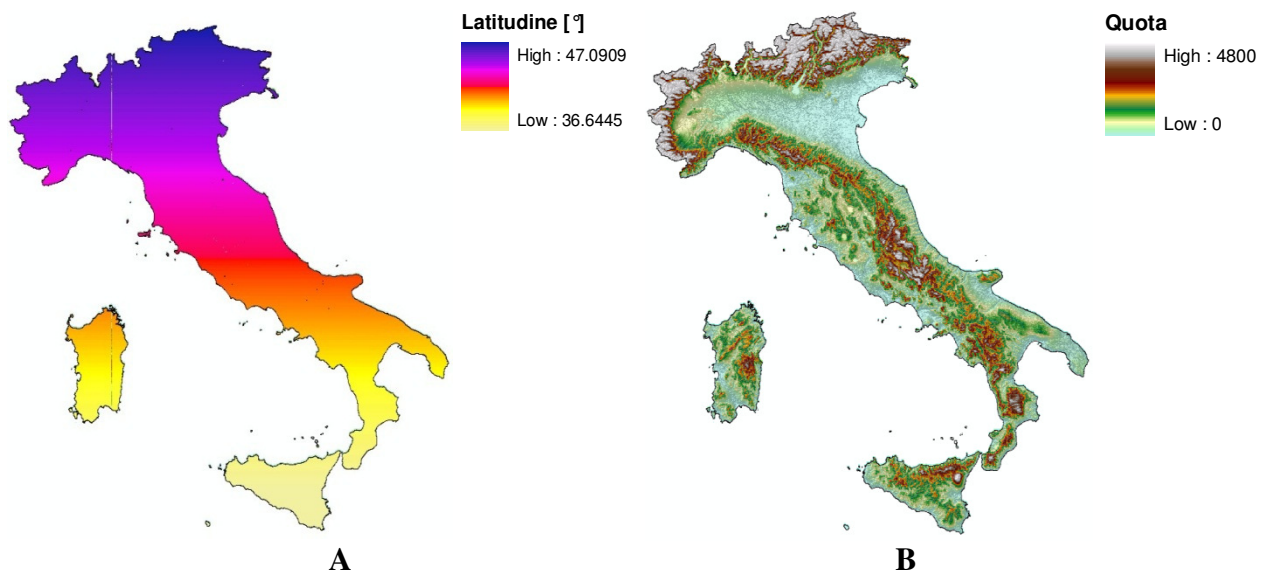


Figura 79 – Distribuzione della latitudine (A) e modello digitale del terreno con risoluzione pari a 20 m (B).

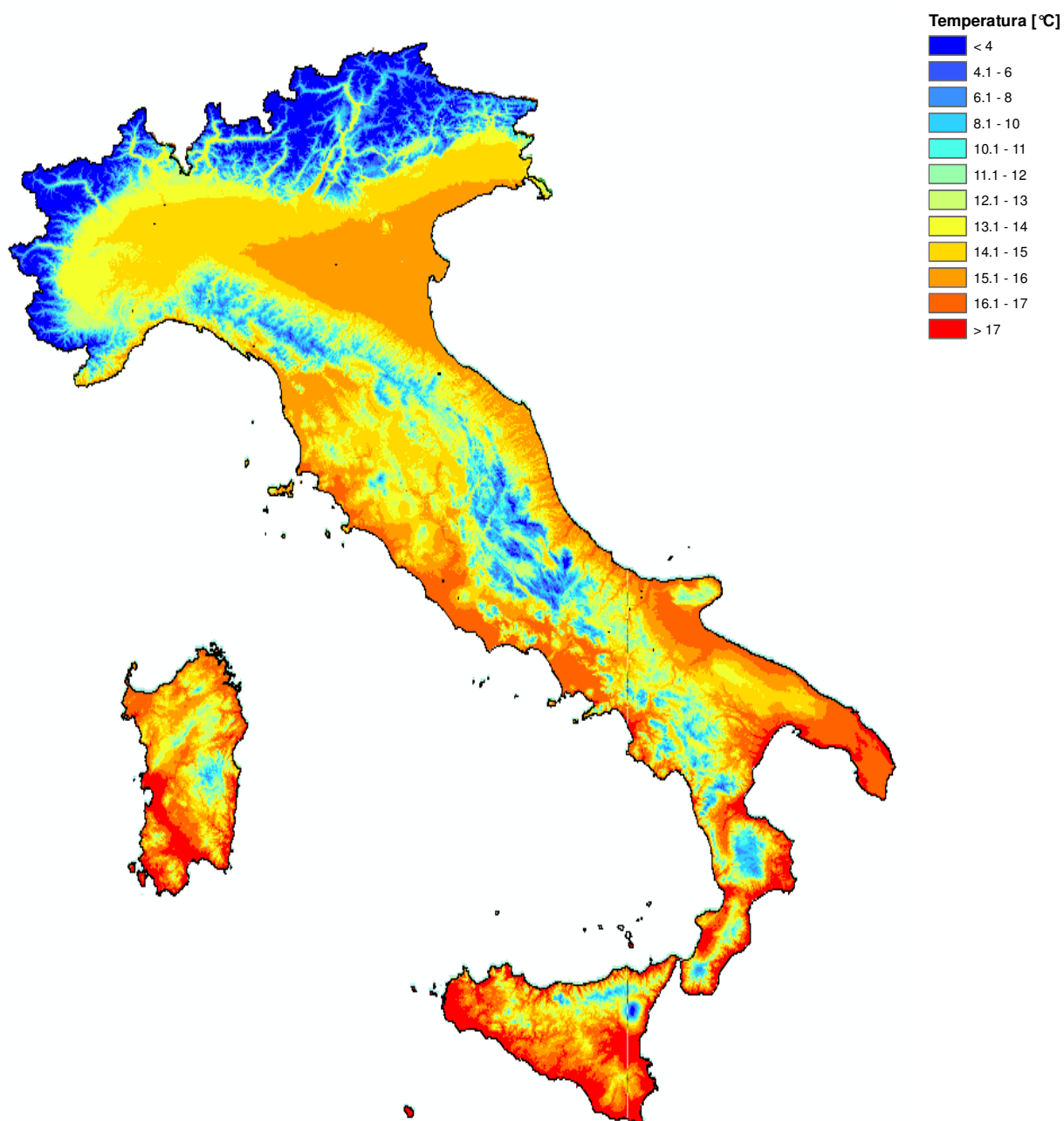


Figura 80 – Rappresentazione delle temperature medie annue dell'aria sulla base delle variazioni di latitudine e quota, validato su 750 stazioni meteo ubicate nel territorio nazionale.

APPENDICE D – PARAMETRI DEL METODO IGSHPA

Di seguito vengono riportati, per ciascuna configurazione, i parametri introdotti nel paragrafo 7.1.5 al fine del dimensionamento dello scambiatore di calore a sviluppo orizzontale.

○ Configurazione 1.1

Conduttività termica del terreno	Resistenza termica del terreno per singola trincea	Coefficiente S_m				
λ_g	R_g	Numero Trincee	Distanza tra centro-centro di trincee (S_{cc}) (m)			
W / (m K)	m K / W		3,35	2,74	2,13	1,52
0,35	2,27	2	1,01	1,02	1,04	1,07
		4	1,01	1,02	1,05	1,12
		6	1,01	1,03	1,06	1,14
0,87	0,95	2	1,02	1,04	1,07	1,12
		4	1,03	1,06	1,11	1,2
		6	1,04	1,07	1,12	1,23
1,30	0,65	2	1,03	1,04	1,08	1,13
		4	1,04	1,07	1,13	1,23
		6	1,04	1,08	1,14	1,27
1,73	0,49	2	1,04	1,05	1,08	1,13
		4	1,05	1,08	1,14	1,25
		6	1,06	1,09	1,15	1,29
2,42	0,35	2	1,05	1,07	1,1	1,15
		4	1,07	1,1	1,16	1,28
		6	1,07	1,11	1,18	1,33

○ **Configurazione 1.2**

Conduttività termica del terreno	Resistenza termica del terreno per singola trincea	Coefficiente S_m				
λ_g	R_g	Numero Trincee	Distanza tra centro-centro di trincee (S_{cc}) (m)			
$W / (m K)$	$m K / W$		3,35	2,74	2,13	1,52
0,35	2,79	2	1,01	1,02	1,05	1,11
		4	1,01	1,04	1,08	1,18
		6	1,02	1,04	1,09	1,21
0,87	1,21	2	1,03	1,06	1,1	1,17
		4	1,05	1,09	1,16	1,3
		6	1,05	1,1	1,18	1,34
1,30	0,83	2	1,04	1,07	1,11	1,18
		4	1,06	1,1	1,19	1,33
		6	1,07	1,12	1,22	1,39
1,73	0,64	2	1,05	1,08	1,12	1,19
		4	1,07	1,13	1,21	1,36
		6	1,08	1,14	1,24	1,43
2,42	0,46	2	1,05	1,09	1,14	1,2
		4	1,09	1,14	1,23	1,39
		6	1,1	1,16	1,26	1,46

○ **Configurazione 1.3**

Conduttività termica del terreno	Resistenza termica del terreno per singola trincea	Coefficiente S_m				
λ_g	R_g	Numero Trincee	Distanza tra centro-centro di trincee (S_{cc}) (m)			
$W / (m K)$	$m K / W$		3,35	2,74	2,13	1,52
0,35	4,22	2	1,01	1,03	1,07	1,15
		4	1,02	1,05	1,11	1,24
		6	1,02	1,05	1,12	1,27
0,87	1,89	2	1,04	1,07	1,12	1,21
		4	1,06	1,11	1,2	1,38
		6	1,06	1,12	1,23	1,44
1,30	1,31	2	1,05	1,09	1,15	1,23
		4	1,08	1,14	1,24	1,43
		6	1,09	1,15	1,27	1,5
1,73	1,00	2	1,06	1,1	1,16	1,25
		4	1,1	1,17	1,27	1,47
		6	1,12	1,18	1,31	1,55
2,42	0,73	2	1,07	1,11	1,17	1,26
		4	1,11	1,18	1,3	1,5
		6	1,13	1,2	1,35	1,6

○ **Configurazione 1.4**

Conduttività termica del terreno	Resistenza termica del terreno per singola trincea	Coefficiente S_m				
λ_g	R_g	Numero Trincee	Distanza tra centro-centro di trincee (S_{cc}) (m)			
$W / (m K)$	$m K / W$		3,35	2,74	2,13	1,52
0,35	5,11	2	1,01	1,03	1,07	1,15
		4	1,02	1,05	1,11	1,25
		6	1,02	1,04	1,13	1,29
0,87	2,30	2	1,04	1,07	1,13	1,22
		4	1,06	1,11	1,21	1,39
		6	1,07	1,11	1,23	1,45
1,30	1,59	2	1,05	1,09	1,15	1,24
		4	1,08	1,14	1,25	1,44
		6	1,09	1,15	1,28	1,52
1,73	1,22	2	1,07	1,1	1,16	1,26
		4	1,1	1,17	1,28	1,48
		6	1,12	1,18	1,32	1,57
2,42	0,90	2	1,07	1,12	1,17	1,27
		4	1,12	1,19	1,31	1,52
		6	1,13	1,2	1,35	1,61

○ **Configurazione 1.5**

Conduttività termica del terreno	Resistenza termica del terreno per singola trincea	Coefficiente S_m				
λ_g	R_g	Numero Trincee	Distanza tra centro-centro di trincee (S_{cc}) (m)			
$W / (m K)$	$m K / W$		3,35	2,74	2,13	1,52
0,35	7,92	2	1,01	1,03	1,08	1,16
		4	1,02	1,05	1,12	1,26
		6	1,02	1,06	1,13	1,3
0,87	3,58	2	1,04	1,08	1,13	1,23
		4	1,06	1,12	1,21	1,4
		6	1,07	1,13	1,24	1,31
1,30	2,48	2	1,06	1,09	1,15	1,25
		4	1,08	1,15	1,26	1,46
		6	1,09	1,17	1,29	1,53
1,73	1,90	2	1,07	1,11	1,17	1,27
		4	1,11	1,18	1,3	1,5
		6	1,13	1,2	1,34	1,59
2,42	1,39	2	1,08	1,12	1,19	1,29
		4	1,12	1,2	1,32	1,54
		6	1,14	1,22	1,37	1,64

○ **Configurazione 2.1**

Conduttività termica del terreno	Larghezza trincea	Resistenza termica del terreno per singola trincea	Coefficiente S_m				
λ_g	S_H	R_g	Numero Trincee	Distanza tra centro-centro di trincee (S_{cc}) (m)			
$W / (m K)$	m	m K / W		3,35	2,74	2,13	1,52
0,35	0,30	3,10	2	1,01	1,02	1,05	1,11
			4	1,01	1,04	1,08	1,18
			6	1,02	1,04	1,09	1,21
	0,46	2,92	2	1,01	1,03	1,06	1,12
			4	1,02	1,04	1,09	1,2
			6	1,02	1,04	1,1	1,23
	0,61	2,79	2	1,01	1,03	1,06	1,14
			4	1,02	1,04	1,1	1,23
			6	1,02	1,04	1,11	1,26
0,87	0,30	1,34	2	1,03	1,05	1,09	1,16
			4	1,04	1,08	1,15	1,28
			6	1,05	1,09	1,17	1,33
	0,46	1,27	2	1,03	1,06	1,1	1,18
			4	1,05	1,09	1,16	1,31
			6	1,05	1,1	1,19	1,36
	0,61	1,21	2	1,03	1,06	1,11	1,19
			4	1,05	1,1	1,18	1,34
			6	1,06	1,1	1,2	1,39
1,30	0,30	0,91	2	1,04	1,07	1,11	1,18
			4	1,06	1,11	1,18	1,33
			6	1,07	1,12	1,21	1,39
	0,46	0,87	2	1,04	1,07	1,11	1,19
			4	1,07	1,11	1,19	1,35
			6	1,07	1,13	1,22	1,41
	0,61	0,83	2	1,04	1,08	1,13	1,21
			4	1,07	1,12	1,21	1,38
			6	1,08	1,13	1,03	1,44
1,73	0,30	0,70	2	1,04	1,07	1,12	1,18
			4	1,07	1,12	1,2	1,35
			6	1,08	1,13	1,23	1,41
	0,46	0,66	2	1,06	1,08	1,13	1,2
			4	1,09	1,13	1,22	1,39
			6	1,09	1,15	1,25	1,45
	0,61	0,64	2	1,05	1,08	1,14	1,21
			4	1,08	1,14	1,23	1,4
			6	1,09	1,15	1,26	1,47
2,42	0,30	0,51	2	1,05	1,08	1,13	1,19
			4	1,08	1,14	1,22	1,38
			6	1,09	1,15	1,25	1,44
	0,46	0,48	2	1,06	1,08	1,14	1,22
			4	1,1	1,14	1,24	1,41
			6	1,1	1,17	1,28	1,48
	0,61	0,46	2	1,06	1,09	1,15	1,23
			4	1,09	1,15	1,25	1,44
			6	1,1	1,16	1,29	1,51

○ **Configurazione 2.2**

Conduttività termica del terreno	Resistenza termica del terreno per singola trincea	Coefficiente S_m				
λ_g	R_g	Numero Trincee	Distanza tra centro-centro di trincee (S_{cc}) (m)			
$W / (m K)$	$m K / W$		3,35	2,74	2,13	1,52
0,35	4,22	2	1,02	1,04	1,09	1,19
		4	1,02	1,06	1,14	1,31
		6	1,03	1,07	1,15	1,35
0,87	1,88	2	1,05	1,08	1,14	1,25
		4	1,07	1,13	1,23	1,44
		6	1,08	1,14	1,26	1,52
1,30	1,30	2	1,06	1,1	1,16	1,28
		4	1,09	1,16	1,27	1,49
		6	1,1	1,17	1,31	1,58
1,73	0,99	2	1,07	1,11	1,18	1,29
		4	1,11	1,18	1,3	1,53
		6	1,13	1,21	1,35	1,63
2,42	0,73	2	1,08	1,13	1,19	1,3
		4	1,13	1,2	1,33	1,56
		6	1,14	1,23	1,38	1,67

○ **Configurazione 2.3**

Conduttività termica del terreno	Resistenza termica del terreno per singola trincea	Coefficiente S_m				
λ_g	R_g	Numero Trincee	Distanza tra centro-centro di trincee (S_{cc}) (m)			
$W / (m K)$	$m K / W$		3,35	2,74	2,13	1,52
0,35	5,11	2	1,02	1,04	1,09	1,19
		4	1,03	1,06	1,14	1,32
		6	1,03	1,07	1,16	1,36
0,87	2,29	2	1,05	1,08	1,15	1,25
		4	1,07	1,13	1,23	1,45
		6	1,08	1,15	1,27	1,52
1,30	1,58	2	1,06	1,1	1,17	1,28
		4	1,09	1,16	1,28	1,5
		6	1,1	1,18	1,31	1,59
1,73	1,21	2	1,07	1,11	1,18	1,29
		4	1,11	1,18	1,3	1,54
		6	1,13	1,21	1,35	1,63
2,42	0,89	2	1,08	1,12	1,19	1,31
		4	1,12	1,2	1,33	1,57
		6	1,14	1,23	1,38	1,68

○ **Configurazione 2.4**

Conduttività termica del terreno	Resistenza termica del terreno per singola trincea	Coefficiente S_m				
λ_g	R_g	Numero Trincee	Distanza tra centro-centro di trincee (S_{cc}) (m)			
$W / (m K)$	$m K / W$		3,35	2,74	2,13	1,52
0,35	7,92	2	1,02	1,04	1,09	1,19
		4	1,03	1,06	1,18	1,32
		6	1,03	1,07	1,16	1,36
0,87	3,57	2	1,05	1,08	1,15	1,26
		4	1,07	1,13	1,27	1,46
		6	1,08	1,14	1,27	1,53
1,30	2,47	2	1,06	1,1	1,17	1,28
		4	1,09	1,16	1,31	1,51
		6	1,1	1,18	1,32	1,59
1,73	1,89	2	1,07	1,12	1,18	1,3
		4	1,12	1,19	1,34	1,54
		6	1,13	1,21	1,36	1,65
2,42	1,39	2	1,08	1,13	1,2	1,31
		4	1,13	1,21	1,37	1,58
		6	1,15	1,23	1,39	1,69

○ **Configurazione 3.1**

Conduttività termica del terreno	Larghezza trincea	Resistenza termica del terreno per singola trincea	Coefficiente S_m				
λ_g	S_H	R_g	Numero Trincee	Distanza tra centro-centro di trincee (S_{cc}) (m)			
$W / (m K)$	m	m K / W		3,35	2,74	2,13	1,52
0,35	0,30	4,10	2	1,01	1,03	1,08	1,16
			4	1,02	1,05	1,12	1,26
			6	1,02	1,06	1,13	1,3
	0,46	3,87	2	1,01	1,04	1,08	1,17
			4	1,02	1,06	1,13	1,29
			6	1,03	1,06	1,14	1,32
	0,61	3,69	2	1,02	1,04	1,09	1,19
			4	1,03	1,06	1,14	1,32
			6	1,03	1,07	1,16	1,36
0,87	0,30	1,84	2	1,04	1,07	1,13	1,22
			4	1,06	1,11	1,21	1,4
			6	1,07	1,13	1,24	1,46
	0,46	1,75	2	1,04	1,08	1,14	1,24
			4	1,07	1,12	1,23	1,42
			6	1,07	1,14	1,25	1,49
	0,61	1,67	2	1,05	1,09	1,15	1,26
			4	1,07	1,13	1,25	1,46
			6	1,08	1,15	1,28	1,53
1,30	0,30	1,27	2	1,05	1,09	1,15	1,24
			4	1,08	1,14	1,25	1,45
			6	1,09	1,16	1,28	1,52
	0,46	1,21	2	1,06	1,1	1,16	1,26
			4	1,09	1,15	1,27	1,48
			6	1,1	1,17	1,3	1,56
	0,61	1,2	2	1,07	1,11	1,18	1,29
			4	1,1	1,17	1,29	1,52
			6	1,11	1,19	1,33	1,6
1,73	0,30	0,97	2	1,07	1,08	1,17	1,26
			4	1,10	1,17	1,28	1,48
			6	1,11	1,18	1,32	1,57
	0,46	0,92	2	1,07	1,11	1,18	1,28
			4	1,11	1,18	1,3	1,51
			6	1,13	1,21	1,34	1,61
	0,61	0,88	2	1,08	1,12	1,19	1,3
			4	1,12	1,2	1,33	1,56
			6	1,13	1,22	1,37	1,65
2,42	0,30	0,71	2	1,07	1,11	1,18	1,28
			4	1,11	1,19	1,31	1,52
			6	1,13	1,21	1,36	1,62
	0,46	0,68	2	1,09	1,13	1,2	1,3
			4	1,13	1,21	1,33	1,56
			6	1,15	1,23	1,38	1,67
	0,61	0,65	2	1,08	1,13	1,19	1,31
			4	1,13	1,21	1,35	1,58
			6	1,14	1,24	1,4	1,7

○ **Configurazione 3.2**

Conduttività termica del terreno	Resistenza termica del terreno per singola trincea	Coefficiente S_m				
λ_g	R_g	Numero Trincee	Distanza tra centro-centro di trincee (S_{cc}) (m)			
$W / (m K)$	$m K / W$		3,35	2,74	2,13	1,52
0,35	5,47	2	1,02	1,05	1,12	1,25
		4	1,04	1,08	1,19	1,41
		6	1,04	1,09	1,21	1,46
0,87	2,57	2	1,06	1,11	1,19	1,33
		4	1,09	1,17	1,31	1,58
		6	1,1	1,19	1,35	1,67
1,30	1,80	2	1,08	1,13	1,21	1,36
		4	1,12	1,21	1,36	1,64
		6	1,13	1,23	1,41	1,75
1,73	1,39	2	1,1	1,15	1,23	1,37
		4	1,15	1,24	1,4	1,68
		6	1,17	1,27	1,46	1,81
2,42	1,03	2	1,11	1,17	1,25	1,39
		4	1,17	1,28	1,44	1,74
		6	1,19	1,31	1,51	1,88

○ **Configurazione 3.3**

Conduttività termica del terreno	Resistenza termica del terreno per singola trincea	Coefficiente S_m				
λ_g	R_g	Numero Trincee	Distanza tra centro-centro di trincee (S_{cc}) (m)			
$W / (m K)$	$m K / W$		3,35	2,74	2,13	1,52
0,35	6,69	2	1,02	1,05	1,12	1,25
		4	1,04	1,08	1,19	1,41
		6	1,04	1,09	1,21	1,46
0,87	3,15	2	1,06	1,11	1,19	1,33
		4	1,09	1,17	1,31	1,58
		6	1,1	1,19	1,35	1,67
1,30	2,21	2	1,08	1,13	1,21	1,36
		4	1,12	1,21	1,36	1,64
		6	1,13	1,23	1,41	1,75
1,73	1,71	2	1,1	1,15	1,23	1,37
		4	1,15	1,24	1,4	1,68
		6	1,17	1,27	1,46	1,81
2,42	1,27	2	1,11	1,17	1,25	1,39
		4	1,17	1,28	1,44	1,74
		6	1,19	1,31	1,51	1,88

○ **Configurazione 3.4**

Conduttività termica del terreno	Resistenza termica singola trincea	Coefficiente S_m				
λ_g	R_g	Numero Trincee	Distanza tra centro-centro di trincee (S_{cc}) (m)			
$W / (m K)$	$m K / W$		3,35	2,74	2,13	1,52
0,35	10,48	2	1,02	1,05	1,12	1,25
		4	1,04	1,08	1,19	1,41
		6	1,04	1,09	1,21	1,46
0,87	4,98	2	1,06	1,11	1,19	1,33
		4	1,09	1,17	1,31	1,58
		6	1,1	1,19	1,35	1,67
1,30	3,49	2	1,08	1,13	1,21	1,36
		4	1,12	1,21	1,36	1,64
		6	1,13	1,23	1,41	1,75
1,73	2,70	2	1,1	1,15	1,23	1,37
		4	1,15	1,24	1,4	1,68
		6	1,17	1,27	1,46	1,81
2,42	2,00	2	1,11	1,17	1,25	1,39
		4	1,17	1,28	1,44	1,74
		6	1,19	1,31	1,51	1,88

BIBLIOGRAFIA

ASHRAE, International Weather for Energy Calculations (IWECC Weather Files), Users Manual and CD-ROM, Atlanta, 2001

ASHRAE Handbook - HVAC Applications. Geothermal Energy, 2011 (Chapter 34).

Austin, W., C. Yavuzturk, J.D. Spitler. 2000. Development Of An In-Situ System For Measuring Ground Thermal Properties. ASHRAE Transactions. 106(1): 365-379.

Axelsson G, Gunnlaugsson E. "Background: Geothermal utilization, management and monitoring", in: Long-term monitoring of high- and low enthalpy fields under exploitation, WGC 2000 Short Courses, Japan, 3-10, 2000.

Bazzocchi F et al. "Raccolta dati sperimentali sulle prestazioni in campo di impianti di climatizzazione", Rapporto ERSE 09004837, 2009, pagg. 3-30

Bazzocchi F, Croci L, Grattieri W. Pompe di calore: come valutare le prestazioni energetiche, Nuova Energia, 6/2010, pagg. 48-55

Basta S, Michio F. Geotermia e pompe di calore, Geotermia.org, Verona, 2008

Benderitter Y, Cormy G. "Possible approach to geothermal research and relative costs", in: Dickson MH, Fanelli M, Geothermal Energy: utilization and technology, Ed. UNESCO, London, 2005

Bernier MA, Chahla A, Pinel P. Long-term ground temperature changes in geo-exchange systems, ASHRAE Transactions 114, pp. 342-350, 2008.

Boeche A, Fornasiero A, Stefanutti V, Rigon A, Zecchin R, Uguccione L. 2011. Impiego di una pompa di calore geotermica nella ristrutturazione di un edificio esistente: monitoraggio e risultati dei primi anni di funzionamento. Convegno annuale AiCARR, 16 giugno 2011, Padova.

Bottarel D, De Carli M, Raisa V, Zarrella A, Zecchin R. The role of mechanical ventilation for efficient radiant cooling in residential applications. Proceedings: 11th International Conference on Indoor Air Quality and climate - Indoor Air 2008, Copenhagen-Denmark: Indoor Air 2008.

Capozza A, Madonna F, Pompe di calore geotermiche. Studi modellistici e sperimentali, Rapporto RSE 11000459, 2010

Capozza A. Studi modellistici e sperimentali sull'interazione tra pompe di calore geotermiche e il terreno circostante, Rapporto RSE 12000316, 2011

Carslaw HS, Jaeger JC. Conduction of heat in solids. Clarendon Press, Oxford, 1959.

CEN. EN UNI 15251. Criteri per la progettazione dell'ambiente interno e per la valutazione della prestazione energetica degli edifici, in relazione alla qualità dell'aria interna, all'ambiente termico, all'illuminazione e all'acustica. Brussels, CEN. 2008.

CEN. Ventilation for buildings: design and dimensioning of residential ventilation systems. TR 14788. Brussels, CEN. 2006.

CEN. EN 15377-3. Heating systems in buildings - Design of embedded water based surface heating and cooling systems - Part 3: Optimizing for use of renewable energy sources.

Claps P, Giordano P, Laguardia G. Analisi quantitativa della distribuzione spaziale delle temperature medie in Italia. Working Paper 2003 – 02. GNDICI, U.O. n. 1.54, Contributo CNR n. 03.00022.GN42. 2003. http://www.idrologia.polito.it/~claps/Papers/WPaper03_02.pdf

CTI. Comitato Termotecnica Italiano, Gruppo di Lavoro 608 - Impianti geotermici a bassa temperatura con pompa di calore.

Currò Dossi F, De Carli M, Del Bianco R, Fellin F, Manente M, Tonon M, Zarrella A, Zecchin R. Design of a building with innovative air conditioning system, Quaderno del Dipartimento di Fisica Tecnica (n. 7), Padova. Ottobre 2003.

Davis SN, Campbell DJ, Bentley HW, Flynn TJ. Ground water tracers. National Water Well Association, 1985.

De Carli M., Tonon M, Zarrella A, Zecchin R. A computational capacity resistance model (CaRM) for vertical ground-coupled heat exchangers. RENEWABLE ENERGY, vol. 35; p. 1537-1550, ISSN: 0960-1481, 2010

De Carli M., Scarpa M, Koschenz M, Olesen B. W. (2008). Valutazione delle prestazioni termiche di sistemi con solai termoattivi in regime non stazionario. Congresso AiCARR 2008 "I sistemi di climatizzazione per un nuovo equilibrio tra uomo e ambiente". 12-13 Marzo 2008. (pp. 761-776). MILANO: AiCARR.

Dickson MH, Fanelli M. Geothermal Energy: utilization and technology, Ed. UNESCO, London, 2005.

Eklof C, Gehlin S. 1996. TED - a mobile equipment for thermal response test. Msc thesis 1996:198E, LuTH,.

EnergyPlus: http://apps1.eere.energy.gov/buildings/energyplus/weatherdata_about.cfm

Fileccia A. Dispense del Corso di Idrogeologia, Università di Trieste.

Fossa M, The temperature penalty approach to the design of borehole heat exchanger for heat pump application, Energy and Buildings 43(6), pp. 1473-1479, 2011.

Gavasci R, Stracqualursi N. Bonifica per via biologica di falde contaminate da solventi clorurati: studio e sviluppo di processi avanzati in situ ed ex situ e messa a punto di un protocollo di valutazione della migliore strategia di bonifica, Tesi di Dottorato, Università di Roma – Tor Vergata, 2005.

Hellström G. Ground heat storage. Thermal analysis of duct storage systems: theory. Doctoral Thesis, Department of Mathematical Physics, University of Lund, Sweden, 1991.

Hellström G, Sanner B. Earth energy designer: software for dimensioning of deep boreholes for heat extraction. Department of Mathematical Physics, Lund University, Sweden, 1994.

Hochstein MP. “Classification and assessment of geothermal resources”, in: Dickson MH, Fanelli M. Geothermal Energy: utilization and technology, Ed. UNESCO, London, 2005.

IGSHPA. Ground Source Heat Pump residential and light commercial design and installation guide. 2009.

Incropera FP, DeWitt DP. Fundamentals of Heat Transfer. John Wiley & Sons, New York, 1981.

Lazzarin R. Pompe di calore, SGE Editoriale, Padova, 2011

Kavanaugh SP, Rafferty K. Ground source heat pumps-Design of geothermal systems for commercial and institutional buildings. ASHRAE Applications Handbook, 1997.

Keith TD. Groundwater hydrology, J. Wiley and Sons, 1980.

Kersten, M.S. Thermal properties of soils. Bulletin 28. Minneapolis: Engineering Experiment Station, University of Minnesota, 1949.

Madonna F. Fabbisogno energetico per la climatizzazione di edifici-tipo situati in località di riferimento. Rapporto ERSE 09004836, 28-2-2010.

METEOTEST, Meteoronorm handbook, Parts I, II and III, Bern, 2003

Muffler P, Cataldi R. “Methods for regional assessment of geothermal resources”, Geothermics, 7, 53—89, 1978.

Nicholson K. “Geothermal Fluids”, Springer Verlag, Berlin, XVIII—264 pp, 1993.

Remund CP. Borehole thermal resistance: laboratory and field studies. Ashrae Transactions 105(1), 1999.

Signorelli S, Bassetti S, Pahud D, Kohl T. Numerical evaluation of thermal response tests, Geothermics (2007), Vol. 36 (2007) n. 2, pp 141–166.

Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin-Madison: TRNSYS 17. A TraNsient System Simulation Program. User manual, 2009

Swinbank WC. Long-wave radiation from clear skies. 1963, Quart. J. R. Met. Soc. 89, pp 339-348.

UNI. 10339. Impianti aeraulici al fini di benessere. Generalità, classificazione e requisiti. Regole per la richiesta d offerta, l'offerta, l ordine e la fornitura. Milano, UNI. 1995.

VDI 4640 – 2000.

Zarrella A. “L’uso del terreno come sorgente termica”, Dipartimento di Fisica Tecnica, rapporto Università degli Studi di Padova, <http://www.acca.it>, 2009,

Zarrella A, Scarpa M, De Carli M (a). Short time step analysis of vertical ground-coupled heat exchangers: the approach of CaRM, RENEWABLE ENERGY (2011), Vol. 36 (2011) n. 9, pp 2357-2367.

Zarrella A., Scarpa M, De Carli M (b). Short time-step performances of coaxial and double U-tube borehole heat exchangers: modeling and measurements, HVAC&R Research (2011), Vol. 17 (2011) n. 6, pp 959-976.