

UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI NAPOLI FEDERICO II
SCUOLA DI DOTTORATO IN INGEGNERIA INDUSTRIALE



DOTTORATO DI RICERCA
IN INGEGNERIA DEI SISTEMI MECCANICI
XXIV CICLO

**“ENERGIE RINNOVABILI PER LA SALUTE:
L’impianto di trigenerazione e sonde geotermiche per
l’Ospedale San Giovanni Bosco di Napoli.”**

TUTOR
Prof. Ing. MARCELLO MANNA

DOTTORANDO
Dr. Ing. ROBERTO BLASI

ENERGIE RINNOVABILI PER LA SALUTE:

L'impianto di trigenerazione e sonde geotermiche per l'Ospedale S. G. Bosco di Napoli

INDICE

	Pag.
INDICE	2
1. Capitolo 1. Lo scenario Energetico	“ 5
1.1 Premessa	“ 5
1.2 Introduzione	“ 6
1.3 Analisi dello stato attuale dell'Ospedale S. Giovanni Bosco di Napoli	“ 8
1.3.1 Involucro edilizio	“ 12
1.3.2 Gli Impianti Meccanici ed elettrici dell'Ospedale	“ 13
1.3.3 L'Impianto da adottare e l'obiettivo che si intende conseguire	“ 16
2. Capitolo 2. La cogenerazione	“ 18
2.1 Premessa	“ 18
2.2 Analisi energetica	“ 18
2.3 La normativa europea	“ 21
2.3.1 I primi provvedimenti della Commissione Europea	“ 21
2.3.2 Provvedimento CIP n. 6/92	“ 22
2.3.3 Le condizioni previste dalla delibera AEEG 42/02 e successivi aggiornamenti	“ 23
2.3.4 La Direttiva Europea n. 2004/8/CE – 11 febbraio 2004	“ 26
2.3.5 Il Decreto Ministeriale 4 agosto 2011	“ 27
2.3.6 I benefici per la “cogenerazione ad alto rendimento”	“ 28
2.3.6.1 Il D.Lgs. n. 79/1999 e s.m.i	“ 28
2.3.6.2 Il D.Lgs. n. 20/2007	“ 30
2.3.6.3 I certificati bianchi	“ 30
2.3.6.4 I certificati verdi	“ 31
2.3.6.5 La fiscalità della cogenerazione	“ 32
2.3.6.6 Il Decreto Ministeriale del 5 settembre 2011	“ 33
2.4 La diffusione della cogenerazione in Europa	“ 34
2.5 La diffusione della cogenerazione in Italia	“ 37
2.6 Stato dell'arte degli impianti cogenerativi e trigenerativi	“ 41
2.6.1 Motori a combustione interna	“ 42
2.6.2 Turbine a gas	“ 52
2.6.3 Microturbine a gas	“ 57
2.6.4 Impianti con turbine a vapore	“ 60
2.6.5 Cicli combinati	“ 62
2.6.6 La Macchina Frigorifera ad Assorbimento	“ 66
3. Capitolo 3 . La soluzione “integrativa” Geotermica	“ 72
3.1 Risorsa ad <i>alta entalpia</i>	“ 72
3.1.1 Risorsa a <i>media entalpia</i>	“ 72
3.1.2 Risorsa a <i>bassa entalpia</i>	“ 73
3.2 Impianto geotermico a bassa entalpia	“ 74
3.2.1 Vantaggi e limiti degli impianti geotermici	“ 75

3.3	Gli impianti geotermici	“	76
3.4	Le proprietà termiche del terreno	Pag.	79
3.4.1	I processi di trasmissione di calore nel suolo	“	83
3.5	Il dimensionamento del campo geotermico	“	94
3.6	Approccio progettuale	“	97
3.6.1	I modelli semplificati tabellati	“	99
3.6.2	I modelli analitici	“	99
3.6.2.1	Modello di Ingersoll	“	100
3.6.2.2	Modello di Hart e Couvillion	“	101
3.6.2.3	Modello IGSHPA	“	102
3.6.2.4	Modello di Kavanaugh e Rafferty	“	104
3.6.2.5	I modelli numerici ed ibridi	“	107
3.6.2.5.1	Il modello di Eskilson	“	107
3.6.2.5.2	Modello di Hellstrom	“	108
3.7	L’Impianto geotermico dell’Ospedale S. Giovanni Bosco in Napoli	“	110
4	Capitolo 4. Il Programma di Simulazione dinamica Trnsys	“	111
4.1	Introduzione	“	111
4.2	Componenti utilizzati per simulare l’impianto di cogenerazione/trigenerazione	“	112
4.2.1	Type 56	“	114
4.2.2	Type 120	“	123
4.2.3	Type 107	“	125
4.2.4	Type 665	“	128
4.3	Componenti utilizzati per simulare di un impianto geotermico a bassa entalpia	“	130
4.3.1	Type 668	“	130
4.3.2	Type 557: vertical ground heat exchange	“	132
4.4	Il modello di Hellström	“	139
4.5	Hellström, Goran, "Duct Ground Heat Storage Model, Manual for Computer Code"	“	141
4.5.1	Il processo termico	“	141
4.5.1.1	Processo termico fondamentale	“	142
4.5.1.2	Processo termico secondario	“	142
4.5.1.3	Processo termico locale	“	142
4.5.1.4	Sovrapposizione	“	145
4.5.2	Procedura numerica	“	146
4.5.2.1	Problema globale	“	146
4.5.2.2	Bilancio termico per il fluido termovettore	“	148
4.5.2.3	Problema locale	“	149
4.5.2.4	Energia termica trasferita dal problema locale al problema globale	“	152
4.5.2.5	Problema di flusso stazionario	“	152
4.5.2.6	Sovrapposizione di temperature	“	153
5.	Capitolo 5 . Criteri per effettuare l’analisi energetica e tecnico-economica	“	154
5.1	Premessa	“	154
5.2	Scelta della tipologia impiantistica cogenerativa	“	154
5.3	Analisi ed individuazione dei parametri fondamentali dei processi cogenerativi	“	155
5.4	Metodologia per una gestione ottimizzata degli impianti di cogenerazione	Pag.	158

5.5	Monitoraggio delle utenze e determinazione delle curve di carico	“	160
5.6	Analisi dei risultati conseguibili con l'applicazione co-trigenerativa	“	190
5.6.1	Configurazione cogenerativa	“	190
5.6.2	Configurazione trigenerativa	“	208
5.7	L'applicazione geotermica	“	214
5.7.1	Simulazione Ground Response Test	“	214
5.7.2	Applicazione della metodologia di dimensionamento ASHRAE (Modello di Kavanaugh e Raffaerty)	“	216
5.7.3	Layout dell'impianto geotermico	“	219
5.7.4	Caratteristiche tecniche pompa di calore	“	220
5.8	Risultati dell'applicazione della pompa di calore geotermica (GSHP)	“	223
5.8.1	Analisi della temperatura della sorgente geotermica	“	224
5.8.2	Analisi del COP della pompa di calore	“	226
6.	Capitolo 6. Conclusioni	“	229
	Schema impianto di trigenerazione e geotermico	-	-
	Bibliografia	“	231

**“ENERGIE RINNOVABILI PER LA SALUTE:
L’impianto di trigenerazione e sonde geotermiche per
l’Ospedale San Giovanni Bosco di Napoli.”**

Capitolo 1 – LO SCENARIO ENERGETICO

1.1 Premessa

Lo scenario energetico ha subito negli ultimi 40 anni un radicale cambiamento. In seguito alla crisi petrolifera, lo studio dell’analisi energetica ha destato crescente interesse e si è incominciato attivamente a parlare di uso razionale dell’energia con un rigoroso approccio metodologico.

Grande è diventata oggi l’attenzione alle tematiche sul risparmio energetico e sull’efficienza nella produzione di energia, con particolare riguardo alla cogenerazione, ovvero alla produzione combinata di energia elettrica e termica. L’adozione di tale tecnologia permette di ottenere importanti vantaggi ottenendosi risparmi di energia primaria (combustibile) rispetto alla produzione separata di energia elettrica e termica, risparmio che si traduce anche in una notevole riduzione di CO₂ immessa in atmosfera.

Lo sviluppo di tale tecnologia ha permesso di ampliarne l’impiego, sfruttando il calore recuperato dalla cogenerazione per produrre non solo energia termica, ma anche energia frigorifera, impiegando apposite macchine ad attivazione termica, ottenendosi impianti in cui si ha produzione combinata di potenza elettrica, termica e frigorifera (trigenerazione).

Nel presente lavoro verrà illustrata l’attività svolta dall’Autore nell’ambito della tesi di Dottorato di Ricerca in Ingegneria dei Sistemi Meccanici, attività incentrata sull’analisi teorica e di simulazione riguardante un impianto di trigenerazione costituito da un motore primo termico a gas naturale di potenzialità di circa 300 kW, un recuperatore di calore, un assorbitore a bromuro di litio, un impianto di climatizzazione azionato da una pompa di calore acqua/acqua collegata ad un campo di sonde geotermiche da installarsi nell’Ospedale S. Giovanni Bosco di Napoli.

La tesi si sviluppa come segue:

- **Nel Capitolo 1**, vengono presentati:
 - a) Il complesso ospedaliero sul quale si intendono installare tecnologie impiantistiche utili a conseguire una riduzione dei consumi energetici,
 - b) i fabbisogni energetici dell’edificio e gli impianti attualmente presenti nello stesso,
 - c) i risultati della rilevazione sperimentale dei consumi storici dei vettori energetici attualmente utilizzati (energia elettrica e gas naturale),

- d) gli impianti che si intende adottare,
- e) l'obiettivo progettuale che si intende conseguire.
- **Nel Capitolo 2**, viene effettuata una analisi delle principali soluzioni impiantistiche attualmente utilizzate in ambito cogenerativo e trigenerativo di piccola taglia (Potenza installata minore di 1 MW). Viene inoltre analizzato il contesto normativo di riferimento.
- **Nel Capitolo 3**, viene introdotta ed analizzata la soluzione impiantistica Geotermica sfruttante la risorsa termica del sottosuolo. Vengono analizzati i vantaggi ed i limiti di tale soluzione, le proprietà termiche del sottosuolo ed i processi di trasmissione del calore. Viene effettuata una disamina delle problematiche del dimensionamento del campo geotermico e vengono valutati i modelli di dimensionamento attualmente utilizzati (modelli semplificati tabellati e modelli analitici). L'impianto di trigenerazione proposto.
- **Nel Capitolo 4**, vengono illustrate le caratteristiche del programma di simulazione dinamica TRNSYS, le potenzialità di impiego, le equazioni di riferimento utilizzate dal programma simulanti le tecnologie impiantistiche adottate, le modalità d'impiego.
- **Nel Capitolo 5**, vengono illustrati i risultati delle simulazione dinamica condotta in TRNSYS, i fabbisogni energetici del complesso degli edifici che costituiscono l'Ospedale S. Giovanni Bosco di Napoli, le prestazioni degli impianti proposti (impianto di co-trigenerazione, impianto di climatizzazione azionato da una pompa di calore acqua/acqua collegata ad un campo di sonde geotermiche). Viene quindi effettuata un'analisi energetica complessiva delle soluzioni impiantistiche proposte per l'impianto di trigenerazione e contestualmente si procede ad effettuarne una di tipo economica per verificarne la loro sostenibilità.
- **Nel Capitolo 6** vengono infine presentate le conclusioni del presente lavoro di Tesi di Dottorato di Ricerca.

1.2 - Introduzione

A seguito delle numerose attività di sensibilizzazione messe in atto da vari organismi quali l'ONU, l'Unione Europea, ecc. volte al contenimento dei consumi energetici, a livello normativo sono stati introdotti nuovi riferimenti atti ad imporre un consumo più razionale dell'energia.

In particolare l'Unione Europea si è impegnata affinché i Paesi membri, entro il 2020:

- riducano del 20% le emissioni di gas serra rispetto ai livelli del 1990;
- aumentino sino al 20% la quota di energia prodotta da fonti rinnovabili;

- adottino misure per ottenere un risparmio di energia del 20%, rispetto agli attuali consumi.

Per quanto sopra detto, e sulla base delle politiche introdotte dai nostri governi per l'ottimizzazione energetica degli edifici pubblici, la Direzione dell'Azienda Sanitaria Locale Napoli 1, sensibile alle problematiche energetiche, si è adoperata siglando un accordo con l'Università Federico II di Napoli per far svolgere studi sui presidi ospedalieri di propria pertinenza onde analizzare le varie tecnologie esistenti e conseguire un più razionale uso delle fonti energetiche e conseguentemente ottenere un cospicuo risparmio economico nella gestione dei vari impianti.

Il presente studio di dottorato si inserisce nelle attività sancite dall'accordo quadro tra l'ASL Napoli 1 e l'Università degli Studi di Napoli e sarà incentrato sulla riqualificazione energetica dell'Ospedale San Giovanni Bosco.

Come è noto con il concetto di riqualificazione energetica vengono individuate tutte le operazioni, tecnologiche e gestionali, atte al conferimento di una nuova (prima inesistente) o superiore (prima inadeguata) qualità prestazionale alle costruzioni esistenti dal punto di vista dell'efficienza energetica, volte cioè alla razionalizzazione dei flussi energetici che intercorrono tra sistema edificio (involucro e impianti) ed ambiente esterno.

In generale, gli interventi di riqualificazione energetica del patrimonio edilizio esistente sono finalizzati a: contenere i consumi di energia;

- contenere i consumi di energia;
- migliorare le caratteristiche dell'involucro edilizio;
- migliorare il comfort degli ambienti interni;
- ridurre le emissioni di inquinanti e il relativo impatto sull'ambiente;
- utilizzare in modo razionale le risorse, attraverso la riduzione dei consumi energetici da combustibili fossili;
- ottimizzare la gestione dei servizi energetici;

Tali obiettivi sono conseguibili tramite interventi mirati al miglioramento:

- delle prestazioni dell'involucro edilizio (incremento dell'isolamento termico, sostituzione dei serramenti, installazione di idonei sistemi di schermatura solare),
- alla sostituzione di componenti obsoleti degli impianti di climatizzazione invernale e/o estiva e di illuminazione con altri più efficienti dal punto di vista energetico e con minore impatto sull'ambiente in termini di emissioni prodotte,
- all'utilizzo dell'energia gratuita del sole e del terreno per la produzione di energia elettrica (pannelli fotovoltaici) e termica (collettori solari) e sonde geotermiche,

- alla revisione della contrattualistica inerente ai servizi energetici e all'introduzione di sistemi di contabilizzazione individuale dell'energia per la sensibilizzazione alla riduzione dei consumi.

Da una preliminare Analisi Energetica del complesso ospedaliero, si evince che i consumi complessivi di energia primaria dell'Ente (energia elettrica e gas) ammontano a circa 5.825.000 kWh/anno, (di cui 3.136.166 kWh/anno per consumi di energia elettrica e 2.688.834 kWh/anno, per consumi di gas naturale) valore che rapportato alla superficie totale degli edifici dell'Ospedale sopra richiamato, determina un consumo per unità di superficie di 305 kWh/m²anno, parametro quest'ultimo che evidenzia gli elevati consumi energetici dell'Ente. Come riferimento va precisato che un complesso ospedaliero riqualificato energeticamente, dovrebbe avere un valore medio del predetto parametro di circa 70 kWh/m²anno.

Un ulteriore problema caratteristico della gestione degli ospedali è rappresentato dai costi dei vettori energetici, ciò in quanto tali edifici risultano classificati come utenze residenziali e non utenze industriali. In molti casi una attenta gestione ospedaliera ha indotto i responsabili di tali strutture di dotarsi di soluzioni impiantistiche di autoproduzione dei vettori energetici. Tali soluzioni a parità di fabbisogno energetico hanno determinato una riduzione dei costi gestionali di circa il 25 -30%.

Per quanto sopra sintetizzato verranno analizzati in dettaglio le potenze termiche in uscita (stagione invernale) e quelle in ingresso (stagione estiva) degli edifici ed i consumi energetici della struttura ospedaliera, sfruttando una simulazione dinamica, per procedere al dimensionamento di un impianto di autoproduzione dei vettori energetici per pervenire ad una riduzione dei costi energetici di gestione.

1.3 - Analisi dello stato attuale dell'Ospedale S. Giovanni Bosco.

Cenni storici

L'Arciconfraternita della SS. Trinità dei Pellegrini fu fondata a Napoli nel 1578 da sei artigiani con la finalità di assistere i tanti pellegrini che nel corso dei loro lunghi viaggi sostavano nella città. Per assolvere tale missione nel 1579 venne aperta la prima casa ospitale (Ospedale) presso il convento di S. Arcangelo a Baiano, che, stante il costante aumento del numero dei pellegrini che chiedevano asilo, fu trasferita nei locali posti nei dintorni di S. Pietro ad Aram. Dal 1591 l'attività assistenziale ebbe sede definitiva nel fabbricato che nel frattempo era stato costruito alla via Portamedina. L'attività assistenziale dell'arciconfraternita, ben presto, fu estesa alla cura degli ammalati poveri che progressivamente presero, nel suo ospedale, il posto dei pellegrini e di conseguenza l'ospedale dei pellegrini fu trasformato in ospedale sanitario.

L'Ospedale di via Portamedina fu gravemente danneggiato durante il secondo conflitto mondiale. Negli anni successivi alla fine del conflitto, ricostruito l'ospedale ed ampliato alle attività di molteplici settori clinici, l'Arciconfraternita si volse a costruirne un altro, che volle ubicare sulla collina di Capodichino denominato Ospedale Nuovo dei Pellegrini, ora detto Ospedale San Giovanni Bosco, per andare incontro alle esigenze sanitarie dei residenti delle zone periferiche ed extraurbane.

Nel 1971, in conseguenza dell'introduzione di nuove politiche sanitarie pubbliche, le attività ospedaliere dell'arciconfraternita, furono affidate agli enti pubblici.

Descrizione delle funzioni ospedaliere

L'Ospedale San Giovanni Bosco, già Nuovo Pellegrini, rappresenta il nosocomio di riferimento per l'Emergenza della ASL Napoli 1, e si trova in un punto strategico, risultando vicino al centro cittadino (Piazza Carlo III, Via Foria), ma nello stesso tempo svincolato dal traffico urbano data la sua vicinanza all'uscita Secondigliano della Tangenziale e all'aeroporto di Capodichino.

Dallo studio architettonico - strutturale dell'Ospedale risulta che lo stesso è costituito da 6 corpi di fabbrica e precisamente i corpi A, B, B1, C, D1 e D2, all'interno dei quali trovano collocazione le seguenti divisioni sanitarie:

- Cardiologia ed Unità Coronarica
- Chirurgia Generale
- Medicina Generale – Astanteria
- Radiologia
- Ematologia
- Chirurgia Maxillo-Facciale
- Chirurgia Vascolare
- Servizio Psichiatrico Diagnosi e Cura
- Neurochirurgia
- Ostetricia e Ginecologia
- Otorinolaringoiatria
- Neonatologia
- Ortopedia e Traumatologia
- Oculistica
- Anestesia e Rianimazione
- Neurologia

La struttura ospedaliera tra il 1996 ed il 2001 è stata oggetto di interventi di ristrutturazione interna dei vari piani dei corpi di fabbrica. Durante questo periodo sono stati edificati i corpi di fabbrica D1 e D2. Il progetto originario dei lavori di ristrutturazione è stato modificato in corso d'opera per carenza di fondi.

Lo stato attuale dei luoghi presenta i vari corpi di fabbrica in modeste condizioni di manutenzione e soprattutto i corpi B1 e B2 sono in pessimo stato.

Analizzando nello specifico i singoli corpi di fabbrica costituenti la struttura ospedaliera si è riscontrato che:

- Corpo di fabbrica "A", costituito complessivamente da tre piani di cui due fuori terra avente una superficie per singolo piano di 620 mq. per una volumetria complessiva di circa 6.500 mc., dove trovano collocazione al piano terra gli archivi, i magazzini ed i depositi, al piano rialzato il dipartimento di salute mentale con varie degenze ed uffici medici, al primo piano l'atrio d'ingresso ed uffici;
- Corpo di fabbrica "B-B1", costituito complessivamente da sette piani di cui sei fuori terra avente una superficie per singolo piano di 1700 mq. per una volumetria complessiva di circa 41.500 mc., dove trovano collocazione al piano terra la Centrale Termica, la Cappella i depositi, i locali manutentori, la cabina elettrica, il reparto di radiologia, sala Tac, obitorio e sala mortuaria, al piano rialzato il pronto soccorso, il reparto di radiologia e neuroradiologia, al primo piano il laboratorio di analisi, gli uffici, il reparto di Otorinolaringoiatria, al secondo piano il reparto di cardiologia e medicina generale, al terzo piano il reparto di chirurgia e neurochirurgia, al quarto piano il reparto di ematologia e angiochirurgia, al quinto piano il reparto di ostetricia-ginecologia e nido;
- Corpo di fabbrica "C", costituito complessivamente da due piani di cui uno fuori terra avente una superficie per singolo piano di 1350 mq. per una volumetria complessiva di circa 9.500 mc., dove trovano collocazione al piano interrato i depositi, al piano terra il centro trasfusionale ed il reparto di neurofisiopatologia;
- Corpo di fabbrica "D", costituito complessivamente da quattro piani di cui tre fuori terra avente una superficie per singolo piano di 900 mq. per una volumetria complessiva di circa 9.500 mc., dove trovano collocazione al piano rialzato il reparto di day-surgery e farmacia, al primo piano gli ambulatori, al secondo piano gli uffici della direzione sanitaria, economato e settore tecnico.

Pertanto complessivamente l'intera struttura ospedaliera ha una superficie utile di circa 19110 m² ed una volumetria di circa 67.000 m³.

Nella seguente tabella si riportano sinteticamente i risultati dell'analisi dimensionale della struttura ospedaliera:

Corpo A		
Destinazione d'uso	Superficie [m²]	Volume [m³]
Piano Terra: Archivi - Magazzino - Depositi	620	2170
Piano Rialzato: Dipartimento Salute Mentale	620	2170
1° Piano: Atrio - Uffici	620	2170
Corpo B-B1		
Piano Terra: Centrale Termica - Cappella - Depositi - Locali Manutentori - Cabina Elettrica - Radiologia - Sala Tac - Sala Mortuaria - Obitorio	2700	9450
Piano Rialzato: Pronto Soccorso - Radiologia - Neuro Radiologia	1900	6650
1° Piano: Laboratorio Analisi - Uffici - Reparto Otorinolaringoiatria	1900	6650
Corpo B		
2° Piano: Cardiologia - Medicina	1350	4725
3° Piano: Chirurgia - Neurochirurgia	1350	4725
4° Piano: Ematologia - Angiochirurgia	1350	4725
5° Piano: Ostetricia - Ginecologia - Nido - etc.	1350	4725
Corpo C		
Piano Interrato: Depositi	700	2450
Piano Terra: Centro Trasmfusionale - Reparto di Neurofisiopatologia	1950	6825
Corpo D		
Piano Rialzato: Day Surgery - Farmacia	900	3150
1° Piano: Ambulatori	900	3150
2° Piano: Ufficio Tecnico Economato Direzioni	900	3150

Tabella 1.1 – Le dimensioni e gli edifici dell’Ospedale S. Giovanni Bosco di Napoli

Mediante una indagine condotta presso gli uffici dirigenziali si è riscontrato che i posti letto della struttura ospedaliera sono complessivamente n. 202 e sono stati suddivisi tra i vari reparti come segue:

REPARTO	NUMERO POSTI LETTO
Cardiologia ed Unità Coronarica	20
Chirurgia Generale	23
Medicina Generale – Astanteria	28
Chirurgia Vascolare	13
Servizio Psichiatrico Diagnosi e Cura	12
Neurochirurgia	20
Ostetricia e Ginecologia	23
Otorinolaringoiatria	13
Neonatologia	10
Ortopedia e Traumatologia	10
Oculistica	2

Anestesia e Rianimazione	8
Neurologia	20

Analogamente si è riscontrato che il personale afferente alla struttura ospedaliera è costituito da:

- n. 157 dirigenti medici
- n. 135 paramedici ed infermieri.

Come è riscontrabile dalla fotografia satellitare l'ospedale è costituito da 6 corpi di fabbrica. Nella zona circostante i fabbricati sono dislocate aree adibite a parcheggi per le autovetture del personale e giardini.



1.3.1 - Involucro edilizio

Per procedere alla determinazione dei carichi termici dei vari ambienti della struttura ospedaliera è necessario conoscere dettagliatamente la stratigrafia dei muri, che come in questo caso, risulta alquanto difficoltosa poiché sarebbe necessario condurre dei sondaggi invasivi sulla struttura muraria ed inoltre, come evidenziato nel paragrafo precedente, lo stato di manutenzione edile dei vari corpi risulta scadente e soprattutto i corpi B1 e B2 sono in pessimo stato.

Per quanto sopra scritto per determinare la stratigrafia dei pacchetti delle superfici opache (muri perimetrali) e trasparenti (vetri delle finestre) si è fatto ricorso, per i primi, all'appendice B della norma UNI TS 11300/1 "Abaco delle strutture murarie utilizzate in Italia in edifici esistenti", mentre per i secondi ad una indagine effettuata in loco.

Dallo studio dell'"Abaco delle strutture murarie utilizzate in Italia in edifici esistenti" presente nella norma UNI si riscontra che la struttura muraria largamente utilizzata all'epoca

dell'edificazione del nosocomio è rappresentata dalla muratura a cassa vuota che risulta essere costituita, procedendo dall'interno verso l'esterno dai seguenti materiali:

- Intonaco interno costituito da calce e gesso di spessore 2 cm;
- Mattoni forati di spessore 8 cm;
- Intercapedine d'aria di spessore variabile tra i 6 ed i 12 cm;
- Mattoni forati di spessore 25 cm;
- Intonaco esterno di spessore 2 cm;

Si riporta nella figura seguente il pacchetto di muratura desunto dalla Norma UNI TS aventi le sopraindicate caratteristiche.

STRUTTURA N° 9: DESCRIZIONE: Muratura a cassa vuota						
Sezione struttura		Rif.	Materiali	Massa volumica (kg/m ³)	Spessore cm	Conduttività [W/(m × K)]
		1	Intonaco interno (calce e gesso)	1 400	2	0,70
		2	Mattoni forati	800	8	0,30
		3	Intercapedine d'aria	-	6 - 12	
		4	Mattoni forati	800	25	0,30
		5	Intonaco esterno	1 800	2	0,90
		6				
		7				
		8				
		9				
		10				
Spessori variabili da 43 cm a 49 cm (in funzione dell'intercapedine).						

Figura 1.1 – Descrizione muratura utilizzata in Campania negli anni '50

Per detta muratura si è proceduto a calcolare il valore del coefficiente di scambio termico U della struttura muraria risultato pari a 1,2 W/m² K.

Analogamente per quanto riguarda le superficie trasparenti, si è riscontrata la presenza di doppi vetri 4/6/4 in quasi tutti i locali dell'edificio e pertanto si è calcolato un valore del coefficiente di scambio termico U pari a circa 2,8 W/m² K.

1.3.2 – Impianti Meccanici ed Elettrici dell'Ospedale

Da sopralluoghi effettuati presso l'Ospedale è stato possibile riscontrare quali fossero gli impianti meccanici presenti nei fabbricati che sono risultati essere i seguenti:

- 1) Impianto di riscaldamento a radiatori;
- 2) Impianto di produzione di acqua calda sanitaria;
- 3) Impianto di climatizzazione delle aree di emergenza e dei reparti operatori;
- 4) Impianti Split - System dedicati ai singoli ambienti del complesso ospedaliero

5) Impianto elettrico.

a) Impianto di riscaldamento a radiatori

Come detto l'ospedale è dotato di un impianto di riscaldamento centralizzato, a servizio di tutti gli ambienti, tramite l'installazione di corpi scaldanti in ghisa (radiatori).

Fulcro di tale impianto risulta essere la centrale termica posta al secondo seminterrato del corpo B dove sono installate due caldaie ICI Caldaie S.p.A. modello REX 130 F di potenza utile pari a 1300 kW e rendimento η del 95,3% alimentate a gas naturale. Tali caldaie risultano pressurizzate e costituite in acciaio con focolare ad inversione di fiamma completamente bagnato. Tali caldaie sono omologate ad alto rendimento secondo quanto richiesto dai Decreti Legislativi 192/05 e 311/06.

b) Impianto di produzione di acqua calda sanitaria

L'impianto di produzione di acqua calda sanitaria viene alimentato dalle stesse caldaie in precedenza richiamate che provvedono a produrre l'a.c.s. che viene stoccata in due serbatoi da 2000 litri cadauno. L'a.c.s. viene distribuita ai vari servizi dell'ospedale tramite una rete tubiera.

c) Impianto di climatizzazione delle aree di emergenza e dei reparti operatori

L'impianto di climatizzazione presente nell'ospedale è costituito da due centrali termiche poste sulla copertura dei corpi B e C, costituite da gruppi frigoriferi e da unità di trattamento aria a servizio dei reparti: Pronto soccorso, centro trasfusionale, Rianimazione, Blocco operatorio, Ostetricia e Ginecologia, Servizio Psichiatrico Diagnosi e Cura (Psichiatria), Daysurgery e la Direzione Sanitaria/Amministrazione.

Negli ultimi anni, di pari passo con l'evoluzione degli impianti di climatizzazione, si è diffusa in tutti i settori, industriale, terziario e dei servizi, l'esigenza della climatizzazione nel periodo estivo. Anche nell'Ospedale S. Giovanni Bosco si è sentita tale esigenza, per cui sono stati installati singoli impianti del tipo split-system negli ambienti di degenza, negli studi dei medici e dei parasanitari, nei laboratori, negli uffici amministrativi, ecc.. Tale soluzione seppur di facile ed immediata installazione non risponde a criteri di efficienza energetica. Si è provveduto a censire tali impianti risultati quantificati in 250 elementi caratterizzati da una potenza frigorifera variabile tra i 9000 ed i 24000 Btu ed da un assorbimento elettrico variabile tra 1 ed i 3,1 kW.

d) Impianti elettrici

La struttura ospedaliera è dotata di una unica cabina di trasformazione Media Tensione/Bassa Tensione, munita di trasformatori trifase in parallelo di opportuna potenza per soddisfare il fabbisogno di energia elettrica, da cui si diramano le linee di alimentazione dei quadri generali dei singoli edifici di cui è costituita la struttura.

Dai quadri di edificio si diramano le varie linee di forza motrice (F.M.) e luce (per l'alimentazione dell'impianto di illuminazione).

In locale adiacente alla cabina di trasformazione è presente un gruppo elettrogeno dotato di quadro di commutazione automatico e serbatoio di combustibile di adeguata capacità.

Il quadro per il controllo e l'avviamento automatico del gruppo elettrogeno consente l'alimentazione delle utenze elettriche entro pochi secondi dal segnale di abbassamento o di mancata tensione di rete.

Le linee F.M. si suddividono a loro volta in normale, privilegiata e continuità. Alle linee normali sono collegate utenze che possono subire il distacco dell'energia elettrica in caso di guasto e/o mancanza di rete. Alle linee privilegiate sono invece collegate utenze che possono subire il distacco dell'energia elettrica per un periodo di pochi secondi, a tali linee vengono collegati gli impianti elevatori ed altre attrezzature. Alle linee di continuità vengono collegate le strumentazioni mediche "vitali" presenti nelle Sale Operatorie, Sale Parto, Sale Preanestesia, Sale Risveglio, Pronto Soccorso, ecc.

e) Impianti antincendio

A servizio della struttura è presente un impianto antincendio il quale oltre alla rilevazione, prevede anche lo spegnimento degli incendi in conformità al D.M. 18 settembre 2002, infatti sono previsti, a tal scopo, in ogni piano dei vari corpi di fabbrica, idranti antincendio UNI 45 posizionati in modo tale da poter raggiungere, con la tubazione flessibile, ogni zona del piano così protetto.

La rete di idranti antincendio è costituita da un anello di base e varie montanti a servizio degli idranti nei piani in elevazione a cui è collegato un attacco UNI 70 con valvola di ritegno per attacco motopompa del VV.F.. Inoltre sono previsti degli estintori che per classe e per numero risultano essere conformi al sopra citato D.M..

A servizio dell'impianto antincendio idrico è presente una riserva idrica costituita da una vasca in c.a. interrata ed un gruppo di pressurizzazione conforme alla norma UNI EN 12845 costituito da elettropompa, motopompa e pompa pilota di opportune portate e prevalenze.

La vasca antincendio è stata dimensionata in modo tale da garantire una portata per ciascun idrante non minore di 120 l/min ad una pressione residua di almeno 2 bar, considerando simultaneamente operativi non meno di 3 idranti nella posizione idraulicamente più sfavorevole. In presenza di più colonne montanti, l'impianto deve avere caratteristiche tali da garantire

per ogni montante le condizioni idrauliche di contemporaneità sopra indicate ed assicurare, per tali condizioni, il funzionamento contemporaneo di almeno due colonne montanti.

1.3.3 – L’Impianto da adottare e l’obiettivo che si intende conseguire

Da una preliminare Analisi Energetica del complesso ospedaliero, come in precedenza indicato, si è dedotto che i consumi complessivi di energia primaria dell’Ente (energia elettrica e gas) ammontano a circa 5.825.000 kWh/anno (di cui 3.136.166 kWh/anno per consumi di energia elettrica e 2.688.834 kWh/anno per consumi di gas naturale). Questi valori rapportati alla superficie totale degli edifici dell’Ospedale, determinano un fabbisogno di energia primaria per unità di superficie di 305 kWh/m²anno, valore quest’ultimo che evidenzia gli elevati consumi energetici dell’Ente.

Orbene non potendosi effettuare una ristrutturazione degli edifici di cui è costituito l’Ospedale, trattandosi di intervento molto impegnativo e costoso, in quanto andrebbero demoliti e ricostruiti tutti gli edifici che compongono l’Ospedale, si ritiene di poter conseguire comunque l’obiettivo di una significativa riduzione dei costi energetici di gestione installando come già detto, un impianto di trigenerazione costituito da un motore primo termico a gas naturale di potenzialità di circa 300 kW, un recuperatore di calore, un assorbitore a bromuro di litio, una pompa di calore acqua/acqua collegata ad un campo di sonde geotermiche. Detta soluzione come si vedrà nel seguito permetterà di ottenere a parità di consumi energetici una significativa riduzione dei costi energetici.

Per procedere al dimensionamento dell’impianto si debbono valutare le potenze termiche in uscita nella stagione invernale ed in ingresso nella stagione estiva e la potenza necessaria per il trattamento dell’aria esterna di ricambio; in sostanza si debbono valutare i carichi termici dei vari ambienti nelle stagioni estiva ed invernale. La metodologia di questo calcolo non verrà presentata, ma i calcoli dei carichi termici saranno effettuati tramite l’utilizzo di un programma di simulazione dinamica all’interno del quale verranno inseriti tutti i parametri caratteristici delle dispersioni termiche degli ambienti desunti da indagini locali e dalla normativa vigente

Nel caso attuale l’oggetto del presente studio è quello di valutare il risparmio che si consegue prevedendo, per le esigenze energetiche del complesso ospedaliero, l’installazione di un impianto di co – trigenerazione, in sostituzione degli impianti di tipo tradizionale attualmente presenti in loco che sono caratterizzati da caldaie a gas metano per le esigenze del riscaldamento degli ambienti e per la produzione di acqua calda sanitaria, e da macchine per la climatizzazione estiva nonché da tutti gli impianti necessari al funzionamento del complesso ospe-

daliero (esigenze di tipo illuminotecnico) che utilizzano energia elettrica fornita dalla rete ENEL.

Capitolo 2. LA COGENERAZIONE

2.1 Premessa

Come detto in precedenza, ci si propone di dimostrare quanto sia significativo il risparmio energetico prevedendo di installare per le esigenze energetiche del complesso ospedaliero, un impianto di trigenerazione. Poiché detto tipo di impianto discende dal più noto impianto cogenerativo, si ritiene necessario preliminarmente richiamare il significato di detto sistema impiantistico e la normativa che regola tale applicazione.

La prima definizione normativa del concetto di cogenerazione è stata introdotta dal decreto legislativo n. 79/99 nel quale si istituì l'Autorità per l'Energia Elettrica e il Gas (AEEG), il cui compito fu quello di definire, ai sensi dell'articolo 2, comma 8 del suddetto decreto, le condizioni alle quali la produzione combinata di energia elettrica e calore venga riconosciuta come cogenerazione, e come tali condizioni devono garantire un significativo risparmio di energia rispetto alle produzioni separate.

Sono stati a tale scopo definiti più indicatori che consentono:

- a) di valutare il risparmio effettivo di energia primaria di un impianto di cogenerazione rispetto alle produzioni separate;
- b) di garantire l'effettiva natura cogenerativa delle modalità di utilizzo dell'impianto, evitando che, pur in presenza di una produzione combinata di energia elettrica e calore utile, si abbiano soluzioni eccessivamente sbilanciate nella produzione di energia elettrica.

Tali indicatori devono inoltre:

- c) risultare applicabili alle diverse configurazioni impiantistiche presenti in questo segmento della generazione, caratterizzate da differenze significative nelle prestazioni tra impianti di piccola e di grande taglia, tra impianti esistenti e nuovi, tra impianti con utilizzazioni stagionali e impianti inseriti in processi continui o quasi;
- d) essere riferiti a dati di consuntivo misurabili, su base annuale, con sistemi di contabilizzazione certificati, e con possibilità di controlli, nella consapevolezza delle difficoltà che si incontrano nella misura del calore e nell'accertamento del suo effettivo utilizzo "utile";
- e) considerare l'evoluzione tecnologica, con meccanismi di aggiornamento periodici per gli impianti non ancora entrati in esercizio.

2.2 Analisi energetica

Un primo indicatore utilizzato per condurre un'analisi energetica, è il Coefficiente di Utilizzazione del Combustibile (C.U.C.) definito come segue:

$$C.U.C. = \frac{E_{el} + E_{th}}{m_{fuel} \times PCI_{fuel,in}} \quad (2.1)$$

Detto coefficiente è dato dal rapporto fra gli effetti utili (somma di energia elettrica netta e calore) e l'energia primaria introdotta nel sistema, dove:

E_{el} → Energia elettrica resa all'utenza;

E_{th} → Energia termica resa all'utenza;

m_{fuel} → Massa di combustibile immessa nell'impianto;

PCI_{fuel} → Potere Calorifico Inferiore del combustibile.

A titolo di esempio, si possono mettere a confronto flussi energetici e valori del C.U.C. relativi ad un sistema tradizionale, con produzione separata di 150 kWh di energia elettrica e 170 kWh di energia termica e le analoghe quantità energetiche prodotte da un sistema cogenerativo.

Ipotizzando per il sistema tradizionale un rendimento elettrico pari al 40% (corrispondente al rendimento elettrico minimo assicurato dalle centrali ENEL) e un rendimento termico pari al 90% (valore del rendimento termico attuale delle caldaie di tipo industriale), i grafici seguenti mettono in evidenza un risparmio, in termini di maggior coefficiente di uso del combustibile, derivante dall'adozione della cogenerazione, pari a circa il 30%.

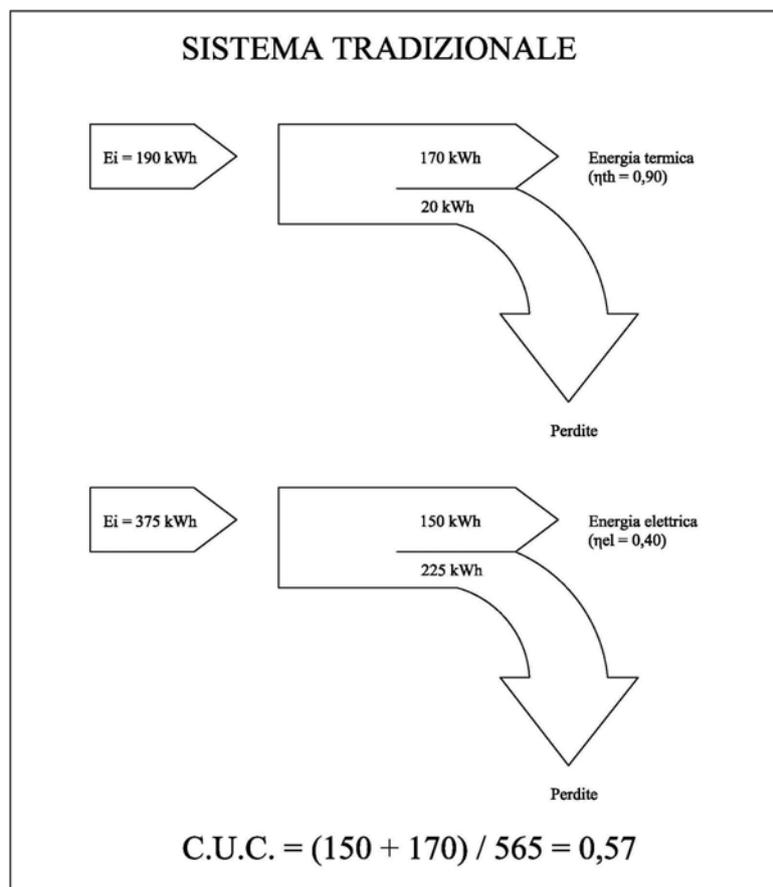


Figura 2.1

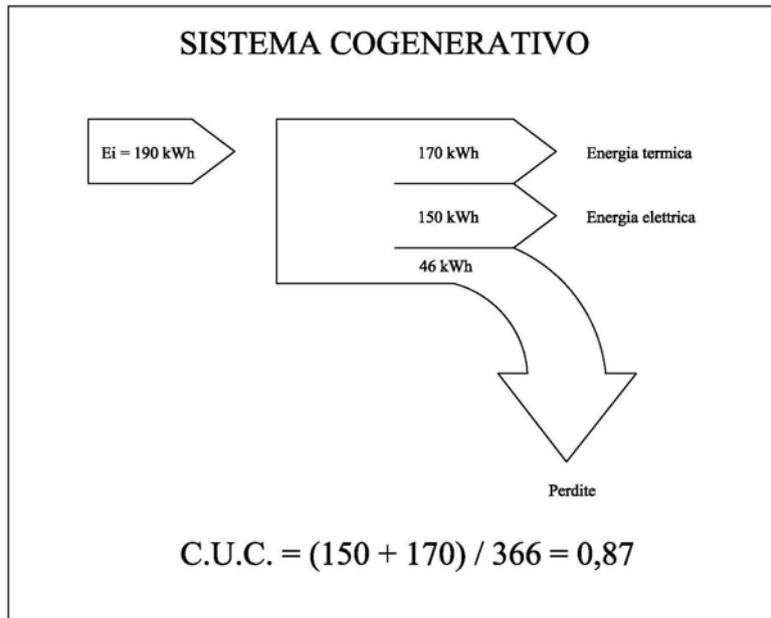


Figura 2.2

Per effettuare un'analisi energetica sono stati utilizzati anche altri indici, tra i quali:

Il rendimento elettrico netto:

$$\eta_{el} = \frac{E_{el}}{m_f \times PCI_{fuel,in}} \quad (2.2)$$

definito come rapporto fra l'energia elettrica netta prodotta e l'energia termica introdotta nel sistema con il combustibile, valutata con riferimento al potere calorifico inferiore (PCI).

Il rendimento termico netto:

$$\eta_{th} = \frac{E_{th}}{m_f \times PCI_{fuel,in}} \quad (2.3)$$

definito come rapporto fra l'energia termica netta prodotta e l'energia termica introdotta nel sistema con il combustibile.

Il rendimento elettrico equivalente:

$$\eta_{el} = \frac{E_{el}}{m_f \times PCI_{fuel,in} - \frac{E_{th}}{\eta_{th,rif}}} \quad (2.4)$$

definito come rapporto fra l'energia elettrica netta prodotta e l'energia termica introdotta nel sistema con il combustibile, diminuito dell'energia termica del combustibile attribuibile alla generazione di calore, calcolata rispetto a un rendimento termico di confronto.

Il Rapporto di Energia Primaria P.E.R. (Primary Energy Ratio):

$$P.E.R. = \frac{\frac{E_{el}}{\eta_{el,rif}} + \frac{E_{th}}{\eta_{th,rif}}}{m_f \times PCI_{fuel,in}} \quad (2.5)$$

definito come rapporto, a parità di energia elettrica netta e di energia termica utile generata, fra l'energia primaria che utilizzerebbe un sistema di riferimento basato su una metodologia "convenzionale" non cogenerativa e quella utilizzata dal sistema cogenerativo.

2.3 La Normativa Europea

Viene brevemente analizzata la normativa europea ed i relativi decreti nazionali per consentire di effettuare un inquadramento della problematica partendo dall'analisi dei primi provvedimenti della Commissione Europea volti all'incentivazione dello sfruttamento di tali tecnologie sino ai più recenti provvedimenti normativi nazionali emanati nell'ultimo anno.

2.3.1 - I primi provvedimenti della Commissione Europea

Con l'emanazione della risoluzione del Consiglio dei ministri dell'Unione europea "Strategia comunitaria per promuovere la produzione combinata di calore e elettricità" del 18 dicembre 1997 furono riconosciuti i benefici della cogenerazione per la Comunità e si invitarono gli Stati membri a promuovere questa tecnologia stimolando il mercato ed eliminando gli ostacoli alla valorizzazione del risparmio energetico anche in relazione ai processi di liberalizzazione dei mercati elettrici. Con tale risoluzione venne accolta una precedente comunicazione della Commissione europea del 15 ottobre 1997, COM(97)514, per la definizione di una strategia comunitaria volta a promuovere la produzione combinata ed eliminare le barriere al suo sviluppo. Nelle conclusioni della risoluzione si ipotizzò il raddoppio, entro il 2010, della quota di elettricità prodotta in cogenerazione a livello comunitario nel 1995, passando dal 9% al 18%, attraverso la promozione delle sue applicazioni sia in ambito industriale che civile.

Tali obiettivi furono assunti in connessione con gli impegni del Protocollo di Kyoto, sulla base del quale l'Italia si impegnò a ridurre le proprie emissioni di gas serra al 2010, media del periodo 2008-2012, al 93,5% delle emissioni verificatesi nel 1990. Ciò ha comportato l'obbligo del raggiungimento di una riduzione effettiva in valore assoluto di circa 110 Mt/anno, rispetto al valore tendenziale, ossia poco meno del 20% del valore tendenziale stesso. Questo impegno ha richiesto un

concorso eccezionale e coerente di azioni in diversi settori, tra cui quelli come la cogenerazione che presentano una elevata certezza ed efficacia di risultati ambientali.

Nell'aprile del 2000 la Commissione europea ha adottato il "Piano di azione per la promozione dell'efficienza energetica nella Comunità europea", COM(2000)247, che prevede espressamente la promozione della cogenerazione tra le misure individuate per favorire l'efficienza energetica nei settori industriali e civili. Nel Piano di azione sono stati richiamati gli obiettivi di raddoppio, entro il 2010, della produzione di energia elettrica da impianti cogenerativi rispetto ai livelli del 1995 fissati dalla comunicazione della Commissione COM(97)514 sopra richiamata, con l'obiettivo della riduzione delle emissioni di anidride carbonica al 2010 stimata in oltre 65 Mt/anno. Fu altresì sottolineata la necessità di definire politiche e misure per ridurre le barriere tecniche e i costi di connessione alla rete elettrica.

2.3.2 - Provvedimento CIP n. 6/92

In Italia per ottemperare ai provvedimenti della Commissione Europea, sono stati introdotti provvedimenti atti a promuovere la creazione di impianti alimentati da fonti rinnovabili. Il primo provvedimento fu il cosiddetto Cip 6 introdotto dal Comitato Interministeriale Prezzi nel 1992 con il quale furono stabiliti i prezzi incentivanti dell'energia elettrica prodotta da tali impianti.

Tale provvedimento introdusse per la prima volta un indice detto "Indice energetico (Ien)" mediante il quale veniva valutata l'efficienza energetica complessiva del sistema e, in particolare, l'assimilabilità della cogenerazione a fonte rinnovabile.

Tale indice era espresso mediante la seguente relazione:

$$Ien = \frac{\eta_e}{0,51} + \frac{\eta_t}{0,90} - 0,49 \quad (2.6)$$

dove con η_e ed η_t sono espressi rispettivamente il rendimento elettrico e termico medi del gruppo cogenerativo, ovvero rispettivamente, il rapporto tra l'energia elettrica netta ed il consumo di energia primaria ed il rapporto tra energia termica recuperata ed effettivamente utilizzata ed il consumo di energia primaria.

Secondo il Cip n. 6/92 si poteva assimilare la cogenerazione a fonte rinnovabile se il valore dell'Indice energetico risultava

$$\frac{\eta_e}{0,51} + \frac{\eta_t}{0,90} \geq 1 \quad (2.7)$$

2.3.3 Le condizioni previste dalla delibera AEEG 42/02 e successivi aggiornamenti

La produzione combinata di energia elettrica e calore che rispetta le condizioni previste dalla delibera 42/02 viene definita “*Cogenerazione ad Alto Rendimento*”, sulla base di quanto riportato nell’art. 3 del decreto legislativo n. 20 del 8 febbraio 2007.

Tale decreto introduce anche il concetto di “*Garanzia di origine*” (*GOc*) dell’elettricità prodotta da cogenerazione ad alto rendimento: si tratta di un documento, rilasciato su richiesta del produttore dal GSE attraverso un’apposita procedura, per produzioni annue superiori a 25 MWhe, che accompagna l’energia elettrica prodotta da un sistema cogenerativo ad alto rendimento. La *GOc* attesta: l’ubicazione dell’impianto, la tecnologia, il combustibile e il suo PCI, la quantità di combustibile utilizzata e l’elettricità da cogenerazione prodotta mensilmente, l’uso del calore cogenerato e il risparmio di energia primaria (*Primary Energy Saving - PES*).

La delibera 42/02 impone ad un impianto cogenerativo di produrre almeno una quantità minima di calore e di conseguire un risparmio di energia primaria; tali condizioni vengono espresse attraverso il limite termico (*LT*) e l’indice di risparmio energetico (*IRE*):

- $LT > LT_{min}$
- $IRE > IRE_{min}$

Il limite termico è definito come:

dove:

$$LT = \frac{E_t}{E_e + E_t} \geq 0,33$$

E_e = energia elettrica al netto degli ausiliari prodotta nell’anno solare dall’impianto cogenerativo;
 E_t = energia termica utile prodotta nell’anno solare, utilmente utilizzata a scopi civili o industriali.

e rappresenta la quota parte di produzione termica dell’impianto cogenerativo, rispetto alla produzione totale: un *LT* pari a 0,10 sta a significare che il 10% della produzione totale dell’impianto cogenerativo è dovuta al calore.

L'IRE è invece definito come:

$$IRE = 1 - \frac{E_c}{\frac{E_e}{\eta_{e,rif} \cdot p} + \frac{E_t}{\eta_{t,rif}}} = 1 - \frac{1}{\frac{\eta_e}{\eta_{e,rif}} + \frac{\eta_t}{\eta_{t,rif}}}$$

dove:

E_c = energia del combustibile utilizzato, valutata nel corso dell'anno solare, con riferimento al potere calorifico inferiore;

η_e = rendimento elettrico netto di riferimento della produzione elettrica separata;

$\eta_{e,rif}$ = rendimento elettrico di riferimento nella produzione termoelettrica convenzionale;

η_t = rendimento termico di riferimento della produzione termica separata;

$\eta_{t,rif}$ = rendimento termico di riferimento per la produzione termica convenzionale;

p = coefficiente che tiene conto delle perdite di trasporto e trasformazione dell'energia elettrica.

e rappresenta, di fatto, il risparmio di combustibile che l'impianto cogenerativo è in grado di conseguire rispetto alla produzione separata di energia elettrica e termica: un IRE pari a 0,10 sta a significare che l'utilizzo della cogenerazione permette un risparmio di combustibile pari al 10%.

I valori limite dell'IRE e del LT, così come i rendimenti elettrici e termici di riferimento, vengono definiti dalla stessa delibera 42/02, aggiornata sulla base di quanto riportato nelle delibere 296/05 e 307/07 che definiscono i parametri di riferimento in vigore fino al 31 dicembre 2009.

In particolare, come risulta dalle figure e dalle tabelle sotto riportate, tali valori sono espressi in funzione della taglia dell'impianto, del tipo di combustibile utilizzato, e, nel caso dell'energia termica, anche in funzione dell'impiego civile o industriale del calore.

	< 10 MWe	tra i 10 e i 25 MWe	> 25 MWe
impianti a gas, gpl, gasolio	0,33	0,22	0,15
tutti gli altri impianti	0,15		

Tabella 2.3.3.1 - Valori limite del LT

	Impianti nuova costruzione	Impianti esistenti	Rifacimenti
IRE <i>min</i>	0,10	0,05	0,08

Tabella 2.3.3.2 - Valori limite del IRE

	uso civile	uso industriale
η_{ts}	0,80	0,90

Tabella 2.3.3.3 – Rendimento termico di riferimento

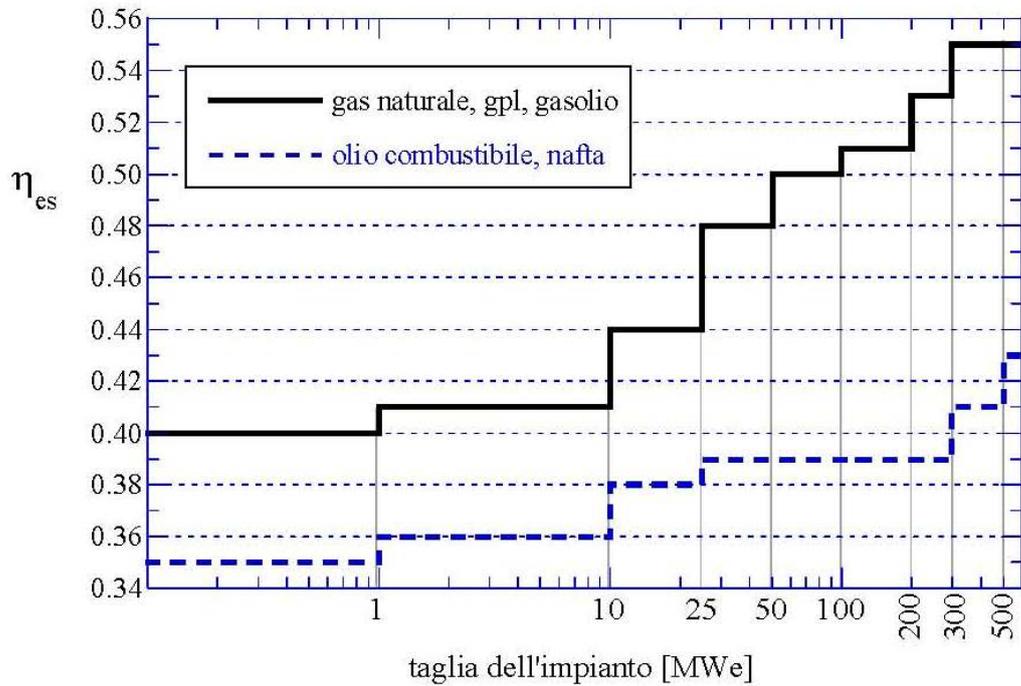


Figura 2.3.3.1 - Rendimenti elettrici di riferimento secondo la delibera 42/02
(il caso del gas naturale, gpl, gasolio, olio combustibile e nafta)

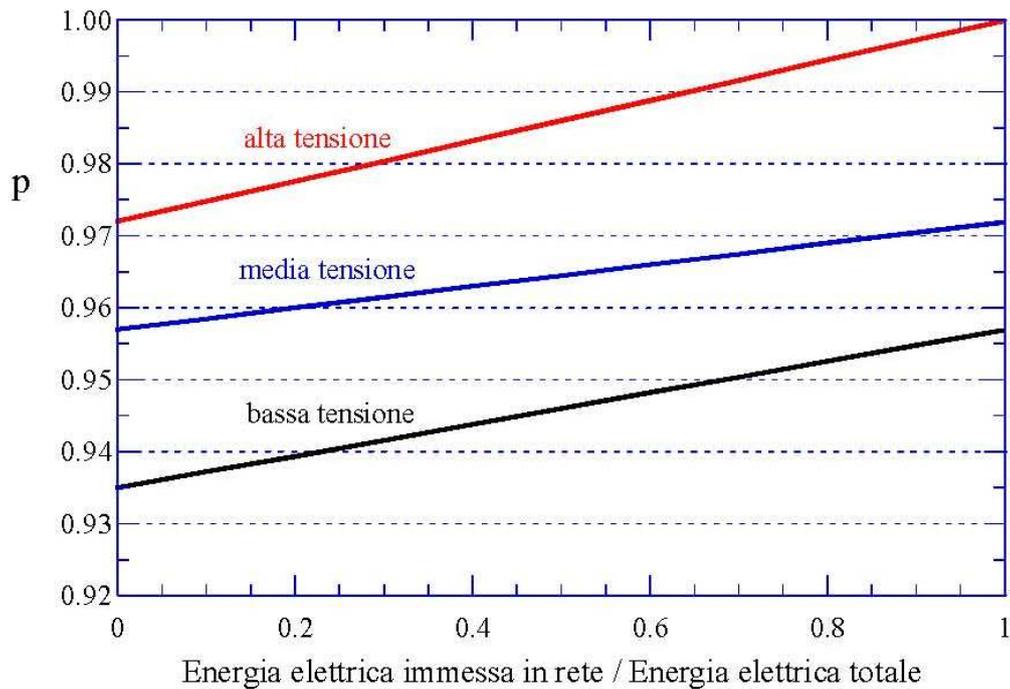


Figura 2.3.3.2 - Coefficiente p secondo la delibera 42/02

La figura 2.3.3.3 che segue permette di individuare, nel caso specifico di impianti di nuova costruzione di taglia inferiore a 1 MW_e, le prestazioni energetiche con cui l'impianto cogenerativo deve lavorare per ottenere la qualifica di cogenerazione ad alto rendimento.

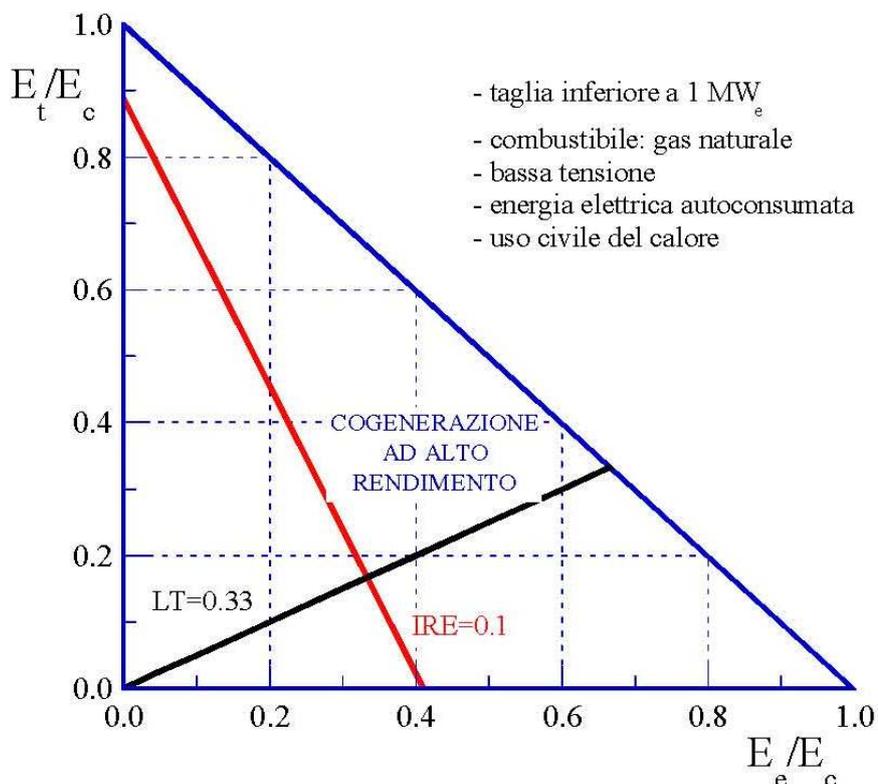


Figura 2.3.3.3

2.3.4 - La Direttiva Europea n. 2004/8/CE – 11 febbraio 2004

La direttiva Europea n. 2004/8/CE dell'11 febbraio 2004 ha quale scopo fondante quello di accrescere l'efficienza energetica e migliorare la sicurezza dell'approvvigionamento creando un quadro per la promozione e lo sviluppo della cogenerazione ad alto rendimento di calore ed energia, basata sulla domanda di calore utile e sul risparmio di energia primaria, nel mercato interno, tenendo conto delle specifiche situazioni nazionali, in particolare riguardo alle condizioni climatiche e alle condizioni economiche.

Tale direttiva risulta basata sul concetto di "Calore utile" che viene definito come "il calore prodotto in un processo di cogenerazione per soddisfare una domanda economicamente giustificabile di calore o di raffreddamento" e cioè "una domanda non superiore al fabbisogno e che sarebbe altrimenti soddisfatta a condizioni di mercato mediante processi di generazione di energia diversi dalla cogenerazione".

La direttiva è stata emanata anche per armonizzare, a livello europeo, la definizione e la qualificazione dei prodotti della cogenerazione. Nella presente direttiva la cogenerazione ad alto rendimento è definita in base al risparmio energetico offerto dalla produzione combinata rispetto alla produzione separata di calore e di elettricità. È stato introdotto un nuovo parametro il “PES”, che sostituisce l’indice IRE, definito come il “risparmio di energia primaria” conseguente all’utilizzo di un impianto di cogenerazione ad alto rendimento. In condizioni normali di funzionamento, tale indice può essere espresso in funzione dei rendimenti elettrici e termici dell’impianto mediante la seguente relazione:

$$PES = \frac{\Delta E_c}{\frac{E_t}{\eta_{t,rif}} + \frac{E_e}{\eta_{e,rif}}} = \left(1 - \frac{1}{\frac{E_t}{\eta_{t,rif} E_c} + \frac{E_e}{\eta_{e,rif} E_c}} \right) \quad (2.8)$$

dove:

- E_c è l’energia primaria immessa sotto forma di combustibili commerciali;
- E_t è l’energia termica prodotta mediante cogenerazione;
- $\eta_{t,rif}$ è il rendimento termico di riferimento relativo ad un generatore convenzionale;
- E_e è l’energia elettrica prodotta mediante cogenerazione;
- $\eta_{e,rif}$ è il rendimento elettrico di riferimento relativo ad un ciclo diretto convenzionale;

Ai fini della presente direttiva, la cogenerazione ad alto rendimento deve rispondere ai seguenti criteri:

1. la produzione mediante cogenerazione delle unità di cogenerazione fornisce un risparmio di energia primaria pari almeno al 10% rispetto ai valori di riferimento per la produzione separata di elettricità e di calore, quindi si deve riscontrare che $PES > 10\%$;
2. la produzione mediante unità di piccola cogenerazione e di micro-cogenerazione che forniscono un risparmio di energia primaria può essere definita cogenerazione ad alto rendimento (quindi basta verificare che $PES > 0$).

2.3.5 - Il Decreto Ministeriale 4 agosto 2011

Il Decreto Ministeriale del 4 agosto 2001 emanato dal Ministero dello Sviluppo Economico di concerto con il Ministero dell’Ambiente e della Tutela, entrato in vigore il 19 settembre 2011 ripropone i concetti di cogenerazione ad alto rendimento CAR, fornendo inoltre i parametri

necessari al calcolo del “risparmio di energia primaria” PES ossia i rendimenti termico ed elettrico della produzione mediante cogenerazione e gli analoghi di riferimento per la produzione separata di calore ed elettricità.

2.3.6 I benefici per la “cogenerazione ad alto rendimento”

2.3.6.1 Il D.Lgs. n. 79/1999 e s.m.i.

L’attuale quadro legislativo italiano, in materia di cogenerazione, prende forma dai decreti legislativi di liberalizzazione del settore elettrico e del gas (decreto legislativo n. 79 del 16 marzo 1999, decreto legislativo n. 164 del 23 maggio 2000).

Tali decreti prevedono una serie di benefici per gli impianti cogenerativi che rispettano, in termini di produzione termica e risparmio di combustibile, le condizioni definite dall’Autorità per l’Energia Elettrica e il Gas con le delibere n. 42/02 del 19 marzo 2002, n. 296/05 del 29 dicembre 2005, n. 307/07 del 6 dicembre 2007 e, infine, con la delibera n. ARG/ELT 145/08 del 2 ottobre 2008.

L’articolo 2, comma 8, del decreto legislativo n. 79/99, prevede che l’Autorità definisca le condizioni alle quali la produzione combinata di energia elettrica e calore è riconosciuta come cogenerazione, e che tali condizioni debbano garantire un significativo risparmio di energia rispetto alle produzioni separate. In tal modo il legislatore ha inteso individuare il segmento della cogenerazione secondo un criterio teso a privilegiare i benefici, in termini di risparmio energetico e di impatto ambientale, per la collettività rispetto ad altri possibili criteri tecnici. Tale definizione assume specifica rilevanza in relazione al particolare ruolo riconosciuto alla cogenerazione dal decreto legislativo n. 79/99.

L’articolo 4, comma 2, del decreto legislativo n. 79/99 prevede che entro sei mesi dalla data di entrata in vigore del decreto, il Ministro dell’industria, sentiti il Ministro del commercio con l’estero e l’Autorità, adotta gli indirizzi ai quali si attiene l’acquirente unico al fine di salvaguardare la sicurezza e l’economicità degli approvvigionamenti per i clienti vincolati nonché di garantire la diversificazione delle fonti energetiche, anche con l’utilizzazione delle energie rinnovabili e dell’energia prodotta mediante cogenerazione.

L’articolo 11, comma 4, del decreto legislativo n. 79/99 prevede che il gestore della rete di trasmissione nazionale assicuri la precedenza all’energia elettrica prodotta da impianti che utilizzino, nell’ordine, fonti energetiche rinnovabili, sistemi di cogenerazione, sulla base di specifici criteri definiti dall’Autorità, e fonti nazionali di energia combustibile primaria, queste ultime per

una quota massima annuale non superiore al quindici per cento di tutta l'energia primaria necessaria per generare l'energia elettrica consumata.

Di seguito sono quindi elencati i principali benefici previsti per la cogenerazione ad alto rendimento:

1. priorità di dispacciamento dell'energia elettrica prodotta da cogenerazione rispetto a quella prodotta da fonti convenzionali (art. 11, comma 4, del Decreto Legislativo 16 marzo 1999, n. 79). Tale obbligo di utilizzazione prioritaria costituisce una forma potenzialmente importante di valorizzazione della cogenerazione, perché consente di estendere i benefici ad essa connessi, in termini di risparmio energetico e di minore impatto ambientale, dal singolo autoproduttore ad una scala più ampia resa possibile dall'accesso alla rete nazionale.
2. accesso alla disciplina dello scambio sul posto dell'energia elettrica prodotta (per taglie fino a 200 kW elettrici), secondo le regole previste dalla deliberazione n. ARG/ELT 74/08 del 3 giugno 2008 dell'Autorità per l'energia elettrica ed il gas. Il meccanismo permette di scambiare energia con la rete, immettendo la produzione in eccesso e prelevando quando i consumi superano la produzione. La compensazione tra l'energia immessa e quella prelevata è di tipo economico, basato sul valore dell'energia al momento dell'immissione o prelievo dalla rete. Le eventuali eccedenze possono essere portate a credito per gli anni successivi o se si opta per la vendita, riconosciute come ricavo;
3. possibilità di ottenere l'emissione di titoli di efficienza energetica (Certificati Bianchi) istituiti con i Decreti 20 luglio 2004 del Ministero delle Attività Produttive, di concerto con il Ministro dell'Ambiente e della Tutela del Territorio;
4. esenzione dall'obbligo di immettere una quota di energia elettrica prodotta da fonti rinnovabili (o dall'obbligo di acquisto dei relativi certificati verdi) cui sono soggetti i produttori e gli importatori di energia elettrica da fonti non rinnovabili con produzioni o importazioni annue eccedenti i 100 GWh (art. 11, commi 1, 2 e 3 del Decreto Legislativo 16 marzo 1999, n. 79);
5. la possibilità di applicare condizioni tecnico-economiche semplificate per la connessione, come definite dall'Autorità con la Deliberazione n. ARG/elt 99/08.
6. possibilità di richiedere la garanzia di origine dell'elettricità prodotta da impianti di Cogenerazione ad Alto Rendimento (GOc) per produzioni superiori ai 25 MWh/anno.

Se la potenza nominale è al di sotto di 10 MVA, come qualsiasi impianto di generazione elettrica, può accedere al meccanismo del "ritiro dedicato" secondo la delibera AEEG 280/07 del 6 novembre 2007 e s.m.i., che permette di cedere alla rete elettrica tutta l'energia prodotta o parte di questa, valorizzandola al prezzo zonale orario espresso dalla borsa elettrica.

A tali benefici è da aggiungere, nel caso in cui vengano utilizzati combustibili rinnovabili, la possibilità di ottenere e vendere i certificati verdi (CV): agli impianti entrati in esercizio dal 1 gennaio 2008 vengono riconosciuti CV per i primi 15 anni di esercizio.

2.3.6.2 Il D.Lgs. n. 20/2007

Il Decreto Legislativo 8 febbraio 2007, n. 20 ha introdotto nuove disposizioni tese a favorire lo sviluppo della cogenerazione, tra cui:

1. la possibilità di accesso ai certificati bianchi per tutti gli impianti di cogenerazione ad alto rendimento e l'estensione graduale del diritto d'accesso ai medesimi certificati anche a soggetti diversi da quelli attualmente titolati, secondo criteri stabiliti tramite futuro decreto ministeriale, prevedendo inoltre che si equipari al risparmio di gas naturale il risparmio di forme di energia diverse dall'energia elettrica e dal gas naturale (articolo 6, commi 1, 2, 3, 4 e 5);
2. il considerare le particolari condizioni di esercizio delle unità di cogenerazione ad alto rendimento, da parte dell'Autorità, nella definizione delle tariffe connesse ai costi di trasmissione e di distribuzione e nella definizione delle condizioni di acquisto dell'energia elettrica di riserva o di integrazione (articolo 7, comma 4).

2.3.6.3 - I certificati bianchi

I Decreti Ministeriali del 20 luglio 2004 e loro successive modifiche e integrazioni prevedono la promozione del risparmio energetico attraverso i certificati bianchi, che attestano interventi di miglioramento dell'efficienza energetica presso gli utenti finali.

E' un meccanismo di "cap and trade", in cui viene stabilito un obbligo (cap) cui si può adempiere direttamente o acquisendo certificati che ne dimostrino il raggiungimento.

Lo schema si fonda, come per i certificati verdi, su un obbligo imposto ad un numero limitato di oggetti - in questo caso le aziende distributrici di energia elettrica e gas naturale con più di 50.000 clienti finali - di rispettare degli obiettivi di riduzione dei consumi energetici. I "certificati bianchi", chiamati anche "Titoli di Efficienza Energetica" (TEE), attestano il conseguimento di tali risparmi attraverso l'applicazione di tecnologie e sistemi efficienti. I certificati vengono emessi dal Gestore del Mercato Elettrico (GME) a favore dei distributori, delle società controllate dai distributori medesimi, di società operanti nel settore dei servizi energetici (ESCO) o di società ed enti che abbiano espletato l'obbligo di nomina dell'energy manager (come previsto dall'art. 19 della Legge

10/91), sulla base delle certificazioni dei risparmi conseguiti, effettuate dall'Autorità; un certificato equivale al risparmio di 1 tonnellata equivalente di petrolio (TEP). È l'Autorità che definisce le regole tecniche ed economiche per l'attuazione del meccanismo e ripartisce annualmente gli obiettivi nazionali tra i distributori di energia elettrica e gas naturale secondo i criteri definiti dai decreti. Per dimostrare di aver raggiunto gli obblighi di risparmio, i distributori devono consegnare annualmente all'Autorità un numero di titoli equivalente all'obiettivo obbligatorio.

La compravendita di titoli avviene o attraverso contratti bilaterali o tramite il mercato dei titoli di efficienza energetica, organizzato e gestito dal GME, mentre l'Autorità determina ogni anno l'entità del contributo da erogare ai distributori per il conseguimento dei loro obblighi. Il contributo è finanziato attraverso un piccolo prelievo dalle tariffe di distribuzione dell'energia elettrica e del gas, stabilito sempre dall'AEEG, in modo da garantire che l'aggravio complessivo sulla bolletta energetica dei consumatori sia sempre considerevolmente inferiore al beneficio economico complessivo derivante dall'attuazione del meccanismo: il contributo, dunque, partecipa alla realizzazione degli interventi presso i consumatori finali riducendone il costo.

2.3.6.4 I certificati verdi

Il meccanismo dei certificati verdi (CV) promuove la produzione di energia da fonte rinnovabile, imponendo un obbligo in capo ai soggetti che immettono energia elettrica in rete. Tale obbligo può essere assolto direttamente dal soggetto o attraverso certificati che attestano la produzione di una certa quantità di energia elettrica da fonte rinnovabile. I certificati verdi allo stato attuale certificano la produzione di energia elettrica da fonti rinnovabili, quali, il vento, le risorse idriche, le risorse geotermiche, le maree, il moto ondoso, le biomasse di origine vegetale e animale o la frazione biodegradabile-biogenica dei rifiuti.

Il Decreto Bersani (e successive modifiche e integrazioni) ha introdotto l'obbligo, per gli operatori che immettono in rete più di 100 GWhe/anno, che almeno il 2% dell'elettricità provenga da impianti a fonti rinnovabili entrati in esercizio in data successiva al 1/4/99; non è tuttavia soggetta all'obbligo l'energia elettrica prodotta dagli impianti cogenerativi ad alto rendimento. L'obbligo è stato incrementato negli anni: dello 0,35% annuo dal 2004 al 2006 e dello 0,75% annuo dal 2007 al 2012. Requisito necessario al rilascio di CV è la qualifica degli impianti alimentati da fonti rinnovabili (IAFR) rilasciata dal GSE su richiesta del produttore; successivamente sempre su richiesta del produttore, viene riconosciuta dal GSE una quota di certificati verdi proporzionale all'energia da fonte rinnovabile prodotta nell'anno precedente o alla quantità attesa di produzione nell'anno in corso o nell'anno successivo.

Dal 2008 il prezzo di riferimento dei Certificati è pari alla differenza tra 180 €/MWh e il prezzo medio annuo di cessione dell'energia elettrica nell'anno precedente. Tale valore può essere aggiornato ogni 3 anni con decreto ministeriale.

La compravendita dei CV avviene in un mercato elettronico gestito dal GME o attraverso contrattazioni bilaterali dei quali devono comunque essere registrate quantità e prezzi.

2.3.6.5 La fiscalità della cogenerazione

La convenienza economica di un impianto di cogenerazione è dovuta non solo alla possibile maggior efficienza energetica rispetto alla generazione separata e ai costi (dispacciamento, trasmissione, distribuzione, oneri, etc.) che non devono essere sostenuti in caso di autoconsumo in loco dell'energia elettrica prodotta, ma anche alla diversa fiscalità che viene applicata ai combustibili se utilizzati in cogenerazione.

In Italia la fiscalità dei combustibili è molto variabile a seconda dell'utilizzo che viene fatto, prendendo ad esempio il gas naturale, combustibile principe per la cogenerazione, si possono avere le seguenti aliquote:

Uso	imposta di consumo [c€/m ³]	IVA
Civile (0÷480 m ³ /anno)	3,8÷17,1	10%
Civile (oltre 480 m ³ /anno)	12÷18,3	20%
Industriale	0,8÷1,3	10-20%
Generazione elettrica	0,05	10%

Tabella 2.3.6.5.1 - Imposte di consumo e valore aggiunto per diversi "usi" del gas naturale

A tali imposte andrebbero aggiunte anche le addizionali regionali, che tuttavia non gravano sul gas usato per la generazione elettrica.

La cogenerazione coinvolge la generazione elettrica e l'uso termico civile o industriale, a seconda del settore di applicazione. Così l'imposizione è quella della generazione elettrica per un massimo di 0,25 m³ di gas naturale ogni kWh prodotto, che è il consumo specifico degli impianti di produzione di energia elettrica stabilito nel 1998 dalla delibera AEEG 16/98.

L'eventuale ulteriore consumo di gas, che si presenta fino a che il cogeneratore ha un rendimento elettrico inferiore al 42% circa, sarà soggetto all'accisa tipica dell'utilizzatore, civile o industriale. Allo stesso modo il gas naturale soggetto ad accisa di generazione ha IVA al 10% mentre quello civile ha IVA al 20%.

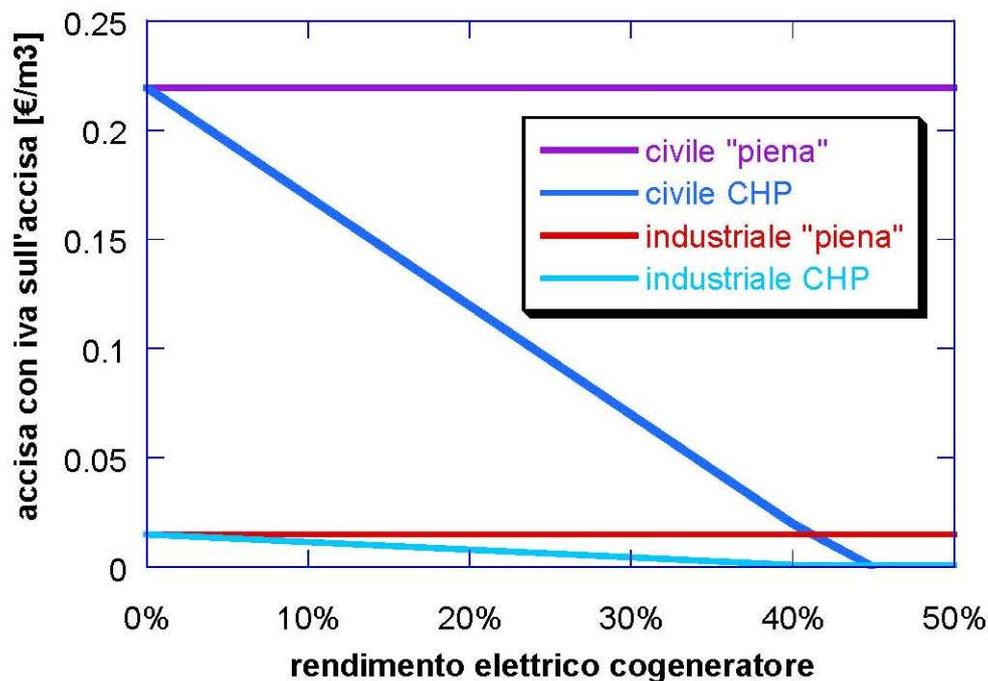


Figura 2.3.6.5.1 - Andamento dell'accisa sul gas naturale (comprensiva di IVA sull'accisa stessa) al variare del rendimento elettrico del cogeneratore e del tipo di utilizzatore

2.3.6.6 - Il Decreto Ministeriale del 5 settembre 2011

Il Decreto Ministeriale del 5 settembre 2001 emanato dal Ministero dello Sviluppo Economico definisce il regime di sostegno per la cogenerazione ad alto rendimento (CAR) che rispettano i vincoli imposti dal DM del 8 agosto 2011, ossia:

1. la produzione mediante cogenerazione delle unità di cogenerazione fornisce un risparmio di energia primaria pari almeno al 10% rispetto ai valori di riferimento per la produzione separata di elettricità e di calore, quindi si deve riscontrare che $PES > 10\%$;
2. la produzione mediante unità di piccola cogenerazione e di micro-cogenerazione che forniscono un risparmio di energia primaria può essere definita cogenerazione ad alto rendimento (quindi basta verificare che $PES > 0$).

L'art. 4 del DM 5 settembre 2011 dispone che le unità cogenerative hanno diritto, per ogni anno in cui soddisfano i requisiti per essere definite CAR, al rilascio di certificati bianchi, in numero commisurato al risparmio di energia primaria nell'anno considerato, calcolato mediante la seguente relazione:

$$RISP = \frac{E_{CHP}}{\eta_{ERIF}} + \frac{H_{CHP}}{\eta_{TRIF}} - F_{CHP} \quad (2.9)$$

dove:

RISP rappresenta il risparmio di energia primaria nell'anno considerato, espresso in MWh;

- E_{CHP} rappresenta l'energia elettrica, espressa in MWh, prodotta in assetto cogenerativo nell'anno considerato;
- H_{CHP} rappresenta l'energia termica utile, espressa in MWh, prodotta in assetto cogenerativo nell'anno considerato;
- $\eta_{\text{E RIF}}$ rappresenta il rendimento medio convenzionale del parco di produzione elettrica italiano, assunto pari a 0,46;
- $\eta_{\text{T RIF}}$ rappresenta il rendimento medio convenzionale del parco di produzione termico italiano, assunto pari a 0,82 nel caso di utilizzo diretto dei gas di scarico e pari a 0,90 nel caso di produzione di vapore/acqua calda;
- F_{CHP} rappresenta l'energia del combustibile, espressa in MWh, che l'unità cogenerativa ha consumato nell'anno considerato per produrre in assetto cogenerativo;

L'operatore la cui unità cogenerativa sia riconosciuta come CAR in un dato anno ha diritto ad un numero di certificati bianchi pari a:

$$CB = (RISP * 0,086) * K \quad (2.10)$$

Dove:

$(RISP * 0,086)$ rappresenta il risparmio di energia primaria espresso in TEP

K è un coefficiente di armonizzazione

2.4 La diffusione della cogenerazione in Europa

La quantità di energia elettrica prodotta in Europa da impianti cogenerativi si è attestata, per l'anno 2006, a circa 370 TWh, ovvero a circa il 11% della produzione elettrica totale.

La Germania si presenta come il paese con la produzione più elevata (figura 2.4.1) con circa 80 TWh, mentre la Danimarca e la Lettonia sono gli unici paesi che coprono, con la cogenerazione, più del 40% della propria produzione elettrica.

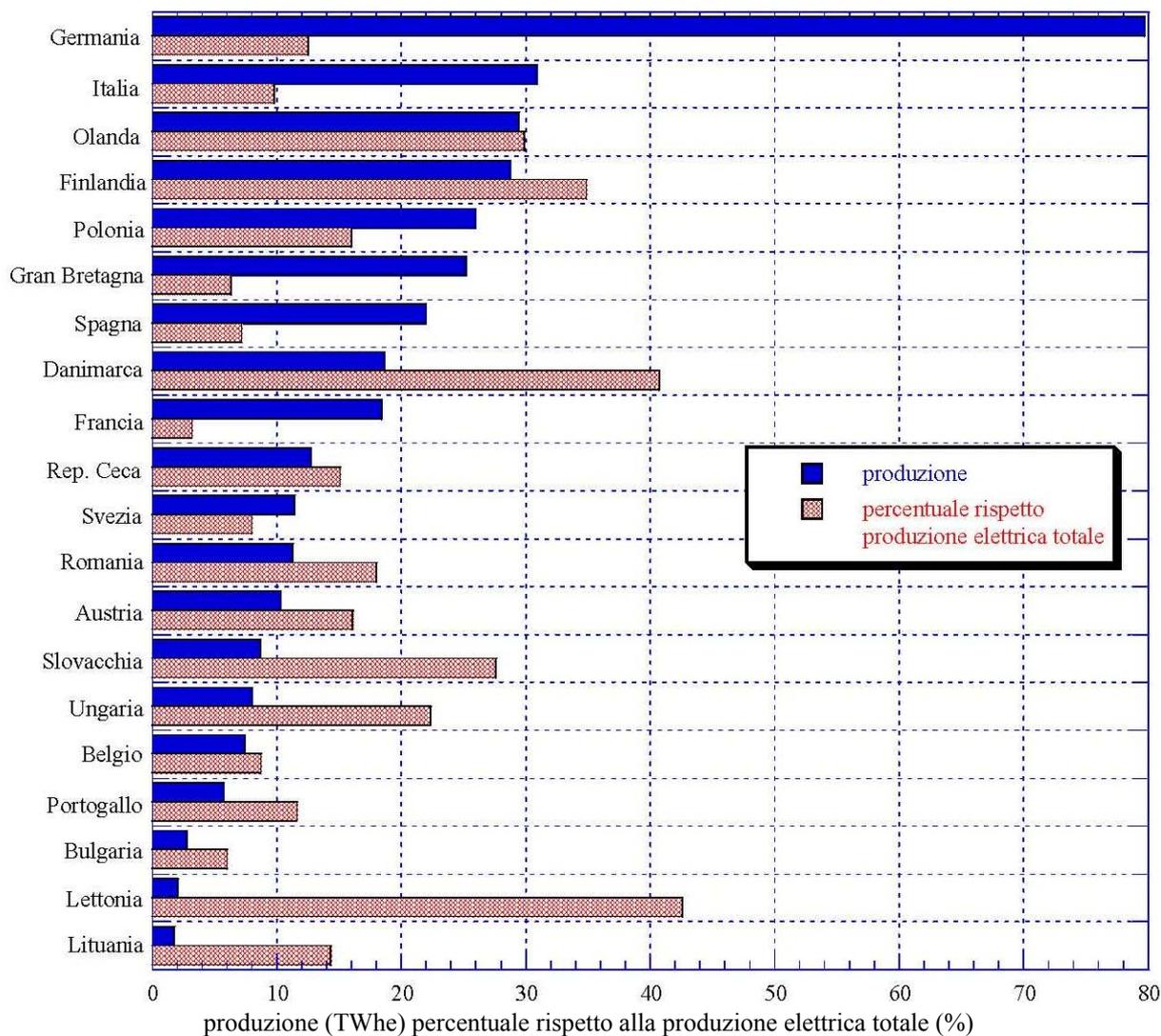


Figura 2.4.1 - Produzione di elettricità da cogenerazione – (dati Eurostat [1], anno 2006)

Nella tabella 2.4.1 vengono sinteticamente analizzati alcuni aspetti della cogenerazione nei paesi europei dove la produzione cogenerativa è più significativa.

Paese	Diffusione della cogenerazione
Austria	La cogenerazione copre il 16 % della produzione elettrica totale e il 77% della produzione per via termica è cogenerativa, soprattutto nel teleriscaldamento e nel settore industriale. L'utilizzo del gas naturale si attesta al 40 % circa, i combustibili rinnovabili al 26 %, i derivati del petrolio al 10 % e il carbone al 14 %.
Danimarca	Il 41 % della produzione elettrica è da cogenerazione, le unità esistenti sono per lo più accoppiate a reti di teleriscaldamento o a utenze industriali; consistente l'impiego di combustibili fossili solidi (55%), seguito dal gas naturale (25%) e dai combustibili rinnovabili (13%).
Finlandia	La cogenerazione copre circa il 35 % della domanda nazionale di elettricità e il 75 % della domanda di calore; principali applicazioni in teleriscaldamento e usi industriali; forte impiego di combustibili fossili solidi (31 %) e rinnovabili (44 %), nonché di gas naturale (21 %).
Francia	La cogenerazione contribuisce per meno del 4 % alla produzione di elettricità nazionale, ed è concentrata soprattutto nelle industrie di larga scala e in alcune reti di teleriscaldamento. Elevato impiego di gas naturale (58 %) e di combustibili rinnovabili (21 %).
Germania	Circa il 13 % della capacità elettrica totale è in cogenerazione, equamente divisa tra utenze industriali e reti di teleriscaldamento; prevalente l'impiego di gas naturale (46 %), carbone (21%) e a combustibile rinnovabile (15%).
Olanda	La cogenerazione contribuisce per circa il 30% alla produzione elettrica annuale, soprattutto nel settore industriale. Inoltre teleriscaldamento e cogenerazione su piccola scala hanno quote considerevoli. Forte utilizzo del gas naturale (67 %) e del carbone (15 %).
Spagna	Circa il 7 % della produzione elettrica è cogenerativa, generata soprattutto nel settore industriale (quasi assente il teleriscaldamento). Prevalente l'utilizzo di gas naturale (77 %) seguito dai combustibili rinnovabili (9%) e dal petrolio e suoi derivati (7%).
Svezia	La cogenerazione rappresenta circa il 8 % della produzione elettrica totale; utilizzata soprattutto nelle reti di teleriscaldamento e nelle utenze industriali. Le biomasse sono di gran lunga il combustibile più utilizzato (62 %) seguite da carbone (10 %) e petrolio (12 %). Scarso impiego del gas naturale (4 %).
Gran Bretagna	La cogenerazione rappresenta circa il 6 % della produzione elettrica totale. Importante la potenza installata su impianti industriali di larga scala. Il gas naturale è oggi il combustibile principale (72%), seguito da combustibile di processo (20 %).
Romania	La cogenerazione contribuisce per il 18 % alla produzione di elettricità nazionale con scarsa presenza di autoproduttori. Utilizzo quasi esclusivo di gas naturale (45 %) e carbone (45%).
Polonia	La cogenerazione contribuisce per il 16 % alla produzione di elettricità nazionale con una minoritaria quota di autoconsumo elettrico (23 %). Quasi esclusivo utilizzo di combustibili fossili solidi (91%).
Repubblica Ceca	Circa il 15 % della capacità elettrica totale è in cogenerazione, con una minoritaria quota di autoconsumo elettrico (30 %); prevalente l'impiego di carbone (82%).

Tabella 2.4.1 – La diffusione della cogenerazione nei principali paesi produttori europei (dati Eurostat 2006)

2.5 La diffusione della cogenerazione in Italia

Per analizzare la situazione italiana sono stati esaminati i dati messi a disposizione dal GSE (Gestore dei Servizi Energetici) per l'anno 2006, da cui risulta che la potenza elettrica installata in impianti cogenerativi si attestava intorno agli 8600 MW, ovvero il 9 % circa della potenza del parco di generazione italiano (il 12 % del solo termoelettrico); l'80 % di tale potenza risulta installata in impianti di taglia inferiore ai 20 MW, il 30 % in impianti di "piccola cogenerazione" (inferiori ad 1 MW) e solo il 2,5 % in "micro-cogenerazione" (inferiori ai 50 kW).

La tabella 2.5.1, che mostra la potenza elettrica installata e le taglie medie degli impianti in diversi settori di attività, mette in luce come la climatizzazione e la produzione di calore a bassa temperatura rappresenti una quota parte significativa delle installazioni cogenerative, anche se distribuite su impianti di medio/piccole dimensioni.

Attività	taglia media (MW elettrici)	Potenza installata (MW elettrici)
Industria chimica e petrolchimica	114.3	2972
Raffinazione petrolio	136.6	2459
Industria cartaria	16.7	835
Industria siderurgica	185.0	370
Industria alimentare	11.9	202
Industria automobilistica	23.1	162
Industria ceramica	3.9	74
Riscaldamento e teleriscaldamento	12.5	997
Impianti sportivi	0.1	
Alberghi e ristoranti	0.1	
Commercio	0.5	
Ospedali	1.0	
Case di riposo e simili	1.5	
Concerte	2.0	529
Industria tessile	3.0	
Articoli in gomma e mat. plastiche	3.2	
Industria elettronica	9.0	
Trasporti aerei	30.5	

Tabella 2.5.1 – Potenza elettrica installata per settore di attività (dati GSE, anno 2006)

In termini energetici, la cogenerazione in Italia ha contribuito nel 2006, con circa 49 TWh elettrici prodotti, al 16 % dell'intera produzione elettrica nazionale (il 20 % con riferimento alla sola termoelettrica), mentre la produzione di calore si è attestata intorno ai 39 TWh termici.

Il consumo di combustibile, nello stesso anno, è risultato pari a 130 TWh con la seguente ripartizione: il 70 % è rappresentato dal gas naturale, il 20 % da combustibile di processo e circa l'8 % da olio combustibile e suoi derivati (gpl e gasolio).

La figura 2.5.1, che illustra l'evoluzione negli ultimi anni della potenza installata e della produzione degli impianti cogenerativi italiani, evidenzia il forte incremento delle installazioni e della produzione elettrica (+ 36 %) a fronte di un più modesto aumento della produzione di calore (+8%).

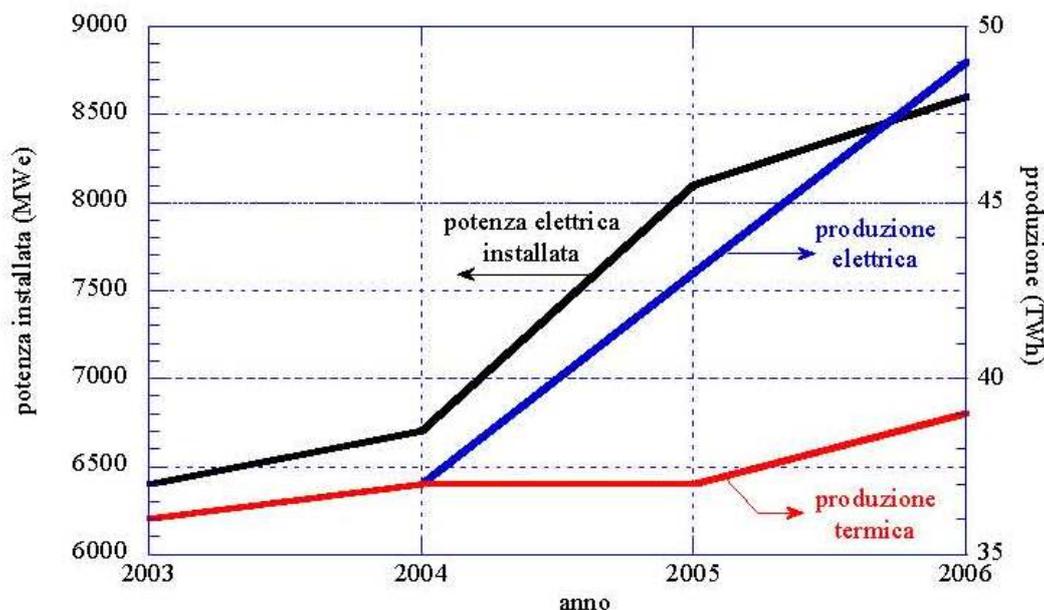


Figura 2.5.1 - Evoluzione della potenza e della produzione da cogenerazione dal 2003 al 2006 (dati GSE)

Negli ultimi anni sono state emanate deliberazioni che hanno introdotto nuove definizioni relativamente agli impianti di produzione di energia elettrica, anche in assetto cogenerativo.

Le prime definizioni date ai concetti di generazione distribuita e di microgenerazione sono state introdotte nell'Allegato A alla deliberazione n. 160/06:

Generazione distribuita (GD): l'insieme degli impianti di generazione con potenza nominale inferiore a 10 MVA.

Microgenerazione (MG): l'insieme degli impianti per la produzione di energia elettrica, anche in assetto cogenerativo, con capacità di generazione non superiore a 1 MW (è quindi un sottoinsieme della GD).

Successivamente, con il decreto legislativo n. 20/07, sono state apportate modificazioni alla legge n. 239/04 per cui risulta che:

- è definito come impianto di piccola generazione un impianto per la produzione di energia elettrica, anche in assetto cogenerativo, con capacità di generazione non superiore a 1 MW;

- è definito come impianto di microgenerazione un impianto per la produzione di energia elettrica, anche in assetto cogenerativo, con capacità massima inferiore a 50 kWe.

Lo stesso decreto legislativo n. 20/07, all'articolo 2, comma 1, stabilisce che:

- unità di piccola cogenerazione è un'unità di cogenerazione con una capacità di generazione installata inferiore a 1 MWe;

- unità di microcogenerazione è un'unità di cogenerazione con una capacità di generazione massima inferiore a 50 kWe.

La deliberazione n. 328/07, alla luce di quanto predetto, nell'ambito dell'attività di monitoraggio degli impianti di generazione sono state introdotte le seguenti nuove definizioni:

Generazione distribuita (GD): l'insieme degli impianti di generazione con potenza nominale inferiore a 10 MVA.

Piccola generazione (PG): l'insieme degli impianti per la produzione di energia elettrica, anche in assetto cogenerativo, con capacità di generazione non superiore a 1 MW (è un sottoinsieme della GD);

Microgenerazione (MG): l'insieme degli impianti per la produzione di energia elettrica, anche in assetto cogenerativo, con capacità di generazione inferiore a 50 kWe (è un sottoinsieme della GD e della PG).

Per contestualizzare ed evidenziare lo sviluppo e la presenza sul territorio nazionale di impianti di piccola generazione è stato analizzato il documento dell'AEEG "Monitoraggio dello Sviluppo degli Impianti di Generazione Distribuita per l'anno 2010".

Da tale documento si evince che la produzione lorda di energia elettrica da impianti di Piccola Generazione nel 2010 è stata pari a 4.980 GWh (circa il 25,1% dell'intera produzione nazionale di energia elettrica da GD), con un incremento, rispetto al 2009, di 1.666 GWh. Nel 2010 risultavano installati 158.308 impianti di PG per una potenza efficiente lorda di 3.604 MW, con un evidente aumento del numero di impianti installati da imputare principalmente agli impianti alimentati da fonte solare (nello specifico impianti fotovoltaici che sono passati da 71.228 nel 2009 a 155.759 nel 2010), mentre per i rimanenti impianti si è passati da 1.274 impianti idroelettrici nel 2009 a 1.736 nel 2010 di potenza complessiva di 526 MW, da 381 impianti termoelettrici nel 2009 a 622 nel 2010 di potenza complessiva di 306 MW e da 24 impianti eolici nel 2009 a 191 nel 2010 di potenza complessiva di 27 MW.

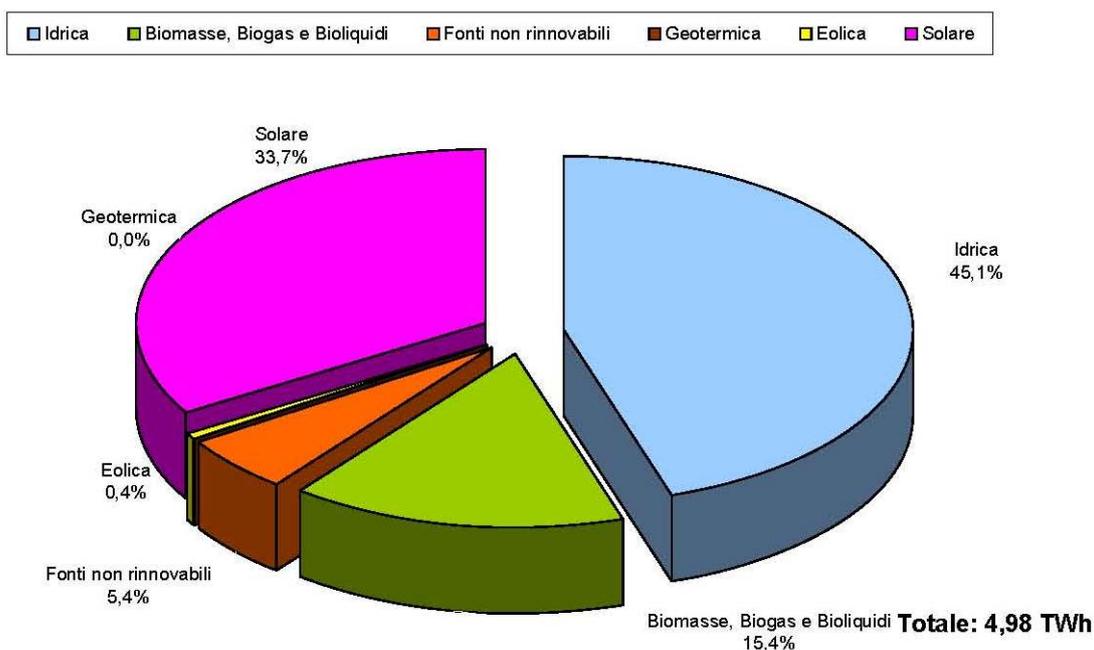


Fig. 2.5.2 - Produzione lorda di energia elettrica prodotta dalla piccola generazione suddivisa per le diverse fonti

In relazione alla fonte di energia utilizzata si nota che il 94,6% dell'energia elettrica prodotta dagli impianti di PG è di origine rinnovabile (Figura 2.5.2) e tra le fonti rinnovabili la prima si mantiene la fonte idrica, seppur passando dal 59,2% nel 2009 al 45,1% nel 2010, e la seconda è la fonte solare che passa dal 19,5% nel 2009 al 33,7% nel 2010; anche nel 2010 si rileva una percentuale consistente di energia elettrica prodotta da biomasse, biogas e bioliquidi, pari al 15,4%.

Analizzando quindi i combustibili utilizzati nella PG si riscontra che nel caso di produzione combinata di energia elettrica e calore (Figura 2.5.3) il mix di fonti primarie utilizzate sussiste un maggior equilibrio tra il totale delle fonti rinnovabili (54,7%, di cui principalmente biogas) e il totale delle fonti non rinnovabili (45,3%, di cui principalmente gas naturale). Dal confronto dei combustibili utilizzati nel 2010 con gli anni precedenti si è riscontrato che negli ultimi anni, nella produzione combinata di energia elettrica e calore, è diminuita la percentuale di utilizzo del gas naturale a favore dell'utilizzo di biogas.

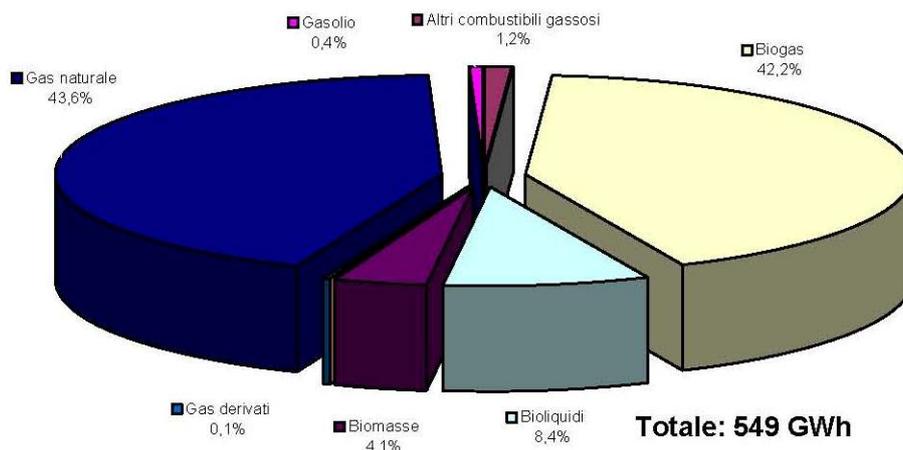


Fig. 2.5.3 - Produzione lorda di energia elettrica dalle diverse fonti utilizzate nell'ambito della PG termoelettrica per la produzione combinata di energia elettrica e calore

E' infine utile riscontrare che negli ultimi anni si sono largamente diffusi gli impianti di trigenerazione di piccola taglia. Tali impianti consentono di ridurre la richiesta di energia elettrica, soprattutto nei mesi estivi, trasferendola ai combustibili impiegati per l'alimentazione di tali impianti (Gas naturale, biogas, ecc.). Ciò è stato possibile in quanto per la produzione del vettore termo-frigorifero nel periodo estivo non sono stati sostituiti i tradizionali gruppi frigoriferi a compressione di vapore azionati dall'energia elettrica con sistemi ad assorbimento alimentati dall'energia termica prodotta dal motore primo.

2.6 Stato dell'arte degli impianti cogenerativi e trigenerativi

Le tecnologie impiantistiche largamente impiegate ai fini cogenerativi sono:

1. Motori a combustione interna;
2. Turbine a gas ;
3. Turbine a vapore a contropressione o a condensazione e derivazione ;
4. Cicli combinati.

Analizzando il documento dell'AEEG "Monitoraggio dello Sviluppo degli Impianti di Generazione Distribuita per l'anno 2010" in esso è riportato l'istogramma con la Ripartizione delle sezioni degli impianti utilizzate per la produzione combinata di energia elettrica e calore nell'ambito della PG.

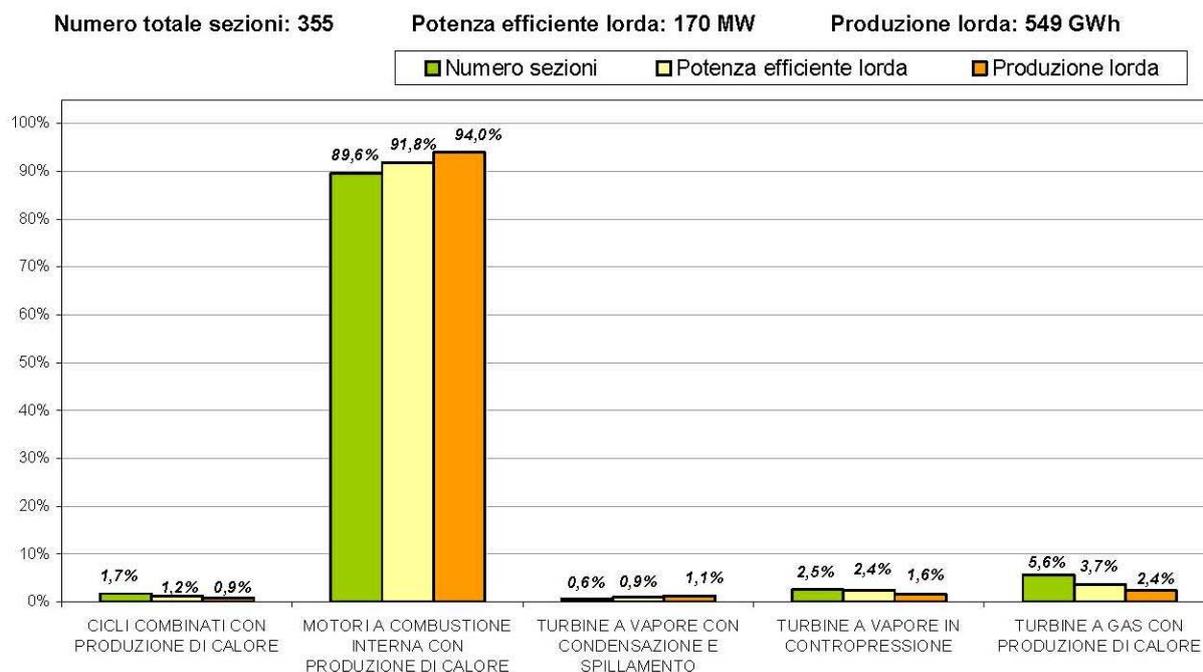


Fig. 2.6.1 - Ripartizione delle sezioni degli impianti termoelettrici tra le diverse tecnologie utilizzate per la produzione combinata di energia elettrica e calore nell'ambito della PG

E' facilmente riscontrabile che la tecnologia più impiegata è il motore a combustione interna che copre l'89,6% delle sezioni, il 91,8% della potenza efficiente lorda ed il 94,0% della produzione lorda seguita dalle turbine a gas con una potenza efficiente lorda del 3,7% ed una produzione lorda del 2,4%. Nel seguito si analizzeranno le varie tipologie cogenerative analizzandone le caratteristiche, i costi di gestione, di manutenzione e di impianto.

2.6.1 Motori a combustione interna

L'impiego di motori alternativi a combustione interna (MCI) per applicazioni stazionarie di produzione di energia elettrica e termica riguarda una fascia di potenze molto ampia che va dai motori più piccoli, di 1÷5 kW di potenza elettrica, fino a taglie dell'ordine di poche decine di MW. In particolare, i motori più grandi rappresentano una tecnologia molto matura e ben consolidata nel campo della generazione stazionaria, date le elevate efficienze elettriche che possono arrivare facilmente ad oltre il 45 %.

Descrizione della macchina e componenti fondamentali

Dal punto di vista architettonico i MCI sono caratterizzati da un manovellismo di spinta costituito dall'insieme di pistone, biella e manovella; il pistone è alloggiato nel cilindro entro il quale, tra la testa del pistone e la testata del motore, si realizza la combustione di tipo non stazionario. L'alimentazione dell'aria per la combustione avviene attraverso un condotto di aspirazione, mentre

l'evacuazione dal cilindro dei gas esausti si ha attraverso il condotto di scarico. Il combustibile può essere immesso direttamente in camera di combustione o nel condotto di aspirazione, a seconda della tipologia del motore. La combustione genera una spinta meccanica sulla testa del pistone e lo mette in movimento lungo l'asse del cilindro; il pistone si muove di moto alternativo e trasmette energia meccanica all'albero motore attraverso il manovellismo di spinta. Nelle applicazioni stazionarie l'energia meccanica, sotto forma di moto di rotazione dell'albero motore, può essere trasferita ad un alternatore, connesso all'albero stesso. L'alternatore presiede alla conversione dell'energia meccanica in energia elettrica a corrente alternata.

Dal punto di vista funzionale, i MCI possono poi essere suddivisi in motori a due tempi (2T) e motori a quattro tempi (4T), a seconda del numero di corse effettuate dal pistone ad ogni ciclo. I MCI utilizzati nella cogenerazione sono per lo più tutti a 4T.

I MCI possono essere inoltre classificati, sulla base del ciclo termodinamico che li contraddistingue, in motori a ciclo Otto (o ad accensione comandata, in quanto necessitano di un sistema che inneschi la combustione ad ogni ciclo) e in motori a ciclo Diesel (o ad accensione spontanea, in quanto la combustione si innesca spontaneamente ad ogni ciclo quando il combustibile viene iniettato in seno al comburente che si trova in condizioni di temperatura e pressione tali da permettere l'autoaccensione del combustibile iniettato).

Il rendimento elettrico dei MCI varia da valori dell'ordine del 25 % per taglie inferiori ai 50 kWe (dove l'impiego è giustificabile solo in assetto cogenerativo, ovvero in presenza di recupero termico) fino a valori intorno al 40÷42 % per taglie intorno ai 1000 kWe.

La figura 2.6.1.1 mostra l'effetto della taglia sul rendimento per numerose macchine esistenti in commercio per applicazioni cogenerative.

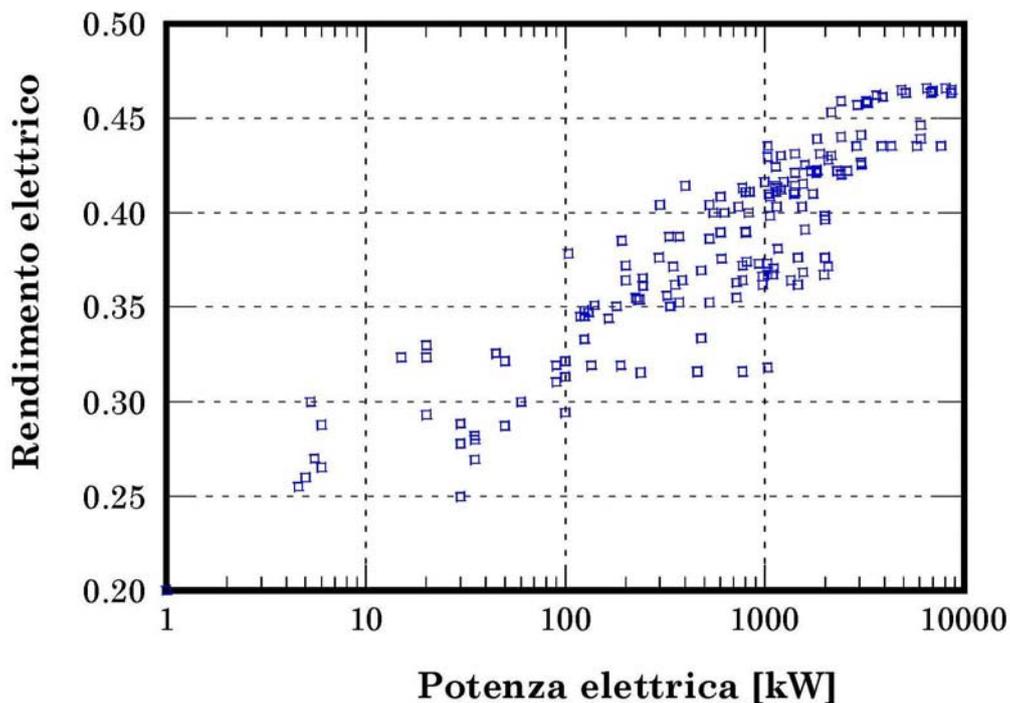


Figura 2.6.1.1

Le prestazioni elettriche dipendono inoltre dal carico erogato come mostra la figura 2.6.1.2 che fa riferimento ad alcune specifiche macchine in commercio: in particolare il rendimento cala al diminuire della potenza prodotta; al 50% del carico il rendimento può essere inferiore di 2÷4 punti percentuali rispetto al valore nominale. Il funzionamento ai carichi parziali è in genere possibile fino a potenze pari al 20÷30% del carico nominale.

L'influenza della temperatura ambiente sulle prestazioni elettriche di un tipico motore è indicata invece in figura 2.6.1.3: l'aumento di temperatura causa una riduzione di densità dell'aria aspirata, della potenza prodotta e anche del rendimento.

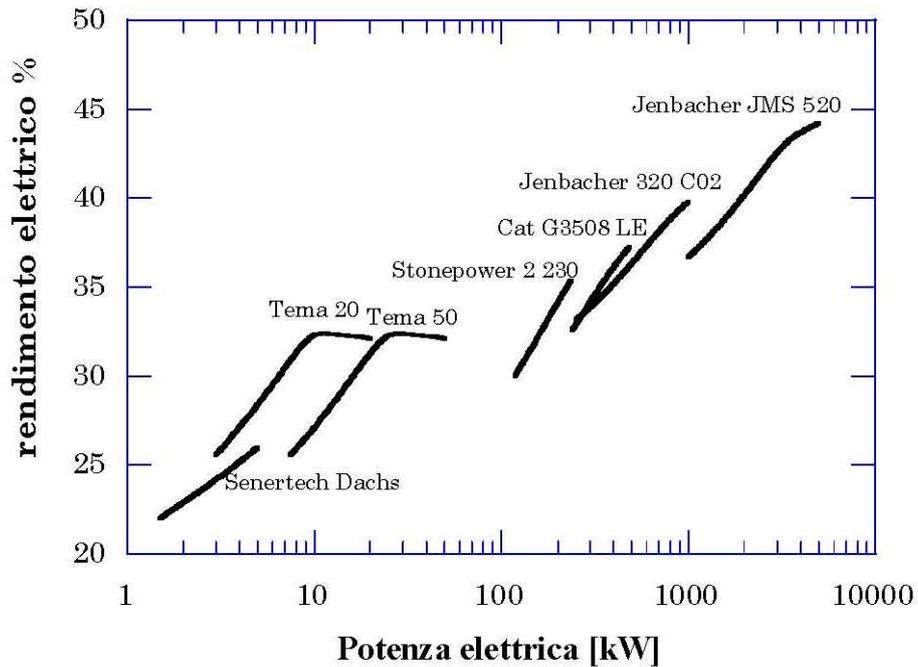


Figura 2.6.1.2

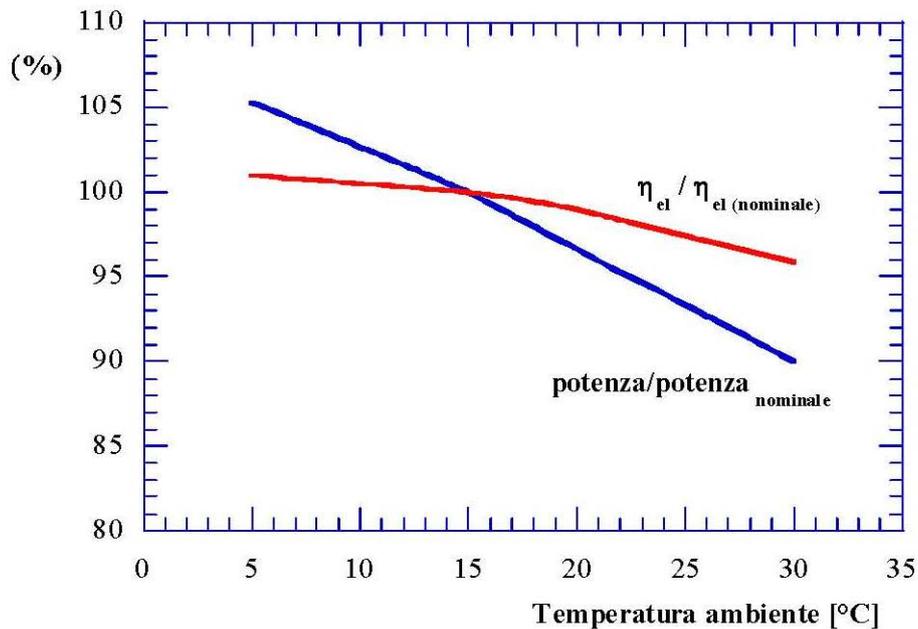


Figura 2.6.1.3

Prestazioni in assetto cogenerativo e caratteristiche dell'energia termica disponibile

I fumi allo scarico di un MCI si trovano a temperature dell'ordine di 350÷450°C e contengono quindi elevate quantità di calore che possono essere recuperate.

Inoltre, il recupero termico è possibile anche dall'acqua di raffreddamento del motore che utilizzata anche in pressione, asporta calore dalle camicie dei cilindri e si trova generalmente a temperature intorno ai 90 ÷ 100 °C; è possibile realizzare un terzo recupero termico sfruttando il calore asportato

dall'olio di lubrificazione del motore (che può ad esempio venire raffreddato da un radiatore da 90 °C a 70 °C). Infine il calore può essere recuperato dall'intercooler (a temperature di 40 ÷ 50 °C) e dal raffreddamento del generatore elettrico. I coefficienti di utilizzo del combustibile che si riescono ad ottenere in condizioni di recupero totale del calore sono superiori all'80 %.

In termini quantitativi il calore recuperabile ad alta temperatura (dai fumi) è generalmente pari al 40÷50% del calore complessivamente recuperabile; in realtà la quota parte di calore recuperato effettivamente dai fumi dipende dalla particolare applicazione e può risultare inferiore a quello teoricamente recuperabile se il livello termico dell'utenza non è ottimale. La figura 2.6.1.4 mostra per un tipico motore la ripartizione del calore scaricato all'esterno tra calore recuperato dai fumi, dall'acqua di raffreddamento, dall'olio e dall'inter-cooler e il calore non recuperato.

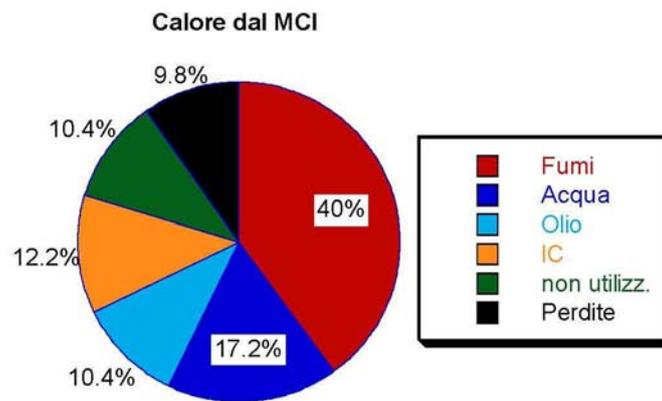


Figura 2.6.1.4

Il calore scaricato dal motore all'esterno può essere utilizzato per produrre acqua calda e/o vapore per usi tecnologici industriali o per impieghi civili. Uno schema di un circuito di recupero termico è rappresentato in figura 2.6.1.5 che mostra la successione degli scambiatori di recupero per la produzione di acqua calda. La disposizione degli scambiatori può variare a seconda della particolare applicazione.

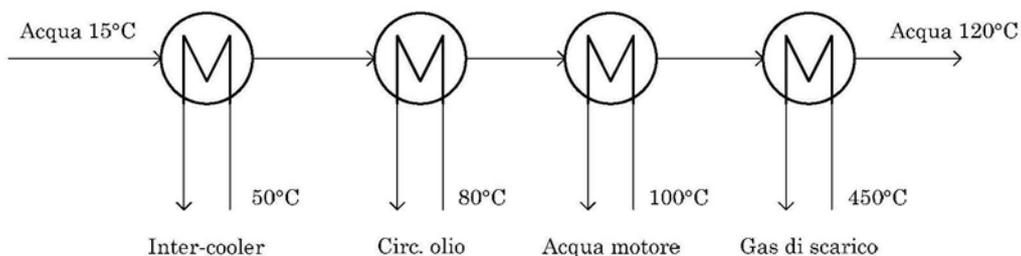


Figura 2.6.1.5

La figura 2.6.1.6 mostra i valori del rendimento termico di un MCI che scarica fumi a 400°C e con temperatura del fluido da riscaldare di ritorno dall'utenza (all'ingresso della linea di scambiatori di recupero) variabile. Si osserva che all'aumentare della temperatura di ingresso del fluido freddo la quantità di calore recuperabile decresce; in particolare, se la temperatura del fluido supera i 90°C circa, il recupero termico diminuisce decisamente, poiché è possibile sfruttare solo il calore scaricato con i fumi. In figura sono anche indicati i valori di IRE e limite termico, calcolati in base alla normativa italiana sulla cogenerazione ed i limiti individuati dalla delibera AEEG 42/02 e successive modifiche per poter classificare l'impianto come cogenerativo. Si osserva che, nel caso in cui si recuperi solo il calore scaricato con i fumi, per temperature in ingresso del fluido superiori ai 200°C, il valore del LT è inferiore al limite stabilito dalla normativa.

La figura 2.6.1.7 riporta i valori di rendimento elettrico e termico di diversi motori in commercio ed i limiti individuati dalla delibera AEEG 42/02 e successive modifiche. (la curva limite dell'IRE è stata ottenuta sotto le seguenti ipotesi: applicazione dell'energia termica in ambito civile, connessione in media tensione, alimentazione a gas naturale).

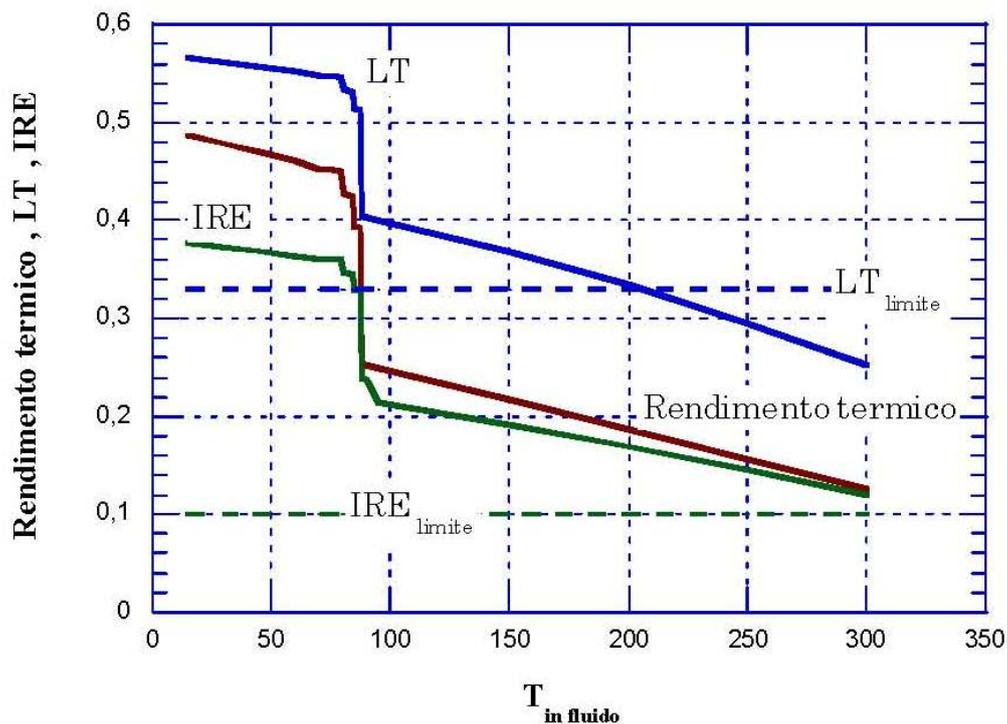


Figura 2.6.1.6

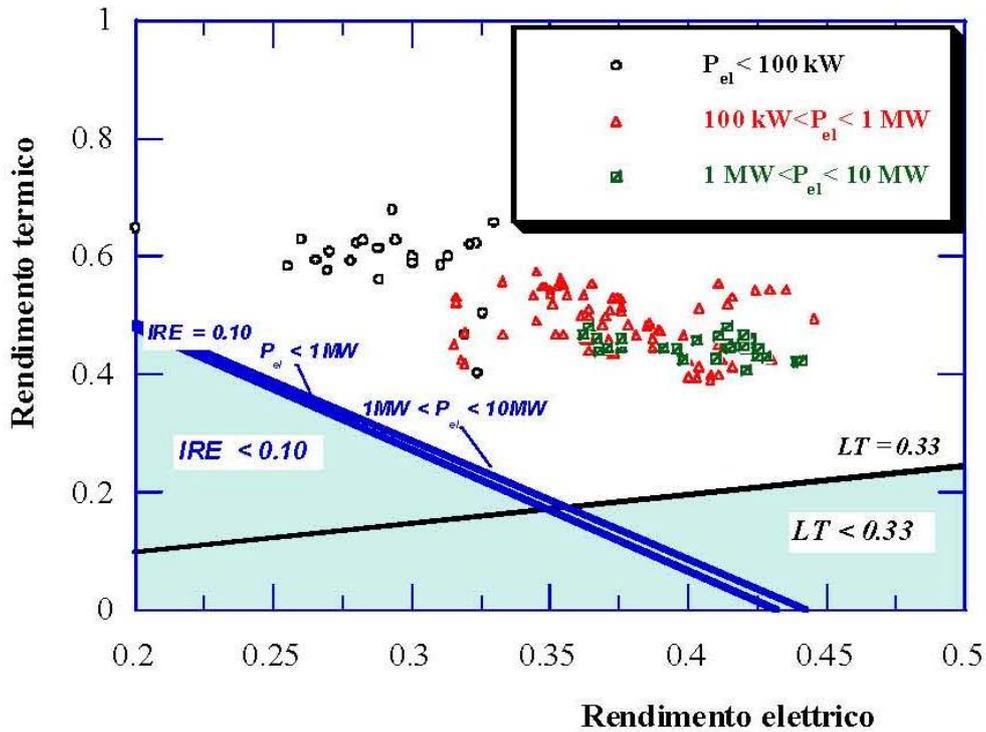


Figura 2.6.1.7

La figura 2.6.1.8 fornisce i valori di IRE e limite termico dei motori considerati in figura 2.6.1.7. Si osserva che al ridursi della taglia di potenza elettrica, a seguito dei minori rendimenti elettrici, il limite termico cresce, passando da valori in media di circa 0.5 a valori pari a $0.7 \div 0.8$ (il valore dell'IRE è stato calcolato ipotizzando un'alimentazione a gas naturale, applicazione dell'energia termica in ambito civile ed una connessione in MT).

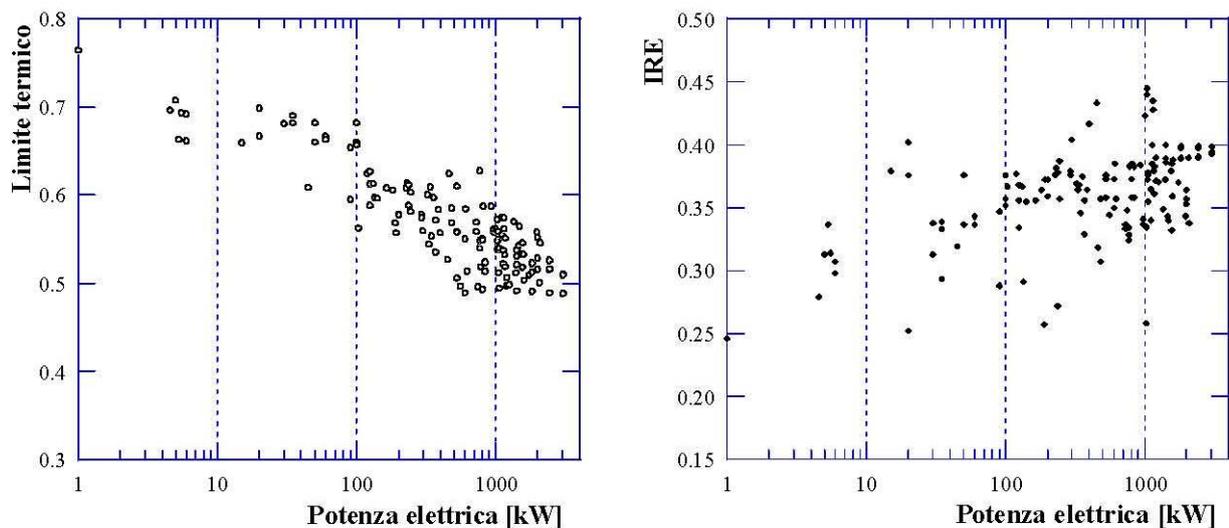


Figura 2.6.1.8

Nelle tabelle seguenti si riportano le caratteristiche di alcuni motori a c.i. di piccola taglia (135-500 kW) in assetto cogenerativo attualmente in commercio.

Marca	Modello	Fuel *	P _{el}	P _{th}	η _{el}	η _{th}	T _{H2O in}	T _{H2O out}	NOx	CO
			kW	kW			°C	°C	mg/Nm ³	mg/Nm ³
EMD	EMD 150	GN,OV,G	135	200-220	0.319	0.472	70	90		
Ecogen	EG140	GN, GPL,G	140	207	0.351	0.519	70	90	250	300
MDE	ME 3066 LH	GN	165	256	0.344	0.534	80	100	500	300
MDE	ME 3066 L	GN	182	279	0.350	0.537	70	90	500	300
EMD	EMD 200	GN,OV,G	190	250-290	0.319	0.42	72	90		
Ecogen	EG 200	GN, GPL,G	200	274	0.372	0.509	70	90	250	300
Jenbacher	208 C02	GN	294	397	0.376	0.508	70	90	250	300
EMD	EMD 300	G,OV	300	380-400	0.404	0.512				
Caterpillar	G3412 LE	GN	370	493	0.352	0.469			450	300
EMD	EMD 450	G,OV	420	430	0.319	0.472	70	90		
Jenbacher	312 C202	GN	526	664	0.386	0.487	70	90	250	300

Combustibili impiegabili

I motori alternativi presentano un' elevata flessibilità di impiego per quanto riguarda i combustibili utilizzabili.

I MCI ad accensione comandata, che nel campo della propulsione funzionano prevalentemente a benzina e molto meno diffusamente a GPL e metano, nell'impiego stazionario sono generalmente alimentati a gas naturale, anche se cominciano a diffondersi MCI ad accensione comandata alimentati a biogas e gas di discarica. Il GPL può essere usato in installazioni stazionarie di piccola taglia; in un motore nato per l'alimentazione a benzina, il GPL causa una riduzione di potenza di circa il 10%, mentre il gas naturale del 15%.

In realtà, nell'impiego stazionario e per le taglie a partire da 50 kW, il progetto del motore viene quasi sempre ottimizzato in funzione dell'alimentazione a gas. In tal caso, i motori a gas a ciclo Otto funzionano tipicamente in regime lean-burn, con forti eccessi d'aria, e con precamera per la stabilizzazione dell'accensione. Se si impiega il biogas, il funzionamento è analogo ma è richiesta una modifica del sistema di iniezione per consentire l'ingresso di portate di combustibile maggiore; il biogas infatti, essendo principalmente composto di metano ed anidride carbonica, ha poteri calorifici (tipicamente dell'ordine di 9000-17000 kJ/kg) inferiori al gas naturale. Inoltre, una problematica frequente riguarda il controllo del rapporto di miscela, che per data installazione può subire variazioni sensibili nel corso del tempo: a causa dell'irregolarità di composizione delle biomasse di partenza il contenuto di metano nel biogas subisce fluttuazioni notevoli (presentando valori medi attorno al 30-40%). Per questo motivo si adottano sistemi di controllo in retroazione del rapporto di miscela, mediante sonda λ nei fumi che regola la preparazione della miscela.

I MCI industriali ad accensione spontanea per impiego stazionario possono essere alimentati a gasolio, ad olio combustibile oppure, molto frequentemente, a gas naturale, con l'aggiunta di una

piccola percentuale di gasolio: 1-10 % per l' iniezione pilota, che ha la funzione di provocare l'autoaccensione della carica (si parla di motori dual-fuel).

L'impiego del gas invece di un combustibile liquido fa riscontrare un aumento della potenza poiché è possibile un funzionamento con minore eccesso d'aria senza incorrere in incombusti allo scarico.

Nel campo dei combustibili rinnovabili (bio-combustibili) è presente una molteplicità di applicazioni: bio-diesel, oli vegetali, oli derivanti da processi industriali di lavorazione di sostanze organiche, oli da grassi animali, oli esausti da cottura cibi, ecc.

Il bio-diesel è un combustibile liquido con proprietà molto simili a quelle del gasolio; è un derivato di biomasse oleaginose da cui viene estratto un olio (olio vegetale grezzo) che viene successivamente trasformato in bio-diesel, mediante un processo di transesterificazione e raffinazione. Il biodiesel può essere utilizzato puro al 100% (nei motori di nuova concezione, dove ha una funzione di pulizia iniettori, non richiede interventi).

L'impiego di biodiesel, che ha minor potere calorifico del gasolio, porta ad un maggior consumo in termini di volume, ma le penalizzazioni di potenza sono contenute in pochi punti percentuali. Va riscontrato che, rispetto al gasolio, il biodiesel elimina completamente i problemi delle emissioni di ossidi di zolfo.

Tra i combustibili rinnovabili per i motori ad accensione spontanea l'uso dell'olio vegetale (olio di palma, di colza, di girasole, di soia) tal quale, cioè senza la conversione in biodiesel, è diventato un'opzione teoricamente percorribile, certamente l'olio può essere impiegato purché sia adeguatamente trattato con additivi e preriscaldato: rispetto al gasolio la viscosità a 20°C è un ordine di grandezza superiore (la viscosità influisce sulla capacità di nebulizzare il combustibile dentro il motore) e il punto di accensione è molto più alto (300°C contro i 50°C del gasolio). Inoltre processi di polimerizzazione spontanea che agiscono sull'olio ad alta temperatura e in presenza di ossigeno danno luogo a depositi e incrostazioni sugli iniettori, in camera di combustione e sulle valvole.

Dal punto di vista delle emissioni, i MCI, pur riuscendo con apposite tecniche di post-trattamento a rientrare entro i limiti imposti dalle diverse normative, presentano valori di NOx e CO significativi e superiori a quelli derivanti dall'uso delle turbine e microturbine a gas. In particolare, anche impiegando il gas naturale, che rispetto ai combustibili liquidi non presenta praticamente il problema del particolato, i valori di concentrazione allo scarico di NOx e CO sono maggiori rispetto ad esempio alle emissioni delle microturbine, che funzionano in condizioni di maggior eccesso d'aria e con temperature interne più ridotte.

Costi, affidabilità e manutenzione

Il costo d'installazione medio è dell'ordine di 700÷1000 €/kW per i motori medio grandi (taglie da 100 kW a 10 MW) e di 1500÷2500 €/kW per le taglie nel range 5÷100 kW. Più in generale si può ritenere che l'andamento del costo specifico sia decrescente con la taglia di impianto, secondo l'andamento riportato in figura 2.6.1.9.

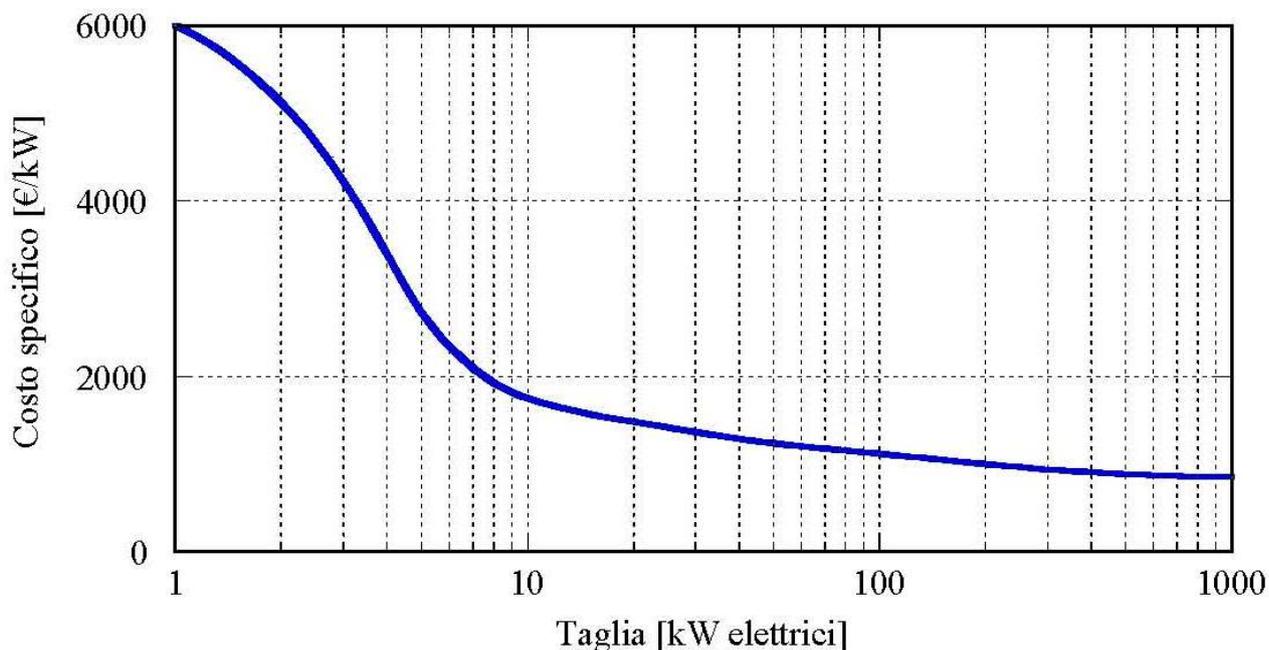


Figura 2.6.1.9

Tra i principali svantaggi degli MCI ci sono i costi di manutenzione che costituiscono una delle voci principali. Il motore alternativo a combustione interna è una macchina che richiede manutenzione ordinaria periodica principalmente per la sostituzione dell'olio, dei filtri e delle candele per quanto riguarda i motori ad accensione comandata. I costi di manutenzione, seppur variabili in base al costruttore e al modello, in media si aggirano intorno ai 7÷10 €/kW, (in rapporto all'energia elettrica producibile si hanno valori dell'ordine di 8÷25 €/MWh, dove i valori minimi si riferiscono ai motori di taglia maggiore). I costi fissi di manutenzione rappresentano una voce di bilancio significativa se il numero di ore di funzionamento risulta esiguo ossia per gli impianti di piccola taglia.

Inoltre la manutenzione straordinaria può richiedere la sostituzione di parti importanti: testa motore, alternatore, componenti elettronici, sistemi di iniezione, ecc.

2.6.2 Turbine a gas

La turbina a gas è un sistema che converte l'energia chimica di un combustibile in energia meccanica operando secondo un ciclo aperto che si rifà al ciclo termodinamico di Brayton.

La turbina a gas è costituita essenzialmente da un compressore accoppiato ad una turbina e da una camera di combustione situata tra questi due componenti, come mostrato schematicamente in Fig. 2.6.2.1.

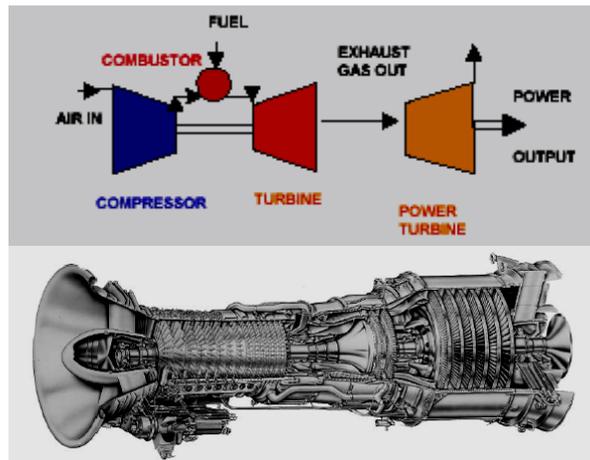


Fig. 2.6.2.1 - Turbina a gas

L'aria viene aspirata dall'ambiente dal compressore, compressa e successivamente inviata in camera di combustione, dove viene effettuata la combustione in seno al combustibile. I gas di combustione ad alta temperatura e pressione espandono in turbina, fornendo sia lavoro meccanico all'albero di potenza, sia il lavoro meccanico necessario a trascinare il compressore. Aumentando la temperatura massima del ciclo termodinamico, rappresentata in una turbina a gas dalla temperatura dei gas all'uscita dalla camera di combustione e di ingresso in turbina (TIT), aumenta l'efficienza e il lavoro specifico del ciclo termodinamico. Il limite superiore a tale temperatura è imposto dalla capacità dei materiali utilizzati per le parti calde (acciaio, super leghe a base di nichel o cobalto e materiali ceramici) di resistere alle alte temperature. Una panoramica sui valori delle temperature di ingresso turbina (TIT) e dei rapporti di compressione (β) di alcuni modelli di turbine a gas presenti sul mercato è riportata in Fig. 2.6.2.2.

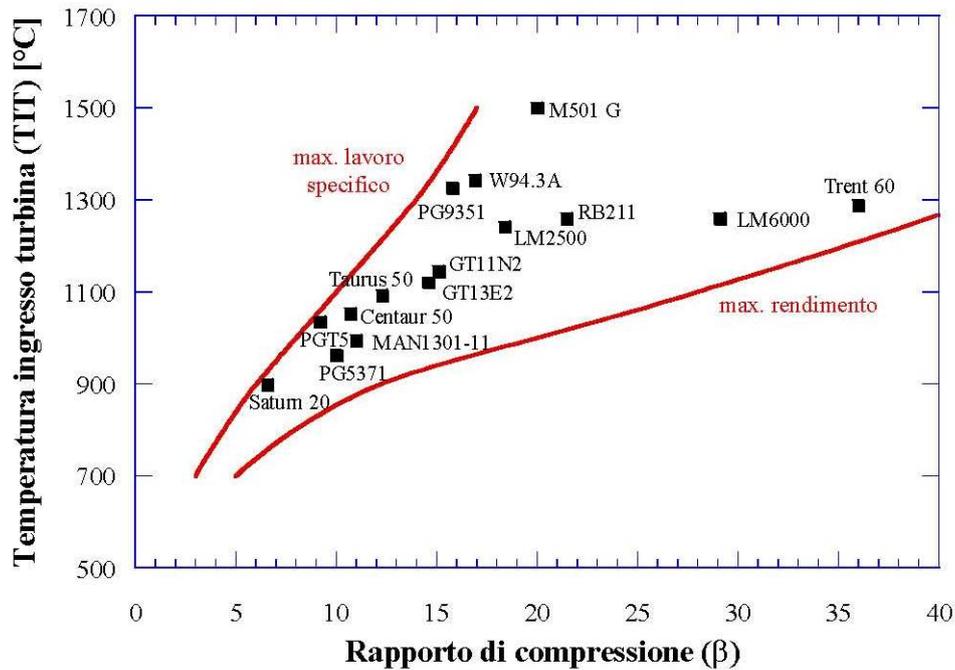


Fig. 2.6.2.2 - Rapporto di compressione e temperatura di ingresso in turbina di alcuni modelli di turbine a gas

Nella stessa figura sono anche riportate le curve che indicano le regioni a massimo rendimento ed a massimo lavoro specifico. Infatti, come mostrato più in dettaglio in Fig. 2.6.2.3, il lavoro specifico e il rendimento sono funzione dei due parametri operativi temperatura di ingresso in turbina (TIT) e rapporto di compressione (β).

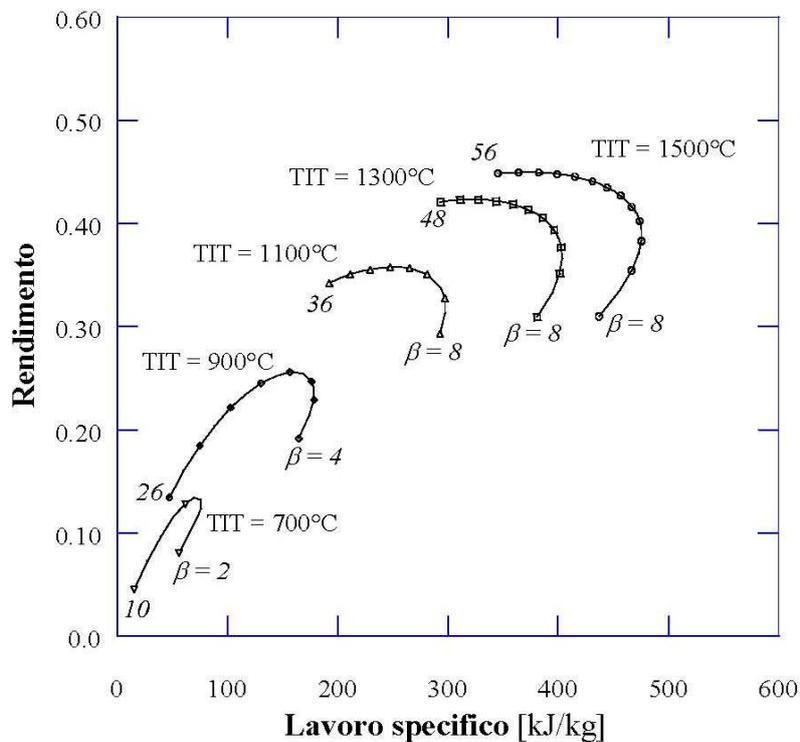


Fig. 2.6.2.3 - Andamento del lavoro specifico e del rendimento in funzione del rapporto di compressione (β) e della temperatura di ingresso in turbina (TIT)

Le prestazioni di una turbina a gas dipendono inoltre dalle condizioni ambientali e dal carico.

Hanno inoltre influenza sulle prestazioni della turbina a gas anche la pressione ambiente (se diminuisce, diminuisce la potenza prodotta), le cadute di pressione all'aspirazione ed allo scarico (se aumentano, diminuisce la potenza prodotta) e la tipologia/composizione del combustibile.

Tra i parametri ambientali (temperatura, pressione e umidità relativa dell'aria aspirata dalla macchina) quello che più influisce sulle prestazioni della turbina a gas è la temperatura dell'aria aspirata: all'aumentare della temperatura, a causa della minore densità dell'aria in aspirazione, si ha un decremento della potenza utile elettrica e, in misura meno marcata, del rendimento.

Nelle taglie medie e grandi le turbine a gas sono una tecnologia affermata da tempo. Esse offrono buoni rendimenti elettrici (in media attorno al 30% nelle taglie da 1 a 10 MWe, con punte fino al 40%) insieme alla possibilità di recuperare calore ad alta temperatura dai gas di scarico (in media superiori a 500 °C, arrivando in alcuni casi fino a circa 600°C), caratteristica particolarmente adatta ad alcuni processi industriali caratterizzati da una domanda di vapore o energia termica a media temperatura.

Da un punto di vista meccanico, le turbine a gas possono essere considerevolmente più semplici rispetto ai motori alternativi a combustione interna. Le turbine più semplici possono avere un solo organo mobile (escludendo il sistema combustibile): il rotore composto da albero, compressore, turbina e alternatore. Le turbine a gas più sofisticate possono avere alberi multipli, centinaia di palette di turbina, palette statoriche regolabili e sistemi complessi di tubazioni, combustori e scambiatori di calore. In generale, al diminuire della taglia della turbina, aumenta la velocità di rotazione dell'albero (o degli alberi), con valori che possono arrivare fino a 100.000 giri/min nel caso delle micro turbine a gas.

L'elevata temperatura dei gas allo scarico delle turbine a gas (in media superiori a 500 °C, arrivando in alcuni casi fino a circa 600°C), consente il recupero dell'energia termica mediante cessione di calore ad un fluido termovettore (vapore, acqua pressurizzata, olio diatermico) in una apposita caldaia a recupero, oppure per uso diretto del calore sensibile contenuto nei gas esausti. Il calore recuperato può essere sfruttato per produrre ulteriore energia elettrica negli impianti a ciclo combinato gas-vapore, oppure come calore utile per un processo industriale o per usi civili negli impianti di cogenerazione. In particolare, la temperatura dei gas combusti scaricati dalla macchina rende la turbina a gas in assetto cogenerativo estremamente interessante per le applicazioni industriali, in quanto è possibile generare vapore ad alta pressione o disporre di gas caldi da impiegare in forni o dispositivi di essiccazione.

Uno schema di una turbina a gas cogenerativa con caldaia a recupero per la produzione di vapore (HRSG) è riportato in Fig. 2.6.2.4.

L'operazione di recupero termico avviene a valle della macchina, sui gas caldi scaricati dalla turbina e destinati ad essere immessi in atmosfera. Questa operazione influenza quindi in modo quasi trascurabile le prestazioni della turbina a gas, in quanto l'unica variazione introdotta rispetto all'assetto non cogenerativo è la variazione della perdita di carico allo scarico della macchina, dovuta all'inserimento del sistema di recupero termico.

Gli impianti cogenerativi con turbina a gas, oltre ad essere uno dei sistemi che consentono di disporre di calore alle temperature più elevate, permettono, mediante l'introduzione di opportuni dispositivi esterni alla macchina, di regolare con facilità la potenza termica destinata al sistema di recupero termico, risultando così molto flessibili rispetto all'andamento temporale dei carichi termici.

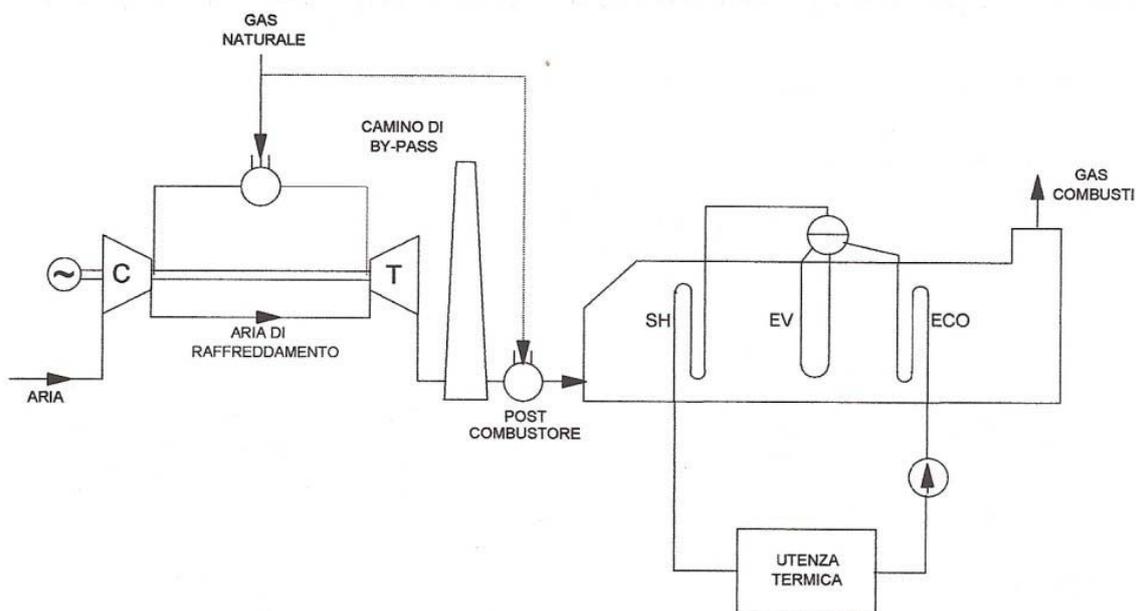


Fig. 2.6.2.4 - Schema di un impianto con turbina a gas con recupero di calore mediante produzione di vapore

Costi di manutenzione e di impianto

Le turbine a gas presentano un'elevata affidabilità, con intervalli per gli interventi di manutenzione programmata generalmente dell'ordine dell'anno per le turbine a gas di tipo heavy-duty.

I costi di manutenzione "full service" vanno da circa 4 Euro/MWh per le taglie più grandi a valori dell'ordine dei 7 Euro/MWh per le taglie di qualche MWe (Fig. 2.6.2.5).

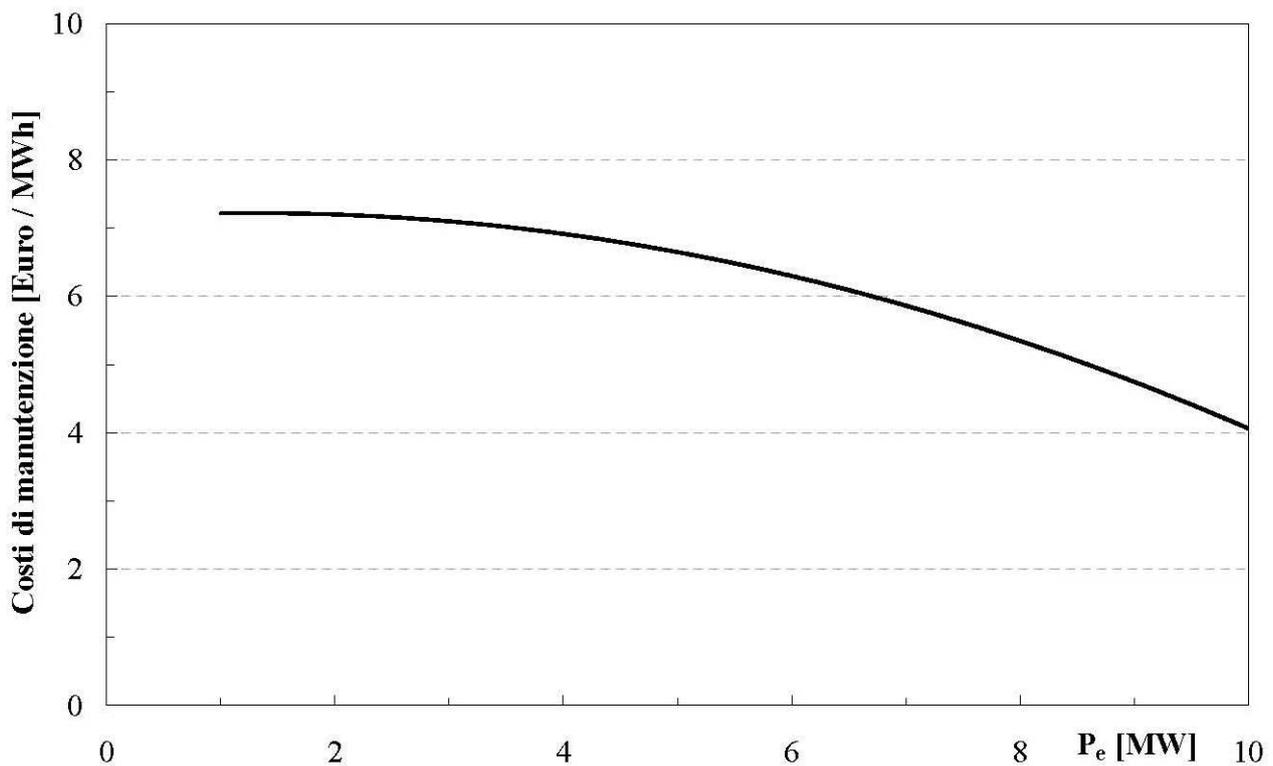


Fig. 2.6.2.5 - Costi di manutenzione “full service”

Il costo medio di un impianto di cogenerazione con turbogas “chiavi in mano”, può variare fra i 500 e i 1800 € per kWe installato. Esso risulta più elevato in special modo per le taglie di impianto inferiori ai 3 MWe, per le quali diventa rilevante l’incidenza dei costi dei vari componenti dell’impianto legati all’utilizzo di una macchina da alimentare con combustibile ad elevata pressione e con recupero termico ad alta temperatura.

Per valutare l’incidenza del costo del turbogas rispetto al costo dell’intero impianto, si può fare riferimento alla Fig. 2.6.2.6, in cui il costo di impianto include i costi per il generatore di vapore a recupero, il compressore del gas naturale, l’impiantistica elettrica, il servizio di gestione del cantiere e di commissioning. Si vede come il costo specifico (€/kW) diminuisca all’aumentare della taglia, ma come tale diminuzione risulti più marcata per il costo di impianto.

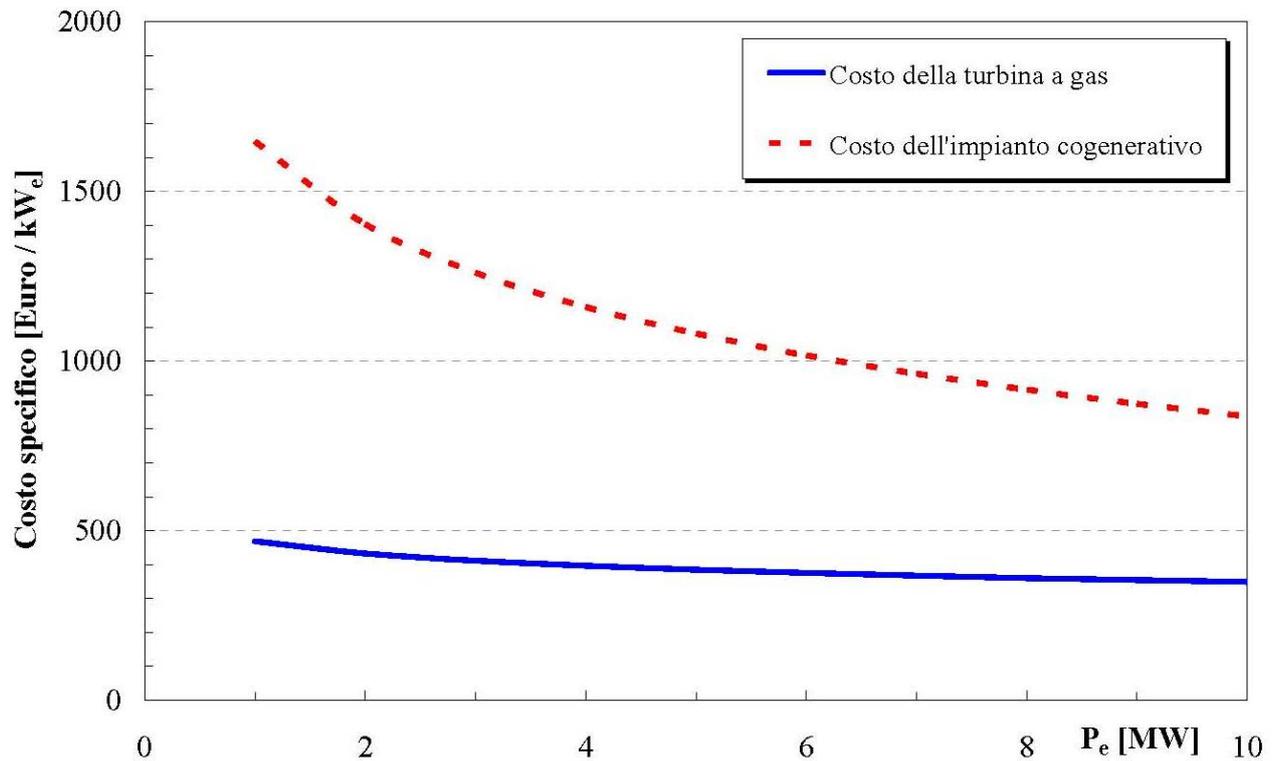


Fig. 2.6.2.6 - Confronto fra costo della singola turbina a gas e costo dell'impianto cogenerativo

2.6.3 Microturbine a gas

Le microturbine a gas presentano taglie di potenza elettrica tipicamente nel range che va dai 30÷200 kW e rendimenti elettrici dell'ordine di 25÷30%. Sono macchine che in generale hanno ormai raggiunto un adeguato livello di sviluppo tecnologico, ma presentano una diffusione ancora limitata nel campo della cogenerazione.

La microturbina a gas (MTG) è un particolare tipo di turbina a gas che si caratterizza per delle taglie di potenza elettrica molto limitate rispetto alle turbine a gas convenzionali; inoltre la microturbina presenta alcune caratteristiche architettoniche ed operative distintive rispetto alle turbine di grandi dimensioni: in generale la filosofia di progetto è diversa, in quanto per taglie così limitate si adottano soluzioni tecnologiche non sofisticate evitando gli accorgimenti più evoluti propri delle macchine di grande potenza e che non sarebbero economicamente giustificabili su macchine così piccole.

Uno schema concettuale di una microturbina è mostrato in figura 2.6.3.1: il funzionamento prevede l'ingresso di aria esterna che viene compressa da un compressore, preriscaldata in uno scambiatore di calore ed ulteriormente riscaldata nella camera di combustione, a seguito della ossidazione di un

combustibile in seno al flusso di aria. I gas caldi vengono espansi in turbina e quindi passano nello scambiatore di recupero prima di essere scaricati.

Quando il sistema opera in assetto cogenerativo è presente un secondo scambiatore di calore che sfrutta la temperatura ancora elevata dei gas per riscaldare un fluido esterno, tipicamente l'acqua di alimento delle utenze termiche. La potenza meccanica disponibile all'albero della turbina viene impiegata in parte per trascinare il compressore ed in parte viene ceduta all'esterno, ad un generatore di corrente elettrica calettato sull'asse del turbocompressore.

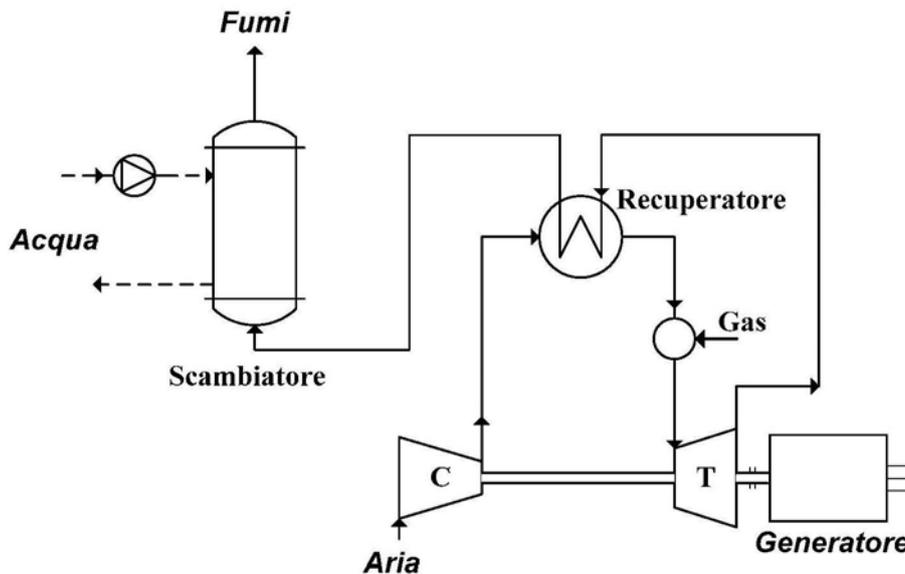


Fig. 2. 6.3.1 – Schema funzionamento microturbina

Date le ridotte potenze in gioco e per contenere le dimensioni del sistema, il gruppo turbocompressore ruota con velocità molto elevate (dell'ordine di 100.000 giri al minuto), il che comporta elevati valori della frequenza della corrente generata; inoltre il sistema è progettato per funzionare con velocità di rotazione variabile al variare del carico e dunque la corrente alternata viene prodotta a frequenza variabile; per questo motivo a valle dell'alternatore è previsto un sistema elettronico di condizionamento, per convertire la corrente alternata alla frequenza nominale di rete pari a 50 Hz. La possibilità di funzionare a velocità di rotazione variabile, al variare del carico, conferisce alla MTG una flessibilità operativa maggiore rispetto alle grandi turbine a gas, per le quali la velocità di rotazione è invece fissa e stabilita direttamente dalla frequenza di rete. Con tale modalità operativa a giri variabili, si attenua il decadimento di prestazioni in termini di rendimento che si avrebbe a carico ridotto se la velocità fosse costante; pertanto le MTG sono anche utilizzabili in applicazioni nelle quali è richiesta una frequente modulazione del carico.

In definitiva la microturbina a gas si compone dei seguenti elementi:

- un gruppo turbo-compressore che nella fattispecie delle MTG è a sua volta composto da un compressore centrifugo monostadio, ed una turbina a gas monostadio a flusso radiale;

- una camera di combustione, di dimensioni limitate che può essere con architettura anulare (di derivazione aeronautica) o tubolare (disposta trasversalmente all'asse della macchina);
- uno scambiatore di recupero termico a superficie di tipo compatto (a lamierini) spesso integrato all'interno della macchina;
- un alternatore;
- un sistema elettronico di condizionamento della potenza elettrica in uscita.

Dal punto di vista termodinamico, la microturbina si caratterizza per:

- valori di rapporto di compressione limitati, tipicamente nel range $3 \div 5$, in conseguenza dell'impiego di un unico stadio di compressore radiale;
- temperature di ingresso turbina modeste (inferiori a $900 \div 950^\circ\text{C}$); la turbina radiale non è infatti raffreddata e non è realizzata in materiale ceramico in accordo con una filosofia di progetto volta a ridurre i costi del sistema;
- un ciclo termodinamico con recupero termico, che consente di ottenere rendimenti elettrici non troppo penalizzati dal limitato contenuto tecnologico dei componenti della MTG.

In assenza del recupero termico infatti, dati i limitati valori di temperatura dei gas in ingresso alla turbina si avrebbe un rendimento del ciclo molto scadente, per rapporti di compressione tipici delle MTG; al contrario, come evidente in figura 3.6.3.2, per un ciclo con recupero di calore i rendimenti potenzialmente ottenibili con limitati valori di temperatura di ingresso turbina (TIT) possono raggiungere valori massimi fino al 30 % circa con rapporti di compressione nel range $3 \div 5$.

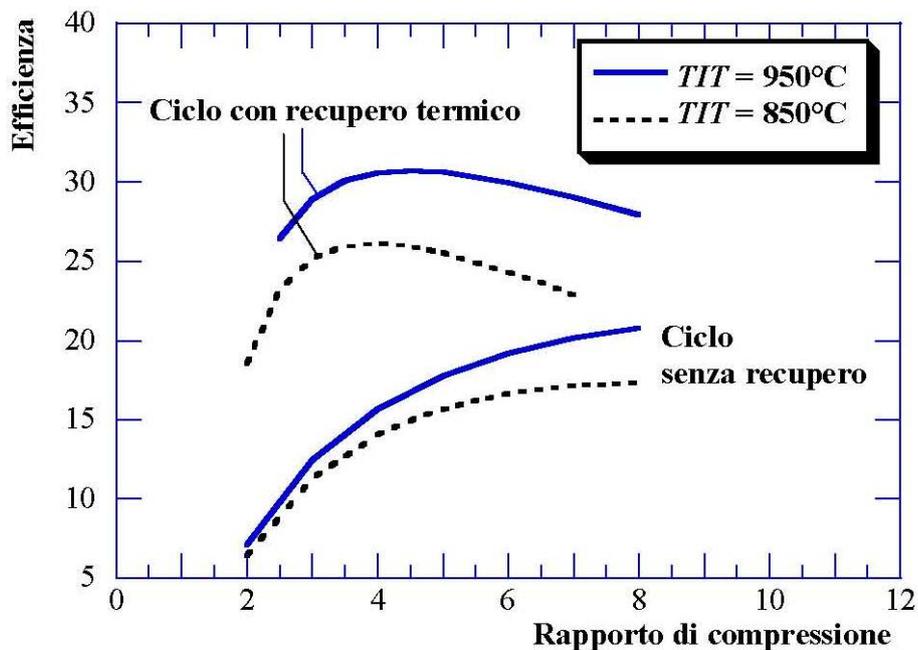


Fig. 2.6.3.2 – Variazione dell'efficienza della microturbina al variare del rapporto di compressione

La microturbina a gas si presta all'impiego cogenerativo, in quanto i gas di scarico uscenti dal recuperatore alla pressione ambiente possiedono ancora una temperatura elevata, tipicamente dell'ordine di 250÷300°C; dunque questo contenuto termico nei fumi può essere ulteriormente recuperato con uno scambiatore.

Negli impianti cogenerativi basati su microturbina a gas, i fumi vengono tipicamente sfruttati raffreddandoli fino a temperature prossime (o anche inferiori) a 100 °C per produrre acqua calda a temperature massime in genere di 70÷90°C. In particolare i fumi vengono convogliati in uno scambiatore di calore gas-acqua, del tipo a piastra tubiera, dove si ha il riscaldamento di acqua, fluente nel circuito esterno.

Gli impianti cogenerativi a MTG hanno prestazioni cogenerative elevate, in quanto il rendimento termico, quando si effettua il pieno recupero termico, è dell'ordine di 45÷55% e dunque il coefficiente di utilizzazione del combustibile (considerando la somma delle energie elettrica e termica prodotte) può arrivare a 80÷90%. Il rapporto elettricità/calore è mediamente pari a 0.55÷0.70: una MTG da 100 kW elettrici può produrre fino a 170÷200 kW termici.

Costi di manutenzione e di impianto

Sulla base dei prezzi indicati dai costruttori, il costo di una microturbina si colloca tipicamente nell'intervallo di valori 1000÷1500 €/kW.

Le microturbine sono generalmente garantite per un funzionamento di circa 6000÷8000 h annue, dato variabile da costruttore a costruttore (con fattori di utilizzo pari al 70÷90%). È generalmente necessario un solo ciclo di manutenzione ordinaria annua. Nel caso di macchine lubrificate ad olio viene richiesta la sostituzione dell'olio, con consumi dell'ordine di 3 l/anno per una macchina da 100 kW. La durata della vita delle microturbine è garantita per circa 60000 ÷ 80000 ore.

Altro componente delicato e soggetto a stress termici notevoli è lo scambiatore/recuperatore, che è investito dai gas ancora caldi uscenti dalla turbina. In genere è questo componente che determina la vita utile complessiva della macchina.

2.6.4 Impianti con turbine a vapore

Un impianto con turbina a vapore è fondamentalmente composto da (i) una pompa necessaria a portare l'acqua alla pressione di vaporizzazione (alcune decine di bar), (ii) un generatore di vapore nel quale il processo di combustione riscalda l'acqua, la vaporizza e surriscalda il vapore, (iii) una turbina nella quale avviene l'espansione del vapore fino a pressioni di decimi di bar ed (iv) un condensatore che riporta il fluido uscente dalla turbina dallo stato di vapore a quello di liquido

saturo. I cicli termodinamici di riferimento sono il ciclo Rankine (a vapore saturo) o quello di Hirn (a vapore surriscaldato).

Dell'impianto a vapore base ora descritto esistono due varianti utilizzate per impieghi cogenerativi: l'impianto a controcompressione e l'impianto a spillamento e condensazione.

Nell'impianto a vapore a controcompressione, illustrato in Fig. 2.6.4.1 (a), tutto il vapore che espande in turbina viene poi utilizzato per il processo che espleta la funzione del condensatore. Il rendimento elettrico risulta penalizzato dall'innalzamento della pressione di condensazione dovuto all'utilizzo del vapore uscente dalla turbina come vapore di processo. Le turbine a controcompressione sono largamente utilizzate in applicazioni di processo, si trovano in raffinerie, cartiere, impianti di dissalazione e altri impianti in cui sono necessarie elevate quantità di vapore.

L'impianto a vapore a spillamento e condensazione, illustrato in Fig. 2.6.4.1 (b), utilizza come vapore di processo una corrente di vapore appositamente spillata alla pressione opportuna, mentre il restante vapore può espandere fino alla pressione del condensatore dove viene condensato. Le due correnti si ricongiungono in ingresso al generatore di vapore. Il rendimento del ciclo termodinamico non è troppo penalizzato rispetto all'assetto non cogenerativo, in quanto la condensazione viene effettuata a pressioni sufficientemente basse. La potenza elettrica globale risulta comunque diminuita, rispetto all'impianto non cogenerativo, in quanto parte del vapore non completa l'espansione in turbina. Le turbine a spillamento e condensazione sono generalmente utilizzate nelle centrali termoelettriche o negli impianti nei quali non c'è un'utenza termica regolare.

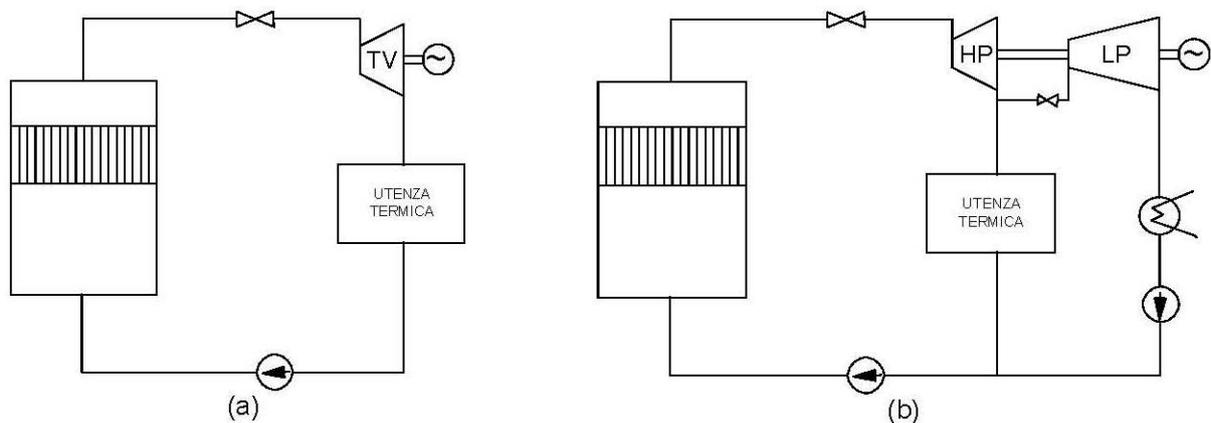


Fig. 2.6.4.1 – Schemi dell'impianto a controcompressione (a sinistra) e dell'impianto a spillamento e condensazione (a destra)

Gli impianti a vapore hanno un rendimento elettrico in assetto cogenerativo che si attesta nel range 15-30% e un rendimento termico che può arrivare al 60%. Il coefficiente di utilizzo del combustibile può arrivare fino al 90%, con una forte preponderanza dell'energia termica prodotta.

L'energia termica è messa a disposizione sotto forma di vapore a pressioni dell'ordine di decine di bar. Il vapore può essere utilizzato direttamente o come vettore energetico intermedio.

Per poter funzionare correttamente questi tipi di impianti necessitano di acqua demineralizzata al fine di evitare incrostazioni in caldaia, sono utilizzati quindi condensatori a superficie per evitare la contaminazione dell'acqua demineralizzata.

Affidabilità e costi di impianto

La tecnologia delle turbine a vapore è considerata matura e le avarie sono piuttosto rare.

La presenza accidentale ed eccessiva di acqua nel vapore provoca erosione precoce delle pale, a causa dell'impatto ad elevata velocità. Questo può causare sbilanciamenti, e quindi eccessive vibrazioni del rotore, che possono avere conseguenze anche sui cuscinetti reggispira.

I costi di impianto si possono stimare in 1700-2000 € per ogni kW installato per le turbine a contropressione ed in 1800-2200 € per ogni kW installato per le turbine a spillamento e condensazione.

2.6.5 Cicli combinati

I cicli combinati sono sistemi di produzione dell'energia adottati, in genere, nelle grandi centrali termoelettriche (con taglie di potenza elettrica prodotta fino a 800 MW); tuttavia esistono anche unità di dimensioni molto più limitate (nel range di potenza elettrica 5÷10 MW), che spesso si prestano ad un impiego cogenerativo.

Il ciclo combinato si compone essenzialmente di una turbina a gas e di un impianto con turbina a vapore, nel quale la caldaia tradizionale è sostituita da una caldaia a recupero che produce vapore utilizzando i prodotti della combustione della turbina a gas. Uno schema concettuale del sistema è riportato in figura 2.6.5.1, nella quale viene dettagliata la presenza del recupero termico entro la caldaia indicata come HRSG (Heat Recovery Steam Generator).

Il ciclo a vapore può presentare diversi livelli di pressione del vapore inviato in turbina: in genere più elevato è il numero di livelli di pressione, maggiore è il recupero termico dai fumi e di conseguenza maggiore è il rendimento elettrico del gruppo combinato, anche se contestualmente aumenta la complessità architettonica ed il costo d'impianto.

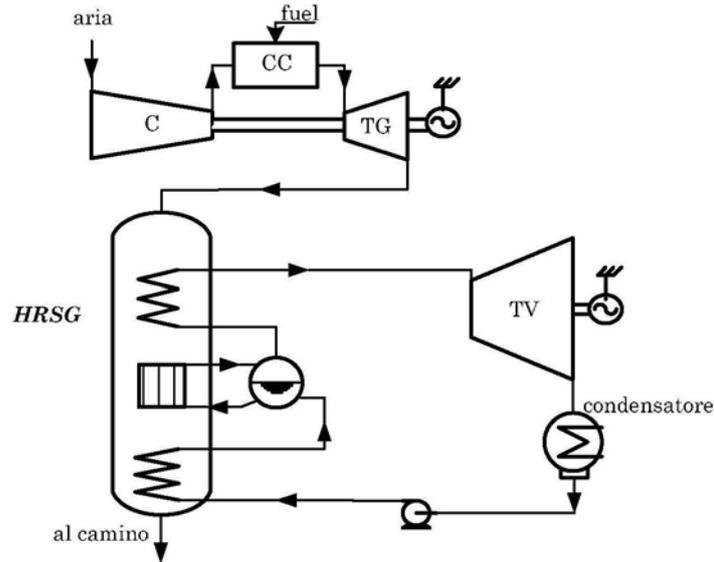


Fig. 2.6.5.1 – Schema concettuale dell’impianto combinato

L’elevato livello tecnologico ha permesso di raggiungere, nei cicli combinati di grossa taglia, valori del rendimento elettrico vicini al 60 %, con architetture a tre livelli di pressione (3LP) e adottando il risurriscaldamento del vapore (RH). La figura 1.6.5.2 fornisce un prospetto dei valori di rendimento dei cicli combinati presenti in commercio: si osserva che esistono tre famiglie di macchine con complessità impiantistica e prestazioni differenti e che coprono fasce di taglia di potenza diverse: oltre ai più grandi 3 LP + RH, vi sono cicli combinati a due livelli (2 LP) e cicli combinati ad un solo livello di pressione (1 LP), con taglie da pochi MWe fino a circa 20 MWe.

In particolare, per quanto riguarda i cicli combinati di taglia più piccola, esistono in commercio solo pochi modelli nel range di potenza elettrica inferiore a 10 MW.

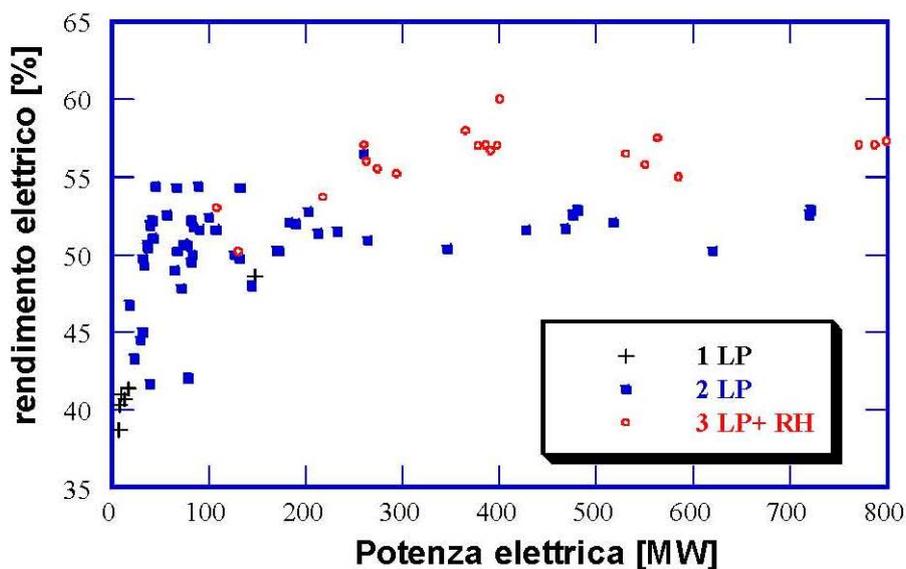


Fig. 2.6.5.2 - Prospetto dei valori di rendimento dei cicli combinati

Si osserva che in questi impianti la turbina a gas presenta una taglia superiore a 5 MW; inoltre si nota che i rendimenti elettrici ottenibili sono nell'intervallo di valori 40 ÷ 44%, poiché per queste taglie viene adottato un ciclo a vapore ad un solo livello di pressione.

In linea di principio è possibile realizzare altri cicli combinati monolivello di taglia inferiore a 10 MWe utilizzando una turbogas con potenza inferiore a 5÷6 MWe e dimensionando opportunamente il ciclo a vapore sottostante: ovviamente in tal caso tra i costi di realizzazione del sistema comparirà anche il costo di progetto dell'HRSG e del circuito del vapore.

Il ciclo combinato, essendo basato sull'impiego di turbine a gas, è un sistema energetico potenzialmente sensibile alle condizioni ambiente; l'effetto della temperatura esterna sulle prestazioni elettriche di un tipico gruppo combinato è rappresentato in figura 2.6.5.3, in cui si evidenziano le differenze rispetto ad una turbina a gas e ad un tipico impianto a vapore.

Si osservi che in genere il ciclo combinato è meno sensibile della turbina a gas alla variazione di temperatura esterna: quando la temperatura aumenta, gli effetti negativi sulla potenza del turbogas possono essere in qualche misura attenuati, poiché aumenta la quota parte di calore scaricato nei fumi, che viene recuperato in caldaia.

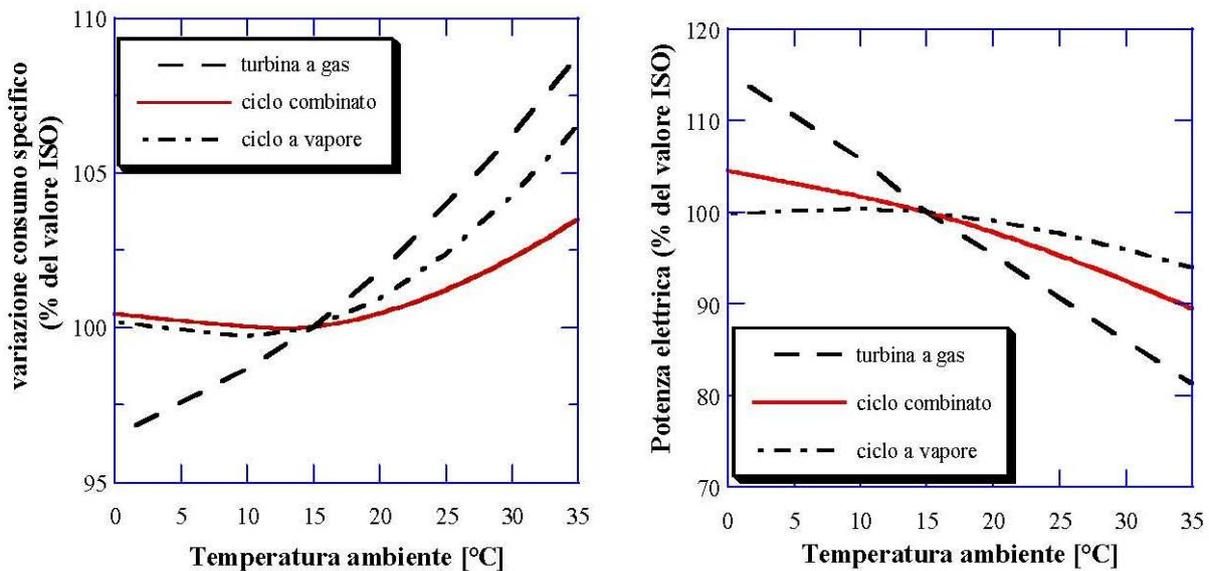


Fig. 2.6.5.3 - Variazioni, rispetto ai valori in condizioni ISO, del consumo specifico (inverso del rendimento elettrico) e della potenza elettrica

Il ciclo combinato nasce per la produzione elettrica ad alta efficienza, ma può essere adattato all'impiego cogenerativo, previa modifica del circuito del vapore. In particolare, si può utilizzare una parte del vapore per soddisfare una richiesta termica, prelevandolo dalla turbina con apposito spillamento ed inviandolo ad uno scambiatore di calore, che riscalda il fluido vettore dell'utenza termica (figura 2.6.5.4). Il vapore estratto dalla turbina, dopo che ha ceduto calore all'utenza termica, viene riportato alla pressione del condensatore ed unendosi alla portata scaricata dalla

turbina può proseguire nel ciclo termodinamico con la condensazione . La modalità con cui viene effettuato lo spillamento e la posizione di questo sulla turbina dipendono dalle condizioni di temperatura e pressione richieste dall'utenza termica. Nel caso di più utenze termiche caratterizzate da livelli di temperatura differenti si realizzano più prese di vapore dalla turbina a pressione diversa. In genere, poiché la pressione massima del vapore disponibile in uscita dall'HRSG raggiunge facilmente i 30÷40 bar, gli spillamenti possono avvenire a pressioni variabili in un ampio range (ad esempio 1÷40 bar), potendo servire utenze con temperature richieste da 100 °C a 250 °C. Un ulteriore recupero termico (evidenziato in figura) può avvenire utilizzando uno scambiatore posto entro la caldaia a recupero, spesso in parallelo con l'economizzatore della caldaia, scambiatore che utilizza una parte del calore scaricato con i fumi in ambiente.

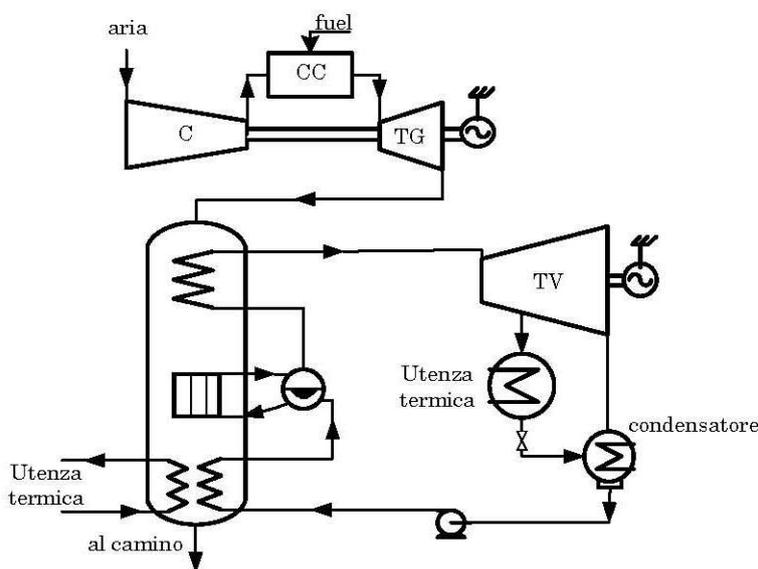


Fig. 2.6.5.4 – Schema impianto combinato in assetto cogenerativo

La presenza dello spillamento nella turbina del ciclo combinato causa una riduzione di potenza elettrica utile rispetto al caso di sola produzione di energia elettrica. Questo fatto rappresenta un limite dell'impiego cogenerativo dei cicli combinati: all'aumentare della produzione termica si riduce la potenza elettrica come mostrato in figura 2.6.5.5.

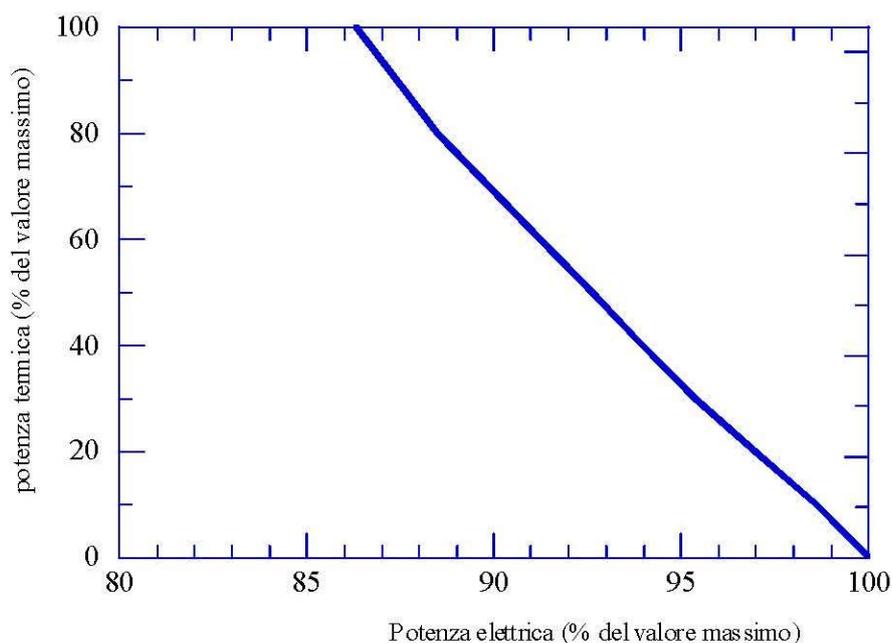


Fig. 2.6.5.5 – Variazione della potenza elettrica all’aumentare della produzione termica

Costi, livello di affidabilità e di diffusione

Sulla base dei dati disponibili (Gas Turbine World 2006), il costo specifico di un ciclo combinato di piccola taglia (tra 5 e 10 MWe) raggiunge valori dell’ordine di 600÷700 €/kW (750÷870 \$/kW), decisamente superiori ai costi specifici degli impianti di taglia maggiore. I costi di manutenzione sono la somma dei costi per la manutenzione della turbina a gas, della turbina vapore, nonché della caldaia a recupero. In genere, il sistema richiede un fermo annuale per manutenzione. L’affidabilità dei componenti installati è in linea con quella dei gruppi turbogas a ciclo semplice e quella dei gruppi a vapore.

2.6.6 La Macchina Frigorifera ad Assorbimento

I sistemi cogenerativi per sfruttare a pieno la potenza termica prodotta dal motore primo vengono solitamente accoppiati ad una macchina frigorifera ad assorbimento che consente di trasformare tale energia in energia frigorifera da impiegare nel periodo estivo per la climatizzazione ambientale.

Il gruppo frigorifero ad assorbimento è un sistema più complesso del sistema a compressione di vapore, ma a differenza di quest’ultimo presenta alcune caratteristiche funzionali che lo rendono interessante per applicazioni di tipo co/tri-generativo.

Descrizione della macchina e componenti fondamentali

Un impianto frigorifero ad assorbimento è un sistema che trasferisce calore da una sorgente fredda ad una sorgente calda mediante l’impiego di una ulteriore quantità di calore Q_{Ass} fornito al sistema da una sorgente a temperatura elevata (maggiore di quella della sorgente calda), come evidenziato

in Figura 2.6.6.1. La sorgente di calore che fornisce Q_{Ass} può essere costituita da un bruciatore di combustibile (assorbitore a fiamma diretta) oppure da un sistema di recupero di calore (mediante olio diatermico, acqua o vapore): in quest'ultimo caso è possibile l'accoppiamento tra l'assorbitore ed un impianto cogenerativo, per impiego tri-generativo.

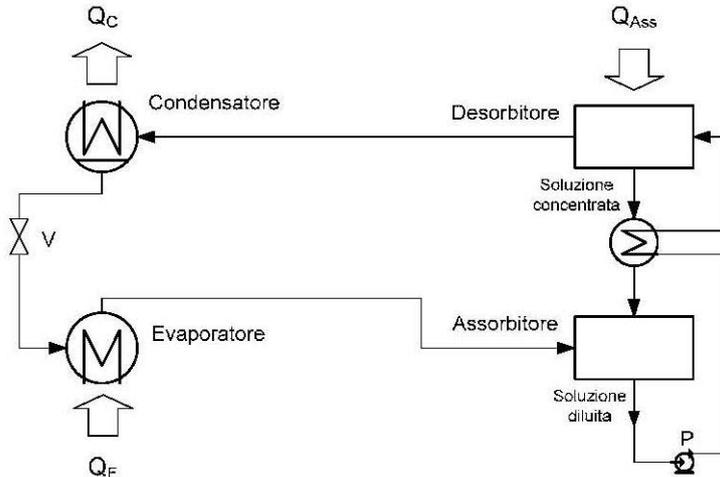


Fig. 2.6.6.1

Il frigorifero ad assorbimento si basa sull'impiego di una miscela binaria di fluidi, ad esempio una soluzione di acqua e bromuro di litio ($H_2O-BrLi$), oppure ammoniaca ed acqua ($NH_3- H_2O$): la prima delle due sostanze della miscela si comporta come fluido refrigerante e la seconda come solvente, in cui il refrigerante è disciolto in concentrazione più o meno elevata a seconda del punto dell'impianto.

L'impianto, rappresentato in modo schematico in Figura 2.6.6.1, presenta i seguenti componenti essenziali:

- un evaporatore, nel quale si ha la sottrazione di calore dall'ambiente da raffreddare con l'evaporazione del fluido refrigerante;
- un assorbitore, nel quale il refrigerante evaporato (fortemente concentrato) viene riassorbito dalla soluzione (diluita) grazie ad una differenza di concentrazione e con un raffreddamento con fluido esterno (non mostrato in figura);
- una pompa che invia la soluzione dall'assorbitore al desorbitore e aumenta la pressione del fluido;
- un desorbitore (anche detto generatore), presso il quale la soluzione rilascia una frazione di soluto per evaporazione, grazie ad un flusso di calore proveniente dall'esterno;
- un condensatore, dove il vapore, proveniente dal desorbitore, viene condensato, con trasferimento di calore all'esterno (sorgente calda), mediante il medesimo fluido esterno che ha operato il raffreddamento presso l'assorbitore; spesso il fluido vettore di raffreddamento è acqua, inviata in una apposita torre di raffreddamento;
- una valvola di laminazione, che riporta il fluido nell'evaporatore e ne riabbassa la pressione.

L'impianto può presentare anche altri componenti: ad esempio, nel caso di impiego di ammoniaca, si rende necessario l'impiego di una colonna di rettificazione, che separi il vapore di NH₃ da quello di H₂O (Figura 2.6.6.2).

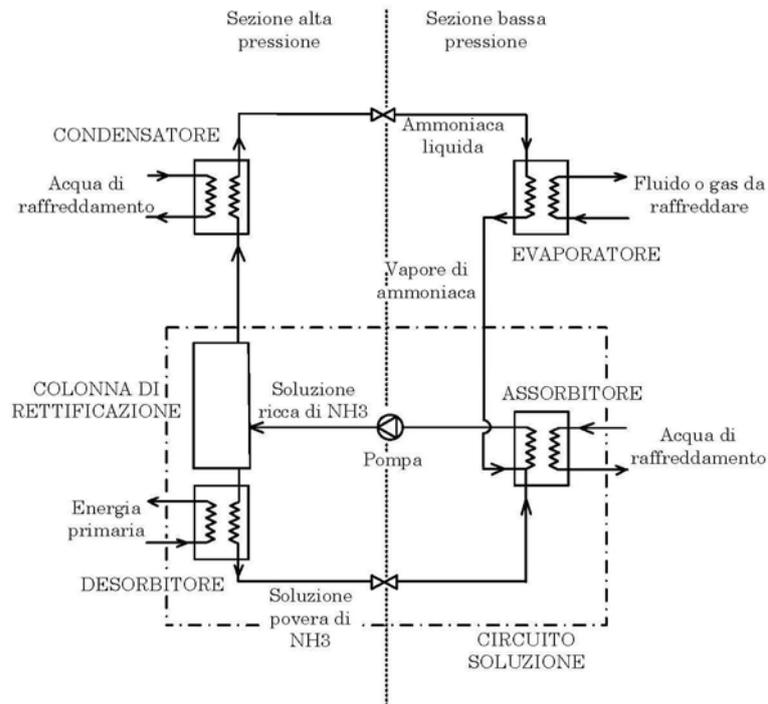


Fig. 2.6.6.2 (Fonte Baxter: www.baxterenergy.com)

Una variante ulteriore è costituita dall'impianto ad assorbimento a doppio effetto, che differisce dall'impianto a semplice effetto sopra descritto essenzialmente per la presenza di due desorbitori posti in cascata (si veda la figura 2.6.6.3): l'impianto a doppio effetto utilizza nel desorbitorio che funziona a temperatura inferiore il calore reso disponibile al condensatore di livello termico superiore. In genere l'impianto a doppio stadio viene alimentato da una sorgente termica esterna (eventuale calore di scarto di un motore cogenerativo soprastante) a temperatura maggiore (> di 150-200°C) rispetto al caso a semplice effetto (dove le temperature di alimentazione sono tra 60°C e 130°C). Sono stati ipotizzati anche impianti a triplo effetto che potrebbero funzionare con temperature di alimentazione tra 160°C e 300°C, fornendo prestazioni superiori.

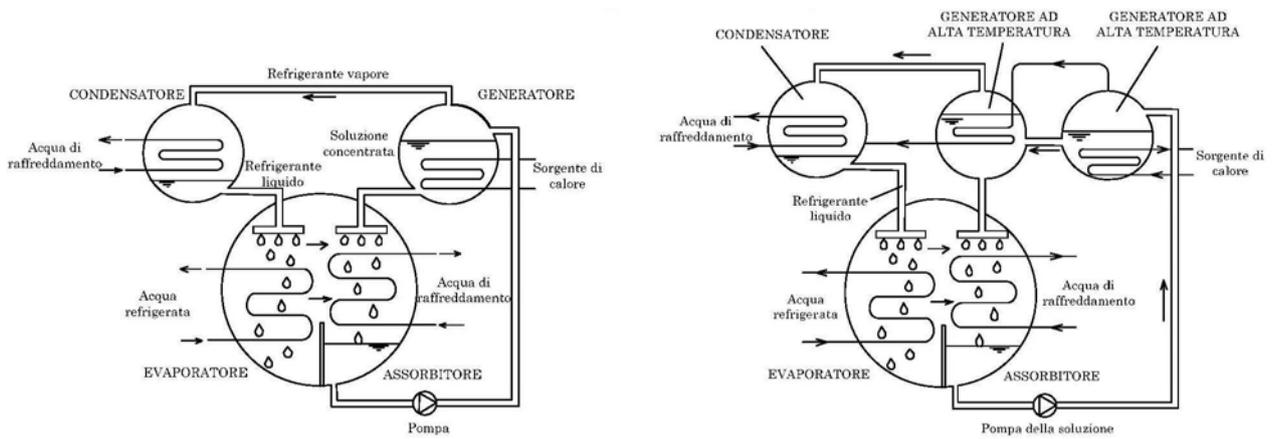


Figura 2.6.6.3 - layout di impianto ad assorbimento a semplice effetto (sin.) e a doppio effetto (des.)

Gli impianti frigoriferi ad assorbimento ad acqua/BrLi consentono di raggiungere temperature di raffreddamento limitate (superiori a 0°C per evitare problemi di congelamento del refrigerante) adatte per un impiego nell'ambito del raffrescamento, mentre gli impianti ad ammoniaca consentono di ottenere temperature tipiche della refrigerazione fino a -40°C ÷ -60°C . Le prestazioni di un impianto frigorifero ad assorbimento vengono generalmente indicate con un indice EER definito, in questo caso, come rapporto tra potenza frigorifera utile e potenza termica introdotta:

$$\text{EER} = Q_F / Q_{\text{Ass}}$$

I valori dell'EER per le macchine a semplice effetto sono tipicamente inferiori ad 1: più precisamente l'EER è variabile nel range 0.6 ÷ 0.75 , con valori superiori per le macchine a bromuro di litio rispetto a quelle ad ammoniaca; per le macchine a doppio effetto l'EER può raggiungere valori superiori all'unità, in genere nel range 1.1 ÷ 1.3 . Si tenga presente che le prestazioni variano se la macchina funziona a carico parziale: in Fig. 2.6.6.4 si riporta il legame tra carico frigorifero ed energia entrante nell'impianto, sia per un frigorifero ad assorbimento sia a compressione; la bisettrice corrisponde ad un comportamento ideale ad EER costante al variare del carico. Si osserva che una macchina ad assorbimento mostra un minore consumo rispetto ad una macchina a compressione ed in particolare l'EER del frigorifero ad assorbimento a carico parziale può risultare superiore al corrispondente valore a pieno carico. Ciò è dovuto all'assenza, nei frigoriferi ad assorbimento, di macchine con parti in movimento (escludendo la pompa il cui contributo è poco significativo), le cui prestazioni decadono sempre ai carichi parziali, ed inoltre all'incremento di efficienza di scambio negli scambiatori del sistema quando questo opera con portate inferiori a quelle di progetto.

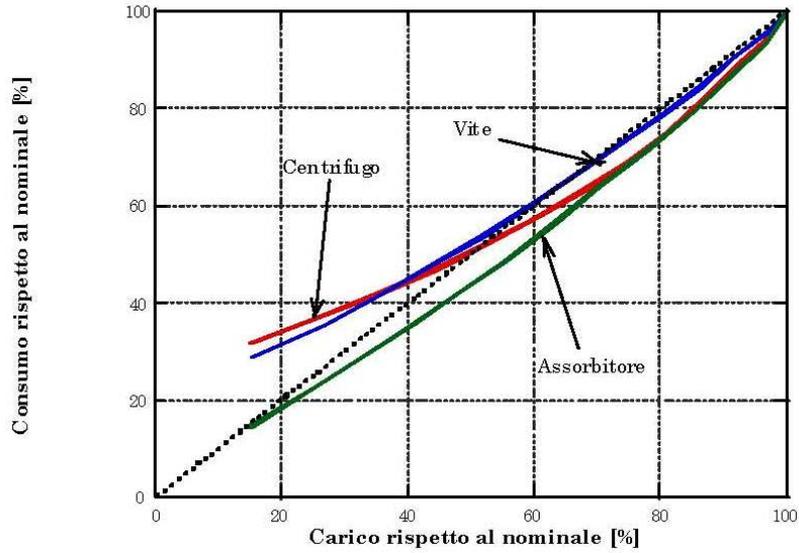


Figura 2.6.6.4

La figura 2.6.6.5 mostra invece che le prestazioni del frigorifero ad assorbimento, in termini di potenza utile frigorifera, variano al variare della temperatura dell'utenza frigorifera ed al variare della temperatura di raffreddamento a cui avviene la condensazione (sorgente calda).

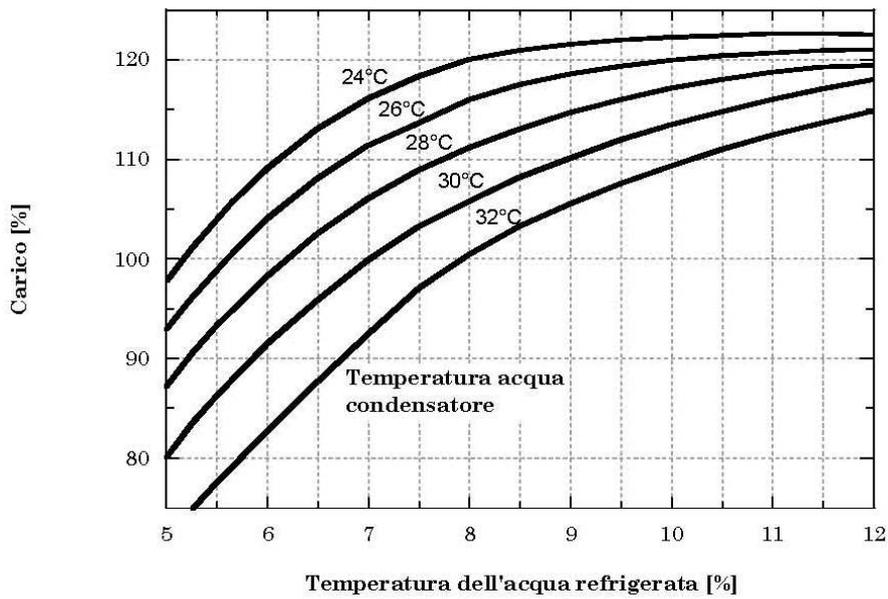


Figura 2.6.6.5 (Fonte Broad: www.broad.com)

Si riportano nella seguente tabella le principali caratteristiche degli assorbitori della casa costruttrice Century IBT. I dati sotto riportati sono stati reperiti dalle schede tecniche fornite dal costruttore.

MODELLO		AR-D40L2		AR-D50L2		AR-D60L2		AR-D70L2		AR-D85L2		AR-D1000L2		AR-D115L2		
COOLING CAPACITY		kW	130	140	165	176	193	327	352	246	278	299	327	352	380	404
CHILLER WATER	INLET/OUTLET TEMPERATURE	°C	12-7	13-8	12-7	13-8	12-7	13-8	12-7	13-8	12-7	13-8	12-7	13-8	12-7	13-8
	FLOW RATE	m ³ /h	22,4	24,2	28,4	30,2	56,2	60,5	39,3	42,3	47,8	51,4	56,2	60,5	65,3	69,6
	PRESSURE DROP	bar	0,38	0,45	0,55	0,62	0,45	0,52	0,57	0,66	0,54	0,63	0,45	0,52	0,44	0,50
COOLING WATER	INLET/OUTLET TEMPERATURE	°C	31,0 – 36,5													
	FLOW RATE	m ³ /h	48,3	52,3	61,5	65,4	72,0	78,5	85,1	91,6	103	111	121	131	141	150
	PRESSURE DROP	bar	0,39	0,47	0,71	0,81	0,68	0,81	0,78	0,91	0,84	0,98	0,53	0,62	0,57	0,64
HOT WATER	INLET/OUTLET TEMPERATURE	°C	95,0 – 80,0													
	FLOW RATE	m ³ /h	10,3	11,1	13,1	13,9	15,3	16,7	18,1	19,5	22,0	23,6	25,9	27,8	30,0	32,0
	PRESSURE DROP	bar	0,20	0,24	0,25	0,28	0,27	0,32	0,38	0,44	0,39	0,45	0,39	0,45	0,39	0,44
PUMP	SOLUTION PUMP	kW	0,55+0,4						0,75+0,4				2,2+1,5			
	REFRIG. PUMP	kW	0,2						0,4				0,4			
	VACUUM PUMP	kW	0,4													

Capitolo 3. LA SOLUZIONE “INTEGRATIVA” GEOTERMICA

3.1 – Premessa

Con il termine geotermia si è soliti intendere tutti i processi tecnologici che consentono lo sfruttamento della energia termica immagazzinata nel sottosuolo.

La geotermia, ovvero il calore reso disponibile dalla terra, costituisce una fonte di energia rinnovabile (quindi inesauribile) e costantemente disponibile. Essa può essere classificata in base alle temperature a cui può essere prelevato il calore, e quindi alle possibili applicazioni.

Parte di questa energia può essere sfruttata tramite un fluido termovettore e la risorsa energetica ottenuta può essere classificata in:

- risorsa ad *alta entalpia*, se il fluido ha una temperatura superiore a 150 °C ed il cui sfruttamento diretto permette la produzione di energia elettrica;
- risorsa a *media entalpia*, se il fluido ha una temperatura tra gli 85 ed i 150 °C permettendo l'utilizzo diretto di calore o la produzione, tramite un fluido intermedio, di energia elettrica;
- risorsa a *bassa entalpia*, se il fluido non può superare gli 85 °C rendendolo idoneo alla produzione diretta di calore mediante le pompe di calore.

3.1.1 - Risorsa ad *alta entalpia*

Il calore del sottosuolo può essere utilizzato non solo ai fini termici, ma anche per la produzione di energia elettrica. Nelle zone caratterizzate da faglie sono presenti anomalie termiche nel sottosuolo che consentono di sfruttare la pressione esercitata dal vapore contenuto nei pozzi per azionare una turbina accoppiata ad un generatore elettrico.

Esistono nel mondo varie applicazioni di centrali geotermiche per la produzione di energia elettrica. In Italia tale applicazione è rappresentata dalla centrale geotermica di Larderello in Toscana, mentre la più grande centrale al mondo è la centrale “The Geysers”, che si trova a circa 140 km a nord di San Francisco (USA) che ha una potenzialità di 800 MW.

Nel caso di pozzi d'acqua sottoposti a pressioni e temperature elevate, nei quali si produce acqua calda e non vapore, definiti acquiferi “ad acqua dominante”, si alimentano centrali in cui l'acqua, che si trova ad una temperatura di circa 200-350 °C, arriva in superficie passando rapidamente da elevatissime pressioni nel sottosuolo alla pressione atmosferica. Si genera così la vaporizzazione di una parte dell'acqua del pozzo che viene sfruttata in centrale per la produzione di energia elettrica e che viene rimessa in profondità tramite il pozzo stesso. Applicazioni di tale metodologia si possono

ritrovare nei campi geotermici di Travale Montieri (Grosseto). Tali applicazioni necessitano di perforazioni ad elevate profondità. Nel Lazio ed in Toscana si possono trovare falde acquifere ad alta temperatura a profondità comprese tra 1000 e 3000 metri.

3.1.2 - Risorsa a *media entalpia*

Nel caso invece di serbatoi di acqua sotterranea che producono acqua a temperature minori (110-200 °C) si può utilizzare la tecnologia detta “ciclo binario”.

Tale tecnologia consiste nel costituire sistemi che sfruttano la temperatura del fluido caldo, attraverso degli scambiatori di calore in cui fluisce un secondo fluido caratterizzato da una temperatura di evaporazione minore di 100 °C. Il fluido secondario vaporizzato espande quindi in una turbina e passa in un condensatore per essere reimpresso nella falda acquifera. Una applicazione di tale tecnica è rappresentata dalla centrale di Latera nel Lazio.

Un ulteriore modo per fruttare direttamente i fluidi geotermici è rappresentato da un impianto di teleriscaldamento geotermico. Tale impianto consente di utilizzare l’acqua che sgorga da un pozzo per riscaldare, tramite opportuni scambiatori di calore, l’acqua circolante nei corpi scaldanti delle abitazioni (radiatori, ventilconvettori, pannelli radianti).

Il più grande impianto di teleriscaldamento geotermico funzionante si trova a Ferrara dove oltre 15000 appartamenti sono serviti da questo impianto che frutta l’acqua calda, alla temperatura di 105 °C, prelevata da un pozzo della profondità di 1200 metri, realizzato dalla AGIP negli anni ’60 per ricerche petrolifere. Tale impianto consente di avere basso inquinamento dell’aria oltre ad un ridotto consumo di combustibile ad uso riscaldamento (gas metano e/o gasolio) e quindi un elevato risparmio energetico.

3.1.3 - Risorsa a *bassa entalpia*

Non tutti i suoli hanno le caratteristiche idonee da poter essere sfruttati ai fini della produzione di energia elettrica o comunque per la produzione di acqua ad elevata temperatura.

Solitamente il suolo risulta essere caratterizzato da una temperatura costante che in Italia si attesta intorno ai 12-14 °C. Tale temperatura risulta costante una volta raggiunta la profondità di 10 metri e fino ai 100 metri. Al di sotto dei 100 metri si riscontra un incremento di 3 °C per ogni 100 metri. In tali condizioni la tecnologia viene definita “*geotermia a bassa entalpia*” e l’impianto sfruttante tale tecnologia viene impiegato ai fini del riscaldamento e del raffrescamento e per la produzione dell’acqua sanitaria mediante l’ausilio di una pompa di calore.

3.2 - Impianto geotermico a bassa entalpia

Lo scambio di calore tra l'edificio ed il sottosuolo avviene per mezzo di particolari scambiatori di calore, definiti sonde geotermiche. Ad oggi la più comune tipologia di installazione prevede l'inserimento nel terreno di tubi verticali in polietilene collegati con un raccordo ad "U" alla loro estremità inferiore. All'interno dei tubi, che costituiscono un sistema chiuso, viene fatto circolare un fluido termovettore che rappresenta il mezzo fisico attraverso cui avviene lo scambio termico.

Le sonde geotermiche possono essere ottimamente accoppiate alle pompe di calore. Tale tecnologia, largamente sfruttata per la climatizzazione degli edifici, sfrutta un apporto di energia elettrica per prelevare calore da una sorgente termica "esterna" e convogliarlo, a temperatura maggiore, all'ambiente da climatizzare.

Le sonde geotermiche possano essere utilizzate vantaggiosamente per sfruttare il suolo come sorgente termica per le applicazioni in pompa di calore. La temperatura praticamente costante del sottosuolo, sfruttabile facendo circolare il fluido termovettore nelle sonde, permette infatti di migliorare le prestazioni della macchina rispetto all'utilizzo dell'aria esterna come sorgente. Un ulteriore vantaggio ottenibile con l'utilizzo del sistema sonde-pompa di calore, nel caso di edifici ad alta efficienza termica e località caratterizzate da estati non particolarmente calde, consiste nel poter sfruttare la bassa temperatura del terreno per la climatizzazione estiva dell'edificio senza alcun consumo energetico (free cooling). In tale contesto, le sonde fungono da sorgente calda nei periodi di riscaldamento e da sorgente fredda durante il raffrescamento estivo. Durante il ciclo di riscaldamento invernale, infatti, il fluido scende a bassa temperatura nel tubo della sonda, per risalire nell'altro riscaldato dal calore del suolo. Tale aumento di temperatura permetterà l'evaporazione del fluido frigorifero contenuto nella pompa di calore. Viceversa, durante il ciclo di raffrescamento estivo, il fluido cede calore al terreno garantendo così la condensazione del fluido interno alla pompa di calore.

I principali deterrenti per la diffusione sul territorio delle pompe di calore geotermiche sono l'assenza di una normativa energetico-ambientale di riferimento per il settore e gli elevati costi di installazione delle sonde.

Oltre all'aspetto economico, per un impianto geotermico bisogna considerare la sostenibilità ambientale dell'impianto. Lo sfruttamento del sottosuolo, sia nel periodo invernale per il riscaldamento sia nel periodo estivo per la climatizzazione, deve portare al raggiungimento di una condizione di equilibrio globale nel sottosuolo. Infatti si riscontra una alterazione della temperatura del sottosuolo dovuta alla realizzazione di tale impianto. A tal proposito sono stati condotti studi sperimentali da parte di Eugest e Rybach per valutare l'influenza in termini di variazione di

temperatura del terreno nelle vicinanze degli scambiatori. Mediante una rilevazione della temperatura si è evinto da tale studio che l'influenza delle condizioni climatiche esterne si riscontrano fino ad una profondità compresa tra 0 e 15 metri mentre a profondità maggiori il flusso geotermico diventa predominante rispetto alle condizioni climatiche. Continuando la rilevazione per 2-3 anni, si è riscontrato un lieve abbassamento della temperatura che si attenua al passare del tempo e si attesta intorno ad un valore di 1-2 °C rispetto alle condizioni del terreno indisturbato. Ripetendo nel tempo la rilevazione, si è riscontrato che il terreno raggiunge autonomamente condizioni stazionarie accettabili. I dati raccolti da tali rilevazioni furono utilizzati per validare il modello numerico sviluppato da Eugest e Rybach.

3.2.1 - Vantaggi e limiti degli impianti geotermici

Come detto gli impianti geotermici possono essere efficacemente impiegati nella climatizzazione invernale ed estiva degli edifici.

L'installazione di tali impianti risulta particolarmente vantaggiosa per i seguenti motivi:

- a) La pompa di calore geotermica sostituisce la caldaia per il riscaldamento invernale ed i gruppi frigo per la climatizzazione estiva. Di conseguenza una sola macchina particolarmente silenziosa e di dimensioni contenute può essere impiegata sia in regime invernale che estivo.
- b) Dal punto di vista della sicurezza, l'impiego di pompe di calore geotermiche evita l'installazione della caldaia e quindi consente di azzerare i pericoli dovuti alle perdite di gas.
- c) Gli impianti di climatizzazione geotermici, secondo il rapporto EPA, sono il sistema che *“ha il più basso valore delle emissioni di CO2 fra le tecnologie disponibili per la climatizzazione ed il più basso impatto ambientale complessivo”*.
- d) I consumi di energia elettrica sono bassissimi. I risparmi sui costi di gestione sono consistenti e le manutenzioni sulle parti di impianto sono ridotte.
- e) La durata degli impianti supera la vita media degli edifici. Le sonde geotermiche in polietilene ad alta densità hanno una vita di circa 50 anni. Inoltre la vita media delle pompe di calore geotermiche risulta pari a circa 40000 ore di funzionamento e considerando un utilizzo annuo di 2000/2500 ore/anno, corrisponde a circa 20 anni.
- f) In caso di grosse installazioni, è di fondamentale importanza effettuare un corretto dimensionamento dell'impianto. Infatti così facendo la temperatura che scorre nelle sonde geotermiche consente di ottenere un rendimento superiore rispetto ai sistemi convenzionali ad aria.

I limiti di tale tecnologia impiantistica consistono in un costo iniziale dell'impianto geotermico notevolmente più elevato di un sistema tradizionale.

Infatti nel caso di utenze residenziali, si può riscontrare un sovrapprezzo variabile tra il 50-80% in più rispetto al sistema convenzionale, mentre per le utenze di tipo commerciali tali impianti hanno un sovra costo del 20-40% in più.

Per tale motivo tale tipologia impiantistica necessita di un processo di dimensionamento accurato, in quanto anche un minimo sovradimensionamento in fase progettuale può comportare un esborso economico rilevante che può portare ad errori nello studio di fattibilità economico.

3.3 - Gli impianti geotermici

Come detto gli impianti geotermici sono soliti essere utilizzati per la climatizzazione estiva degli ambienti. In tal caso la pompa di calore viene collegata ai terminali quali fan-coil, pannelli radianti, mentre nel caso invernale il riscaldamento degli ambienti avviene collegando la pompa di calore a terminali a bassa temperatura quali pannelli radianti a pavimento, a parete, a soffitto. Si riscontra che minore è la temperatura di mandata ai terminali dell'impianto geotermico, maggiore risulterà il rendimento dell'impianto. L'utilizzo di terminali ad alta temperatura (superiore ai 65°C), quali i comuni radiatori, determinano condizioni tali da rendere l'impianto geotermico antieconomico.

Negli impianti di climatizzazione è di fondamentale importanza raggiungere le condizioni di benessere termoigrometrico rappresentate da alcuni parametri entro i quali le persone che soggiornano negli ambienti non avvertono condizioni di disagio.

I parametri da cui dipende il benessere fisiologico del corpo umano sono:

- 1) temperatura dell'aria;
- 2) umidità dell'aria;
- 3) velocità dell'aria;
- 4) purezza dell'aria;
- 5) temperatura delle pareti degli ambienti;
- 6) parametri soggettivi (vestiario).

Nella progettazione quindi bisogna tener conto di tutti questi parametri i quali sono fissati a seconda della destinazione d'uso degli edifici mediante norme UNI e leggi nazionali.

Per regolare il tasso di umidità dell'aria si utilizza l'Unità di Trattamento della stessa.

La pompa di calore rappresenta una tecnologia oramai largamente utilizzata per la climatizzazione degli edifici che è in grado di regolare la temperatura dell'aria negli ambienti.

Tali macchine sono basate su un ciclo termodinamico frigorifero inverso nel periodo invernale ed un ciclo frigorifero nel periodo estivo. La pompa di calore opera tra due livelli termici, nel ciclo invernale e quindi con funzioni di impianto di riscaldamento, tra il livello termico dei terminali dell'impianto di riscaldamento (35-50°C) e il livello termico dell'aria esterna. Ai livelli termici corrispondono due livelli di pressione, uno più elevato a cui corrisponde il processo di condensazione e quello inferiore a cui corrisponde l'evaporazione.

Il ciclo di funzionamento della pompa di calore si realizza tramite il susseguirsi di quattro trasformazioni: evaporazione, compressione, condensazione, espansione (laminazione). La scelta del fluido che evolve nella macchina è funzione della efficienza energetica ottenibile e dalla tecnologia disponibile. Infatti è noto che non è possibile ottenere nella realtà trasformazioni ideali reversibili e di conseguenza l'efficienza reale risulterà nettamente minore della efficienza massima teorica in conseguenza della presenza delle irreversibilità delle trasformazioni. Usualmente quale fluido nelle pompe di calore si utilizzano i fluidi refrigeranti R410A, R407C, ecc. Il ciclo opera sfruttando due trasformazioni in cambiamento di fase, l'evaporazione e la condensazione mentre le altre due trasformazioni sono necessarie per completare il ciclo per passare dal livello di pressione maggiore a quello minore.

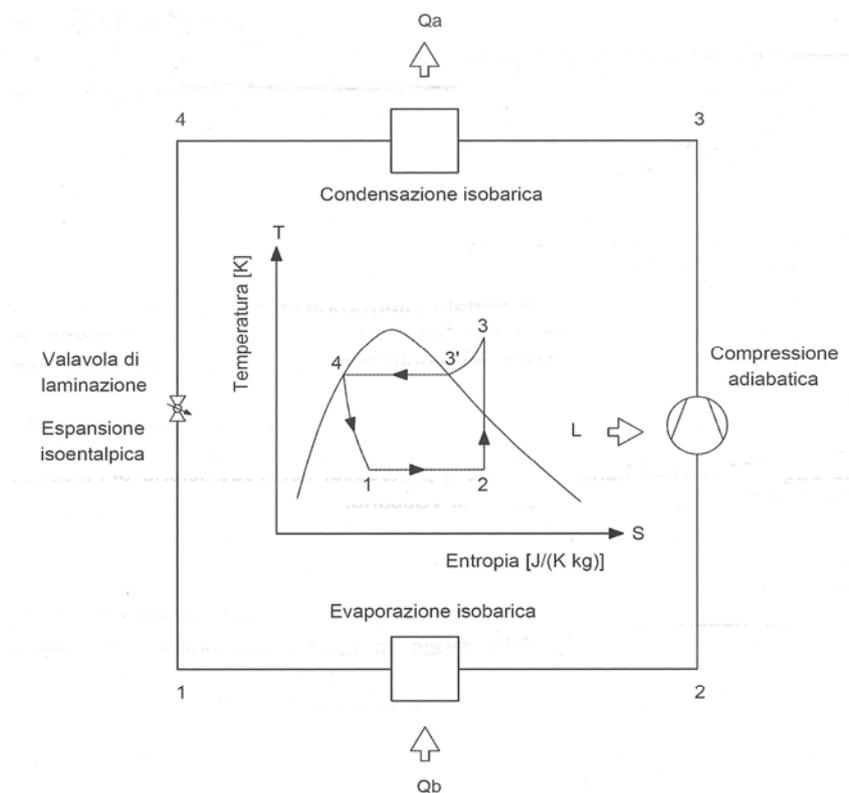


Figura 3.3.1 - Ciclo termodinamico a compressione di vapore

Le quattro trasformazioni costituenti il ciclo termodinamico sinteticamente analizzate sono:

- 1) Evaporazione (1-2): tale trasformazione avviene all'interno di uno scambiatore di calore, detto evaporatore, in cui il fluido refrigerante evapora assorbendo il calore fornito dalla sorgente esterna (solitamente aria).
- 2) Compressione (2-3): il vapore prodotto dall'evaporazione entra nel compressore e viene portato alla pressione di condensazione, in uscita dal compressore il vapore è surriscaldato.
- 3) Condensazione (3-4): il vapore surriscaldato fluisce all'interno di uno scambiatore di calore, detto condensatore, in cui cede il calore e si raffredda, nella prima parte dello scambio di calore il vapore raggiunge la condizione di saturazione (3-3'), successivamente segue la fase in cui si ha il cambiamento di fase che avviene a temperatura costante pari alla temperatura di condensazione T_3 , fino ad uscire nelle condizioni 4 allo stato liquido.
- 4) Espansione (laminazione) (4-1): il liquido ora, per completare il ciclo termodinamico, si deve portare il liquido che si trova al livello di pressione del condensatore più elevato, a quello 1 al livello minore di pressione nell'evaporatore. Tale trasformazione, nel caso di cicli frigoriferi, avviene all'interno di una valvola di laminazione e risulta irreversibile in quanto l'espansione non è tecnicamente realizzabile. Il fluido quindi durante tale trasformazione oltre ad espandersi si raffredda.

Come detto la pompa di calore è caratterizzata da un ciclo termodinamico che opera tra due livelli di temperatura T_a e T_b con $T_a > T_b$ e nel caso sia reversibile oltre che per il riscaldamento può essere utilizzata anche per il condizionamento estivo.

In entrambi i casi è possibile definire un coefficiente di prestazione energetica che valuta l'energia utile messa a disposizione e l'energia primaria consumata.

Indicando con Q_a il calore scambiato con la sorgente a temperatura T_a e Q_b quello scambiato con la sorgente a temperatura T_b ed L il lavoro meccanico fornito al compressore, nel caso di funzionamento invernale, la pompa di calore cede calore al corpo da riscaldare a temperatura T_a consumando il lavoro L . In questo caso è possibile definire il COP (coefficiente di effetto utile dall'inglese "*coefficient of performance*") come il rapporto tra l'energia utile e l'energia in ingresso e quindi pari a:

$$COP = \frac{Q_2}{L}$$

Nel caso invece di funzionamento nel periodo estivo, il parametro che caratterizza le prestazioni della macchina viene definito EER ovvero come rapporto fra la potenza frigorifera espressa in Btu/h e la potenza elettrica espressa in W. Si rileva che l'EER si determinerà quando entrambi i valori sono espressi in W. Di conseguenza nella configurazione estiva all'ambiente che si trova a

temperatura T_b viene sottratta una quantità di calore Q_b consumando una quantità di lavoro L , quindi l'EER è rappresentabile dalla seguente relazione:

$$EER = \frac{Q_1}{L}$$

Le prestazioni di una pompa di calore risultano fortemente condizionate dalla sorgente termica. L'aria esterna risulta la sorgente più utilizzata per la semplicità con cui è disponibile, ma risulta essere la meno adatta dal punto di vista termodinamico poiché:

- 1) Al decrescere della temperatura dell'aria esterna aumenta il carico termico dell'edificio e diminuiscono sia il COP che la capacità della pompa di calore. Ciò accade a causa della diminuzione della densità del fluido frigorifero in aspirazione con conseguente riduzione della portata di massa elaborata dal compressore.
- 2) Per temperature intorno agli 0°C e con umidità relativa elevata, l'aria, scambiando con l'evaporatore, può raggiungere le condizioni di saturazione e condensare sulla superficie dell'evaporatore che si trova a temperature minori di 0°C e quindi determinare le condizioni di solidificazione dell'acqua condensata e con formazione di brina sull'evaporatore. La brina peggiora notevolmente lo scambio termico all'evaporatore che ha ripercussioni sul funzionamento della macchina.

Nel caso di impianti geotermici a pompa di calore, si sceglie una sorgente a livello termico più alto, il terreno, caratterizzato da una temperatura pressoché costante durante tutto l'anno ed utilizzando una pompa di calore con scambiatore di calore acqua-acqua. In questo modo si ha:

- 1) assenza della formazione della brina,
- 2) miglioramento delle prestazioni energetiche della macchina dovute alla riduzione della differenza di temperatura tra l'evaporatore ed il condensatore,
- 3) limitata variazione della capacità della pompa di calore che per impianti di piccola taglia può comportare la possibilità di rinunciare al sistema ausiliario di riscaldamento.

3.4 - Le proprietà termiche del terreno

Le proprietà che influenzano l'accoppiamento tra le sonde geotermiche ed il sottosuolo sono:

- la densità del suolo
- il contenuto di umidità nel suolo
- la matrice solida del suolo

Si riscontra che all'aumentare della densità, si riduce il volume complessivo occupato dalle cavità vuote e migliorando il contatto tra i grani, si ha l'aumento della conduttività termica del suolo. In

generale, a parità del tasso di umidità, la resistività di un terreno a grana grossa è maggiore di quella di un terreno a grana fine. Inoltre la conduttività dei suoli rocciosi risulta superiore a quella dei terreni sabbiosi e argillosi.

La proprietà più importante risulta essere l'umidità del terreno, non solo perché influenza la densità, ma soprattutto perché la conducibilità dell'acqua risulta circa venti volte superiore a quella dell'aria di cui prende il posto; il compattamento del terreno in tale condizioni ha un effetto benefico sulla resistività.

Risulta però molto complicato determinare il valore del tasso di umidità in quanto esso è variabile nel tempo ed è influenzato dalla piovosità, dall'evaporazione, dalla vegetazioni e dalle differenze di temperatura nel suolo, tutti parametri di difficile determinazione.

La stabilità termica è un parametro che deve essere opportunamente valutato. Analizzando il diagramma della conduttività termica del suolo in funzione della densità e del contenuto di umidità si osserva che il cosiddetto intervallo di stabilità è rappresentato dal tratto di curva umidità-densità in cui ad un piccolo incremento dell'umidità corrisponde una piccola diminuzione della resistività.

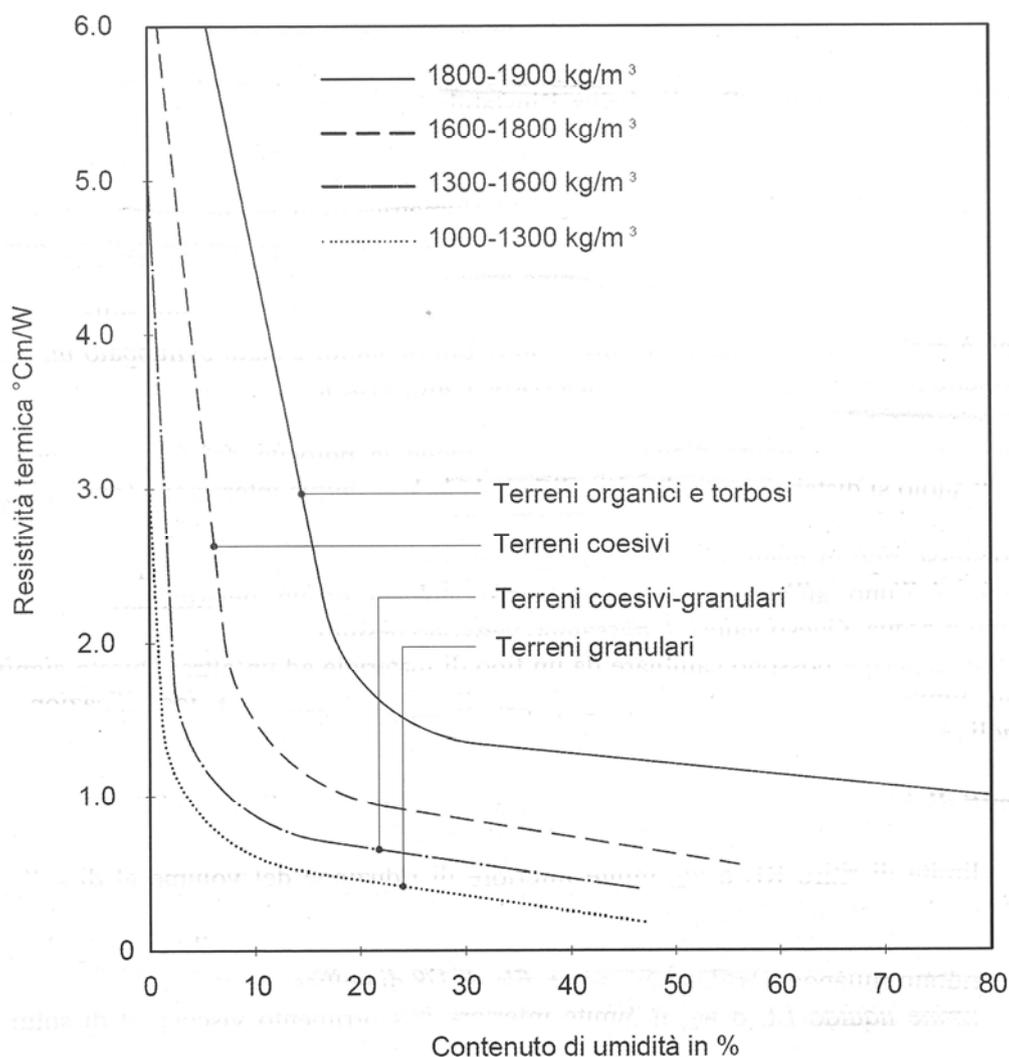


Figura 3.4.1 - Conduttività termica del suolo in funzione della densità del contenuto di umidità

Un suolo viene definito termicamente instabile quando raggiunto un valore dell'umidità piuttosto basso definito critico, ad un ulteriore decremento dell'umidità corrisponde una impennata della resistività del terreno.

L'umidità ha la proprietà di spostarsi quando si verificano gradienti della temperatura, nelle zone dove il terreno risulta più freddo, quindi nelle zone dello scambiatore a terreno qualora l'impianto funziona in modalità riscaldamento e si allontana dalle zone dello scambiatore quando l'impianto funziona in modalità di raffrescamento estivo. Questi fenomeni possono portare al congelamento del terreno nelle zone adiacenti agli scambiatori nel periodo invernale mentre nel periodo estivo si può riscontrare una riduzione del contenuto di umidità sino a raggiungere la condizione critica a cui corrisponde un notevole aumento della resistività del terreno. Quando si riscontra un gradiente di temperatura nel terreno, in tale zona l'umidità tenderà ad evaporare per andare a condensare nella zona a temperatura più bassa. Nel terreno il liquido si sposterà dalle zone limitrofe per capillarità, in modo da mantenere costante il tasso di umidità, qualora l'umidità scenda al di sotto del valore critico ed allora il flusso di calore farà evaporare più velocemente il liquido rispetto a quanto possa essere rimpiazzato. Il gradiente che si viene a determinare farà sì che si abbia un aumento della resistività in quanto non si avrà più liquido per garantire lo smaltimento del calore. Ciò determina l'istaurarsi delle condizioni di instabilità termica nel terreno. Per valutare la stabilità termica del terreno sono stati definiti i valori critici dell'umidità sia per terreni a grana fine che per quelli a grana grossa.

Si riscontra inoltre che all'aumentare del contenuto d'acqua si ha l'aumento della porosità del terreno che comporta il distanziamento dei granuli; per uno stesso materiale possono essere definiti vari stati di comportamento del terreno ed il passaggio da uno all'altro avviene in corrispondenza di un determinato valore del tasso di umidità del terreno. Questi valori vengono definiti limiti di Atterberg e possono essere utilizzati per classificare ed identificare le proprietà di un suolo.

Sono definiti tre limiti di Atterberg, in funzione del tasso di umidità:

- 1) il limite di ritiro RL o w_s che rappresenta il limite inferiore della riduzione del volume al di sotto del quale tutta l'acqua è evaporata.
- 2) il limite plastico PL o w_p che rappresenta il valore inferiore di plasticità in cui si riscontra che il terreno può essere ridotto ad un filo di 1/8 di pollice rullandolo con le mani.
- 3) il limite liquido LL o w_L che rappresenta il limite inferiore di scorrimento viscoso al di sotto del quale diventa plastico.

Salomone introdusse un indice il TSI (Thermal Stability Index) definito come:

$$TSI = \frac{W_d - PL}{W_{sc} - PL}$$

dove W_d rappresenta, in forma percentuale, il contenuto minimo di umidità in condizioni di progetto

PL rappresenta, in forma percentuale, il limite plastico

W_{sc} rappresenta, in forma percentuale, il limite critico dell'umidità pari ad LL

I valori di PL e W_{sc} sono determinati mediante test sul terreno, mentre W_d è il valore minimo di umidità che si raggiunge durante il funzionamento dell'impianto.

In funzione del valore che assume l'indice TSI si possono definire le condizioni del terreno. Infatti se $TSI < 0$ il terreno risulterà instabile e quindi si avrà con semplicità la migrazione dell'umidità nel terreno a causa di un gradiente termico, se $0 < TSI < 1$ il terreno risulterà stabile e quindi la migrazione dell'umidità nel terreno a causa di un gradiente termico risulterà improbabile e la resistenza termica del terreno sarà pressoché costante, se $TSI > 1$ il terreno risulterà stabile e la resistenza termica aumenterà con il contenuto di umidità.

La caratteristica più importante del terreno utilizzato come sorgente termica è rappresentata dalla stabilità della temperatura durante l'anno. Infatti una volta scesi ad una profondità di 10 metri si raggiungerà la cosiddetta "neutral zone" e la temperatura si attesterà su un valore costante. Un parametro da valutare è rappresentato dal valore della temperatura del terreno indisturbato che può essere considerato pari alla media annua della temperatura dell'aria esterna. Una volta che si collega l'impianto geotermico si riscontrerà che la temperatura si attesta su valori più bassi qualora il calore assorbito sarà maggiore di quello ceduto e più alto viceversa. Solo dopo alcuni anni di funzionamento dell'impianto si instaurerà nuovamente un equilibrio stazionario tra l'energia immessa e quella prelevata dal terreno.

E' possibile determinare la temperatura del terreno indisturbato a diverse profondità mediante la seguente formula:

$$T(z,t) = T_m - A_s \cdot e^{-z \left(\frac{\pi}{365\alpha}\right)^{1/2}} \cdot \cos\left(\frac{2\pi}{365} \left(t - t_0 - \frac{z}{2} \left(\frac{365}{\pi\alpha}\right)^{1/2}\right)\right)$$

dove T_m rappresenta la temperatura media del terreno(°C)

A_s rappresenta l'ampiezza della variazione annua della temperatura superficiale

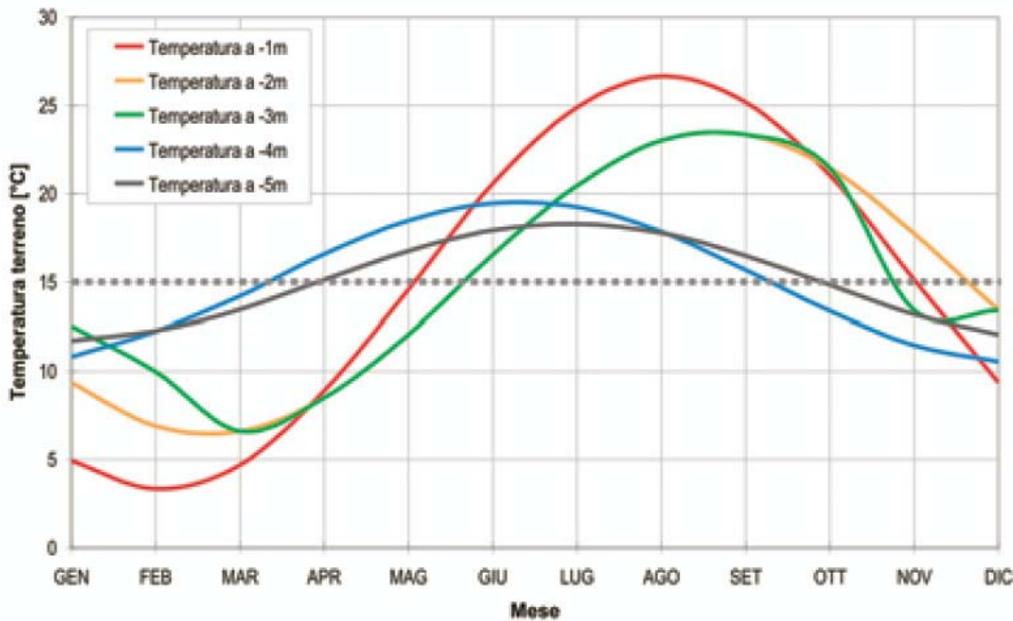
α rappresenta la diffusività termica del terreno (m²/giorno)

t_0 rappresenta il numero di giorni in cui si ha la minima temperatura superficiale

z rappresenta la profondità

t è il tempo

L'andamento della temperatura a diverse profondità ha un andamento rappresentato nella figura seguente:



Da cui si riscontra all'aumentare della profondità la temperatura del terreno tende a raggiungere un valore costante pari a circa 12-15°C.

3.4.1 - I processi di trasmissione di calore nel suolo

Si analizzano brevemente i processi di trasmissione del calore che si trovano alla base del funzionamento delle sonde geotermiche.

Il secondo principio della termodinamica afferma che quando due corpi si trovano a temperature diverse, il calore tende a fluire dal corpo a temperatura maggiore verso il corpo a temperatura minore.

I processi di trasmissione del calore che si instaurano nel suolo sono per ordine di importanza:

- 1) conduzione
- 2) convezione
- 3) irraggiamento

La conduzione è un processo che interessa tutto il terreno, ma soprattutto le parti solide e liquide.

La convezione è invece trascurabile nella maggior parte dei casi ad eccezione di quando si abbiano infiltrazioni di acqua e/o presenza di un movimento dell'acqua di falda.

L'irraggiamento è anch'esso trascurabile nella maggior parte dei casi e risulta rilevante solo nei suoli secchi ad alte temperature.

Analizzando la conduzione ed ipotizzando che il suolo sia un mezzo isotropo, assumendo che il gradiente orizzontale di tutte le grandezze fisiche siano trascurabili rispetto a quelli verticali, in tali

ipotesi il problema può essere trattato in una sola dimensione. Il flusso termico viene descritto dalla equazione di Fourier:

$$q_h(z, t) = -k_{h,app}(z, t) \partial_z T(z, t)$$

dove T è la temperatura del suolo, q_h è il flusso termico e $k_{h,app} = k_h + k_{h,pseudo}$ rappresenta la conduttività termica apparente data dalla somma della conduttività termica effettiva e di un contributo che tiene conto della componente latente e di altre componenti non conduttive. Applicando il primo principio ed introducendo l'energia interna per unità di volume u si ottiene:

$$\partial_z u(z, t) = \partial_z (k_{h,app}(z, t) \partial_z T(z, t))$$

Supponendo che l'energia interna u sia funzione solo della temperatura e sfruttando la definizione di capacità termica per unità di volume c_h si ha che:

$$c_h = \frac{\partial u}{\partial T}$$

da cui:

$$c_h(z, t) \partial_t T_h(z, t) = \partial_z (k_{h,app}(z, t) \partial_z T(z, t))$$

Tale equazione è non lineare in quanto $k_{h,app}$ dipende dalla temperatura. Assumendo che $k_{h,app}$, c_h risultino indipendenti dalla profondità, dal tempo e dalla temperatura, l'equazione può essere ridotta a:

$$\partial_t T_h(z, t) = D_{h,app} \partial^2 T(z, t)$$

Le soluzioni analitiche di tali equazioni sono difficili da determinare e pertanto si utilizzano approcci di tipo numerico anche se le soluzioni di tipo analitico possono contenere un significato fisico e possono essere utilizzate come verifica dei modelli numerici più complessi di trasmissione del calore.

La temperatura T del suolo è data dalla serie di Fourier:

$$T(z, t) = \sum_{n=0}^{\infty} a_n(z) e^{i\omega n t}$$

Assumendo le proprietà del terreno indipendenti oltre che dal tempo e dalla temperatura anche dalla profondità ed imponendo come condizioni al contorno quale temperatura a profondità zero la T superficiale mentre quella a profondità "infinita" la temperatura del terreno indisturbato si ottiene la seguente soluzione:

$$T(z, t) = T_{\infty} + \sum_n e^{-\frac{z}{d_n}} (b_n \cos(\omega n t - \frac{z}{d_n}) + c_n \sin(\omega n t - \frac{z}{d_n}))$$

dove b_n e c_n sono i coefficienti di Fourier e d_n è la profondità di smorzamento espressa dalla seguente relazione:

$$d_n = \sqrt{\frac{2D_{h,app}}{\omega \cdot n}}$$

La profondità di smorzamento è fra i 5 ed i 20 cm per l'oscillazione giornaliera della temperatura di suolo medio, mentre è $3651/2 \approx 19$ volte maggiore (da 1 a 4 m) per le variazioni annuali. Da ciò si può facilmente intuire come già a piccole profondità, le variazioni di temperatura della superficie siano fortemente attenuate. Si deve ricordare però che tale teoria presenta un limite significativo, in quanto è molto raro che le proprietà del terreno siano omogenee.

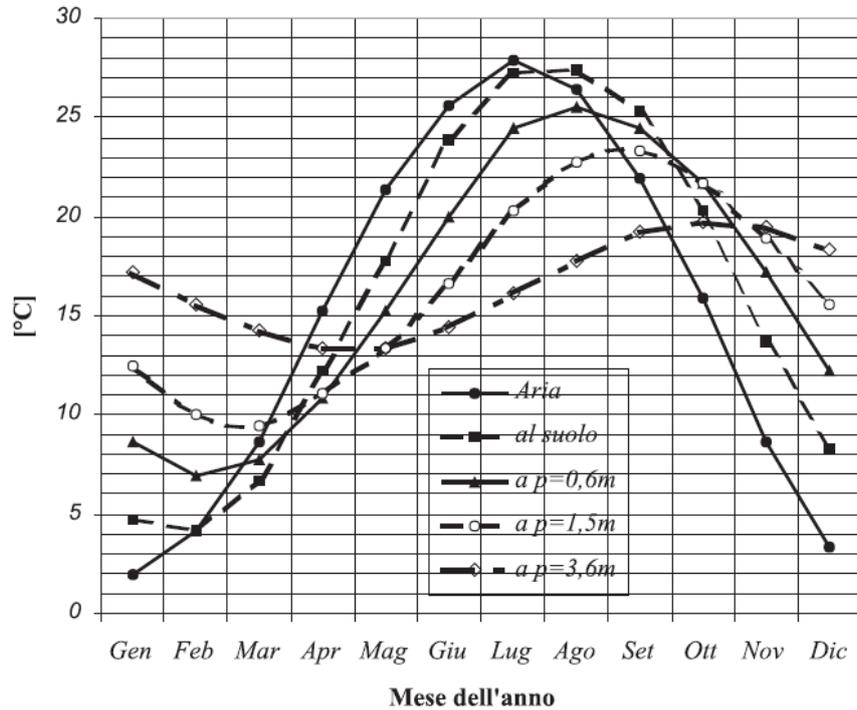


Figura 3.4.2 - Oscillazioni di temperatura dell'aria e del terreno a vari metri di profondità a Stillwater (Oklahoma).

Le proprietà termiche del terreno variano con il tempo e di conseguenza risulta molto complesso modellare il comportamento termico del sottosuolo. Per determinare quindi la conduttività, la capacità termica e la diffusività sono stati elaborati metodi analitici, alcuni di tipo empirico ed altri provenienti da modelli cinematici.

I metodi per determinare le proprietà termiche si possono dividere in quelli a regime stazionario e quelli a regime variabile. I modelli a regime stazionario presuppongono il raggiungimento del regime stazionario che richiederebbe molto tempo e non è compatibile con la tempistica di cantiere. I metodi a regime variabile risultano più veloci e meno complessi da implementare.

Fra i modelli a regime variabile, il più importante risulta quello della sonda termica o "ago" termico, sviluppato da De Vries e Peck, che consente rapidamente di calcolare la conduttività termica del suolo. L'ago termico consiste in un riscaldatore che emette energia termica con flusso costante e da una termocoppia. L'ago, inserito nel terreno da dover testare, determina il gradiente

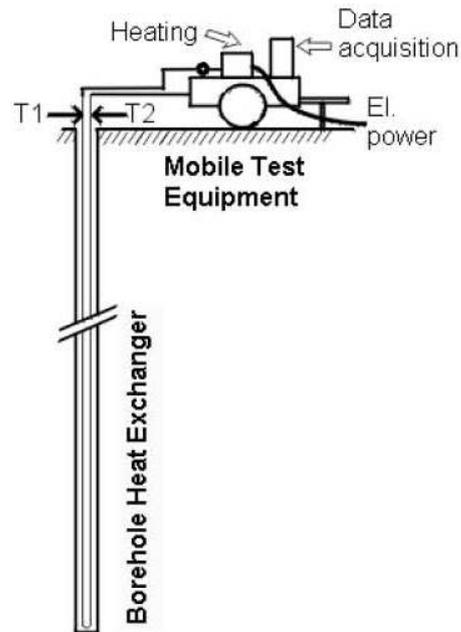
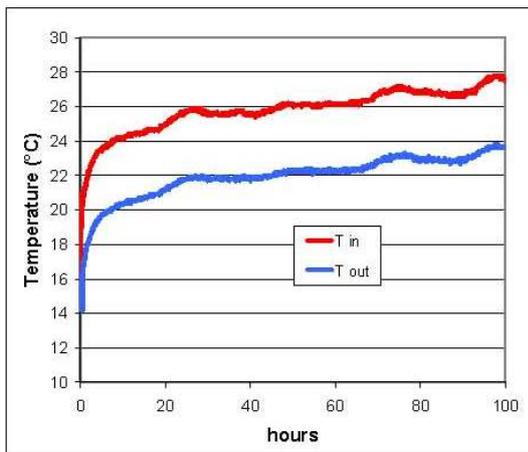
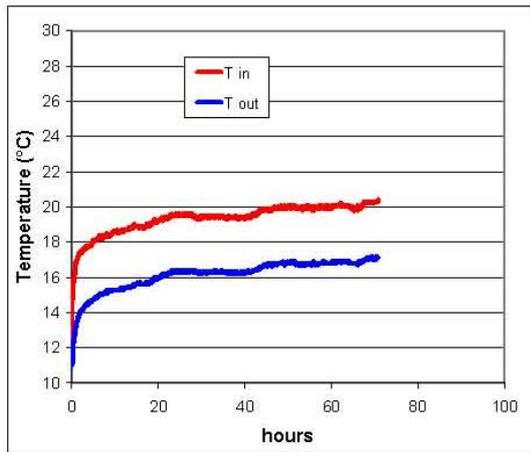
che è dipendente dalla conduttività termica del terreno. Tale metodologia non risulta applicabile in cantiere date le dimensioni dell'ago.

Il metodo universalmente utilizzato per valutare le proprietà termiche del suolo è rappresentato dal Thermal Response Test (TRT). Il Thermal Response Test (TRT) è una prova tramite la quale si determinano le proprietà termiche dello scambiatore geotermico installato nel suolo e la resistenza termica dello stesso. Tale prova fornisce informazioni di tipo termico sia sul sottosuolo in esame che sulla sonda installata.

Mediante tale prova si determina la cosiddetta “resistenza termica del pozzo” che descrive le proprietà di scambio del fluido termovettore, delle sonde e del materiale di riempimento utilizzato. La “resistenza termica del pozzo” risulta proporzionale alla potenza scambiata e alla differenza di temperatura tra il fluido che fluisce nella sonda ed il sottosuolo.

Il TRT viene effettuato su di una sonda pilota, durante tale prova una quantità di calore nota e costante viene immessa nella sonda. Si provvede quindi a misurare le variazioni di temperatura del fluido termovettore che ritornando dal sottosuolo consente di determinare indirettamente lo scambio termico. Dalle elaborazioni delle temperature di ingresso ed uscita del fluido termovettore si possono determinare, utilizzando modelli inversi, le caratteristiche del terreno ed anche dati sul comportamento degli scambiatori quali le resistenze termiche che risultano necessarie per il dimensionamento e la verifica della corretta installazione del campo di sonde.

Tramite tale prova è possibile determinare l'andamento delle temperature del fluido termovettore nella sonda di cui un tipico andamento è rappresentato dal seguente grafico:



La variabile che determina l'accuratezza dei risultati ottenuti da tali prove è rappresentata dalla durata del test. Non esiste infatti nessun accordo su quale debba essere la durata del test, ma attualmente si tende ad effettuare il test per un periodo di 50 – 70 ore. Infatti le prime ore del test non vengono considerate in quanto il flusso termico impiega del tempo per stabilizzarsi con il terreno e di conseguenza la temperatura misurata è funzione della sonda e del terreno.

Si riscontra sperimentalmente che per test di durata 50 ore si ha un errore del $\pm 5\%$.

In ogni caso la durata del test non deve essere inferiore ad un tempo t_M dato dalla seguente relazione:

$$t_M = \frac{5r^2}{\alpha}$$

dove r è il raggio della perforazione

λ è la conduttività termica

$\alpha = \lambda / \rho c_p$ è la diffusività termica

Il metodo più semplice per l'elaborazione dei dati del test di resa termica, introdotto nel 1948 da Ingersoll e Plass e rielaborato da Sanner et al. nel 1992, si basa sulla teoria della sorgente lineare.

In tal caso, la sonda geotermica viene approssimata ad una linea (come si vede nella seguente figura).

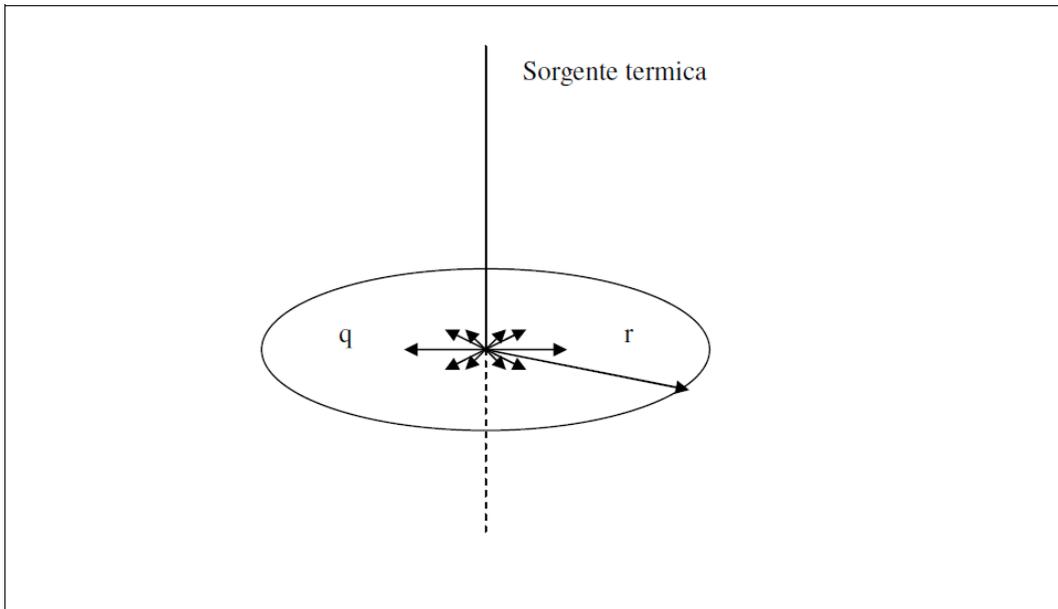


Figura 3.4.2 - Schema per l'elaborazione della teoria della sorgente lineare

In risposta al flusso di energia termica q costante nel tempo, il campo di temperatura, funzione del raggio e del tempo, attorno a questa linea è dato dalla seguente equazione:

$$T(r, t) = \frac{q}{4\pi\lambda} \int_{\frac{r^2}{4at}}^{\infty} \frac{e^{-u}}{u} du = \frac{q}{4\pi\lambda} E_1\left(\frac{r^2}{4at}\right) \quad (\text{Equazione 3.4.1})$$

dove:

λ = conducibilità termica [W/(mK)];

a = diffusività termica [m²/s];

E_1 = integrale esponenziale.

Il valore di E_1 può essere approssimato con la seguente relazione:

$$E_1\left(\frac{r^2}{4at}\right) = \ln\left(\frac{4at}{r^2}\right) - \gamma \quad \text{se } \frac{4at}{r^2} \gg 5 \quad (\text{Equazione 3.4.2})$$

dove $\gamma = 0,5772$ è la costante di Eulero.

Facendo riferimento alle seguente figura, la temperatura del fluido all'interno della sonda sarà data da:

$$T_f(t) = T_h^q(t) + qR_b + T_0 \quad (\text{Equazione 3.4.3})$$

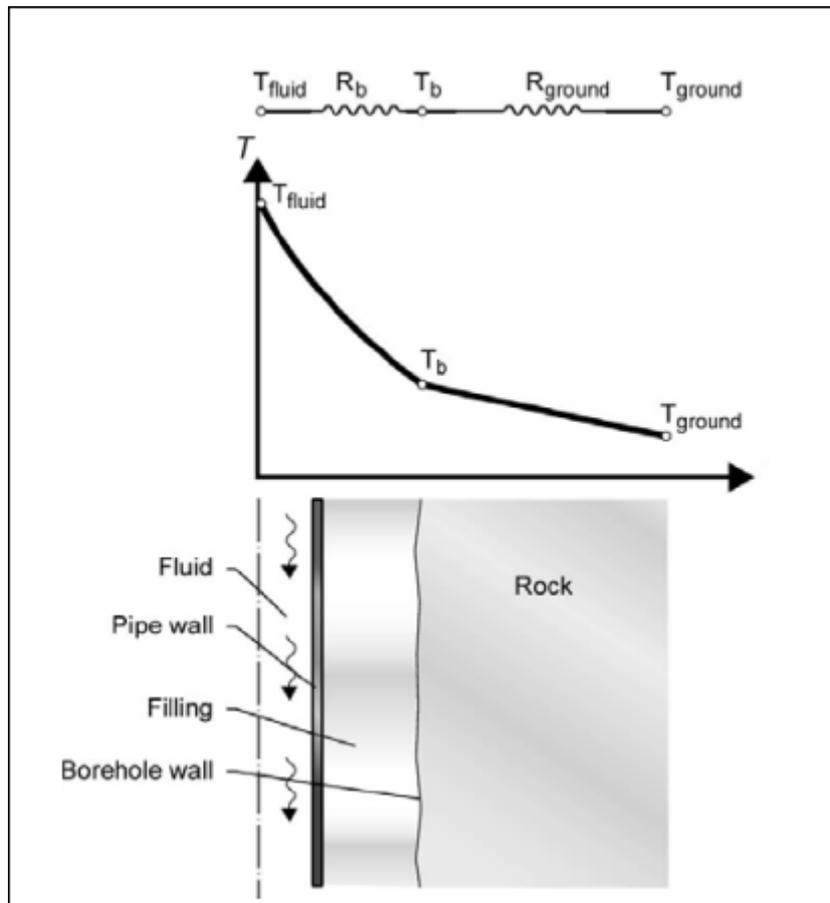


Figura 3.4.3 - Schematizzazione dello scambio termico tra sonda e terreno

Tenendo conto delle relazioni precedenti risulta (T_0 è la temperatura del suolo indisturbato):

$$T_f(t) = \frac{q}{4\pi k} \left(\ln \left(\frac{4\alpha t}{r_b^2} \right) - \gamma \right) + qR_b + T_0 \quad (\text{Equazione 3.4.4})$$

Essendo il flusso di energia termica q costante, si può scrivere:

$$T_f(t) = k \ln(t) + m \quad (\text{Equazione 3.4.5})$$

Con

$$m = k[\ln(4\alpha) - \ln(r_b^2) - \gamma] + qR_b + T_0 \quad (\text{Equazione 3.4.6})$$

dove $k = \frac{q}{4\pi\lambda}$ è la pendenza della retta che esprime la temperatura media del fluido contro il logaritmo naturale del tempo. Quindi effettuate le misure e ricavata la temperatura media del fluido si riporta quest'ultima in funzione del logaritmo naturale del tempo ottenendo la retta in questione. Nota quindi k si ricava facilmente la conducibilità termica del terreno λ : il valore così trovato è comprensivo dell'effetto del materiale del riempimento, di eventuali movimenti d'acqua sotterranei, ecc.

In tabella 3.4.1 è riportata la resa termica dei vari sottosuoli.

Roccia	Conducibilità termica λ [W/mK]	Resa [W/m]
Linee guida generali		
Sottosuoli sterili, sedimenti secchi ($\lambda < 1,5$ W/mK)		20
Normali sottosuoli rocciosi ($\lambda = 1,5 \div 3,0$ W/mK)		50
Rocce consolidate altamente conduttive ($\lambda > 3,0$ W/mK)		70
Rocce eruttive		
Graniti	3,5	80 – 90
Granodioriti	2,5	60 – 70
Gabbri	1,8	40 – 50
Basalti	1,7	40 – 50
Porfidi	1,9	40 – 50
Ossidiane	1,3	30 – 40
Pomici	0,4	20 – 30
Rocce sedimentarie		
Calcari	2,8	60 – 70
Arenarie	2,2	50 – 60
Travertini	2,4	50 – 60
Gesso	2,5	50 – 60
Ghiaia asciutta	0,4	20 – 40
Ghiaia bagnata	1,6	40 – 50
Sabbia asciutta	0,5	30 – 50
Sabbia bagnata	2,3	50 – 60
Limi e argille asciutti	0,6	30 – 50
Limi e argille bagnate	1,8	40 – 50
Rocce metamorfiche		
Gneiss	2,9	60 – 70
Marmo	2,2	50 – 60

Ardesia	2,4	50 – 60
Altri materiali		
Bentonite	0,7	
Cemento	1,6	
Aria secca	0,026	
Polistirolo espanso	0,03	
Quarzo	8	
Ferro	60	
Rame	400	
Diamente	2500	

Tabella 3.4.1 – Resa termica diversi sottosuoli

Si riscontra nella pratica quotidiana che i consumi per la climatizzazione invernale ed estiva delle grandi strutture rappresentano uno dei maggiori costi, energetici ed economici.

Il settore delle energie rinnovabili si è sempre rivolto con interesse a questo settore, evidenziando che però gli impianti solari termici e fotovoltaici non sono in grado di sostituire, date le elevate potenze in gioco, le tecnologie basate sui combustibili fossili. Invece la geotermia a bassa entalpia ha un maggiore potenziale e si sta sempre più attestando come una tecnologia di riferimento in tutta Europa.

Da una decina d'anni, si assiste alla realizzazione di campi di sonde geotermiche per il riscaldamento, con o senza climatizzazione estiva.

I sistemi geotermici possono essere a circuito chiuso o aperto. Nel caso esista la possibilità di sfruttare un bacino acquifero vicino, il ciclo può essere aperto. Solitamente i sistemi sono di tipo chiuso.

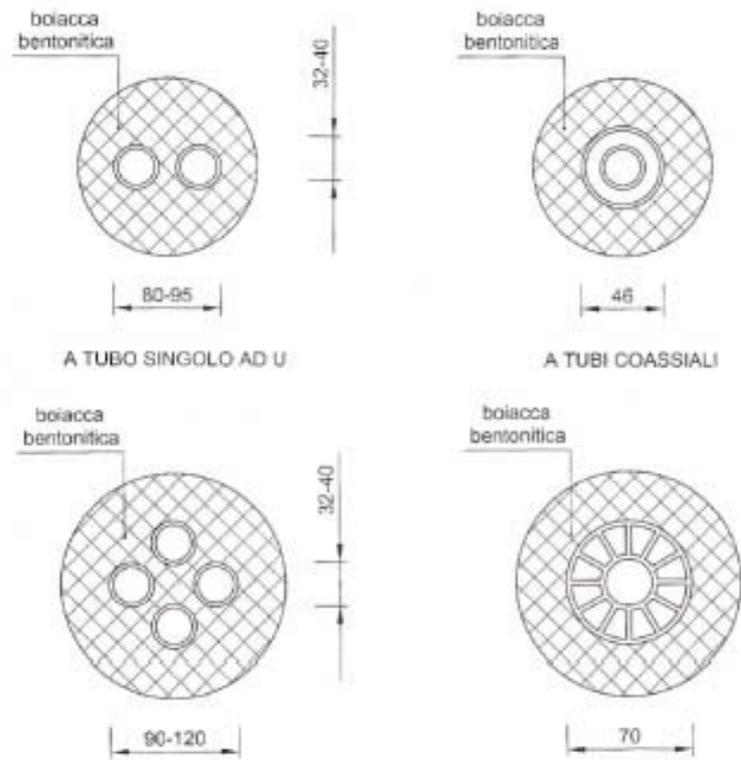
La geotermia a bassa entalpia si basa sulla differenza di temperatura fra il suolo e l'aria, legata alla forte inerzia con la quale l'energia solare viene trasmessa dal suolo. Il 46% circa dell'energia solare viene assorbita dal terreno che lentamente la trasporta definendo importanti variazioni stagionali.

Tali sistemi sono costituiti da tre elementi principali: lo scambiatore di calore col terreno, la pompa di calore ed il sistema di distribuzione del calore e del freddo.

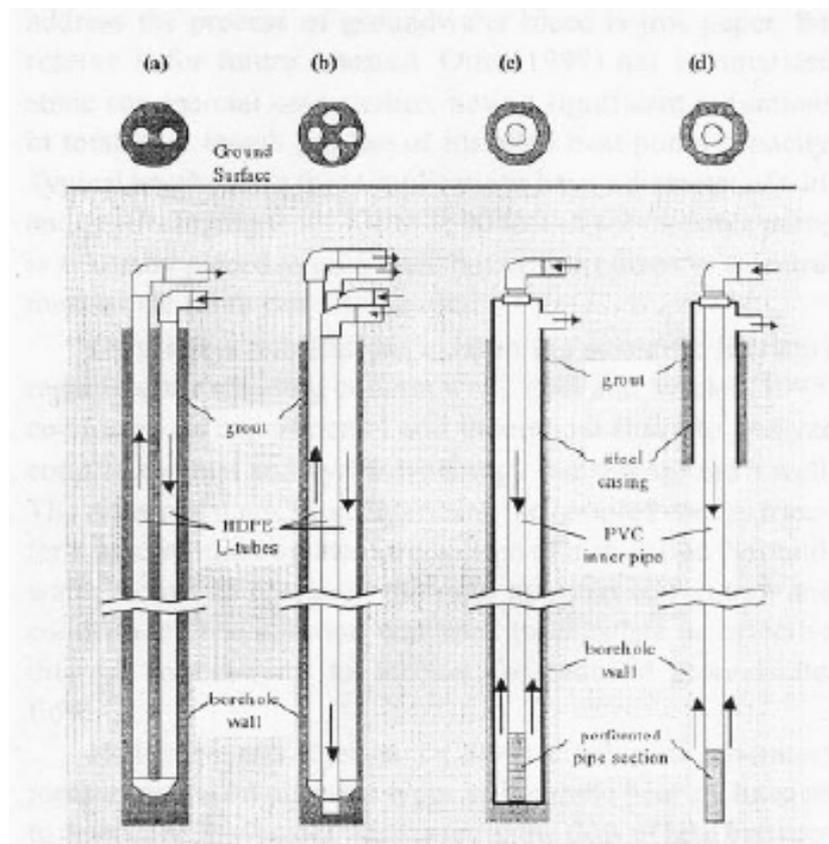
Le sonde geotermiche possono essere disposte nel suolo in modo orizzontale o verticalmente mediante perforazione. L'elevata quantità di spazio richiesto per la disposizione orizzontale rende, nel contesto italiano, difficile considerare questa soluzione realizzabile.

Le sonde geotermiche, che rappresentano gli scambiatori di calore col suolo, possono essere di due tipologie: ad U o coassiali. Gli scambiatori ad U si suddividono a loro volta in singolo U o doppio

U, mentre gli scambiatori coassiali si suddividono in tubi coassiali semplici o complessi. Si riportano in figura le sezioni trasversali di tali tipologie di sonde.



Sezioni trasversali delle varie tipologie di sonde verticali



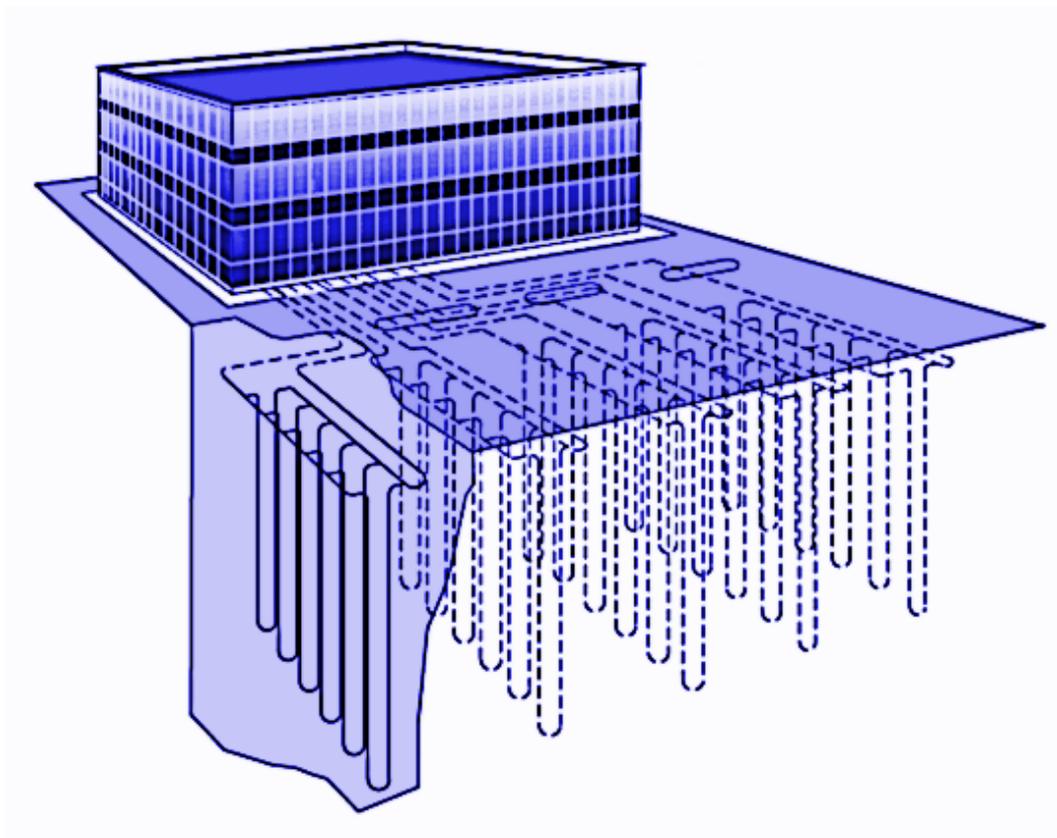
Andamento del flusso d'acqua all'interno delle sonde illustrate precedentemente

La soluzione a doppia U è ormai la scelta adottata nella maggior parte dei casi data la sua elevata affidabilità, in quanto presenta i seguenti vantaggi:

- in caso di blocco per occlusione di uno dei tubi ad U, l'altro tubo che resta in funzione riesce a garantire, a seconda delle condizioni geologiche del terreno, dal 70 all'85% della potenza originaria, consentendo di intervenire e riparare il sistema riportandolo nelle condizioni di funzionamento ottimali.
- si determina una minore resistenza termica del pozzo rispetto al caso di sonde a singolo U, infatti utilizzando tubi di diametro minore e pareti di minor spessore si ottengono coefficienti di scambio termico più elevati.
- effettuando una accurata analisi delle perdite di carico si possono determinare i valori dei diametri ottimali tali da garantire minori perdite di carico a parità di portata.

Ad oggi la quasi totalità delle installazioni utilizza scambiatori in polietilene ad alta densità PE 100 PN 10/16, dove la sigla "PN 16" sta a significare che il tubo è garantito per mantenere le proprie caratteristiche meccaniche fino a 16 bar.

Le sonde ad U posizionate mediante perforazioni possono avere profondità da 40 a 180 m, in relazione alla richiesta termica ed alle caratteristiche del terreno. I sistemi verticali a ciclo chiuso sono adatti a grandi edifici, per la loro possibilità di fornire la necessaria potenza termica limitando lo spazio orizzontale dell'impianto.



Schema tipico di un impianto geotermico con scambiatori verticali

Sapendo che il terreno ha la caratteristica di avere temperatura pressoché costante da circa 10 m sotto il piano di campagna fino ai 200 m di profondità, può essere utilizzato come fonte di energia calda o fredda grazie alle “sonde geotermiche” accoppiate a pompe di calore. Nello specifico, in regime invernale, le pompe di calore trasferiscono calore dal sottosuolo (a temperatura di circa 12°C) all’acqua calda sanitaria, la cui temperatura di progetto è 50°C. L’impianto potrebbe essere del tipo closed-loop verticale e costituito da sonde geotermiche a scambio verticale in polietilene ad alta densità a doppio U, PN 16, di diametro 32 mm, alloggiare in fori di diametro 152 mm, di profondità compresa tra 80/100 m. Affinché non vi sia interferenza termica tra sonde affiancate si deve scegliere un interasse di posa di almeno 8 m (circa 50 mq). Le sonde vengono poi riempite con miscela di acqua e glicole monopropilenico inibito al fine di abbassare la temperatura di congelamento del fluido a -10°C .

3.5 - Il dimensionamento del campo geotermico

La valutazione del dimensionamento delle sonde geotermiche è uno dei fattori che maggiormente influenza il corretto funzionamento di un impianto geotermico. Infatti un sovradimensionamento comporterà un esborso economico non ripagato durante il funzionamento dell’impianto, viceversa un sottodimensionamento comporterà una alterazione del comportamento termico del sottosuolo.

Per eseguire il dimensionamento dell’impianto è necessario conoscere alcuni parametri relativi al terreno ed all’impianto quali, ad esempio per il terreno, la conoscenza della matrice, della porosità, dell’umidità, della conduttività termica, della presenza di falde, della temperatura del terreno indisturbato, ecc., mentre per l’impianto è necessario conoscere i parametri di funzionamento dello stesso quali, le temperature di lavoro dell’evaporatore e del condensatore della pompa di calore, il fabbisogno termico dell’edificio sia nel periodo estivo che invernale e sia, per la produzione dell’acqua calda sanitaria, le ore di funzionamento, ecc.

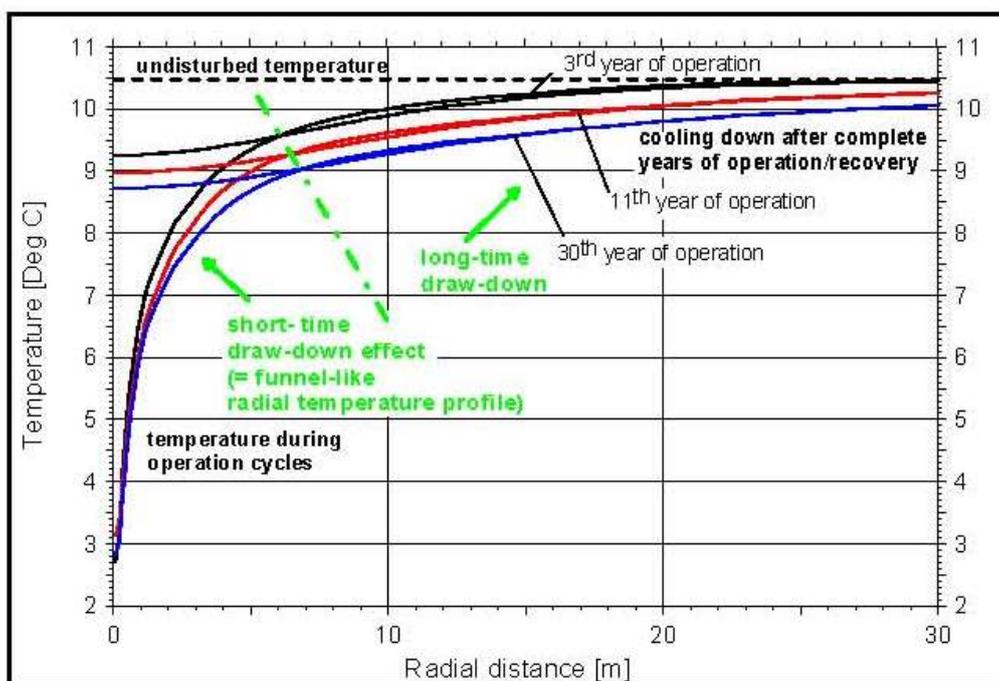
Un ulteriore parametro da considerare è rappresentato dalla geometria della sonda che, solitamente, si sceglie nella soluzione ad U. Di conseguenza la scelta del tipo di scambiatori si differenzia tra singolo U o doppio U. Da un punto di vista della resa termica degli scambiatori, i sistemi a doppio U presentano una resistenza termica minore rispetto a quelli a singolo U. Il vantaggio sostanziale è dovuto al fatto che le sonde a doppio U hanno una affidabilità superiore poiché qualora uno dei canali si ottura il sistema è comunque in grado di scambiare calore con il terreno, mentre un elemento a sfavore è dovuto alla maggiore difficoltà di installazione.

Di notevole complessità risulta la determinazione della resistenza termica equivalente del pozzo, parametro che caratterizza l'accoppiamento tra sonda e terreno. Infatti per il dimensionamento dell'impianto è necessario determinare le proprietà termiche del terreno che dipendono sia dal modello di trasmissione del calore prescelto che dal modello dello scambiatore verticale. L'impatto della presenza dello scambiatore verticale nel terreno è stato oggetto di diversi studi che hanno evidenziato il ritorno dopo alcuni anni ad un nuovo equilibrio tra la tendenza del suolo a mantenere le stesse condizioni e l'energia estratta ed immessa nel terreno tramite gli scambiatori. Eugster e Rybach hanno verificato tramite la combinazione di misurazioni sul campo e un modello di simulazioni numeriche il comportamento del terreno.

Le condizioni termiche transitorie del terreno nell'intorno dello scambiatore sono molto complesse e sono dovute alla sovrapposizione di diversi processi:

- 1) un rilevante raffreddamento del terreno nella zona immediatamente circostante (fino a 10 cm) la sonda;
- 2) un progressivo raffreddamento in attenuazione all'aumentare della distanza radiale del foro sino a qualche metro;
- 3) solo un minimo raffreddamento del terreno per distanze superiori a 10 metri dalla sonda.

Qualora non sia presente un notevole squilibrio tra l'energia termica prelevata nel periodo invernale e quella ceduta al terreno nel periodo estivo, il tipico andamento della temperatura nell'intorno dello scambiatore verticale è rappresentato nella figura seguente (Eugster, Rybach, 2000).



Inoltre si riscontra che il raggiungimento di un nuovo equilibrio risulta facilitato qualora sia presente nel terreno una falda acquifera o si sia in presenza di terreno saturo.

Visto l'elevato costo di realizzazione delle trivellazioni, si è sempre orientati a minimizzare la lunghezza complessiva delle sonde. La lunghezza delle sonde però deve comunque garantire che non si abbia una riduzione della temperatura della sorgente termica, in quanto ciò porterebbe ad un conseguente decremento delle prestazioni della pompa di calore collegata all'impianto e quindi ad una potenza termica utile minore.

Pertanto i punti fondamentali da dover considerare per un corretto dimensionamento dell'impianto sono i seguenti:

- 1) La temperatura della sorgente termica in ingresso alla pompa di calore, nel periodo invernale, all'interno dell'intervallo di funzionamento della pompa di calore. Infatti temperature troppo basse possono determinare rischi di cadute di pressione e conseguenti blocchi dell'impianto. Conseguentemente un dimensionamento "al risparmio" causerebbe temperature in ingresso alla pompa di calore troppo basse, limitando il vantaggio dell'impianto di condizionamento geotermico rispetto a quello tradizionale ad aria. Deve essere inoltre verificato il dimensionamento dell'impianto anche in regime estivo in funzione della temperatura massima ammissibile in ingresso, pertanto dovrà essere valutato con attenzione un sovradimensionamento del campo di sonde;
- 2) I livelli termici che si raggiungono in conseguenza della presenza del campo geotermico non possono essere verificati in condizioni stazionarie, ma risulta fondamentale verificare il raggiungimento di una nuova condizione di equilibrio nel lungo periodo (10-25 anni) in modo da verificare i fenomeni di scambio termico sul lungo periodo. Di fondamentale importanza è la valutazione dell'energia netta complessivamente immessa o prelevata durante l'anno dal terreno. Infatti se i due fabbisogni, invernale ed estivo, risultano bilanciati, allora l'effetto sul lungo periodo risulterà minimo. Qualora il fabbisogno invernale risulta decisamente più elevato rispetto a quello estivo si determinerà una diminuzione della temperatura media del terreno e maggiore risulterà il tempo per stabilizzare la temperatura. Viceversa se il fabbisogno estivo risulterà più elevato si avrà un innalzamento della temperatura. Il dimensionamento del campo geotermico deve portare ad una variazione della temperatura di 1-2 °C nel periodo di 25-30 anni;
- 3) Potenza nominale della pompa di calore adeguata al carico termico;
- 4) Temperature nell'intorno dello scambiatore al di sopra dei - 2 °C per evitare congelamento permanente del terreno in presenza di falde acquifere, temperature inferiori a 0 °C per lunghi periodi.

Un altro parametro importante per i campi geotermici di grandi dimensioni è l'insorgenza di interferenze termiche tra le varie sonde verticali, infatti per minimizzare tale fenomeno è

opportuno distanziare le varie sonde di almeno 5-10 m. Inoltre si riscontra la necessità di sovradimensionare il campo di sonde di circa il 10-20% rispetto ad un impianto a singola sonda.

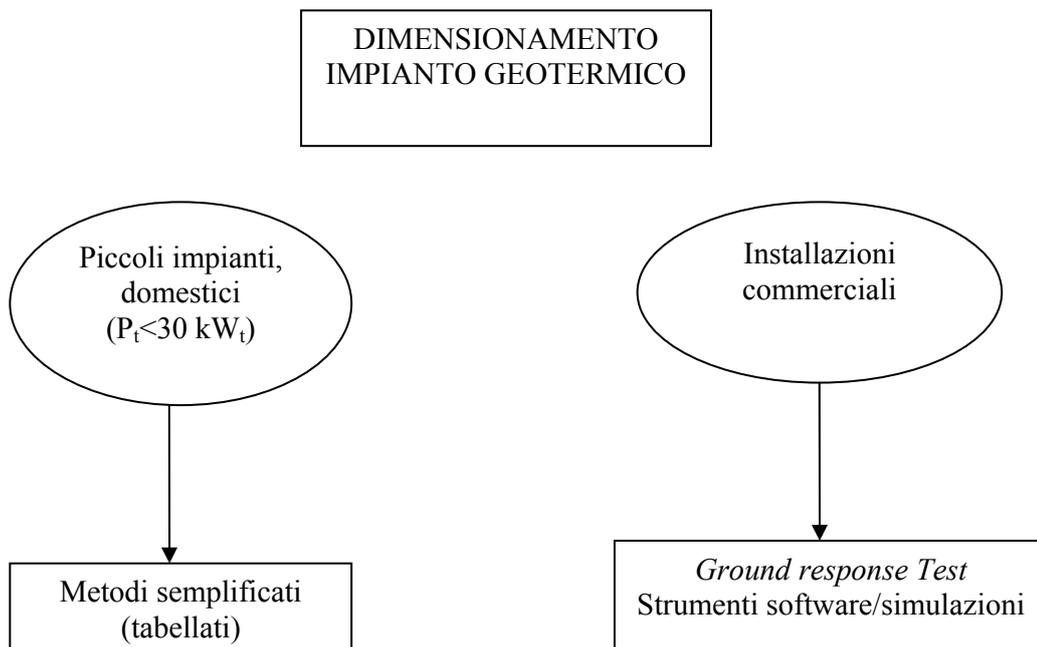
3.6 - Approccio progettuale

Preliminarmente all'attività progettuale dell'impianto geotermico risulta di fondamentale importanza adottare tutte le azioni atte a ridurre il fabbisogno energetico dell'edificio.

Pertanto bisogna progettare un edificio ben coibentato ad esempio riducendo i ponti termici ed utilizzando vetri selettivi o basso emissivi. Questo è molto importante in quanto un impianto alimentato da fonti rinnovabili o ad alta efficienza risulta essere caratterizzato da costi d'investimento iniziali nettamente maggiori rispetto ad impianti tradizionali.

Per progettare un impianto a terreno e per garantire un corretto dimensionamento è necessario conoscere le proprietà del terreno e valutarne lo scambio termico nel breve-medio-lungo termine.

In relazione alla potenza di progetto dell'impianto geotermico ai fini del riscaldamento e raffrescamento degli edifici, si possono seguire approcci progettuali che consentono di semplificare la procedura di dimensionamento in particolari condizioni.



Attualmente in Italia non sono presenti norme italiane che possono essere utilizzate come riferimento nella fase progettuale, in generale si fa quindi riferimento all'esperienza Svizzera con la norma VDI 4640 e all'esperienza Nord-Americana con le metodologie ASHRAE. Tutte le norme o esperienze prese in considerazione durante la fase di progettazione impiantistica limitano l'utilizzo di metodologie semplificate ad impianti di taglia non superiore ai 30 kW. Infatti fino a tale taglia si

utilizzano, per il dimensionamento dell'impianto, valori tabellati funzioni del tipo di suolo definendo un rapporto fra potenza installata e lunghezza delle sonde, definendo quindi una potenza specifica di estrazione [W/m].

Per installazioni di potenza superiore sarà necessario conoscere le proprietà termiche del terreno oltre che l'andamento annuo delle temperature dello scambiatore geotermico.

Infatti deve essere valutato l'andamento di tali temperature in un periodo di 20-30 anni affinché si verifichi che la temperatura massima e minima di ingresso ed uscita della pompa di calore non si discostino da quelle imposte da progetto, inoltre tali temperature influenzano la lunghezza delle sonde, pertanto una errata valutazione in fase progettuale può portare ad un sovradimensionamento dell'impianto.

Per impianti di grossa taglia è necessario effettuare:

- 1) un test di risposta termica del suolo "Thermal Response Test" (TRT).
- 2) Simulare l'accoppiamento edificio-impianto mediante software quali il TRNSYS.

Il TRT è un test che consente di conoscere le proprietà termiche del terreno pervenendo alla determinazione della conduttività termica equivalente del terreno e alla resistività termica del pozzo geotermico.

Pertanto per pervenire ad un corretto dimensionamento dell'impianto è necessario conoscere:

- 1) la conduttività termica del terreno;
- 2) la resistenza termica del pozzo;
- 3) le caratteristiche della sonda;
- 4) le caratteristiche del pozzo geotermico;
- 5) la temperatura indisturbata del terreno;
- 6) la portata del fluido termovettore nel pozzo;
- 7) le caratteristiche di funzionamento della pompa di calore;
- 8) il fabbisogno termico dell'edificio mese per mese;
- 9) il carico termico di picco mese per mese.

Per pervenire alla conoscenza dei fabbisogni termici mensili è necessario effettuare una simulazione dinamica edificio-impianto mediante il TRNSYS in modo da confrontare gli andamenti delle curve del carico di riscaldamento e raffrescamento con le curve prestazionali della pompa di calore.

La conoscenza della resistenza termica equivalente del pozzo consente di determinare la relazione che si ha tra la temperatura nell'intorno del pozzo e la temperatura media del fluido. A seconda del materiale e della configurazione del pozzo è possibile determinare, mediante tabelle, il valore di R_b e fissando un valore della potenza specifica di estrazione si determina il valore della temperatura del

terreno nell'intorno del pozzo geotermico una volta fissato un intervallo di temperatura con quella media del fluido termovettore.

Come detto i metodi per il dimensionamento dell'impianto per potenze minori di 30 kW si suddividono in due categorie:

- 1) modelli semplificati tabellati;
- 2) modelli analitici.

3.6.1 - I modelli semplificati tabellati

Quale modello tabellato di riferimento si utilizza la norma tedesca VDI 4640.

Il dimensionamento di piccoli impianti si basa su:

- 1) definizione della potenza all'evaporatore P_{ev} ;
- 2) determinazione delle caratteristiche del terreno;
- 3) determinazione delle ore di funzionamento dell'impianto.

Si procede quindi alla determinazione della potenza termica di progetto P_t , alla definizione del livello termico di funzionamento dell'impianto che influenza il COP della pompa di calore che assume valori compresi tra 4 o 4,5 che consente di determinare la potenza scambiata dal terreno

$$P_{ev} = \frac{COP - 1}{COP} P_t$$

e quindi tramite valori tabellati si perviene alla potenza specifica di estrazione P_{ter} una volta noti la conduttività termica del terreno e le ore di funzionamento dell'impianto. Quindi una volta nota P_{ev} e P_{ter} è possibile calcolare la lunghezza del pozzo tramite la relazione:

$$L = \frac{P_{ev}}{P_{ter}}$$

Il numero complessivo di sonde costituenti il pozzo geotermico sarà quindi funzione delle caratteristiche del terreno e dalle portate richieste dalle pompe di calore.

3.6.2 - I modelli analitici

Per procedere al dimensionamento degli impianti di potenzialità maggiore di 30 kW si utilizzano i modelli analitici.

Il sistema a scambiatori verticali presenta non poche criticità quali:

- 1) la determinazione delle proprietà termiche del terreno che sono funzione del modello teorico di trasmissione del calore nel terreno;

- 2) la modellazione dello scambiatore verticale nel terreno. Infatti è molto complesso modellare il comportamento reale dello scambiatore soprattutto nel caso degli scambiatori ad U in quanto si determina un corto circuito termico tra il fluido in salita e quello in discesa nella sonda.

Effettuando una revisione della letteratura esistente si evidenzia la presenza di due metodologie analitiche che vengono utilizzate per la progettazione e dimensionamento di scambiatori di calore verticali ad U. Numerosi ricercatori hanno sviluppato approcci numerici, analitici ed ibridi volti a simulare il comportamento termico di scambiatori di calore geotermici.

Si sono susseguiti vari metodi analitici basati sull'approssimazione delle geometria dei tubi ad U che vengono considerati come un sol tubo coassiale caratterizzato da un "diametro equivalente" ed andando ad applicare la teoria della sorgente cilindrica (Carslaw e Jaeger) oppure approssimando la geometria applicando la teoria della sorgente lineare (Kelvin, Ingersoll).

Negli USA si utilizzano i metodi analitici basati sulle teorie della sorgente lineare e cilindrica che presuppongono un regime stazionario alla base dello scambio termico che non può essere applicato nel caso di scambiatori verticali. In conseguenza di ciò sono stati sviluppati modelli ibridi.

Poiché in Europa si sono sviluppati impianti a scambiatori verticali si utilizzano modelli di dimensionamento analitici ibridi basati sull'esperienza dell'Università di Lund e anche quelli sviluppati da Eskilson e Claesson e da Hellstrom.

Di seguito si analizzeranno brevemente i vari modelli di dimensionamento analitici esistenti.

3.6.2.1 - Modello di Ingersoll

Ingersoll sviluppando il suo modello per ottenere una distribuzione delle temperature in un mezzo infinito si basò sulla teoria della sorgente lineare di Kelvin.

Nel suo modello Ingersoll considerò che il terreno fosse inizialmente a temperatura uniforme, che la sorgente di calore fosse schematizzabile come una linea infinita e che il flusso termico derivante risulti costante, in modo tale da considerare il flusso termico normale alla linea infinita e quindi di tipo radiale, che vi sia completo contatto termico e perfetta aderenza tra lo scambiatore ed il terreno. Partendo da tali ipotesi Ingersoll determinò una distribuzione della temperatura mediante la seguente relazione:

$$T - T_0 = \frac{Q'}{2\pi k} \int_X^\infty \frac{e^{-\beta^2}}{\beta} d\beta = \frac{Q'}{2\pi k} I(X)$$

dove:

$$X = \frac{r}{2\sqrt{\alpha t}}$$

T è la temperatura del terreno ad una certa distanza dalla linea della sorgente, qualora si impone tale distanza pari al diametro del tubo, la temperatura T è la temperatura della superficie del tubo.

T₀ è la temperatura iniziale a cui si trova il terreno

Q' è il flusso di calore della sorgente

r è la distanza dall'asse del tubo

k è la conducibilità termica del suolo

α è la diffusività termica del suolo che è definita dalla seguente relazione $\alpha = \frac{k}{\rho c}$

ρ è la densità del suolo

t è il tempo trascorso dall'istante iniziale

β è la variabile d'integrazione dell'equazione della distribuzione della temperatura ed è pari a:

$$\beta = \frac{r}{2\sqrt{\alpha(t-t')}}$$

Per valori di X < 0,2 l'integrale I(X) può essere approssimato dalla seguente relazione:

$$I(X) = 2,303 \log_{10} \frac{1}{X} + \frac{X^2}{2} - \frac{X^4}{8} - 0,2886$$

Il modello di Ingersoll è applicabile anche a flussi termici radiali variabili, suddividendo l'intervallo di tempo in vari intervalli più piccoli entro cui considerare il flusso costante, andando a modificare gli estremi d'integrazione.

Qualora si considerano tubi ad U, il modello di Ingersoll è applicabile solo dopo aver effettuato numerose approssimazioni che ne inficiano il risultato.

3.6.2.2 - Modello di Hart e Couvillion

Hart e Couvillion hanno elaborato un modello basandosi sempre sulla teoria della sorgente lineare di Kelvin. Il loro lavoro è stato molto importante nella definizione del raggio limite r_{∞} che viene calcolato considerando che il calore emesso dalla sorgente lineare deve essere assorbito dal terreno immediatamente vicino alla sorgente lineare. Il valore del raggio è approssimato in quanto la

soluzione della teoria della sorgente lineare di Kelvin fornisce una distribuzione della temperatura falsata da un errore per tutti i raggi minori di infinito. Pertanto Hart e Couvillion assunsero un valore pari a:

$$r_{\infty} = 4\sqrt{\alpha t}$$

Oltre tale distanza r_{∞} dalla sorgente la temperatura è assunta indisturbata e costante.

La distribuzione della temperatura è fornita dalla soluzione della seguente equazione:

$$T - T_0 = \frac{Q'}{4\pi k} \int_y^{\infty} \frac{e^{-\lambda}}{\lambda} d\lambda$$

dove

$$y = \frac{r^2}{4\alpha t}$$

L'equazione della distribuzione della temperatura ammette soluzioni del tipo:

$$\left[y - \ln y - \gamma - \frac{y^2}{2 \times (2!)} + \frac{y^3}{3 \times (3!)} + \dots + \frac{(-1)^N y^N}{N \times (N!)} \right]$$

dove γ è la costante di Eulero pari a 0,5772157.

Assumendo il calore assorbito o ceduto dalla sorgente pari a quello ceduto o assorbito dal terreno, Hart e Couvillion giunsero a definire l'espressione della distribuzione della temperatura:

$$T - T_0 = \frac{Q'}{2\pi k} \left[\ln \frac{r_{\infty}}{r} - 0,9818 + \frac{4r^2}{2r_{\infty}^2} - \frac{1}{4 \times (2!)} \left(\frac{4r^2}{r_{\infty}^2} \right)^2 + \dots + \frac{(-1)^{N+1}}{2N \times (N!)} \left(\frac{4r^2}{r_{\infty}^2} \right)^N \right]$$

dove r rappresenta la distanza radiale a cui si vuole conoscere la temperatura.

La definizione del concetto del raggio limite è molto importante in quanto delimita la zona intorno alla quale si nota l'influenza della presenza dello scambiatore. Negli impianti caratterizzati da un numero elevato di scambiatori questa grandezza è molto importante per valutare l'effetto dell'interferenza che risulta trascurabile se la distanza tra i centri dei pozzi è superiore al raggio limite e deve invece essere calcolata per sovrapposizione se la distanza è minore del raggio limite.

3.6.2.3 - Modello IGSHPA

Il modello di dimensionamento sviluppato dall'IGSHPA si basa sulla teoria della sorgente lineare di Kelvin e mediante tale modello si definiscono le equazioni del calcolo della resistenza termica di uno scambiatore verticale ossia:

$$R_s(X) = \frac{I(X_{r_0})}{2\pi k_s}$$

dove:

$$X_{r_0} = \frac{r_0}{2\sqrt{\alpha_s t}}$$

Con $I(X_{r_0})$ si considera un integrale esponenziale, r_0 rappresenta il raggio esterno del tubo, α_s la diffusività termica del terreno [m^2/h], k_s la conduttività termica del terreno [$\text{W}/\text{m } ^\circ\text{C}$] e t rappresenta il tempo [h]. Per calcolare l'integrale esponenziale si possono applicare delle approssimazioni per $0 < X_{r_0} < 1$ e $1 < X_{r_0} < \infty$,

se $0 < X_{r_0} < 1$

$$I(X) \approx \frac{1}{2}(-\ln X^2 - 0,57721566 + 0,99999193X^2 - 0,24991055X^4 + 0,05519968X^6 - 0,00976004X^8)$$

se $1 < X_{r_0} < \infty$

$$I(X) = \left[\frac{1}{2X^2 e^{X^2}} \right] \frac{A}{B}$$

Dove A e B sono pari a:

$$A = X^8 + 8,5733287X^6 + 18,059017X^4 + 8,637609X^2 + 0,2677737$$

$$B = X^8 + 9,5733223X^6 + 25,6329561X^4 + 21,0996531X^2 + 3,9684969$$

Questo metodo consente di calcolare la resistenza del terreno anche nel caso di campi di scambiatori verticali multipli applicando il principio della sovrapposizione degli effetti alle singole resistenze termiche dei tubi vicini, in questo modo si perviene alla definizione del diametro equivalente posto pari a:

$$D_{eq} = \sqrt{n}(D_0)$$

Dove n è il numero di tubi ad U di un pozzo.

Si determina inoltre la resistenza al flusso termico per tubi singoli pari a:

$$R_p = \frac{\ln \frac{r_0}{r_i}}{2\pi k_p}$$

mentre per tubi ad U risulta pari a:

$$R_p = \frac{1}{2\pi k_p} \ln \frac{D_{eq}}{D_{eq} - (OD - ID)}$$

dove OD rappresenta il diametro esterno e ID il diametro interno.

Infine per ultimare il dimensionamento si devono calcolare i fattori di parzializzazione a partire dalla conoscenza delle temperature T_{\max} e T_{\min} del fluido termovettore, da tali temperature si determinano i COP_C e COP_H da cui si determinano le lunghezze massime degli scambiatori di calore verticali per il riscaldamento ed il raffrescamento.

Per il riscaldamento:

$$L_H = \frac{(Capacity_{Heating}) \left(\frac{COP_H - 1}{COP_H} \right) (R_p + R_s RunFunction_{Heating})}{T_{S_{\min Annual}} - T_{\min}}$$

Per il raffrescamento:

$$L_H = \frac{(Capacity_{Cooling}) \left(\frac{COP_C - 1}{COP_C} \right) (R_p + R_s RunFunction_{Cooling})}{T_{S_{\max Annual}} - T_{\max}}$$

dove:

$T_{S_{\min Annual}}$ è la temperatura minima del suolo durante l'anno

$T_{S_{\max Annual}}$ è la temperatura massima del suolo durante l'anno

Una volta determinate queste lunghezze massime delle sonde in regime invernale ed estivo si assumerà come lunghezza definitiva la lunghezza massima tra le due e sarà necessario procedere ad una verifica mediante un calcolo iterativo in cui inizialmente si fissano le temperature e poi si calcolano le lunghezze per poi procedere ad una verifica del dimensionamento invertendo l'equazione del calcolo della lunghezza delle sonde.

3.6.2.4 - Modello di Kavanaugh e Rafferty

Un ulteriore modello di dimensionamento analitico di un sistema di scambiatori verticale è stato realizzato da Kavanaugh e Rafferty che si basano sulla teoria della sorgente cilindrica di Carslaw e Jaeger. Questo modello è stato preso come riferimento dall'ASHRAE che lo ha riportato nel manuale tecnico relativo ai sistemi con pompa di calore geotermiche.

Tale modello si basa sulle seguenti ipotesi:

- 1) trasmissione di calore per sola conduzione
- 2) perfetta adesione tra scambiatore di calore e terreno circostante
- 3) trascurati gli effetti del moto dell'acqua di falda e dell'interferenza tra sonde vicine

La soluzione del modello si basa sulla teoria della sorgente cilindrica per un trasferimento di calore costante ed è rappresentata dalla seguente formula:

$$T - T_0 = \frac{Q'}{k} G(z, p)$$

dove z rappresenta il numero adimensionale di Fourier

$$z = \frac{\alpha t}{r^2} \text{ e } p = \frac{r}{r_0}$$

ed r_0 è il raggio esterno dei tubi.

L'espressione di $G(z,p)$ è una funzione del tempo e della distanza dal tubo e fanno riferimento a flussi termici costanti.

Kavanaugh sviluppò una equazione per la differenza di temperatura lungo il tubi nel caso di flusso di calore non uniforme sulle superfici dei tubi ad U

$$\Delta T_p = \frac{Q'}{CN_i 2\pi h_{eq}}$$

dove N_i rappresenta il numero tubi ad U presenti nel pozzo e C è un fattore di correzione per il flusso di calore non uniforme, mentre h_{eq} rappresenta il coefficiente di trasmissione del calore equivalente dalla superficie esterna del tubo al fluido termovettore per unità di area dato dalla seguente formula:

$$h_{eq} = \left[\frac{r_0}{r_i h_i} + \frac{r_0}{k} \ln \left(\frac{r_0}{r_i} \right) \right]^{-1}$$

dove r_i è il raggio interno del tubo e h_i è il coefficiente di convezione calcolato in funzione del numero di Nusselt, mediante le equazioni del regime turbolento.

Pertanto la temperatura media dell'acqua T_{aw} viene calcolata dalla somma delle variazioni di temperatura tra la temperatura del suolo e la temperatura dell'intorno del tubo:

$$T_{aw} = T_0 + \left[\frac{Q'}{k} G(z, p) \right] + \frac{Q'}{CN_i 2\pi h_{eq}}$$

Effettuando un bilancio termico dell'intero ciclo è possibile ottenere la differenza totale di temperatura tra l'acqua in ingresso ed in uscita:

$$T_{wo} - T_{wi} = \frac{Q' L}{m_w c_{pw}}$$

dove m_w e c_{pw} sono la portata ed il calore specifico del fluido ed L è la profondità del pozzo.

Ponendo

$$T_{aw} = \frac{T_{wo} + T_{wi}}{2}$$

si ottiene che

$$T_{wo} = \frac{Q'L}{m_w c_{pw}} + T_{aw}$$

Questo modello è preciso qualora si usa molta attenzione a scegliere le proprietà termiche del sottosuolo.

Partendo da questo modello Kavanaugh e Rafferty hanno elaborato una metodologia di dimensionamento che è stata presa come riferimento dalla ASHRAE. Le formule adottate sono le stesse, ma si aggiunge il calcolo delle resistenze del terreno nel breve, medio e lungo periodo mediante le seguenti relazioni:

$$R_{ga} = \frac{G_f - G_1}{k_g}$$

$$R_{gm} = \frac{G_1 - G_2}{k_g}$$

$$R_{gd} = \frac{G_2}{k_g}$$

In definitiva questa metodologia consente di determinare la lunghezza complessiva dei pozzi sia per esigenze di riscaldamento che raffrescamento mediante le seguenti relazioni:

$$L_c = \frac{q_a R_{ga} + (q_{lc} - 3,41W_c)(R_b + PLF_m R_{gm} + R_{gd} F_{sc})}{(t_g - (t_{wi} + t_{wo})/2 - t_p)}$$

$$L_h = \frac{q_a R_{ga} + (q_{lh} - 3,41W_h)(R_b + PLF_m R_{gm} + R_{gd} F_{sc})}{(t_g - (t_{wi} + t_{wo})/2 - t_p)}$$

Le resistenze R_{ga} , R_{gm} ed R_{gd} si calcolano partendo dalla conoscenza della conduttività termica k_g . Analogamente il valore della t_g è calcolato come valore medio della temperatura dell'aria esterna annuale, mentre il valore di t_p , che rappresenta la variazione della temperatura dovuta alla presenza di più scambiatori, è calcolato mediante rivelazioni sperimentali. Infine è possibile determinare il fattore di parzializzazione PLF tenendo conto che la pompa di calore non opera costantemente a pieno carico ed è possibile calcolare tale valore una volta noto il valore delle ore equivalenti a pieno carico calcolate dalla seguenti relazioni:

$$h_{equivalenti} = \frac{Fabbisogno_energetico_stagionale}{Potenza_max}$$

$$PLF = \frac{h_{equivalenti}}{ore_stagione}$$

Quindi si è ora in grado di determinare i valori di L_c ed L_h scegliendo come valore della lunghezza del pozzo il valore più grande dei due.

3.6.2.5 - I modelli numerici ed ibridi

I modelli analitici analizzati per essere utilizzati per il dimensionamento degli scambiatori ad U necessitano di semplificazioni per tener conto della geometria e dell'effetto corto circuito termico e delle resistenze termiche. Sul lungo periodo tali semplificazioni non comportano errori rilevanti in quanto l'effetto del calore immesso o assorbito dagli scambiatori è distribuito su tutto l'accumulo termico nel terreno, invece nel breve periodo tali semplificazioni sono rilevanti. I modelli numerici hanno il vantaggio di tener conto della complessità della geometria degli scambiatori, ma risultano più pesanti dal punto di vista computazionale e quindi sono utilizzati per modellare il comportamento degli scambiatori nel breve periodo.

3.6.2.5.1 - Il modello di Eskilson

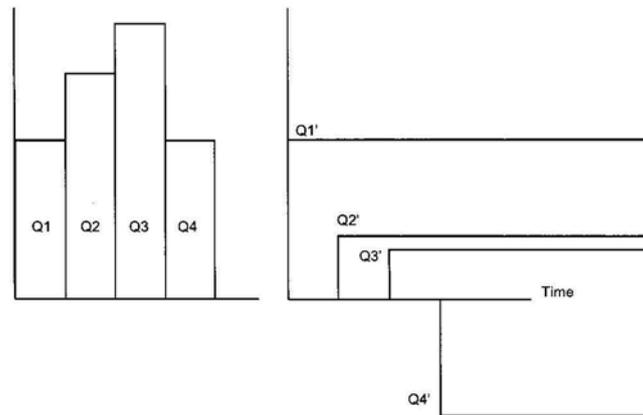
Eskilson elaborò un modello ibrido che risolveva il problema delle temperature intorno ad uno scambiatore combinando soluzioni di tipo numerico ed analitiche. Realizzò prima un modello bidimensionale agli elementi finiti in un sistema di coordinate radiale-assiale per un singolo scambiatore, considerando un terreno omogeneo avente condizione iniziali ed al contorno costanti e poi sovrappose i campi di temperatura per ottenere la risposta in tutto il volume di accumulo.

La risposta in temperatura ottenuta dal pozzo in funzione del tempo viene convertita in una serie di fattori di risposta in temperatura adimensionali, definiti *g-function*.

La *g-function* permette di calcolare la variazione di temperatura alla parete del pozzo in risposta ad un impulso di calore a gradino per un determinato intervallo di tempo. Una volta che la risposta in temperatura di un campo di scambiatori, per un determinato impulso termico a gradino, è rappresentata da una *g-function*, la risposta di un andamento arbitrario del calore di condensazione o estrazione in funzione del tempo, può essere determinata suddividendo tale andamento in una serie di impulsi a gradino e sovrappone le risposte.

Nella figura seguente è possibile osservare il modello applicato al funzionamento dell'impianto in modalità riscaldamento per un periodo di 4 mesi. Fissando l'impulso termico di base Q_1 pari all'intero periodo (4 mesi) ed invece gli altri impulsi sono sovrapposti per differenza e quindi paria

$Q_1' = Q_1$, $Q_2' = Q_2 - Q_1$, $Q_3' = Q_3 - Q_2$, $Q_4' = Q_4 - Q_3$. E' possibile calcolare la temperatura sulla superficie del pozzo in funzione del tempo andando a sommare le risposte ai 4 impulsi a gradino.



Sovrapposizione dei vari impulsi a gradino

Estendendo il ragionamento ad n impulsi termici si perviene alla determinazione della temperatura sulla superficie del pozzo mediante la risoluzione della seguente relazione:

$$T_{borehole} = T_{ground} + \sum_{i=1}^n \frac{(Q_i - Q_{i-1})}{2pk} g\left(\frac{t_n - t_{i-1}}{t_s}, \frac{r_b}{H}\right)$$

Come già detto il modello di Eskilson è applicabile per time-step di lungo periodo, invece tale modello non è utilizzabile per time-step brevi. A tal proposito Yavuzturk ha elaborato un modello numerico che consente di studiare la risposta di un singolo scambiatore per impulsi termici di breve durata. In queste condizioni il processo di trasmissione del calore all'interno del pozzo e la trasmissione del calore all'esterno del pozzo in direzione radiale risultano predominanti rispetto al processo di trasmissione del calore all'interno del pozzo in direzione assiale. Il modello numerico elaborato è un modello agli elementi finiti bidimensionale in direzione radiale-angolare.

Il risultato del modello elaborato è rappresentato dalla temperatura media del fluido geotermico, che viene corretta considerando la resistenza del pozzo da cui si determina la temperatura media del pozzo che viene poi adimensionalizzata per ottenere le nuove *g-function* nel breve periodo.

3.6.2.5.2 - Modello di Hellstrom

Hellstrom (1989, 1991) ha sviluppato un modello di simulazione per gli scambiatori verticali di calore a terra, che sono fittamente disposti nel terreno ed utilizzati per il ciclo stagionale di

stoccaggio di energia termica, con oppure senza l'impiego di pompe di calore. Il modello suddivide il volume che immediatamente circonda un singolo scambiatore in due regioni. Il volume che circonda immediatamente un singolo pozzo è descritto come la regione 'locale'. La differenza tra la temperatura media del volume 'locale' e la temperatura media del fluido nel pozzo per un dato istante di tempo è proporzionale al flusso di calore di condensazione/estrazione per una resistenza termica terreno-fluido. Questo viene usato per spiegare le condizioni di trasferimento del calore intorno a pozzi singoli a causa di variazioni termiche di breve durata. Su scale temporali più lunghe, il campo del flusso di calore in questa regione non cambia con il tempo. Una differenza di temperatura costante viene quindi calcolata dovuto al flusso di calore costante e ad una resistenza termica costante. La seconda regione si interessa del problema della conduzione di calore le pareti del volume di accumulo del calore (pozzi multipli) ed il terreno restante. Hellstrom definisce questo come il problema 'globale'. Il problema 'globale' è trattata come tre componenti: una componente di perdita termica stazionaria, una componente di innalzamento dei livelli termici ed una perdita termica periodica. Il regime stazionario può essere raggiunto dopo diversi anni (a seconda della dimensione dell'accumulo di calore della dissipazione di calore e dei tassi di estrazione), durante il quale si presume che si verifichi intorno al campo foro un accumulo termico transitorio in cui il flusso di calore si avvicina gradualmente un valore costante.

Modello di Hellstrom determina la variazione totale della temperatura del terreno rispetto alle condizioni iniziali come sovrapposizione spaziale di tre parti: la cosiddetta differenza 'globale' della temperatura, una differenza di temperatura della soluzione 'locale' immediatamente circostante il volume di accumulo di calore e una differenza di temperatura 'locale' dovuta al flusso stazionario. La temperatura in ciascun istante si ottiene suddividendo l'andamento temporale dei carichi in una serie di impulsi a gradino e sovrapponendo le varie risposte nel tempo, così come avviene nel modello di Eskilson.

Il modello è essenzialmente un modello ibrido che utilizza una soluzione numerica per il problema 'locale' e quello 'globale' e poi li sovrappone spazialmente con la soluzione analitica relativa al flusso stazionario.

Il modello numerico utilizza per la risoluzione del problema 'globale' uno schema bidimensionale esplicito agli elementi finiti su un sistema di coordinate radiale-assiale. Per la soluzione locale, viene utilizzato un modello mono-dimensionale radiale che divide la regione di stoccaggio in diverse sotto-aree.

Thornton et al. (1997) hanno usato l'approccio di Hellstrom come parte di un dettagliato modello di simulazione basato su componenti di un sistema geotermico con pompa di calore. Il modello è stato implementato in TRNSYS (Klein, et al. 1996). È stato calibrato per dati monitorati su di una unità

abitativa familiare regolando i parametri di input, come il campo della temperatura e le proprietà termiche del terreno.

3.7 - Impianto geotermico dell'Ospedale S. Giovanni Bosco in Napoli

Analizzati i vari modelli matematici alla base del dimensionamento degli scambiatori a terreno e riscontrando la domanda termica dell'ospedale, oggetto di studio, sia per l'acqua calda sanitaria che per la climatizzazione invernale ed estiva si sfrutterà la potenzialità del software TRNSYS per effettuare una simulazione dell'impianto geotermico. Si rimanda al capitolo 5 per valutare i benefici riscontrabili dall'applicazione di detto impianto.

Capitolo 4. Il Programma di Simulazione dinamica Trnsys

4.1 – Introduzione

TRNSYS (Transient System Simulation program) è un programma di simulazione dinamica caratterizzato da una struttura modulare; ai fini della simulazione del sistema oggetto di analisi, all'utente è richiesto di specificare i componenti che costituiscono il sistema e la maniera nelle quali questi interagiscano tra di loro.

TRNSYS ha iniziato ad essere disponibile commercialmente a partire dal 1975; il programma viene costantemente sviluppato (la versione più recente, la 17, è del luglio 2010) grazie al lavoro congiunto di una serie di istituzioni:

- Solar Energy Laboratory (SEL), USA;
- Thermal Energy Systems Specialist (TESS), USA;
- Aiguasol Enginyeria, Spagna;
- Centre Scientifique et Technique du Bâtiment (CSTB), Francia;
- Transsolar GmbH Energietechnik, Germania.

Il pacchetto di installazione consiste di una serie di moduli. Tra questi:

- Simulation Studio, il programma di interfaccia dedicato all'impostazione e all'esecuzione delle simulazioni;
- TRNBuild, il programma di interfaccia dedicato alla descrizione dettagliata dell'edificio;
- TRNEdit/TRNSED, lo strumento per la modifica manuale dei file di input e la creazione di applicazioni “*stand-alone*” in ambiente TRNSYS.

La simulazione in ambiente TRNSYS è costituita dall'assemblaggio di una serie di componenti (“*Types*”) opportunamente interconnessi in modo tale da svolgere una sequenza ordinata di operazioni. Ciascuna “*Type*” è costituita da una *subroutine* (scritta in FORTRAN, C o C++) che ne descrive il funzionamento. Tutti i componenti utilizzati e le modalità secondo le quali questi saranno chiamati ad interagire sono raccolti in un file (“.dck”) che rappresenta l'input vero e proprio al programma; tale file viene creato e modificato mediante il programma di interfaccia “Simulation Studio”.

Affinché una simulazione possa essere eseguita devono essere soddisfatti i punti che seguono:

- vanno selezionati tutti i componenti (*Types*) necessari alla descrizione del problema oggetto di indagine;
- impostazioni di lavoro e valori iniziali devono essere definiti per ciascun componente;

– devono essere completati i collegamenti tra i vari componenti in modo da ottenere un flusso ordinato di informazioni; in modo, cioè, che ciascuna *Type* abbia a disposizione i dati di input necessari ai fini del calcolo.

L’“Assembly panel” costituisce la finestra attraverso la quale l’utente è in grado di creare, modificare ed eseguire i modelli creati. All’interno di tale finestra è possibile selezionare i componenti necessari alla descrizione del problema affrontato, definire le loro interazioni, impostare i parametri di simulazione, analizzare i risultati del calcolo.

Cliccando con il tasto sinistro del mouse su ciascuna *Type* è possibile accedere alle finestre che consentono di impostare le modalità di operazione della *Type*, di vedere quali sono le informazioni di ingresso necessarie e quali siano i risultati disponibili in output.

Per definire un collegamento tra due *Type*, in base al quale avverrà il flusso di informazioni, è necessario definire un “link” tra le due icone.

Oltre ad effettuare il collegamento tra le due *Type*, all’utente viene richiesto di specificare in dettaglio come avviene lo scambio di informazioni tra i due componenti.

Una volta avviata la simulazione, il calcolo ha inizio. I risultati sono visionabili direttamente a schermo, oppure possono essere salvati in file elaborabili in post-processo.

4.2 – Componenti utilizzati per simulare l’impianto di cogenerazione/trigenerazione

Di seguito si riporta lo schema Trnsys dell’impianto di cogenerazione/trigenerazione:

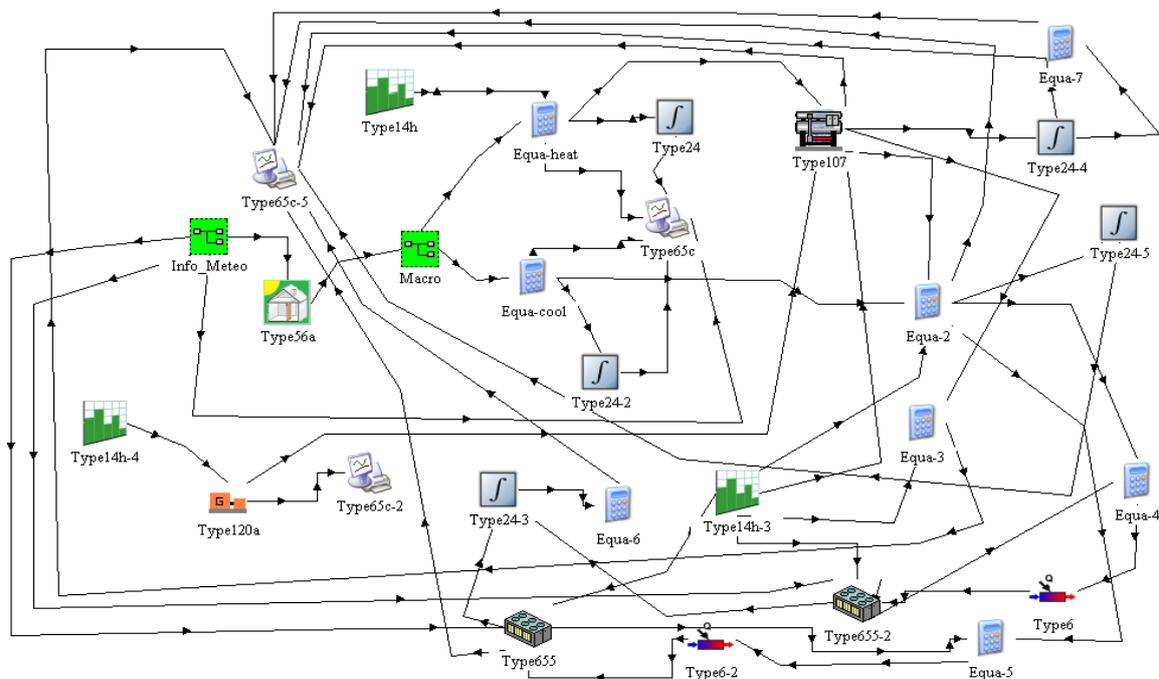


Figura 4.2.1: impianto di cogenerazione/trigenerazione in Trnsys

Di seguito si riporta una breve descrizione delle *Type* presenti nello schema sopra riportato:

- TYPE 109-TMY2: riporta i dati climatici di Napoli; Il Trnsys possiede al suo interno un data base molto esteso di dati meteo, differenziato per le varie località geografiche. Nel caso specifico sono stati selezionati i dati meteo di Napoli in quanto sede dell'edificio da analizzare. Tali dati fanno riferimento a medie annuali misurate e sono disponibili per l'irraggiamento, l'umidità relativa, la temperatura ambiente, etc. Per ciascun giorno dell'anno sono disponibili anche dati orari per l'irraggiamento e la temperatura esterna. I valori disponibili, essendo mediati su anni di osservazioni, rappresentano in modo corretto l'andamento annuale, mentre non sono rappresentativi di giornate più specifiche.
- TYPE 56: con questo Type è possibile simulare il comportamento termico di un edificio diviso in diverse zone termiche.
- TYPE 14H: serve per controllare il funzionamento dell'impianto; in particolare limita il funzionamento dell'impianto in determinati periodi dell'anno (funzionamento stagionale estate/inverno), per determinate ore giornaliere, ecc.;
- TYPE 6: fornisce l'energia termica necessaria soddisfare il fabbisogno di energia termica dell'edificio; i parametri impostati sono riportati nella seguente tabella:

Potenza termica nominale	3000	kW
Calore specifico del fluido	4,186	kJ/kgK
Rendimento	0,90	-

Tabella 4.2.1– parametri TYPE 6

- TYPE 655: è il modello del chiller; tale modello necessita in input di opportuni parametri quali ad esempio la potenza termica a pieno carico nelle ipotesi di funzionamento nelle condizioni di progetto, il valore del COP, ecc.. Nel caso specifico sono stati impostati i parametri relativi ad un gruppo refrigeratore selezionato per soddisfare i fabbisogni dell'edificio nel periodo estivo.
- TYPE 120: è il modello tramite il quale si simula il funzionamento dell'impianto di cogenerazione costituito da un motore a combustione interna. Il modello più simulare svariate taglie di cogeneratori, è necessario allo scopo specificare in input i valori dei parametri caratterizzanti il funzionamento della macchina prescelta quali, ad esempio, la potenza elettrica, la potenza termica ed i relativi valori dei rendimenti, ecc..
- TYPE 107: è il modello del chiler ad assorbimento; i parametri impostati sono relativi al gruppo ad assorbimento opportunamente prescelto per essere accoppiato al gruppo cogenerativo.

4.2.1 – TYPE 56

Nelle simulazioni più complesse degli edifici si è soliti effettuare una modellazione multizona dell'edificio oggetto di studio utilizzando interfaccia grafica del programma “TRNBUILD”.

Mediante questo programma è possibile modellare il comportamento termico di un edificio diviso in diverse zone termiche e generare un componente specifico, generato dall'utente, “Type 56” con cui si rappresenta l'edificio.

Il programma TRNBUILD legge ed elabora un file contenente la descrizione dell'edificio e genera due file che verranno utilizzati dal componente TYPE 56 durante una simulazione in TRNSYS.

Il file contenente la descrizione dell'edificio può essere generata dall'utente con qualsiasi editor di testo o con il programma interattivo TRNBUILD.

A causa della complessità dei parametri di un edificio multizona, i parametri del TYPE 56 non sono definiti direttamente nel file di input del TRNSYS, ma viene generato un cosiddetto file edificio con estensione *.BUI contenente le informazioni sull'edificio.

Il programma TRNBUILD è stato sviluppato per fornire un facile strumento da usare per la creazione del file *.BUI. A partire da alcuni dati di base del progetto, l'utente descrive ogni zona termica. Tutti i dati inseriti vengono salvati nel cosiddetto file di costruzione (*. BUI), che altro non è che un file di testo con codice ASCII. Il file BUI è molto utile per controllare i dati inseriti nel TRNBuild.

La finestra TRNBuild iniziale è mostrata nella Figura 4.2.1.1.

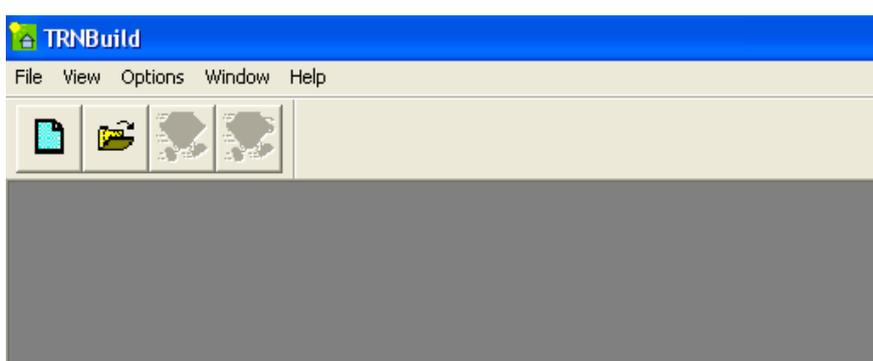


Fig. 4.2.1.1 – Layout iniziale TRNBuild

Il menu principale della finestra iniziale TRNBuild ospita i seguenti elementi:

- FILE
- VIEW
- OPTIONS

- WINDOW
- HELP

E' possibile aprire un file esistente *.BUI cliccando su FILE e su OPEN e selezionando il file desiderato, oppure è possibile crearne uno nuovo cliccando su FILE e su NEW.

Dopo aver aperto un nuovo progetto o uno esistente si aprirà la finestra di inizializzazione del progetto dell'edificio e saranno disponibili nel menu principale tre voci aggiuntive:

- ZONES (consente di aggiungere ed eliminare zone all'edificio)
- GENERATE (consente di calcolare il carico termico dell'edificio ed eseguire il file di input in TRNSYS)
- TYPEMANAGER (consente di modificare i tipi, definiti in precedenza, di pareti, finestre, guadagni, infiltrazione, ventilazione, raffreddamento, riscaldamento, livelli e orari di utilizzo dell'edificio).

La finestra di inizializzazione del progetto dell'edificio è composta da due sottofinestre, la finestra "Project" e la finestra "TRNBuild Manager", rappresentata dalla seguente figura 4.2.1.2:

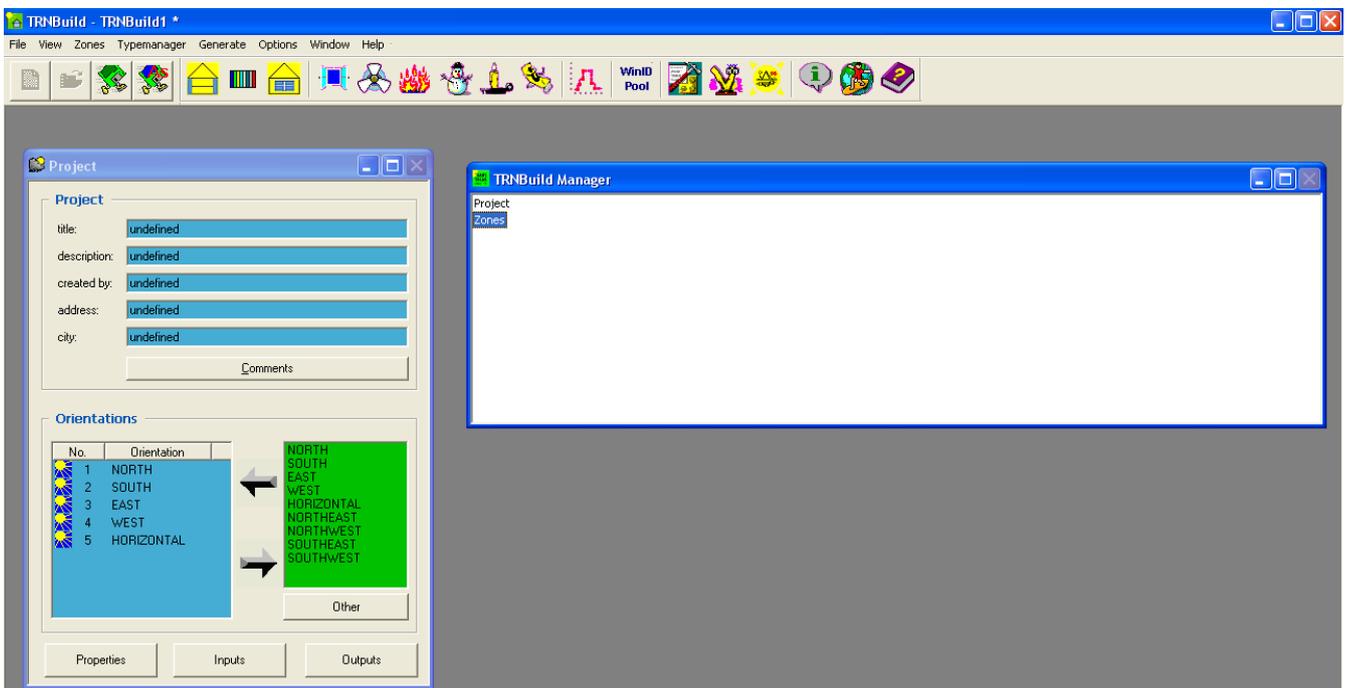


Fig. 4.2.1.2 – Finestra inizializzazione del progetto dell'edificio in TRNBuild

Nella finestra "Project" possono essere inseriti i dati identificativi del progetto quali il titolo, la descrizione, i dati del progettista con l'indicazione dell'indirizzo e della città. In basso sono riportati i vari orientamenti dell'edificio, di default il programma prevede un orientamento classico dell'edificio del tipo Nord, Sud, Est, Ovest ed Orizzontale. L'orientamento può essere modificato

all'occorrenza infatti sono presenti anche gli altri punti cardinali, Nord-Est, Nord-Ovest, Sud-Est e Sud-Ovest. Inoltre cliccando sul pulsante "Properties" si apre la finestra "Properties" in cui è possibile modificare i parametri impostati da default dal programma, quali la densità dell'aria, il calore specifico dell'aria, il calore di vaporizzazione dell'acqua, la costante di Stefan Boltzmann e la temperatura media della superficie. Oltre a questi parametri sono presenti ulteriori parametri che consentono di calcolare i coefficienti di scambio termico, come evidenziato nella figura 4.2.1.3.

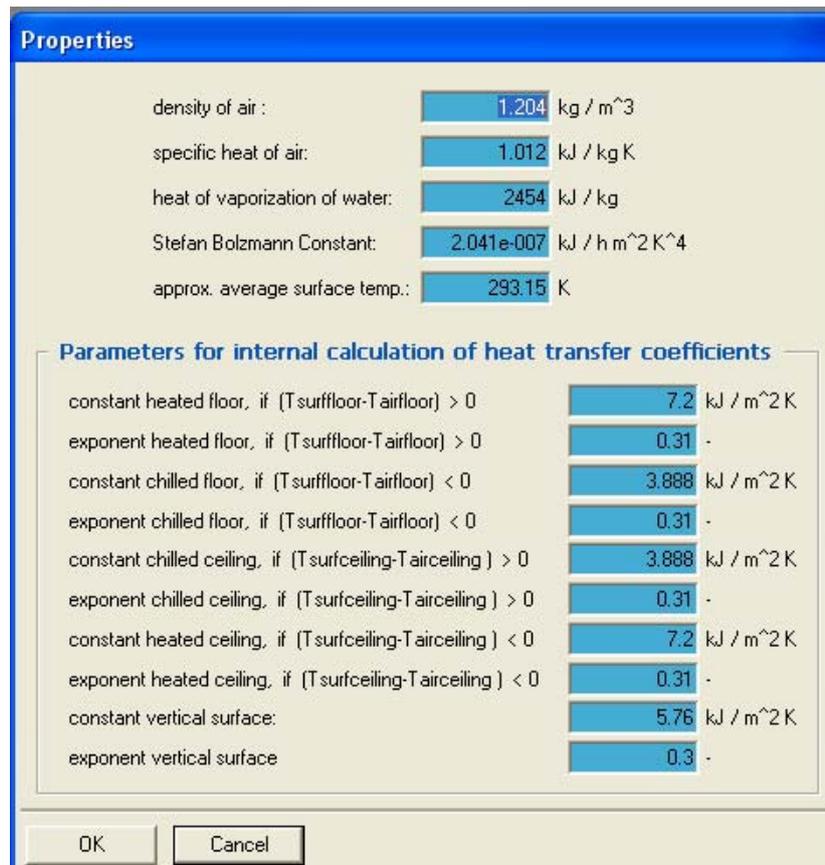


Fig. 4.2.1.3 – Parametri caratteristici delle proprietà dell'aria e dei coefficienti di scambio termico

Nella finestra "TRNBuild Manager" sono presenti su due righe distinte l'indicazione del "Project" e delle "Zones", cliccando con il tasto destro del mouse è possibile inserire nuove zone al progetto. Facendo ciò infatti si apre una nuova finestra (si veda la figura 4.2.1.4), definita con un nome fissato dall'utente, in cui si devono andare ad inserire i parametri caratteristici della zona (singolo locale) dell'edificio progettato.

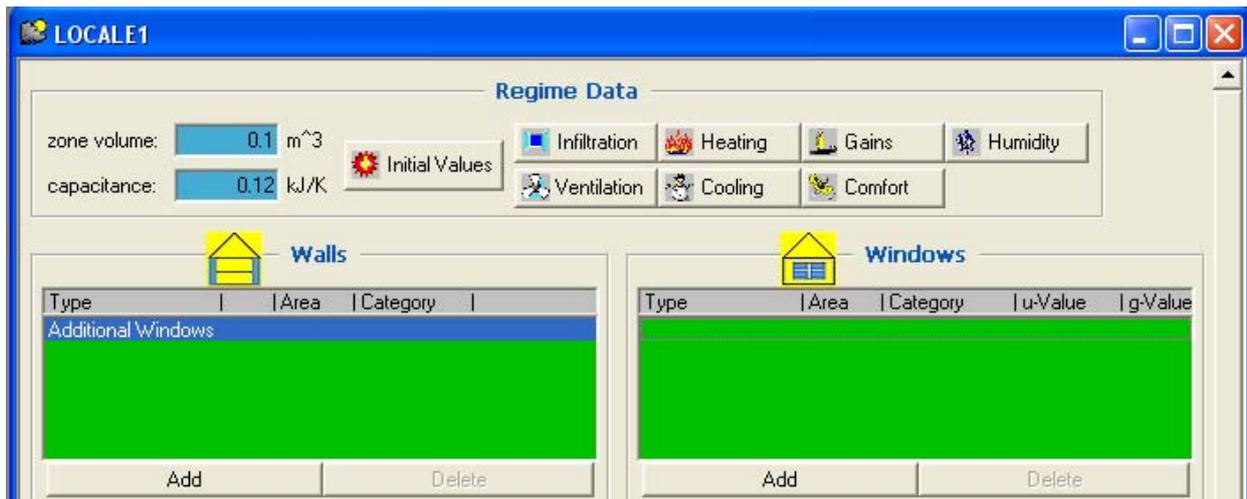


Fig. 4.2.1.4 – Finestra di inserimento dei parametri caratteristici dei singoli locali costituenti l’edificio

In tale finestra si devono inserire i valori relativi a:

- Volume della zona, come riscontrabile dalla figura 4.2.1.5, da cui si ricava la capacità della zona oggetto della progettazione espressa come un rapporto tra l’energia termica e la temperatura espressa in gradi Kelvin, difatti tale parametro è espresso in [kJ/K];
- Parametri iniziali del progetto, cliccando sulla icona “Initial Values” (si veda la figura 4.2.1.6), relativi alla temperatura e dell’umidità relativa. Tali parametri, secondo la normativa vigente, variano a seconda della zona climatica dove è posizionato l’edificio oggetto di studio, nel caso dell’Ospedale S. Giovanni Bosco in Napoli, zona climatica C, sono pari a 20°C e 50%.

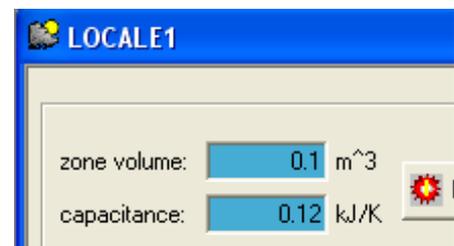


Fig. 4.2.1.5 – Parametri volumetrici del locale

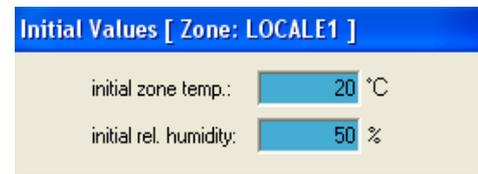
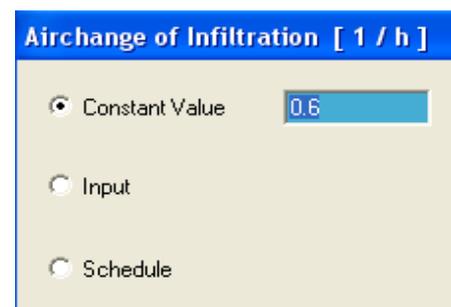


Fig. 4.2.1.6 – Parametri iniziali del progetto

- Ricambio naturale d’aria oraria, cliccando sull’icona “Infiltration” (si veda la figura 4.2.1.7). Tale parametro può essere fissato con un valore costante nel tempo, definito dell’utente come dato di input, o variabile mediante una funzione a scalino 0, 1 oppure secondo un schedario orario quale ad esempio le ore



lavorative giornaliere.

Fig. 4.2.1.7 – Parametri di ricambio naturale d’aria

- Impianto di riscaldamento, cliccando sull’icona “Heating” (si veda la figura 4.2.1.8), si può prevedere la presenza di tale impianto nell’edificio e fissare il valore della temperatura (set temperature), fissata dalle norme in funzione della zona climatica, nel caso di Napoli, zona climatica C, è pari a 20°C. Inoltre è possibile impostare la potenzialità dell’impianto scegliendo la soluzione illimitata o limitata ad un prefissato valore massimo. E’ inoltre possibile fissare la percentuale di umidità desiderata nell’ambiente, anche tale parametro ha un valore imposto dalle norme, per Napoli è fissato pari al 50%.

The screenshot shows a software interface for configuring a heating system. The title bar reads "New Heating Type". Below the title, there is a flame icon and a text field for "new heating type:" with the value "HEAT001". The interface is divided into three main sections: "Room Temperature Control", "Heating Power", and "Humidification". In the "Room Temperature Control" section, the "set temperature:" is set to 20 °C. In the "Heating Power" section, the "heating power:" is set to "limited" with a value of 1 kW/h. The "radiative part:" is set to 0 % / 100. In the "Humidification" section, the "desired rel. humidity:" is set to 0 %.

Fig. 4.2.1.8 - Parametri caratteristici impianto di riscaldamento

- Guadagni, cliccando sull’icona “Gains”, sono fissabili i parametri derivanti dalla presenza di persone nell’ambiente e quindi dal loro numero, il numero di computer ed infine dal tipo di impianto di illuminazione definendo la sua potenzialità per unità di superficie [W/m²], come evidenziato nella figura 4.2.1.9.

The screenshot shows a software interface for configuring gains in a zone named "LOCALE1". The interface is divided into four main sections: "Persons", "Computer", "Artificial Lighting", and "Other Gains". In the "Persons" section, the "degree of activity" is set to "Seated at rest" (ISO 7730). In the "Computer" section, the "computer type" is set to "140 W PC with monitor". In the "Artificial Lighting" section, the "total heat gain" is set to 5 W/m² and the "convective part" is set to 0 %. The "Other Gains" section contains a table with columns for "Type", "Scale", and "Geo Position".

Type	Scale	Geo Position
------	-------	--------------

Fig. 4.2.1.9 - Parametri caratteristici guadagni derivanti dalla presenza di persone e dall’impianto di elettrico

- Ventilazione forzata, cliccando sull'icona "Ventilation", è possibile impostare i ricambi orari, fissati dalla normativa in funzione della destinazione d'uso dei locali. Tali ricambi possono essere assunti pari ad un valore costante oppure mediante un schedario orario quale ad esempio le ore lavorative giornaliere. E' possibile inoltre impostare per tali ricambi i valori di temperatura ed umidità dell'aria esterna immessa in ambiente (si veda la figura 4.2.1.10).

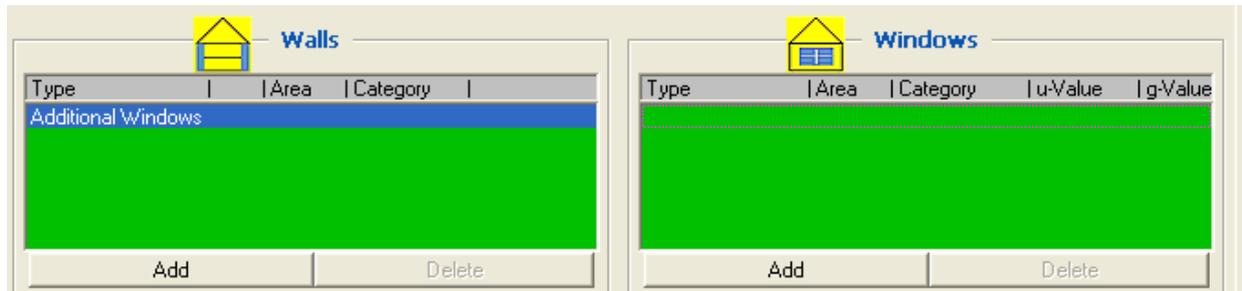
Fig. 4.2.1.10 – Parametri caratteristici impianto di ventilazione forzata

- Impianto di climatizzazione estiva, cliccando sull'icona "Cooling", è possibile fissare la temperatura dell'ambiente, la potenza illimitata o limitata dell'impianto ed infine il valore della umidità, come evidenziato dalla figura 4.2.1.11. I parametri climatici, temperatura ed umidità sono fissati dalla normativa vigente in funzione della zona climatica, nel caso di Napoli, zona climatica C, sono pari a $T=26^{\circ}\text{C}$ e $\text{U.R.}=50\%$.

Fig. 4.2.1.11 - Parametri caratteristici impianto di condizionamento estivo

Una volta terminato di definire i parametri climatici e dimensionali del singolo locale dell'edificio, è ora necessario definire le caratteristiche delle pareti opache e trasparenti e quindi determinare il coefficiente di scambio termico globale delle singole pareti. Tali parametri sono definibili andando a cliccare, nella finestra di inserimento dei parametri caratteristici del singolo locale, nello spazio

relativo ai muri (“Walls”) sul tasto “Add” ed analogamente nello spazio relativo alle finestre (“Windows”).



Così facendo nel caso delle pareti si può andare a definire le caratteristiche delle parti opache utilizzando i dati presenti nella libreria del programma e selezionando il tipo di muratura dell’edificio, si veda la figura 4.2.1.12 che elenca varie tipologie murarie presenti nella libreria.

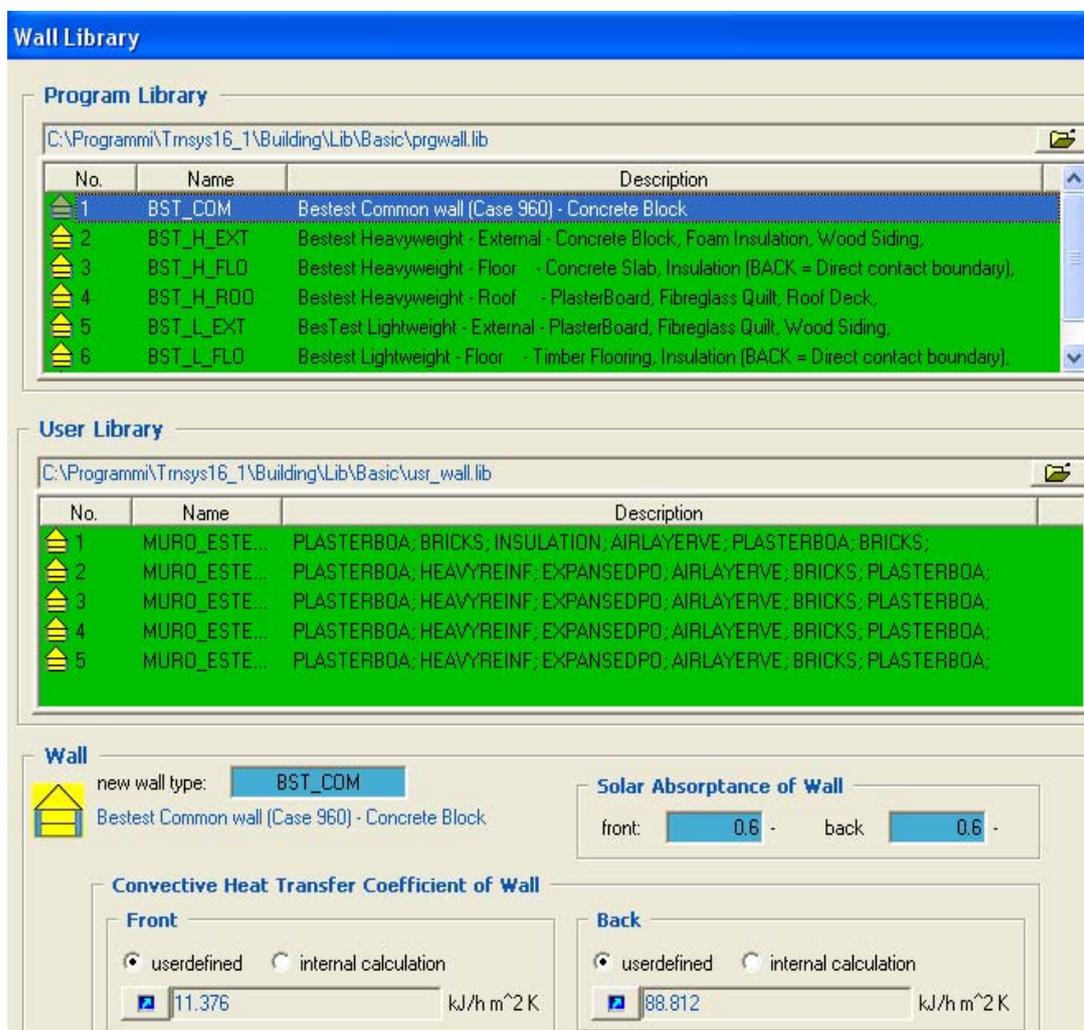


Fig. 4.2.1.12 - Parametri caratteristici delle caratteristiche di scambio termico delle pareti opache presenti nella libreria del programma

Il programma consente all'utente di andare a definire le caratteristiche del tipo di muratura in modo personalizzato, così facendo l'utente può costruirsi autonomamente il pacchetto costruttivo delle pareti opache e dei solai, come mostrato nella figura 4.2.1.13.

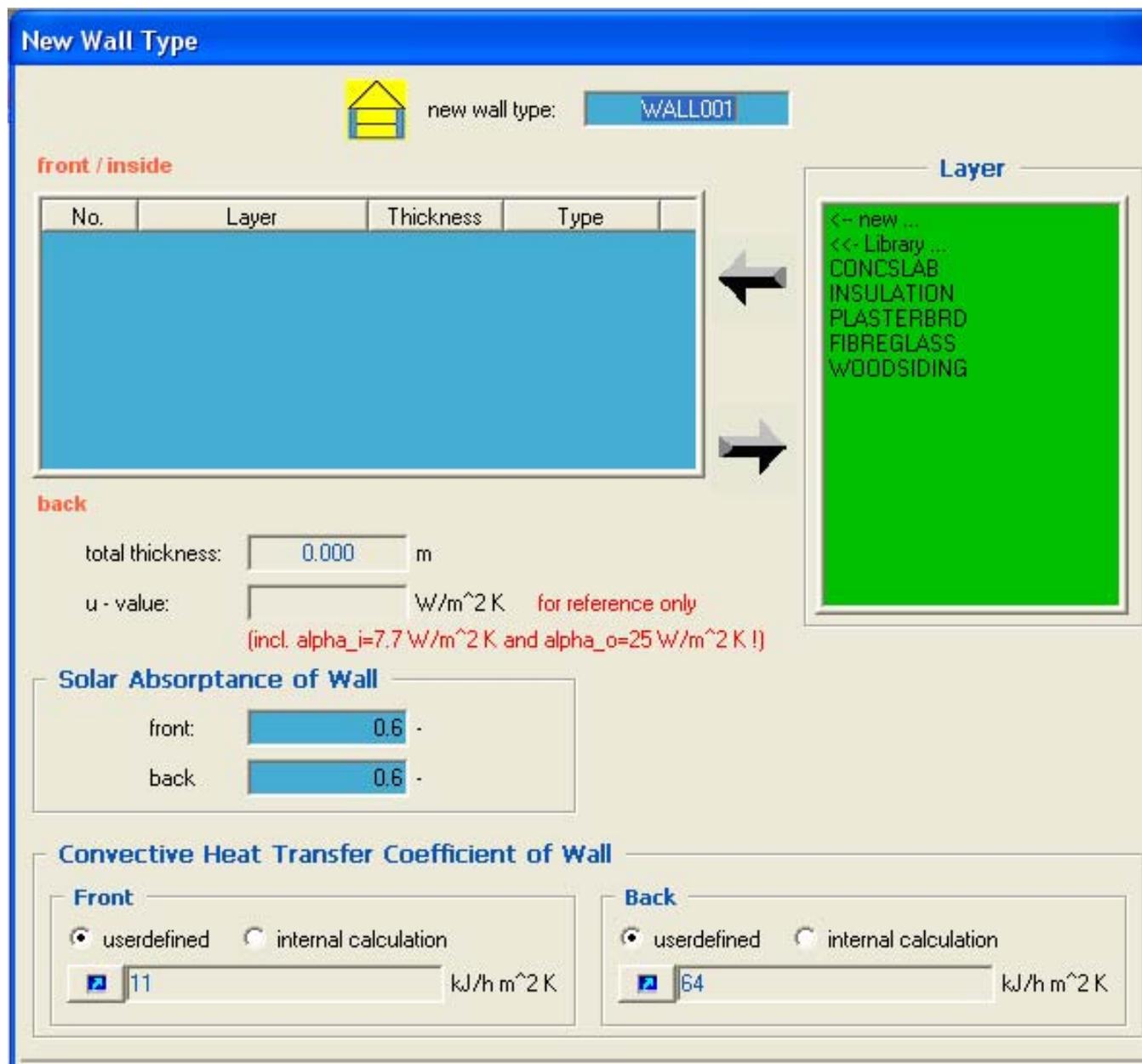


Fig. 4.2.1.13 - Parametri caratteristici delle pareti opache definite dall'utente

Una volta definito il tipo di pacchetto delle murature, è necessario andare a definire per ogni parete le dimensioni delle stesse e l'esposizione delle singole pareti opache.

Analogamente a quanto fatto per determinare le caratteristiche delle pareti opache è necessario andare a definire il tipo di serramenti ed i vetri utilizzati. Anche in questo caso, si veda la figura 4.2.1.14, all'interno del programma è presente una libreria di pareti trasparenti ad ognuna delle quali è preventivamente associato un valore dello scambio termico.

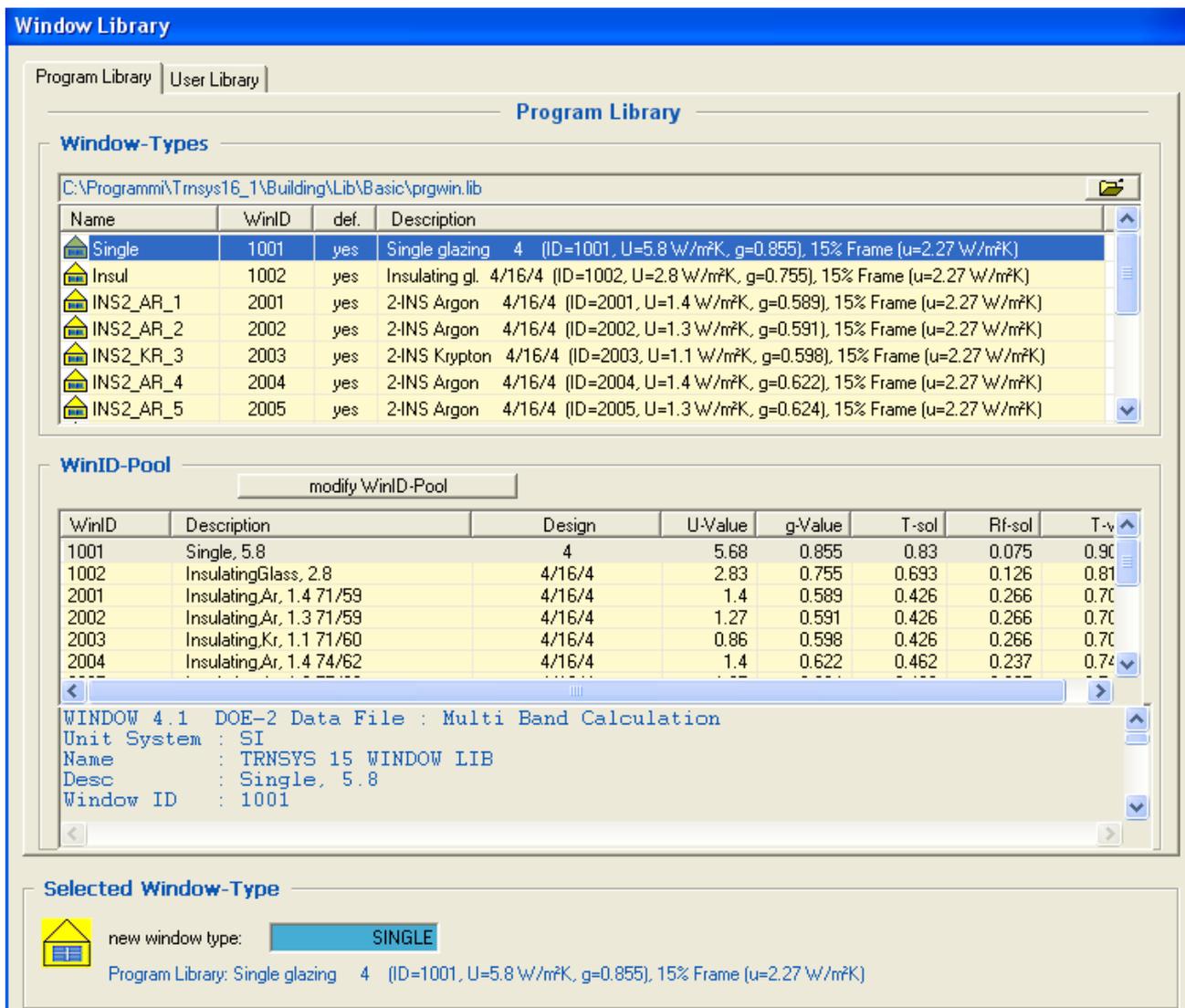


Fig. 4.2.1.14 - Parametri caratteristici delle caratteristiche di scambio termico delle pareti trasparenti presenti nella libreria del programma

Analogamente è possibile procedere alla definizione delle proprietà di scambio termico delle pareti trasparenti in modo personalizzato, si veda la figura 4.2.1.15, andando a caratterizzare il materiale del serramento (legno o alluminio), il tipo di vetro (singolo, doppio 4/16/4, doppio con intercapedine costituita da gas speciali, ecc.) pervenendo alla determinazione di un valore più o meno elevato del coefficiente di scambio termico rispetto a quelli presenti nella libreria del programma.

New Window Type

new window type: **WINDOW001**

Glazing

ID number: WinID:

slope of window: degree

For 1 glazing module width: m height: m

u - value: W/m² K

g - value: %/100

ID spacer:

values acc. to glazing library (for reference only)

Frame

area frame/window: % / 100

solar absorptance: -

u - value (1/R): kJ/h m² K

(without conv. + rad. heat transfer coefficients!)

Optional Properties of Shading Devices

Additional Thermal Resistance

internal device: h m² K/kJ

external device: h m² K/kJ

Reflection Coefficient of Internal Device

towards window: % / 100

towards zone: % / 100

Fraction of abs. Solar Radiation to Zone Air Node (CCISHADE)

% / 100

Convective Heat Transfer Coefficient of Window (glazing + frame)

Front (inside)

userdefined internal calculation

kJ/h m² K

Back (outside)

userdefined internal calculation

kJ/h m² K

Fig. 4.2.1.15 - Parametri caratteristici delle caratteristiche di scambio termico delle pareti trasparenti definite dall'utente

4.2.2 – TYPE 120



Type120a

La Type 120 è un modello matematico per un cogeneratore costituito da un motore a combustione interna. Il modello è basato su una relazione empirica, una polinomiale di primo ordine, per il consumo di carburante espressa in funzione della potenza elettrica normalizzata.

I rendimenti elettrici e il carburante sono entrambi calcolati. Il modello può simulare un certo numero di unità identiche di cogeneratori.

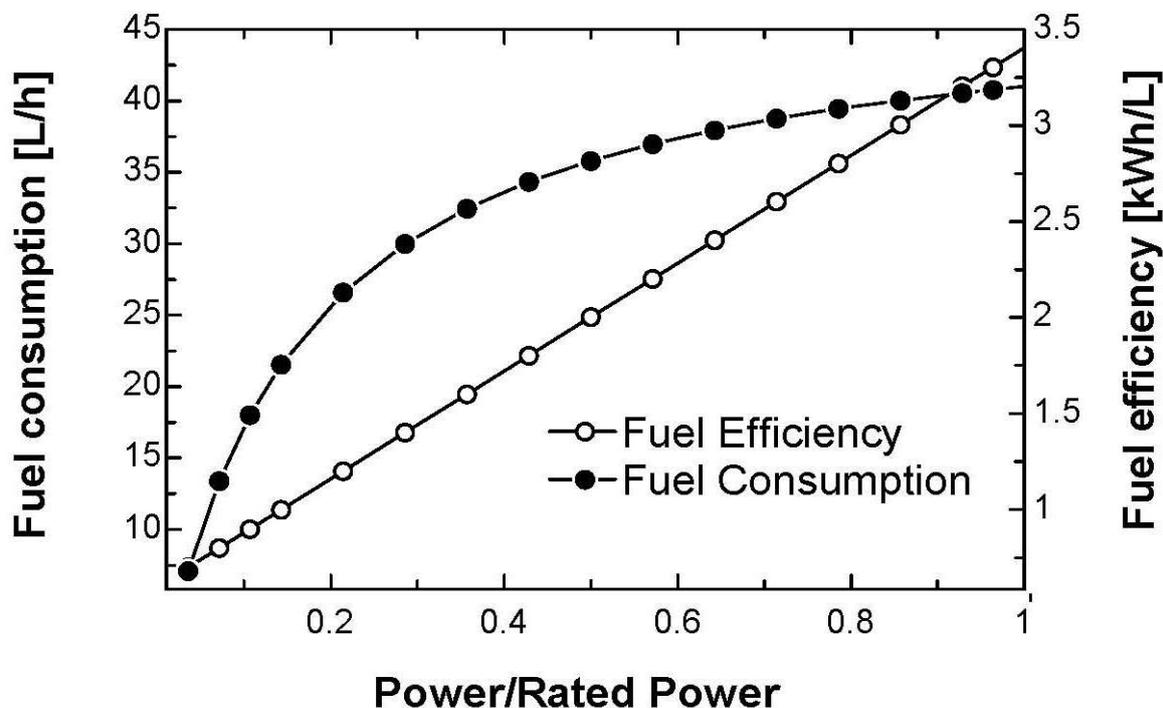
La Type 120 può essere utilizzata per prevedere le prestazioni di un cogeneratore specifico, purché sia data la curva di consumo del carburante. In alternativa, può essere utilizzato un modello generico per prevederne il funzionamento nella gamma di potenza tra 5-500 kW.

Il modello generico estrapola una curva di efficienza del carburante di riferimento (media di 5 cogeneratori diversi).

Il modello generico incorpora un fattore di correzione derivato da dati reali misurati sui cogeneratori con potenze operative medie nell'intervallo 5-186 kW.

Il carburante, gasolio, è predefinito, ma un database con proprietà di carburanti inclusi nella Type 120 permette di calcolare le equivalenti portate di combustibili (liquidi o gas) per 5 combustibili alternativi: gas liquefatto (GPL), propano (C3H8), metano (CH4), gas naturale ed idrogeno (H2).

La figura 4.2.2.1 mostra un esempio della tipica curva dell'efficienza del carburante e la curva di consumo di carburante per cogeneratori costituiti da un motore diesel.



4.2.2.1 - Tipica efficienza del carburante e le curve di consumo di carburante per cogeneratori

Nomenclatura

Parametro	Unità di misura	Descrizione
P_{DEGS}	[W]	Potenza elettrica
$P_{DEGS, rated}$	[W]	Potenza elettrica nominale
N_{DEGS}	[-]	Numero di unità identiche di cogeneratori
X	[-]	Potenza normalizzata
\dot{V}	[m ³ /s]	Portata volumetrico del combustibile
ρ	[kg/m ³]	Densità del combustibile
LHV	[J/kg]	Potere calorifico inferiore del combustibile

La potenza normalizzata è definita mediante l'equazione 4.2.2.1:

$$X = \frac{P_{DEGS}}{P_{DEGS, rated}} \quad \text{Equazione 4.2.2.1}$$

Il rendimento elettrico è calcolabile mediante l'equazione 4.2.2.2:

$$\eta_{el} = \frac{P_{DEGS}}{\rho_{diesel} * \dot{V}_{diesel} * LHV_{diesel}} \quad \text{Equazione 4.2.2.2}$$

La potenza totale è calcolata tramite l'equazione 4.2.2.3:

$$P_{total} = N_{DEGS} * P_{DEGS} \quad \text{Equazione 4.2.2.3}$$

La curva del consumo di combustibile è determinata tramite l'equazione 4.2.2.4:

$$\dot{V}_{diesel} = a + b * X \quad \text{Equazione 4.2.2.4}$$

Il rendimento del combustibile è definito dalla equazione 4.2.2.5:

$$\eta_{fuel} = \frac{P_{DEGS}}{\dot{V}_{diesel}} \quad \text{Equazione 4.2.2.5}$$

Ed il consumo totale di combustibile è dato dalla equazione 4.2.2.6:

$$\dot{V}_{total} = N_{DEGS} * \dot{V}_{diesel} \quad \text{Equazione 6.2.2.6}$$

Le perdite termiche totali (energia sprecata) sono calcolate tramite l'equazione 4.2.2.7:

$$Q_{waste} = \frac{N_{DEGS} * P_{DEGS} (100 - \eta_{el})}{\eta_{el}} \quad \text{Equazione 4.2.2.7}$$

4.2.3 – TYPE 107



Type107

La Type107 utilizza un catalogo di dati di ricerca normalizzati utili a simulare il modello di un chiller a singolo effetto alimentato ad acqua calda ad assorbimento. Poiché i files di dati sono normalizzati, l'utente può modellare un refrigeratore di qualsiasi dimensione utilizzando un file di dati esterno.

In un ciclo "convenzionale" di un refrigerazione, il refrigerante ritorna come vapore a bassa pressione (idealmente in prossimità del punto di saturazione) dall'evaporatore. Questo vapore quindi passa attraverso un compressore ad azionamento elettrico in cui viene trasformato in un gas a ad alta pressione prima di passare nel condensatore. Il lavoro di pressurizzazione del vapore del refrigerante all'interno del circuito viene fornito dal compressore azionato elettricamente. In una macchina ad assorbimento a "singolo effetto", il vapore di refrigerante, tipicamente acqua di ritorno dal evaporatore, è assorbito in un mezzo, spesso ammoniaca acquosa o bromuro di litio e viene raffreddato sino allo stato liquido, cedendo il suo calore ad un fluido di raffreddamento. Questo liquido viene quindi pompato in un dispositivo chiamato generatore, dove viene fornito calore da un flusso di acqua calda per separare il refrigerante dalla sua soluzione. Una volta che il refrigerante viene riportato allo stato vapore, esso entra nel condensatore e segue un ciclo standard frigorifero

(condensatore, la valvola di espansione, evaporatore). Un ciclo ad assorbimento a singolo effetto è mostrato schematicamente in figura 4.2.3.1.

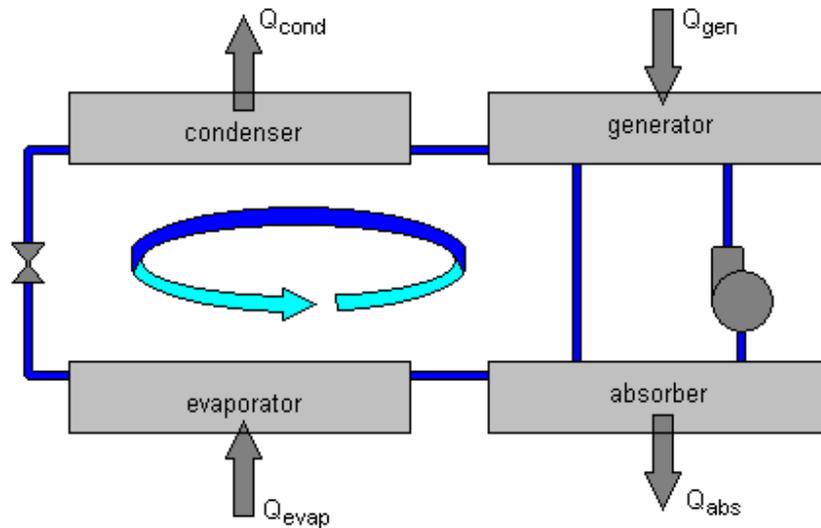


Figura 4.2.3.1 - Schema di un dispositivo frigorifero ad assorbimento a singolo effetto

Il vantaggio dei cicli frigoriferi ad assorbimento è che l'energia richiesta per pompare il refrigerante liquido da una pressione bassa nel assorbitore ad una pressione più elevata nel generatore è relativamente piccola ed il resto dell'energia necessaria per i processi di liquefazione e vaporizzazione del refrigerante si può utilizzare il calore proveniente dall'impianto di cogenerazione. Questo fatto rende i refrigeratori ad assorbimento particolarmente utili nei sistemi di cogenerazione dove il calore del vapore ed altri processi è abbondante.

La Type 107 si basa su un catalogo di dati di ricerca sviluppato per prevedere le prestazioni di un refrigeratore ad assorbimento a singolo effetto azionato da acqua calda. In questo progetto, il calore necessario per separare il refrigerante viene fornito da un flusso di acqua calda. L'energia del processo di assorbimento del refrigerante viene restituita ad un flusso di acqua di raffreddamento e la macchina è progettata per raffreddare un terzo flusso di fluido ad una temperatura di set-point. A causa dell'utilizzo di dati di ricerca, la Type 107 non è applicabile oltre un intervallo di condizioni di ingresso. Come con altri componenti che si basano su dati di catalogo, le prestazioni della macchina possono essere previste ed interpolate entro un intervallo di dati disponibili, ma non può essere estrapolata oltre tale intervallo. Una caratteristica benefica di questo modello è che i dati, presi direttamente dai cataloghi disponibili online dei costruttori sono normalizzati in modo che una volta che un file di dati è stato creato, può essere usato per modelli di macchine ad assorbimento di diversa taglia rispetto ai dati a cui era destinato. Nella creazione di esempi di file di dati con questo componente, gli sviluppatori hanno notato che c'era poca variabilità tra i file di dati una volta che

sono stati normalizzati. Utilizzando i dati normalizzati, l'utente può regolare la dimensione della macchina da modellare a tutto ciò che è appropriato per il sistema che si sta simulando.

La Type 107 richiede un singolo file di dati, che deve essere specificato nel formato standard di dati di TRNSYS per la subroutine DynamicData.

Il file contiene i valori della frazione normalizzata della potenza a pieno carico e la frazione di apporto di energia di progetto per i vari valori della frazione del carico di progetto (-) in funzione della temperatura di set point dell'acqua refrigerata (°C), della temperatura di ingresso dell'acqua di raffreddamento (°C) e della temperatura di ingresso dell'acqua calda (°C).

Basandosi sulla ipotesi che il refrigeratore ad assorbimento sia in fuazione, in base al valore del segnale di controllo, la Type 107, determina la frazione di carico di progetto in cui deve funzionare calcolando preliminarmente la quantità di energia che deve essere rimossa dal flusso di acqua refrigerata per portarla dalla temperatura di ingresso alla temperatura di set point, applicando l'equazione 4.2.3.1.

$$\dot{Q}_{remove} = \dot{m}_{chw} * Cp(T_{chw,in} - T_{chw,set}) \quad \text{Equazione 4.2.3.1}$$

Quindi determina la frazione di carico di progetto in cui è richiesto il funzionamento della macchina dividendo l'energia da rimuovere, precedentemente calcolata, per la potenza della macchina, quindi applicando l'equazione 4.2.3.2.

$$f_{DesignLoad} = \frac{\dot{Q}_{remove}}{Capacity_{Rated}} \quad \text{Equazione 4.2.3.2}$$

La Type107 quindi chiama la subroutine di TRNSYS Dynamic Data con le specifiche dell'utente relative alla temperatura dell'acqua calda in ingresso, alla temperatura dell'acqua di refrigerata in ingresso, alla temperatura dell'acqua refrigerata di set point, e alla frazione del carico di progetto. Il Dynamic Data legge il file di dati specificato dall'utente e restituisce i valori della frazione della potenza nominale della macchina visto che è disponibile la temperatura dell'acqua calda in ingresso. La potenza della macchina in un dato momento è data dalla equazione 4.2.3.3.

$$Capacity = f_{FullLoadCapacity} * f_{No\ min\ alCapacity} * Capacity_{Rated} \quad \text{Equazione 4.2.3.3}$$

Il Dynamic Data restituisce anche la frazione della macchina dell'energia in ingresso alle condizioni attuali. Quando si opera a potenza nominale, l'assorbimento di energia di progetto deve essere fornita al refrigeratore affinché possa operare. Quando il refrigeratore funziona a carico parziale, solo una frazione dell'energia di progetto in ingresso è necessaria. Con questo valore restituito da Dynamic Data, l'energia erogata al refrigeratore dal flusso di acqua calda può essere calcolata mediante l'equazione 4.2.3.4.

$$\dot{Q}_{hw} = \frac{Capacity_{Rated}}{COP_{Rated}} f_{DesignEnergyInput} \quad \text{Equazione 4.2.3.4}$$

La temperatura del flusso di acqua calda di uscita è calcolata dall'equazione 4.2.3.5.

$$T_{hw,out} = T_{hw,in} - \frac{\dot{Q}_{hw}}{\dot{m}_{hw} C_{p_{hw}}} \quad \text{Equazione 4.2.3.5}$$

La temperatura dell'acqua refrigerata in uscita, che dovrebbe essere alla temperatura di set point, ma può essere maggiore se la macchina ha una potenza limitata, viene quindi calcolata tramite l'equazione 4.2.3.6.

$$T_{chw,out} = T_{chw,in} - \frac{MIN(\dot{Q}_{Remove}, Capacity)}{\dot{m}_{chw} C_{p_{chw}}} \quad \text{Equazione 4.2.3.6}$$

Al fine di equilibrare l'energia nel dispositivo, l'energia di scarto del flusso di acqua refrigerata è dato da:

$$\dot{Q}_{cw} = \dot{Q}_{chw} + \dot{Q}_{hw} + \dot{Q}_{aux}$$

Infine, la temperatura del flusso di acqua di raffreddamento che esce può essere calcolato utilizzando la seguente relazione:

$$T_{cw,out} = T_{cw,in} + \frac{\dot{Q}_{cw}}{\dot{m}_{cw} C_{p_{cw}}}$$

Il COP del dispositivo è definito dalla seguente relazione:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{chw}}{\dot{Q}_{aux} + \dot{Q}_{hw}}$$

4.2.4 – TYPE 665

La Type 655 modella un refrigeratore a compressione di vapore raffreddato ad aria. Essa si basa sui dati forniti da catalogo, come file di testo esterno, per determinare le prestazioni del refrigeratore.

Nomenclatura

Parametro	Unità di misura	Descrizione
COP _{nom}	[-]	Coefficiente delle prestazioni nominali del refrigeratore alle condizioni attuali
COP _{rated}	[-]	Coefficiente delle prestazioni di esercizio del refrigeratore alle condizioni attuali
COP _{ratio}	[-]	Rapporto tra il COP alle condizioni attuali ed il COP di esercizio

		per il refrigeratore
Capacity	[kJ/h]	Potenza del refrigeratore alle condizioni attuali
Capacity _{rated}	[kJ/h]	Potenza di esercizio del refrigeratore alle condizioni attuali
Capacity _{ratio}	[kJ/h]	Rapporto tra la Potenza alle condizioni attuali e la Potenza di esercizio per il refrigeratore
\dot{Q}_{load}	[kJ/h]	Carico attuale applicato al refrigeratore
\dot{Q}_{met}	[kJ/h]	Carico met applicato al refrigeratore
$\dot{Q}_{rejected}$	[kJ/h]	Energia termica espulsa dal refrigeratore nell'ambiente
\dot{m}	[kg/h]	Portata di fluido che entra nel flusso di fluido refrigerate
c_p	[kJ/kg K]	Calore specifico del fluido che entra nel flusso di fluido refrigerate
T _{chw,set}	[°C]	Temperatura di uscita desiderata del fluido del circuito di fluido refrigerato
T _{chw,in}	[°C]	Temperatura di ingresso del fluido del circuito di fluido refrigerato
T _{chw,out}	[°C]	Temperatura di uscita del fluido del circuito di fluido refrigerato
PLR	[0...1]	Rapporto di carico parziale del refrigeratore
P	[kJ/h]	Potenza assorbita dal refrigeratore alle condizioni attuali
FFLP	[0...1]	Frazione di potenza a pieno carico

Questo dispositivo è un condizionatore d'aria che raffredda un flusso di fluido sul lato evaporatore, mentre elimina il calore di un flusso d'aria sul lato condensatore. Per impostare il modello, l'utente deve fornire due file di dati testuali nel formato standard dei file dati di TRNSYS.

Il primo di questi files fornisce, per diversi valori di temperatura del set point dell'acqua refrigerata (in °C), e per vari valori della temperatura dell'ambiente esterno (in °C), una coppia di valori rappresentanti, il primo il rapporto tra la potenza alle condizioni di progetto e quella determinata dalla variazione delle temperature dell'acqua refrigerata e dell'ambiente esterno, il secondo il rapporto che sussiste tra il COP del refrigeratore nelle condizioni di progetto e il corrispondente valore che varia in funzione della variazione delle temperature dell'acqua refrigerata e della temperatura esterna. Il secondo file di dati fornisce i valori della frazione di potenza del refrigeratore a pieno carico per i diversi valori di carico parziale, ad esempio 25, 50, 75%.

La Type 655 prima esegue una chiamata alla routine TRNSYS DynamicData con la temperatura ambiente attuale e la temperatura dell'acqua refrigerata di set point, ottenendo in cambio il rapporto di COP e il rapporto della capacità. Il COP nominale del refrigeratore è calcolato utilizzando l'equazione 4.2.4.1 e la potenza alle condizioni correnti è calcolata utilizzando l'equazione 4.2.4.2.

L'ipotesi implicita nella prima chiamata al DynamicData è che il chiller sta funzionando a pieno carico.

$$COP_{nom} = COP_{rated} * COP_{ratio} \quad \text{Equazione 4.2.4.1}$$

$$Capacity = Capacity_{rated} * Capacity_{ratio} \quad \text{Equazione 4.2.4.2}$$

Il carico refrigeratore viene calcolato dall'equazione 4.2.4.3.

$$\dot{Q}_{load} = \dot{m} * Cp(T_{chw,in} - T_{chw,set}) \quad \text{Equazione 4.2.4.3}$$

Il PLR (rapporto di carico parziale) è quindi calcolato dall'equazione 4.2.4.4.

$$PLR = \frac{\dot{Q}}{Capacity} \quad \text{Equazione 4.2.4.4}$$

Se il PLR calcolato è superiore all'unità, la Type 655 limita automaticamente il carico prelevato dal refrigeratore al valore della potenza della macchina in quel dato istante. Con un valore del PLR calcolato (tra 0 e 1), la routine DynamicData viene chiamata di nuovo, questa volta specificando il secondo file di dati. Il valore risultante è la frazione della capacità di pieno carico per le condizioni attuali. La potenza assorbita dal refrigeratore è data dall'equazione 4.2.4.5.

$$P = \frac{Capacity}{COP_{nom}} * FFLP \quad \text{Equazione 4.2.4.5}$$

Il valore del COP corretto viene quindi calcolato dall'equazione 4.2.4.6.

$$COP = \frac{\dot{Q}_{met}}{P} \quad \text{Equazione 4.2.4.6}$$

L'energia restituita al flusso d'aria dal dispositivo è calcolata dall'equazione 4.2.4.7.

$$\dot{Q}_{reject} = \dot{Q}_{met} + P \quad \text{Equazione 4.2.4.7}$$

e la temperatura di uscita del flusso fluido refrigerato è calcolata dall'equazione 4.2.4.8.

$$T_{chw,out} = T_{chw,in} - \frac{\dot{Q}_{met}}{\dot{m} * Cp} \quad \text{Equazione 4.2.4.8}$$

4.3 – Componenti utilizzati per simulare di un impianto geotermico a bassa entalpia

Di seguito si riporta una descrizione dettagliata dei vari componenti utilizzati per simulare la Ground Source Heat Pump.

4.3.1 – TYPE 668

La Type 668 modella una pompa di calore monostadio. Il modello si basa su dei file contenenti i dati di catalogo sulla capacità e la potenza della pompa al variare della temperatura del carico e della sorgente. La parte principale del modello è costituita da due files: uno contiene i dati di prestazione in modalità raffrescamento ed un altro i dati di prestazione in modalità riscaldamento.

Entrambi i file contengono la potenza frigorifera e la potenza elettrica di progetto della pompa di calore come funzione della temperatura di ingresso del fluido che interagisce con la sorgente e della temperatura di ingresso del fluido che interagisce con l'utenza. La type 668 effettua una interpolazione dei dati all'interno dell'intervallo specificato nei files inseriti dall'utente. Il componente non effettua una estrapolazione al di sopra dei dati forniti dall'utente. Se i valori superano quelli massimi e minimi forniti dall'utente verranno considerati proprio i valori massimi e minimi e comparirà un “warning” nel “simulation log file” e nel “listing file” di TRNSYS.

In tabella 4.3.1.1 sono riportate le grandezze utilizzate da questo componente.

Grandezza	Descrizione	Unità
$Cap_{cooling}$	Potenza frigorifera della pompa di calore nelle correnti condizioni	kJ/h
$Q_{rejected}$	Energia sottratta al carico	kJ/h
$T_{source,in}$	Temperatura ingresso pompa di calore lato sorgente	°C
$T_{source,out}$	Temperatura uscita pompa di calore lato sorgente	°C
$T_{load,in}$	Temperatura ingresso pompa di calore lato carico	°C
$T_{load,out}$	Temperatura uscita pompa di calore lato carico	°C
m_{source}	Portata massica ingresso pompa di calore lato sorgente	Kg/h
Cp_{source}	Calore specifico liquido ingresso pompa di calore lato sorgente	kJ/kgK
m_{load}	Portata massica ingresso pompa di calore lato carico	Kg/h
Cp_{load}	Calore specifico liquido ingresso pompa di calore lato carico	kJ/kgK

Tabella 4.3.1.1 - Grandezze utilizzate dalla TYPE 668

Cooling performance data

I valori di temperatura di ingresso del fluido interagente col carico devono essere tutti espressi in °C, separati da una virgola e collocati sulla prima riga del file.

I valori di temperatura di ingresso del fluido interagente con la sorgente devono essere tutti espressi in °C, separati da una virgola e collocati sulla seconda riga del file.

L'utente può specificare più valori o meno valori per ognuna di queste due variabili, ma poi deve modificare il corrispondente parametro nel file di input di TRNSYS.

Entrambi i valori prestazionali (potenza frigorifera e potenza elettrica assorbita in kW) devono comparire nel file, ogni coppia sulla relativa linea.

Heating performance data

Le specifiche per il file di prestazione in riscaldamento sono più o meno le stesse di quelle del file di prestazione in raffrescamento.

Devono essere forniti in questo file due dati di prestazione in riscaldamento e sono precisamente la potenza totale in riscaldamento (kW) e la potenza elettrica assorbita (kW). La Type 668 interpola linearmente i valori di prestazione in riscaldamento basandosi sul corrente valore di temperatura in ingresso del fluido interagente con la sorgente (°C) e sul corrente valore di temperatura in ingresso del fluido interagente con il carico (°C).

Heat pump performance

Quando la pompa di calore è impostata per lavorare in modalità raffrescamento essa richiama la subroutine “TRNSYS data” che contiene al suo interno le informazioni riguardanti il fluido interagente con la sorgente e quelle riguardanti il fluido interagente con il carico. La routine “DATA” accede al “Cooling performance data” e restituisce la potenza frigorifera e la potenza elettrica della macchina in modalità raffrescamento. Con i valori ricavati è possibile calcolare il COP in modalità raffrescamento della macchina tramite l’equazione 4.3.1.1.

$$COP = \frac{Cap_{cooling}}{P_{cooling}} \quad \text{Equazione 4.3.1.1}$$

La quantità di energia sottratta al carico ed immessa nella sorgente viene calcolata dall’equazione 4.3.1.2.

$$\dot{Q}_{rejected} = Cap_{cooling} + P_{cooling} \quad \text{Equazione 4.3.1.2}$$

Le temperature in uscita delle due correnti liquide possono essere calcolate mediante le equazioni 4.3.1.3 e 4.3.1.4.

$$T_{source,out} = T_{source,in} + \frac{\dot{Q}_{rejected}}{\dot{m}_{source} C_{p_{source}}} \quad \text{Equazione 4.3.1.3}$$

$$T_{load,out} = T_{load,in} - \frac{Cap_{cooling}}{\dot{m}_{load} C_{p_{load}}} \quad \text{Equazione 4.3.1.4}$$

4.3.2 – TYPE 557: vertical ground heat exchange

Questa subroutine modella uno scambiatore verticale interagente termicamente con il terreno. E’ un modello di scambiatore molto usato nelle applicazioni con pompe di calore. Questa subroutine modella scambiatori interagenti col suolo sia ad U che concentrici. Un fluido termovettore viene fatto circolare attraverso lo scambiatore e cede energia termica al suolo o la assorbe a seconda del ΔT tra suolo e fluido. In figura 4.3.2.1 e 4.3.2.2 sono mostrati gli scambiatori descritti:

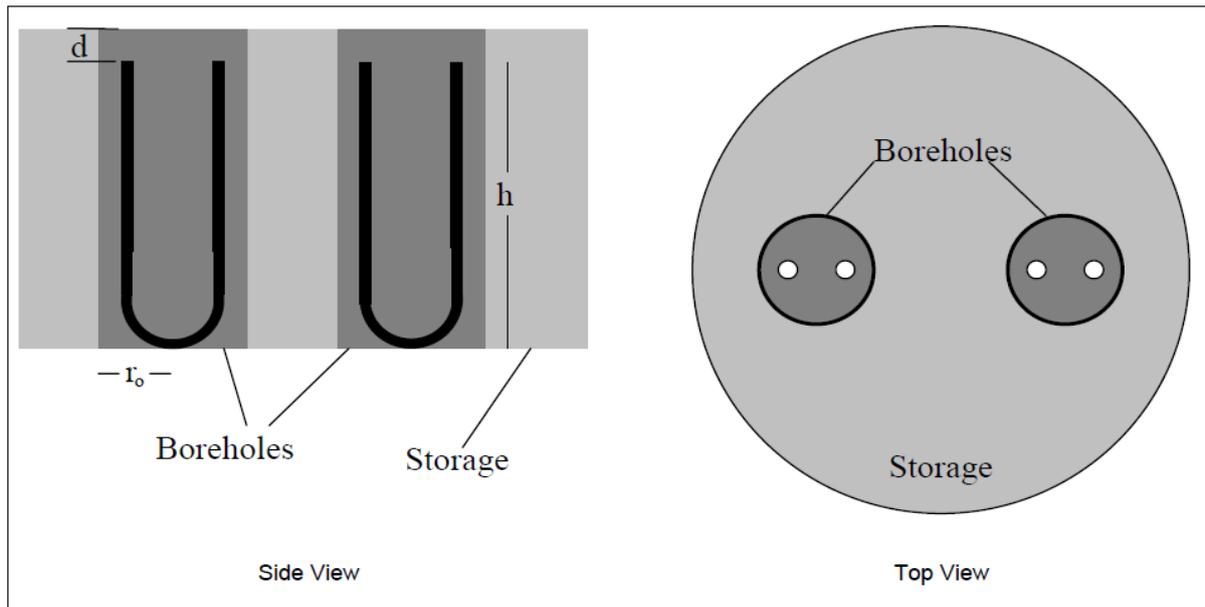


Figura 4.3.2.1 - U-Tube Ground Heat Exchanger

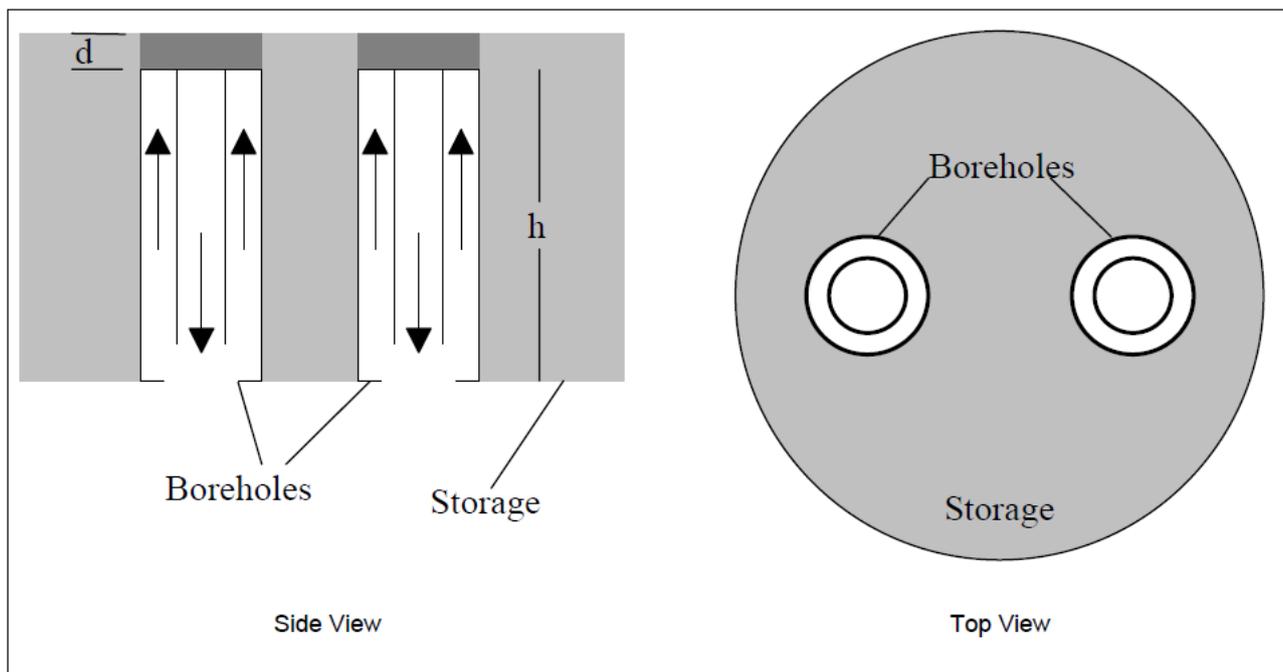


Figura 4.3.2.2 - Concentric Tube Ground Heat Exchanger

Il programma assume che i pozzi sono disposti uniformemente all'interno di un volume di accumulo cilindrico del suolo (storage volume). All'interno dei tubi c'è uno scambio convettivo di energia termica, mentre c'è uno scambio conduttivo di energia termica nello "storage volume".

La temperatura del suolo è calcolata a partire da tre elementi; una temperatura globale, una soluzione locale ed una soluzione di flusso-stazionario. Il problema globale e locale sono risolti con l'uso di un metodo esplicito alle differenze finite. La soluzione di flusso-stazionario è ottenuta analiticamente. La temperatura è poi calcolata usando metodi di sovrapposizione.

La teoria alla base della subroutine “Type 557” fu elaborata dal Dipartimento di Fisica Matematica dell’Università di Lund, Svezia (in particolare da Hellstrom e Goran) ed è considerata lo stato dell’arte nelle simulazioni dinamiche di ground heat exchanges.

La Type 557 presuppone che il terreno sia stato suddiviso in due zone:

- una propriamente di accumulo termico, di geometria cilindrica ed occupata dalle sonde geotermiche che si suppongono uniformemente distribuite in esso, di caratteristiche geotermiche omogenee, in cui si osserva in modo più evidente il fenomeno di depauperamento del contenuto termico e la conseguente diminuzione di temperatura; essa è denominata in TRNSYS come “storage volume”. Tale volume è costituito dall’associazione dei volumi di influenza delle singole sonde, i quali sono individuati ciascuno dalla porzione cilindrica di terreno centrata sulla sonda e di raggio pari alla semidistanza tra le sonde (“bore spacing”);
- l’altra rappresentante il terreno che in qualche modo è coinvolto nel processo di prelievo termico, suddiviso in vari strati orizzontali (“ground layers”) nei quali la conducibilità termica e la capacità termica si mantengono costanti, pur potendo variare da uno strato all’altro.

Le proprietà relative allo storage sono evidenziate nella figura 4.3.2.3.

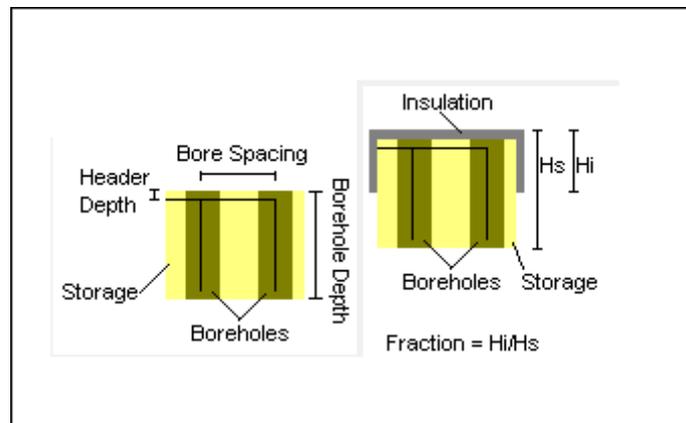


Figura 4.3.2.3 – Definizione dello “storage volume” in TRNSYS – fase 1

Si precisa che se lo spazio tra i pozzi è conosciuto, lo “storage volume” può essere calcolato dalla equazione 4.3.2.1.

$$\text{Storage volume} = \pi \cdot (\text{borehole number}) \cdot (\text{borehole depth}) \cdot (0,525 \cdot \text{boreholes spacing})^2$$

Equazione 4.3.2.1

I parametri da fissare in input nel modello in TRNSYS sono:

1. NUMBER OF BOREHOLES: è il numero totale di pozzi all'interno dello "storage". Se ogni pozzo contiene un singolo scambiatore ad U questo valore coincide con il numero totale di scambiatori ad U da installare.
2. BOREHOLE DEPTH: è la profondità del pozzo, rispetto alla superficie. Questa profondità è anche considerata come l'altezza dello "storage volume" per calcolare l'area della sua sezione trasversale. Questo valore è anche la lunghezza degli scambiatori ad U.
3. HEADER DEPTH: è la profondità al di sotto della superficie a partire dalla testa dello scambiatore ad U.
4. NUMBER OF BOREHOLES IN SERIES: è il numero di pozzi che sono connessi in serie per cicli paralleli. La portata per scambiatore di calore è quindi calcolata attraverso la portata totale moltiplicata per il numero di pozzi in serie e diviso il numero totale dei pozzi.
5. NUMBER OF RADIAL REGIONS: è il numero di sottoregioni radiali in cui lo "storage volume" sarà suddiviso per il calcolo della soluzione locale.
6. STORAGE THERMAL CONDUCTIVITY: è la conducibilità termica del suolo compreso nello "storage volume". Le proprietà del suolo sono assunte uniformi all'interno dello "storage", ma in seguito si possono specificare più strati al di fuori di tale volume.
7. INITIAL SURFACE TEMPERATURE: è il valore iniziale della temperatura sulla superficie di terreno indisturbato al contorno dello "storage volume".
8. INITIAL THERMAL GRADIENT: è il gradiente termico iniziale nel terreno indisturbato al di fuori del confine dello "storage volume".
9. INSULATION INDICATOR: è un indicatore per disporre un isolamento termico sul contorno dello "storage volume". Si può selezionare l'opzione "nessun isolamento", "isolamento sul lato più alto dello "storage volume" cilindrico" (l'utente dovrà poi specificare la frazione di altezza dello "storage volume" coperta dall'isolamento termico) oppure "isolamento sulla testa dello "storage volume"" che si estende per una frazione dell'altezza dello "storage volume" specificata dall'utente oltre lo "storage" stesso.
10. INSULATION HEIGHT FRACTION: è la frazione di altezza dello "storage" che è isolata (isolamento sul lato più alto) o la frazione di altezza dello "storage" che è isolata dalla testa del volume e che si estende al di là del volume stesso (isolamento sulla testa).

Si passa quindi alla seconda fase della definizione dei parametri, andando a considerare la geometria dei pozzi, figura 4.3.2.4.

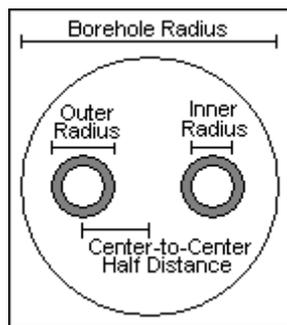


Figura 4.3.2.4 - Definizione dello “storage volume” in TRNSYS – FASE 2

I parametri da considerare sono:

1. NUMBER OF U-TUBES PER BORE: è numero di scambiatori ad U per pozzo;
2. BOREHOLE RADIUS: è il raggio di uno dei pozzi (che poi sono identici).
3. OUTER RADIUS OF U-TUBE PIPE: è il raggio esterno del condotto contenente lo scambiatore ad U.
4. INNER RADIUS OF U-TUBE PIPE: è il raggio interno del condotto contenente lo scambiatore ad U.
5. CENTER-TO-CENTER HALF DISTANCE: è la metà della distanza orizzontale dal centro del tubo ad U che scorre verso il basso al centro del tubo ad U che scorre verso l’alto (il pozzo è lo stesso). Questo valore è anche chiamato “half shank spacing”.
6. FILL THERMAL CONDUCTIVITY: è la conducibilità termica del materiale usato per riempire il pozzo dopo che sono stati installati gli scambiatori ad U.
7. PIPE THERMAL CONDUCTIVITY: è la conducibilità termica del materiale comprendente i tubi dello scambiatore ad U.
8. GAP THERMAL CONDUCTIVITY: è la conducibilità termica del materiale nell’interstizio tra i tubi ad U ed il materiale di riempimento. Negli interstizi usualmente c’è aria o acqua.
9. GAP THICKNESS: è lo spessore dell’interstizio tra i tubi ad U ed il materiale di riempimento.
10. REFERENCE BOREHOLE FLOWRATE: è la portata di fluido di riferimento per pozzo per calcolare la resistenza termica (borehole thermal resistance) tra fluido e terreno.
11. REFERENCE TEMPERATURE: è la temperatura del fluido di riferimento per calcolare la resistenza termica tra fluido e terreno.
12. FLUID SPECIFIC HEAT: è il calore specifico del fluido che fluisce attraverso lo scambiatore.
13. FLUID DENSITY: è la densità del fluido che fluisce attraverso lo scambiatore.

Il set successivo di parametri fa riferimento alla durata della simulazione e ad un possibile preriscaldamento del suolo avvenuto ad opera degli agenti meteorologici a partire da un certo numero di anni precedenti il funzionamento dell'impianto.

I parametri da considerare sono:

1. NUMBER OF SIMULATION YEARS: è la lunghezza in anni della simulazione che deve essere effettuata. Il parametro deve includere il numero di anni di preriscaldamento che si vuole considerare. Questo parametro è utilizzato per determinare l'estensione della mesh per il metodo alle differenze finite.
2. MAXIMUM STORAGE TEMPERATURE: è la massima temperatura del fluido entrante nello scambiatore.
3. NUMBER OF PREHEATING YEARS: è il numero di anni di preriscaldamento prima della simulazione (mettendo 0 si indica nessun preriscaldamento). Durante il preriscaldamento, una variazione sinusoidale annuale della temperatura media dello "storage volume" è usata per riscaldare la temperatura del suolo nelle vicinanze dello "storage".
4. MAXIMUM PREHEAT TEMPERATURE: è la massima temperatura (media) dello "storage volume" per il calcolo del preriscaldamento. Questo valore è usato in una funzione sinusoidale di preriscaldamento del suolo circostante lo "storage". Questa temperatura è anche usata per calcolare la temperatura iniziale da impostare nello "storage volume" all'inizio della simulazione.
5. MINIMUM PREHEAT TEMPERATURE: è la temperatura minima (media) dello "storage volume" per il calcolo del preriscaldamento. Questo valore è usato in una funzione sinusoidale di preriscaldamento del suolo circostante lo "storage". Questa temperatura è anche usata per calcolare la temperatura iniziale da impostare nello "storage volume".
6. PREHEAT PHASE DELAY: è lo sfasamento in ritardo nella curva sinusoidale del preriscaldamento. Questo sfasamento in ritardo è semplicemente 90 minuti il giorno in cui si verifica la massima temperatura dello "storage" o 270 minuti il giorno in cui si verifica la minima temperatura dello "storage".

Per il preriscaldamento, l'equazione della temperatura dello "storage" è la 4.3.2.2.

$$T_{store} = (T_1(max, ph) + T_1(min, ph))/2 + (T_1(max, ph) - T_1(min, ph))/2 \sin[\omega(t + thsta)]$$

Equazione 4.3.2.2

dove

T_{store} = temperatura dello "storage";

$T_{max,ph}$ = massima temperatura dello "storage" per il preriscaldamento;

$T_{min,ph}$ = minima temperatura dello "storage" per il preriscaldamento;

θ = parametro di sfasamento;
 t = tempo di simulazione in giorni;
 ω = $2\pi/365$.

La temperatura dello “storage” all’inizio della simulazione è trovata dalla formula 6.3.2.2 con $t = 0$.

7. AVERAGE AIR TEMPERATURE: è la temperatura media annuale dell’aria per il calcolo del preriscaldamento. La variazione della temperatura dell’aria (e la temperatura dello “storage”) in tutti gli anni del preriscaldamento è usata per calcolare la passata temperatura del suolo al confine dello “storage volume” all’inizio della simulazione.
8. AMPLITUDE OF AIR TEMPERATURE: è l’ampiezza della temperatura dell’aria su un anno. Questo parametro è usato per calcolare la temperatura dell’aria come funzione del tempo. La temperatura dell’aria e la temperatura media dello “storage volume” (entrambe funzioni del tempo) sono usate per calcolare la temperatura del suolo all’esterno del confine dello “storage volume” all’inizio della simulazione.
9. AIR TEMPERATURE PHASE DELAY: è lo sfasamento in ritardo della temperatura dell’aria per il calcolo del preriscaldamento. Questo ritardo può essere valutato come 90 minuti per il giorno in cui si verifica la massima temperatura dell’aria o 270 minuti per il giorno in cui si verifica la minima temperatura dell’aria. La temperatura dell’aria come funzione del tempo è data dalla equazione 4.3.2.3.

$$\text{Air temperature} = \text{average air temperature} + \text{Amplitude} * \sin[\omega(t + \text{delay})]$$

Equazione 4.3.2.3

Dove:

delay = questo parametro di ritardo in giorni;
 t = tempo in giorni;
 ω = $2\pi/365$.

Poi vanno inserite le informazioni riguardanti la rappresentazione dal sottosuolo in qualche modo coinvolto nel processo di prelievo termico, il quale è stato suddiviso in vari strati orizzontali (“ground layers”), come mostrato nella figura 6.3.2.5.

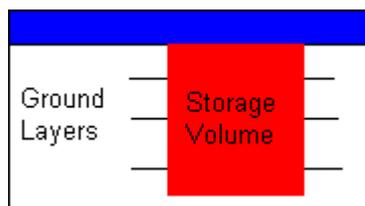


Figura 4.3.2.5 - Suddivisione del sottosuolo in strati orizzontali

I parametri da considerare sono:

1. NUMBER OF GROUND LAYERS: è il numero di strati in cui suddividere il terreno all'esterno del confine dello "storage volume". Per ogni strato, l'utente deve specificare la conducibilità termica (Thermal conductivity of layer), la capacità termica volumetrica (Heat capacity of layer) e lo spessore (Thickness of layer).

Infine, come mostrato in tabella 4.3.2.1, vanno specificati i valori iniziali.

Temperatura iniziale del fluido	°C
Portata iniziale del fluido	kg/h
Temperatura sulla testa dello "storage"	°C
Temperatura dell'aria	°C

Tabella 4.3.2.1 – condizioni iniziali

Come detto la Type 557 si basa sulla modello di Hellström e sulla rielaborazione del modello effettuata da Hellström e Goran, nei seguenti paragrafi si richiameranno brevemente le teorie alla base della subroutine della Type 557.

4.4 – Il modello di Hellström

Hellström (1989, 1991) ha elaborato un modello di simulazione per scambiatori verticali fittamente disposti nel suolo e utilizzati per l'accumulo stagionale di energia, con o senza l'impiego di pompe di calore.

Il lavoro di Hellström è il sunto di quella che è la cosiddetta teoria "svedese" degli accumuli, o scuola di Lund, dal nome dell'università in cui è stata sviluppata. Una prima classificazione degli argomenti in essa sviluppata (Zonta, 1996), porta a suddividerli in tre parti fondamentali:

- concetto di *resistenza fluido terreno* e *resistenza effettiva fluido terreno* per la descrizione dei processi di scambio termico locale all'interno dei pozzi tra il fluido ed il terreno (o il materiale di riempimento) nelle immediate vicinanze dei canali di flusso;
- analisi del *regime di flusso stazionario* (o *steady flux regime*) nel volume cilindrico locale attorno a ciascun pozzo; il raggio r_l del cilindro elementare viene ottenuto in base a considerazioni riguardanti la struttura del campo termico; esaurito un certo transitorio di avvio (oggetto della cosiddetta *Step Pulse Analysis*) l'interazione fra le sorgenti di flusso è pienamente sviluppata. La presenza di un confine naturale per la zona di terreno direttamente interessata all'azione di ciascun pozzo, consente di semplificare enormemente l'analisi del transitorio di accumulo. Il volume del terreno racchiuso all'interno della frontiera adiabatica $r < r_l$ è chiamato volume locale. Per definizione, ciascun volume locale non interagisce con i volumi locali circostanti, per cui la descrizione dei processi di scambio

termico nell'accumulo può essere condotta utilizzando metodi e formule per il caso di un singolo scambiatore verticale. Con un approccio a diverse "scale" del processo si riesce così ad ovviare alle difficoltà che altrimenti si porrebbero dal punto di vista numerico considerando tutto l'accumulo;

- analisi dei *processi globali* di scambio termico nell'accumulo e fra l'accumulo ed il terreno circostante; considerando l'accumulo come un volume cilindrico unitario ed isoterma il problema può essere trattato come processo conduttivo tridimensionale, localizzato in uno strato cilindrico delimitato dalle superfici dell'accumulo e da quelle (adeguatamente lontane) del terreno indisturbato. L'approccio usato in questo caso è basato su soluzioni numeriche al computer.

Il vantaggio di questi metodi è connesso alla capacità di adottare il principio di sovrapposizione degli effetti, individuando tre componenti che caratterizzano lo scambio termico. Alla sovrapposizione degli effetti si associa una suddivisione geometrica dei volumi, consentendo di semplificare al massimo il calcolo individuando la zona d'influenza di ciascun scambiatore.

Il metodo sviluppato da Hellström si basa su questi tre elementi teorici di riferimento.

Anch'egli definisce come volume locale il volume che immediatamente circonda un singolo scambiatore. La differenza tra la temperatura media nel volume locale e la temperatura media nel pozzo in un certo istante è proporzionale al flusso di energia termica per una resistenza termica fluido-terreno, funzione del tempo. Con questo si tiene conto delle condizioni intorno ad un singolo scambiatore dovute alle variazioni termiche di breve periodo. Su orizzonti temporali più ampi, il flusso termico non cambia in questa regione, quindi si ha una differenza di temperatura costante dovuta al flusso di energia termica costante e ad una resistenza termica steady-flux costante.

Il problema "globale" è invece quello della conduzione tra le pareti dell'accumulo e il restante terreno. Tre sono le componenti che lo caratterizzano: una componente di perdita termica stazionaria, una componente di innalzamento dei livelli termici (si ricorda che si parla di accumuli per l'immagazzinamento dell'energia nel terreno) ed una perdita termica periodica. Il regime stazionario si raggiunge nell'accumulo dopo molti anni, durante i quali si verifica un aumento medio fin tanto che si va verso l'instaurarsi dell'equilibrio.

Il modello di Hellström determina la variazione totale di temperatura del terreno rispetto alle condizioni iniziali come sovrapposizione di tre contributi: una differenza di temperatura "globale" (tra sonda e regione lontana), una differenza di temperatura "locale" immediatamente intorno all'accumulo ed una differenza di temperatura dovuta al flusso stazionario "locale". La temperatura in ciascun istante si ottiene suddividendo l'andamento temporale dei carichi in una serie di gradini e sovrapponendo le diverse risposte nel tempo, come avviene nel modello di Eskilson.

Si tratta quindi di un modello ibrido che utilizza una soluzione numerica per il problema “locale” e quello “globale” e sovrappone poi questi spazialmente alla componente derivante dalla soluzione analitica relativa al flusso stazionario. Per la soluzione locale si utilizza un modello monodimensionale radiale agli elementi finiti che divide l’accumulo in diverse sottoregioni.

Il modello di Hellström non nasce per applicazioni con pompe di calore, poiché le distanze fra gli scambiatori sono più elevate rispetto a quanto avviene negli accumuli a sottosuolo.

Il software TRNSYS prevede l’utilizzo di un modello di scambiatore verticale basato su una rielaborazione del modello di Hellström da parte di Thorton ed altri (1997), riadattato e validato proprio per la specifica applicazione per pompa di calore.

4.5 – Hellström, Goran, "Duct Ground Heat Storage Model, Manual for Computer Code"

Un sistema “duct ground heat storage” è definito come un sistema dove l’energia termica è accumulata direttamente nel suolo. Un pozzo o un canale sono usati per scambiare energia termica tra il fluido termovettore, che circola nello scambiatore, e la regione di accumulo. Il trasferimento di energia termica dal sistema al suolo circostante avviene tramite uno scambio termico conduttivo.

Si userà il termine *ground heat exchanger* per qualsiasi condotto o canale che è usato per lo scambio termico con il suolo. La specifica disposizione di questo ground heat exchanger dipende principalmente dalle proprietà geologiche.

Al fine di ottimizzare i sistemi energetici che interagiscono con il suolo è necessario avere strumenti analitici con i quali stimare il comportamento termico dell’accumulo.

Di seguito si descrive un modello di simulazione (DST) per sistemi di accumulo di energia termica nel suolo. Il volume di accumulo (storage volume) ha la forma di un cilindro con asse di simmetria verticale. I pozzi sono assunti essere uniformemente distribuiti nel volume di accumulo. Un rivestimento isolante può essere posizionato in qualsiasi punto del suolo all’esterno del volume di accumulo. La temperatura del suolo è ottenuta attraverso tre elementi: una temperatura globale, una soluzione locale ed una parte di flusso-stazionario.

I problemi globale e locale sono risolti con l’uso di un metodo esplicito alle differenze finite, mentre la parte di flusso-stazionario è ottenuta con una soluzione analitica.

La temperatura totale è ottenuta come sovrapposizione dei tre elementi. Questa procedura consente di ottenere un modello veloce ed accurato.

4.5.1 – Il processo termico

Il processo termico nella regione di accumulo con i suoi pozzi è molto complicato. C’è un elevato scambio termico tra le differenti parti del volume ed il suolo circostante. Questo processo

interagisce fortemente con lo scambio termico convettivo nei ground heat exchangers. Il processo di scambio termico globale nel suolo è quindi accoppiato con il processo locale che avviene nell'intorno di ciascun ground heat exchangers. Questo processo termico locale ha essenzialmente lo stesso carattere in tutta la regione di accumulo.

4.5.1.1 – Processo termico fondamentale

L'analisi termica richiede una dettagliata descrizione del processo che governa il comportamento termico dell'accumulo. L'interazione termica tra un gran numero di pozzi, la capacità termica del suolo circostante e le proprietà di scambio termico all'interno dei pozzi presentano importanti problemi.

Il grande flusso di energia termica nella regione di accumulo determina una perdita di energia termica dalla regione stessa. Esso ha un naturale carattere tridimensionale che deve essere spiegato. Tipicamente, il suolo si suddivide in strati orizzontali di differente carattere geologico. Per tale motivo le sue proprietà termiche possono variare. Materiali termicamente isolanti sono spesso posizionati sulla superficie del suolo al di sopra della regione di accumulo per ridurre le perdite di energia termica. Questi fattori e molti altri influenzano lo scambio termico globale.

Il processo locale nell'intorno di ciascun pozzo è veramente importante. Esso dipende da quanto grande è l'estensione dei canali di flusso nei ground heat exchanger.

4.5.1.2 – Processo termico secondario

Altri processi che possono influenzare il comportamento termico dell'accumulo di energia termica al suolo sono giudicati essere di secondaria importanza. La loro influenza o è piccola o può essere calcolata preventivamente in maniera semplice.

Flussi di acqua in alcune regioni del suolo possono aumentare le perdite di energia termica in accumuli sviluppati in strati di suolo permeabili. Uno studio numerico di van Meurs (1985) riguardanti un mezzo poroso con proprietà idrauliche omogenee indica che un accumulo richiede uno schermo di protezione se il flusso d'acqua eccede i 50 mm/giorno. I flussi di acqua in terreni rocciosi avvengono attraverso le fessure e le fratture che si creano all'interno della roccia. L'ampiezza di tale flusso dipende dal numero di fessure, dalla loro lunghezza, dall'estensione delle fratture e da gradienti idraulici locali. Questi fattori sono, in realtà, specifici del sito considerato e, in generale, è difficile valutare la loro influenza sul comportamento termico del suolo.

4.5.1.3 – Processo termico locale

Il problema base in questi sistemi è l'interazione tra il processo termico locale che avviene intorno al tubo dello scambiatore ed il processo termico globale che avviene tra la regione di accumulo ed il suolo circostante. Una precisa descrizione del processo termico locale è necessaria per ottenere i valori corretti di energia termica estratta ed energia termica immessa. Il flusso termico dallo scambiatore al suolo è determinato dalla temperatura del fluido, dalle proprietà di scambio termico e dalla temperatura nel suolo circostante lo scambiatore. La quantità di energia termica estratta ed immessa governerà, poi, il processo termico globale. D'altro canto, i valori locali del campo di temperatura globale sono necessari per il problema locale.

I ground heat exchangers sono assunti essere uniformemente posizionati nella regione di accumulo. Una certa regione di suolo può essere assegnata a ciascun ground heat exchangers e deve essere simmetrica. L'area della sezione trasversale di questa regione di suolo è denominata A_p . Per un modello di condotto rettangolare, con B e $B1$ lati del condotto, l'area della sezione trasversale è:

$$A_p = B * B1 \quad \text{Equazione 4.5.1.3.1}$$

Per un modello di condotto esagonale, la regione esagonale può essere approssimata come cilindrica, vale a dire:

$$A_p = \frac{\sqrt{3}}{2} B^2 = \pi r_1^2 \quad \text{Equazione 4.5.1.3.2}$$

dove

$$r_1 = 0,525 * B$$

L'analisi in questo documento mostra che i ground heat exchangers hanno più o meno la stessa capacità di scambio termico sia per un modello di condotto rettangolare che per un modello di condotto esagonale se A_p è la stessa; inoltre tale analisi mostra anche che B e $B1$ per un modello rettangolare sono più o meno uguali in lunghezza.

Sia r la distanza dal centro del tubo in cui circola il fluido e sia r_b il raggio esterno di questo tubo. C'è un processo termico locale radiale nella regione $r_b \leq r \leq r_l$. Il raggio r_b è molto più piccolo di r_l . Il flusso di energia termica è nulla sul contorno esterno $r = r_l$ quando consideriamo solo il processo locale.

In figura 4.5.1.3.1 sono riportati i raggi appena descritti:

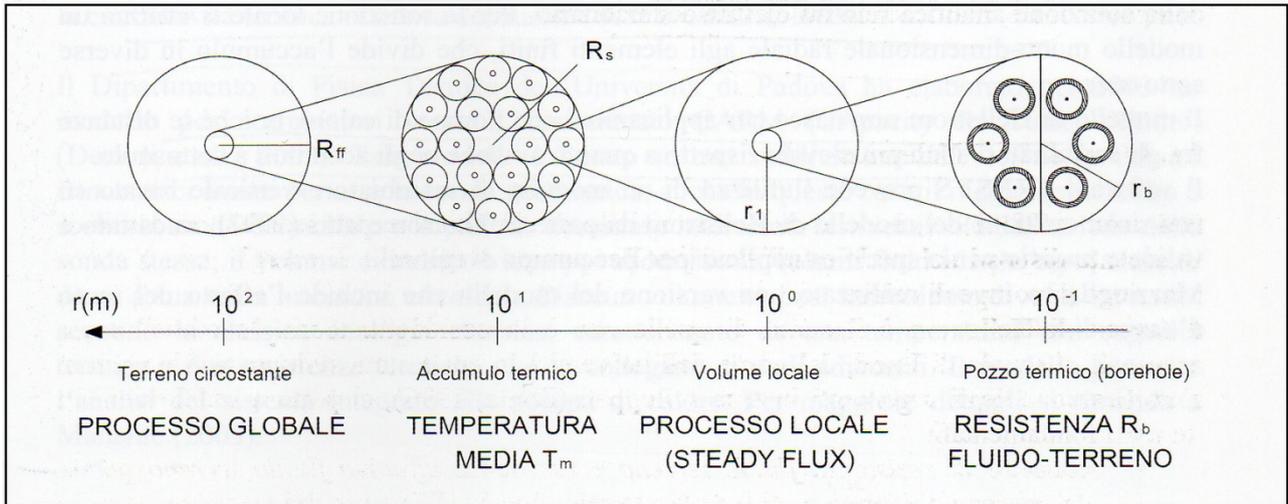


Figura 4.5.1.3.1 -Il metodo di suddivisione dei volumi e dei processi su cui si basano i metodi di Lund (Zonta, 1996)

All'interno del raggio r_b ci sarà un certo flusso di energia termica variabile nel tempo. Si considera il seguente caso fondamentale. C'è una immissione costante di energia termica q all'inizio, ovvero quando $t = 0$. Sia T_c la temperatura costante iniziale nella regione cilindrica intorno al tubo in cui circola il fluido. La figura 4.5.1.3.2 mostra il comportamento del campo di temperatura in questo caso fondamentale:

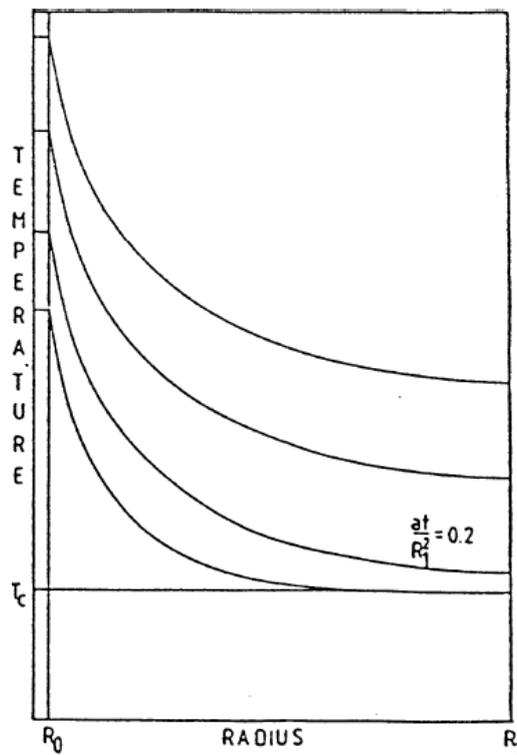


Figura 4.5.1.3.2 - Andamento della temperatura in presenza di una immissione costante di energia termica

La conducibilità termica è λ , la capacità termica volumetrica è C e la diffusività termica è $a = \lambda/C$.

La temperatura del fluido è denotata con $T_f(t)$. La resistenza termica totale, per unità di lunghezza del tubo, tra fluido e suolo a $r = r_b$ è denotato con R_b . L'influenza della condizione sul contorno esterno a $r = r_1$ è trascurabile durante il periodo iniziale, ma inizia a sentirsi dopo un tempo dato da $Fo = at/r_1^2 = 0,2$ e da allora in poi la soluzione cambia carattere. La temperatura cresce linearmente come la temperatura media ed è calcolabile dall'equazione 4.5.1.3.3.

$$T_m(t) = \frac{q}{\pi C r_1^2} * t \quad \text{Equazione 4.5.1.3.3}$$

Il flusso di energia termica è ad ogni punto costante nel tempo. Quindi si è in regime di flusso stazionario. Tra la temperatura del fluido $T_f(t)$ e la temperatura media nel volume locale $T_m(t)$ c'è la relazione di base descritta dall'equazione 4.5.1.3.4.

$$T_f(t) \cong T_m(t) + \frac{q}{2\pi\lambda} \left[2\pi\lambda R_b + \ln\left(\frac{r_1}{r_b}\right) - \frac{3}{4} \right] \quad \frac{at}{r_1^2} > 0,2 \quad \text{Equazione 4.5.1.3.4}$$

La quantità di energia termica immessa per unità di volume è proporzionale alla differenza $T_f - T_m$ come mostrato dall'equazione 4.5.1.3.5.

$$\frac{q}{\pi r_1^2} = \frac{\lambda(T_f - T_m)}{l} \quad \frac{at}{r_1^2} > 0,2 \quad \text{Equazione 4.5.1.3.5}$$

dove l è la lunghezza caratteristica di scambio termico tra il fluido nel condotto ed il suolo circostante ed è definita dall'equazione 4.5.1.3.6.

$$l = r_1 \sqrt{\frac{1}{2 \left[\ln\left(\frac{r_1}{r_b}\right) - \frac{3}{4} + 2\pi\lambda R_b \right]}} \quad \text{Equazione 4.5.1.3.6}$$

In definitiva, il concetto di flusso stazionario è usato per ridistribuire l'energia termica nel volume di accumulo. Un certo numero di problemi radiali per il processo termico locale intorno ai tubi in cui circola il fluido sono risolti numericamente.

4.5.1.4 – Sovrapposizione

Nel presente modello la temperatura ad ogni punto del volume di accumulo è ottenuta come sovrapposizione di tre elementi: una soluzione globale, una soluzione del regime di flusso stazionario intorno alla zona più vicina al pozzo ed una soluzione locale radiale.

La temperatura del fluido termovettore all'ingresso del sistema è una funzione del tempo $T_{fin}(t)$. La variazione della temperatura del fluido lungo il percorso del fluido attraverso il condotto è ottenuta attraverso una equazione di bilancio termico.

Si suppone che il suolo nel volume di accumulo abbia proprietà termiche omogenee. Al di fuori del volume di accumulo il suolo risulta essere costituito da differenti strati e l'isolamento termico può essere messo ovunque. Si assume che le proprietà termiche del suolo e la disposizione dei pozzi

risultano avere simmetria cilindrica rispetto all'asse verticale posizionato nel centro della regione di accumulo. Il problema globale non include il campo di temperatura locale, perciò è una funzione delle coordinate radiali e verticali. Il processo di scambio termico nella regione di accumulo e nel suolo circostante è modellato usando una discretizzazione (mesh) rettangolare bidimensionale.

Il volume di accumulo è suddiviso in un certo numero di sottoregioni. C'è una soluzione locale per ogni regione. L'immissione/estrazione di energia termica fornisce una distribuzione delle sorgenti e dei dissipatori di energia termica per la soluzione globale, che soddisfa l'equazione 4.5.1.4.1.

$$c \frac{\partial T}{\partial t} = \nabla \cdot (\lambda \nabla T) + q_{sf} + q_t \quad \text{Equazione 4.5.1.4.1}$$

Il termine di sorgente q_{sf} usa la soluzione del regime di flusso stazionario per spiegare impulsi che variano lentamente nel tempo. Qui, esso è usato per la redistribuzione dell'energia termica in ogni sottoregione della regione di accumulo. Il termine di sorgente q_{sf} per una data cella della mesh è proporzionale alla differenza tra la temperatura media della sottoregione in questione e la temperatura della cella. Non c'è un contributo netto di energia all'accumulo per questo processo.

L'effetto di breve tempo dell'iniezione/assorbimento attraverso il pozzo è simulato con la soluzione locale. Questa soluzione è assunta essere la stessa per tutti gli scambiatori presenti all'interno della sottoregione. La soluzione dipende solo dalla coordinata radiale e copre il volume del tubo in cui scorre il fluido al raggio r_I . Un impulso di energia in un dato momento dal tubo in cui scorre il fluido al suolo circostante è considerato, nel problema locale, per un periodo di tempo corrispondente a $at/r_I^2 = 0,2$. L'energia contenuta nell'impulso è aggiunta alla soluzione globale come un incremento della temperatura dello stesso valore in tutta la sottoregione. Analogamente la stessa differenza di temperatura è sottratta dalla soluzione locale. L'effetto di lungo tempo è così traslato sulla soluzione globale.

La variazione di breve tempo è coperta dal problema locale. La lenta redistribuzione dell'energia durante l'immissione/prelievo e l'interazione tra la regione di accumulo ed il suolo circostante sono spiegate mediante il regime di flusso stazionario e la soluzione globale.

4.5.2 – Procedura numerica

Di seguito si spiega come si sviluppa la procedura numerica implementata nella type di Trnsys.

4.5.2.1 – Problema globale

Il problema globale è essenzialmente un problema ordinario di conduzione con due termini di sorgente termica nella regione di accumulo. Esso copre il processo su larga scala che include l'interazione tra l'accumulo ed il suolo circostante, l'interazione tra l'accumulo e differenti parti all'interno dell'accumulo, l'influenza delle condizioni superficiali del suolo, ecc.

Il volume simulato include il volume di accumulo ed una sufficiente parte di suolo circostante. Il volume di accumulo, le proprietà termiche, la disposizione dei pozzi ed il campo di temperatura esibiscono simmetria cilindrica rispetto all'asse verticale posizionato nel centro della regione di accumulo. Le proprietà termiche del suolo sono date dalla conducibilità termica e dalla capacità termica volumetrica. In questa versione del modello si assumono proprietà termiche omogenee all'interno del volume di accumulo. Nel suolo circostante, invece, esse potrebbero variare da cella a cella.

Sulla superficie del suolo c'è una data temperatura tempo-variante. La distanza dalla superficie al volume di accumulo è nell'ordine dei metri ed usualmente viene utilizzato un valore medio della temperatura della superficie del suolo per periodi di tempo piuttosto lunghi. Variazioni giornaliere non sono importanti. Questo valore medio potrebbe derivare da dati meteorologici reali o potrebbe essere ottenuto da una data funzione di un programma. Il contorno radiale interno è un asse di simmetria e ciò significa che non c'è flusso termico attraverso questo contorno. Il contorno esterno del suolo circostante è scelto in modo da non avere nessuna significativa influenza sul processo termico nella regione di accumulo. La temperatura nelle celle a contorno non è significativamente influenzata dal processo di accumulo. Evidentemente, il posizionamento dei contorni dipende dalla dimensione del volume di accumulo, dalle proprietà termiche del suolo e da quanto dura il periodo di simulazione. Il modello numerico usa il metodo esplicito alle differenze finite (FDM). Il volume di suolo simulato è diviso in una mesh bidimensionale con una coordinata radiale r ed una coordinata verticale z . La figura 4.5.2.1.1 mostra un esempio di mesh usata per la risoluzione del problema globale.

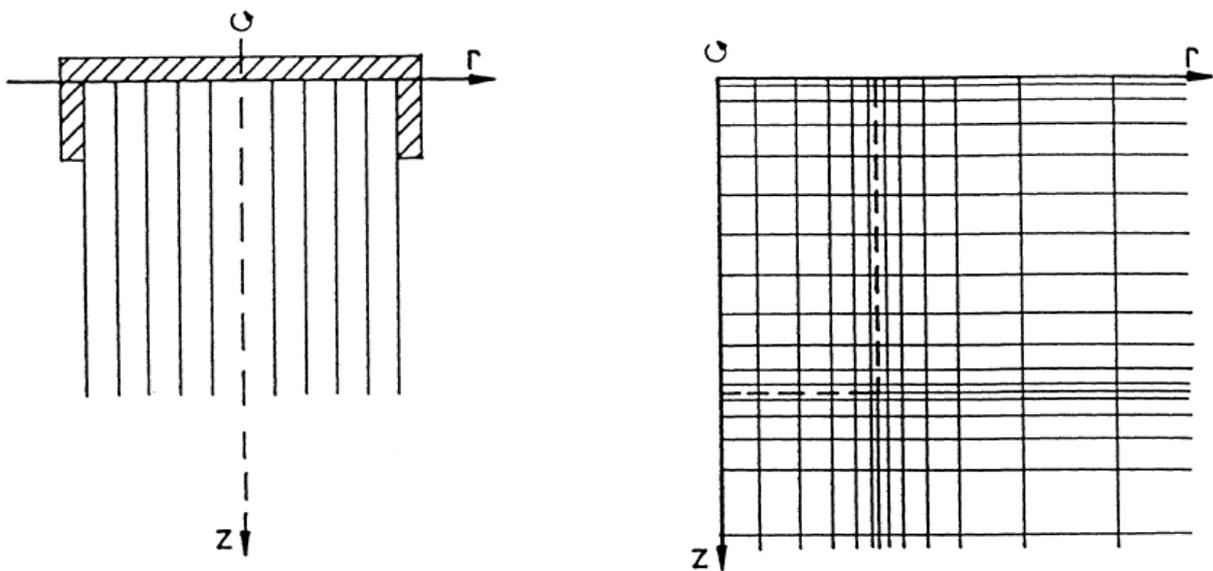


Figura 4.5.2.1.1 - Esempio di mesh usato per il problema globale

Il bilancio termico per una data cella è veramente semplice. Il flusso netto di energia termica attraverso la cella cambia la temperatura in modo che l'energia si conservi. I flussi di energia termica sono stimati attraverso una semplice equazione. Gli indici nella direzione radiale e verticale sono denominati con i e j , rispettivamente. Il flusso di energia termica radiale tra la cella $(i-1, j)$ ed (i, j) è espresso dall'equazione 4.5.2.1.1.

$$F_r(i, j) = K_r(i, j) \cdot [T(i-1, j) - T(i, j)] \quad \text{Equazione 4.5.2.1.1}$$

dove K_r è la conducibilità termica tra la cella $(i-1, j)$ e la cella (i, j) . Una espressione logaritmica per la resistenza termica è usata quando viene stimato il coefficiente di scambio termico nella direzione radiale tra due celle. Nella direzione verticale il flusso tra la cella $(i, j-1)$ e (i, j) è espresso dall'equazione 4.5.2.1.2.

$$F_z(i, j) = K_z(i, j) \cdot [T(i, j-1) - T(i, j)] \quad \text{Equazione 4.5.2.1.2}$$

Per una cella nel volume di accumulo ci sono due sorgenti termiche che devono essere considerate, una trasferisce energia termica dal problema locale ed un'altra ridistribuisce l'energia termica all'interno del volume di accumulo. Questa ridistribuzione è dovuta alla circolazione del fluido termovettore. Il contributo netto da queste sorgenti di energia termica alla cella (i, j) è denotato $Q_t(i, j)$ e $Q_{sf}(i, j)$. E' semplice calcolare il nuovo campo di temperatura quando sono conosciuti ad un certo intervallo di tempo il valore dei flussi di energia termica delle due sorgenti, le temperature nei punti nodali della discretizzazione e sulla superficie del suolo. Il nuovo campo di temperatura per la cella i, j diviene:

$$T(i, j)_{t+\Delta t} = T(i, j)_t + [F_r(i, j) - F_r(i+1, j) + F_z(i, j) - F_z(i, j+1) + Q_t(i, j) + Q_{sf}(i, j)] \cdot \Delta t / C(i, j)$$

$$\text{Equazione 4.5.2.1.3}$$

Nella equazione 4.5.2.1.3, Δt è il passo temporale e C è la capacità termica della cella.

4.5.2.2 – Bilancio termico per il fluido termovettore

Quando la temperatura del fluido termovettore differisce dalla temperatura del suolo circostante c'è un trasferimento di energia termica tra le due parti. Il fluido cederà o assorbirà energia e la sua temperatura varierà attraverso il suo percorso nel volume di accumulo. L'ampiezza della variazione di temperatura dipende, a parte altri elementi, dalla portata del fluido. Se i termini transitori sono trascurati, l'equazione di bilancio termico per il fluido termovettore potrebbe essere scritta:

$$C_f q_{fv} \frac{\partial T}{\partial s} + \alpha_v (T_f - T_a) = 0 \quad \text{Equazione 4.5.2.2.1}$$

oppure

$$C_f q_{fv} \frac{\partial T}{\partial s} + \alpha_v (T_f - T_a) = 0 \quad \text{Equazione 4.5.2.2.2}$$

Nelle formule sopra riportate C_f è la capacità termica volumetrica del fluido, q_f è la portata del fluido, $T_f(s,t)$ è la temperatura del fluido, α è il coefficiente di scambio termico tra il fluido ed il punto del suolo circostante alla temperatura T_a .

L'equazione 4.5.2.2.1 rappresenta un bilancio termico per unità di lunghezza del tubo in cui circola il fluido (indice p), mentre l'equazione 4.5.2.2.2 rappresenta un bilancio per unità di volume nell'accumulo (indice v). In entrambe le equazioni sopra riportate, con s si rappresenta la coordinata lunghezza del percorso del fluido.

Il fattore di smorzamento è definito dall'equazione 4.5.2.2.3.

$$\beta = e^{-\frac{\alpha_p V}{C_f Q_f}} = e^{-\frac{\alpha_p L_p}{C_f Q_f}} \quad \text{Equazione 4.5.2.2.3}$$

Nella formula V è il volume di accumulo, Q_f la portata totale di fluido e L_p è la lunghezza totale del tubo in cui scorre il fluido nel volume di accumulo.

La temperatura del fluido all'uscita del volume può essere espressa dall'equazione 4.5.2.2.4.

$$T_{fout} = \beta * T_{fin} + (1 - \beta) * T_a \quad \text{Equazione 4.5.2.2.4}$$

dove T_{fin} è la temperatura all'ingresso del fluido. Si osserva che quando la portata di fluido si avvicina a zero, la temperatura all'uscita si avvicina alla temperatura T_a del suolo circostante. D'altra parte, la temperatura all'uscita eguaglia la temperatura all'ingresso quando la portata di fluido tende all'infinito. L'effetto totale di iniezione nel volume è esprimibile dall'equazione 4.5.2.2.5.

$$Q = C_f Q_f (T_{fin} - T_{fout}) \quad \text{Equazione 4.5.2.2.5}$$

Usando l'equazione 4.5.2.2.4 per la temperatura all'uscita e normalizzando rispetto al volume si ottiene:

$$q = \frac{C_f Q_f}{V} (1 - \beta) (T_{fin} - T_a) \quad \text{Equazione 4.5.2.2.6}$$

Queste formule sono usate per simulare l'effetto di variazione di temperatura lungo il percorso del fluido. Esse sono usate sia per il problema locale che per il problema di flusso stazionario.

4.5.2.3 – Problema locale

Il processo termico intorno a ciascun pozzo dovuto a variazioni di breve periodo è modellato usando una mesh radiale monodimensionale. La regione di accumulo V è divisa in N sottoregioni. Il problema locale è assunto essere lo stesso intorno a ciascun tubo in cui scorre il fluido in una data sottoregione. C'è un problema locale per ogni sottoregione. Un esempio di mesh per il problema locale è rappresentato nelle figure 4.5.2.3.1 e 4.5.2.3.2.

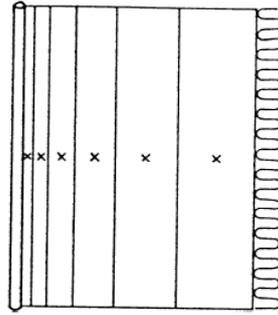


Figura 4.5.2.3.1 - Esempio di mesh per il problema locale in una sottoregione

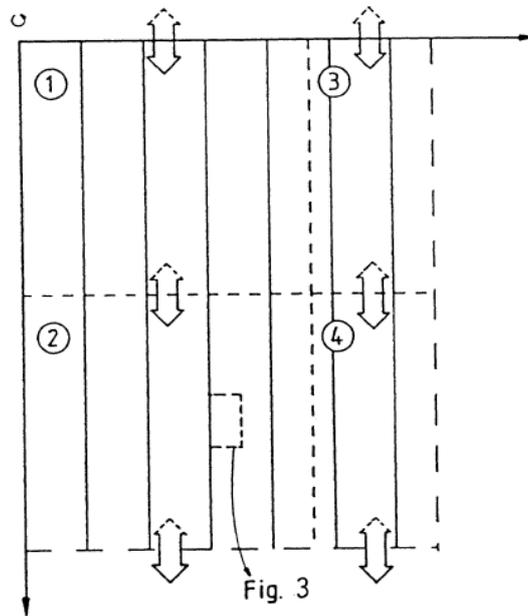


Figura 4.5.2.3.2 - Divisione del volume di accumulo in 4 sottoregioni

La temperatura locale T_l soddisfa l'equazione radiale di conduzione del calore con una dissipazione espressa dall'equazione 6.5.2.3.1.

$$c \frac{\partial T_l}{\partial t} = \lambda \left(\frac{\partial^2 T_l}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T_l}{\partial r} \right) - q_l \quad r_b < r \leq r_1 \quad \text{Equazione 4.5.2.3.1}$$

La conducibilità termica è λ , la capacità termica volumetrica è C e q_l è il termine di sorgente termica usato per trasferire energia termica dal problema locale al problema globale. Il contorno esterno ($r = r_1$) è totalmente isolato, cioè non c'è flusso di energia termica attraverso questo contorno.

Le sottoregioni sono usate per definire il percorso del flusso nel volume di accumulo. Il flusso fluisce attraverso V_1, V_2, \dots, V_N quando $Q_f > 0$ e fluisce nella direzione opposta quando $Q_f < 0$. Il numero di sottoregioni necessarie per ottenere una accuratezza accettabile dipende dall'ampiezza delle variazioni di temperatura lungo il percorso del fluido attraverso l'accumulo. L'accuratezza è spesso accettabile con poche regioni. Tuttavia, qualche volta potrebbe essere necessario usare molte sottoregioni se il percorso del fluido è complicato e la portata è piccola. La suddivisione adatta della regione di accumulo può essere ispezionata variando il numero di sottoregioni.

Ogni sottoregione normalmente contiene molte celle globali. La temperatura media globale nella sottoregione k è denotata T_g^k . La temperatura di ingresso del fluido in questa sezione è T_f^k e la temperatura di uscita è T_f^{k+1} . La temperatura media nella cella locale ($j = 2$) immediatamente fuori dal tubo in cui scorre il fluido per tutte le celle della sottoregione k è espressa dall'equazione 4.5.2.3.2.

$$T^k = T_{i,j=2}^k + T_g^k \quad \text{Equazione 4.5.2.3.2}$$

Le temperature del fluido all'ingresso ed all'uscita sono legate dall'equazione 4.5.2.3.3.

$$T_f^{k+1} = \beta^k T_f^k + (1 - \beta^k) T^k \quad \text{Equazione 4.5.2.3.3}$$

dove

$$\beta^k = e^{-\frac{\alpha_p^k L_p^k}{C_f Q_f}}$$

In questa formula L_p^k è la lunghezza totale del tubo in cui scorre il fluido nella sezione k , e α_p^k è il coefficiente di scambio termico tra il fluido nel tubo e la prima cella all'uscita del tubo.

La temperatura del fluido all'ingresso della regione di accumulo può essere data da una funzione del tempo espressa dall'equazione 4.5.2.3.4.

$$T_f^1 = T_{f\text{in}}(t) \quad \text{Equazione 4.5.2.3.4}$$

Le temperature di ingresso T_f^2 , T_f^3 , ... ad ogni sottoregione possono essere calcolate successivamente applicando l'equazione 4.5.2.3.2.

Un'altra opzione, in condizioni di carico specificate, è prevedere una certa quantità di prelievo o immissione di energia termica. Questa quantità potrà essere convertita in temperatura di ingresso del fluido che fornisce l'effetto richiesto. Un uso successivo della equazione 4.5.2.3.1 conduce alla relazione tra temperatura del fluido in ingresso ed uscita:

$$T_{f\text{out}} = B * T_{f\text{in}} + A \quad \text{Equazione 4.5.2.3.5}$$

dove A e B sono costanti che dipendono dal fattore di smorzamento. La costante A dipende anche dalla temperatura del suolo T^k . L'effetto totale può essere espresso dall'equazione 4.5.2.3.6.

$$Q = C_f Q_f [(1 - B) T_{f\text{in}} - A] \quad \text{Equazione 4.5.2.3.6}$$

La temperatura di ingresso del fluido è ora dato da un valore di prova, che può essere convenientemente impostato a zero:

$$T_{f\text{in}}^0 = 0$$

Dalla equazione 4.5.2.3.6, il corrispondente effetto di prova diventa:

$$Q^0 = -C_f Q_f A \quad \text{Equazione 4.5.2.3.7}$$

Poi, sottraendo l'equazione 4.5.2.3.7 all'equazione 4.5.2.3.6 si ottiene:

$$Q - Q^0 = C_f Q_f (1 - B) T_{f\text{in}} \quad \text{Equazione 4.5.2.3.8}$$

Una opzione addizionale per condizioni di carico specificate permette di fissare i limiti superiori ed inferiori della temperatura del fluido. L'effetto desiderato sarà usato a meno che non venga superato il valore limite di temperatura; in tal caso il processo prosegue considerando il valore limite come valore di ingresso della temperatura.

4.5.2.4 – Energia termica trasferita dal problema locale al problema globale

Il termine di sorgente termica q_l nella soluzione globale è originato dal trasferimento di energia termica dal fluido al problema locale. Sia E_k la quantità di energia termica immessa nella sottoregione k nel problema locale durante il lasso di tempo del problema globale t_g . Questa sorgente termica per la sottoregione k è calcolata mediante l'equazione 4.5.2.4.1.

$$q_l = \frac{E_k}{t_g V_k} \quad \text{Equazione 4.5.2.4.1}$$

dove il termine V_k è il volume della sottoregione k .

Se si esprime l'incremento di temperatura nella sottoregione K per la soluzione del problema globale mediante l'equazione 4.5.2.4.2,

$$\Delta T_g = \frac{q_l t_g}{C} = \frac{E_k}{C V_k} \quad \text{Equazione 4.5.2.4.2}$$

dove C è la capacità termica volumetrica dell'accumulo, lo scambio di energia termica dovuta al termine di sorgente q_l è realizzato come un reciproco cambiamento di temperatura nel campo di temperatura globale e locale per ogni sottoregione.

4.5.2.5 – Problema di flusso stazionario

La soluzione del problema di flusso stazionario che è già stata discussa in precedenza fornisce il campo di temperatura intorno al tubo in cui scorre il fluido per una immissione/prelievo costante di energia termica.

Il termine di sorgente q_{sf} per una cella j del problema globale è proporzionale alla differenza tra la temperatura della cella $T_{g,j}^k$ e la temperatura media T_g^k della sottoregione k . La temperatura all'uscita dalla sottoregione k è esprimibile dall'equazione 4.5.2.5.1.

$$T_{sf, out}^k = \sum_j \frac{V_{k,j}}{V_k} [\beta_{sf}^k T_{sf, fin}^k + (1 - \beta_{sf}^k)(T_{g,j}^k - T_g^k)] = \beta_{sf}^k T_{sf, fin}^k \quad \text{Equazione 4.5.2.5.1}$$

Dove $V_{k,j}$ è il volume della cella j , del problema globale, nella sottoregione k . La temperatura totale del fluido è la somma della temperatura del fluido usata nella parte di flusso stazionario T_{sf} e di quella usata nel problema locale. La temperatura di ingresso per il problema di flusso stazionario è scelta pari a zero ($T_{sf, fin} = 0$). Dalla equazione 6.5.2.5.1 segue poi che le temperature di ingresso e di

uscita da e verso ciascuna sottoregione sono nulle. Si può osservare che il contributo netto di energia della parte di flusso stazionario in ogni sottoregione nel problema locale è nullo.

Il termine di sorgente di energia termica per una cella del problema globale per la sottoregione k viene espresso dall'equazione 4.5.2.5.2.

$$q_{sf} = \frac{C_f Q_f}{V_k} (1 - \beta_{sf}^k) (T_g^k - T_{g,i,j}^k) \quad \text{Equazione 4.5.2.5.2}$$

Dove V_k è il volume della sottoregione k . Il fattore di smorzamento per la parte di flusso stazionario è espresso dall'equazione 4.5.2.5.3.

$$\beta_{sf}^k = e^{-\frac{\alpha_v V_k}{C_f Q_f}} \quad \text{Equazione 4.5.2.5.3}$$

dove

$$\alpha_v = \frac{\lambda}{l^2}$$

è il coefficiente di scambio termico.

Si può notare che il termine di sorgente termica nella parte di flusso stazionario dipende dalla temperatura di una cella individuale, mentre il termine di sorgente termica del problema locale q_l è lo stesso per ogni sottoregione.

Nel problema di flusso stazionario la temperatura nella regione circolare intorno al tubo in cui scorre il fluido è calcolabile mediante l'equazione 4.5.2.5.4.

$$T_{sf} = (T_g^k - T_{g,i,j}^k) \frac{r_1^2}{2l^2} h\left(\frac{r}{r_1}\right) - \frac{3}{4} \quad \text{Equazione 4.5.2.5.4}$$

dove

$$h\left(\frac{r}{r_1}\right) = \frac{1}{2} \left(\frac{r}{r_1}\right)^2 - \ln\left(\frac{r}{r_1}\right) - \frac{3}{4}$$

4.5.2.6 – Sovrapposizione di temperature

La temperatura nel suolo è una sovrapposizione di tre elementi: una temperatura locale, una temperatura globale ed una temperatura di flusso stazionario. L'esatta posizione dei pozzi non è conosciuta in questo modello. Per ottenere la temperatura sovrapposta bisogna specificare la distanza radiale rispetto al tubo in cui scorre il fluido più vicino. Inizialmente la cella globale (i, j) è data. Poi la corretta sottoregione è calcolata automaticamente nel programma. La distanza radiale dal tubo in cui scorre il fluido è ottenuta specificando la coordinata j' per un appropriato punto nodale nella mesh locale. La sovrapposizione di temperatura consente quindi di calcolare la temperatura del suolo mediante l'equazione 4.5.2.6.1.

$$T = T_{g,i,j}^k + T_{i,j'}^k + T_{sf,i,j'}^k \quad \text{Equazione 4.5.2.6.1}$$

Capitolo 5. RISULTATI DELL'ANALISI ENERGETICA E TECNICO ECONOMICA

5.1 Premessa

In questo capitolo si descriveranno i criteri adottati per effettuare l'analisi energetica sugli impianti cogenerativi. La metodologia utilizzata consente di simulare l'utilizzo di tali impianti su base annuale e con cadenza oraria, una volta determinati gli andamenti dei carichi richiesti dall'utenza. Lo studio effettuato sull'accoppiamento impianto di cogenerazione-utenza può essere sinteticamente rappresentato dai seguenti punti:

1. Analisi ed individuazione dei parametri fondamentali dei processi cogenerativi ed individuazione delle varie interdipendenze.
2. Procedura di calcolo finalizzata all'ottimizzazione energetica/economica dell'impianto proposto.
3. Applicazione al caso dell'Ospedale San Giovanni Bosco di Napoli.

5.2 Scelta della tipologia impiantistica co-trigenerativa

Nel capitolo 2 è stato già introdotto lo stato dell'arte degli impianti cogenerativi e trigenerativi e sono state analizzate le singole tecnologie impiantistiche utilizzabili a tali scopi (Motori a combustione interna, Turbine a gas, Turbine a vapore, Cicli combinati, ecc.).

Come si può riscontrare dalla figura 5.2.1, nel campo delle piccole potenze (fino a 3÷4 MW elettrici), la soluzione più efficiente risulta essere rappresentata dai motori alternativi, con rendimenti che, nei modelli di taglia medio/alta di ultima generazione, possono superare il 40%. Questa caratteristica, unita al minor costo unitario rispetto alle TG di analoga taglia, fa dei motori a combustione interna la tecnologia complessivamente più interessante nel campo di potenza utilizzabile agli scopi del presente studio.

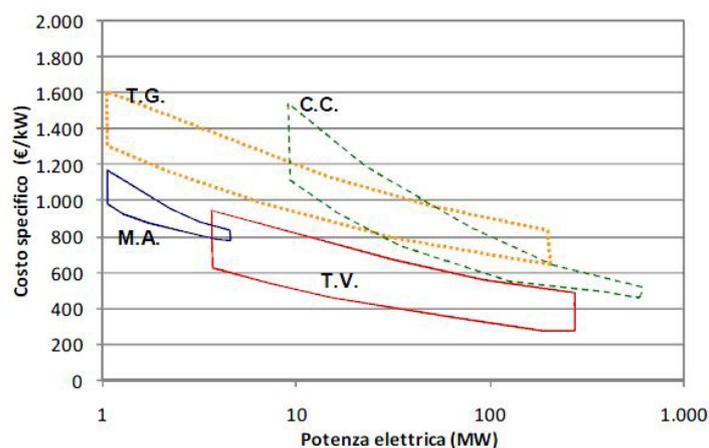


Figura 5.2.1 - Costi specifici indicativi impianti di cogenerazione al variare della tecnologia e della taglia (Fonte: M. Dentice d'Accadia, appunti del corso di Energetica I).

I M.C.I. risultano più utilizzati a meno che l'utenza da servire non sia caratterizzata dalla sostanziale assenza di richieste termiche a temperature inferiori ai 100°C e di richieste di energia frigorifera. In tal caso, l'impossibilità di utilizzare i reflui termici a bassa temperatura dei motori alternativi (raffreddamento cilindri, olio di lubrificazione, eventuale intercooler) può rendere preferibile il ricorso ad un impianto con TG (caratterizzata da alte temperature dell'intero recupero termico e continuità di esercizio).

Un ulteriore aspetto che rende preferibile la scelta dei motori a combustione interna rispetto alle altre tecnologie è rappresentato dalla possibilità, nel caso di utenze che hanno una richiesta non continuativa di energia termica ed elettrica nell'arco giornaliero, di procedere a accensioni/spengimenti dell'impianto senza danni per le apparecchiature.

Per quanto riguarda le TG, tuttavia, va segnalata la comparsa sul mercato, negli ultimi anni, di unità a rigenerazione di piccola taglia (microturbine con potenza elettrica nel campo 50÷200 kW) caratterizzate da rendimenti elettrici dell'ordine del 30%, sia pure a spese di una minore potenza termica resa rispetto alle corrispondenti TG senza rigenerazione. Il loro costo, tuttavia, è molto elevato, anche se la loro progressiva penetrazione sul mercato potrebbe, nell'arco dei prossimi 5÷10 anni, aumentarne significativamente la competitività.

Per quanto sopra scritto nel presente lavoro varrà analizzato il caso di utilizzo dei motori a combustione interna a fini co-trigenerativi.

Nella applicazione trigenerativa il gruppo cogeneratore verrà accoppiato ad una macchina ad assorbimento Acqua/BrLi, a singolo stadio, caratterizzata da un COP pari a 0,7 utile alla produzione di energia frigorifera da impiegare in estate nella climatizzazione ambientale.

5.3 Analisi ed individuazione dei parametri fondamentali dei processi co-trigenerativi e delle varie interdipendenze

Si procederà ad effettuare una analisi dei parametri fondamentali, quali gli indicatori energetici, economici ed ambientali, dei processi co-trigenerativi per conseguire informazioni di tipo generale sul funzionamento di tali impianti.

L'analisi è stata effettuata per individuare le variabili che influenzano il processo di produzione di energia termica ed elettrica, tramite le quali è possibile evidenziare la bontà o l'inutilità dal punto di vista energetico ed economico di un impianto di co-trigenerazione.

L'analisi è stata condotta tenendo sempre presente gli aspetti normativi correlati a tali tipi di impianti.

Facendo riferimento alla configurazione impiantistica di una generica utenza, si è ipotizzato che i carichi termici siano sempre coperti mediante il ricorso a caldaie alimentate a gas naturale con

rendimento termico pari a $\eta_t = 0,9$, mentre per il rendimento elettrico di riferimento del parco nazionale termoelettrico si è assunto un valore pari a $\eta_{e,Rif} = 0,46$.

Riscontrando che nella quasi totalità dei casi, gli impianti co-trigenerativi utilizzando motori a combustione interna hanno un funzionamento a punto fisso, volendo individuare un parametro che consente di valutare l'influenza che ha il rendimento elettrico sul risparmio energetico dell'impianto, è necessario determinare la relazione che lega il rendimento elettrico al "rendimento" termico teorico.

La relazione utilizzata è la seguente (Eq.5.1):

$$\eta_t = 1 - \eta_e - 0,15 \quad (\text{Eq. 5.1})$$

Detta relazione prevede che l'aliquota dell'energia potenziale termica del combustibile non recuperabile ai fini cogenerativi, dovuta a perdite per irraggiamento, perdite dovute al contenuto entalpico posseduto dai gas combusti in uscita dallo scambiatore, perdite per irreversibilità, ecc., sia quasi costante e pari a circa il 15%. E' possibile rappresentare il legame che intercorre tra il rendimento elettrico e termico tramite la relazione lineare (Eq. 5.1) che può essere rappresentata, nell'intervallo del rendimento elettrico 0,38-0,42, nella Figura 5.3.1.

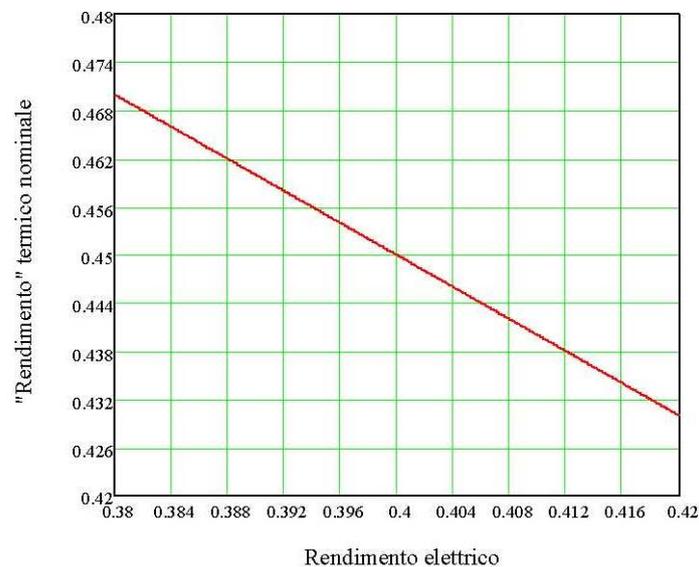


Figura 5.3.1 – Relazione tra il "rendimento" termico nominale ed il rendimento elettrico

Effettuando un confronto tra la produzione di energia elettrica e termica in un sistema tradizionale ed in uno cogenerativo è stato possibile definire il parametro REP (risparmio di energia primaria). Tale parametro rappresenta il rapporto tra la variazione di energia primaria rispetto a quella di riferimento. Tale parametro è valutabile mediante la relazione 5.2:

$$REP = \frac{\Delta E_p}{E_{p,rif}} = 1 - \frac{E_p}{E_{p,rif}} = 1 - \frac{1}{\frac{\eta_e}{\eta_{e,Rif}} + \frac{\eta_t}{\eta_{t,Rif}}} \quad (5.2)$$

Dove:

ΔE_p rappresenta il risparmio conseguibile adottando il sistema cogenerativo rispetto al sistema tradizionale;

$E_{p,rif}$ rappresenta l'energia primaria consumata nel sistema tradizionale per la produzione separata di energia elettrica e termica;

E_p rappresenta l'energia primaria consumata nel sistema di cogenerazione per la produzione combinata di energia elettrica e termica;

η_e rappresenta il rendimento elettrico del sistema cogenerativo;

$\eta_{e,rif}$ rappresenta il rendimento elettrico di riferimento (centrale elettrica);

η_t rappresenta il rendimento termico del sistema cogenerativo;

$\eta_{t,rif}$ rappresenta il rendimento termico di riferimento di un generatore tradizionale.

Il Risparmio di Energia Primaria (REP) calcolato con la (5.2) è puramente ideale in quanto tale relazione è valida nelle ipotesi di completo sfruttamento dei reflui termici ed è rappresentabile, al variare del rendimento elettrico, dal diagramma di Figura 5.3.2.

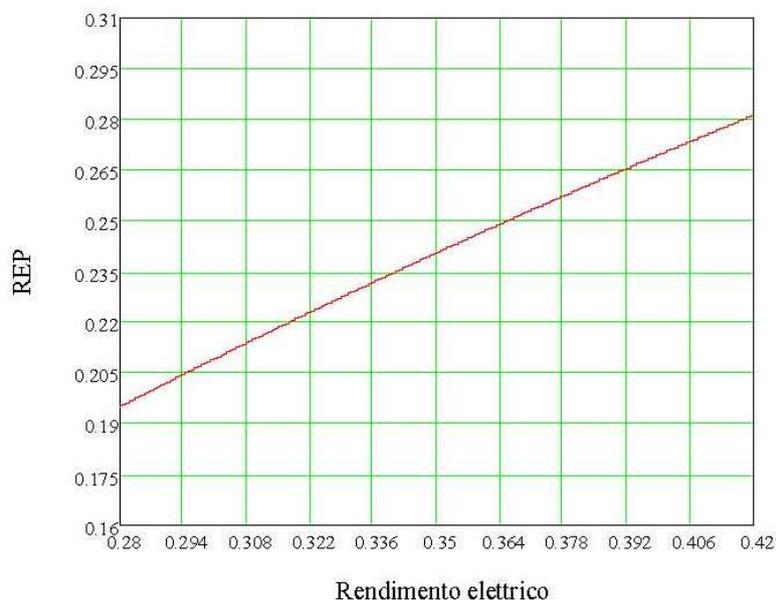


Figura 5.3.2 – Relazione tra il Risparmio di Energia Primaria ed il rendimento elettrico

La Figura 5.3.2 mostra come, per massimizzare il Risparmio di Energia Primaria, sia necessario massimizzare il rendimento elettrico rappresentativo della taglia dell'impianto di cogenerazione comunque in accordo con le richieste elettriche e termiche dell'utenza.

Si valuterà l'incidenza che si ha sul Risparmio di Energia Primaria nel caso di una eventuale impossibilità di utilizzare i reflui termici. In questi casi il rendimento termico effettivo risulta minore del rendimento termico nominale; in Figura 5.3.3 è rappresentato il grafico del REP in funzione del recupero dei reflui termici. Si riscontra dalla figura che non è possibile ottenere un risparmio energetico se non si raggiunge un valore minimo del rendimento termico effettivo ovvero lo sfruttamento di un certo quantitativo dei reflui termici.

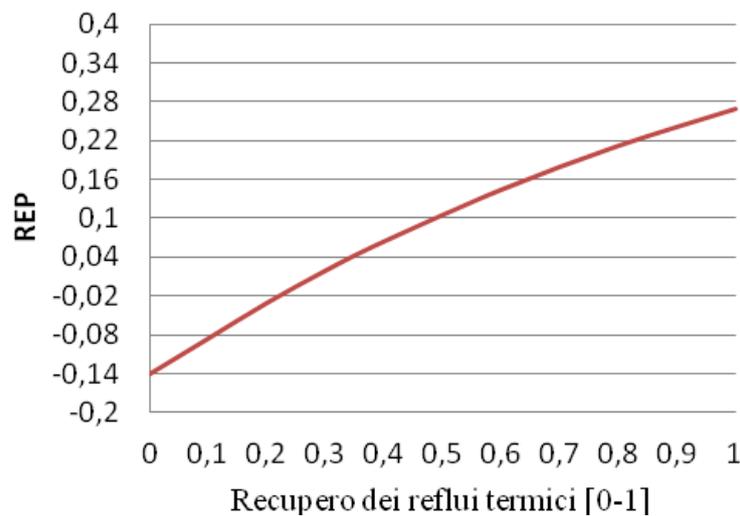


Figura 5.3.3 – Relazione tra il Risparmio di Energia Primaria ed il recupero dei reflui termici

5.4 Modalità di gestione ottimizzata degli impianti di co-trigenerazione

Per valutare la bontà della soluzione cogenerativa rispetto alla produzione separata di energia elettrica e termica è necessario predisporre modalità di gestione che consentano di ottimizzare il funzionamento di tali impianti. A tal fine sono state sviluppate due modalità di gestione, la prima finalizzata alla massimizzazione del risultato economico conseguibile, la seconda finalizzata al risparmio di energia primaria. Per l'applicazione di tali modalità di gestione è necessario conoscere le esigenze energetiche dell'utenza con un livello di dettaglio orario nell'arco di un anno.

Queste modalità di gestione degli impianti di cogenerazione seguono la logica di funzionamento del tipo ON/OFF in funzione della redditività economica e/o del risparmio di energia primaria. L'analisi del risparmio di energia primaria si basa sulla determinazione della potenza termica cogenerata che deve essere raffrontata alle effettive esigenze dell'utenza; tale analisi consente di determinare le ore di spegnimento dell'impianto in tutte le ore dell'anno in cui si riscontra un risparmio di energia primaria (REP) negativo rispetto alla produzione separata della stessa quantità di energia. Analogamente l'analisi della redditività economica si basa sul principio che l'impianto deve essere spento ogni qual volta il costo del kWh di energia elettrica cogenerata ($CE_{uecog}(h)$, [€/kWh]) risulta superiore al costo dell'energia elettrica di riferimento nella generica fascia oraria F_i

($CE_{uerif,Fi}(h)$, [€/kWh]). Tali costi caratteristici dell'analisi della redditività economica sono rappresentati dalle seguenti equazioni:

$$CE_{uecog}(h) = \frac{1}{\eta_e \cdot H_i} \cdot C_{umcog} - \frac{1}{\eta_e \cdot H_i} \cdot \frac{\eta_i(h)}{\eta_c} \cdot C_{um} + M \quad (\text{Eq. 5.3})$$

$$CE_{uerif,Fi}(h) = \frac{C_{ueFi} \cdot E_{eautFi}(h) + P_{ueFi} \cdot E_{ecccFi}(h)}{E_{eautFi}(h) + E_{ecccFi}(h)} \quad (\text{Eq. 5.4})$$

Dove:

$C_{umcog} = T + I_{um} \cdot \left(1 - \frac{\eta_e}{0,417}\right)$ rappresenta il costo unitario del combustibile [€/Nm³] utilizzato per alimentare il cogeneratore al netto della defiscalizzazione del gas naturale corrispondente a 0,250 Nm³/kWh elettrico.

$C_{um} = T + I_{um}$ rappresenta il costo del combustibile [€/Nm³] per l'alimentazione delle caldaie di integrazione, non soggetto a defiscalizzazione.

La rappresentazione del costo $CE_{uerif,Fi}(h)$ come media pesata tra il costo di acquisto dell'energia elettrica ed il prezzo di vendita delle eccedenze, trova giustificazione dal fatto che, un eventuale spegnimento dell'impianto, comporterà un esborso economico corrispondente al costo del kWh relativo alla quota dell'energia elettrica autoconsumata ed un mancato guadagno corrispondente al prezzo di vendita dell'energia relativa alla quota dell'energia elettrica eccedente. Nel caso in cui la potenza elettrica dell'impianto non ecceda il carico richiesto dall'utenza, il costo di riferimento si traduce nel solo costo del kWh relativo alla quota dell'energia elettrica autoconsumata.

Il successivo confronto, ora per ora, tra il valore assunto dalla grandezza $\Delta CE_{ue} = CE_{uerif,Fi}(h) - CE_{uecog}(h)$ ed il valore di soglia minimo tollerato, corrispondente ad un valore minimo del guadagno conseguito nella autoproduzione dell'energia elettrica mediante tali impianti, consente di determinare il campo di funzionamento dell'impianto di cogenerazione in condizioni di redditività.

Utilizzando tali modalità di gestione, noti i carichi termici, elettrici e frigoriferi dell'utenza, si determinano il numero di ore/anno di funzionamento e/o di spegnimento dell'impianto, unitamente ad una stima degli indicatori energetici (CUC) ed alla valutazione dell'indice per l'accesso ai benefici di legge (PES).

Infine la conoscenza dei coefficienti di emissione di anidride carbonica del parco termoelettrico nazionale (kg CO₂/kWh elettrico) relativi al metano utilizzato per l'alimentazione delle caldaie e del

cogeneratore, consentono di determinare, per entrambe le metodologie utilizzate, i benefici in termini di riduzione delle emissioni di CO₂ in ambiente.

5.5 Monitoraggio dell'utenza e determinazione delle curve di carico

Una volta definita la metodologia da utilizzare per il dimensionamento degli impianti di co-trigenerazione è necessario determinare i risultati di tale metodologia applicandola al caso dell'Ospedale San Giovanni Bosco di Napoli.

Durante il corso degli anni del dottorato di ricerca si sono svolte attività sperimentali presso l'Ospedale San Giovanni Bosco necessarie per conoscere gli impianti a servizio dello stesso e rilevare i relativi consumi energetici.

Preliminarmente è stato condotto uno studio architettonico - strutturale della struttura ospedaliera da cui si è dedotto che l'Ospedale è costituito da 6 corpi di fabbrica e precisamente i corpi A, B, B1, C, D1 e D2, le cui dimensioni sono state presentate all'inizio del presente studio (vedi paragrafo 1.3).

Si è valutato che complessivamente l'intera struttura ospedaliera ha una superficie utile di circa 19110 mq ed una volumetria di circa 67.000 mc.

Per procedere al corretto dimensionamento di un impianto di co/trigenerazione a servizio della struttura ospedaliera è stato necessario preliminarmente analizzarne i fabbisogni energetici.

Si sono rilevati i valori dei consumi di gas metano con cadenza giornaliera e parallelamente è stato realizzato un modello di simulazione dell'edificio, utilizzando il programma TRNSYS dettagliatamente descritto nel capitolo 4, per desumere l'andamento orario del fabbisogno termico della struttura ospedaliera.

Allo scopo sono state inserite all'interno del programma le caratteristiche di trasmissione del calore degli elementi opachi (muri perimetrali) e trasparenti (vetri delle finestre) e laddove non si è potuto verificare in dettaglio, si è fatto ricorso ai dati riportati nell'appendice B della norma UNI TS 11300/1 "Abaco delle strutture murarie utilizzate in Italia in edifici esistenti" che ha consentito di acquisire indicazioni sulle principali strutture murarie. Per gli elementi trasparenti invece si è proceduto mediante una indagine effettuata in loco (vedi paragrafo 1.3).

Per procedere infine alla validazione del modello di simulazione in Trnsys della struttura ospedaliera si è effettuato un confronto tra i consumi energetici rilevati dalla indagine sperimentale condotta in loco e gli analoghi ricavati dalla simulazione.

A tale scopo si riportano di seguito i diagrammi dei fabbisogni di energia termica complessiva (riscaldamento + acqua calda sanitaria), quelli per il solo riscaldamento e per la sola acqua calda sanitaria ricavati su base annua e desunti dalla simulazione in TRNSYS.

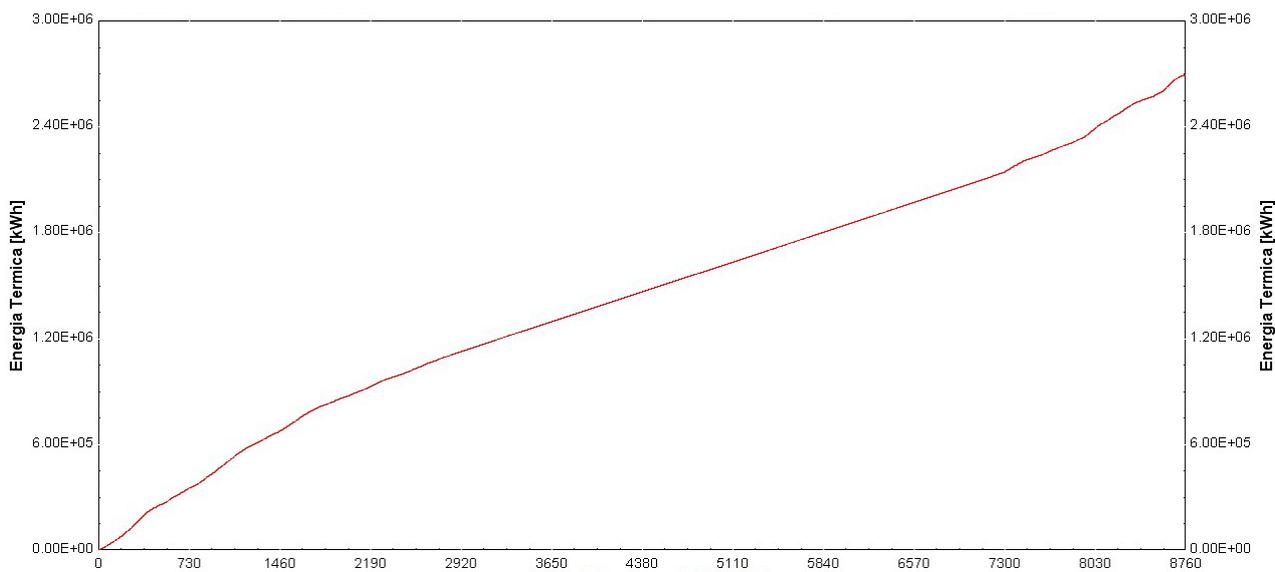


Figura 5.5.1 – Andamento del consumo annuo di energia termica complessiva (riscaldamento + acs)

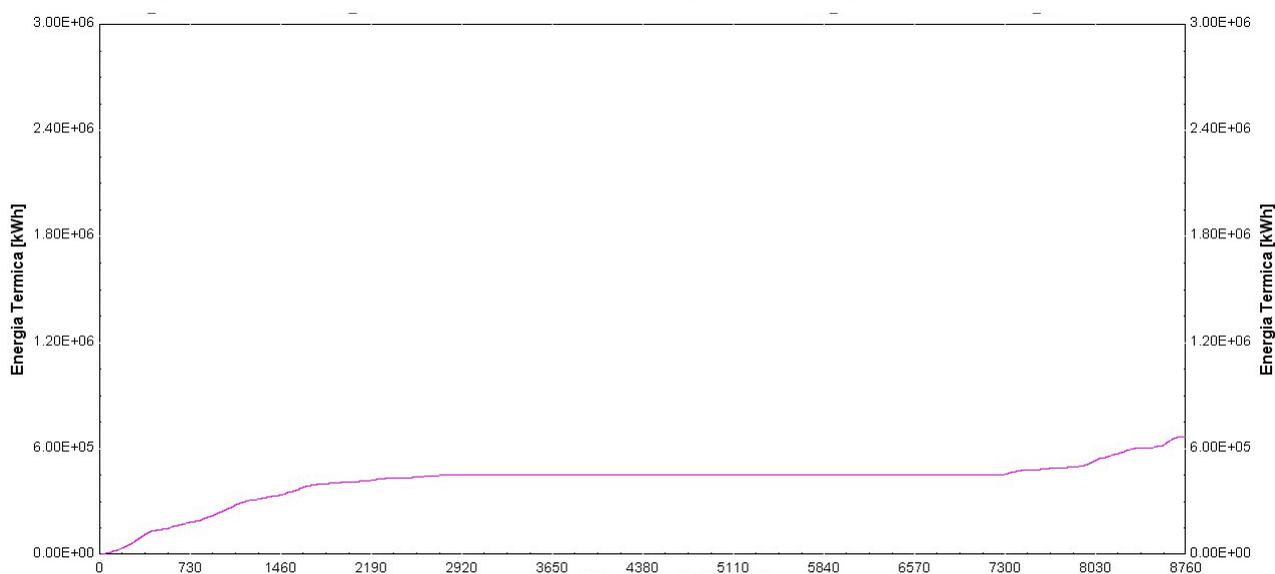


Figura 5.5.2 – Andamento del consumo annuo di energia termica per il riscaldamento invernale

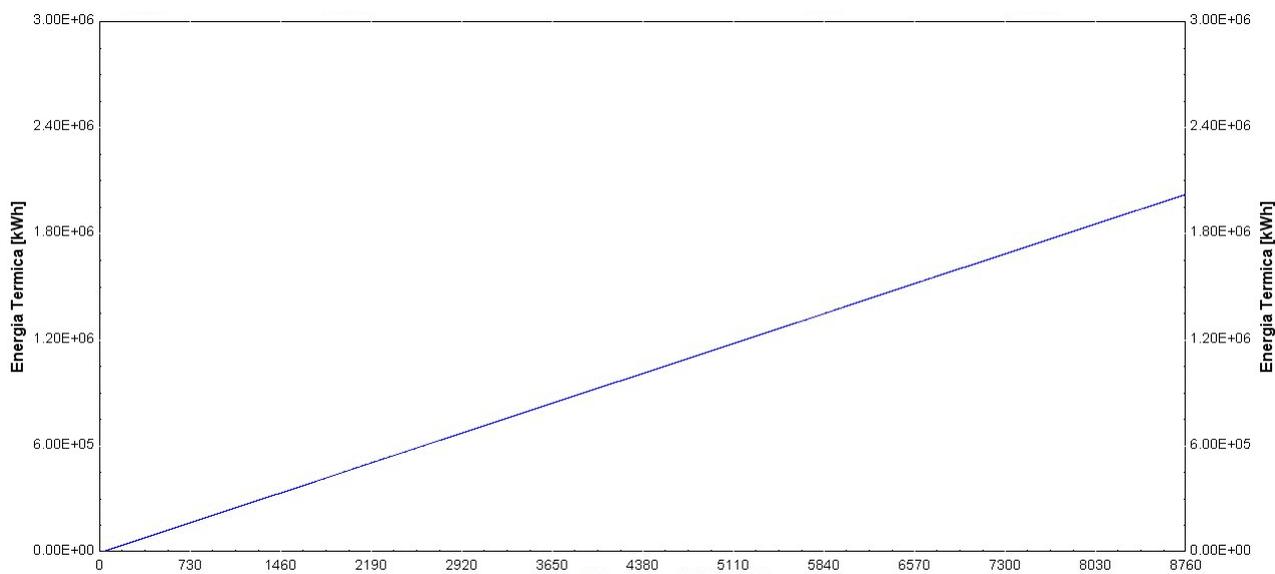


Figura 5.5.3 – Andamento del consumo annuo di energia termica per l'acqua calda sanitaria

Confrontando i dati ricavati dalla indagine condotta presso la struttura ospedaliera con gli analoghi desunti dalla simulazione si è riscontrato un modesto scostamento pari a circa l'1%. Tale risultato ha permesso di ritenere ampiamente validata detta simulazione, pertanto è stato possibile utilizzare i diagrammi dei carichi termici orari necessari al dimensionamento dell'impianto di cogenerazione/trigenerazione.

Infatti i consumi annui di gas naturale rilevati in loco sono risultati corrispondere a complessivi 306.509 m³ equivalenti ad una energia termica pari a 2713 MWh/anno, mentre da quelli desunti dalla simulazione in TRNSYS, si è ricavato che l'energia termica complessiva richiesta è risultata pari a 2737 MWh/anno.

Nelle figure seguenti si riportano gli andamenti del carichi di energia termica annua e mensile su base oraria.

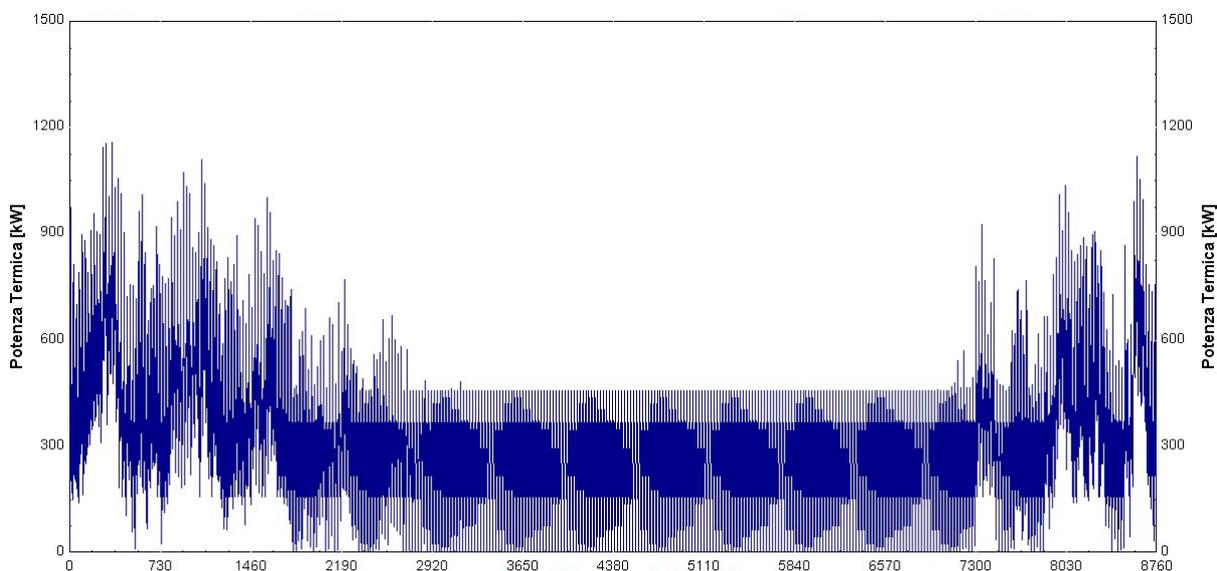


Figura 5.5.4 – Diagramma del carico di energia termica annuo complessivo su base oraria (Risc. Inv. + A.C.S.)

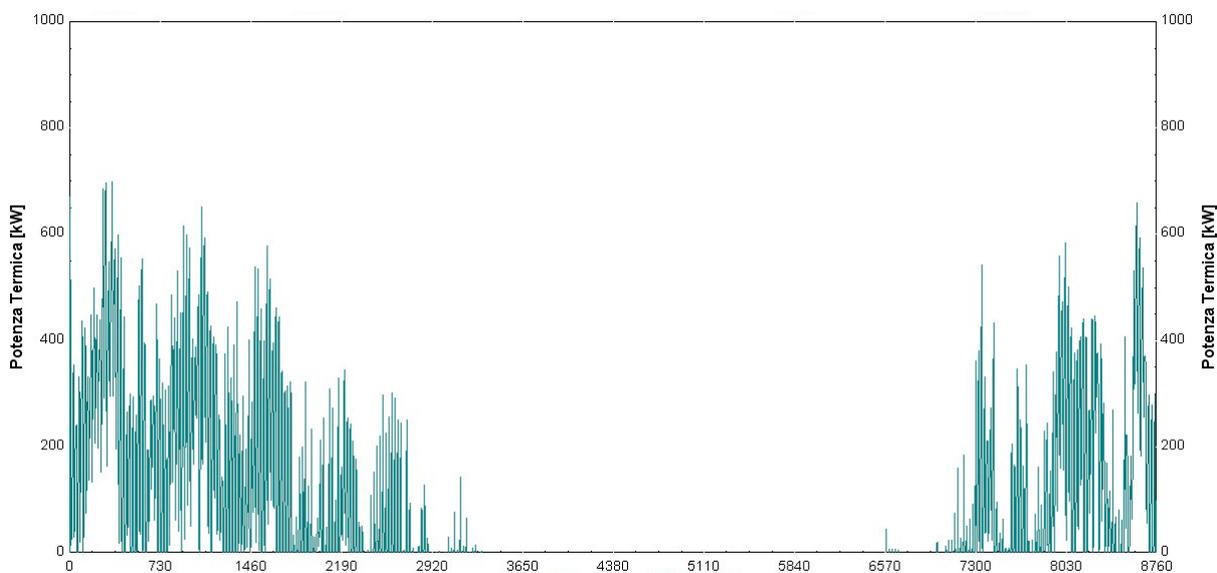


Figura 5.5.5 – Diagramma del carico di energia termica per il riscaldamento invernale su base oraria

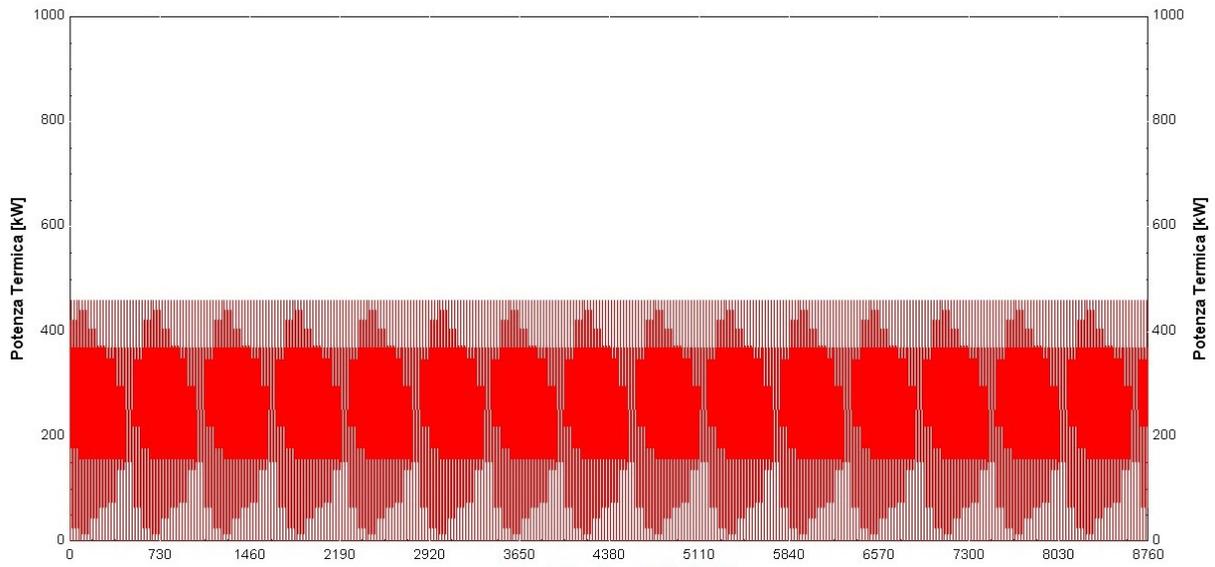


Figura 5.5.6 – Diagramma del carico di energia termica per l'acqua calda sanitaria su base oraria

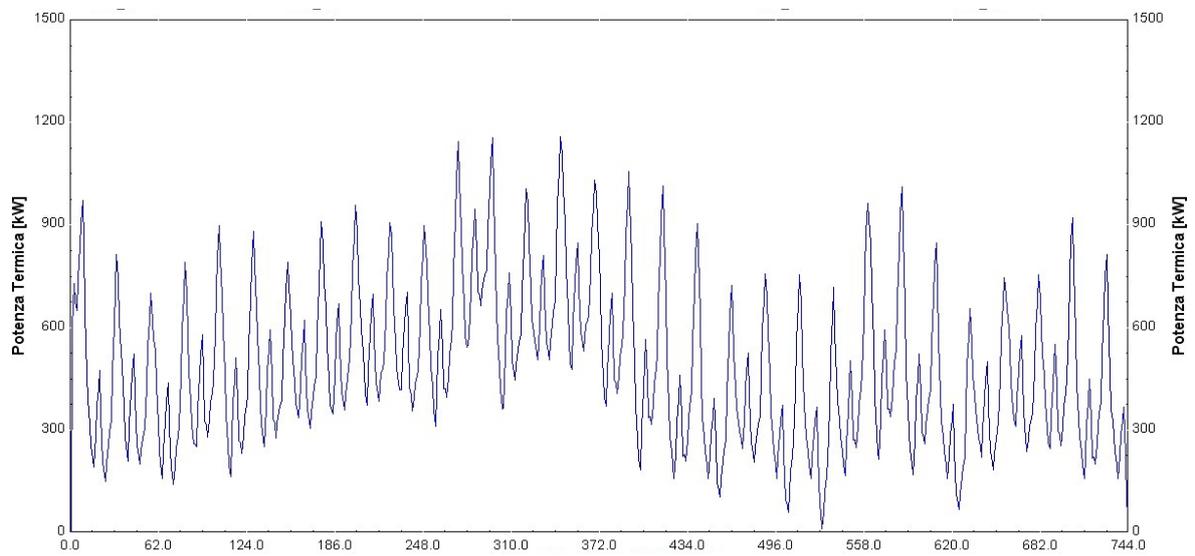


Figura 5.5.7 – Diagramma del carico di energia termica complessiva relativa al mese di Gennaio (riscaldamento invernale + acqua calda sanitaria)

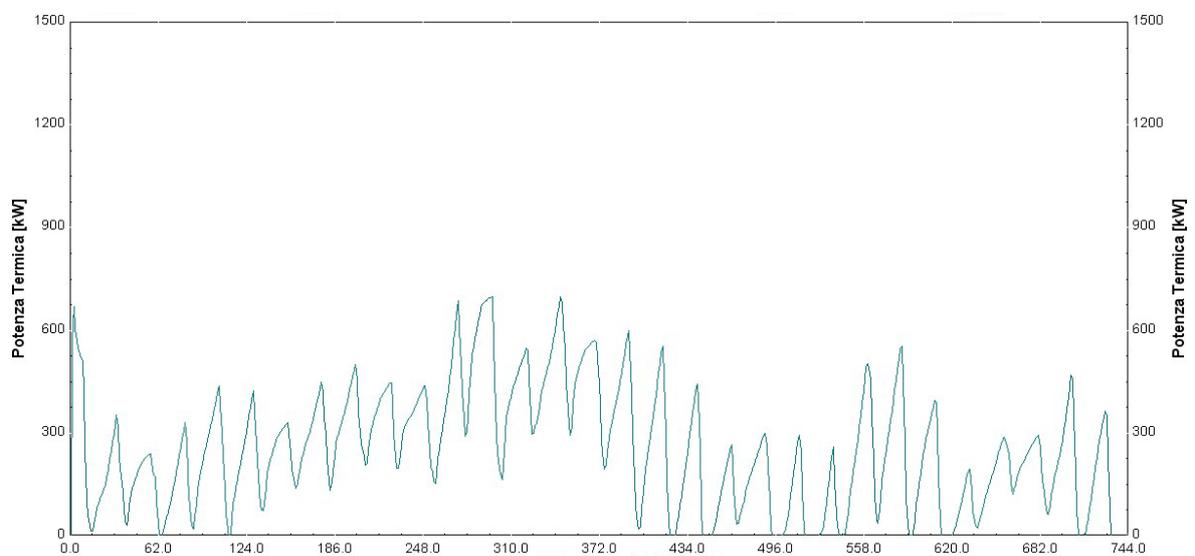


Figura 5.5.8 – Diagramma del carico di energia termica per il riscaldamento invernale relativa al mese di Gennaio

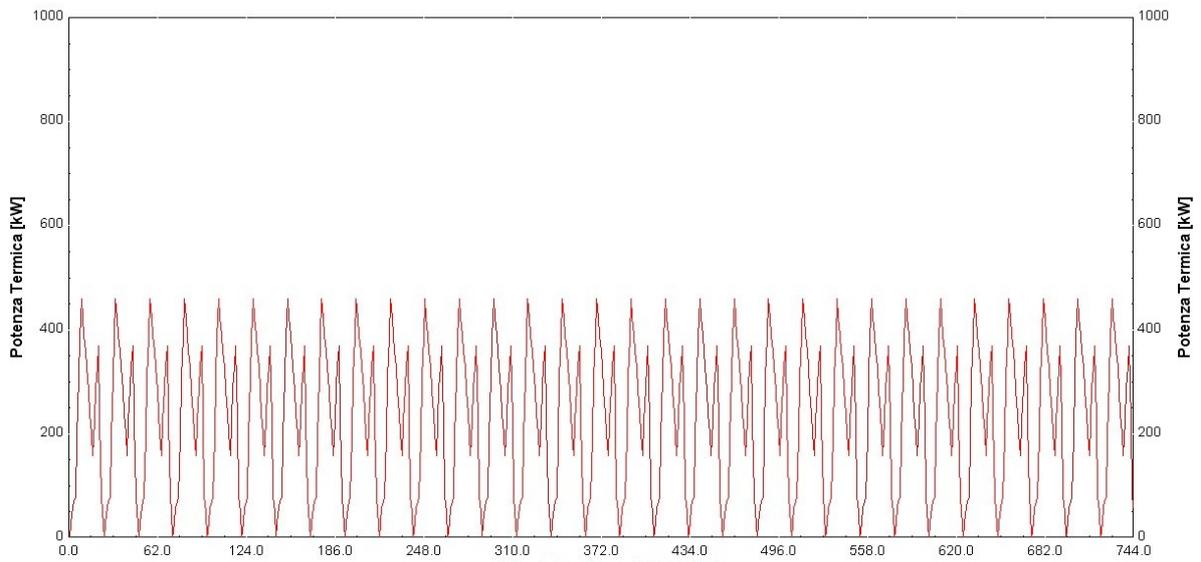


Figura 5.5.9 – Diagramma del carico di energia termica per l'acqua calda sanitaria relativa al mese di Gennaio

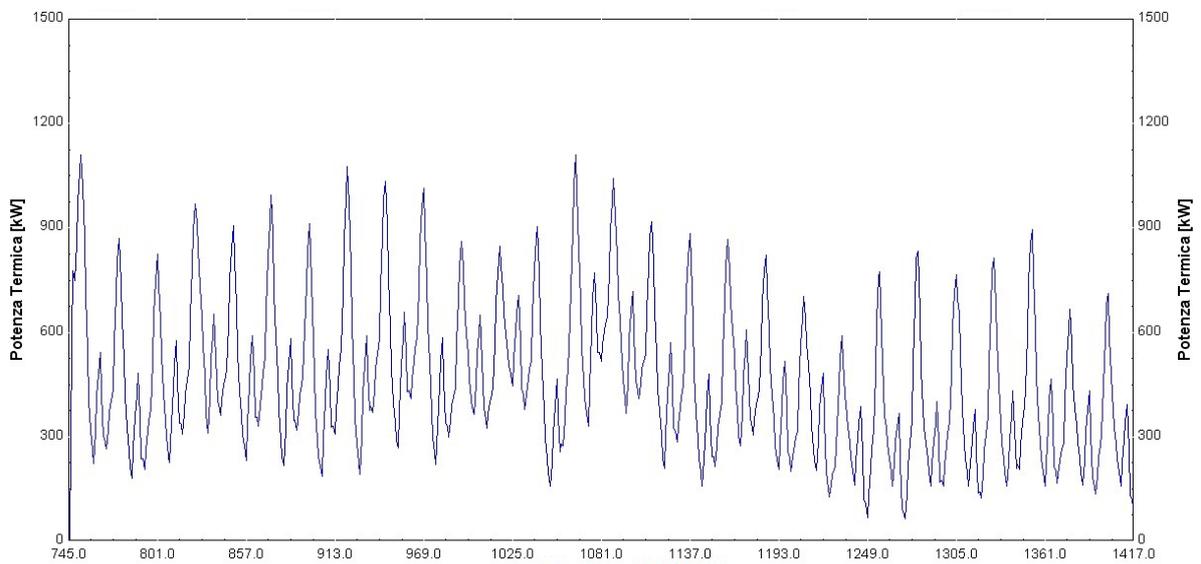


Figura 5.5.10 – Diagramma del carico di energia termica complessiva relativa al mese di Febbraio (riscaldamento invernale + acqua calda sanitaria)

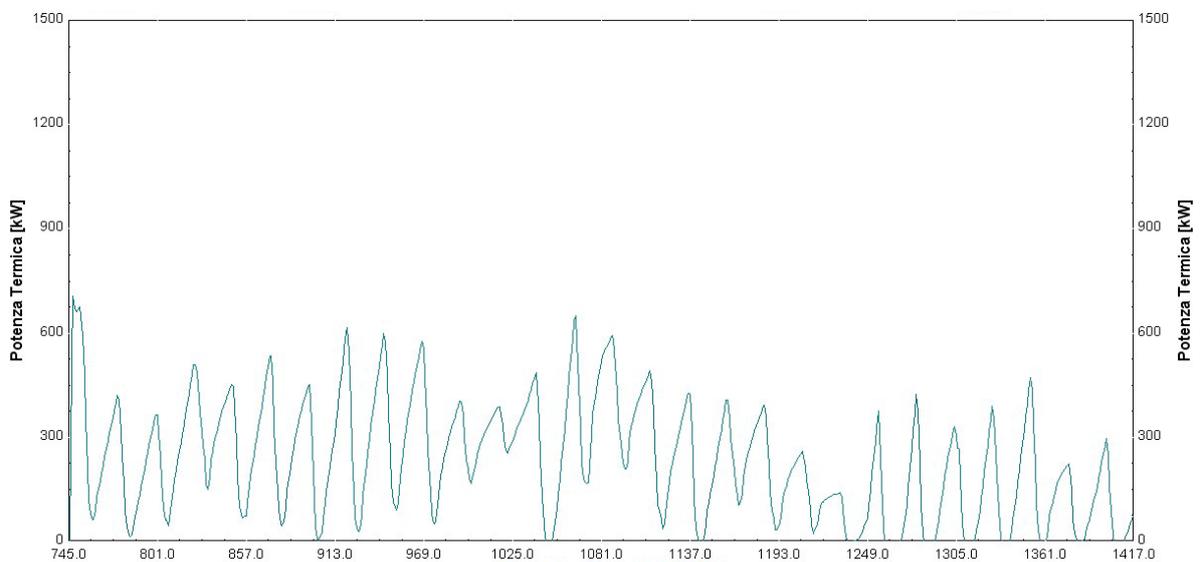


Figura 5.5.11 – Diagramma del carico di energia termica per il riscaldamento invernale relativo al mese di Febbraio

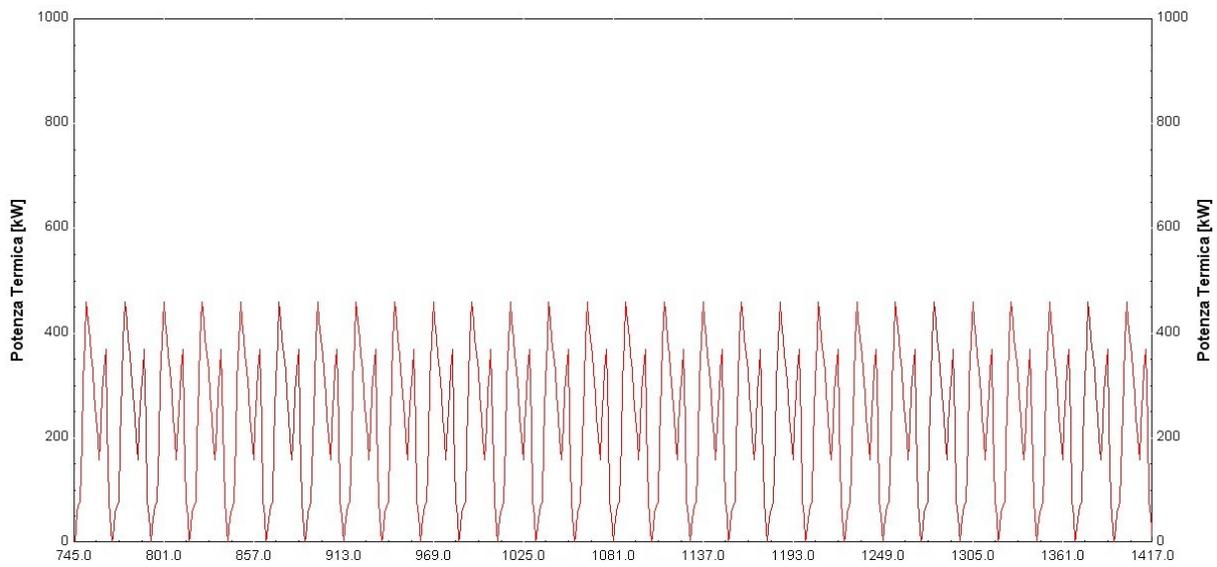


Figura 5.5.12 – Diagramma del carico di energia termica per l'acqua calda sanitaria relativa al mese di Febbraio

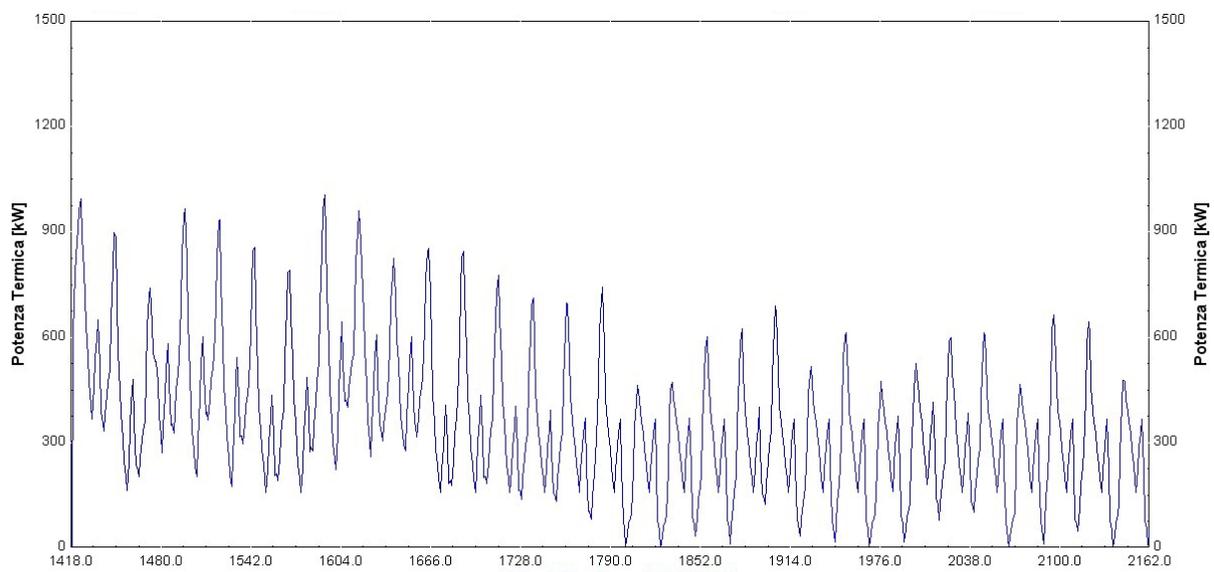


Figura 5.5.13 – Diagramma del carico di energia termica complessiva relativa al mese di Marzo (riscaldamento + acs)

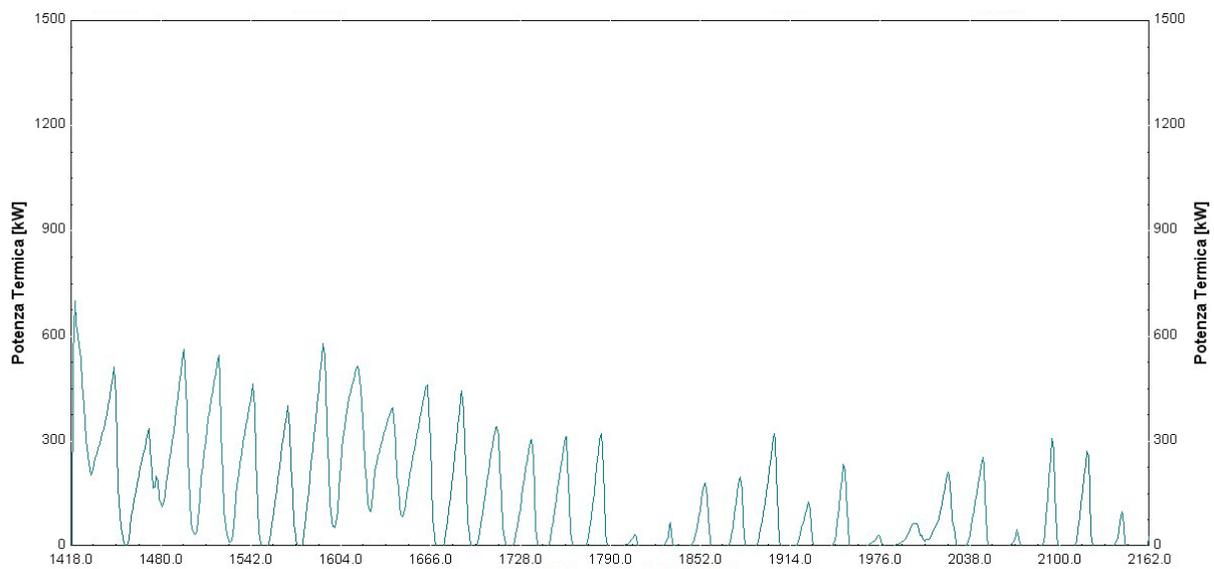


Figura 5.5.14 – Diagramma del carico di energia termica per il riscaldamento invernale relativa al mese di Marzo

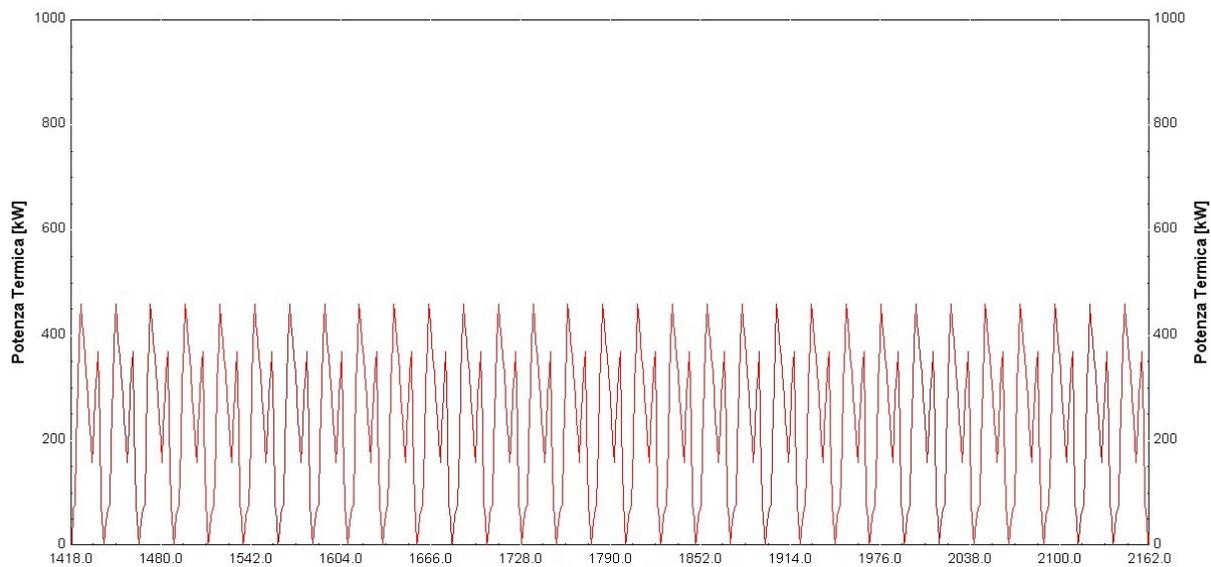


Figura 5.5.15 – Diagramma del carico di energia termica per l’acqua calda sanitaria relativa al mese di Marzo

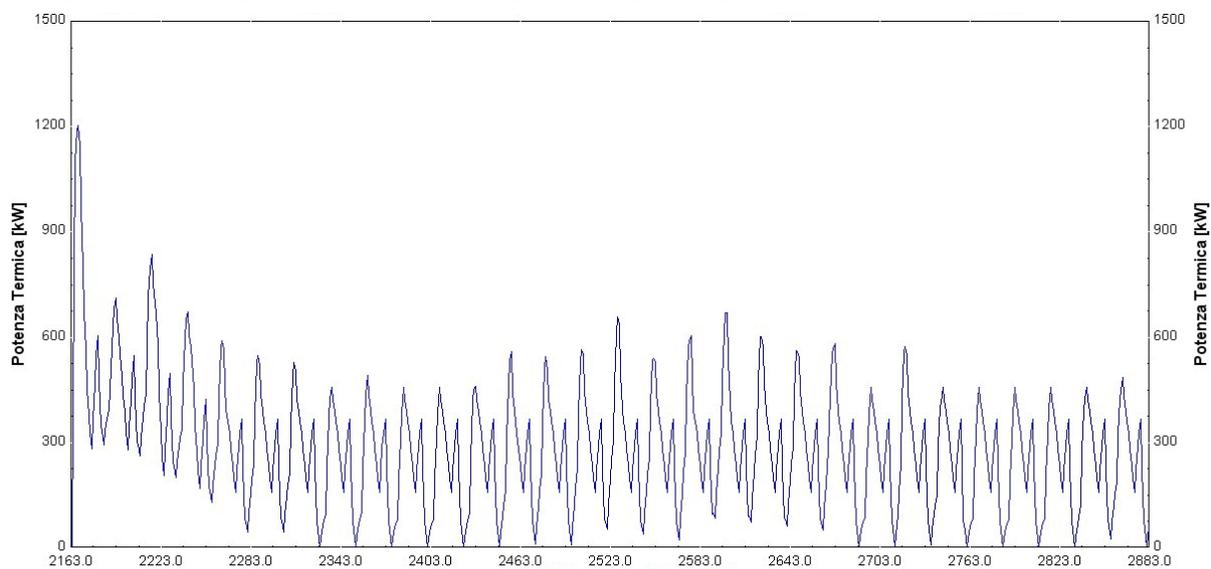


Figura 5.5.16 – Diagramma del carico di energia termica complessiva relativa al mese di Aprile (riscaldamento + acs)

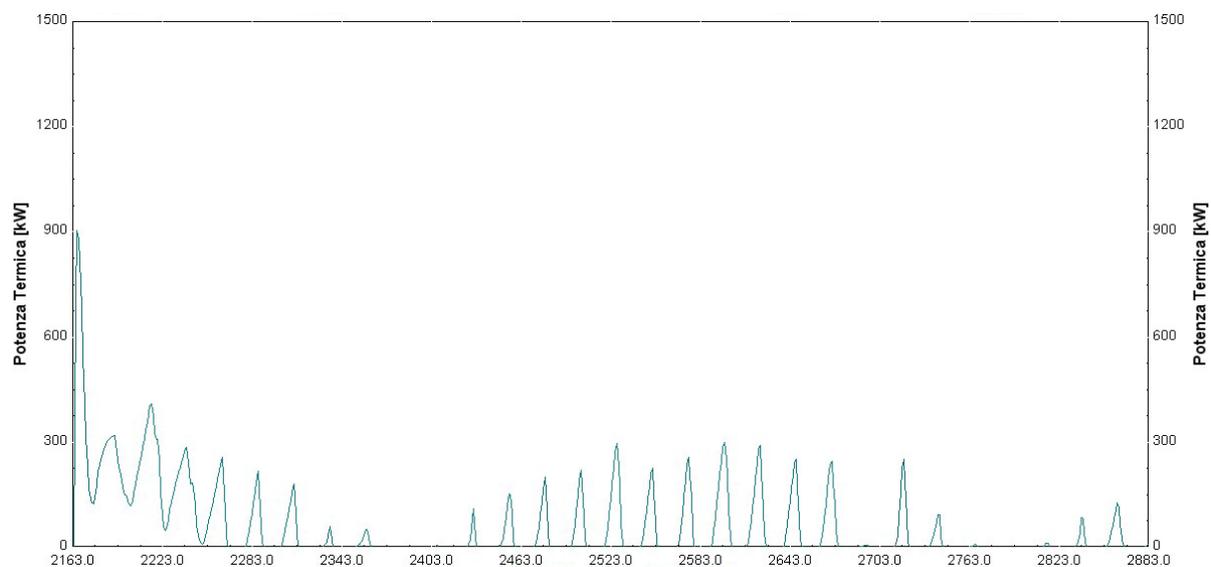


Figura 5.5.17 – Diagramma del carico di energia termica per il riscaldamento invernale relativo al mese di Aprile

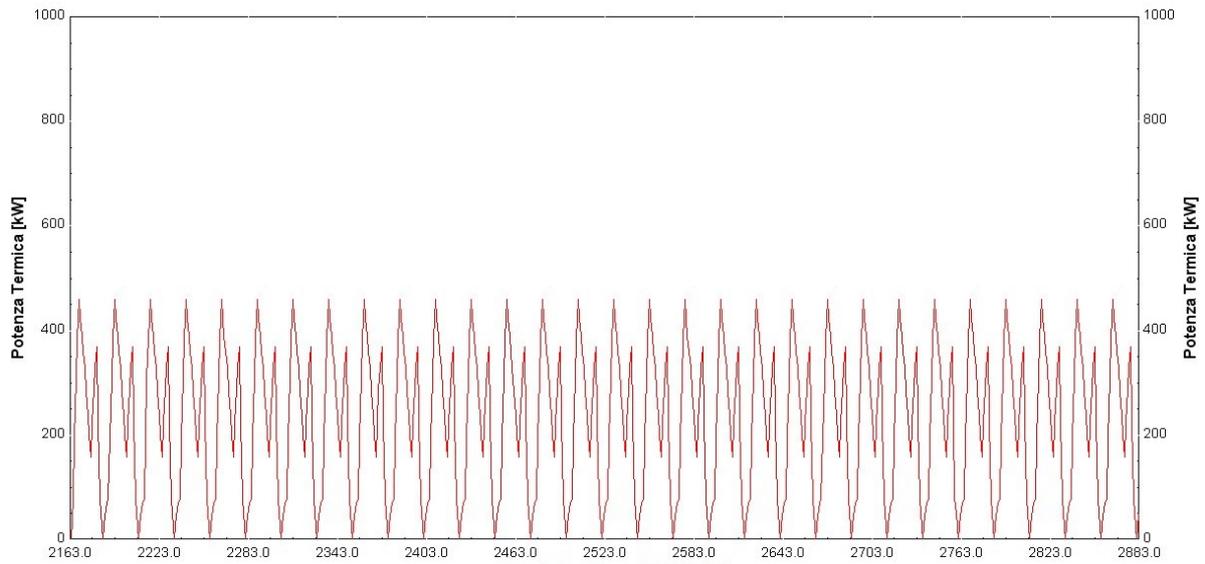


Figura 5.5.18 – Diagramma del carico di energia termica per l’acqua calda sanitaria relativa al mese di Aprile

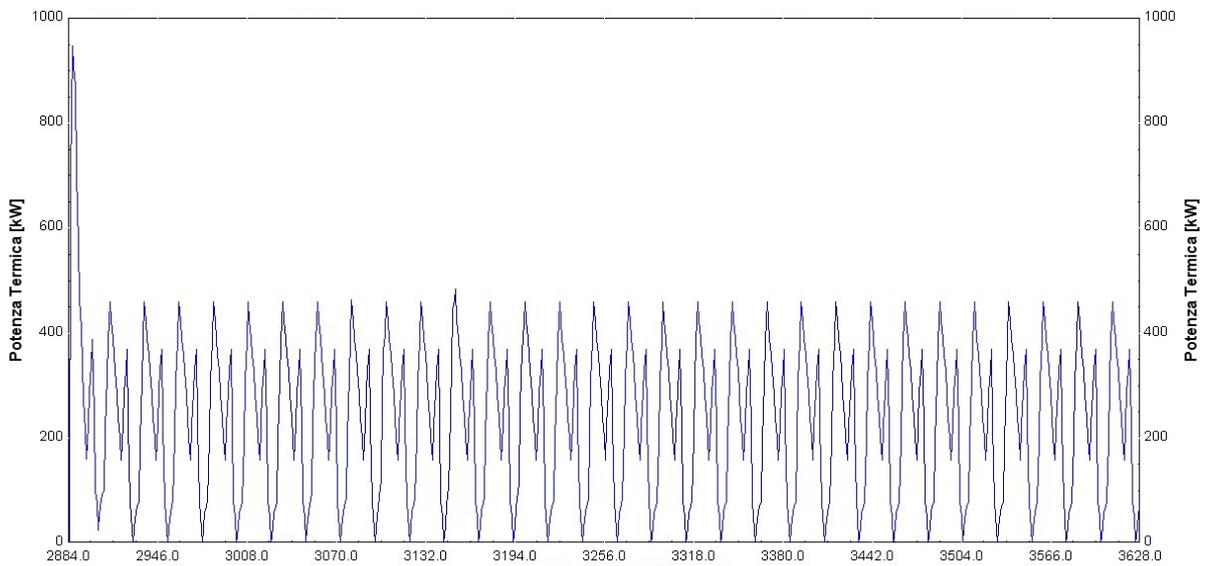


Figura 5.5.19 – Diagramma del carico di energia termica complessiva relativa al mese di Maggio (riscaldamento + acs)

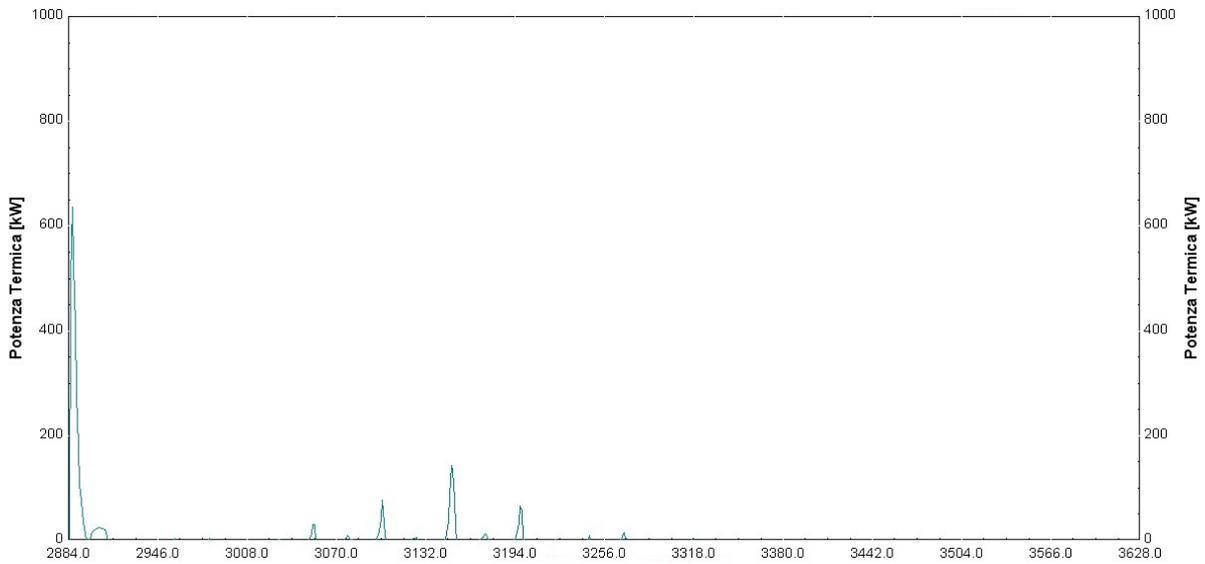


Figura 5.5.20 – Diagramma del carico di energia termica per il riscaldamento invernale relativo al mese di Maggio

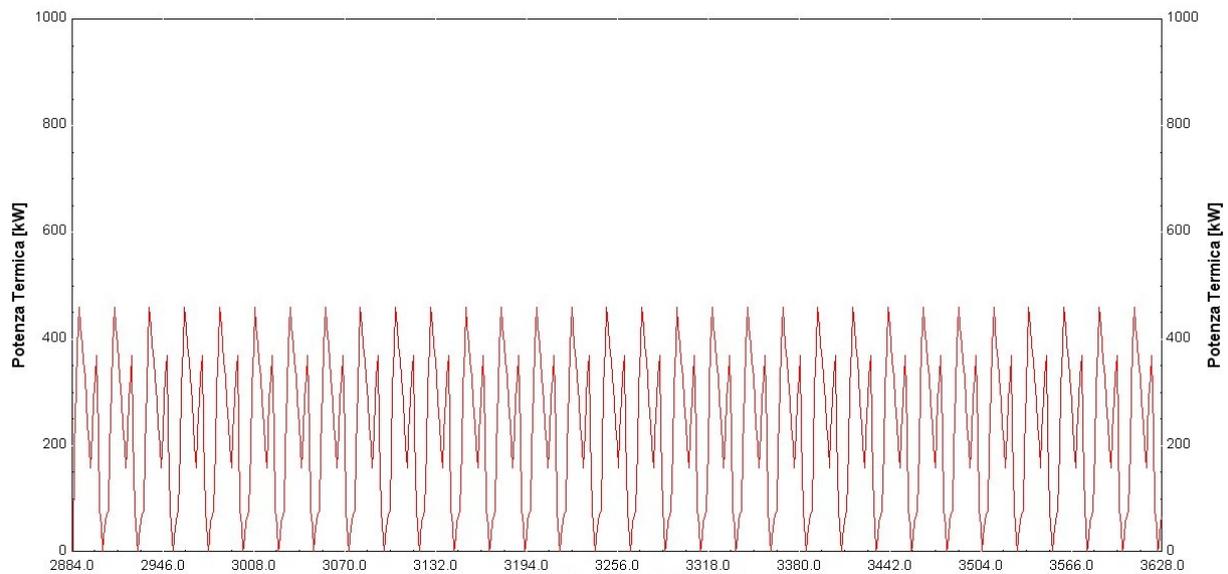


Figura 5.5.21 – Diagramma del carico di energia termica per l’acqua calda sanitaria relativa al mese di Maggio

Nel periodo estivo ovviamente non vi è alcuna richiesta di energia termica per il riscaldamento e quindi i diagrammi della potenza termica risultano essere pari alla sola richiesta di acqua calda sanitaria.

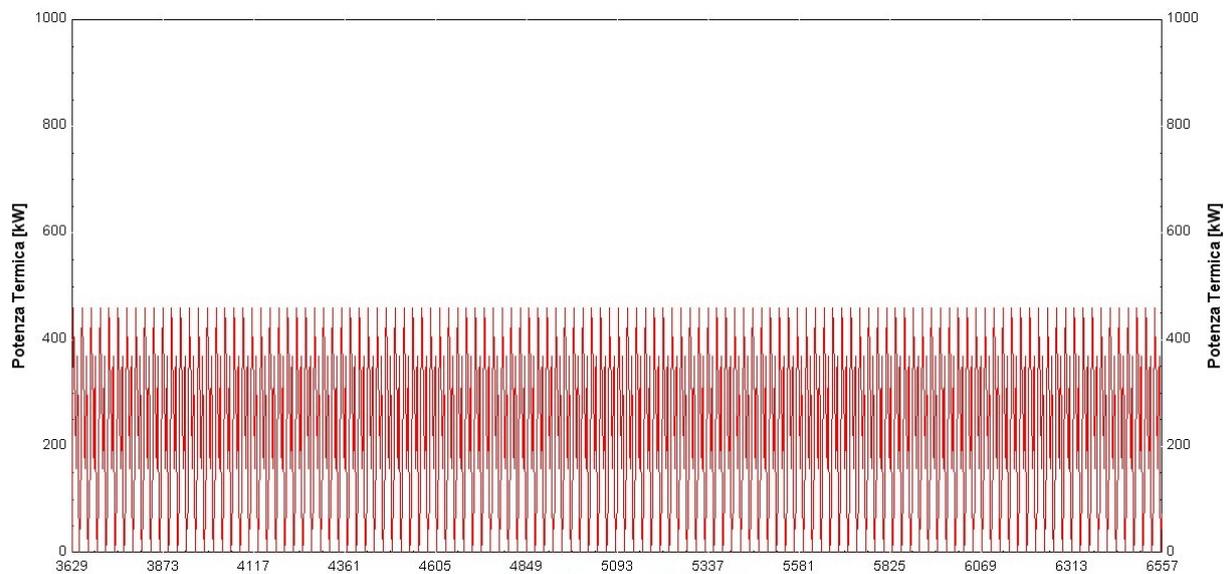


Figura 5.5.22 – Diagramma del carico di energia termica per l’acqua calda sanitaria relativa al periodo estivo (Giugno, Luglio, Agosto, Settembre)

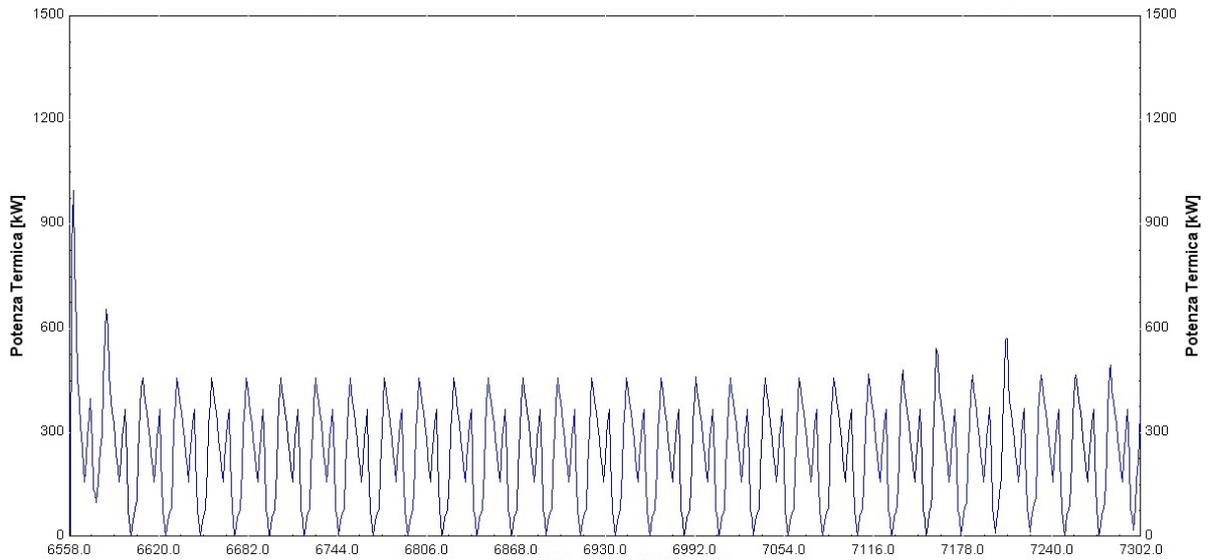


Figura 5.5.23 – Diagramma del carico di energia termica complessiva relativa al mese di Ottobre (riscaldamento invernale + acqua calda sanitaria)

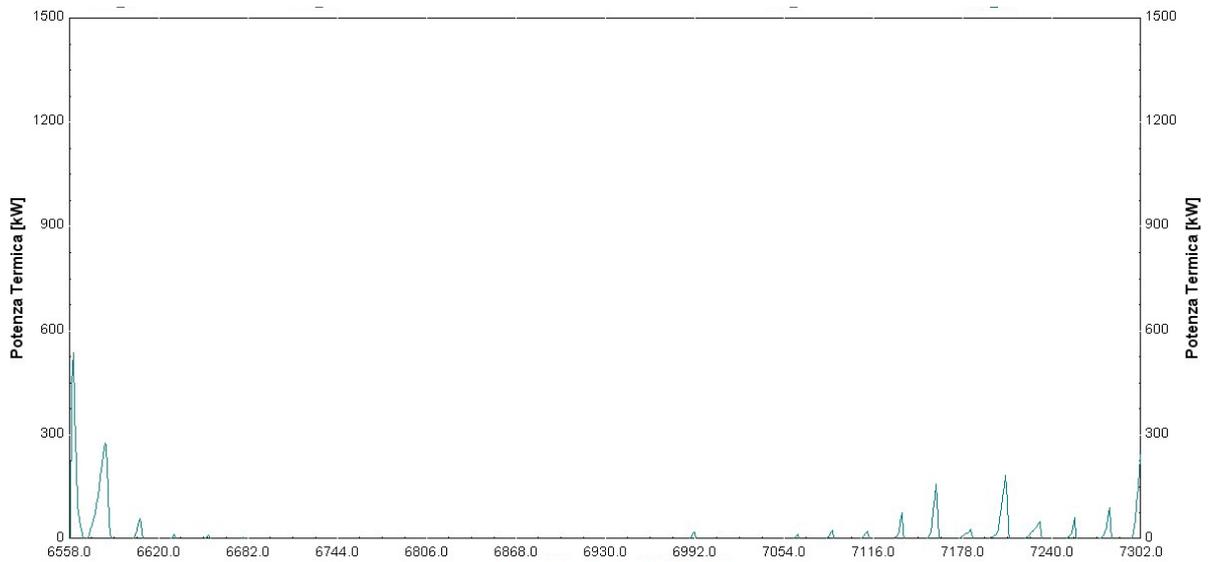


Figura 5.5.24 – Diagramma del carico di energia termica per il riscaldamento invernale relativo al mese di Ottobre

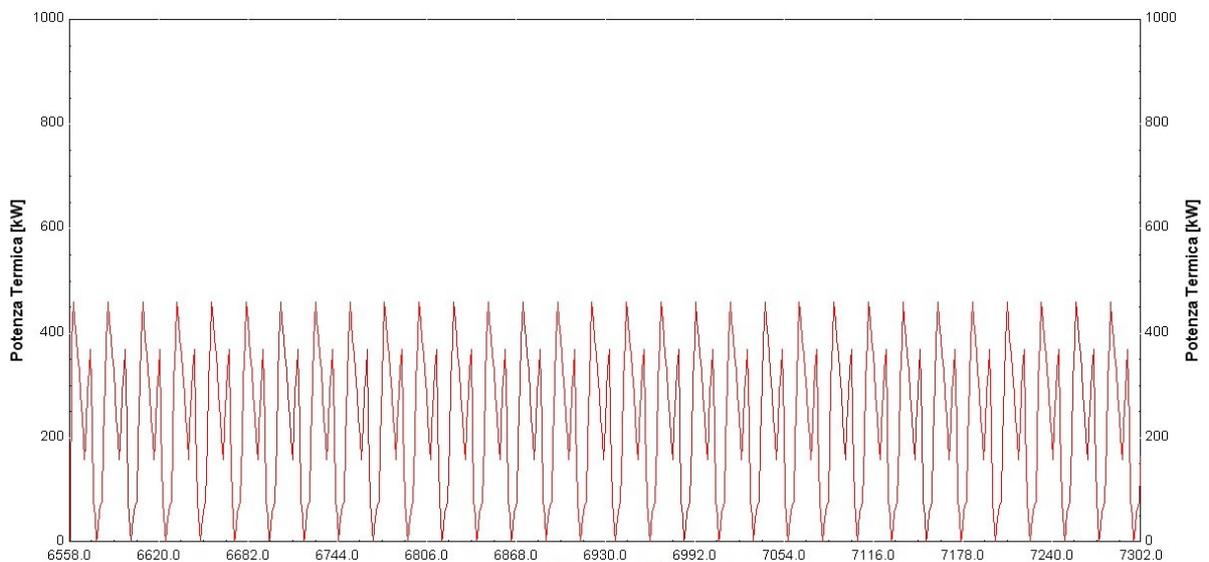


Figura 5.5.25 – Diagramma del carico di energia termica per l'acqua calda sanitaria relativa al mese di Ottobre

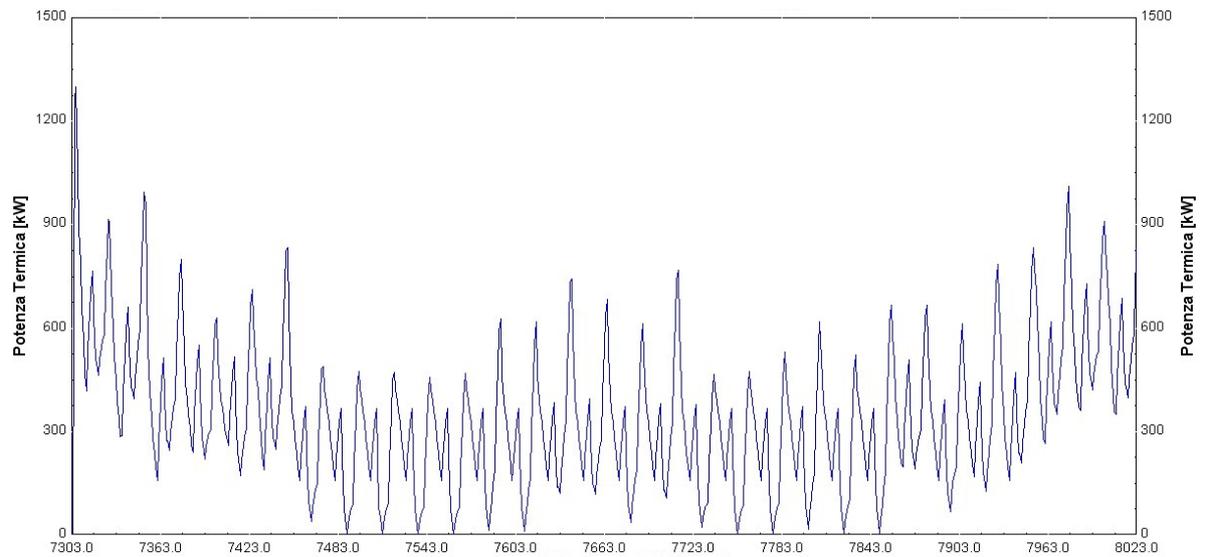


Figura 5.5.26 – Diagramma del carico di energia termica complessiva relativa al mese di Novembre (riscaldamento invernale + acqua calda sanitaria)

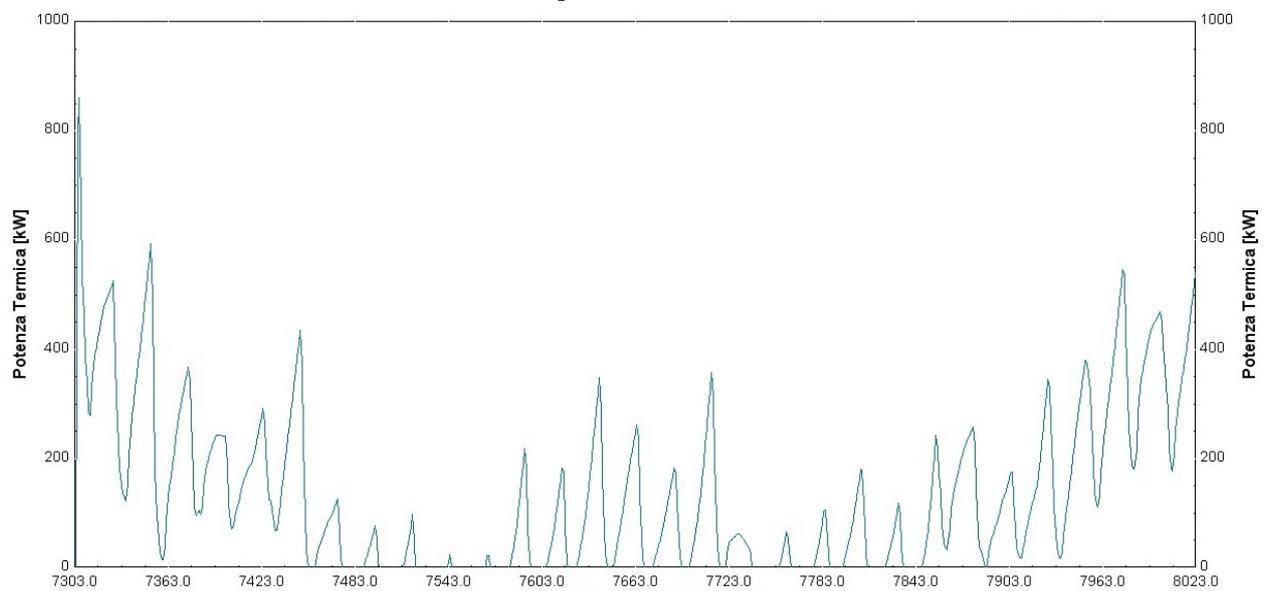


Figura 5.5.27 – Diagramma del carico di energia termica per il riscaldamento invernale relativo al mese di Novembre

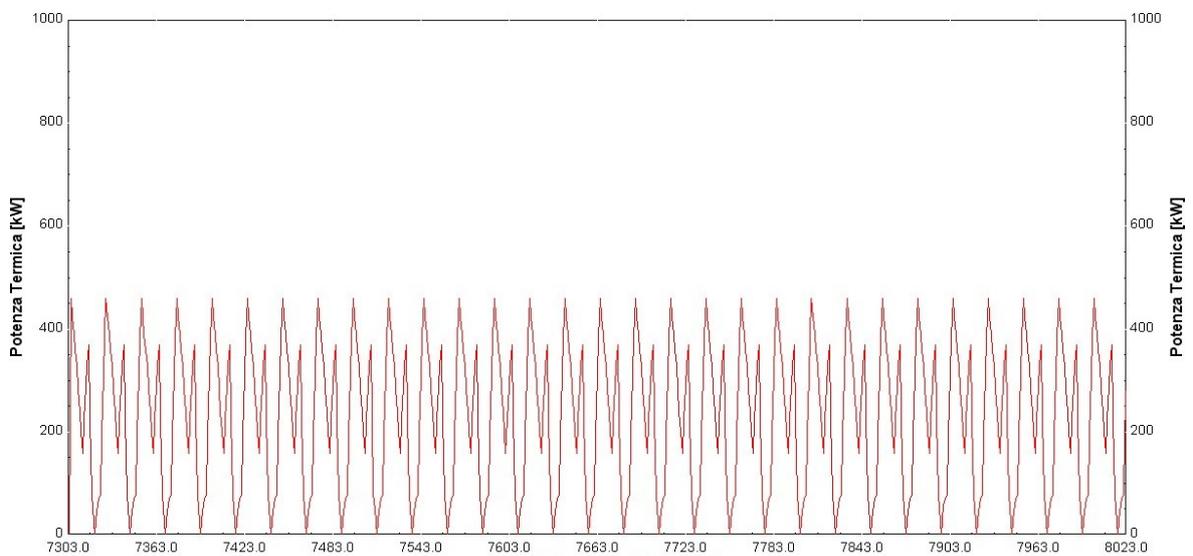


Figura 5.5.28 – Diagramma del carico di energia termica per l'acqua calda sanitaria relativa al mese di Novembre

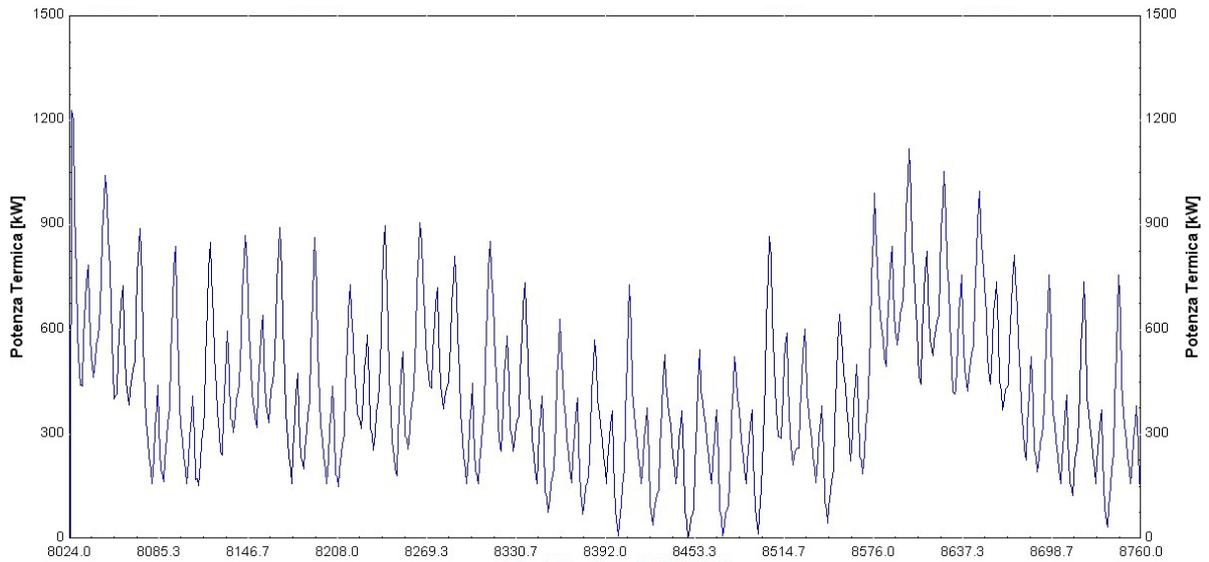


Figura 5.5.29 – Diagramma del carico di energia termica complessiva relativa al mese di Dicembre (riscaldamento + acs)

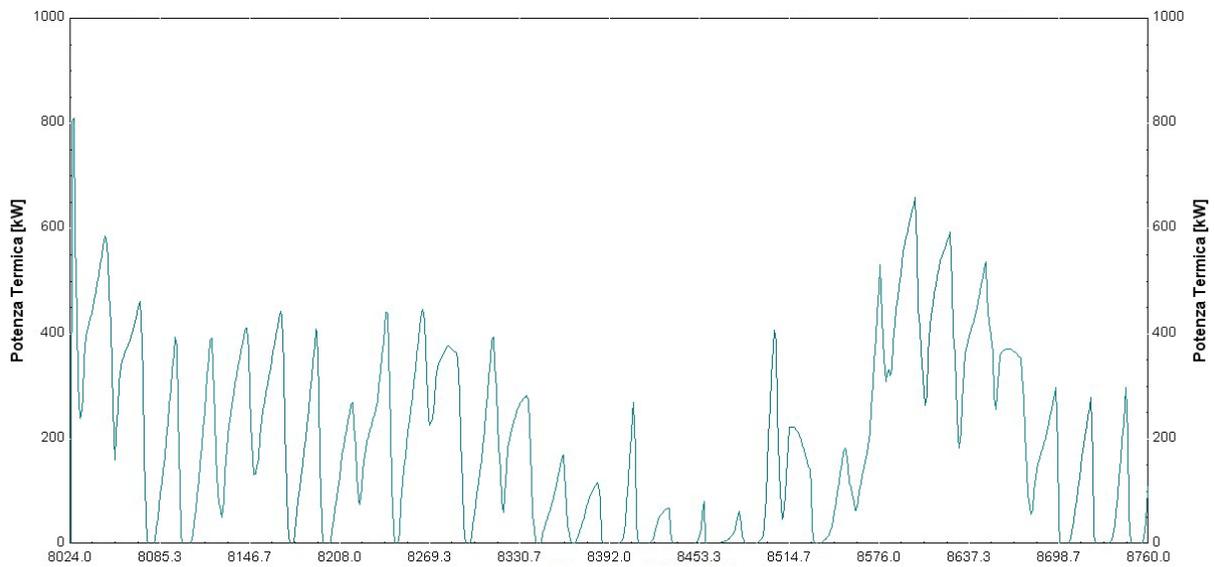


Figura 5.5.30 – Diagramma del carico di energia termica per il riscaldamento invernale relativa al mese di Dicembre

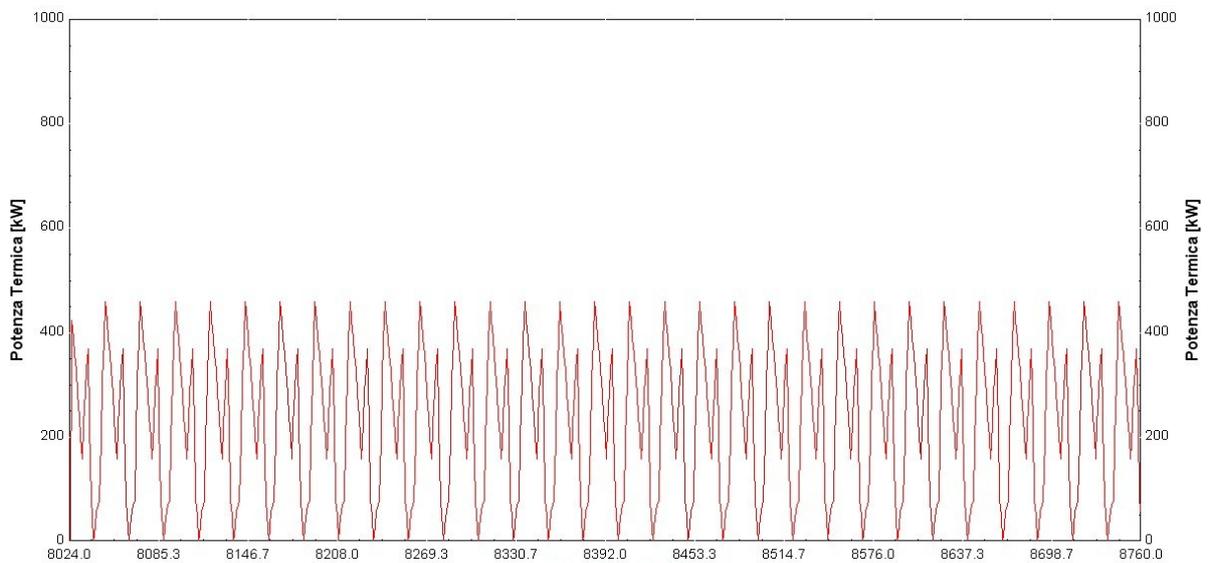


Figura 5.5.31 – Diagramma del carico di energia termica per l'acqua calda sanitaria relativa al mese di Dicembre

Il fabbisogno di energia termica per la climatizzazione degli ambienti è stato determinato effettuando un confronto tra i consumi di energia elettrica di un mese invernale (Gennaio) e quelli dei mesi tipicamente estivi (Giugno, Luglio, Agosto, Settembre). Da tale analisi si è determinato il consumo annuo di energia elettrica per il solo impianto di climatizzazione corrispondente a circa 395 MWh/anno. Ipotizzando un COP medio per i gruppi frigoriferi pari a 3,5 si è infine determinato il consumo di energia termica per la climatizzazione ambientale pari a circa 1380 MWh/anno. Confrontando tale valore con l'analogo desunto dalla simulazione in TRNSYS ammontante a complessivi 1550 MWh/anno, anche in questo caso, si riscontra uno scostamento pari a circa l'8%; tale risultato ha permesso di ritenere validata detta simulazione, pertanto è possibile utilizzare i diagrammi dei carichi frigoriferi orari necessari al corretto dimensionamento dell'impianto di trigenerazione.

A tal fine si riportano il diagramma del consumo annuo di energia termica (frigorifera) ed il diagramma di carico termico per la climatizzazione estiva su base annua desunti dalla simulazione in TRNSYS.

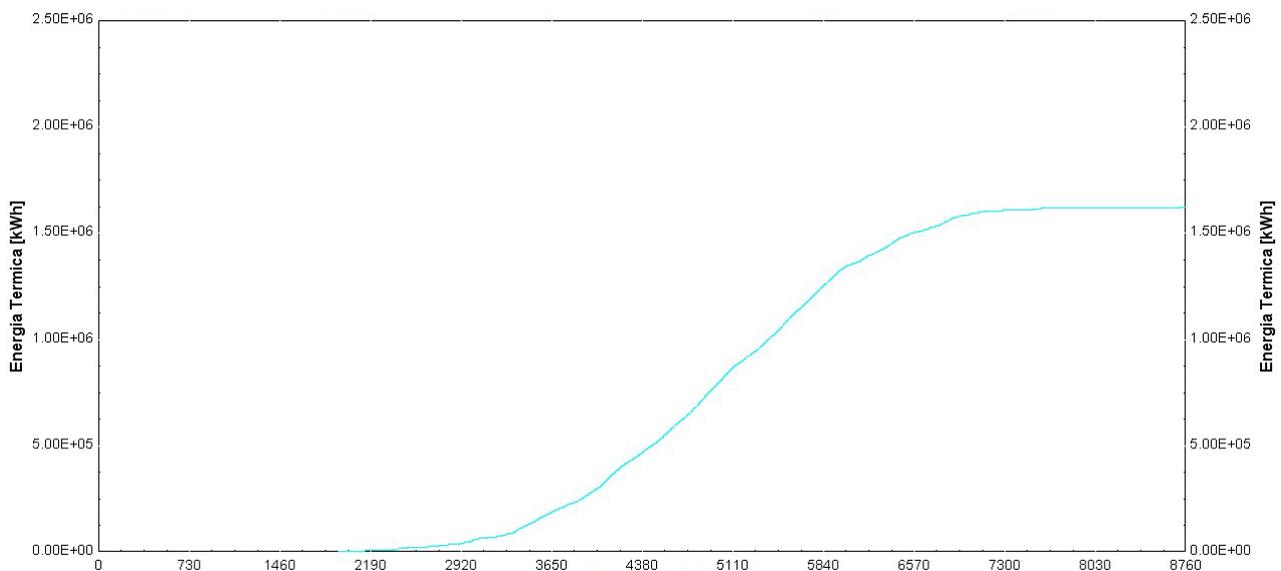


Figura 5.5.32 – Andamento del consumo annuo di energia termica per la climatizzazione estiva

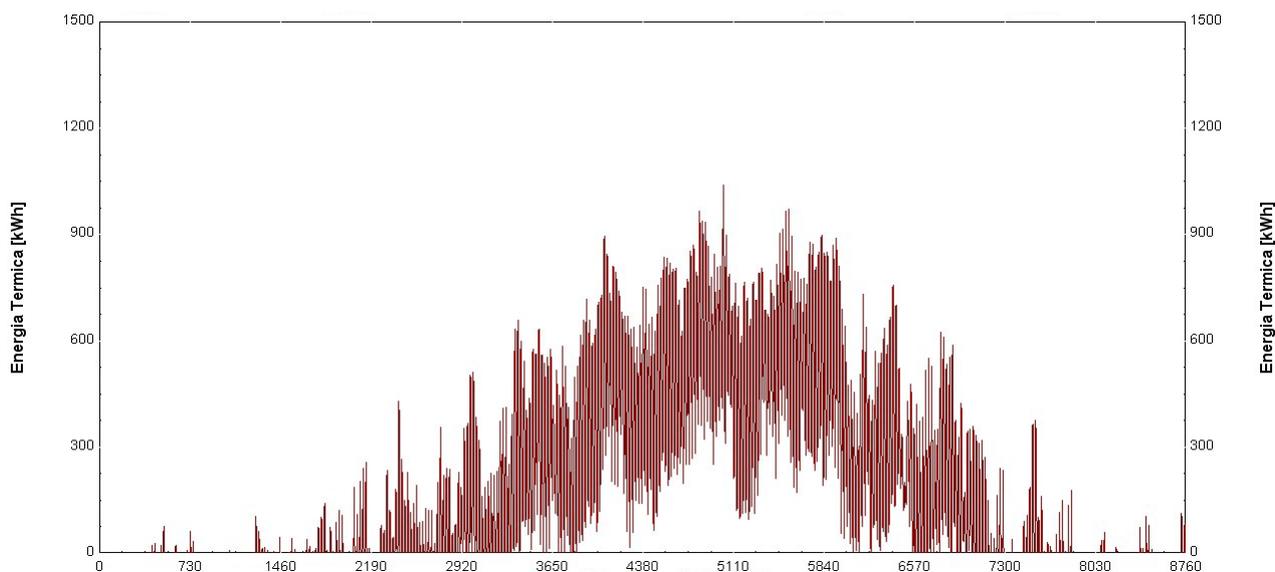


Figura 5.5.33 – Diagramma del carico di energia termica per la climatizzazione estiva su base annua

Dall'attività sperimentale si è pervenuti alla conoscenza delle caratteristiche dell'impianto elettrico a servizio del nosocomio, si è riscontrato che la struttura ospedaliera è dotata di una unica cabina di trasformazione MT/Bt da cui si diramano le linee di alimentazione per i quadri generali dei singoli edifici di cui è costituita la struttura.

Per procedere ad effettuare il dimensionamento dell'impianto di cogenerazione e conseguentemente procedere ad una analisi di fattibilità tecnico-economica è stato necessario determinare l'andamento orario dei carichi elettrici per l'intero anno procedendo alla rilevazione della energia elettrica assorbita dalla cabina MT/Bt mediante l'uso di un analizzatore di rete. Si è inoltre proceduto a verificare tale andamento utilizzando dati dedotti da test e/o pubblicazioni di letteratura.

Dalla analisi si è quindi evidenziato che gli andamenti dei carichi elettrici per strutture ospedaliere sono caratterizzati tutti da curve similari.

Stabilito quindi quale debba essere l'andamento del carico elettrico, questo è stato ripartito in modo da rispettare, per ciascuna fascia oraria (F1, F2 ed F3 di cui alla Delibera AEEG 181/06), il consumo effettivamente rilevato come desunto dalle fatture mensili del fornitore (Enel) di energia elettrica.

Di seguito si riportano gli andamenti caratteristici del consumo complessivo dell'energia elettrica ed i consumi mensili, settimanali per i vari mesi dell'anno per la struttura ospedaliera.

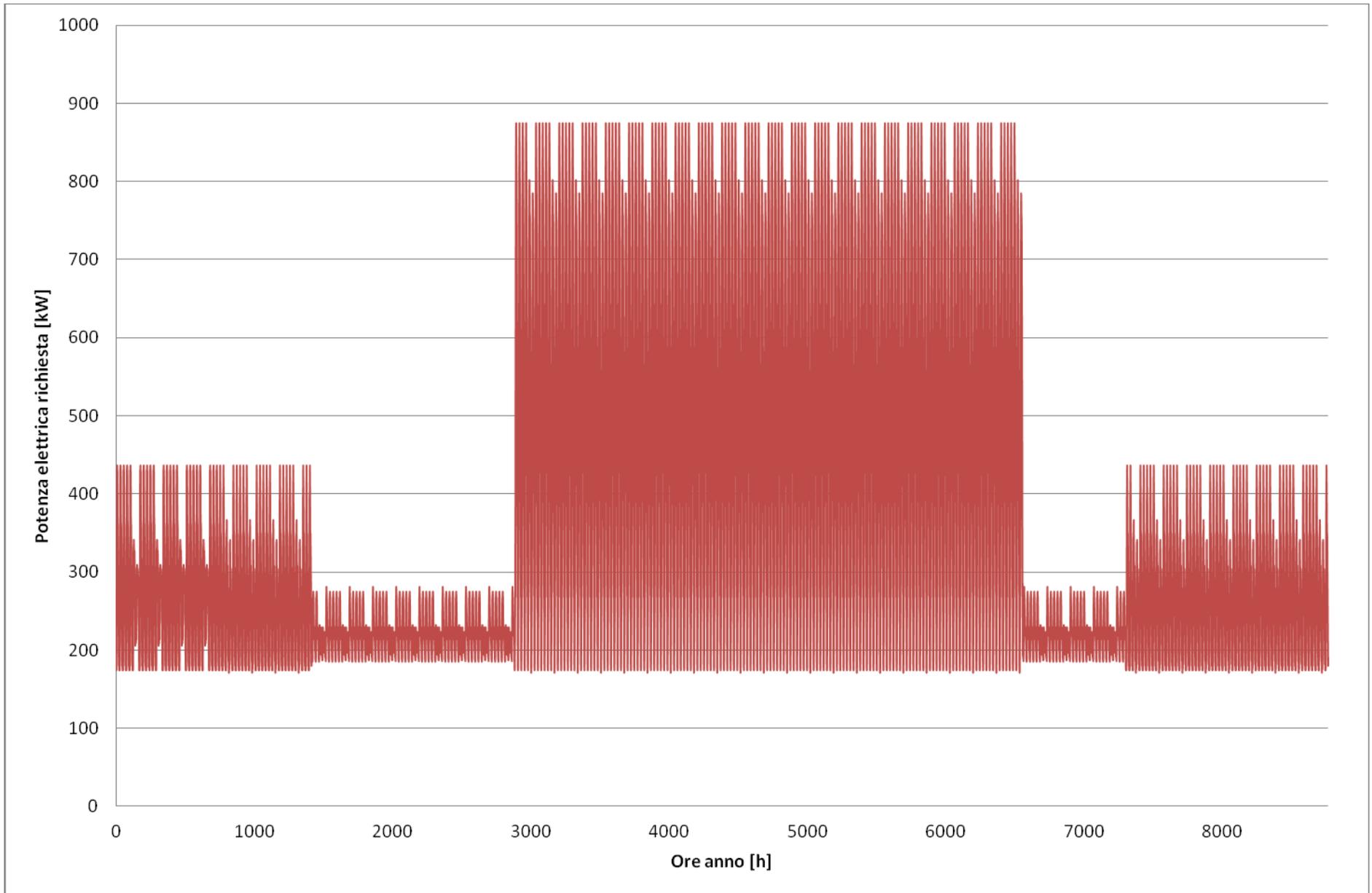


Figura 5.5.34 – Andamento del carico annuo di energia elettrica dell'ospedale

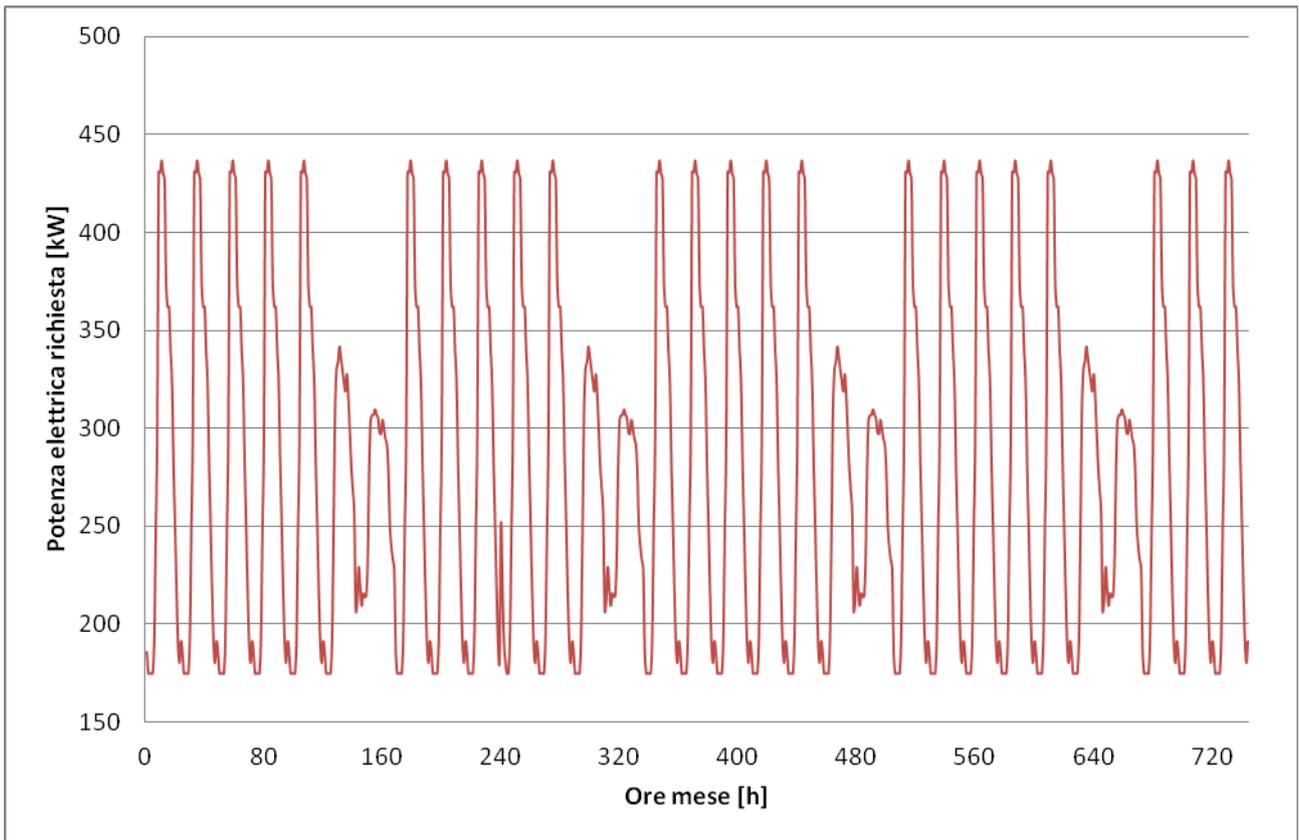


Figura 5.5.35 – Andamento del carico di energia elettrica nel mese di Gennaio

Dalla analisi della curva caratteristica della settimana tipica si riscontra facilmente che l’andamento del consumo nei giorni feriali risulta pressoché identico mentre nei giorni festivi e prefestivi si ha una leggera diminuzione del carico elettrico.

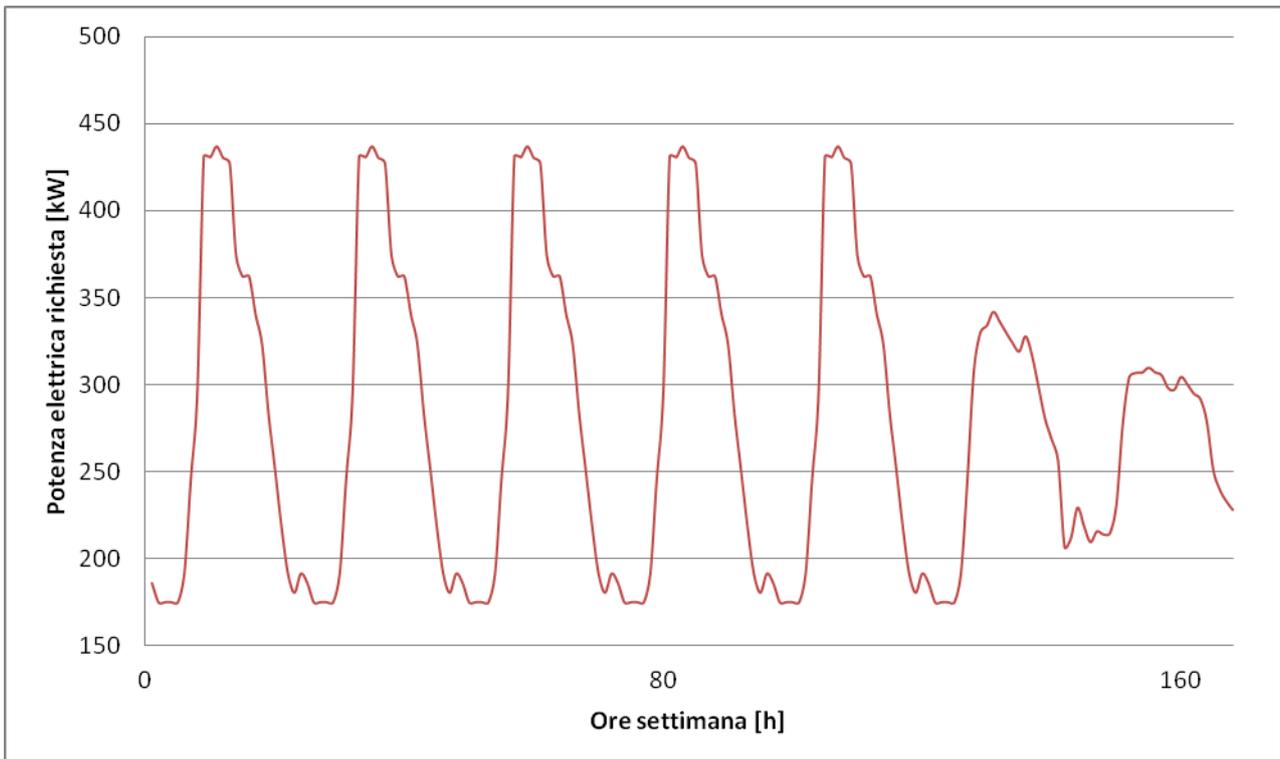


Figura 5.5.36 – Andamento del carico di energia elettrica nella tipica settimana del mese di Gennaio

Analogamente a come fatto per il mese di Gennaio si riportano di seguito gli andamenti mensili e settimanali dei carichi elettrici anche per gli altri mesi dell'anno.

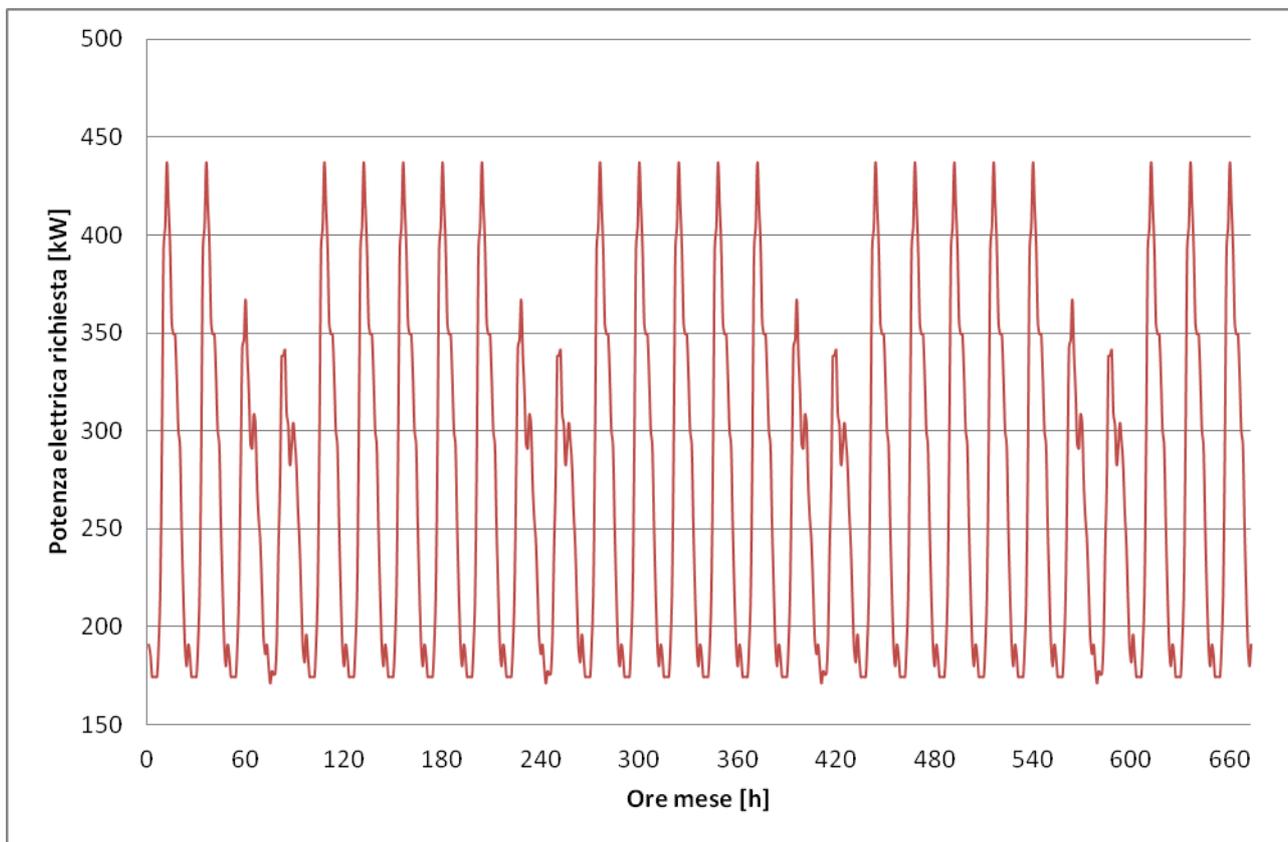


Figura 5.5.37 – Andamento del carico di energia elettrica nel mese di Febbraio

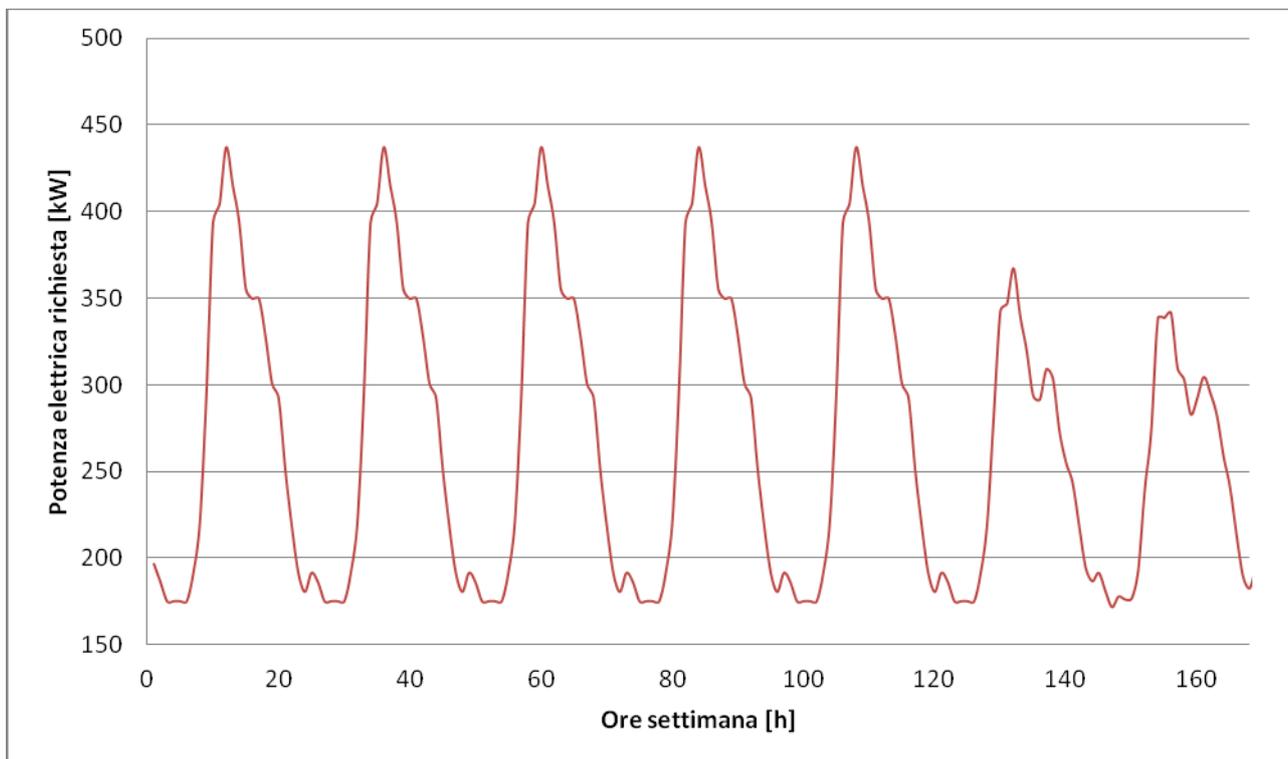


Figura 5.5.38 – Andamento del carico di energia elettrica nella tipica settimana del mese di Febbraio

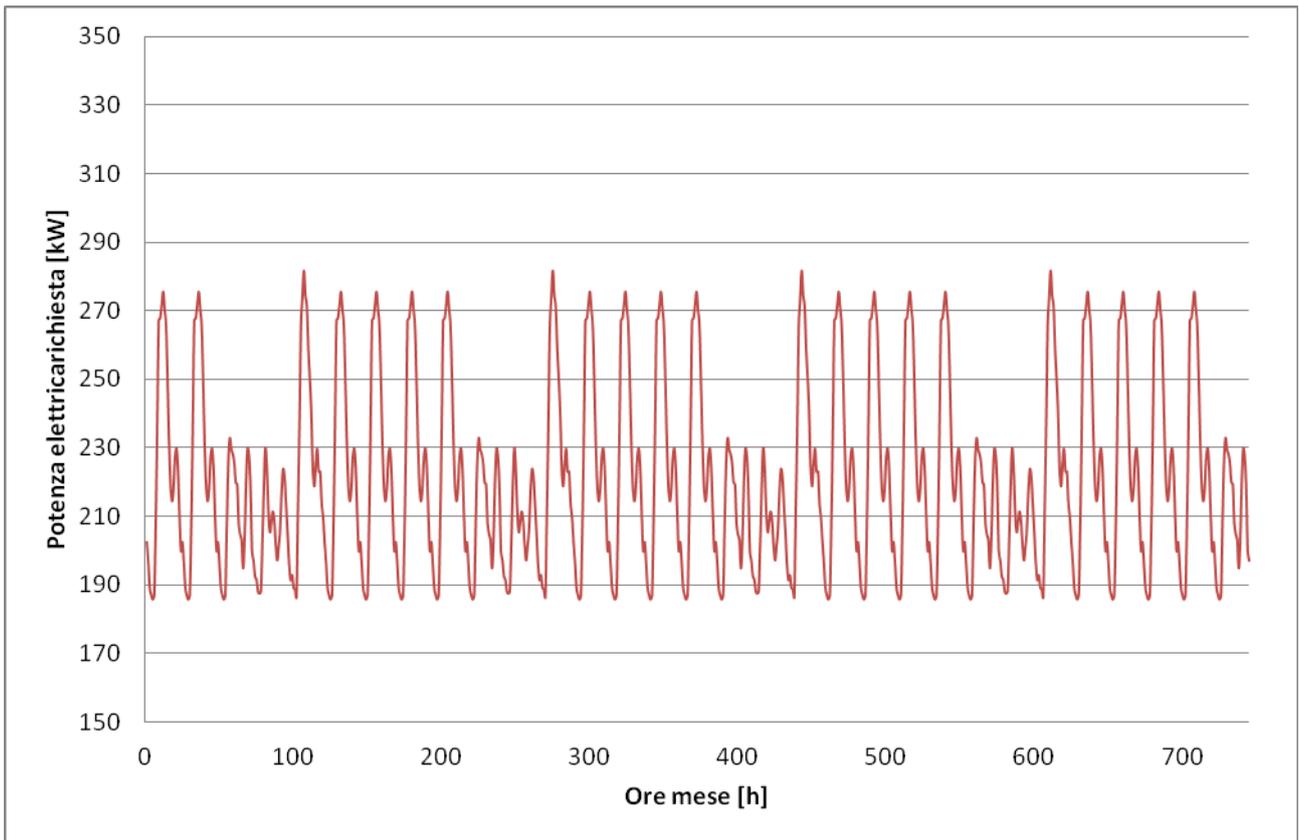


Figura 5.5.39 – Andamento del carico di energia elettrica nel mese di Marzo

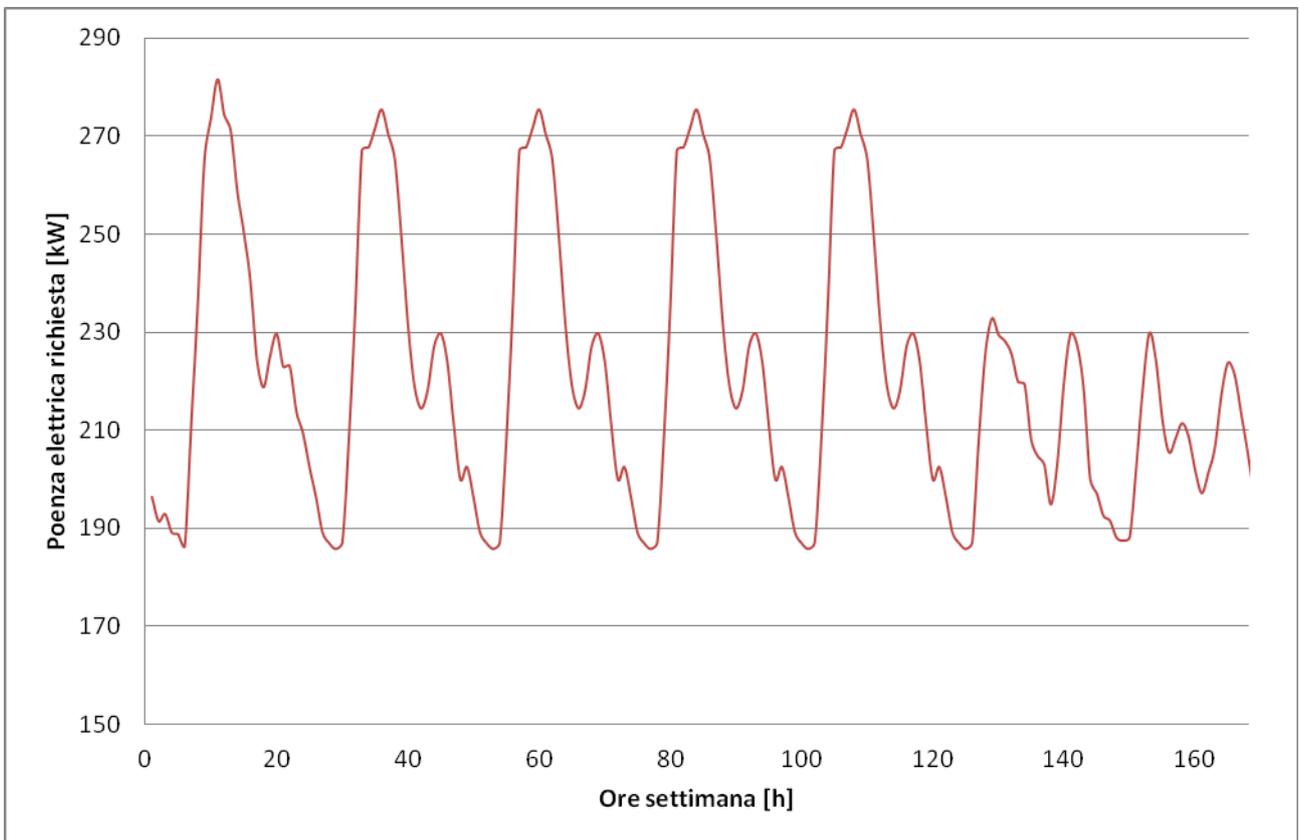


Figura 5.5.40 – Andamento del carico di energia elettrica nella tipica settimana del mese di Marzo

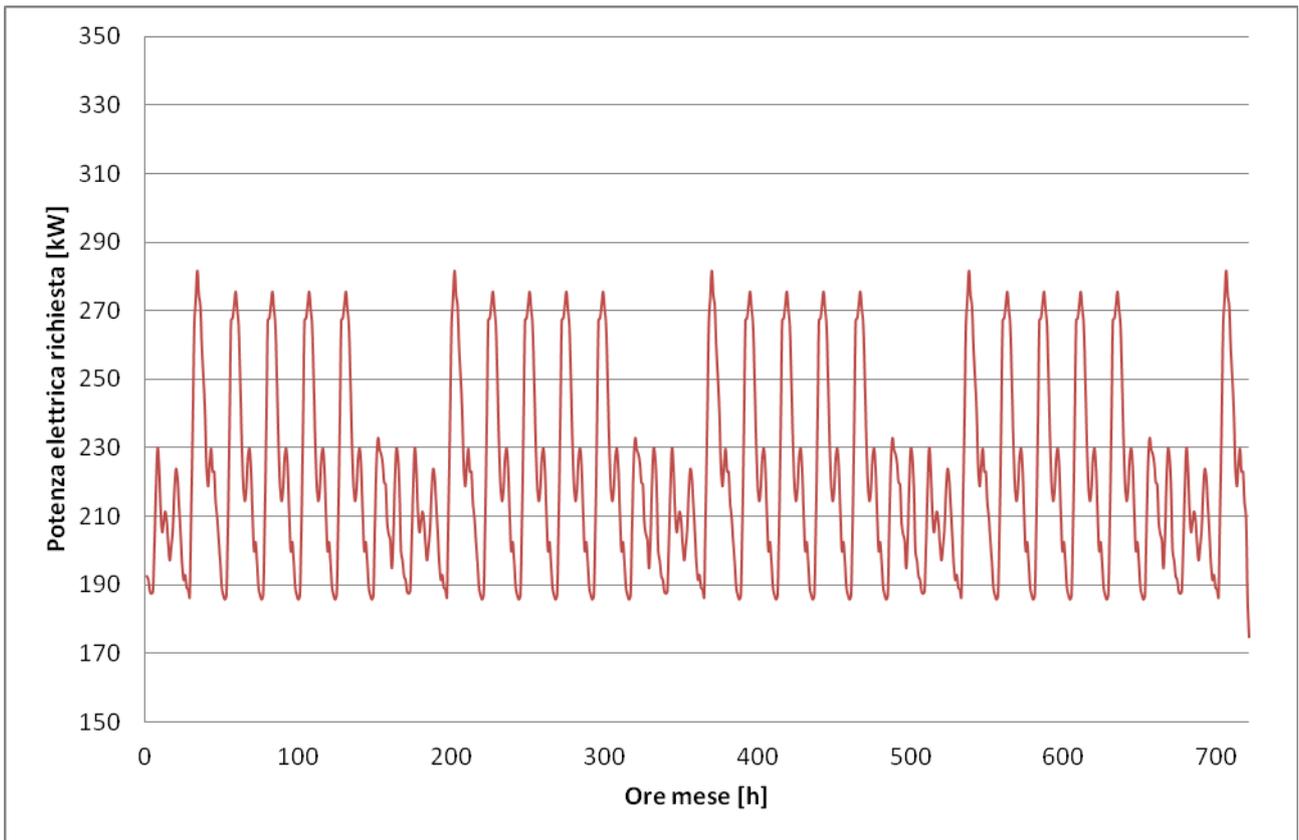


Figura 5.5.41 – Andamento del carico di energia elettrica nel mese di Aprile

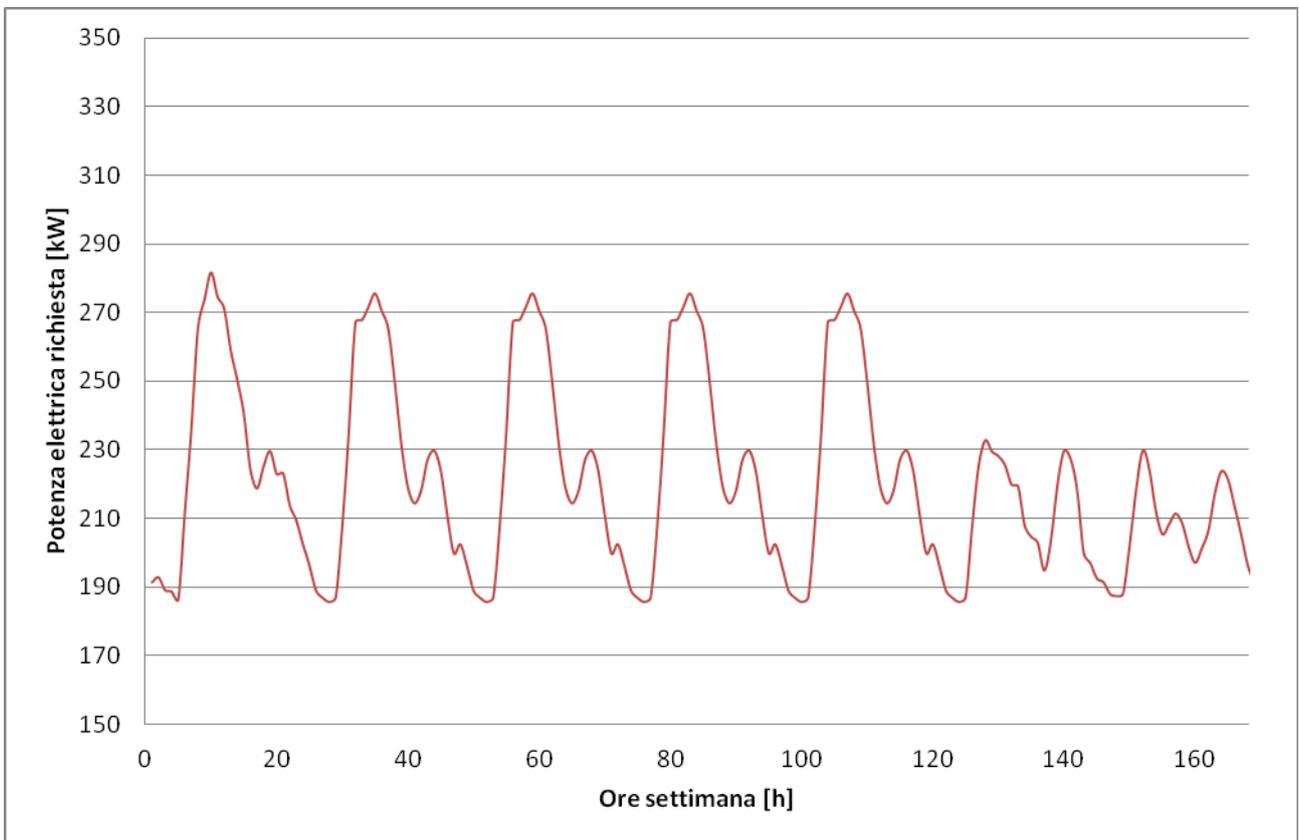


Figura 5.5.42 – Andamento del carico di energia elettrica nella tipica settimana del mese di Aprile

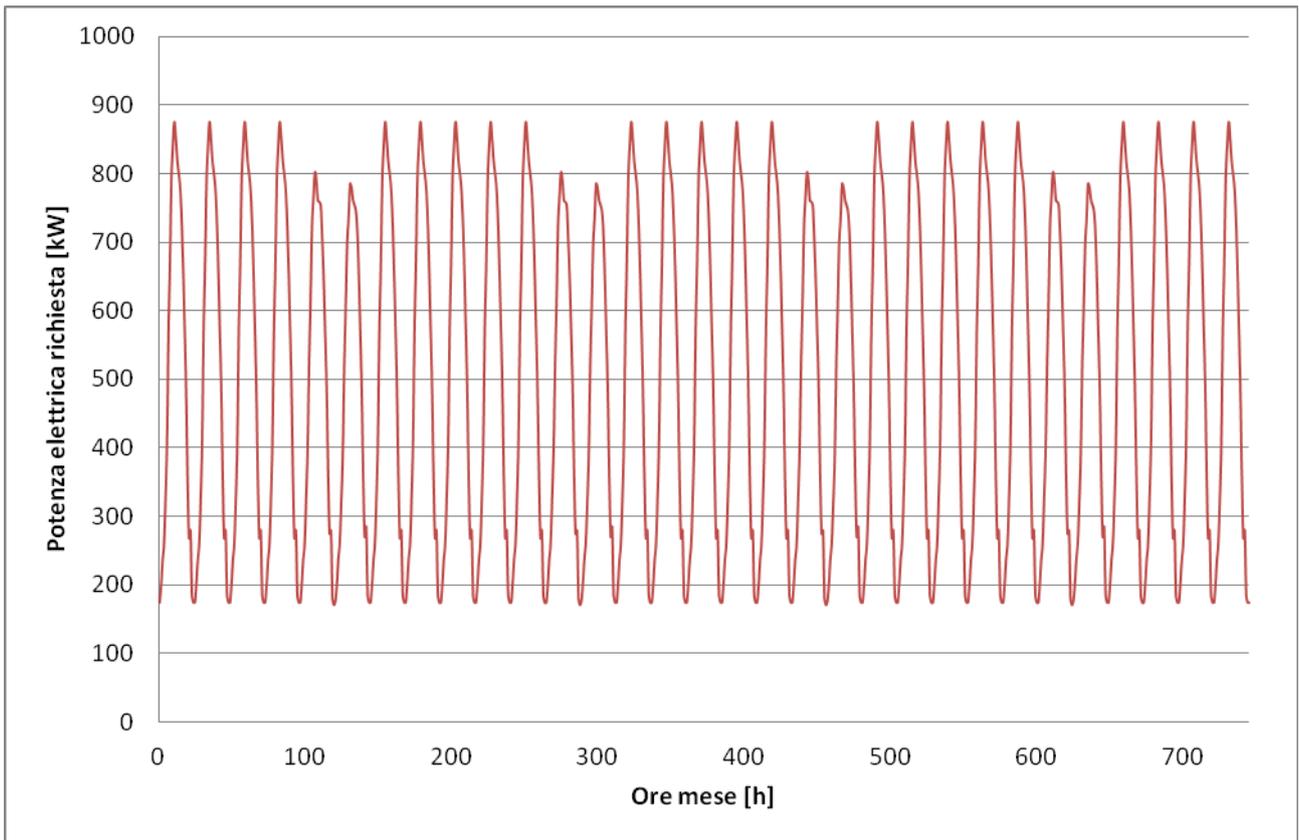


Figura 5.5.43 – Andamento del carico di energia elettrica nel mese di Maggio

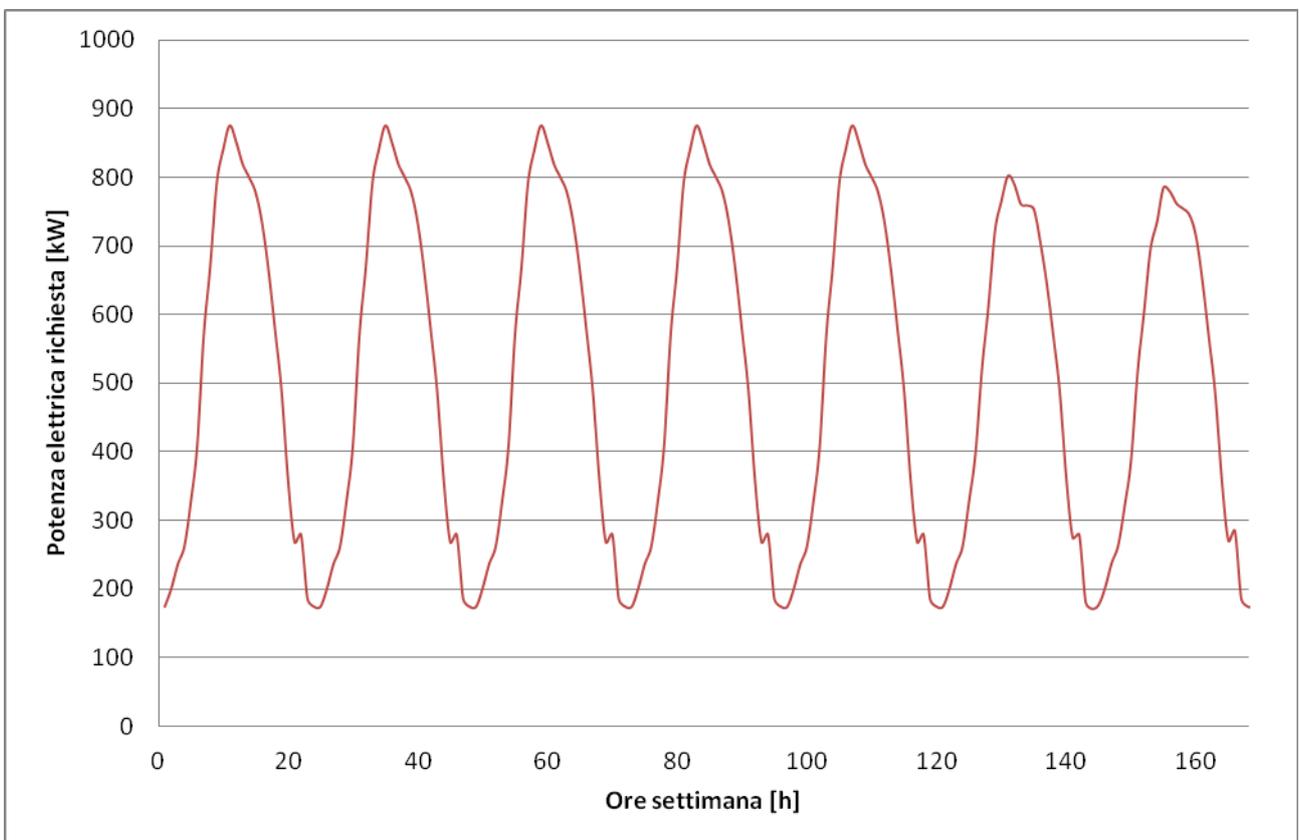


Figura 5.5.44 – Andamento del carico di energia elettrica nella tipica settimana del mese di Maggio

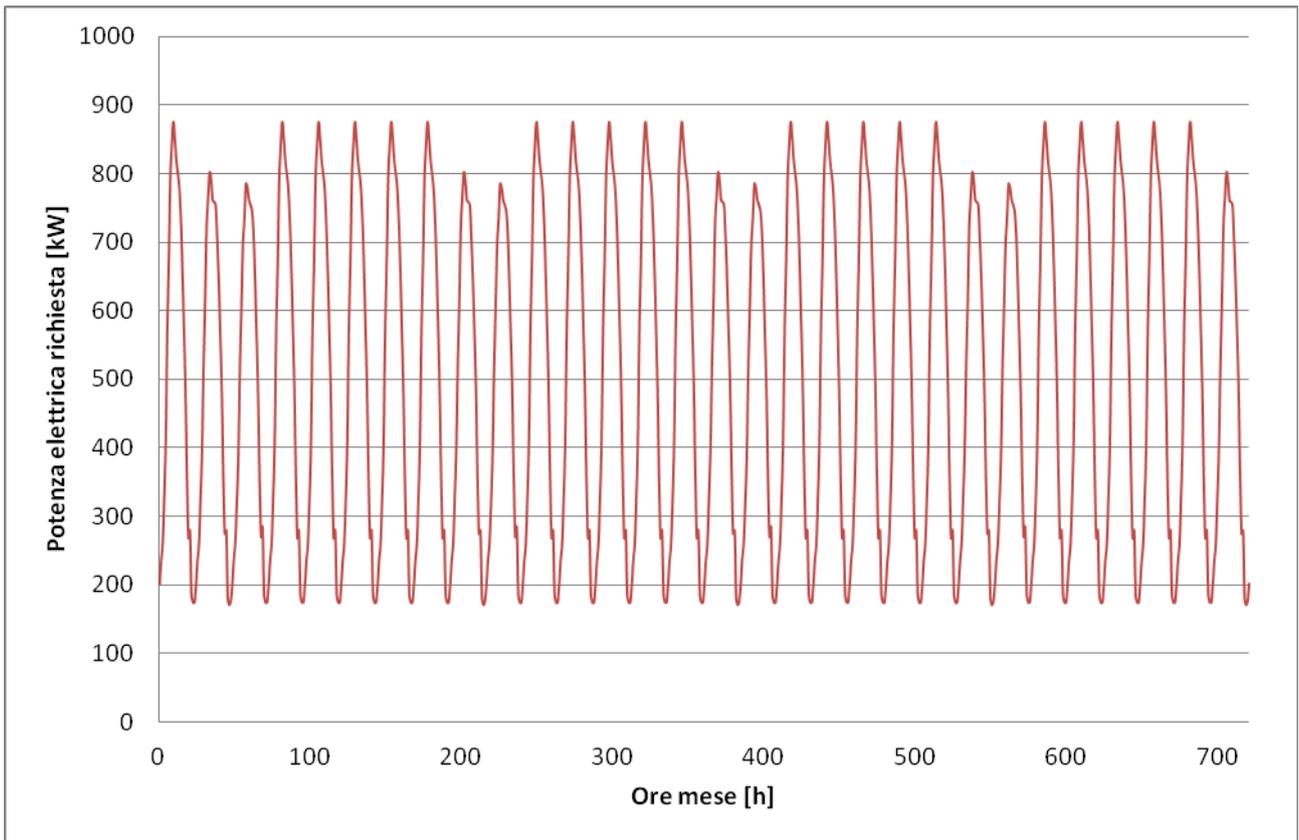


Figura 5.5.45 – Andamento del carico di energia elettrica nel mese di Giugno

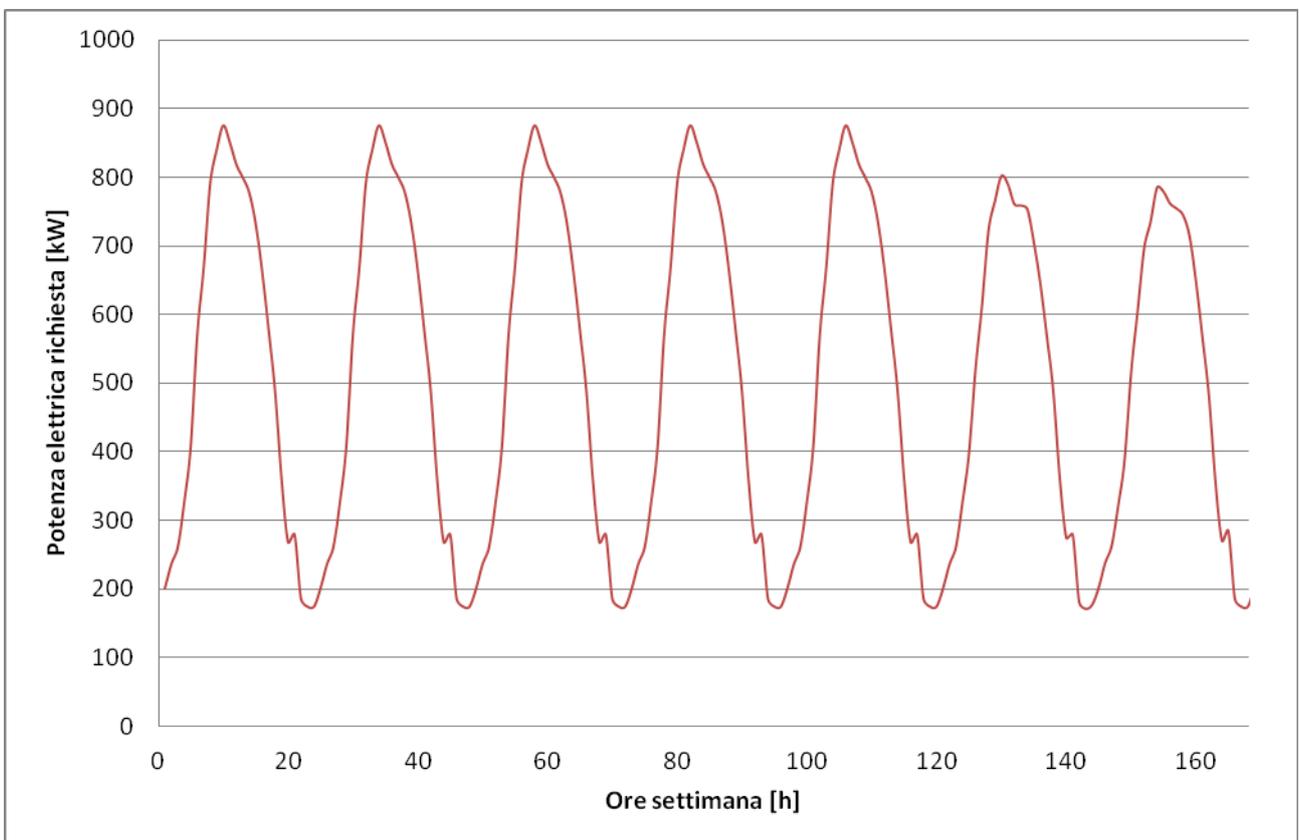


Figura 5.5.46 – Andamento del carico di energia elettrica nella tipica settimana del mese di Giugno

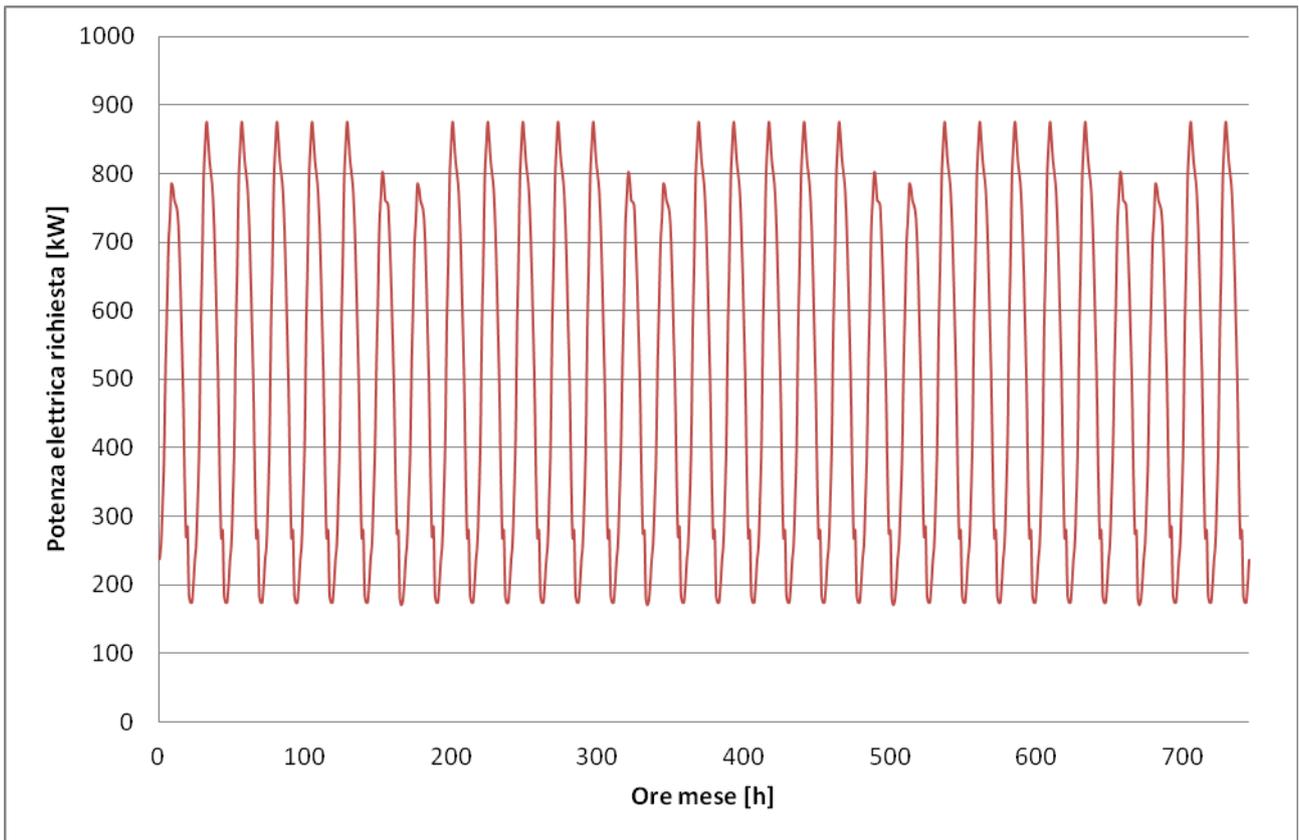


Figura 5.5.47 – Andamento del carico di energia elettrica nel mese di Luglio

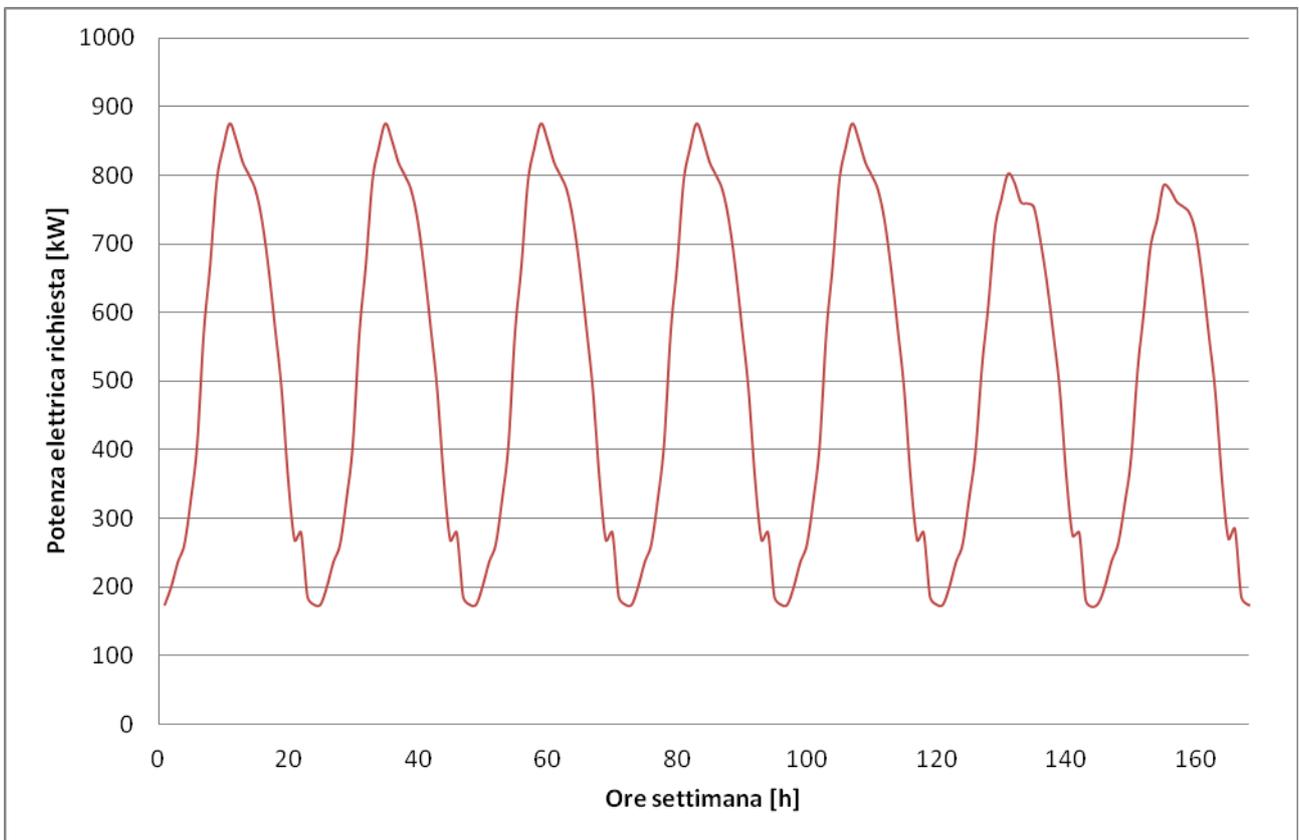


Figura 5.5.48 – Andamento del carico di energia elettrica nella tipica settimana del mese di Luglio

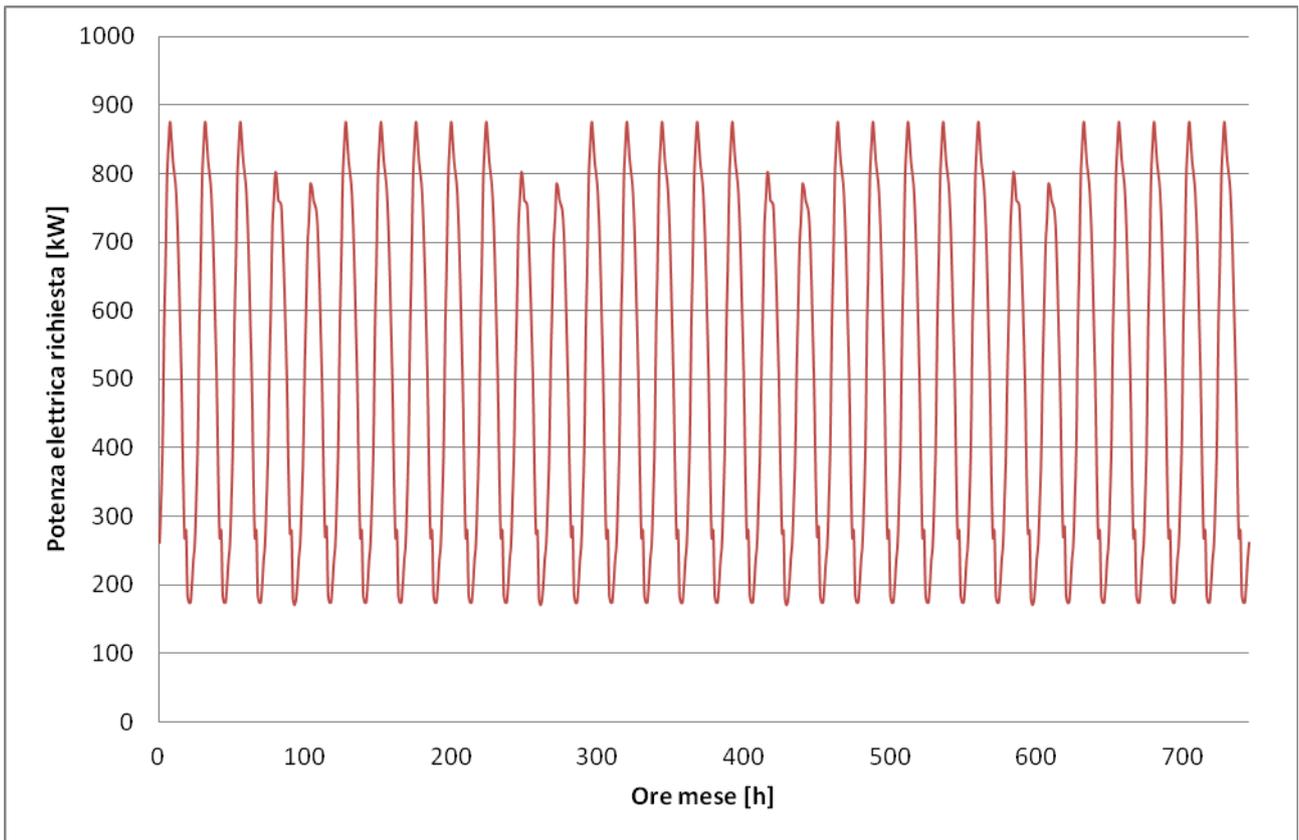


Figura 5.5.49 – Andamento del carico di energia elettrica nel mese di Agosto

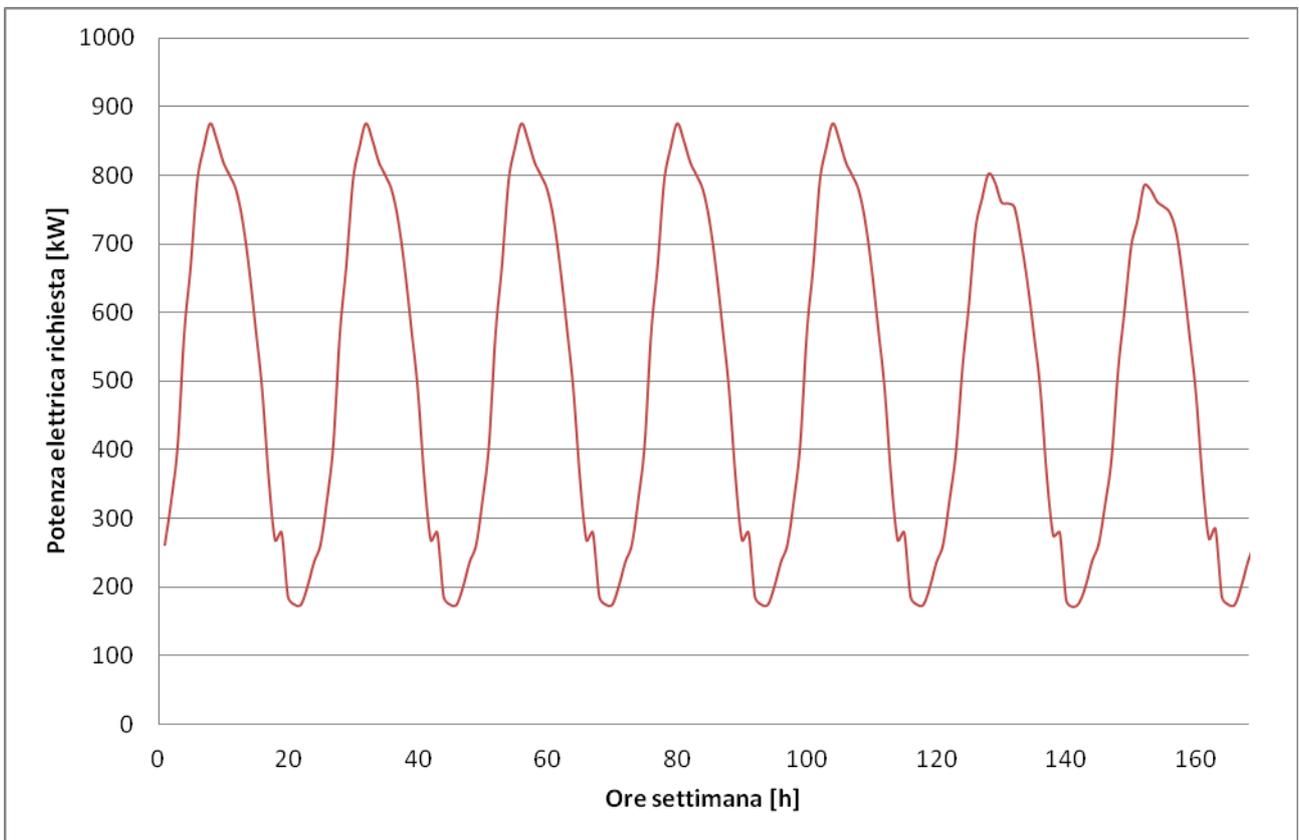


Figura 5.5.50 – Andamento del carico di energia elettrica nella tipica settimana del mese di Agosto

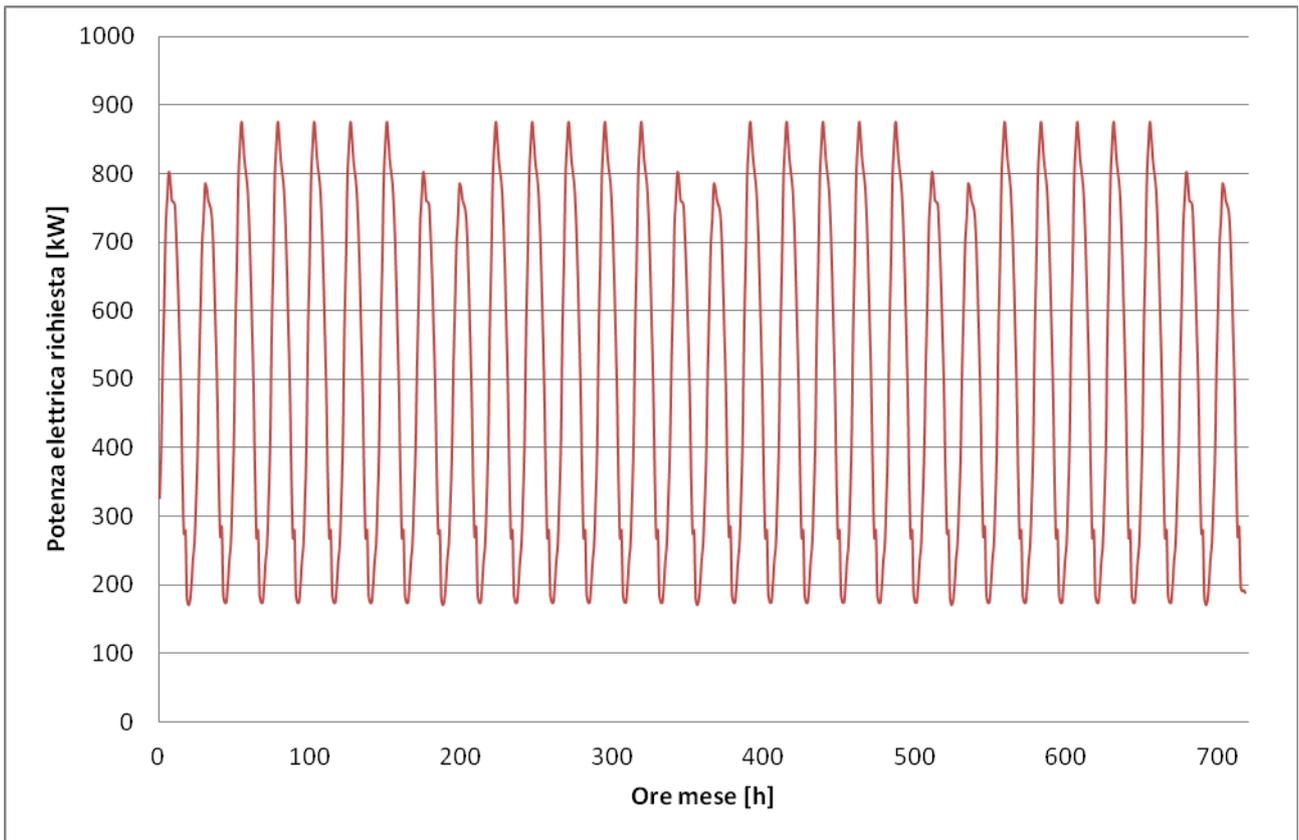


Figura 5.5.51 – Andamento del carico di energia elettrica nel mese di Settembre

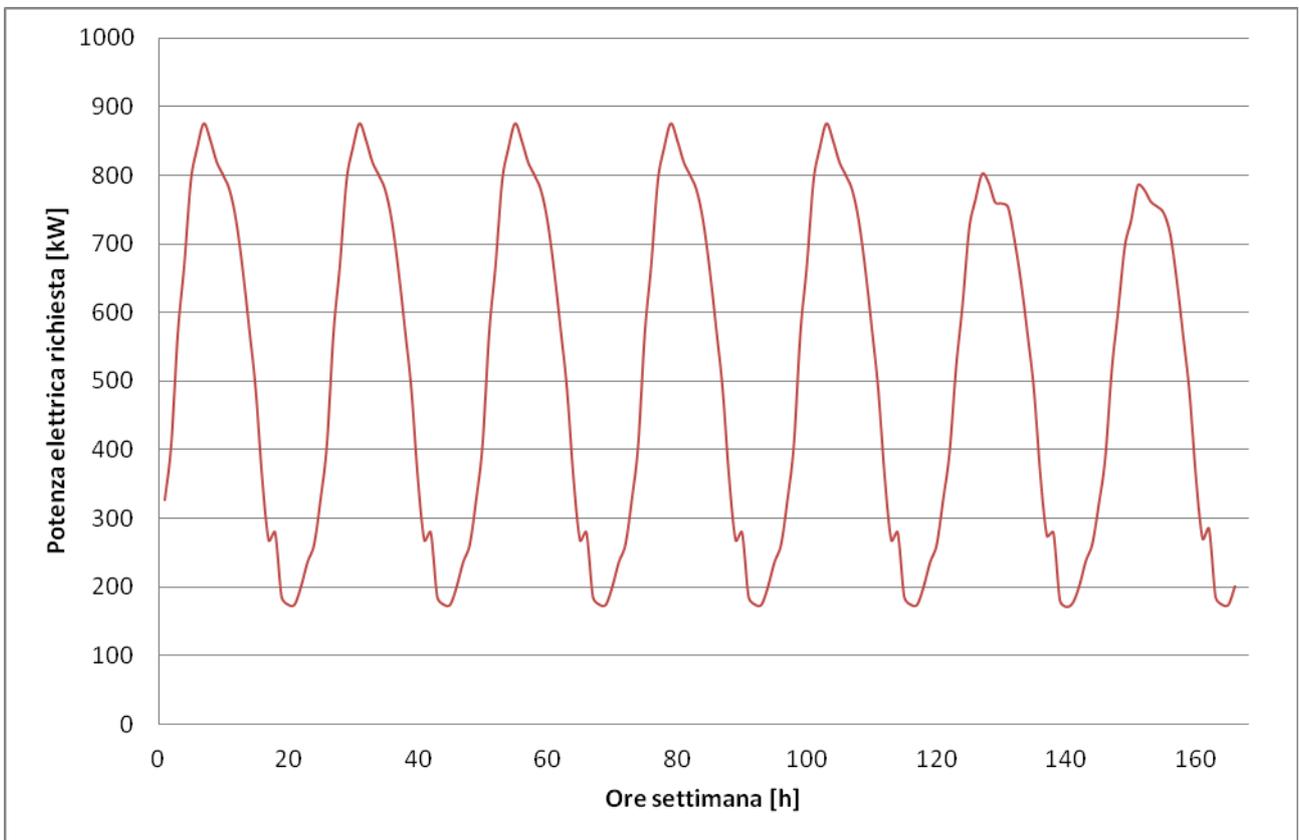


Figura 5.5.52 – Andamento del carico di energia elettrica nella tipica settimana del mese di Settembre

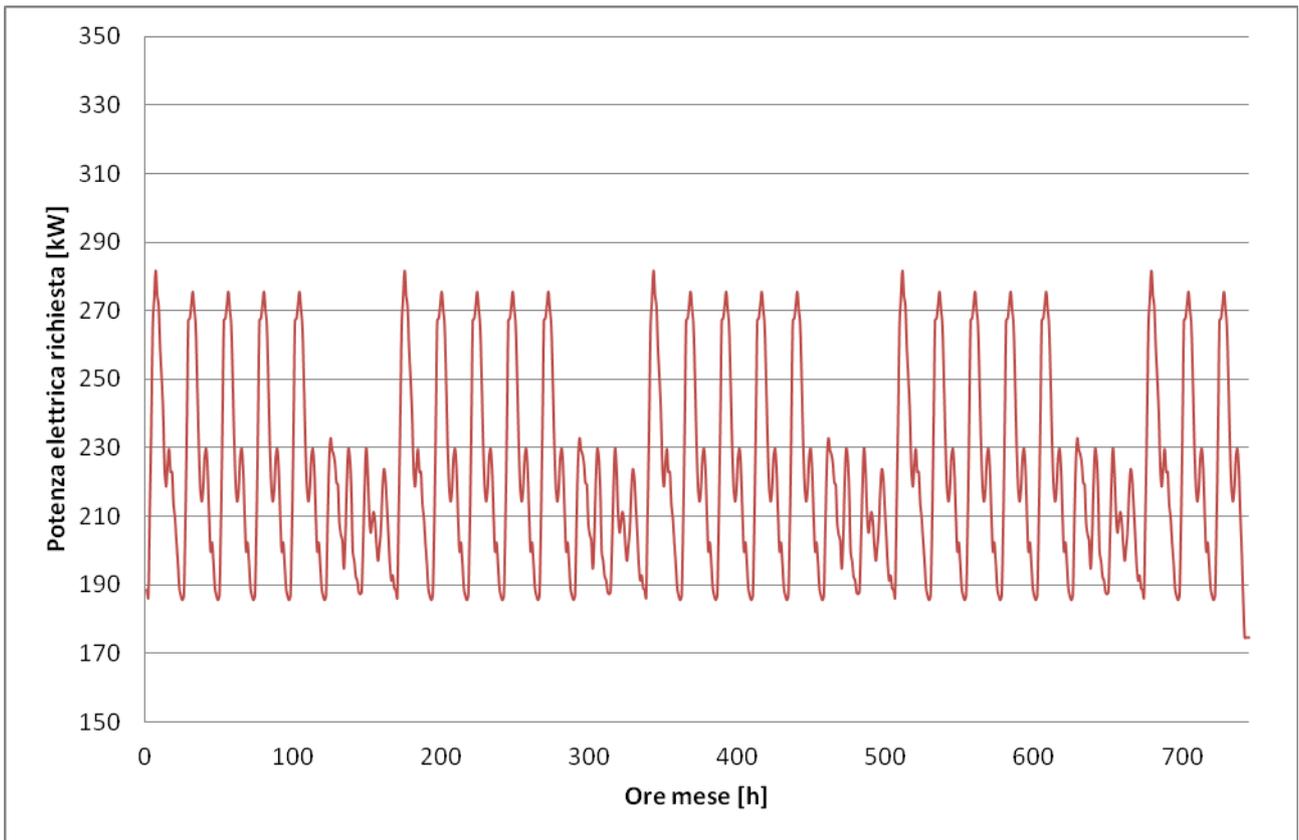


Figura 5.5.53 – Andamento del carico di energia elettrica nel mese di Ottobre

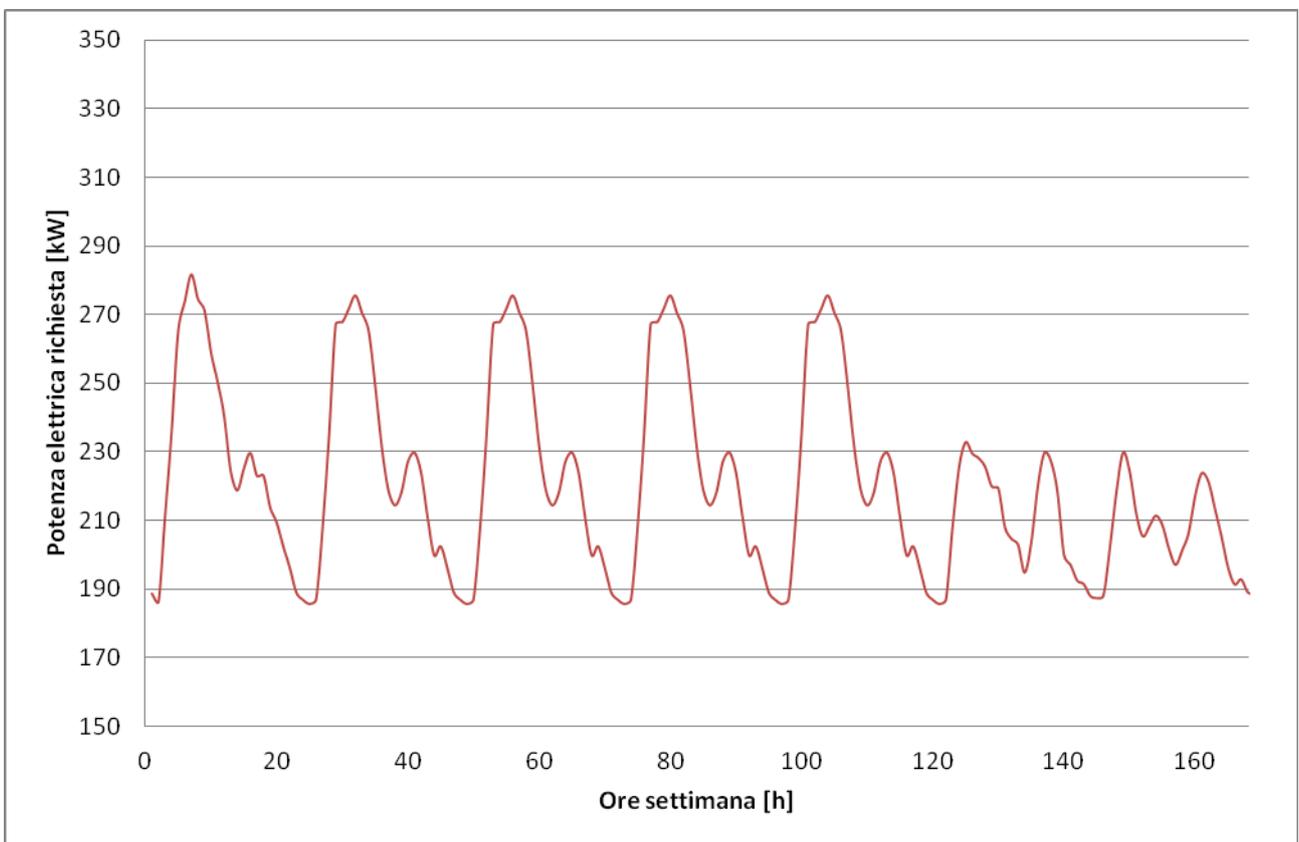


Figura 5.5.54 – Andamento del carico di energia elettrica nella tipica settimana del mese di Ottobre

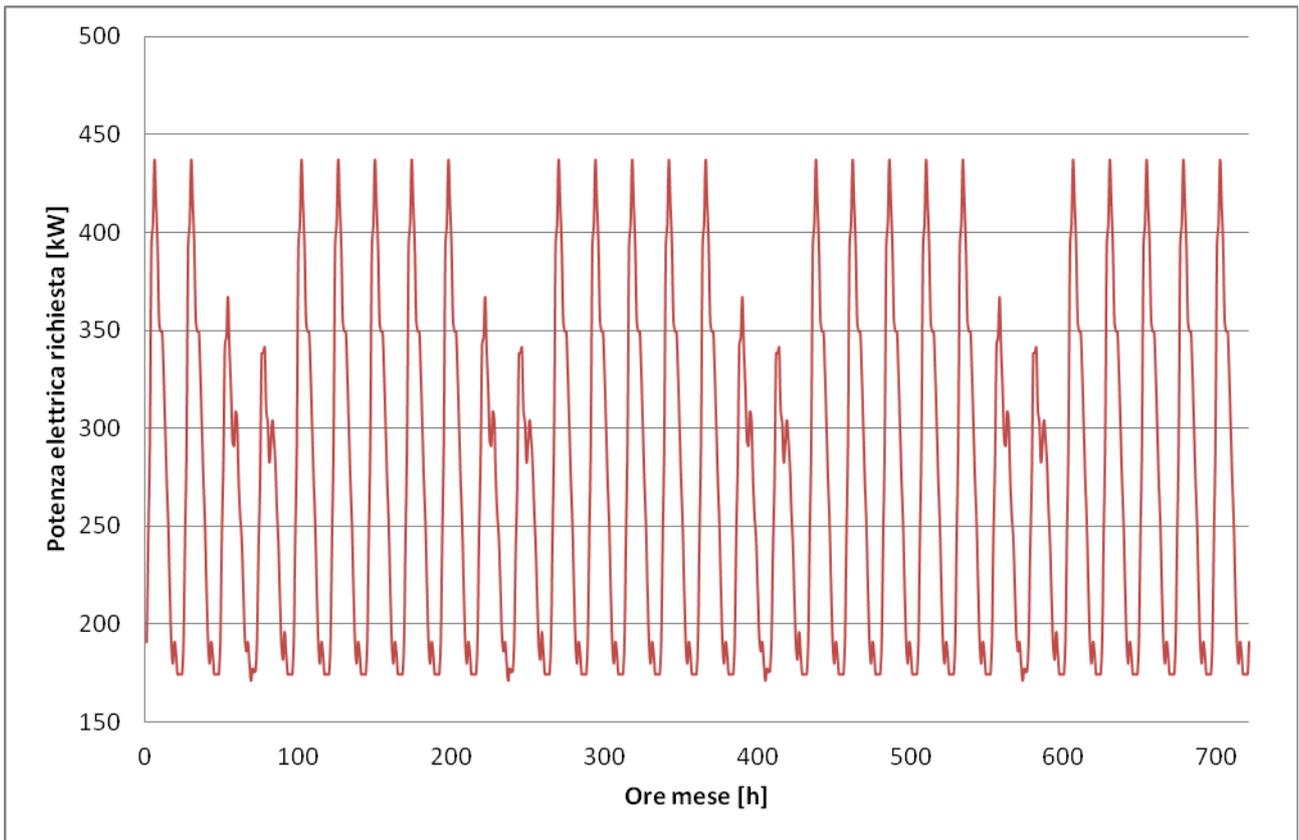


Figura 5.5.55 – Andamento del carico di energia elettrica nel mese di Novembre

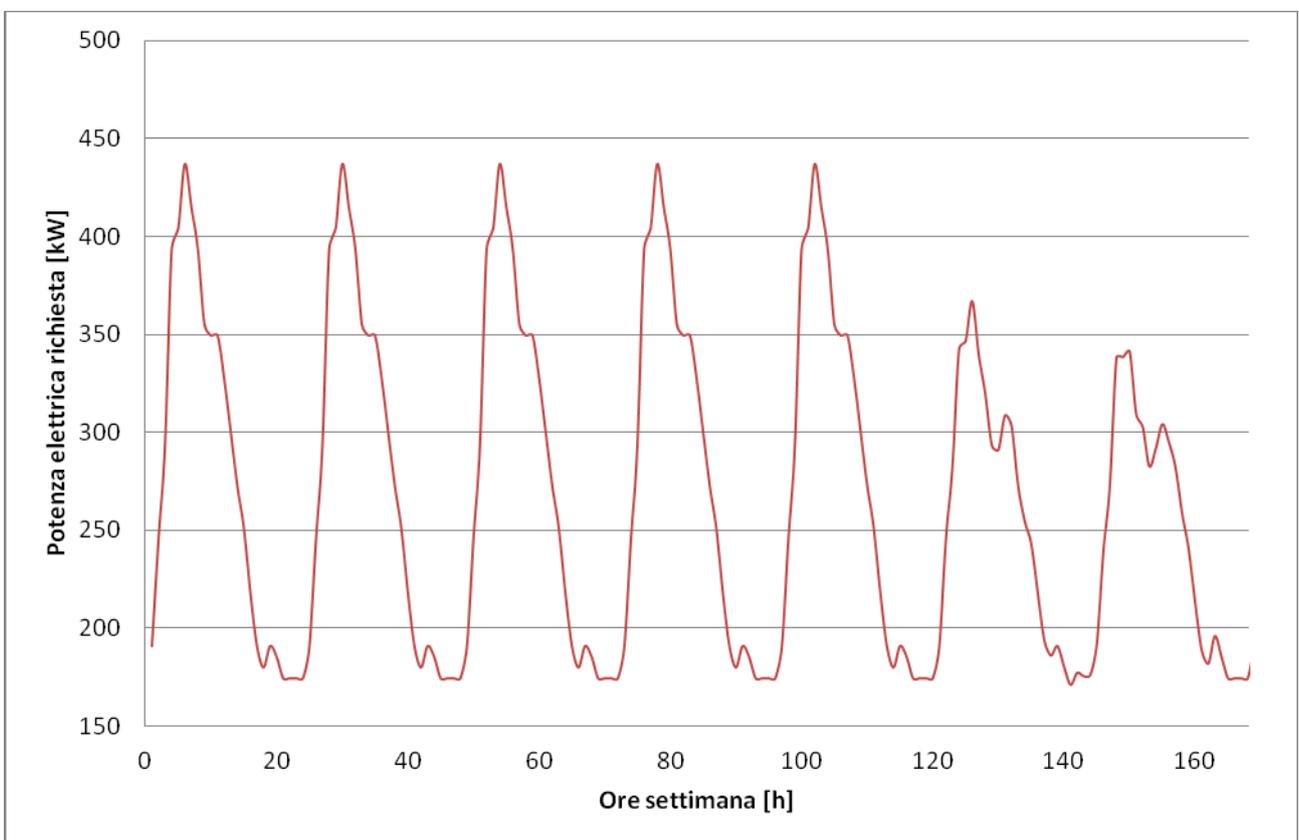


Figura 5.5.56 – Andamento del carico di energia elettrica nella tipica settimana del mese di Novembre

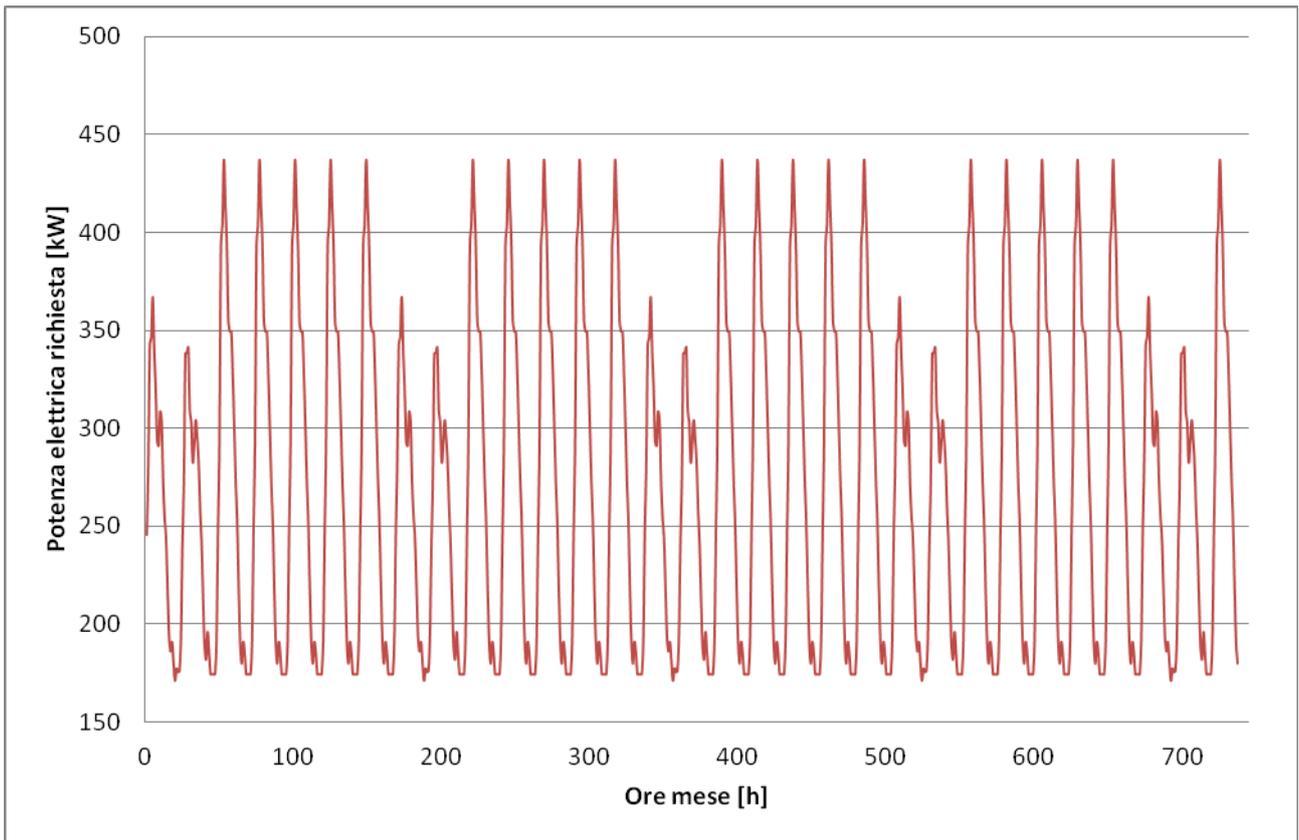


Figura 5.5.57 – Andamento del carico di energia elettrica nel mese di Dicembre

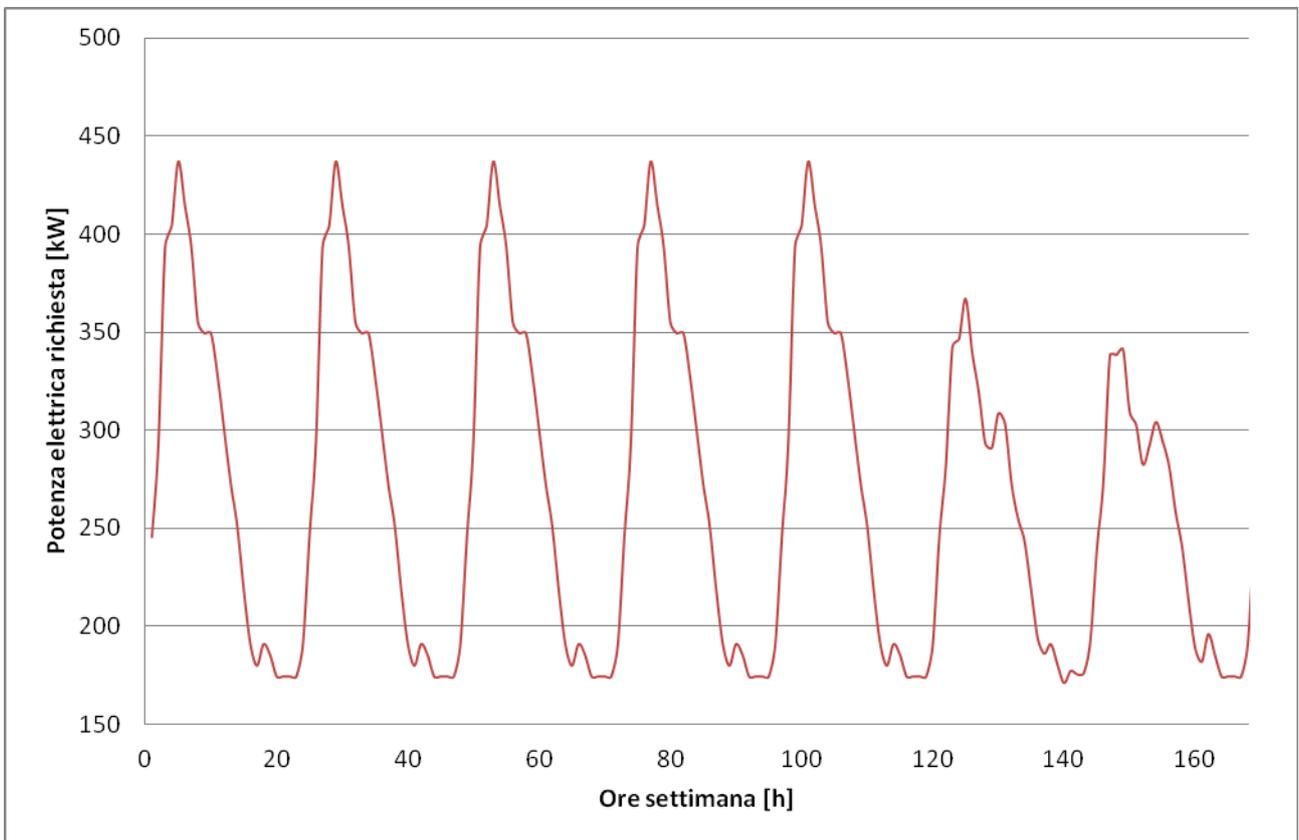


Figura 5.5.58 – Andamento del carico di energia elettrica nella tipica settimana del mese di Dicembre

5.6 Analisi dei risultati conseguibili con l'applicazione co-trigenerativa

Si analizzeranno nel seguito i risultati conseguibili mediante la realizzazione di un impianto co-trigenerativo a servizio dell'utenza ospedaliera oggetto di studio. I risultati sono fortemente influenzati da numerose variabili quali ad esempio: le caratteristiche del cogeneratore, la distribuzione dei carichi dell'utenza, la modalità di gestione dell'impianto, il costo dei vettori energetici, ecc.. Inoltre lo scenario normativo e tariffario di riferimento è soggetto a continue modifiche che rendono ancor più difficoltoso determinare con certezza i vantaggi derivanti dalla produzione combinata di energia.

Utilizzando gli andamenti delle curve di carico termico ed elettrico desunte dalla simulazione in Trnsys e relative all'Ospedale San Giovanni Bosco di Napoli, si è proceduto ad effettuare una analisi dei vantaggi conseguibili dall'impiego di tale tecnologia. E' stato anche possibile confrontare i risultati ottenuti impiegando le due metodologie, utilizzate in tali applicazioni, ossia quella massimizzazione della redditività economica e quella del risparmio di energia primaria, verificando se vi sia convergenza nei risultati.

5.6.1 Configurazione cogenerativa

Si è inizialmente proceduto ad analizzare i risultati conseguibili mediante una configurazione impiantistica di tipo cogenerativo rappresentata nella seguente Figura 5.6.1.1. Tale configurazione consta di due circuiti, il primo lato cogeneratore ed il secondo lato utenza, accoppiati attraverso uno scambiatore di calore.

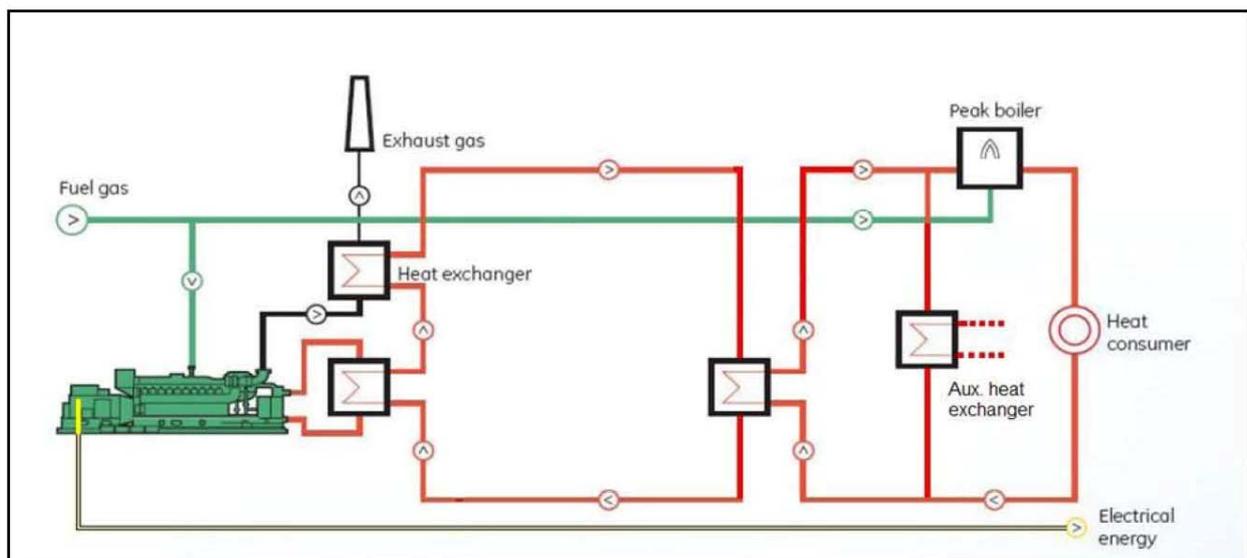


Figura 5.6.1.1 – Schema dell'impianto di cogenerazione (fonte Jenbacher Italia)

Per procedere alla scelta della taglia del cogeneratore è stata condotta una analisi di sensibilità dei carichi termici (risc. + acs.) ed elettrici dell'utenza ospedaliera, diagrammando i carichi dell'utenza con ordinamento decrescente al variare delle ore di richiesta e confrontandoli con le taglie di cogeneratori presenti sul mercato europeo (Figure 5.6.1.2 e 5.6.1.3).

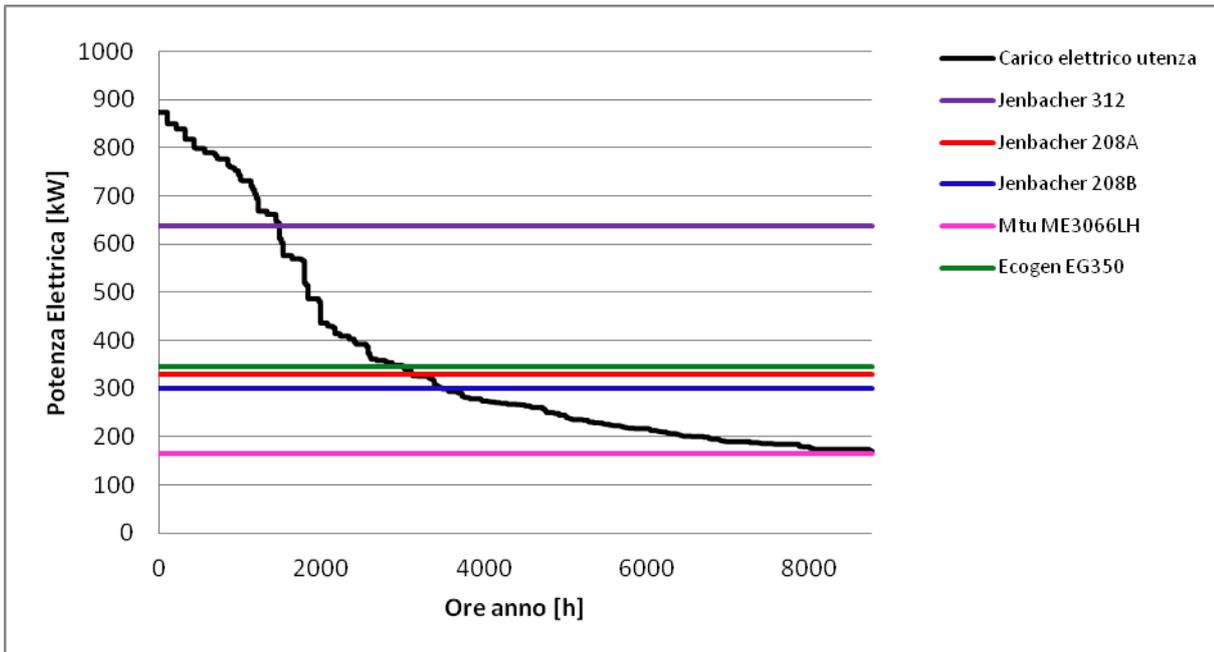


Figura 5.6.1.2 – Analisi di sensibilità del carico elettrico

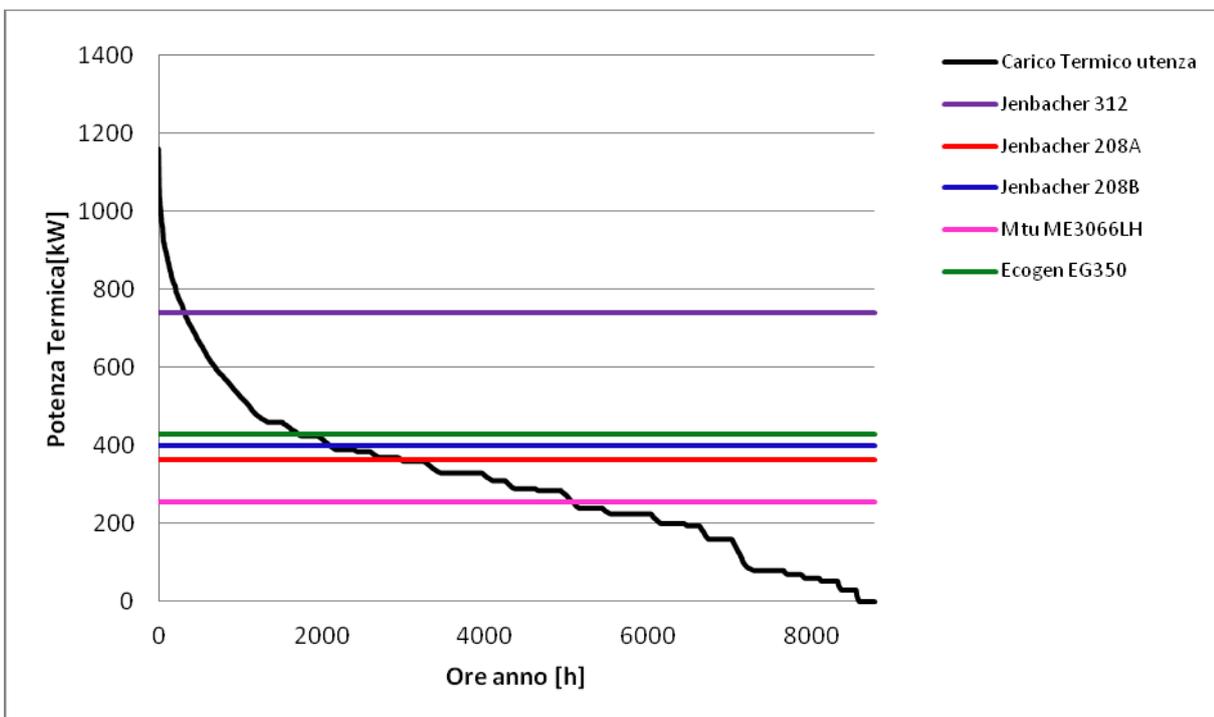


Figura 5.6.1.3 – Analisi di sensibilità del carico termico

Analizzando gli andamenti delle curve caratteristiche dell'analisi di sensibilità del carico elettrico, si nota che il cogeneratore Jenbacher 312 risulta sovradimensionato rispetto alle esigenze elettriche producendo eccedenze superate 1800 ore di funzionamento annue. Si sono quindi selezionati cogeneratori di taglia intorno ai 300 kW_e (Jenbacher 208A, Jenbacher 208B ed Ecogen EG350) a cui corrispondono una produzione di eccedenze superate 3800 ore di funzionamento annue. E' stato selezionato infine il cogeneratore Mtu ME3066LH di piccola taglia (165 kW_e) a cui non si associano eccedenze elettriche durante l'anno.

Più significativa è l'analisi di sensibilità termica, dovuta al fatto che rispetto al caso elettrico in cui un eventuale eccedenza viene comunque ceduta alla rete ed a cui è associato un introito economico, nel caso dell'energia termica una eccedenza è associata ad una dissipazione che influenza in modo rilevante la variazione del rendimento termico effettivo orario e di conseguenza il risparmio energetico conseguibile valutato tramite il REP. In base a quanto detto l'effettivo dimensionamento della taglia del cogeneratore deve essere effettuata utilizzando la metodologia dell'inseguimento del carico termico. Analizzando quindi il diagramma dell'analisi di sensibilità del carico termico si riscontra che il cogeneratore Jenbacher 312 risulta sovradimensionato rispetto alle esigenze termiche producendo eccedenze in misura tale da inficiare l'obiettivo del risparmio energetico (eccedenze dopo appena 750 ore/anno), mentre gli altri cogeneratori selezionati hanno una potenzialità termica che li rendono in prima approssimazione energeticamente validi.

Sulla base dei risultati dell'analisi di sensibilità si è scelto di selezionare il cogeneratore Jenbacher 208B a titolo di esempio applicativo.

Il dimensionamento e quindi la selezione del modello di cogeneratore verranno verificati impiegando sia la modalità di gestione finalizzata alla massimizzazione del risultato economico che quella finalizzata al risparmio energetico conseguibile, confrontando i risultati ottenuti.

Soluzione cogenerativa costituita dal motore Jenbacher 208B da 300 kW_e.

Modalità di gestione degli impianti di cogenerazione finalizzata alla massimizzazione del risultato economico.

Applicando la modalità di gestione degli impianti di cogenerazione al caso dell'utenza dell'Ospedale San Giovanni Bosco in Napoli, caratterizzata dalle curve di richiesta termica ed elettrica richiamate in precedenza, considerando le fasce orarie di acquisto dell'energia elettrica di cui alla delibera AEEG 181/06 in cui sono suddivise le varie ore dei giorni settimanali come riportato nella Figura 5.6.1.4, è stato realizzato un programma di calcolo che consente una rapida determinazione del CE_{u_{cog}}(h) (costo del kWh di energia elettrica cogenerata) e del CE_{u_{erif},F_i}(h) (costo dell'energia elettrica di riferimento nella generica fascia oraria F_i), calcolati utilizzando le

formulazioni riportate nel paragrafo 5.4. E' stata determinata la variazione di costo del kWh elettrico espresso dalla relazione $\Delta CE_{ue}(h) = CE_{ueRif,Fi}(h) - CE_{uecog}(h)$ a cui viene associato un "coefficiente di utilizzazione" 0-1, corrispondente ad una logica di funzionamento del tipo ON/OFF dell'impianto. Quando la grandezza $\Delta CE_{ue}(h)$ risulta minore di un valore di soglia, il "coefficiente di utilizzazione" verrà posto pari a 0 e quindi l'impianto risulterà spento.

FASCE ORARIE 2007 (DELIBERA AEEG 181/06)																								
LUNEDI'-DOMENICA																								
Ore:	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23
lunedì	F3	F2	F1	F2	F2	F2	F2	F3																
martedì	F3	F2	F1	F2	F2	F2	F2	F3																
mercoledì	F3	F2	F1	F2	F2	F2	F2	F3																
giovedì	F3	F2	F1	F2	F2	F2	F2	F3																
venerdì	F3	F2	F1	F2	F2	F2	F2	F3																
sabato	F3	F2	F3																					
domenica	F3																							

FESTIVITA' INFRASETTIMANALI (*)																								
Ore:	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23
1 gen - 31 dic	F3																							

(*) 1 e 6 gennaio, 9 aprile 2007 (lunedì dell'Angelo), 25 aprile, 1 maggio, 2 giugno, 15 agosto, 1 novembre, 8, 25 e 26 dicembre

Figura 5.6.1.4 – Fasce orarie per la tariffa multioraria

Per la determinazione dei risultati economici caratteristici della configurazione impiantistica applicando questa modalità di gestione si utilizzeranno i parametri tecnico-economici di riferimento, relativi al costo dell'energia elettrica, del gas, costi di manutenzione, ecc., riportati nella seguente Tabella 5.6.1.1.

T [€/Nm ³]	I _{um} [€/Nm ³]	M [€/kWh]	P _{ueF1} [€/kWh]	P _{ueF2} [€/kWh]	P _{ueF3} [€/kWh]	C _{ueF1} [€/kWh]	C _{ueF2} [€/kWh]	C _{ueF3} [€/kWh]
0,38	0,0187	0,015	0,12	0,096	0,065	0,16	0,117	0,088
H _i [kWh/Nm ³]	η _{e,RIF}	η _c						
9,58	0,46	0,9						

Tabella 5.6.1.1 – Parametri tecnico-economici di riferimento

Si è supposto di alimentare l'utenza ad una temperatura variabile tra il valore di uscita dallo scambiatore ed il valore massimo di esercizio, ogni qual volta il carico termico richiesto dall'utenza risulti essere minore o uguale al quello erogato dal cogeneratore ($P_t \leq P_{t\text{nom}}$). Invece nelle ore in cui

$P_t > P_{\text{nom}}$ si adegua il carico termico richiesto dall'utenza facendo ricorso all'energia termica erogata da una caldaia di integrazione (Peak boiler).

Si riportano nel seguito i risultati ottenuti applicando la modalità di gestione finalizzata alla massimizzazione del risultato economico al caso della soluzione Jenbacher 208B, che si rappresentano nelle Figure 5.6.1.5, 5.6.1.6, 5.6.1.7, 5.6.1.8, 5.6.1.9, 5.6.1.10, 5.6.1.11, 5.6.1.12, 5.6.1.13, 5.6.1.14, 5.6.1.15, 5.6.1.16, relativi alla variazione del rendimento termico effettivo, alle integrazioni e dissipazioni termiche ed infine al raffronto del carico termico richiesto con quello generato dall'impianto valutati sia su base annua che rispetto a tre mesi presi a riferimento (Gennaio, Aprile e Luglio) che consente di valutare la bontà della soluzione proposta.

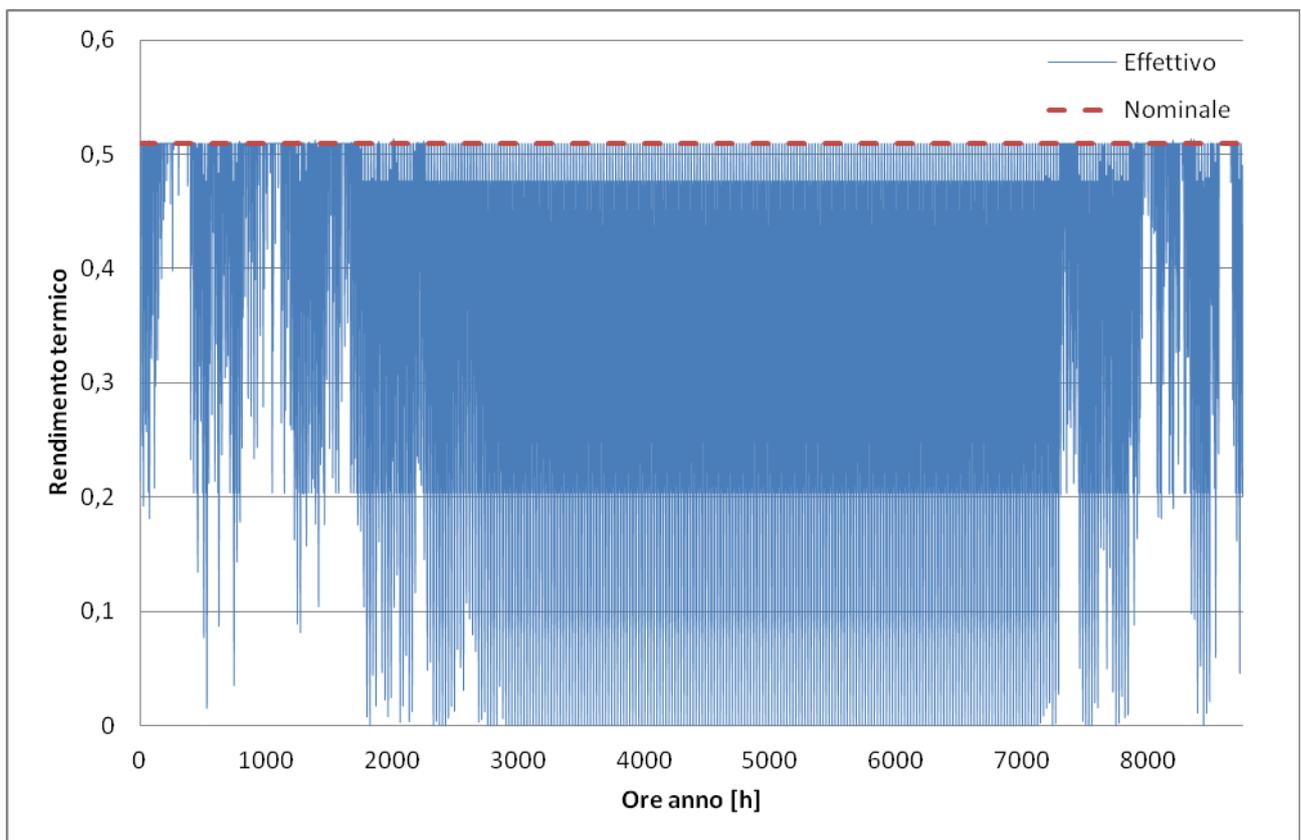


Figura 5.6.1.5 – Andamento rendimento termico effettivo su base annua

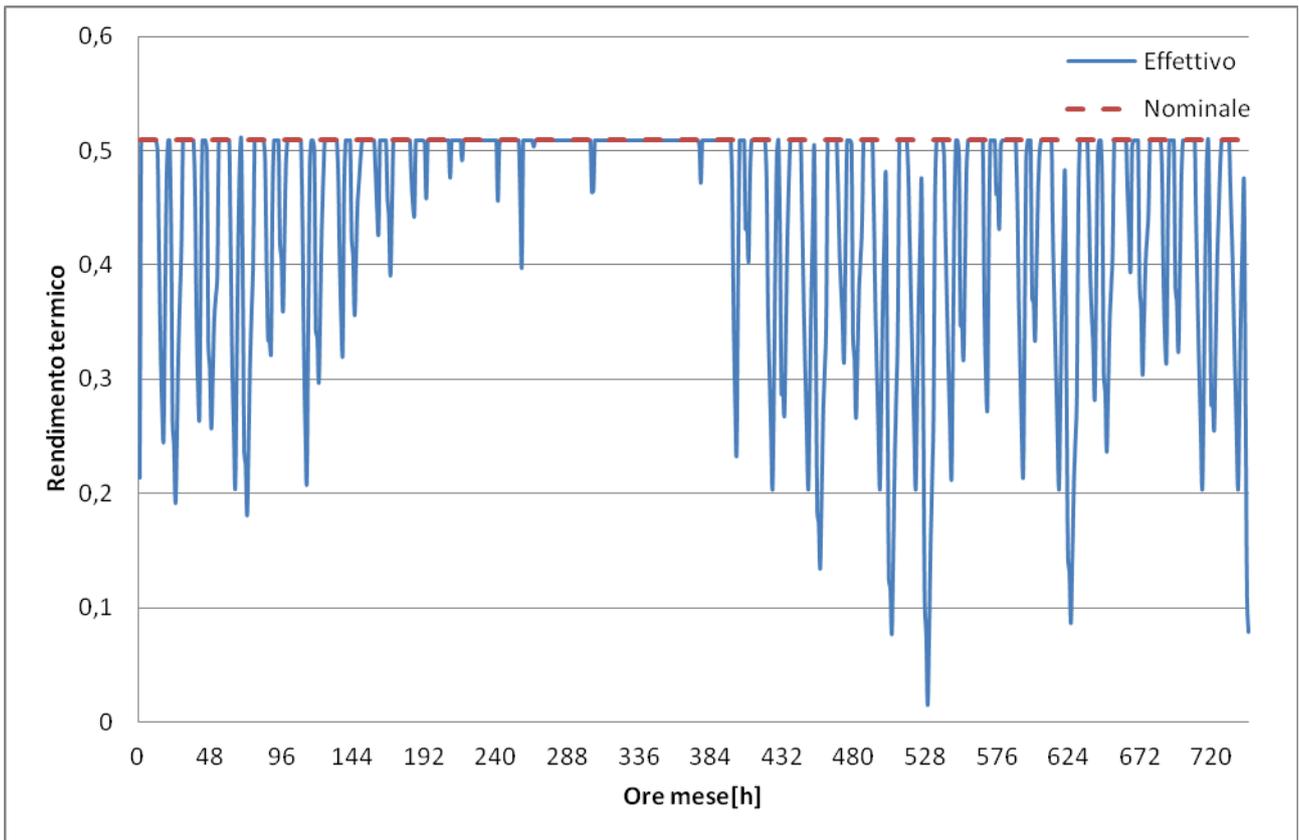


Figura 5.6.1.6 – Andamento rendimento termico effettivo su base mensile (Gennaio)

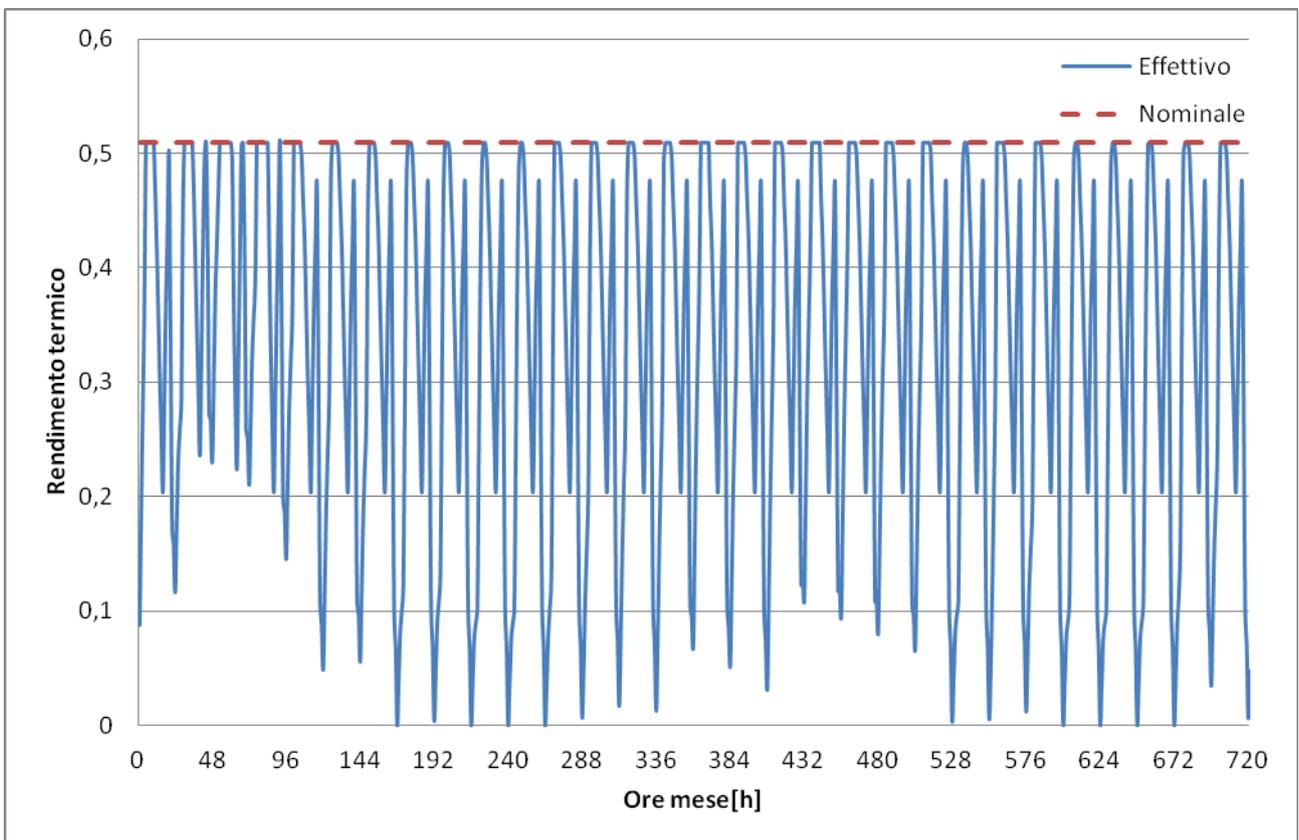


Figura 5.6.1.7 – Andamento rendimento termico effettivo su base mensile (Aprile)

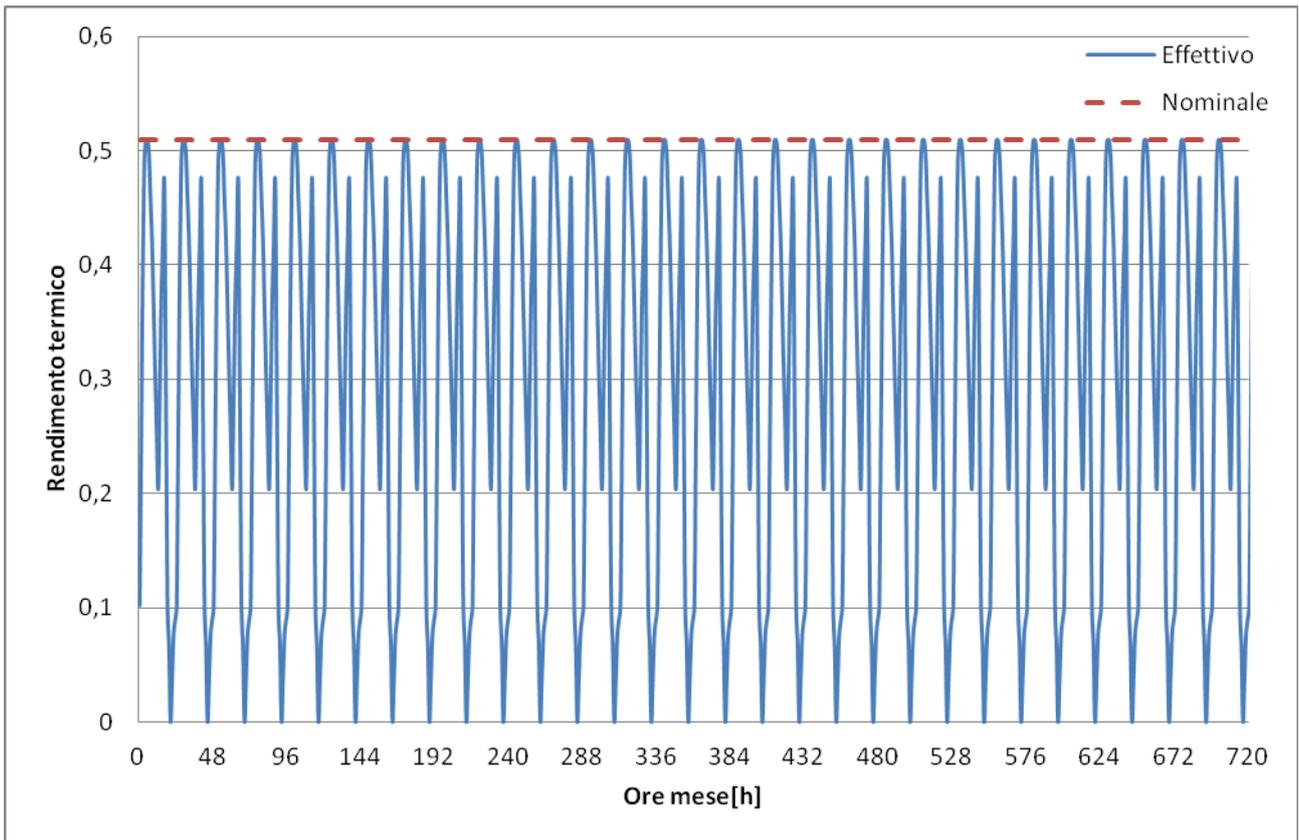


Figura 5.6.1.8 – Andamento rendimento termico effettivo su base mensile (Luglio)

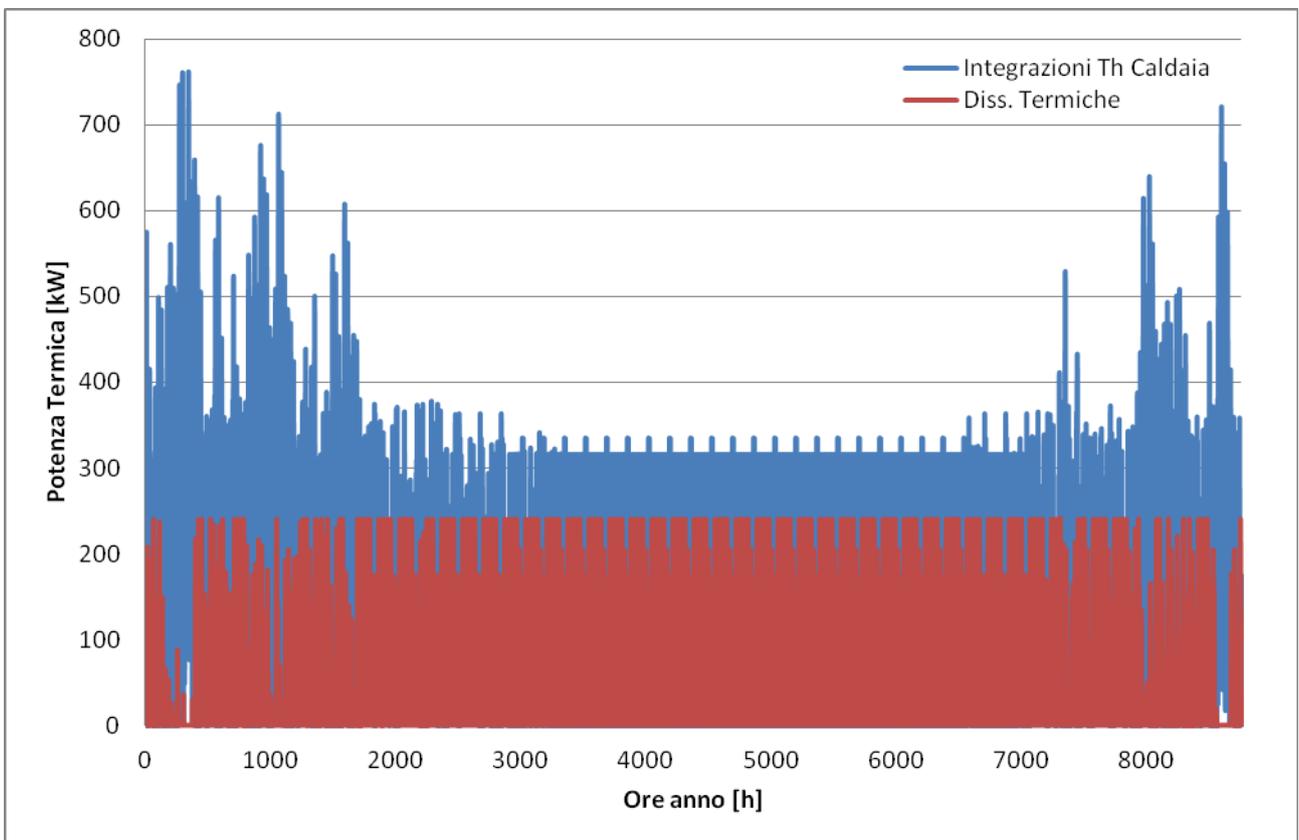


Figura 5.6.1.9 – Integrazioni e dissipazioni termiche su base annua

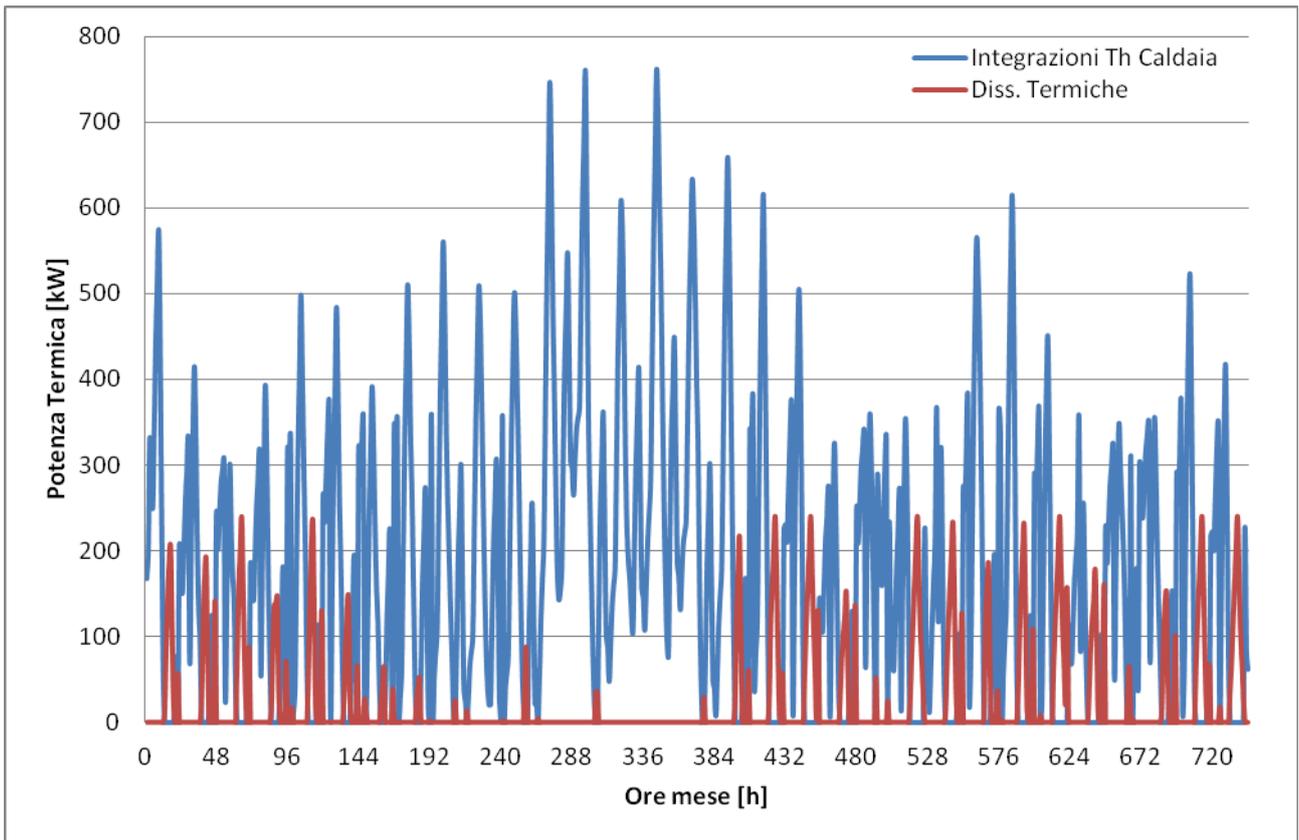


Figura 5.6.1.10 – Integrazioni e dissipazioni termiche su base mensile (Gennaio)

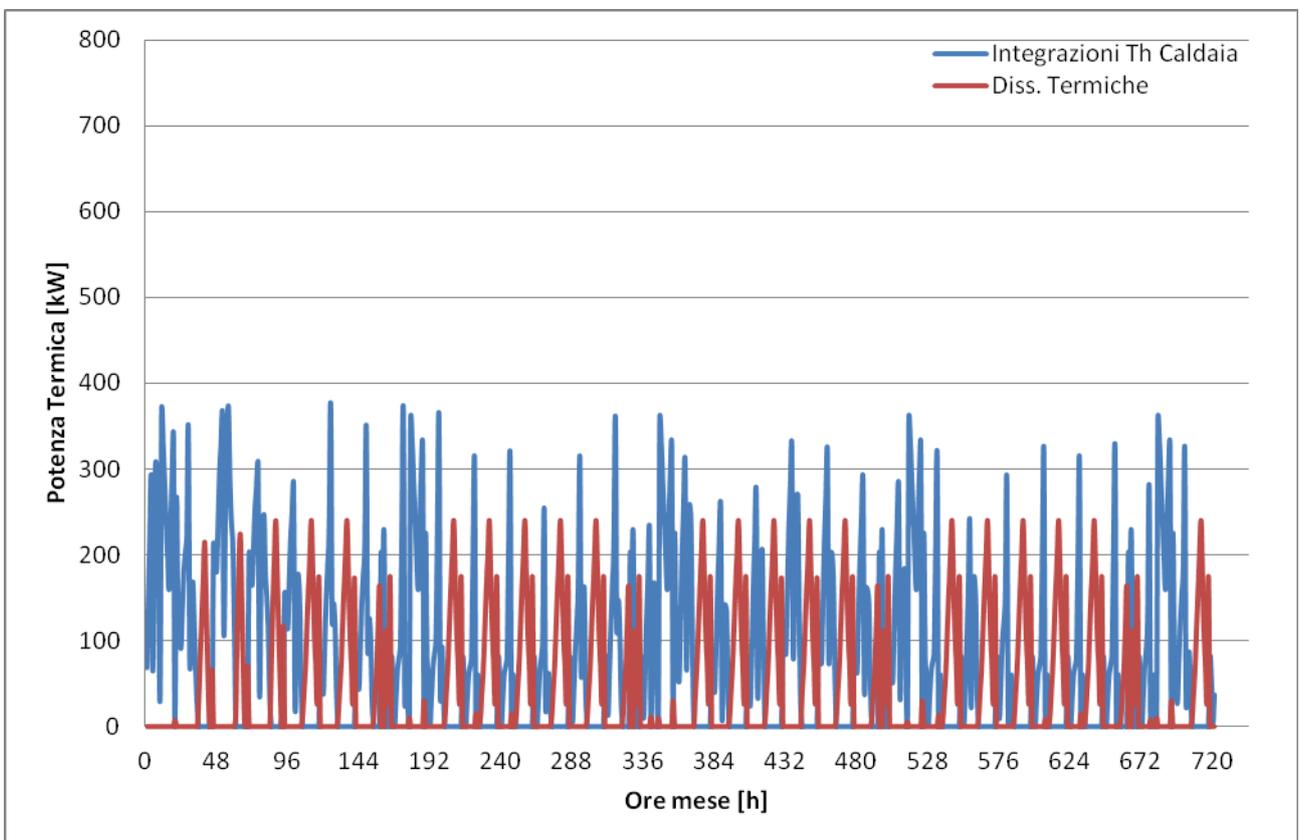


Figura 5.6.1.11 – Integrazioni e dissipazioni termiche su base mensile (Aprile)

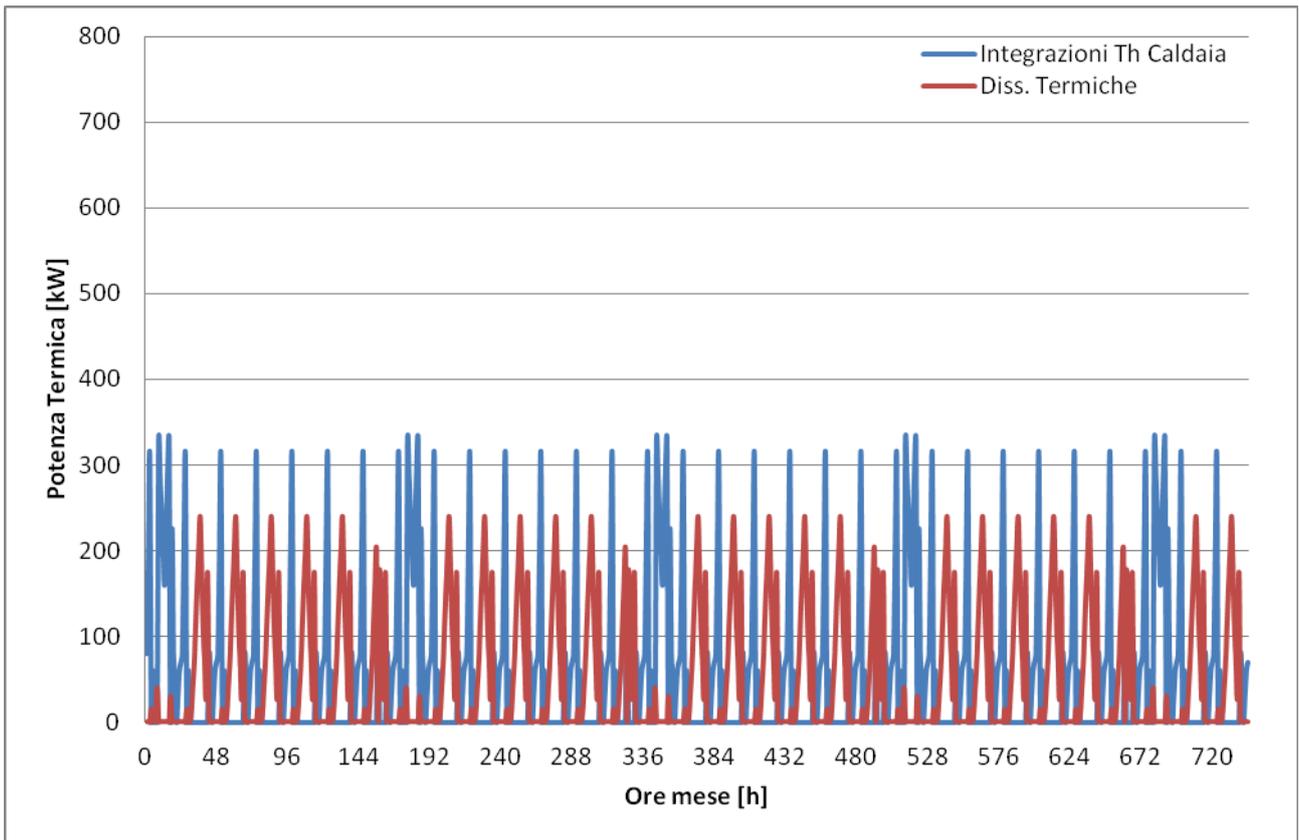


Figura 5.6.1.12 – Integrazioni e dissipazioni termiche su base mensile (Luglio)

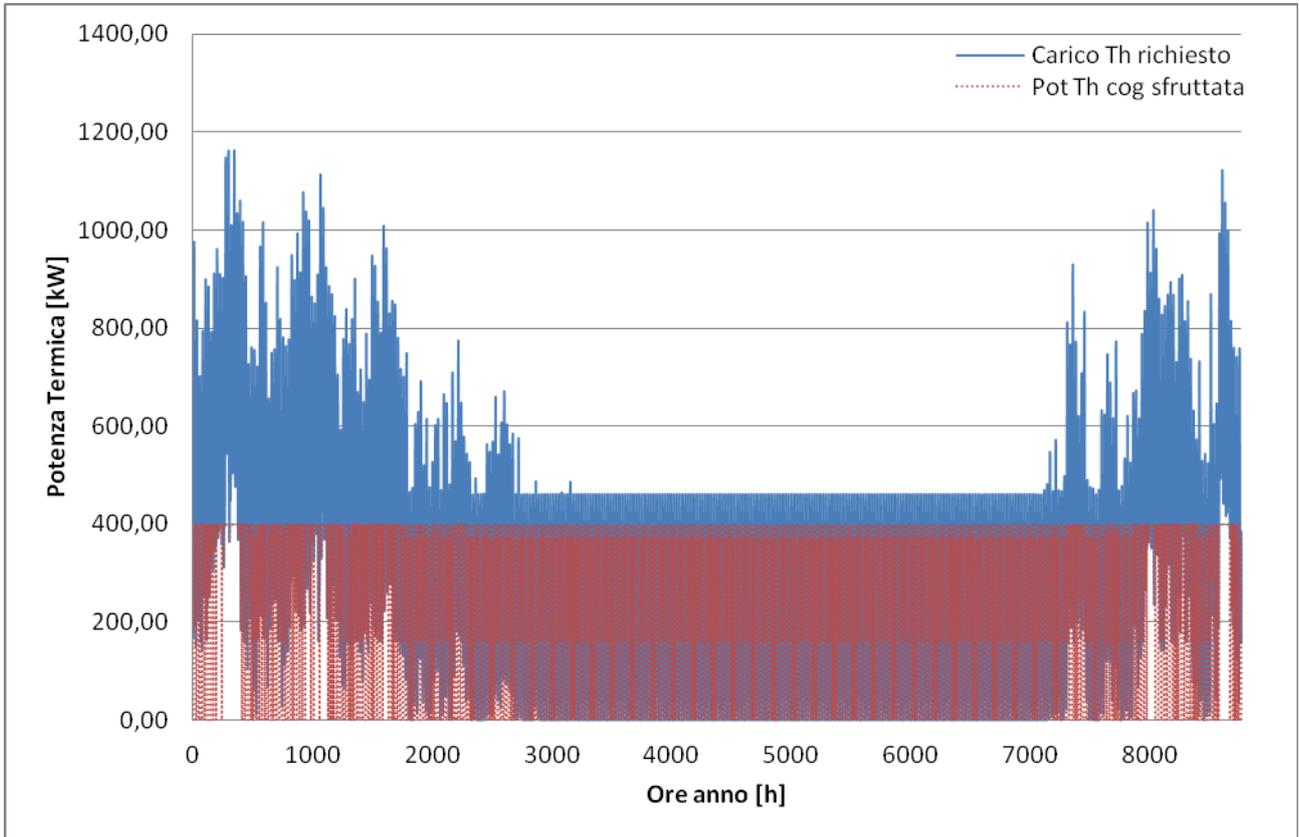


Figura 5.6.1.13 – Copertura del carico termico su base annua

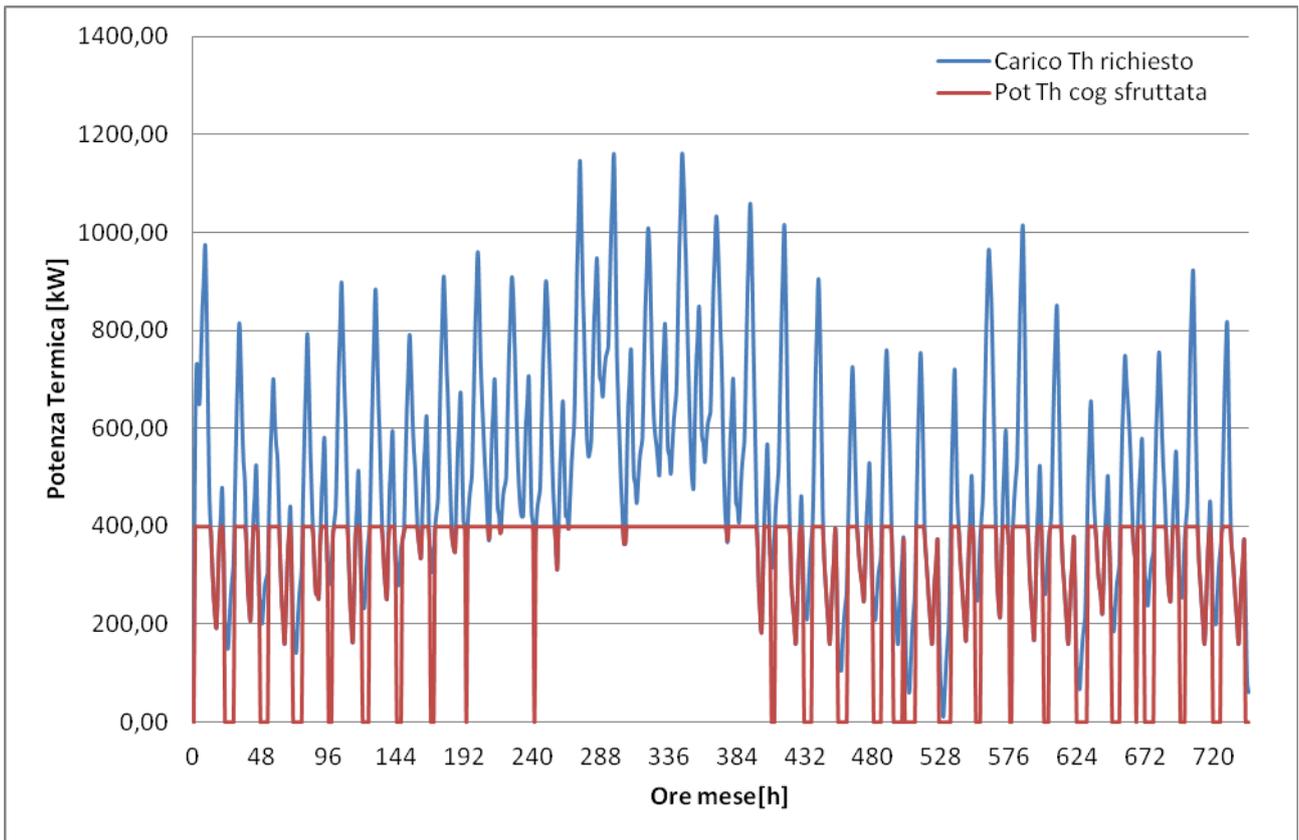


Figura 5.6.1.14 – Copertura del carico termico su base mensile (Gennaio)

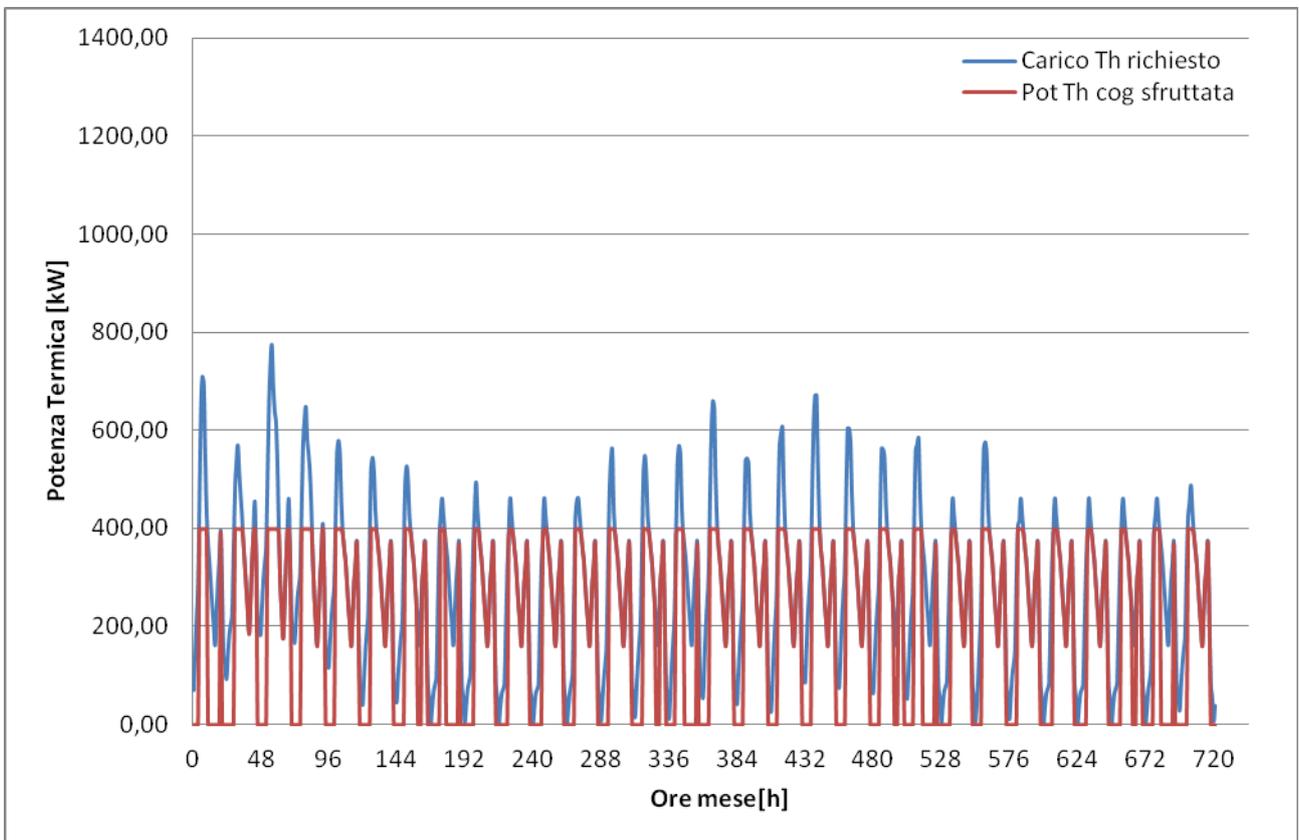


Figura 5.6.1.15 – Copertura del carico termico su base mensile (Aprile)

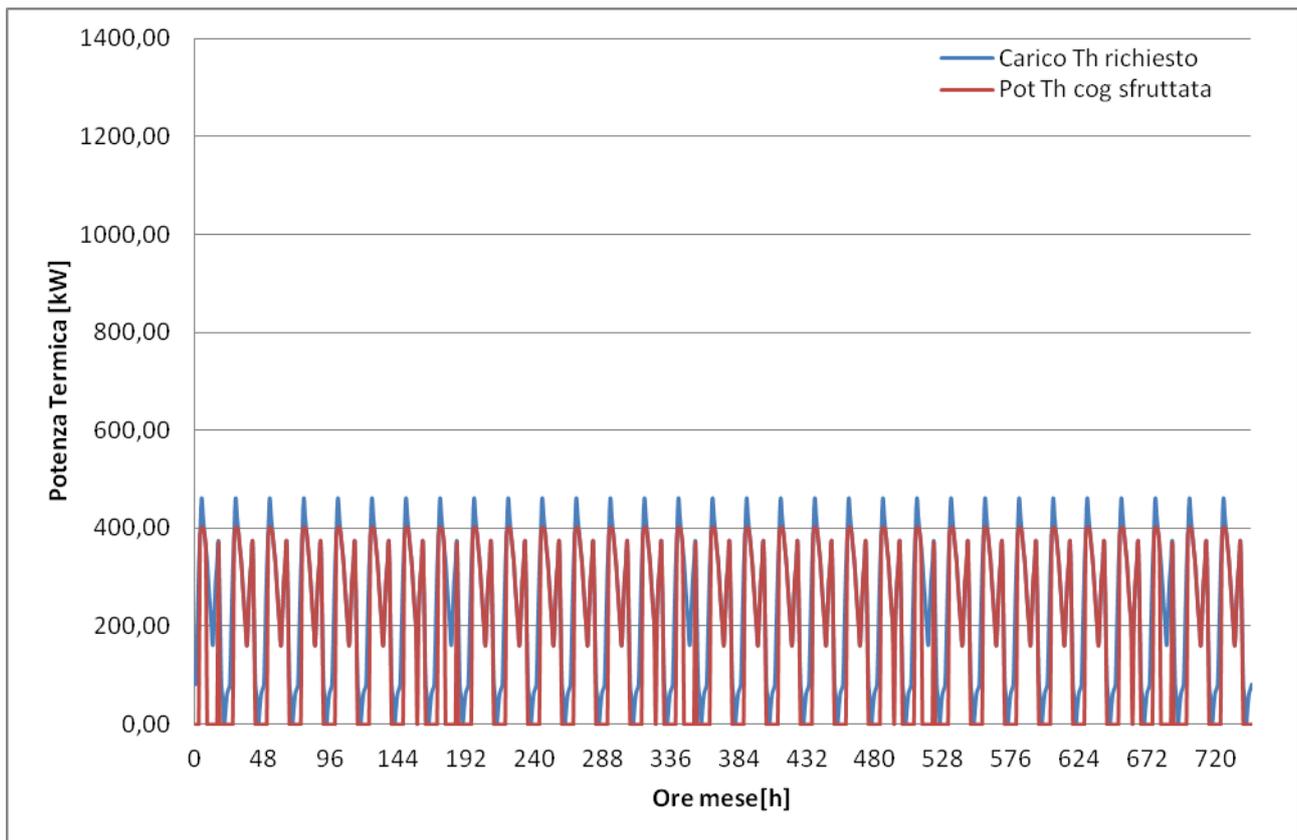


Figura 5.6.1.16 – Copertura del carico termico su base mensile (Luglio)

Dalle Figura 5.6.1.5 sino alla Figura 5.6.1.8 è possibile valutare la variazione del rendimento termico effettivo che si determinano in conseguenza del funzionamento dell'impianto cogenerativo valutata sia in termini complessivi (anno) che su base mensile relativo ai mesi presi come caratteristici dell'anno (Gennaio, Aprile, Luglio).

Dalle Figura 5.6.1.9 sino alla Figura 5.6.1.12 è possibile valutare le integrazioni e le dissipazioni termiche che si determinano in conseguenza del funzionamento dell'impianto cogenerativo valutate in termini complessivi (annue) sia su base mensile relative ai mesi presi come caratteristici dell'anno (Gennaio, Aprile, Luglio).

Infine dalla Figura 5.6.1.13 sino alla Figura 5.6.1.16 è possibile raffrontare il carico termico richiesto dall'utenza e la potenza termica erogata dal gruppo cogeneratore valutate in termini complessivi (annue) sia su base mensile relative ai mesi presi come caratteristici dell'anno (Gennaio, Aprile, Luglio).

I risultati complessivi annui della soluzione analizzata sono sintetizzati nella Tabella 5.6.1.3.

Ore funzionamento [h/anno]	$\eta_{t,medio}$	PES [%]	RISP [MWh]
5614	0,341	28,26	1341
CUC_{S,Prop}	CUC_{S,Rif}	ΔCO_2 [%]	SPB [anni]
0,891	0,594	22,78	2,32
VAN [€]	IP	REP [%]	
$8,371 \times 10^5$	2,33	14,60	

Tabella 5.6.1.3 – Risultati tecnico-economici del gruppo selezionato

Modalità di gestione degli impianti di cogenerazione finalizzata alla massimizzazione del Risparmio di Energia Primaria.

Applicando la modalità di gestione degli impianti cogenerativi finalizzata alla massimizzazione del Risparmio di Energia Primaria al caso della configurazione in esame (Jenbacher 208B), andando a definire le condizioni di accensione e spegnimento del gruppo ogni qual volta si verifica la seguente condizione:

$$REP(h) > 0 \rightarrow ON$$

$$REP(h) \leq 0 \rightarrow OFF$$

Si riportano nel seguito i risultati ottenuti rappresentati nelle Figure 5.6.1.17, 5.6.1.18, 5.6.1.19, 5.6.1.20, 5.6.1.21, 5.6.1.22, 5.6.1.23, 5.6.1.24, 5.6.1.25, 5.6.1.26, 5.6.1.27, 5.6.1.28, relativi alla variazione del rendimento termico effettivo, alle integrazioni e dissipazioni termiche ed infine al raffronto del carico termico richiesto con quello generato dall'impianto valutati sia su base annua che rispetto a tre mesi presi a riferimento (Gennaio, Aprile e Luglio) che consente di valutare la bontà della soluzione proposta.

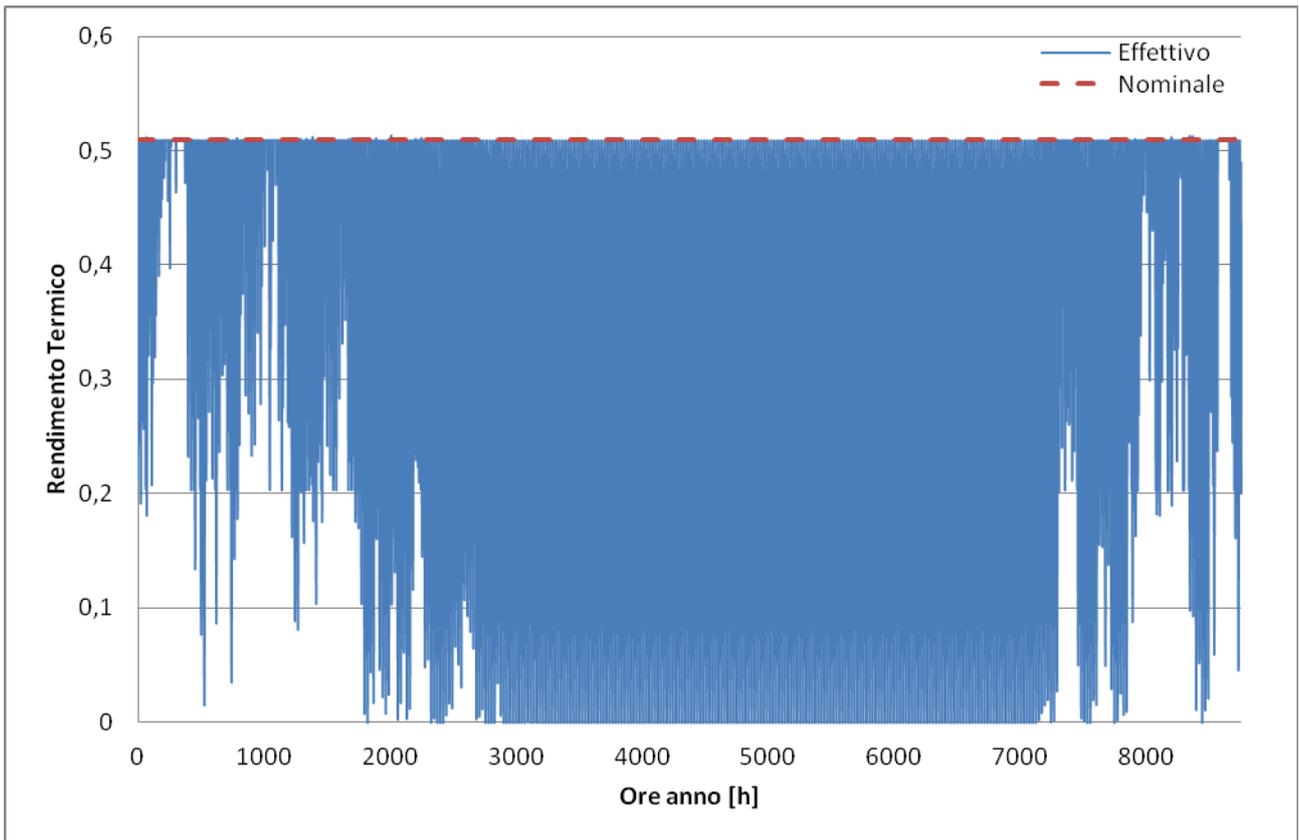


Figura 5.6.1.17 – Andamento rendimento termico effettivo su base annua

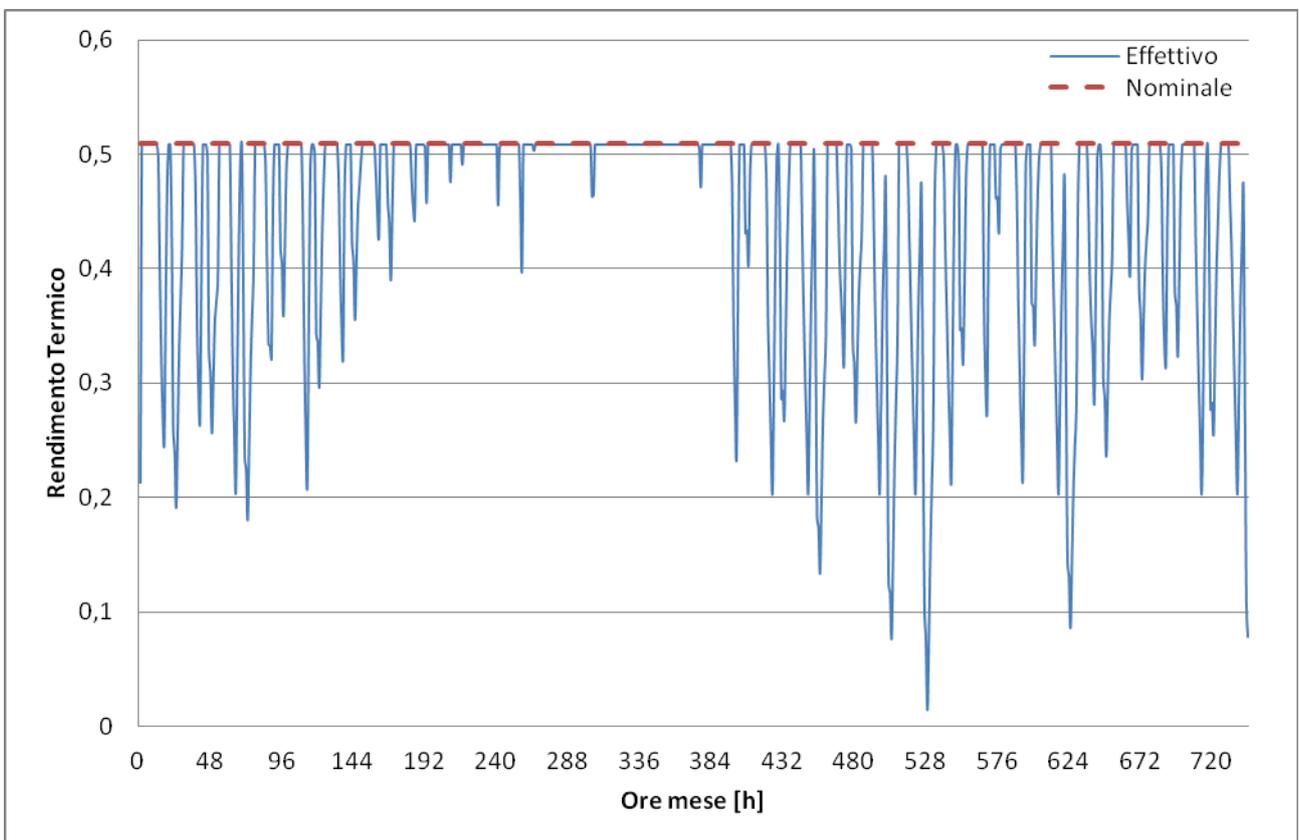


Figura 5.6.1.18 – Andamento rendimento termico effettivo su base mensile (Gennaio)

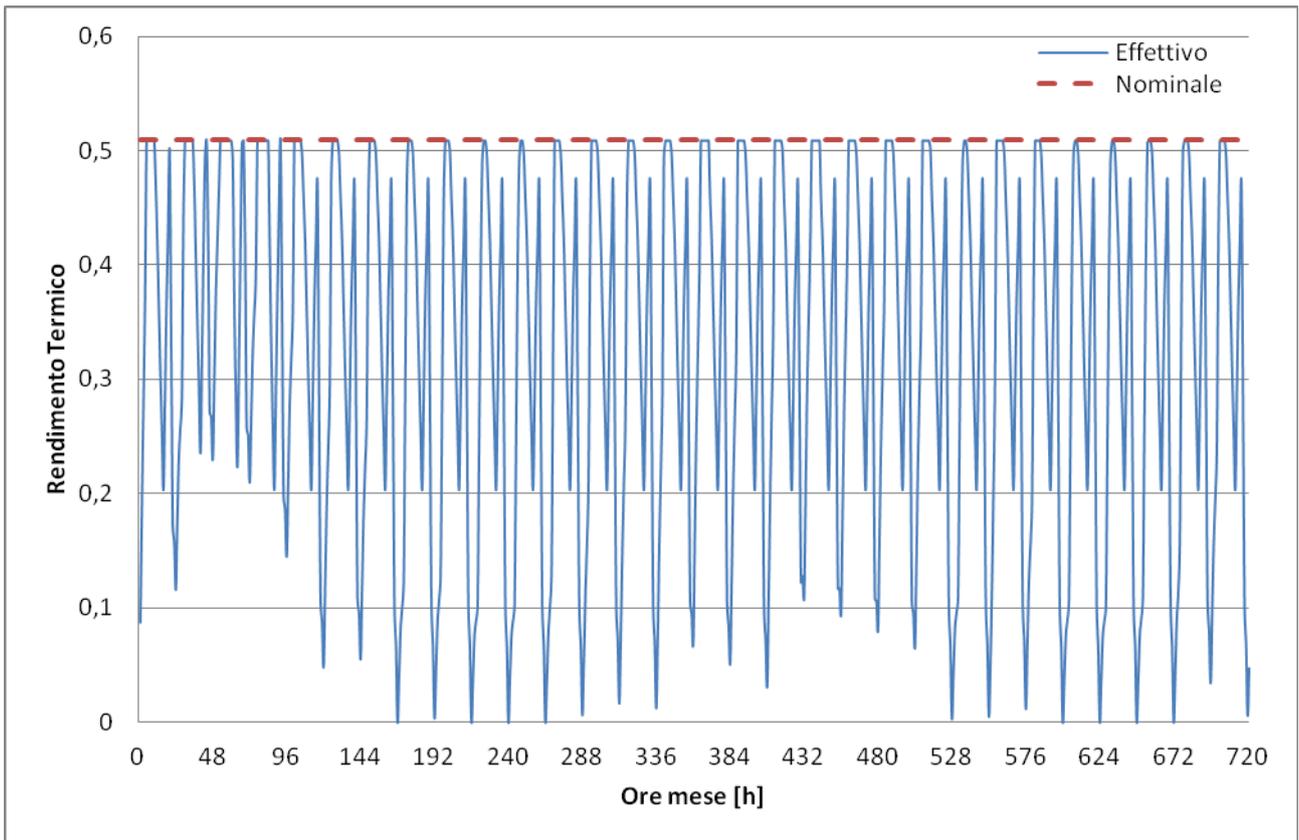


Figura 5.6.1.19 – Andamento rendimento termico effettivo su base mensile (Aprile)

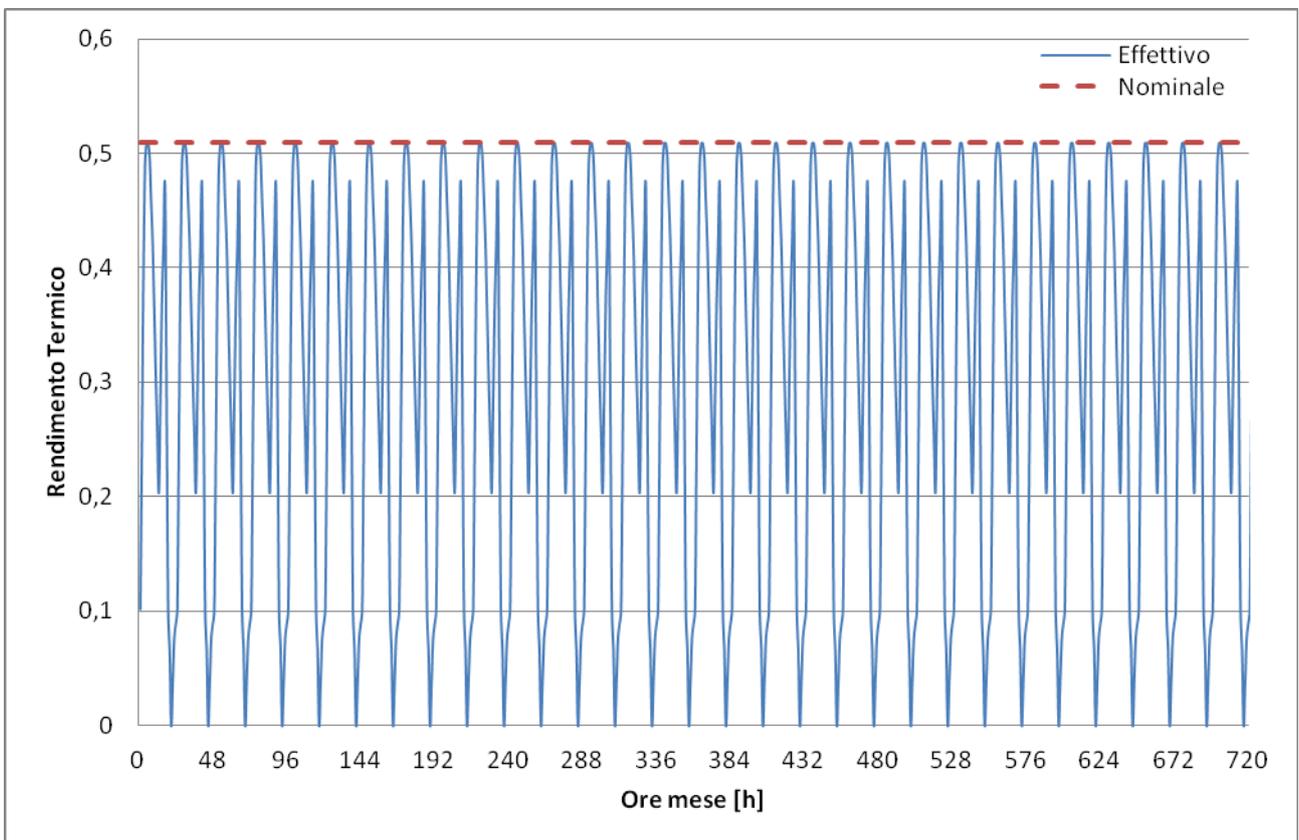


Figura 5.6.1.20 – Andamento rendimento termico effettivo su base mensile (Luglio)

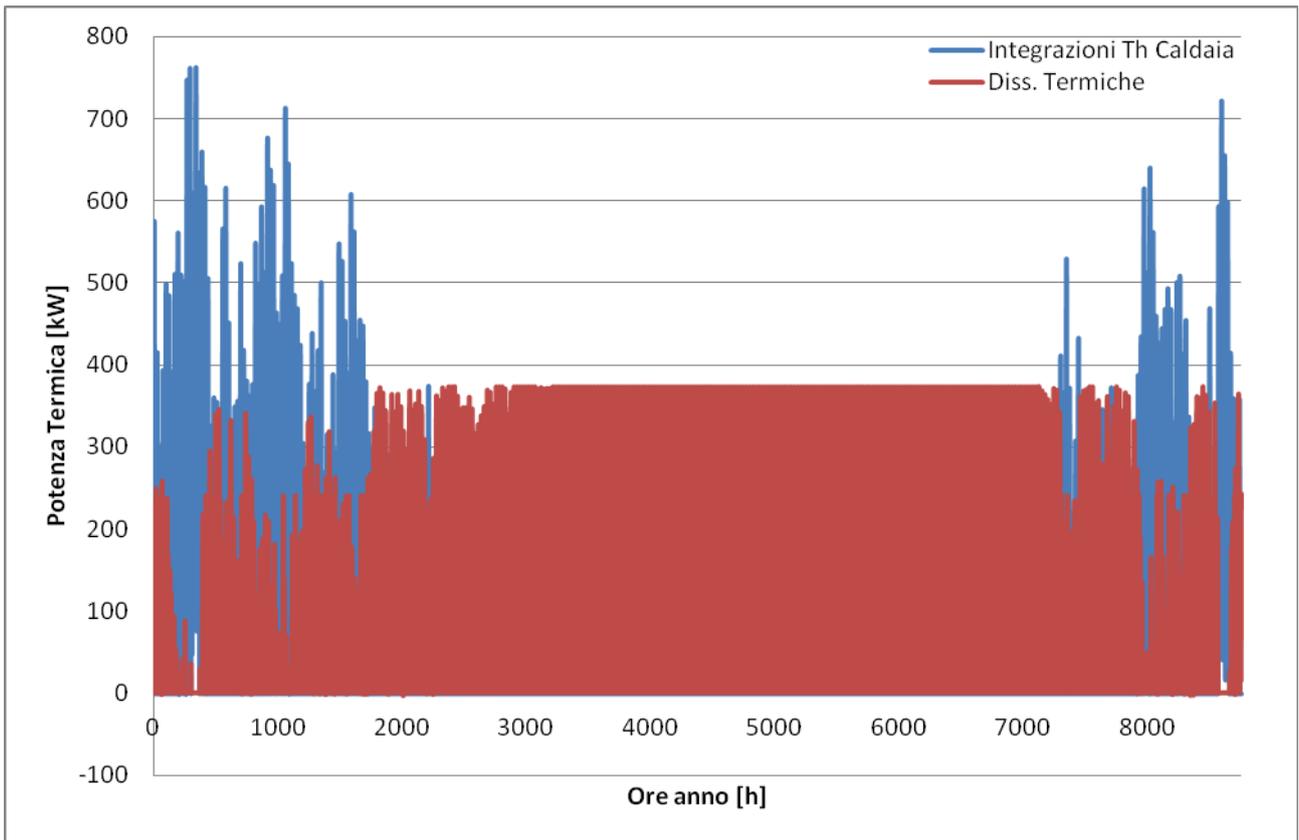


Figura 5.6.1.21 – Integrazioni e dissipazioni termiche su base annua

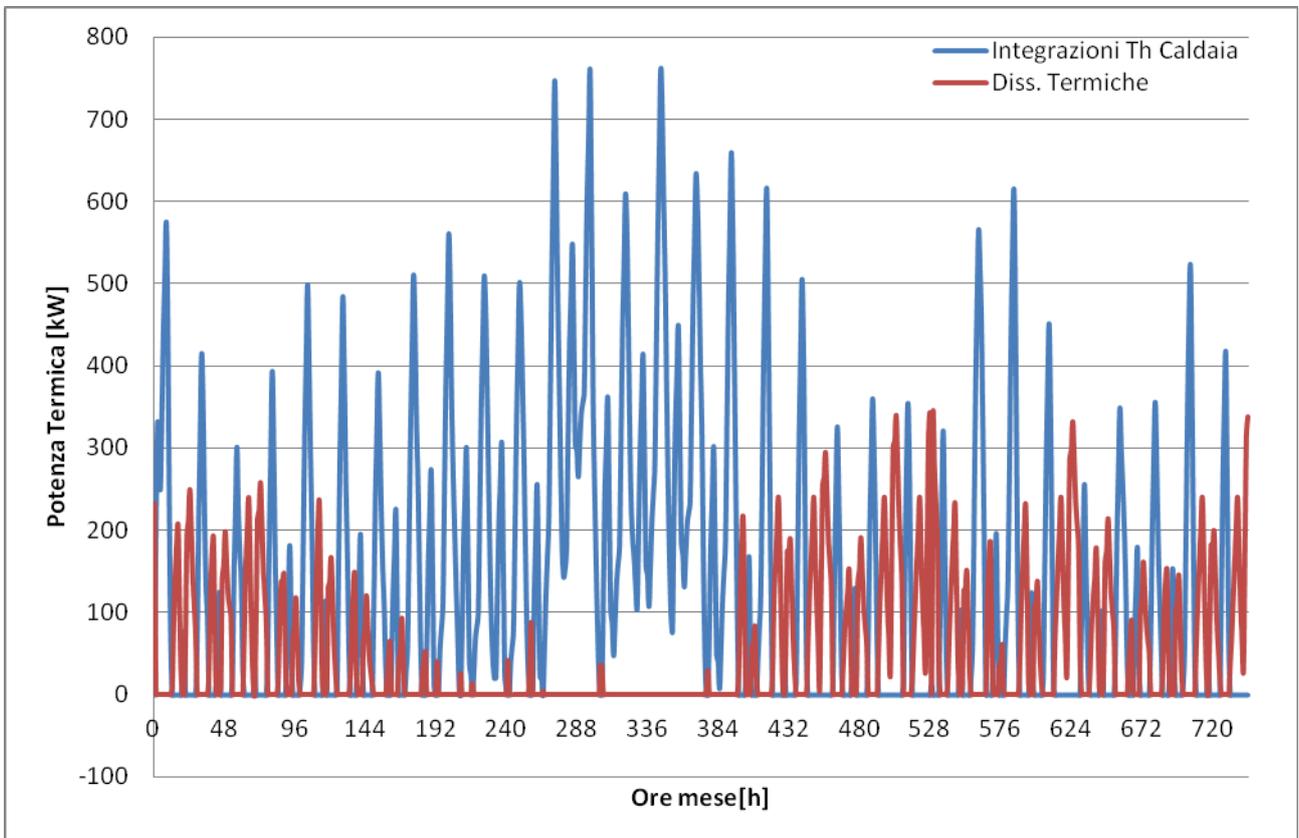


Figura 5.6.1.22 – Integrazioni e dissipazioni termiche su base mensile (Gennaio)

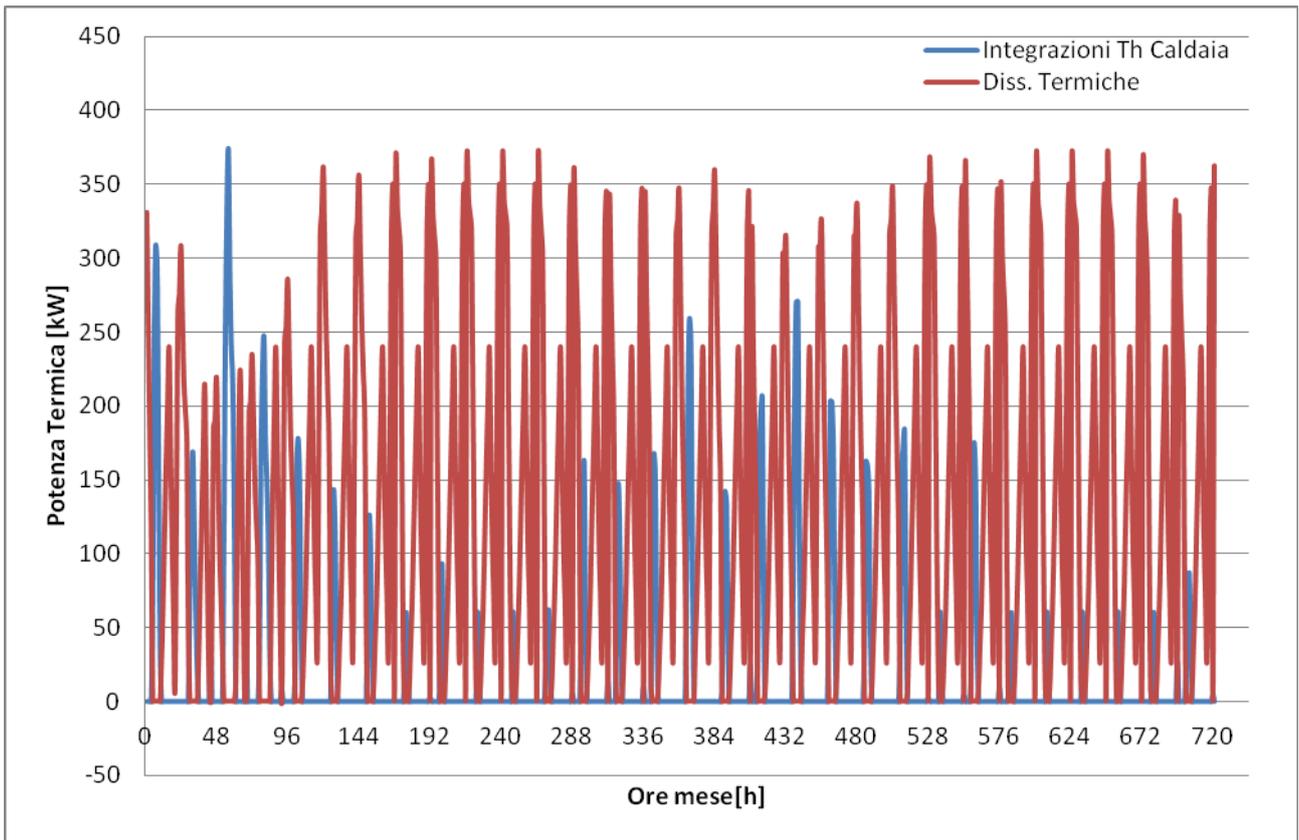


Figura 5.6.1.23 – Integrazioni e dissipazioni termiche su base mensile (Aprile)

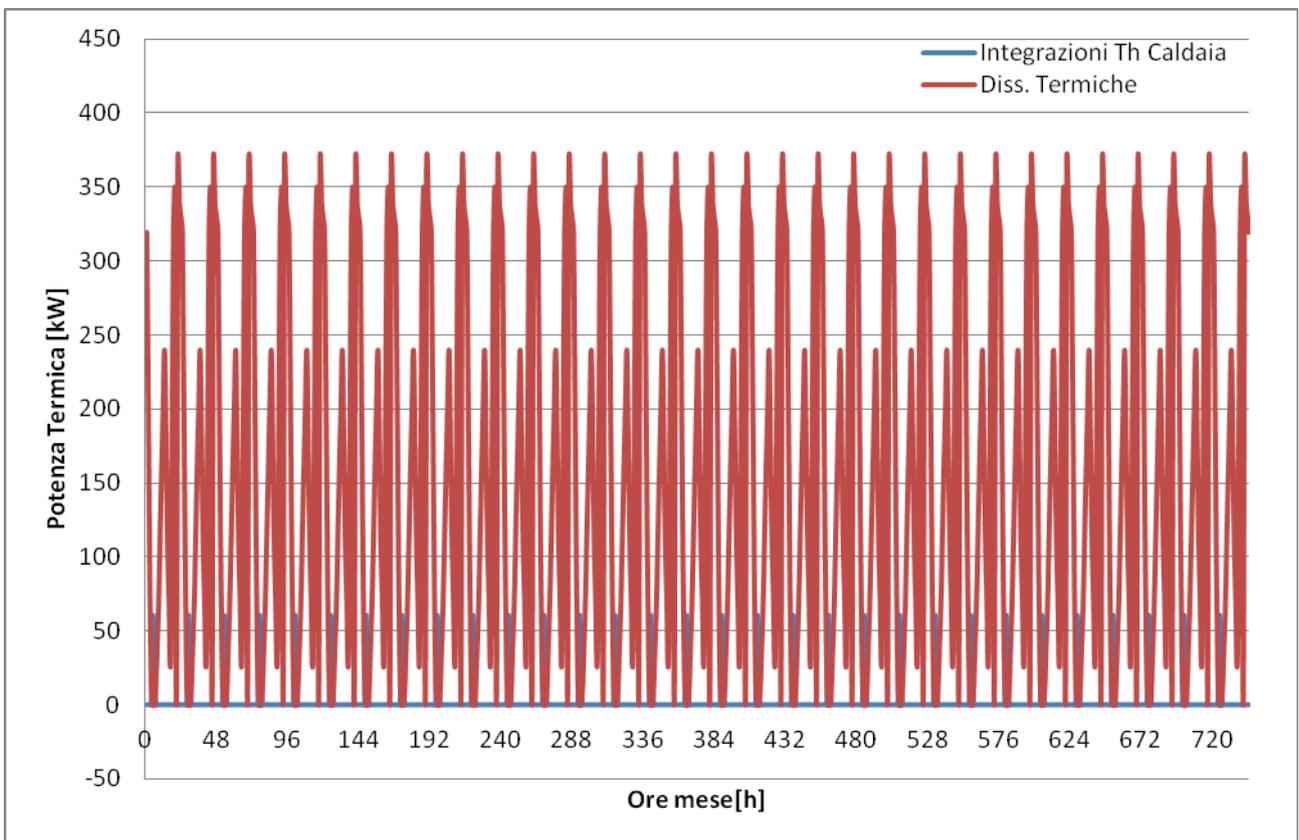


Figura 5.6.1.24 – Integrazioni e dissipazioni termiche su base mensile (Luglio)

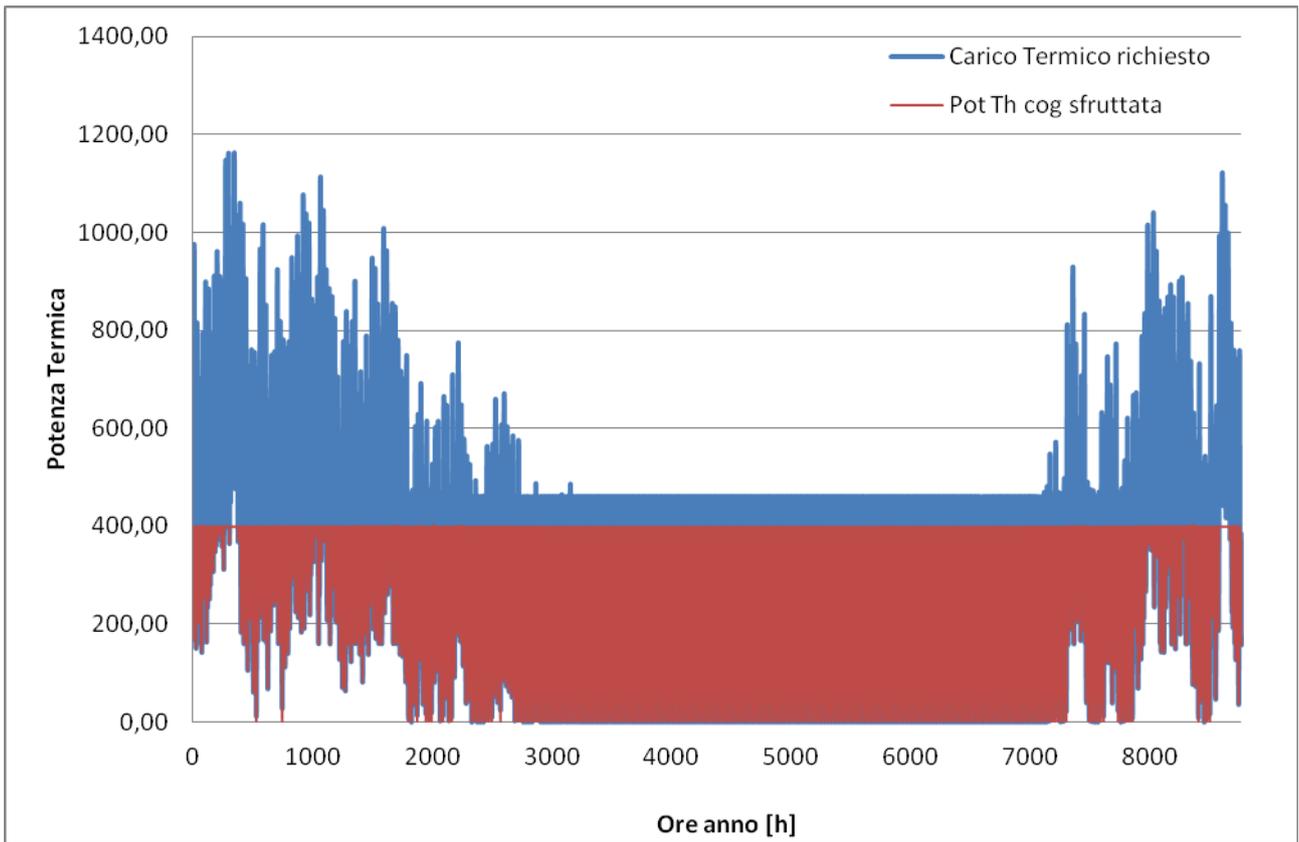


Figura 5.6.1.25 – Copertura del carico termico su base annua

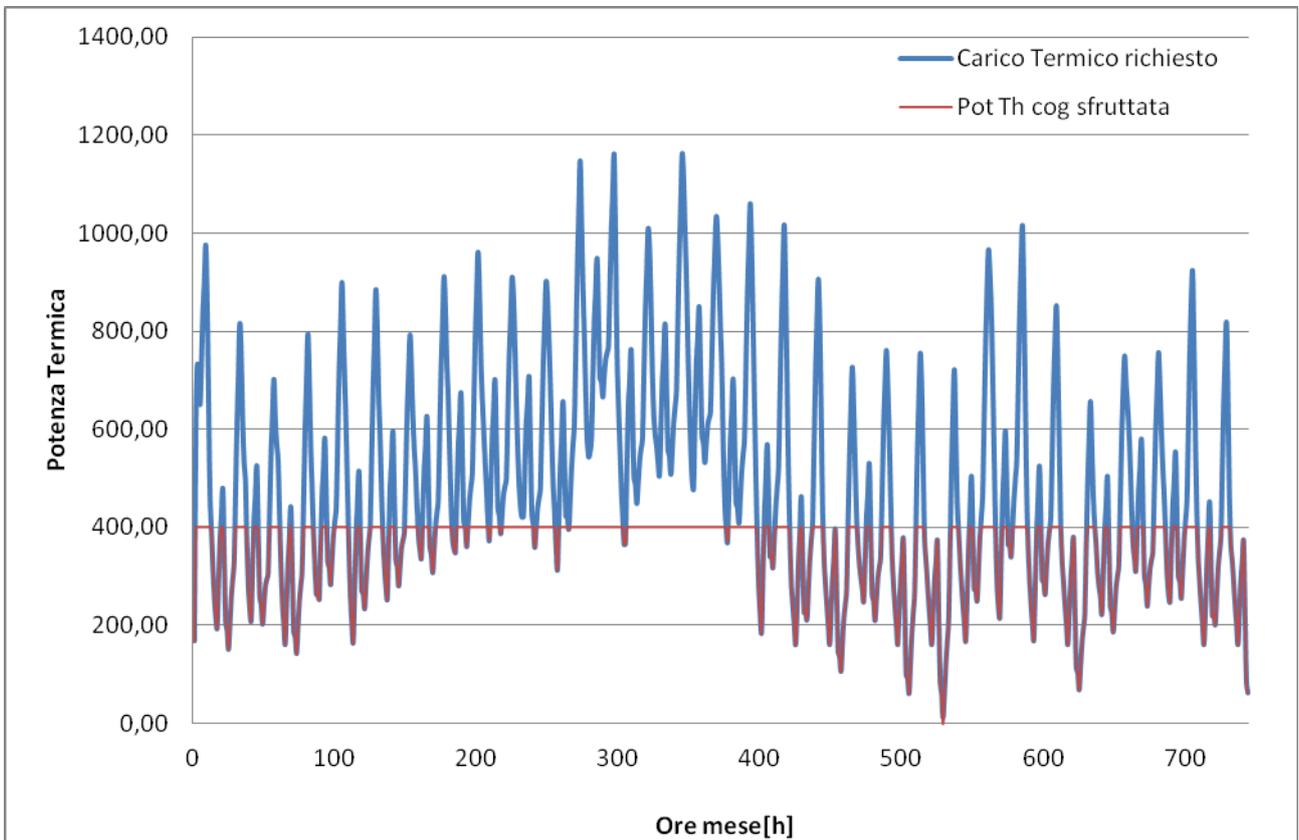


Figura 5.6.1.26 – Copertura del carico termico su base mensile (Gennaio)

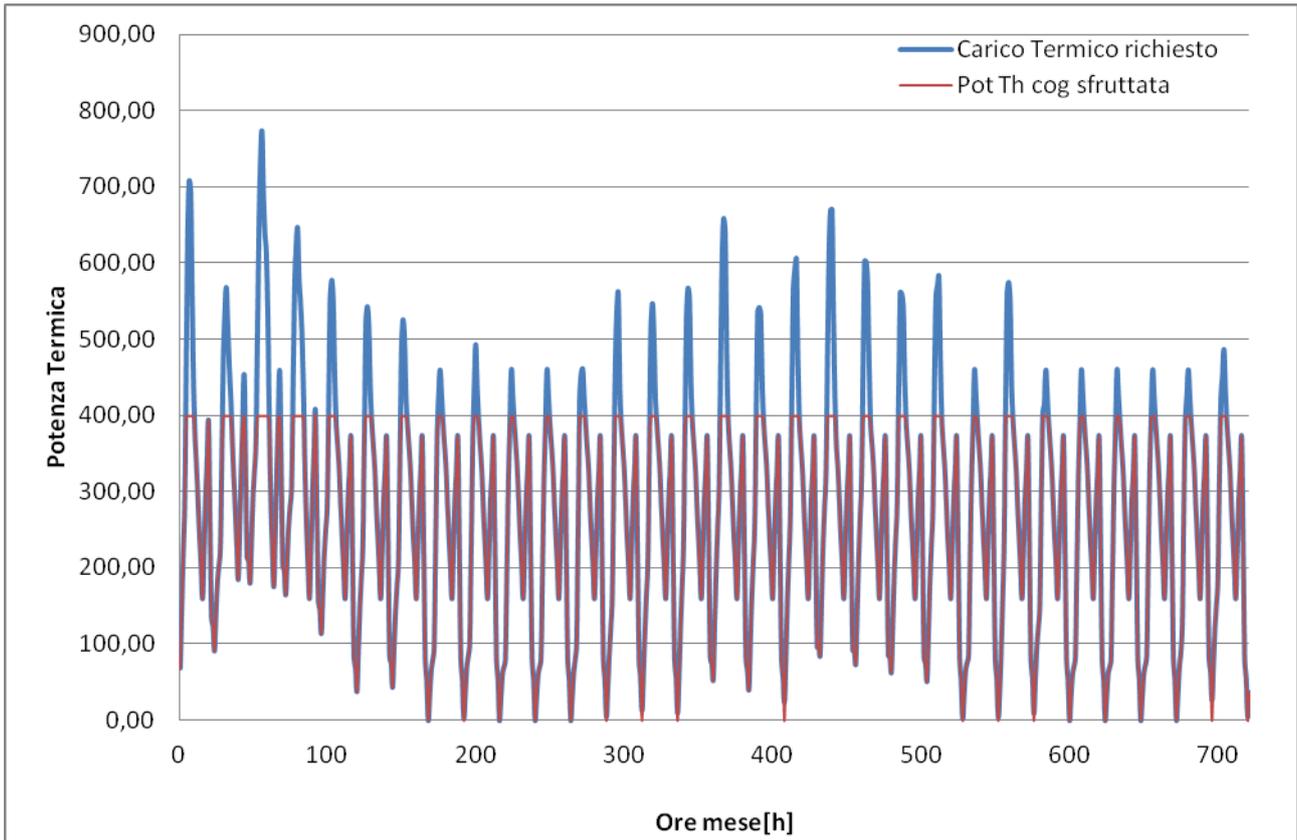


Figura 5.6.1.27 – Copertura del carico termico su base mensile (Aprile)

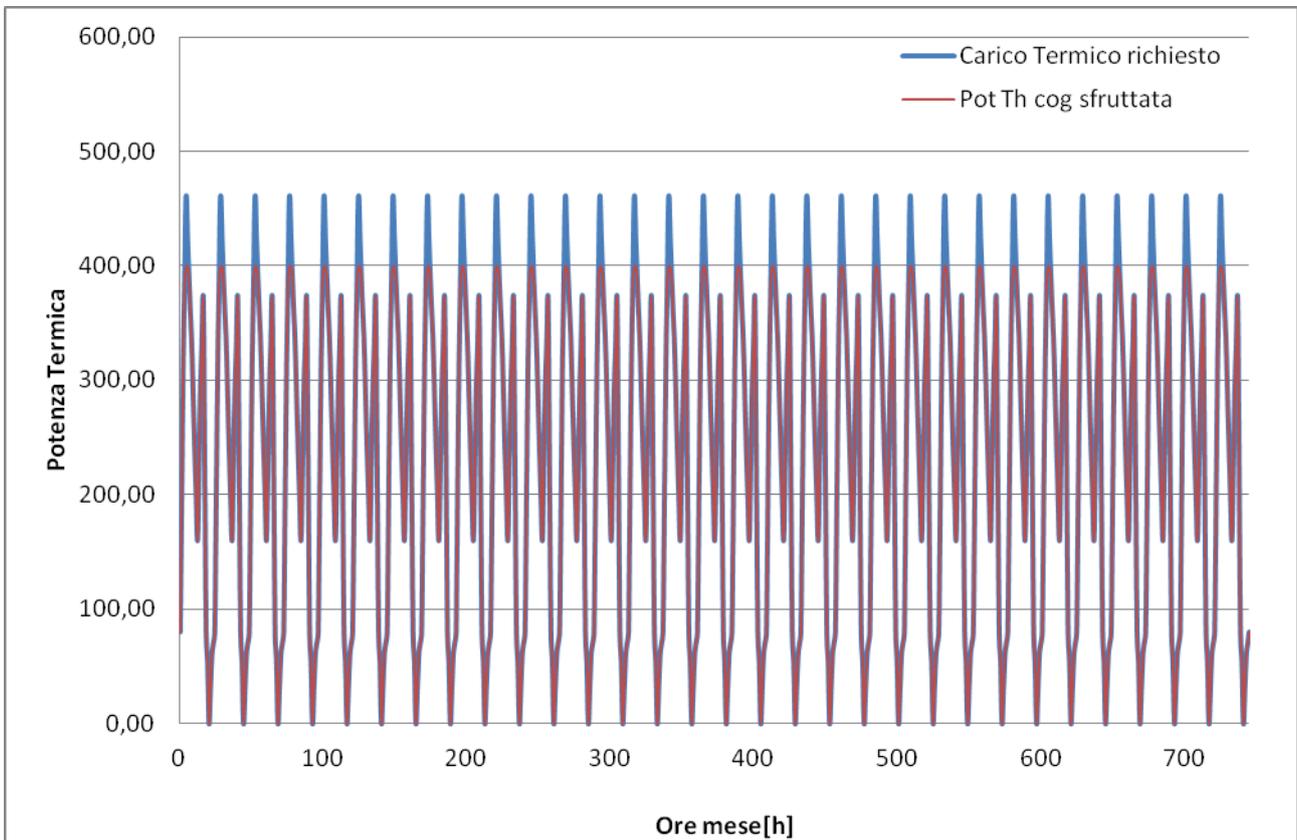


Figura 5.6.1.28 – Copertura del carico termico su base mensile (Luglio)

Dalle Figura 5.6.1.17 sino alla Figura 5.6.1.20 è possibile valutare la variazione del rendimento termico effettivo che si determinano in conseguenza del funzionamento dell'impianto cogenerativo valutata sia in termini complessivi (anno) che su base mensile relativo ai mesi presi come caratteristici dell'anno (Gennaio, Aprile, Luglio).

Dalle Figura 5.6.1.21 sino alla Figura 5.6.1.24 è possibile valutare le integrazioni e le dissipazioni termiche che si determinano in conseguenza del funzionamento dell'impianto cogenerativo valutate in termini complessivi (annue) sia su base mensile relative ai mesi presi come caratteristici dell'anno (Gennaio, Aprile, Luglio).

Infine dalla Figura 5.6.1.25 sino alla Figura 5.6.1.28 è possibile raffrontare il carico termico richiesto dall'utenza e la potenza termica erogata dal gruppo cogeneratore valutate in termini complessivi (annue) sia su base mensile relative ai mesi presi come caratteristici dell'anno (Gennaio, Aprile, Luglio).

I risultati complessivi annui della soluzione analizzata sono sintetizzati nella Tabella 5.6.1.4.

Ore funzionamento [h/anno]	$\eta_{t,medio}$	PES [%]	RISP [MWh]
8760	0,341	28,26	1440
CUC_{S,Prop}	CUC_{S,Rif}	ΔCO_2 [%]	SPB [anni]
0,891	0,594	29,23	2,57
VAN [€]	IP	REP [%]	
$7,196 \times 10^5$	2,00	15,25	

Tabella 5.6.1.4 – Risultati tecnico-economici del gruppo selezionato

5.6.2 Configurazione trigenerativa

Nel seguito analizziamo i risultati conseguibili impiegando soluzioni impiantistiche di tipo “trigenerativo” in cui si suppone che parte del carico frigorifero richiesto dall'utenza venga erogato da un impianto ad assorbimento. La configurazione impiantistica “trigenerativa” è rappresentata in Figura 5.6.2.1.

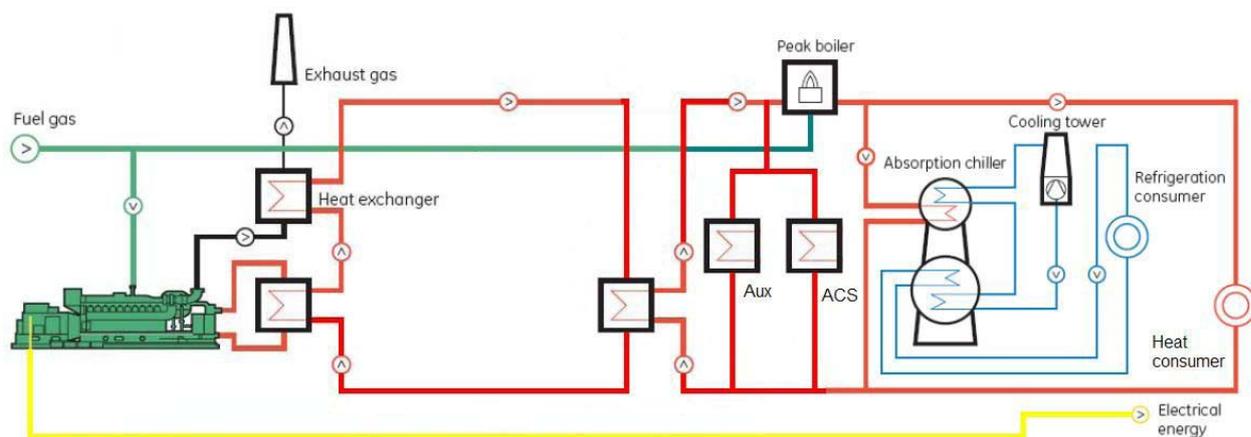


Figura 5.6.2.1 – Schema tipico di un impianto in configurazione trigenerativa

Così come già effettuato nel caso di configurazione cogenerativa, anche nel caso della configurazione impiantistica trigenerativa, si determineranno i risultati economici caratteristici di configurazione impiantistica, applicando la metodologia della massimizzazione della redditività economica, utilizzando i parametri tecnico-economici di riferimento già in precedenza illustrati, a cui sono state aggiunte le temperature di mandata e prelievo del circuito ACS, le temperature di operatività dell'assorbitore ed il relativo COP, ecc., riportati nella seguente Tabella 5.6.2.1.

T [€/Nm ³]	I _{um} [€/Nm ³]	M [€/kWh]	P _{ueF1} [€/kWh]	P _{ueF2} [€/kWh]	P _{ueF3} [€/kWh]	C _{ueF1} [€/kWh]	C _{ueF2} [€/kWh]	C _{ueF3} [€/kWh]
0,38	0,0187	0,015	0,12	0,096	0,065	0,16	0,117	0,088
H _i [kWh/Nm ³]	η _{e,RIF}	η _c	T _{in ACS} [°C]	T _{out ACS} [°C]	T _{in ASS} [°C]	T _{out ASS} [°C]	COP _{ASS}	C [kJ/kg*K]
9,58	0,46	0,9	18	50	85	45	0,7	4,187

Tabella 5.6.2.1 – Parametri tecnico-economici di riferimento

Nelle configurazioni impiantistiche di tipo trigenerativo la temperatura del fluido termovettore in uscita dallo scambiatore principale T₁ influenza sia il rendimento termico effettivo dell'impianto sia le integrazioni termiche richieste dall'utenza, in quanto non appena la temperatura T₁ risulta essere inferiore alla T_{in ASS} è necessario erogare energia termica da caldaia in modo tale da adeguare il livello termico del fluido termovettore alle esigenze di funzionamento dell'assorbitore.

Per procedere al dimensionamento della configurazione impiantistica è quindi necessario procedere ad effettuare una analisi di sensibilità riferita al carico cumulato, dato dalla somma del carico termico richiesto e di quello necessario per l'alimentazione dell'assorbitore. Allo scopo di verificare

come uno sfruttamento ottimale dell'energia termica prodotta dal cogeneratore corrisponda ad miglioramento dei risultati globali è necessario che si riscontrino due condizioni: a) quale conseguenza dell'inserimento della macchina ad assorbimento si abbia un livellamento della curva di carico cumulato, riscontrando in tal modo una condizione di stabilità del carico termico; b) in conseguenza della presenza dell'assorbitore non si abbia un notevole delle integrazioni termiche da caldaia.

In conseguenza di quanto detto si determineranno condizioni favorevoli alla introduzione della macchina ad assorbimento quando quest'ultimo venga dimensionato in funzione dei reflui termici effettivamente prodotti dal gruppo decurtati della quantità necessaria al soddisfacimento del carico termico richiesto dall'utenza.

Tale configurazione impiantistica, caratterizzata quindi da un elevato sfruttamento dei reflui termici, consente di ridurre notevolmente le eccedenze termiche riscontrate nel caso della configurazione cogenerativa.

Si riporta nella seguente Figura 5.6.2.2 il diagramma dell'analisi di sensibilità condotta sul carico termico cumulato al variare della taglia del gruppi considerati. Per quanto concerne i gruppi considerati in tale analisi si farà riferimento agli stessi gruppi analizzati nella soluzione cogenerativa.

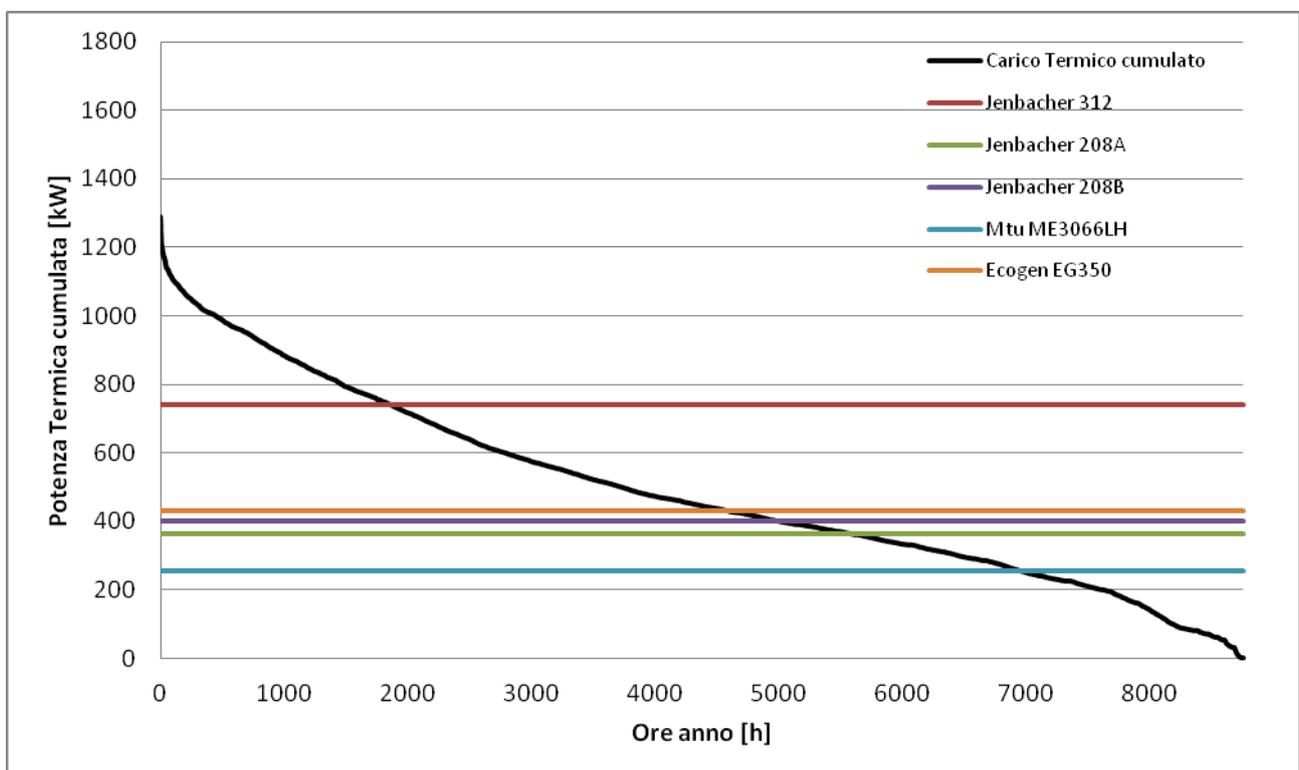


Figura 5.6.2.2 – Analisi di sensibilità del carico termico cumulato

Analizzando il diagramma dell'analisi di sensibilità del carico termico si riscontra che il cogeneratore Jenbacher 312 risulta essere anche in questo caso sovradimensionato rispetto alle esigenze termiche producendo elevate quantità di eccedenze termiche (eccedenze dopo 2000 ore/anno), mentre gli altri cogeneratori selezionati risultano avere una potenzialità termica che li rendono anche in questo caso energeticamente validi.

Sulla base dei risultati dell'analisi di sensibilità si è scelto di selezionare lo stesso motore Jenbacher 208B in assetto trigenerativo accoppiato ad un assorbitore monostadio Acqua/BrLi caratterizzato da un COP pari a 0,7.

Soluzione trigenerativa costituita dal motore Jenbacher 208B da 300 kWe accoppiato ad un assorbitore H₂O-BrLi da 280 kWf

Modalità di gestione degli impianti di trigenerazione finalizzata alla massimizzazione del risultato economico.

Si riportano nel seguito i risultati ottenuti applicando la modalità gestione degli impianti di trigenerazione finalizzata alla massimizzazione del risultato economico al caso di un motore Jenbacher 208B accoppiato ad un assorbitore H₂O-BrLi da 280 kWf, che si rappresentano nelle Figure 5.6.2.3, 5.6.2.4, 5.6.2.5, relativi alla variazione oraria nell'anno del rendimento termico effettivo, alle integrazioni e dissipazioni termiche, all'energia frigorifera prodotta dall'assorbitore che consente di valutare la bontà della soluzione proposta.

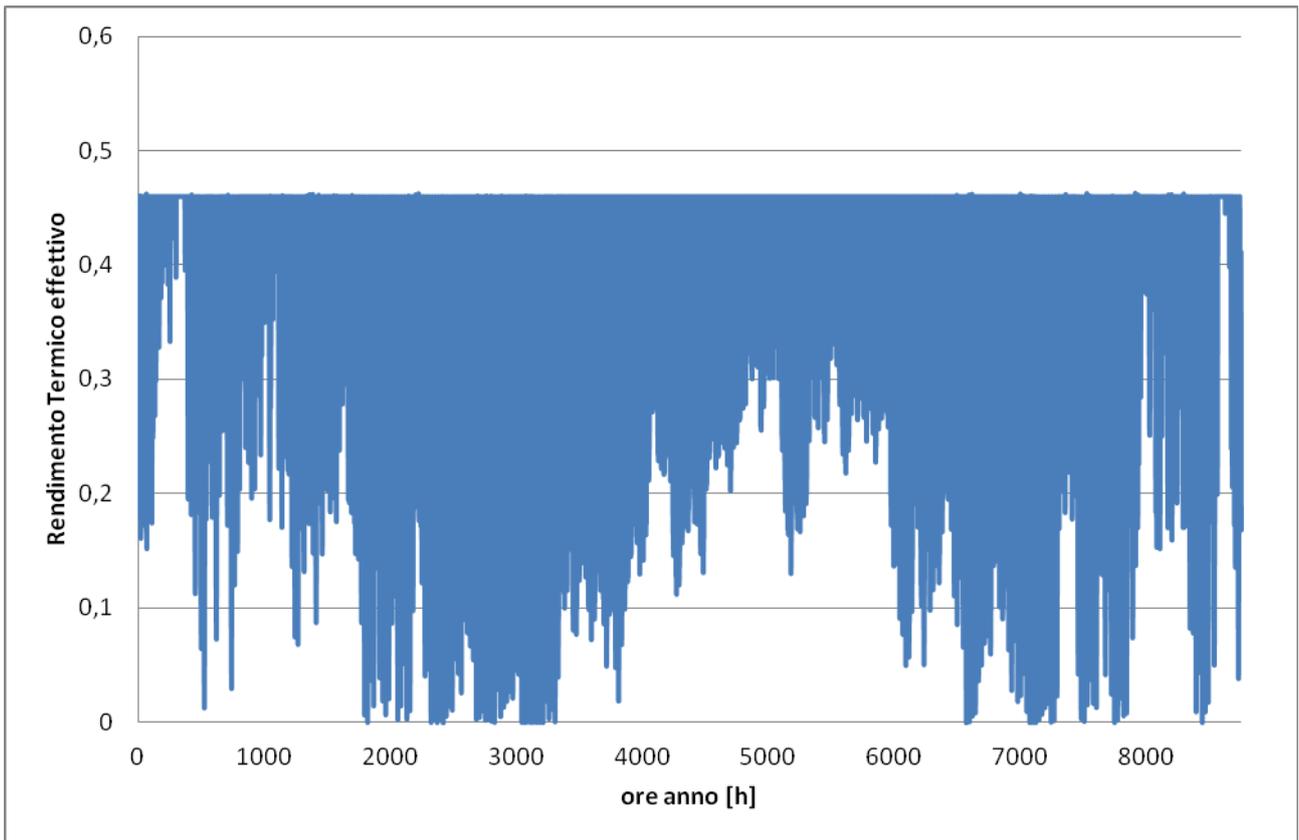
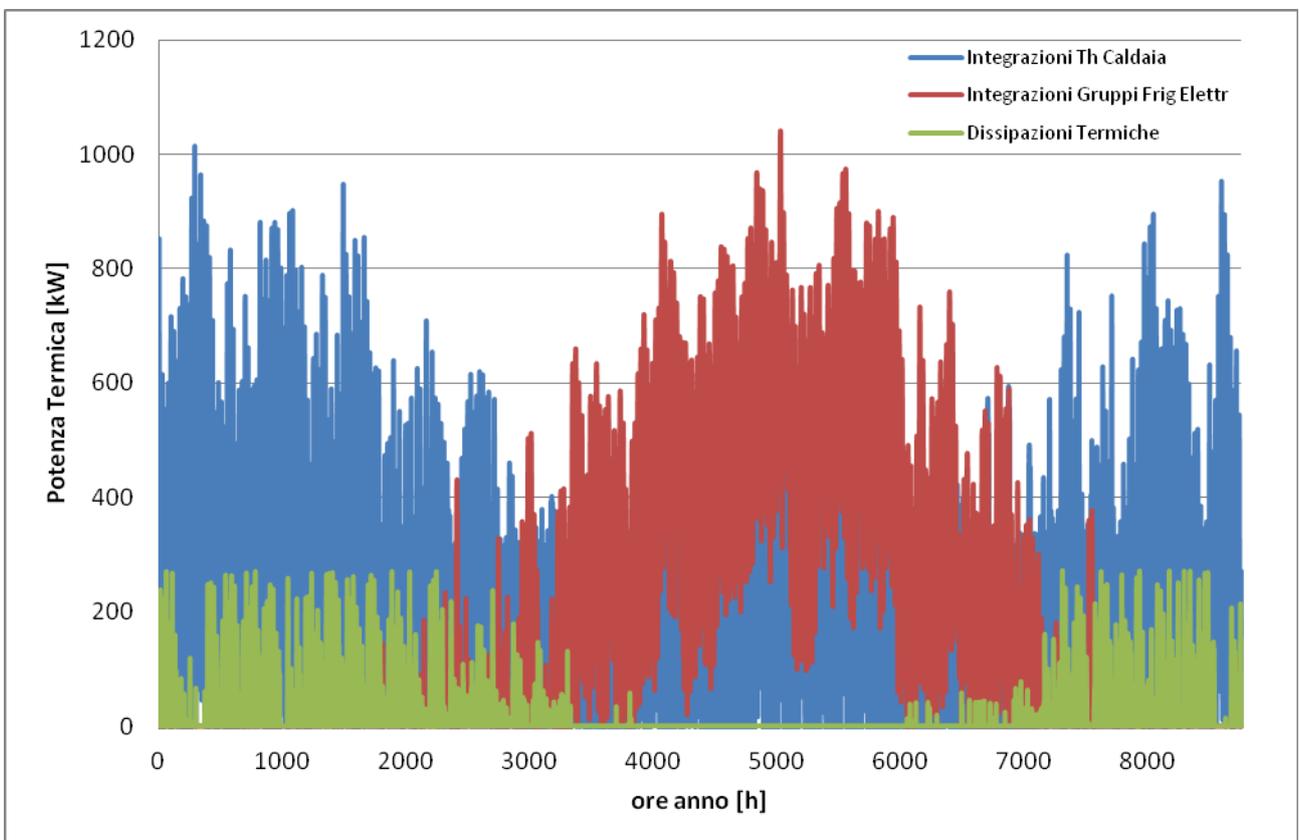
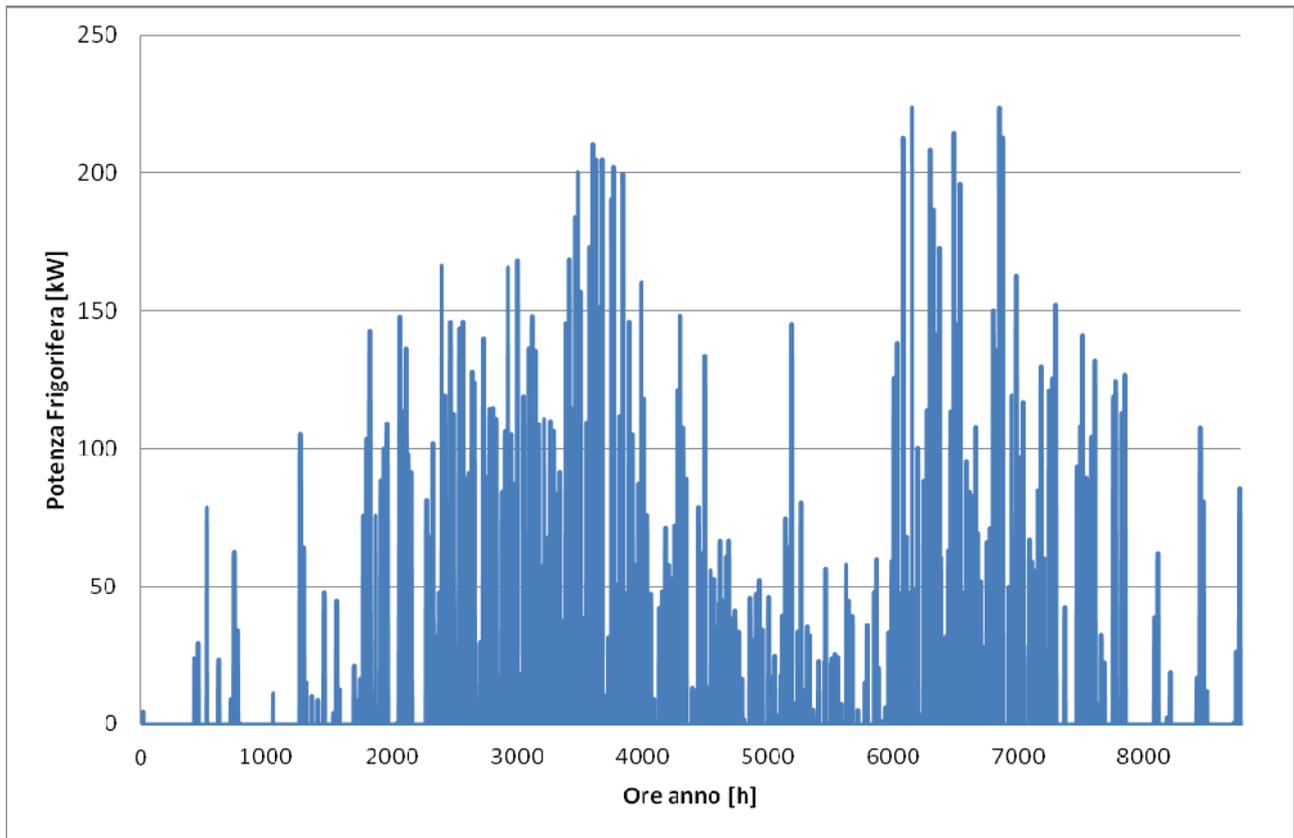


Figura 5.6.2.3 – Rendimento Termico effettivo nell'anno



5.6.2.4 – Potenza termica richiesta, integrata e dissipata nell'anno



5.6.2.5 – Potenza Frigorifera prodotta dall'assorbitore nell'anno

I risultati complessivi annui della soluzione analizzata sono sintetizzati nella Tabella 5.6.2.2.

Ore funzionamento [h/anno]	$\eta_{t,medio}$	PES [%]	CUC_{S.Prop}
6787	0,433	28,26	0,891
CUC_{S.Rif}	ΔCO_2 [%]	SPB [anni]	RISP [MWh]
0,594	25,50	3,07	1981
VAN [€]	IP	REP [%]	
6,837x10 ⁵	1,90	23,75	

Tabella 5.6.2.2 – Risultati conseguiti in trigenerazione

5.7 L'applicazione geotermica

Nel dimensionamento di un sistema interagente con il suolo sono di fondamentale importanza i dati relativi al tipo di terreno sul quale si andrà a lavorare. Questi dati possono derivare solamente da una attenta analisi in loco, dalla consulenza di un geologo e dal Ground Response Test.

Non avendo a disposizione tutto ciò, in questo lavoro si è scelto di simulare attraverso TRNSYS diversi GRT modificando di volta in volta i dati relativi al tipo di suolo con il quale si interagisce, al fine di analizzare come reagisce il sistema al variare della tipologia di terreno.

Queste analisi risulteranno utili in futuro quando si effettuerà un reale Ground Response Test nella zona interessata poiché si potranno confrontare i dati reali con quelli derivanti dalla simulazione.

In particolare si è simulato un GRT considerando due scenari: uno con normali sottosuoli rocciosi ed uno con sottosuoli sterili e sedimenti secchi. Non si è presa in considerazione la possibilità di avere rocce consolidate altamente conduttive perché tale soluzione potrebbe portare ad un sottodimensionamento del sistema se non verificata.

Come detto non avendo dati certi a disposizione, in quanto segue si procederà ad operare per gradi partendo da una applicazione di piccola taglia (circa 8 kW) per poi eventualmente estendere per similitudine i risultati ad una configurazione di media/grande taglia utile al caso dell'Ospedale per il quale si stanno effettuando questi studi.

5.7.1 – Simulazione Ground Response Test

Di seguito si effettua la simulazione con il TRNSYS del GRT come spiegato nel capitolo 3.

Scenario 1 – normali sottosuoli rocciosi

Dati di ingresso:

Energia termica costante immessa [kWh]	4,60
Lunghezza del pozzo [m]	100,00
Conducibilità termica del terreno ipotizzata [W/mK]	1,70
Durata GRT [h]	120

Tabella 5.7.1.1: dati di ingresso usati per simulare il GRT nello scenario 1

Di seguito si riportano i risultati ottenuti dalla simulazione, indicando con T_{wi} e T_{wo} la temperatura dell'acqua in ingresso ed in uscita dalla sonda, rispettivamente.

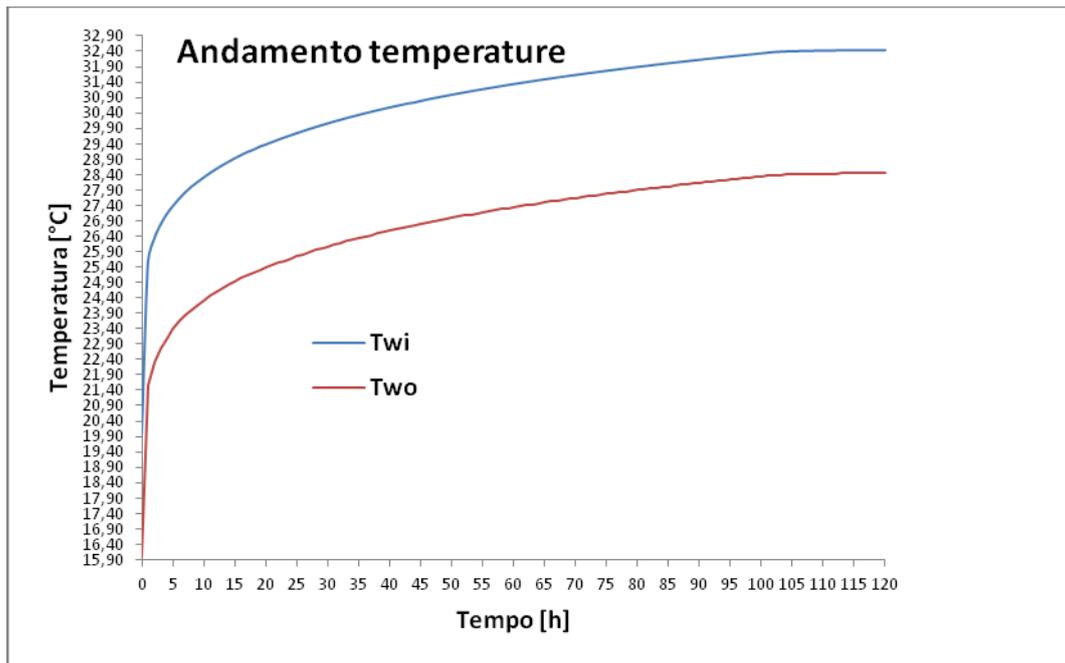


Figura 5.7.1.1: Andamento temperature in ingresso ed in uscita dalla sonda geotermica

Nella tabella 5.7.1.2 si riportano i risultati della simulazione:

T_{wi} [°C]	32,40
T_{wo} [°C]	28,40

Tabella 5.7.1.2: risultati della simulazione

Scenario 2 – sottosuoli sterili, sedimenti secchi

Dati di ingresso:

Energia termica costante immessa [kWh]	4,60
Lunghezza del pozzo [m]	100,00
Conducibilità termica del terreno ipotizzata [W/mK]	0,83
Durata GRT [h]	120

Tabella 5.7.1.3: dati di ingresso usati per simulare il GRT nello scenario 2

Di seguito si riportano i risultati ottenuti dalla simulazione, indicando con T_{wi} e T_{wo} la temperatura dell'acqua in ingresso ed in uscita dalla sonda, rispettivamente.

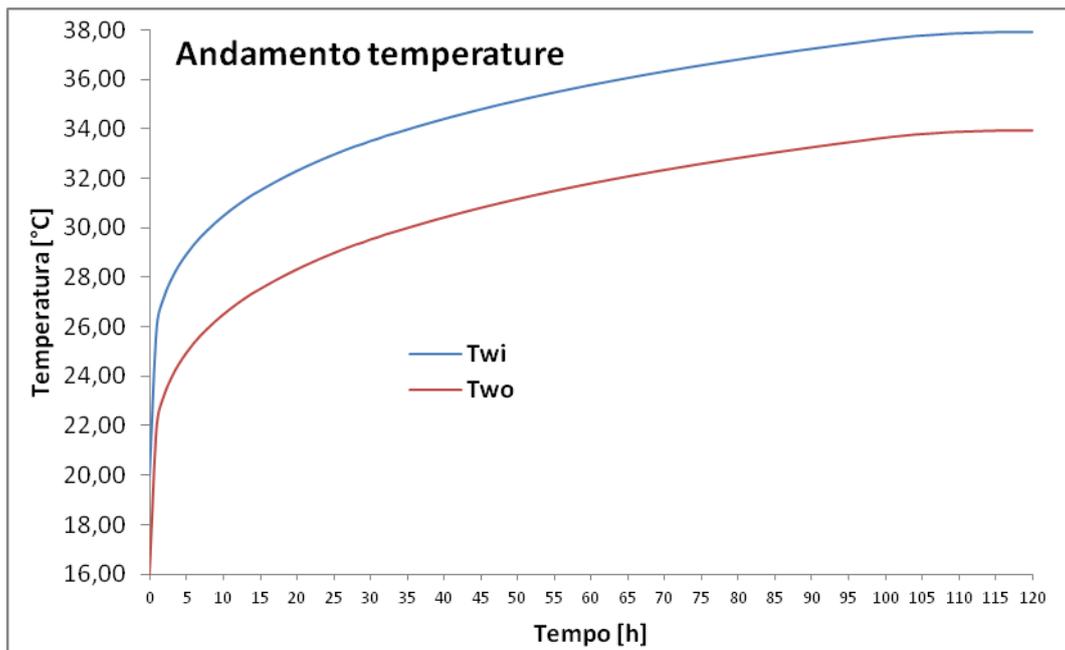


Figura 5.7.1.2: Andamento temperature in ingresso ed in uscita dalla sonda geotermica

Nella seguente Tabella 5.7.1.4 si riportano i risultati della simulazione:

Twi [°C]	37,00
Two [°C]	33,00

Tabella 5.7.1.4: risultati della simulazione

In assenza di dati specifici sul suolo in esame si è scelto di dimensionare il sistema interagente col suolo facendo riferimento allo scenario 1 che descrive una situazione normale in cui si trova, mediamente, il territorio italiano. Quindi, ai fini del dimensionamento delle sonde geotermiche per il caso oggetto di studio, i dati necessari derivanti dal GRT sono quelli di Tabella 5.7.1.2.

5.7.2 – Applicazione della metodologia di dimensionamento ASHRAE (Modello di Kavanaugh e Raffaerty)

Di seguito si riportano i risultati ottenuti dall'applicazione della metodologia di dimensionamento ASHRAE utilizzando il modello di Kavanaugh e Raffaerty.

Nella Tabella 5.7.2.1 si riportano i dati di ingresso relativi allo scambiatore a terreno. I valori riportati sono stati reperiti in letteratura e sono quelli più comunemente utilizzati in questo tipo di applicazione.

Tipo di sonda	Semplice U (PEAD)
Conducibilità termica del tubo [W/mK]	0,40
Diametro esterno del tubo [mm]	40,00
Spessore del tubo [mm]	3,00
Diametro interno del tubo [mm]	26,00
Diametro della perforazione [mm]	132,00
Connessione tra le sonde	Parallelo

Tabella 5.7.2.1: caratteristiche dello scambiatore a terreno

Nella Tabella 5.7.2.2 sono riportati i dati di ingresso relativi alle proprietà del terreno. In particolare, dal GRT simulato derivano la conducibilità termica e la diffusività termica, mentre la temperatura del suolo indisturbato è assunta pari alla media della temperatura dell'aria esterna nell'arco dell'anno e la conducibilità termica del riempimento è desunta da dati di letteratura per riempimenti realizzati con bentonite e sabbia.

Conducibilità termica del suolo [W/mK]	1,70
Diffusività termica del suolo [m ² /s]	0,00000085
Temperatura suolo indisturbato [°C]	13,20
Conducibilità termica riempimento [W/mK]	1,60

Tabella 5.7.2.2: proprietà del terreno

Nella Tabella 5.7.2.3 sono riportati i dati di ingresso riguardanti una applicazione impiantistica di piccola taglia. Alcuni sono stati ottenuti effettuando una simulazione su TRNSYS dell'impianto, altri ricavati dalla scheda tecnica della pompa di una calore scelta, altri sono ipotizzati considerando i dati disponibili in letteratura.

Potenza termica di picco [kW]	8,20
Ore di funzionamento [h]	684
Fabbisogno energetico [kWh]	2386,00
Ore equivalenti [h]	290,98
Fattore di parzializzazione [-]	0,43
Temperatura di mandata acqua alle sonde [°C]	32,00
Temperatura di ritorno acqua dalle sonde [°C]	28,00
COP nominale in raffrescamento [-]	4,40

Temperatura di penalizzazione [°C]	0,00
Fattore di corto circuito Fsc [-]	1,05
Ore equivalenti funzionamento pieno carico [h]	0
Coeffic. scambio termico liquido-tubo [W/mK]	75,00

Tabella 5.7.2.3: dati riguardanti l'impianto

Applicando la formula semplificata della metodologia ASHRAE si ottiene:

$$L_p = 228 \text{ m} \quad (\text{Equazione 5.7.2.1})$$

Quindi si è scelta la seguente configurazione:

- NUMERO SONDE 2
- PROFONDITA' CIASCUNA SONDA 115 m
- LUNGHEZZA TOTALE 230 m

Ora si procede a verificare che il dimensionamento sia stato effettuato in maniera corretta, ovvero si procede a verificare se nel sistema da realizzare ci sarà un regime turbolento pienamente sviluppato e se la velocità dell'acqua in ciascuna sonda sarà compatibile con le perdite di carico.

La portata totale di acqua nel circuito chiuso a terreno è calcolabile dalla seguente formula:

$$\dot{m}_c = \frac{q_c}{c_p \Delta t_c} \quad (\text{Equazione 5.7.2.2})$$

dove:

q_c è la potenza termica di picco;

ρ è la densità del fluido che circola nelle sonde;

c_p è il calore specifico dell'acqua;

Δt_c è la differenza di temperatura tra l'acqua in uscita dalle sonde e l'acqua in ingresso alle stesse.

Applicando la formula 5.7.2.2 si ottiene:

$$\dot{m}_c = 0,62 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad (\text{Equazione 5.7.2.3})$$

Dato che si è ipotizzato un funzionamento in parallelo tra le sonde, la portata per ciascuna sonda sarà:

$$\dot{m}_s = 0,31 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad (\text{Equazione 5.7.2.4})$$

Considerando che l'acqua a 30 °C esibisce una densità pari a 995,5 kg/m³ ed una viscosità dinamica pari a 0,000783 kg/ms, il numero di Reynolds risulta essere pari a 19405; ciò indica un regime turbolento pienamente sviluppato.

Il valore di velocità dell'acqua all'interno della sonda è stata calcolata con la seguente formula:

$$v = \frac{4\dot{m}_s}{\pi d_i^2 \rho} \quad (\text{Equazione 5.7.2.5})$$

Dove:

ρ è la densità dell'acqua;

d_i è il diametro interno del tubo.

Applicando tale formula risulta $v = 0,59$ m/s.

5.7.3 – Layout dell'impianto geotermico

Si sceglie di collegare le sonde secondo lo schema “ritorno inverso” in modo da utilizzare tale espediente idraulico per ottenere le medesime perdite di carico in ciascuna sonda. Le sonde sono distanti, orizzontalmente, 5 m e costruite con tubi di diametro 40x3,0 mm.

La figura 5.7.3.1 mostra lo schema verticale di installazione delle sonde.

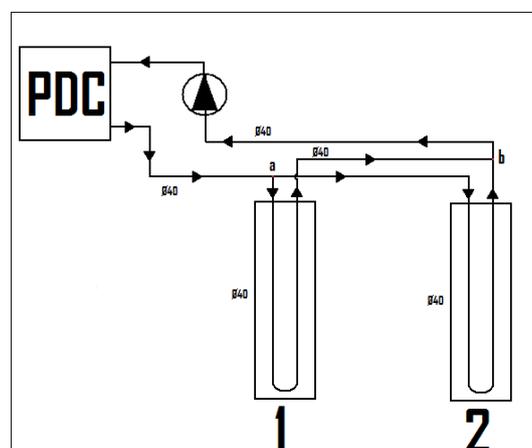


Figura 5.7.3.1: schema verticale di collegamento delle sonde

5.7.4 – Caratteristiche tecniche pompa di calore

Di seguito si riportano le caratteristiche tecniche della pompa di calore scelta di capacità frigorifera pari a 8,5 kW. Il modello prescelto è HP GEO R8/8 prodotta dal gruppo Riello di cui in figura 5.7.4.1 sono riportati i dati tecnici.

RIELLO HP GEO		05	06	08	10	12	14	17	18	21	26	29	38	43	
		R5/5	R6/6	R8/8	R10/10	R12/12	R14/14	R17/17	R18/17	R21/21	R26/26	R29/30	R38/27	R43/45	
Portata termica (1)	kW	5,4	6,5	8,2	9,6	12,0	14,4	17,3	18,5	21,6	26,6	30,6	38,0	43,7	
Potenza elettrica (2)	kW	1,2	1,5	1,9	2,2	2,8	3,3	3,8	4,0	5,0	6,2	6,7	8,6	9,7	
COP		4,5	4,3	4,4	4,5	4,3	4,3	4,3	4,6	4,3	4,3	4,5	4,4	4,4	
<i>Versione reversibile "R" in funzione raffreddamento</i>															
Potenza frigorifera (3)	kW	5,2	6,8	8,0	9,4	11,6	14,2	17,0	17,1	21,4	25,9	29,9	37,0	45,0	
Potenza elettrica (2)	kW	1,2	1,5	1,8	2,1	2,6	3,2	3,7	4,0	4,7	5,7	6,4	8,15	9,7	
EER		4,3	4,5	4,4	4,5	4,5	4,3	4,6	4,3	4,6	4,5	4,7	4,5	4,6	
Compressore	Tipo	scroll ermetico													
	Intensità massima (4)	A	6,3	7,5	9,5	7,0	10,0	12,4	13,5	14,0	17,0	20,0	22,0	27,0	32,0
	Corr. d'avviamento - riduttore	A	29	37	44	17,5	25	32,5	35	35	40	45	52,5	65	80
	Corr. a motore bloccato - LRA	A	60	74	120	46	50	66	74	74	99	123	127	167	198
	Alimentazione compressore	V-f-Hz	230-1-50		400-3-50										
<i>Condensatore (lato impianto)</i>															
	Contenuto acqua incl. flessibili	l	1,3	1,3	1,3	1,5	1,5	1,6	1,9	1,9	2,6	2,6	2,6	3,4	3,4
	Portata nominale solo riscaldam.	l/h	666	798	1008	1182	1476	1770	2124	2272	2652	3270	3758	4668	5104
	Perdita di carico	kPa	2	5	6	6	9	10	11	12	10	10	18	14	18
<i>Versione reversibile "R" in funzione raffreddamento</i>															
	Portata nominale (A/R 7/12°C)	l/h	975	1260	1497	1764	2167	2689	3236	3218	4093	4914	5652	7020	8478
	Perdita di carico	kPa	6	10	14	14	20	24	26	26	21	30	39	36	50
<i>Evaporatore (lato sonde geotermiche)</i>															
	Contenuto acqua	l	1,3	1,7	1,7	2,2	2,2	2,7	2,7	2,7	3,9	5,0	5,0	7,3	7,3
	Potenza frigorifera	kW	4,2	5,0	6,3	7,4	9,2	11,1	13,5	14,5	16,6	20,4	23,9	29,4	34,0
	Portata acqua glicolata (A/R -3/0°C)	l/h	1326	1584	1992	2352	2928	3516	4272	4625	5250	6462	7092	9312	10497
	Perdite di carico evaporatore	kPa	11	6	15	10	15	14	19	21	14	13	15	13	18
<i>Versione reversibile "R" in funzione raffreddamento</i>															
	Potenza caldo da dissipare	kW	6,1	7,9	9,4	11,0	13,6	16,6	19,7	20,9	24,9	30,0	34,5	43,0	52,0
	Portata acqua glicolata (A/R 40/35°C)	l/h	1166	1504	1782	2102	2577	3211	3837	4000	4899	5871	6699	8352	10184
	Perdite di carico evaporatore	kPa	8	6	9	10	7	11	15	16	5	4	6	5	7
Fluido refrigerante	Tipo	R407C													
	Carica di fluido refrigerante	kg	1,20	1,35	1,45	1,65	1,75	1,80	1,85	1,85	2,50	3,70	3,90	4,00	4,00
<i>Versione reversibile "R"</i>															
	Carica di fluido refrigerante	kg	1,20	1,35	1,45	1,65	1,75	1,80	1,85	2,45	2,50	3,70	3,90	4,00	4,00
	Olio refrigerante	olio estere													
	Quantità d'olio	l	1,0	1,1	1,1	1,1	1,36	1,85	1,65	1,89	4,1	4,1	4,1	4,1	4,1

Figura 5.7.4.1: dati tecnici pompa di calore

Nelle figure 5.7.4.2, 5.7.4.3 e 5.7.4.4, sono diagrammati il COP, la capacità frigorifera e la potenza elettrica assorbita, rispettivamente, al variare della temperatura di mandata T_a dell'acqua di

raffreddamento della pompa di calore all'uscita dell'evaporatore, parametrizzati rispetto al valore della temperatura T_s che rappresenta la temperatura dell'acqua all'uscita dalle sonde e quindi in ingresso al condensatore.

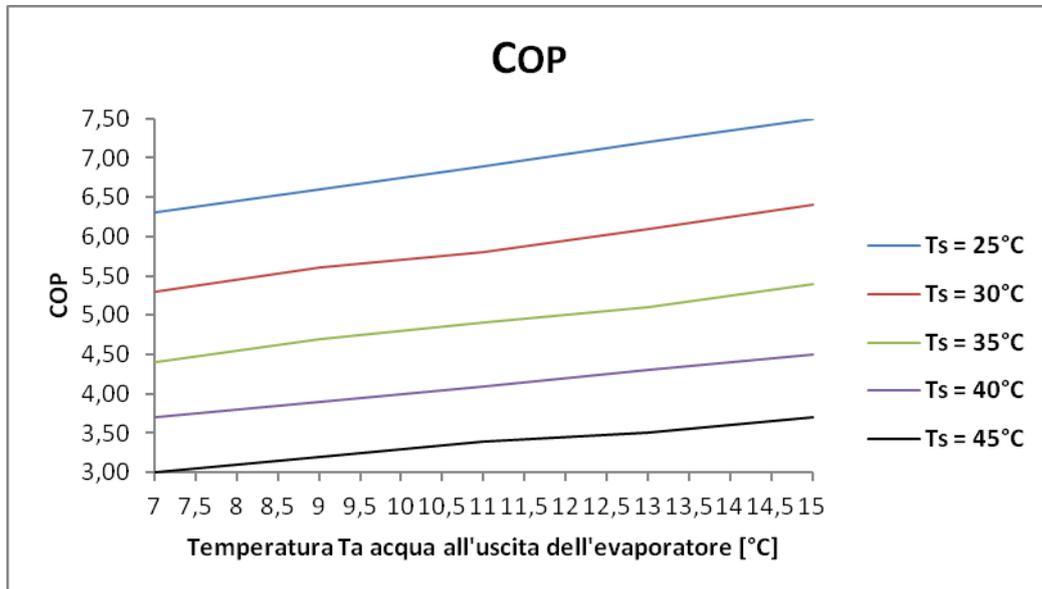


Figura 5.7.4.2: COP della pompa di calore in varie condizioni di funzionamento

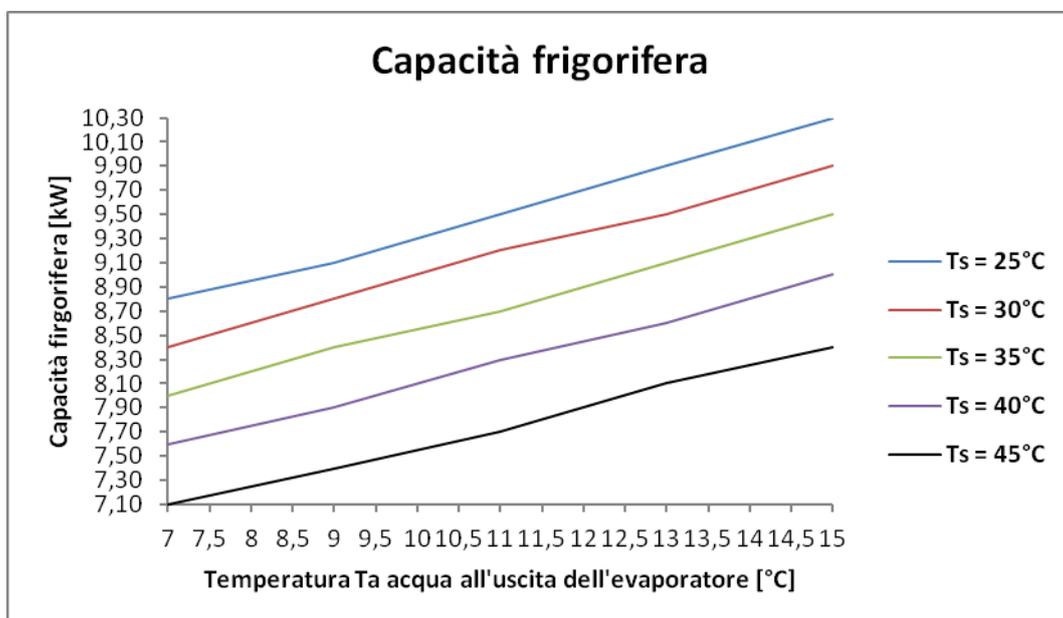


Figura 5.7.4.3: Capacità frigorifera della pompa di calore in varie condizioni di funzionamento

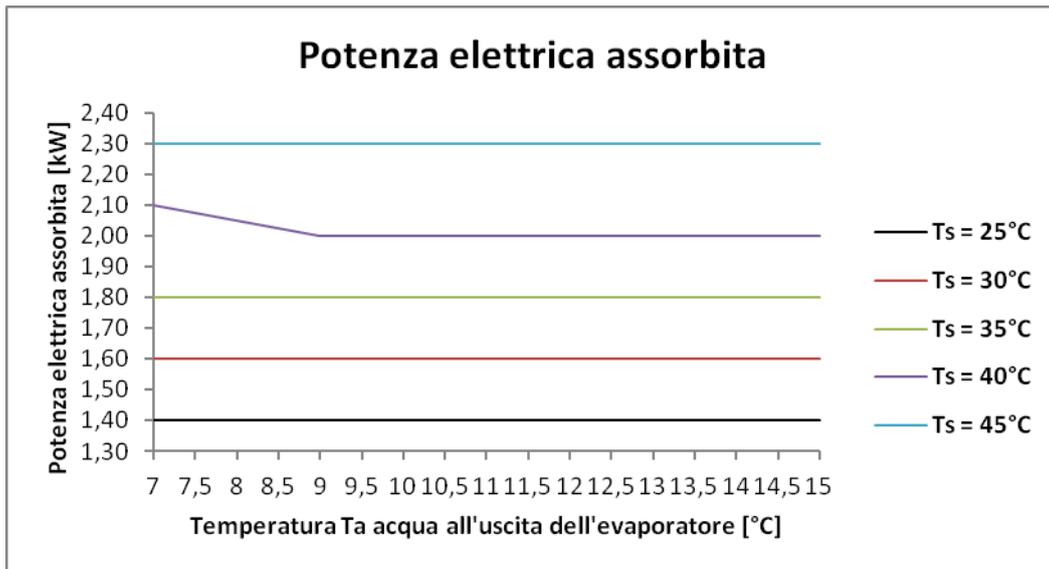


Figura 5.7.4.4: Potenza elettrica assorbita dalla pompa di calore in varie condizioni di funzionamento

Tali dati sono stati utilizzati per creare il file di prestazione in raffreddamento della pompa di calore per simulare il suo funzionamento in TRNSYS.

In conclusione, in figura 5.7.4.5 si riporta la pompa di calore selezionata.



Figura 5.7.4.5: Pompa di calore Riello HP GEO

5.8 – Risultati dell'applicazione della pompa di calore geotermica (GSHP)

Di seguito si analizza il funzionamento della Ground Source Heat Pump.

In figura 5.8.1 si riportano i principali componenti ed uno schema esemplificativo del sistema Ground Source Heat Pump, evidenziando le temperature che saranno analizzate sia sul circuito delle sonde geotermiche ($T10in$, $T10out$) che sul circuito del fluido termovettore interagente con l'evaporatore ($T9in$, $T9out$).

In particolare, $T10out$ rappresenta la temperatura di mandata dal condensatore del fluido (miscela acqua/glicole) alle sonde geotermiche, mentre $T10in$ rappresenta la temperatura del fluido (miscela acqua/glicole) di ritorno dalle sonde.

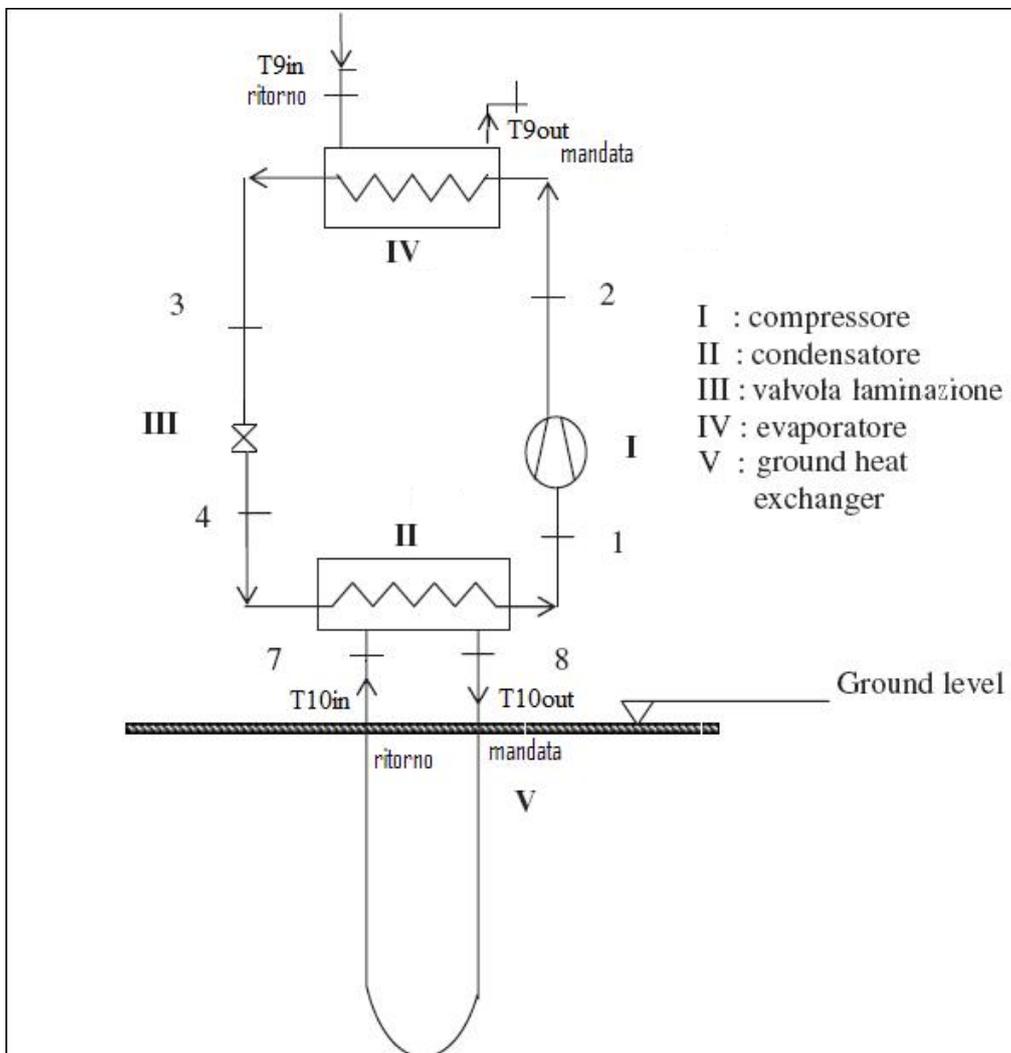


Figura 5.8.1: schema di riferimento Ground Source Heat Pump

5.8.1 – Analisi della temperatura della sorgente geotermica

In figura 5.8.1.1 si riportano i valori di temperatura medi giornalieri (ottenuti come media dei dati acquisiti ogni minuto) della soluzione di acqua e glicole di mandata e di ritorno dalle sonde. In figura 5.8.1.2 viene riportato l'andamento della temperatura (valori medi giornalieri) della sorgente geotermica in tutto il periodo caldo. Tale valore è fornito direttamente dal software TRNSYS ed è stato calcolato come media dei dati acquisiti ogni minuto.

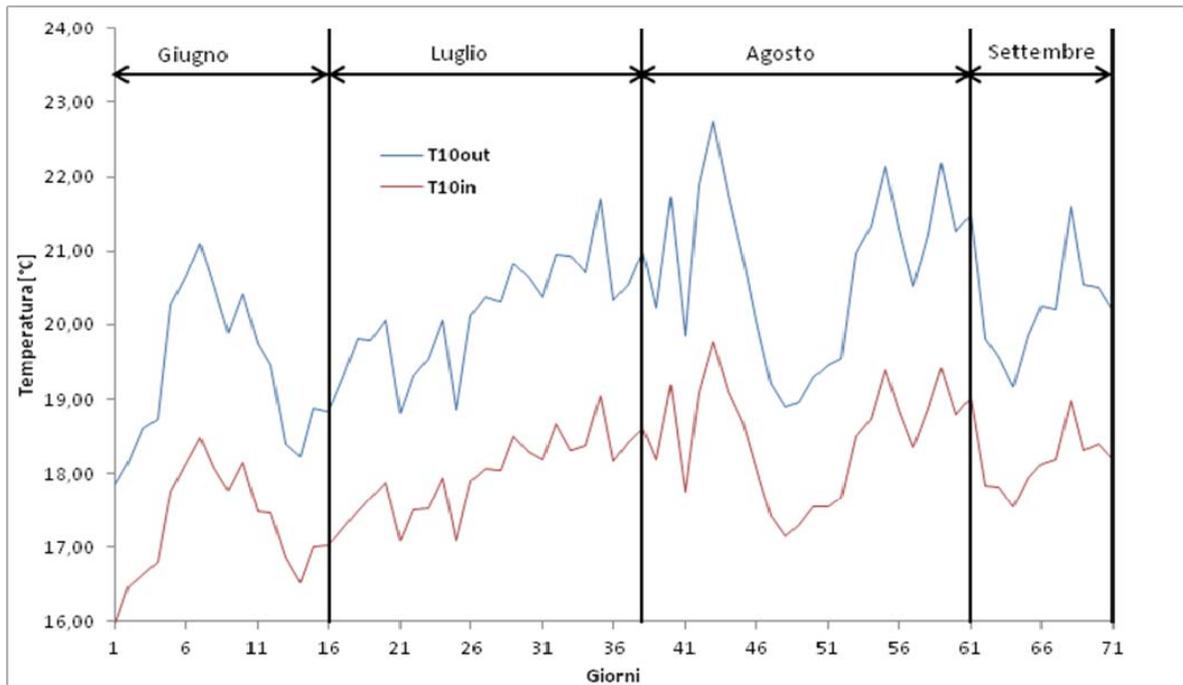


Figura 5.8.1.1 – Andamento della soluzione di acqua e glicole in uscita dalle sonde (T10in) ed in ingresso alle sonde (T10out) durante il periodo caldo

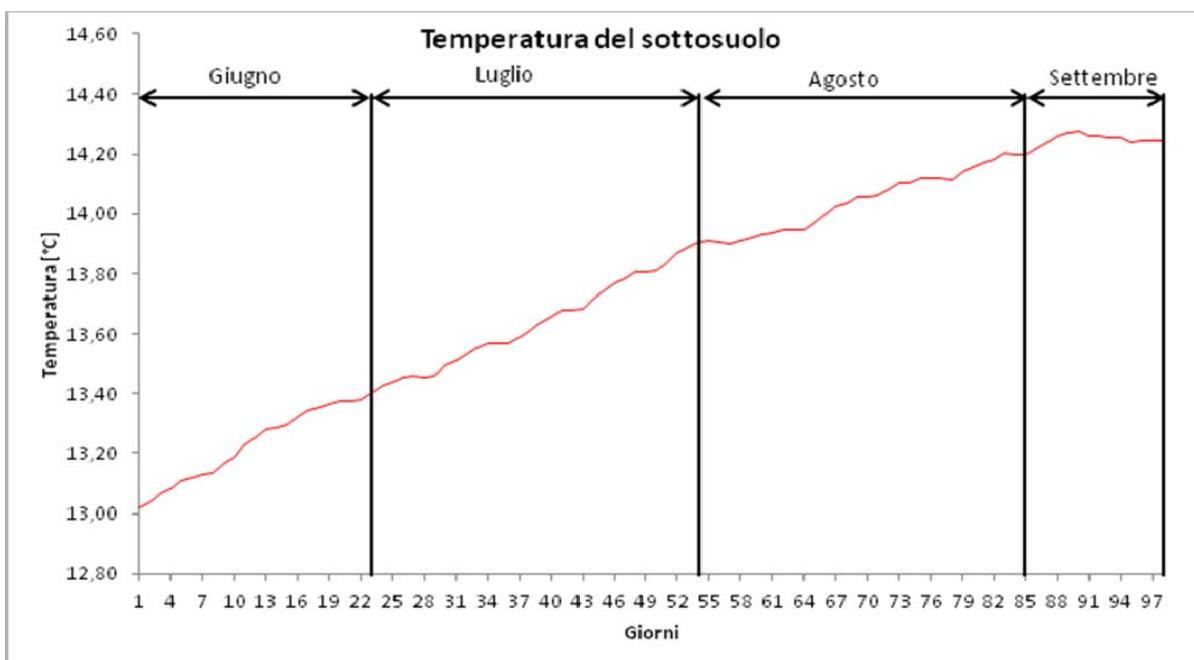


Figura 5.8.1.2 – Andamento della temperatura della sorgente geotermica durante tutto il periodo caldo

Da tale grafico si evince che la sorgente aveva inizialmente una temperatura di circa 13°C, poi si è avuto un incremento fino a circa 14,20 °C a fine periodo caldo. Tale incremento della temperatura è giustificato dal fatto che l'analisi è effettuata nel periodo estivo in cui la richiesta termica per raffreddamento è massima e quindi bisogna tenere conto che viene ceduta energia termica al sottosuolo.

Per una analisi più completa, nelle figure 5.8.1.3 e 5.8.1.4 sono riportati i risultati dell'analisi condotta incrociando tali dati con i valori assunti dalla temperatura esterna.

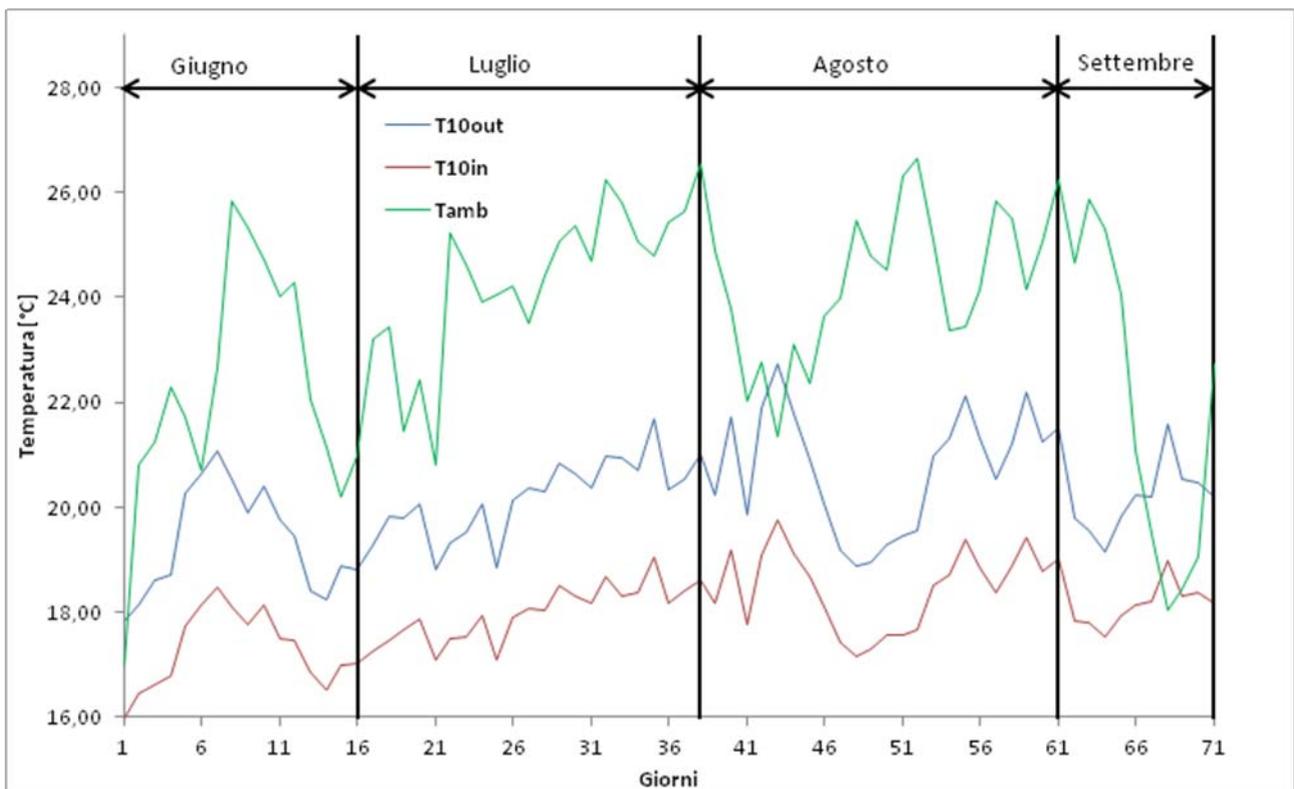


Figura 5.8.1.3 – Confronto tra le temperature della soluzione di acqua e glicole in ingresso ed in uscita dalle sonde geotermiche e la temperatura dell'aria esterna durante il periodo caldo

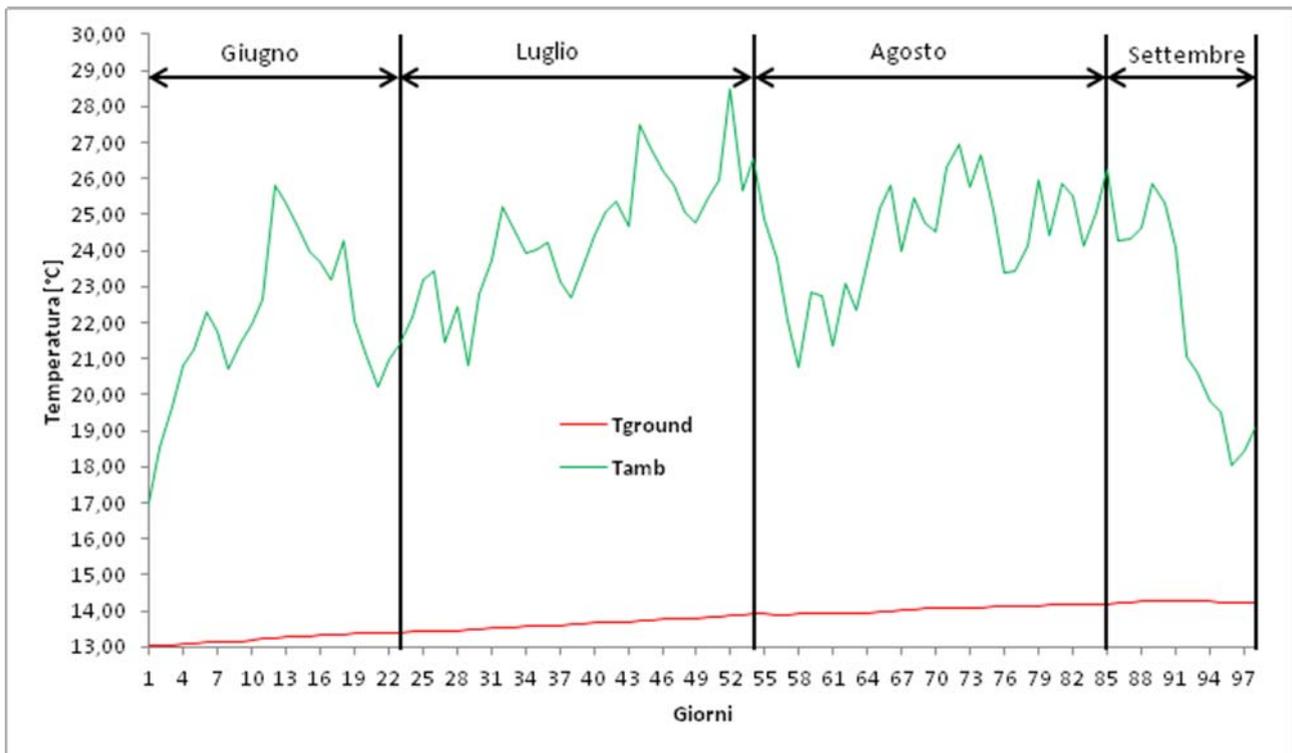


Figura 5.8.1.4: confronto della temperatura dell'ambiente esterno con la temperatura del sottosuolo

In figura 5.8.1.4 si può notare come la temperatura del sottosuolo non risenta della variazione della temperatura dell'ambiente esterno.

In figura 5.8.1.3 si può notare come in giornate particolarmente calde la richiesta di energia termica per la climatizzazione degli ambienti sia maggiore e questo comporta valori più elevati della temperatura della soluzione di acqua e glicole in ingresso ed in uscita dalle sonde.

In conclusione si può notare come ci sia un progressivo innalzamento della temperatura del sottosuolo nella stagione estiva e ciò crea una penalizzazione delle prestazioni energetiche dell'unità a compressione nel suo funzionamento di "refrigeratore" (effetto utile "freddo").

5.8.2 – Analisi del COP della pompa di calore

Di seguito si analizza l'andamento del coefficiente di prestazione della Ground Source Heat Pump durante tutto il periodo caldo. Esso è stato calcolato come il rapporto tra l'energia frigorifera fornita dalla macchina e l'energia elettrica da essa assorbita.

In figura 5.8.2.1 si riportano i valori medi giornalieri assunti dal COP durante tutto il periodo caldo. Tali valori sono stati calcolati come media giornaliera dei dati acquisiti ogni minuto.

Dal grafico si può notare come il valore del COP sia sempre superiore a 3,00 e come esso, in alcune giornate, assuma valori anche prossimi a 6,00.

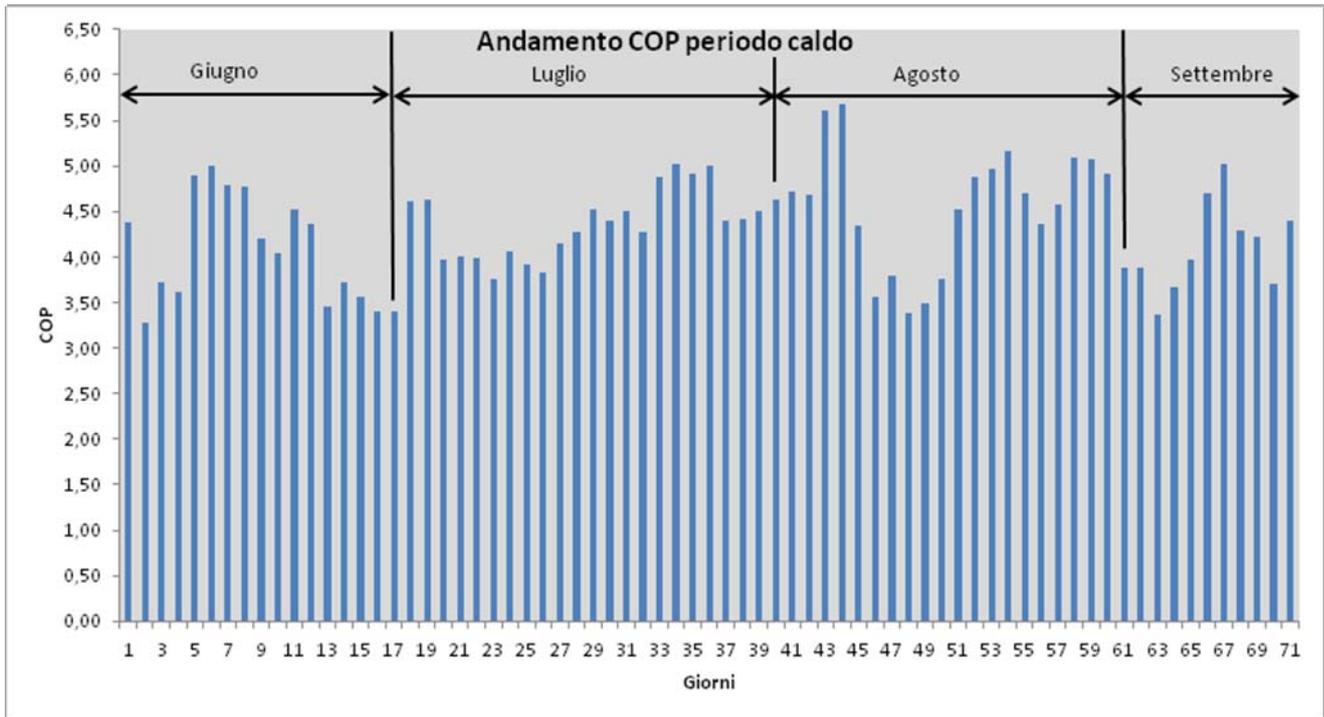


Figura 5.8.2.1: valori del COP durante il periodo caldo

Di seguito si vuole evidenziare l'influenza del lift di temperatura sul COP. In questo caso il fluido di lavoro interagisce nell'evaporatore con l'acqua che va alla batteria fredda per il raffrescamento degli ambienti, temperatura media tra $T9_{in}$ e $T9_{out}$ (figura 5.8.1), di seguito $T9$, e nel condensatore con la soluzione acqua/glicole, temperatura media tra $T10_{in}$ e $T10_{out}$ (figura 5.8.1), di seguito $T10$. Con riferimento al periodo caldo di analisi, in figura 5.8.2.2 sono riportati gli andamenti delle temperature medie dei fluidi secondari interagenti con GSHP, ed in figura 5.8.2.3 la relativa differenza di temperatura che la pompa deve "superare".

I valori riportati sono le medie giornaliere dei dati acquisiti ogni minuto.

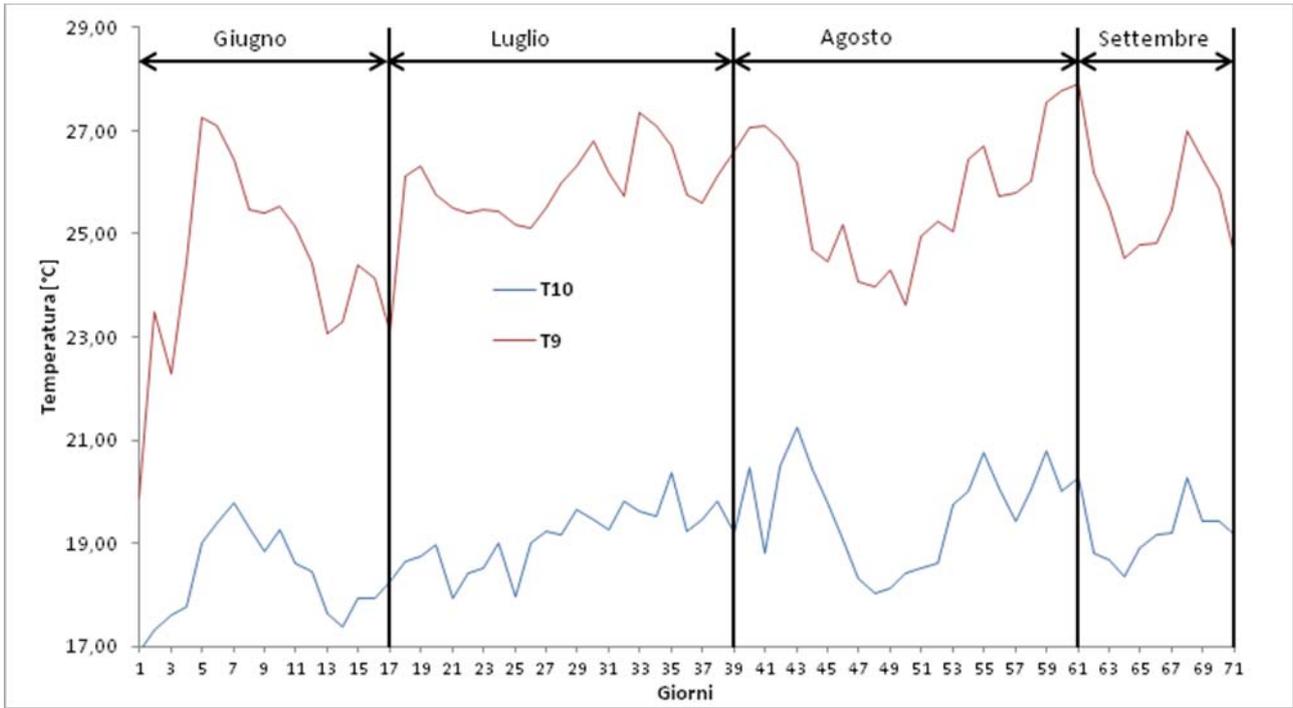


Figura 5.8.2.2 – Andamenti delle temperature medie dei fluidi secondari interagenti con la GSHP

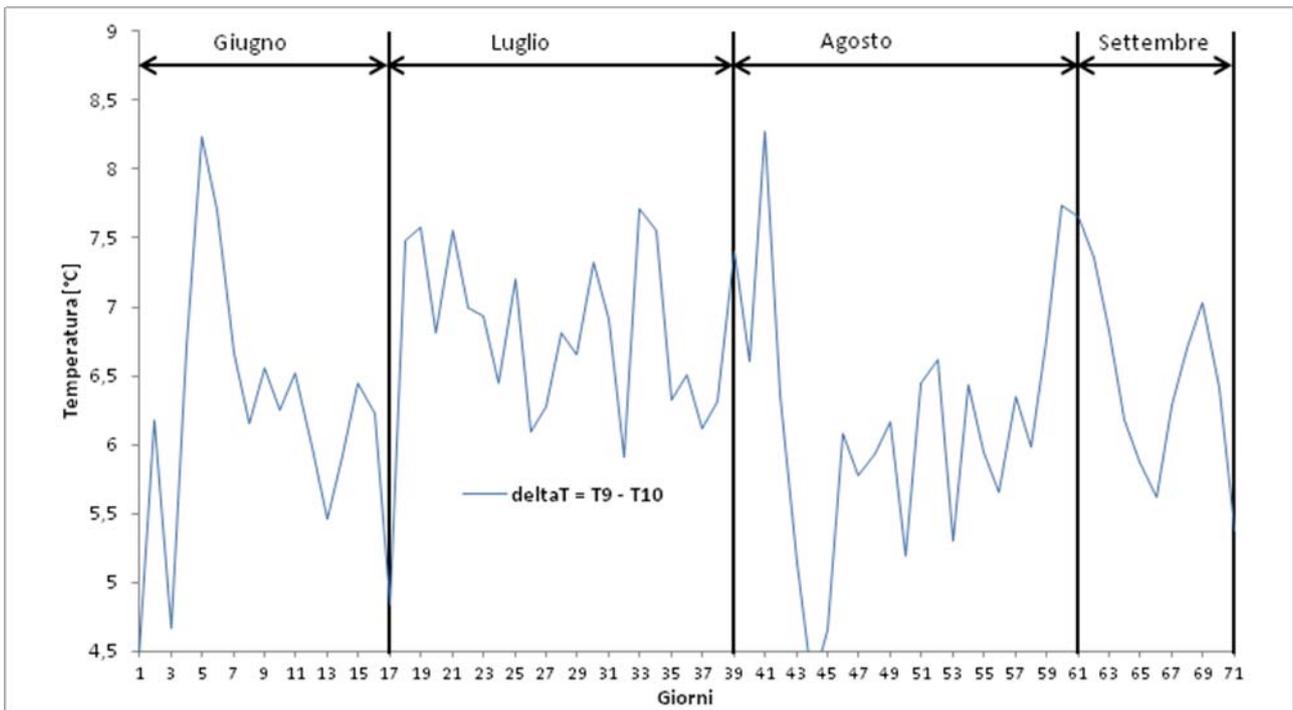


Figura 5.8.2.3: differenza di temperatura tra T9 e T10

Il grafico 5.8.2.3 mostra come il COP sia influenzato dal lift di temperatura.

Capitolo 6. CONCLUSIONI

In conclusione il conseguimento di risultati energeticamente “ottimi” mediante il ricorso alla produzione combinata di energia termica ed elettrica costituisce un problema complesso. Non è possibile, infatti, quantificarne i benefici prescindendo da una conoscenza accurata dei carichi dell’utenza in esame. Il numero di variabili che intervengono nel problema è tale, inoltre, da stravolgere completamente i margini di risparmio energetico ed economico al mutare del quadro normativo, tariffario o dello scenario energetico di riferimento. La dipendenza dalla configurazione impiantistica e della relativa logica di gestione è altrettanto significativa.

Un’analisi di previsione del tipo di quella proposta è fondamentale, quindi, per cercare una soluzione impiantistica (taglia del cogeneratore, schema d’impianto, logica di gestione, taglia dell’eventuale macchina frigorifera ad assorbimento, pompa di calore, campo di sonde, ecc.) che si avvicini alla soluzione energetica più valida pur garantendo un adeguato profitto.

Lo studio mostra come la ricerca di configurazioni orientate alla massimizzazione del risparmio energetico complessivo conduce verso risultati peggiorativi, rispetto alla logica della massimizzazione della redditività economica, per quanto concerne i parametri economici (SPB, VAN, IP).

Infatti il peggioramento dei risultati economici della logica di gestione per la massimizzazione del risparmio di energia primaria, è riconducibile al funzionamento dell’impianto nelle ore di fascia “F3” (ore 23÷07) caratterizzate da rilevanti entità di eccedenze elettriche a cui è associato ad sfavorevole rapporto tra il prezzo di vendita e quello di acquisto del kWh elettrico.

Dal punto di vista del risparmio di energia primaria invece si è riscontrato un incremento percentuale del risultato del REP.

L’impossibilità di definire un chiaro confronto fra il Risparmio di Energia Primaria ed il Simple Payback, a conferma della complessità con cui le diverse variabili concorrono a determinare i risultati, ribadisce la sostanziale impossibilità di condurre un’analisi previsionale.

Il potenziale della produzione combinata di energia termica ed elettrica in termini di risparmio energetico è tale da giustificare le attenzioni rivolte alla tecnologia cogenerativa basata su motori a combustione interna alternativi alimentati a gas naturale. Configurazioni impiantistiche e logiche di

gestione dei gruppi come quelle analizzate nel presente lavoro, suscettibili di ulteriore ottimizzazione e affinamento, sono tali da configurare risparmi di energia primaria che si avvicinano al 24% in applicazioni ad utenze del settore ospedaliero (soluzione trigenerativa).

Per quanto riguarda la soluzione integrativa geotermica, non essendo in possesso di dati relativi al tipo di terreno ed alla risposta termica dello stesso in conseguenza dell'inserimento di un campo di sonde geotermiche, si è effettuato un preliminare studio pilota utilizzando dati di letteratura ed avvalendosi della simulazione attraverso un software dedicato di elevata potenzialità.

Il sistema infatti è stato dimensionato basandosi su di una simulazione del Ground Response Test a cui è stato associato una applicazione pilota costituita da solo 2 sonde.

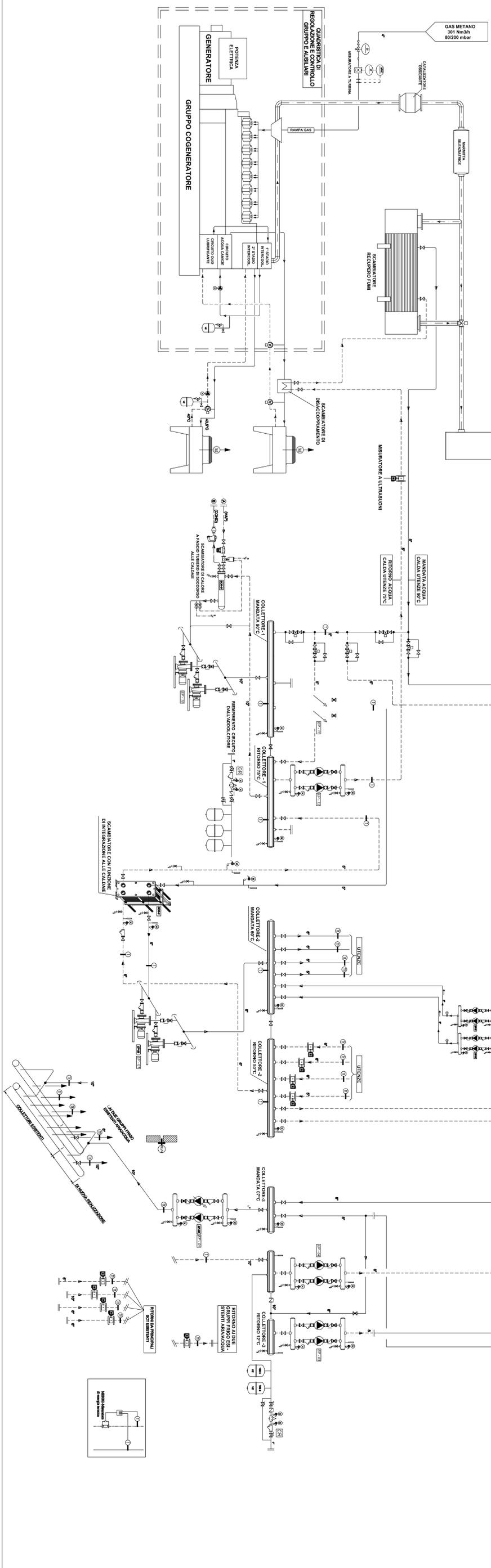
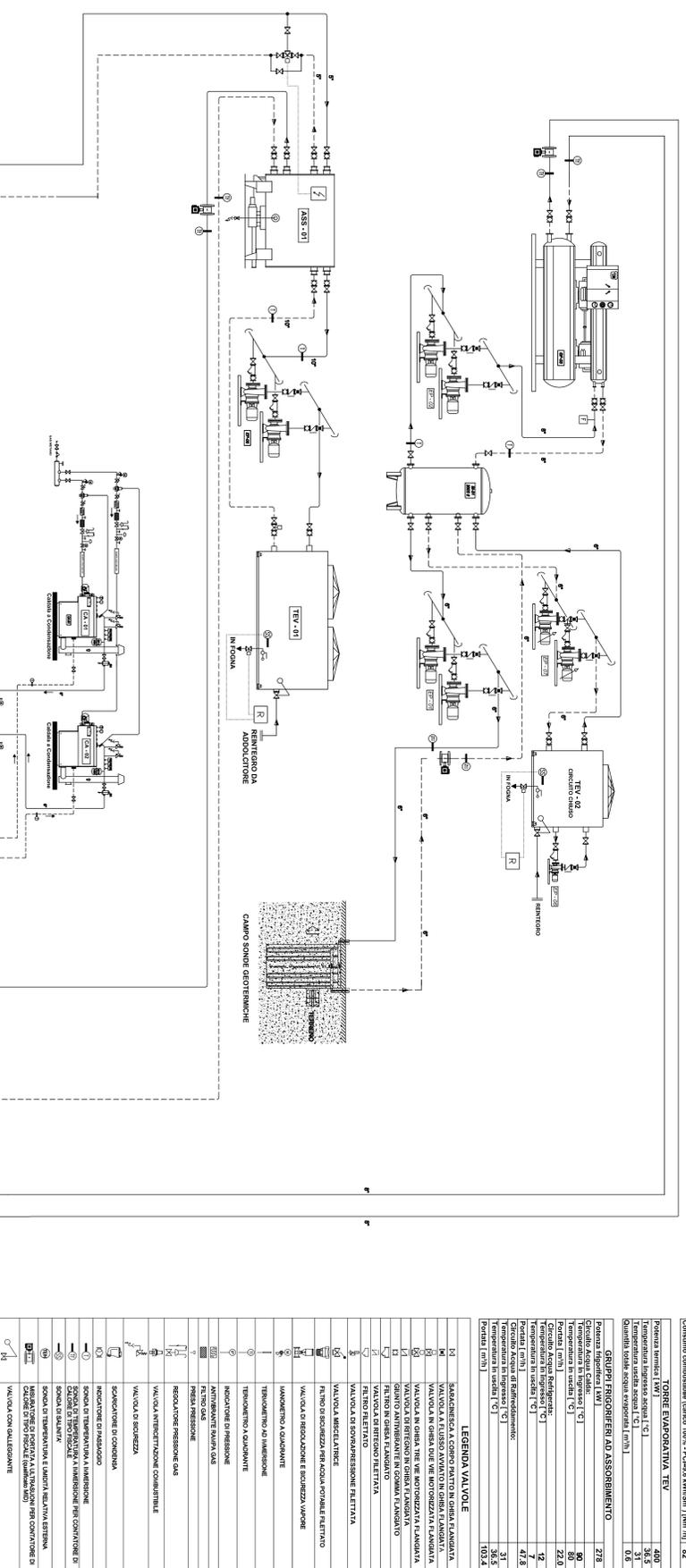
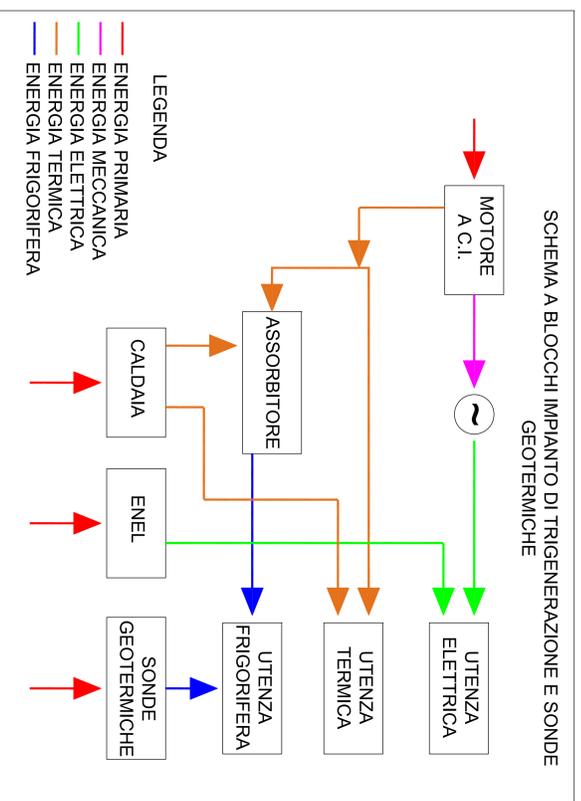
Conseguentemente è stata effettuata sempre attraverso una simulazione una analisi dell'impianto geotermico costituito dalle sonde accoppiate ad una pompa di calore acqua/acqua da 8 kW.

I risultati ottenuti evidenziano una ottima prestazione della pompa di calore nel periodo estivo riscontrabile dal diagramma del COP sempre superiore a 3,00, raggiungendo in alcune giornate valori prossimi a 6,00. Inoltre analizzando la variazione della temperatura della sorgente geotermica, nel periodo estivo, si è verificato che il terreno incrementa la propria temperatura di circa 1°C quando in esso viene immessa un'energia termica pari a circa 2400 kWh.

I risultati di tale studio dovranno essere ulteriormente sviluppati procedendo ad analisi delle caratteristiche del terreno in situ mediante una massiccia campagna di perforazioni per l'effettuazione del Ground Response Test e quindi si potrà procedere al dimensionamento dell'impianto adatto alla struttura ospedaliera. Questo aspetto è determinante ai fini della valutazione tecnica-economica sulla convenienza della soluzione geotermica.

SCHEMA IMPIANTO DI TRIGENERAZIONE E SONDE GEOTERMICHE

SCHEMA A BLOCCHI IMPIANTO DI TRIGENERAZIONE E SONDE GEOTERMICHE



PRESTAZIONI DEL GRUPPO DI COGENERAZIONE

Potenza elettrica generata (contro 100%) [kW]	300
Potenza termica utile (contro 100%) [kW]	400
Efficienza elettrica a pieno carico	30,0%
Efficienza termica a pieno carico	39,7%
Efficienza globale a pieno carico	48,7%
Consumo standardizzato (contro 100%) [kW _{th} /kW _{el}]	42

TORRE EVAPORATIVA TEV

Spessore involucro [mm]	400
Temperatura ingresso acqua [°C]	36,5
Temperatura uscita acqua [°C]	31
Quantità acqua evaporata [m ³ /h]	0,3

GRUPPI FRIGORIFERI AD ASSORBIMENTO

Modello	TEV-02	TEV-04
Capacità frigorifera [kW]	278	278
Temperatura in ingresso [°C]	80	80
Temperatura in uscita [°C]	22,0	22,0
Potenza [kW]	47	47
Quantità acqua refrigerante [kg]	47,8	47,8
Temperatura in uscita [°C]	7	7
Pressione [atm]	4,2	4,2
Consumo elettrico [kW]	31	31
Temperatura in ingresso [°C]	36,5	36,5
Temperatura in uscita [°C]	102,4	102,4

LEGENDA VALVOLE

1	SAKAFINISCEA A CORPO PIATTO IN GHISA FLAMMATA
2	VALVOLA IN GHISA CON VELO AUTOREGOLANTE FLAMMATA
3	VALVOLA IN GHISA CON VELO AUTOREGOLANTE FLAMMATA
4	VALVOLA IN BRONZO IN GHISA FLAMMATA
5	GRUPPO ANTIURTO IN GHISA FLAMMATA
6	VALVOLA DI RIFUGIO ELETTRICA
7	FILTRO IN ALLUMINIO
8	VALVOLA DI SOVRAPRESSIONE IN ALLUMINIO
9	FILTRO DI SOVRAPRESSIONE PER ACQUA POTABILE ELETTRICO
10	VALVOLA DI SOVRAPRESSIONE E SENSIBILITÀ VARIABILE
11	MANOMETRO CALIBRANTE
12	TERMOCONTATTO DI SENSIBILITÀ
13	TERMOCONTATTO DI SENSIBILITÀ
14	MANOMETRO DI PRESSIONE
15	MANOMETRO DI PRESSIONE
16	MANOMETRO DI PRESSIONE
17	MANOMETRO DI PRESSIONE
18	MANOMETRO DI PRESSIONE
19	MANOMETRO DI PRESSIONE
20	MANOMETRO DI PRESSIONE
21	MANOMETRO DI PRESSIONE
22	MANOMETRO DI PRESSIONE
23	MANOMETRO DI PRESSIONE
24	MANOMETRO DI PRESSIONE
25	MANOMETRO DI PRESSIONE
26	MANOMETRO DI PRESSIONE
27	MANOMETRO DI PRESSIONE
28	MANOMETRO DI PRESSIONE
29	MANOMETRO DI PRESSIONE
30	MANOMETRO DI PRESSIONE
31	MANOMETRO DI PRESSIONE
32	MANOMETRO DI PRESSIONE
33	MANOMETRO DI PRESSIONE
34	MANOMETRO DI PRESSIONE
35	MANOMETRO DI PRESSIONE
36	MANOMETRO DI PRESSIONE
37	MANOMETRO DI PRESSIONE
38	MANOMETRO DI PRESSIONE
39	MANOMETRO DI PRESSIONE
40	MANOMETRO DI PRESSIONE
41	MANOMETRO DI PRESSIONE
42	MANOMETRO DI PRESSIONE
43	MANOMETRO DI PRESSIONE
44	MANOMETRO DI PRESSIONE
45	MANOMETRO DI PRESSIONE
46	MANOMETRO DI PRESSIONE
47	MANOMETRO DI PRESSIONE
48	MANOMETRO DI PRESSIONE
49	MANOMETRO DI PRESSIONE
50	MANOMETRO DI PRESSIONE
51	MANOMETRO DI PRESSIONE
52	MANOMETRO DI PRESSIONE
53	MANOMETRO DI PRESSIONE
54	MANOMETRO DI PRESSIONE
55	MANOMETRO DI PRESSIONE
56	MANOMETRO DI PRESSIONE
57	MANOMETRO DI PRESSIONE
58	MANOMETRO DI PRESSIONE
59	MANOMETRO DI PRESSIONE
60	MANOMETRO DI PRESSIONE
61	MANOMETRO DI PRESSIONE
62	MANOMETRO DI PRESSIONE
63	MANOMETRO DI PRESSIONE
64	MANOMETRO DI PRESSIONE
65	MANOMETRO DI PRESSIONE
66	MANOMETRO DI PRESSIONE
67	MANOMETRO DI PRESSIONE
68	MANOMETRO DI PRESSIONE
69	MANOMETRO DI PRESSIONE
70	MANOMETRO DI PRESSIONE
71	MANOMETRO DI PRESSIONE
72	MANOMETRO DI PRESSIONE
73	MANOMETRO DI PRESSIONE
74	MANOMETRO DI PRESSIONE
75	MANOMETRO DI PRESSIONE
76	MANOMETRO DI PRESSIONE
77	MANOMETRO DI PRESSIONE
78	MANOMETRO DI PRESSIONE
79	MANOMETRO DI PRESSIONE
80	MANOMETRO DI PRESSIONE
81	MANOMETRO DI PRESSIONE
82	MANOMETRO DI PRESSIONE
83	MANOMETRO DI PRESSIONE
84	MANOMETRO DI PRESSIONE
85	MANOMETRO DI PRESSIONE
86	MANOMETRO DI PRESSIONE
87	MANOMETRO DI PRESSIONE
88	MANOMETRO DI PRESSIONE
89	MANOMETRO DI PRESSIONE
90	MANOMETRO DI PRESSIONE
91	MANOMETRO DI PRESSIONE
92	MANOMETRO DI PRESSIONE
93	MANOMETRO DI PRESSIONE
94	MANOMETRO DI PRESSIONE
95	MANOMETRO DI PRESSIONE
96	MANOMETRO DI PRESSIONE
97	MANOMETRO DI PRESSIONE
98	MANOMETRO DI PRESSIONE
99	MANOMETRO DI PRESSIONE
100	MANOMETRO DI PRESSIONE

RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI:

- [1] Eurostat European Commission, “Combined Heat and Power (CHP) in EU, Turkey, Norway and Iceland -2006 data – Issue number 22/2008”, <http://epp.eurostat.ec.europa.eu>;
- [2] “Monitoraggio dello Sviluppo degli Impianti di Generazione Distribuita per l’anno 2010” – AEEG 2010;
- [3] “Le Norme UNI TS 11300 quale riferimento per la Certificazione Energetica degli Edifici e la Misura della loro sostenibilità” – Convegno Comitato Termotecnico Italiano Energia e Ambiente, Milano Expocomfort, 23 marzo 2010;
- [4] R. Mastrullo, P. Mazzei, V. Naso, R. Vanoli, “Fondamenti di trasmissione del calore”, Liguori Editore;
- [5] Norma UNI 7357 – “Calcolo del fabbisogno termico per il riscaldamento di edifici”;
- [6] Norma UNI EN 13779:2005 – Ventilazione degli edifici non residenziali – Requisiti per i sistemi di ventilazione e di condizionamento;
- [7] Linee guida per l’applicazione del Decreto del Ministero dello Sviluppo Economico 5 settembre 2011 – Cogenerazione ad Alto Rendimento (CAR);
- [8] Deliberazione 15 dicembre 2011 - ARG/elt 181/11 “Aggiornamento dei provvedimenti dell’Autorità per l’energia elettrica e il gas, correlati alla deliberazione n. 42/02 in materia di cogenerazione, a seguito dell’emanazione dei decreti ministeriali 4 agosto 2011 e 5 settembre 2011”;
- [9] Decreto Ministeriale 5 settembre 2011, “Definizione del nuovo regime di sostegno per la Cogenerazione ad Alto Rendimento”;
- [10] Decreto Ministeriale 4 agosto 2011, “Integrazioni al decreto legislativo 8 febbraio 2007, n. 20, di attuazione della direttiva 2004/8/CE sulla promozione della cogenerazione basata su una domanda di calore utile sul mercato interno dell’energia, e modificativa della direttiva 92/42/CE”;
- [11] Decreto Legislativo 3 marzo 2011, n. 28, “Attuazione della direttiva 2009/28/CE sulla promozione dell’uso dell’energia da fonti rinnovabili, recante modifica e successiva abrogazione delle direttive 2001/77/CE e 2003/30/CE”;
- [12] Delibera ARG/elt 174/09, “Aggiornamento, a decorrere dall’1 gennaio 2010, dei parametri di riferimento per il riconoscimento della produzione combinata di energia elettrica e calore come cogenerazione ai sensi dell’articolo 3, comma 3.1, della deliberazione dell’Autorità per l’energia elettrica e il gas 19 marzo 2002, n. 42/02”;

- [13] Delibera ARG/elt 145/08, “Modifica della deliberazione dell'Autorità per l'energia elettrica e il gas 19 marzo 2002, n. 42/02, in materia di produzione di energia elettrica da fonti rinnovabili in cogenerazione”;
- [14] Decreto legislativo 8 febbraio 2007, n. 20, “Attuazione della direttiva 2004/8/CE sulla promozione della cogenerazione basata su una domanda di calore utile nel mercato interno dell'energia, nonché modifica alla direttiva 92/42/CEE”;
- [15] Decreto Ministeriale 20 luglio 2004, “Nuova individuazione degli obiettivi quantitativi per l'incremento dell'efficienza energetica negli usi finali di energia, ai sensi dell'art. 9, comma 1, del D.Lgs. 16 marzo 1999, n. 79”;
- [16] Provvedimento n. 6/1992, “Prezzi dell'energia elettrica relativi a cessione, vettoriamento e produzione per conto dell'Enel, parametri relativi allo scambio e condizioni tecniche generali per l'assimilabilità a fonte rinnovabile”;
- [17] Delibera AEEG n. 42/02 dell'Autorità per l'Energia Elettrica e il Gas, “Condizioni per il riconoscimento della produzione combinata di energia elettrica e calore come cogenerazione ai sensi dell'articolo 2, comma 8, del decreto legislativo 16 marzo 1999, n. 79”;
- [18] E. Macchi, S. Campanari, P. Silva – La micro cogenerazione a gas naturale, Polipress, 2006;
- [19] M. Bianchi, P. R. Spina, G. Tomassetti, D. Forni, E. Ferrero, “Le tecnologie innovative ed efficienti nei sistemi di generazione in assetto co-trigenerativo e nei sistemi integrati con unità a pompa di calore nelle applicazioni industriali e del terziario”, Report RSE/2009/18 - ENEA Aprile 2009;
- [20] M. Dentice d'Accadia, M. Sasso, S. Sibilio, L. Vanoli, “Micro-combined heat and power in residential and light commercial applications”, Applied Thermal Engineering, 23 (2003), 1247–1259;
- [21] Cirillo N.C., “La microcogenerazione con Motori Alternativi a C. I. alimentati con combustibili gassosi”. Tesi di Dottorato in Ingegneria delle Macchine. X Ciclo, 1998;
- [22] Cirillo N.C., Cozzolino R., “Micro-cogeneration with LPG fuelled S.I. engines: new ways for emissions control”, The 1998 Fall Technical Conference of the ASME Internal Combustion Engine Division. Part 1 (of 3); Clymer, NY, USA; 27-30 Sept. 1998. pp. 63-69;
- [23] N.C. Cirillo, R. Cozzolino, “Un prototipo di microcogeneratore da 3kW: realizzazione e risultati”, 53° Congresso ATI, Firenze, Italia, 1998;
- [24] R. Cozzolino, M.no Migliaccio, N.C. Cirillo, P. Grassia, P. Capaldi, “Un microcogeneratore con motore a c.i. alimentato a GPL”. Convegno Tekna, Napoli, Ottobre 2000;

- [25] P. Capaldi, R. Cozzolino, P. Grassia, M. Migliaccio, A. Natale, “Un microgeneratore da 6kWe ad alta efficienza e basso impatto ambientale”, 57° Congresso Nazionale ATI, Pisa, 17÷20 settembre 2002;
- [26] P. Capaldi, P. Grassia, M.no Migliaccio, A. Del Pizzo, “Un microgeneratore da 10kWe ad alta efficienza e basso impatto ambientale”, 58° Congresso Nazionale ATI, Padova - S. Martino di Castrozza, 9-13 settembre 2003;
- [27] C. Abagnale, M. Blasi, M. Dentice d’Accadia, P. Iodice, M. Migliaccio, “Analysis of a “Trigeneration” Plant For a new Urban Agglomeration”, ASME-ATI-UIT 2010, Conference on Thermal and Environmental Issues in Energy Systems, 16 – 19 May, 2010, Sorrento, Italy.
- [28] M. Blasi, M. Castaldo, M. Dentice d’Accadia, M. Hubler, P. Iodice, M. Migliaccio, “Analisi di un Impianto di Trigenerazione per la Riquilificazione di un’Area Industriale Dismessa”, 63° Congresso Nazionale ATI, Palermo, 23-26 settembre 2008;
- [29] Tesi di laurea in Macchine - Università degli studi di Napoli Federico II, Relatore Ch.mo Prof. Ing. M. Blasi, Correlatore Dott. Ing. R. Blasi, Autore Tammaro, “Studio di un impianto di Microgenerazione con turbogas alimentato a biomassa”, Anno accademico - 2009/2010.
- [30] Tesi di laurea in Macchine - Università degli studi di Napoli Federico II, Relatore Ch.mo Prof. Ing. M. Blasi, Correlatore Dott. Ing. R. Blasi, Autore E. Tione, “La microgenerazione ed il quadro normativo italiano di riferimento”, Anno accademico - 2009/2010.
- [31] Tesi di laurea in Macchine - Università degli studi di Napoli Federico II, Relatore Ch.mo Prof. Ing. M. Blasi, Correlatore Dott. Ing. R. Blasi, Autore A. Tammaro, “Studio di un impianto di Microgenerazione con turbogas alimentato a biomassa”, Anno accademico - 2009/2010.
- [32] Muccillo M., “Criteri di Ottimizzazione di Sistemi Cogenerativi: Approccio Multiobiettivo”. Tesi di Dottorato in Ingegneria dei Sistemi Meccanici. XXIV Ciclo, 2012;
- [33] TRNSYS 16 Documentation, Volume 1 Getting Started, Solar Energy Laboratory, Univ. of Wisconsin-Madison <http://sel.me.wisc.edu/trnsys>, TRANSSOLAR Energietechnik GmbH <http://www.transsolar.com>, CSTB – Centre Scientifique et Technique du Bâtiment <http://software.cstb.fr>, TESS – Thermal Energy System Specialists, LLC <http://www.tess-inc.com>;
- [34] TRNSYS 16 Documentation, Volume 2 Using the Simulation Studio, Solar Energy Laboratory, Univ. of Wisconsin-Madison <http://sel.me.wisc.edu/trnsys>, TRANSSOLAR

Energietechnik GmbH <http://www.transsolar.com>, CSTB – Centre Scientifique et Technique du Bâtiment <http://software.cstb.fr>, TESS – Thermal Energy System Specialists, LLC <http://www.tess-inc.com>;

- [35] TRNSYS 16 Documentation, Volume 6 Multizone Building modeling with Type56 and TRNBuild, Solar Energy Laboratory, Univ. of Wisconsin-Madison <http://sel.me.wisc.edu/trnsys>, TRANSSOLAR Energietechnik GmbH <http://www.transsolar.com>, CSTB – Centre Scientifique et Technique du Bâtiment <http://software.cstb.fr>, TESS – Thermal Energy System Specialists, LLC <http://www.tess-inc.com>;
- [36] TRNSYS 16 Documentation, Volume 9 Weather Data, Solar Energy Laboratory, Univ. of Wisconsin-Madison <http://sel.me.wisc.edu/trnsys>, TRANSSOLAR Energietechnik GmbH <http://www.transsolar.com>, CSTB – Centre Scientifique et Technique du Bâtiment <http://software.cstb.fr>, TESS – Thermal Energy System Specialists, LLC <http://www.tess-inc.com>;
- [37] Savino Basta, Fabio Minchio, “Geotermia e pompe di calore”, Geotermia.org, maggio 2008;
- [38] Francesco Tinti, “Geotermia per la climatizzazione”, Dario Flaccovio Editore, giugno 2009;
- [39] Tesi di laurea in Complementi di Energetica - Università degli studi del Sannio, Relatore Ch.mo Prof. Ing. M. Sasso, Correlatore Dott. Ing. G. Angrisani, Autore G. Diglio, “Unità di trattamento aria con pompa di calore interagente con il suolo” Anno accademico - 2011/2012.
- [40] Yavuzturk, C., J.D. Spitler. 1999. A Short Time Step Response Factor Model for Vertical Ground Loop Heat Exchangers. ASHRAE Transactions. 105(2): 475-48;
- [41] Cenk Yavuzturk, “MODELING OF VERTICAL GROUND LOOP HEAT EXCHANGERS FOR GROUND SOURCE HEAT PUMP SYSTEMS”, Degree of Doctor of Philosophy, December 1999;
- [42] John W. Lund, Derek H. Freeston, Tonya L. Boyd, “Direct application of geothermal energy: 2005 Worldwide review”, 2005, Geothermics 34 (2005) 691–727;
- [43] Constantine Karytsas, Dimitrios Mendrinou, Johann Goldbrunner, “Low enthalpy geothermal energy utilization schemes for greenhouse and district heating at Traianoupolis Evros, Greece”, 2002;
- [44] Eugester W. J., Rybach L., “Sustainable production from borehole heat exchanger systems”, Proceedings World Geothermal Congress 2000, Kyushu – Tohoku, Japan, May 28 – June 10, 2000;

- [45] Burkhard Sanner, Göran Hellström, Jeff Spitler, Signhild Gehlin, “Thermal Response Test – Current Status and World-Wide Application”, Proceedings World Geothermal Congress 2005, Antalya, Turkey, 24-29 April 2005;
- [46] E. Kondili, J.K. Kaldellis, “Optimal design of geothermal–solar greenhouses for the minimisation of fossil fuel consumption”, 2005, Applied Thermal Engineering 26 (2006) 905–915;
- [47] Huajun Wang, Chengying Qi, “Performance study of underground thermal storage in a solar-ground coupled heat pump system for residential buildings”, 2007, Energy and Buildings 40 (2008) 1278–1286;
- [48] Yiqiang Jiang, Yang Yao, Li Rong, Zuiliang Ma, “A Novel Integrated Frozen Soil Thermal Energy Storage and Ground-Source Heat Pump System”, Renewable Energy Resources and a Greener Future Vol.VIII-11-4, ICEBO2006, Shenzhen, China;
- [49] D. Pahud, B. Matthey, “Comparison of the thermal performance of double U-pipe borehole heat exchangers measured in situ”, 2001, Energy and Buildings 33 (2001) 503-507;
- [50] Valentin Trillat-Berdal, Bernard Souyri, Gilbert Achard, “Coupling of geothermal heat pumps with thermal solar collectors”, 2006, Applied Thermal Engineering 27 (2007) 1750–1755;
- [51] Wei Mu, Suilin Wang, Shuyuan Pan, Yongzheng Shi, “Discussion of an Optimization Scheme for the Ground Source Heat Pump System of HVAC”, Renewable Energy Resources and a Greener Future Vol.VIII-13-3, ICEBO2006, Shenzhen, China;
- [52] V. Trillat-Berdal, B. Souyri, G. Fraisse, “Experimental study of a ground-coupled heat pump combined with thermal solar collectors”, 2006, Energy and Buildings 38 (2006) 1477–1484;
- [53] Ping Cui, Yi Man, Zhaohong Fang, “Modeling of Heat Transfer in Geothermal Heat Exchangers”, HVAC Technologies for Energy Efficiency, Vol. IV-10-3, ICEBO2006, Shenzhen, China;
- [54] Valentin Trillat-Berdal, Bernard Souyri, Gilbert Achard, “INTEGRATION ENERGETIQUE DANS LES BATIMENTS: UTILISATION COMBINEE DE L’ENERGIE SOLAIRE ET DE LA GEOTHERMIE BASSE TEMPERATURE”;
- [55] Zhongyi Yu, Xudong Yuan, Bin Wang, “Optimal Design for a Hybrid Ground-Source Heat Pump”, Renewable Energy Resources and a Greener Future Vol.VIII-11-5, ICEBO2006, Shenzhen, China;
- [56] Hikmet Esen, Mustafa Inalli, Abdulkadir Sengur, Mehmet Esen, “Performance prediction of a ground-coupled heat pump system using artificial neural networks”, Expert Systems with Applications 35 (2008) 1940–1948;

[57] David E. Claridge, “USING SIMULATION MODELS FOR BUILDING COMMISSIONING”, ESL-IC-04-10-31.