

POLITECNICO DI MILANO

Facoltà di Ingegneria Industriale

Corso di Laurea in

Ingegneria Energetica



Pompe di calore elioassistite con collettore-evaporatore: simulazione e studio di
ottimizzazione con fluidi R134a e R407A

Relatore: Prof. Cesare Maria JOPPOLO

Correlatore: Ing. Luca MOLINAROLI

Tesi di Laurea di:

Angelo RUGGIERO Matr. 720152

Anno Accademico 2009 – 2010

Sommario

Il seguente lavoro di tesi è dedicato allo studio e all'ottimizzazione di una pompa di calore elioassistita. Il lavoro affronta la realizzazione di un modello matematico accurato del componente principale dell'intero sistema, il collettore-evaporatore. In seguito è stato sviluppato un codice di calcolo in ambiente MATLAB® per poter ottimizzare l'intero sistema e confrontare l'influenza apportata nell'utilizzo di due fluidi refrigeranti l'R134a e l'R407A.

Parole chiave: Pompa di calore, elioassistita, espansione diretta, collettore-evaporatore, R407A, R134a.

Abstract

Optimization of a solar assisted heat pump. This work provides a mathematical model for a collector-evaporator. It was later developed a numerical code in MATLAB® to optimize the entire system and compare the influence made using two refrigerants R134a and R407A.

Key words: Heat pump, SAHP, solar assisted, direct expansion, R407A, R134a.

Indice generale

1	Introduzione	1
2	Pompa di Calore.....	3
2.1	Funzionamento della Pompa di calore	3
2.2	Componenti principali.....	6
2.2.1	Evaporatore	6
2.2.2	Compressore	10
2.2.3	Condensatore	11
2.2.4	Valvola di laminazione	13
2.3	Prestazioni di una pompa di calore	14
3	Studi di analisi energetica svolti su diversi sistemi di pompa di calore assistita da collettore solare.....	19
3.1	SAHPS per produzione di acqua calda sanitaria	19
3.2	SAHP con serbatoio di accumulo per il riscaldamento domestico.....	24
3.3	SAHP ad espansione diretta per il riscaldamento domestico	31
3.4	SAHP per altre applicazioni	39
3.4.1	Pompe di calore assistite da collettore solare termico e con moduli fotovoltaici.....	40
4	Modello matematico della SAHP ad espansione diretta	47
4.1	Modello matematico del collettore/evaporatore solare.....	47
4.1.1	Valutazione delle perdite termiche	48
4.1.2	Distribuzione di temperatura sull'assorbitore senza perdite termiche	50
4.1.3	Determinazione del coefficiente globale di scambio termico U_L	53
4.1.4	Perdite termiche lato superiore	55
4.1.5	Perdite termiche lato inferiore.....	57

4.1.6	Distribuzione di temperatura sull'assorbitore con perdite termiche	58
4.1.7	Potenza trasferita dall'aletta al fluido termovettore	60
4.1.8	Calcolo della Temperatura del fluido lungo l'asse y con fluido termovettore un refrigerante.....	61
4.1.9	Calcolo del coefficiente convettivo interno	62
4.2	Modello matematico della pompa di calore	66
4.2.1	Evaporatore	66
4.2.2	Compressore.....	66
4.2.3	Condensatore	68
5	Modello di simulazione numerica.....	71
5.1	Metodo di calcolo	71
5.1.1	Modello di simulazione collettore/evaporatore	71
5.2	Modello di calcolo utilizzato per determinare le condizioni di progetto del sistema	77
5.3	Modello del comportamento della pompa di calore in condizioni fuori progetto	80
6	Analisi dei risultati delle simulazioni.....	83
6.1	Calcolo delle condizioni di progetto in funzione di diverse condizioni climatiche.....	83
6.2	Prestazioni della pompa di calore.....	85
6.3	Prestazioni della pompa di calore con fluido frigorifero R407A	86
6.3.1	Prestazioni con condizioni di progetto Caso 1.....	86
6.3.2	Prestazioni con condizioni di progetto Caso 2	89
6.3.3	Prestazioni con condizioni di progetto Caso 3	91
6.3.4	Prestazioni con condizioni di progetto Caso 4	93
6.3.5	Prestazioni con condizioni di progetto Caso 5	95

6.4	Prestazioni della pompa di calore utilizzando come fluido frigorifero R134a	97
6.4.1	Prestazioni con condizioni di progetto Caso 6	97
6.4.2	Prestazioni con condizioni di progetto Caso 7	98
6.4.3	Prestazioni con condizioni di progetto Caso 8	98
6.4.4	Prestazioni con condizioni di progetto Caso 9	98
6.4.5	Prestazioni con condizioni di progetto Caso 10	99
7	Conclusioni	101
	Appendice	103
	Nomenclatura	109
	Bibliografia	113

Elenco delle Figure

FIG. 1.1 SCHEMA DI UNA POMPA DI CALORE.....	4
FIG. 1.2 DIAGRAMMA T-S PER UN CICLO FRIGORIFERO	4
FIG. 1.3 DIAGRAMMA P-H PER UN CICLO FRIGORIFERO.....	5
FIG. 1.4 TIPOLOGIE DI COMPRESSORI	11
FIG. 1.5 TABELLA PER LA SCELTA DEL COMPRESSORE	11
FIG. 1.6 TIPOLOGIE DI VALVOLE DI ESPANSIONE	14
FIG. 1.7 DIAGRAMMA P-H.....	15
FIG. 1.8 EFFETTO DELLA RIDUZIONE DELLA TEMPERATURA DI EVAPORAZIONE	15
FIG. 1.9 VARIAZIONE DEL COP IN FUNZIONE DELLA TEMPERATURA DELL'ARIA PER DIVERSI TIPI DI POMPE DI CALORE ARIA-ACQUA COMMERCIALI.	16
FIG. 1.10 VARIAZIONE DEL COP IN FUNZIONE DELLA TEMPERATURA DELL'ACQUA IN INGRESSO PER DIVERSI TIPI DI POMPE DI CALORE GEOTERMICHE COMMERCIALI.	17
FIG. 2.1 SAHP PER PRODUZIONE DI ACS.....	20
FIG. 2.2 COP AL VARIARE DEL NUMERO DI GIRI DEL MOTORE DEL COMPRESSORE	21
FIG. 2.3 VARIAZIONE DELLA DIFFERENZA DI TEMPERATURA TRA COLLETTORE E AMBIENTE IN FUNZIONE DI GIRI DEL COMPRESSORE	21
FIG. 2.4 SAHP PER PRODUZIONE DI ACS ATTRAVERSO UN CIRCUITO SECONDARIO	22
FIG. 2.5 COP IN FUNZIONE DELLA TEMPERATURA DELL'ACQUA PRODOTTA	23
FIG. 2.6 VARIAZIONE DEL COP GIORNALIERO TOTALE IN FUNZIONE DELL'IRRADIAZIONE SOLARE	23
FIG. 2.7 SISTEMA DI RISCALDAMENTO A POMPA DI CALORE CON SCAMBIATORE RIGENERATIVO INTEGRATA DA UN COLLETTORE SOLARE.	24
FIG. 2.8 EFFICIENZA MEDIA GIORNALIERA DEL COLLETTORE SOLARE AL VARIARE DEI MESI.....	25
FIG. 2.9 MEDIA MENSILE DEL CALORE TRASFERITO AL CONDENSATORE	26
FIG. 2.10 COP MEDIO AL VARIARE DEI MESI	26
FIG. 2.11 SCHEMA DELLO STAGNO SOLARE. 1 STAGNO. 2 PLASTICA. 3 POLISTIRENE. 4 TUBI PERFORATI. 5 TUBO DI ASPIRAZIONE ACQUA. 6 POMPA. 7 ASSORBITORE SELETTIVO. 8 SEZIONE A NIDO D'APE. 9 VETRO. 10 STRATO D'ARIA.....	27
FIG. 2.12 CONFRONTO TRA IL COP DEI DUE SCHEMI CONSIDERATI	27
FIG. 2.13 SCHEMA DI UN SAHP CON SERBATOIO DI ACCUMULO	28
FIG. 2.14 COP MEDIO GIORNALIERO DELLA POMPA DI CALORE E DEL SISTEMA NEL MESE DI FEBBRAIO.....	28
FIG. 2.15 POMPA DI CALORE ASSISTITA DA COLLETTORI SOLARI CON SERBATOIO D'ACCUMULO SOTTERRANEO	30
FIG. 2.16 SAHP AD ESPANSIONE DIRETTA.....	31
FIG. 2.17 VARIAZIONE DEL COP CON DIVERSE VELOCITÀ DEL COMPRESSORE (RADIATIONE SOLARE 600 W/M ²). 32	32
FIG. 2.18 INFLUENZA DELLA VELOCITÀ DEL COMPRESSORE SU COP, RENDIMENTO DEL COLLETTORE E TEMPERATURA DEL REFRIGERANTE NEL COLLETTORE.	33
FIG. 2.19 INFLUENZA DELLA RADIAZIONE SOLARE SUL COP.....	34
FIG. 2.20 INFLUENZA DEL VOLUME DEL SERBATOIO SU ENERGIA PRODOTTA, TEMPERATURA DEL REFRIGERANTE NEL COLLETTORE E NEL CONDENSATORE.....	34
FIG. 2.21 DIAGRAMMA SCHEMATICO DEL SAHP PER PRODUZIONE DI ACS E ASCIUGATURA DEL GRANO.	35
FIG. 2.22 CONFRONTO DEL COP TRA I RISULTATI SPERIMENTALI E LA SIMULAZIONE	36

FIG. 2.23 CONFRONTO DEL SF TRA I RISULTATI SPERIMENTALI E LA SIMULAZIONE.....	36
FIG. 2.24 SCHEMA DI UN SAHP AD ESPANSIONE DIRETTA	37
FIG. 2.25 EFFICIENZA EXERGETICA DELL' SAHP	37
FIG. 2.26 SCHEMA DI BASE USATO DA AZIZ PER LO STUDIO DELL' SAHP AD ESPANSIONE DIRETTA	38
FIG. 2.27 SEZIONE DEL TUBO DELL'EVAPORATORE PRESO IN CONSIDERAZIONE	38
FIG. 2.28 SCHEMA DELLA SAGSHPGHS	39
FIG. 2.29 STRUTTURA DEL MODULO PV/EVAPORATORE.....	41
FIG. 2.30 TEMPERATURA DEL MODULO PV	FIG. 2.31 PRODUZIONE DI EN. EL. ED EFFICIENZA DEL PV
.....	42
FIG. 2.32 SCHEMA IMPIANTISTICO POMPA DI CALORE CON COLLETTORE/EVAPORATORE PV	42
FIG. 2.33 VARIAZIONE GIORNALIERA DEL COP	44
FIG. 2.34 VARIAZIONE GIORNALIERA DELLA ENERGIA ELETTRICA PRODOTTA DAL MODULO PV	44
FIG. 2.35 VARIAZIONE GIORNALIERA DELL'EFFICIENZA ELETTRICA DEL MODULO PV	45
FIG. 3.1 DISTRIBUZIONE QUALITATIVA DELLA TEMPERATURA SULL'ASSORBITORE.....	49
FIG. 3.2 CARATTERISTICHE DIMENSIONALI DELL'ASSORBITORE ANALIZZATO	50
FIG. 3.3 BILANCIO SULL' ELEMENTO INFINITESIMO DI ALETTA	51
FIG. 3.4 BILANCIO DI ENERGIA SU UN ELEMENTO INFINITESIMO DI TUBO DY	53
FIG. 3.5 MODELLO EQUIVALENTE DEL COLLETTORE SOLARE PIANO	54
FIG. 3.6 MODELLO EQUIVALENTE PERDITE TERMICHE LATO SUPERIORE	56
FIG. 3.7 BILANCIO SULL' ELEMENTO INFINITESIMO DI ALETTA CON PERDITE TERMICHE.....	58
FIG. 3.8 RENDIMENTO VOLUMETRICO IN FUNZIONE DI β	67
FIG. 3.9 RENDIMENTO ISOENTROPICO IN FUNZIONE DI β	68
FIG. 4.1 SEZIONE DEL COLLETTORE/EVAPORATORE	73
FIG. 4.2 SCHEMA A BLOCCHI PER LA SIMULAZIONE DEL COLLETTORE EVAPORATORE	74
FIG. 4.3 ANDAMENTO TEMPERATURA PIASTRA E FLUIDO PER R134A E R407.....	75
FIG. 4.4 DISTRIBUZIONE DI TEMPERATURA SULLA PIASTRA ASSORBENTE	76
FIG. 4.5 ANDAMENTO DELLA TEMPERATURA DELLA PIASTRA LUNGO OGNI SEZIONE VERTICALE DELL'ASSORBITORE	76
FIG. 4.6 CARICO TERMICO RICHIESTO IN FUNZIONE DELLA TEMPERATURA ESTERNA.....	77
FIG. 4.7 LIMITI DI FUNZIONAMENTO DEL COMPRESSORE.....	78
FIG. 4.8 SCHEMA A BLOCCHI MODELLO CALCOLO CONDIZIONI DI PROGETTO.....	79
FIG. 4.9 SCHEMA A BLOCCHI DEL MODELLO DINAMICO DELLA POMPA DI CALORE	82
FIG. 5.1 CONFRONTO TRA IL NUMERO DI COLLETTORI PER DUE FLUIDI FRIGORIGENI	85
FIG. 5.2 FREQUENZA COMPRESSORE PER R407A CON CASO DI PROGETTO 1 (G=0 E TEVA=248).....	87
FIG. 5.3 VISUALIZZAZIONE DELL'USO DEL CAMPO COLLETTORI PER IL CASO 1	88
FIG. 5.4 CONFRONTO TRA POTENZA PRODOTTA DAL CONDENSATORE A G=0 E G=550 E LA POTENZA RICHIESTA DALL'UNITÀ ABITATIVA PER IL CASO 1.....	88
FIG. 5.5 ANDAMENTO DEL COP IN TUTTE LE CONDIZIONI CLIMATICHE CONSIDERATE PER IL CASO 1	89
FIG. 5.6 FREQUENZA COMPRESSORE PER R407A CON CASO DI PROGETTO 2 (G=50 E TEVA=258)	89

Elenco delle Tabelle

TABELLA 4.1 PARAMETRO F IN FUNZIONE DEL FLUIDO PER LA CORRELAZIONE DI KANDLIKAR.....	65
TABELLA 5.1 DATI GEOMETRICI COLLETTORE/EVAPORATORE	72
TABELLA 5.1 DATI DI PROGETTO CON R407A.....	83
TABELLA 5.2 DATI DI PROGETTO PER R134A	84
TABELLA 5.3 VARIABILI CLIMATICHE UTILIZZATE DURANTE LA SIMULAZIONE.....	86

1 Introduzione

Il seguente lavoro di tesi affronta il problema del decadimento delle prestazioni di una pompa di calore causata dall'abbassamento della temperatura dell'aria esterna. Si è sfruttato come punto di partenza il filone di ricerca che propone come parziale risoluzione del problema l'utilizzo di un collettore-evaporatore che sfrutta l'energia irradiata dal sole. Obiettivo di questa tesi è capire quali vantaggi comporta l'utilizzo di tale componente in una pompa di calore ad espansione diretta e capire come l'intero sistema è influenzato dall'utilizzo di due fluidi frigoriferi differenti: l'R134a e l'R407A.

Il capitolo due è dedicato alla spiegazione del funzionamento delle pompe di calore e dei principali problemi che ne limitano le prestazioni.

Nel capitolo successivo sono citati diversi casi di studio svolti da alcuni autori sul problema delle pompe di calore elioassistite. Questo capitolo è tenuto come riferimento per sviluppare il modello matematico ed il modello numerico presentati successivamente.

Nel quarto capitolo si illustra il modello matematico utilizzato per rappresentare la fisica del problema .

Nel quinto capitolo è sintetizzato il lavoro svolto in ambiente MATLAB® per implementare il modello matematico presentato nel capitolo quattro.

Infine nel capitolo sei sono riportati i risultati della campagna di simulazione svolta per ottenere le prestazioni del sistema simulato in numerose condizioni climatiche, e per differenti configurazioni di dimensionamento. A questo fine si sono utilizzati due fluidi frigoriferi differenti l'R134a e l'R407A.



2 Pompa di Calore

2.1 Funzionamento della Pompa di calore

Un ciclo termodinamico è costituito da una serie di trasformazioni operate su un fluido in modo tale che esso torni alle condizioni iniziali di pressione, volume e temperatura. Le trasformazioni comportano scambi di calore tra il fluido e l'esterno; se il ciclo termodinamico trasforma il calore in lavoro, esso è denominato **ciclo diretto**; se invece il ciclo termodinamico serve per trasferire calore da un corpo a temperatura più bassa a un altro a temperatura più alta esso è denominato **ciclo inverso**.

Per realizzare un ciclo inverso, in base al secondo principio della termodinamica, occorre somministrare lavoro meccanico al fluido. Se il ciclo inverso si realizza per sottrarre calore da un ambiente che deve essere mantenuto a temperatura più bassa della temperatura esterna, esso è denominato **ciclo frigorifero**. Se il ciclo inverso è realizzato per somministrare calore ad un ambiente che deve essere mantenuto a temperatura più elevata di quella esterna si parla di **pompa di calore**.

Nella realizzazione di un ciclo inverso il fluido circola in quattro organi separati che formano un circuito chiuso; essi sono:

- Uno **scambiatore di calore o evaporatore** in cui il fluido a temperatura più bassa riceve calore dall'ambiente freddo;
- Un **organo (compressore)** in cui si somministra energia meccanica al fluido per comprimerlo ed elevarne la temperatura e per farlo circolare nei vari organi dell'impianto;
- Uno **scambiatore di calore (condensatore)** in cui il fluido a temperatura più elevata cede calore all'ambiente caldo;
- Un **organo di espansione** in cui il fluido espande passando da una pressione maggiore a una pressione più bassa diminuendo la propria temperatura.

Lo schema di un impianto frigorifero è riportato in Fig. 2.1 e il ciclo corrispondente nel piano entropico T, s è riportato nella Fig. 2.2

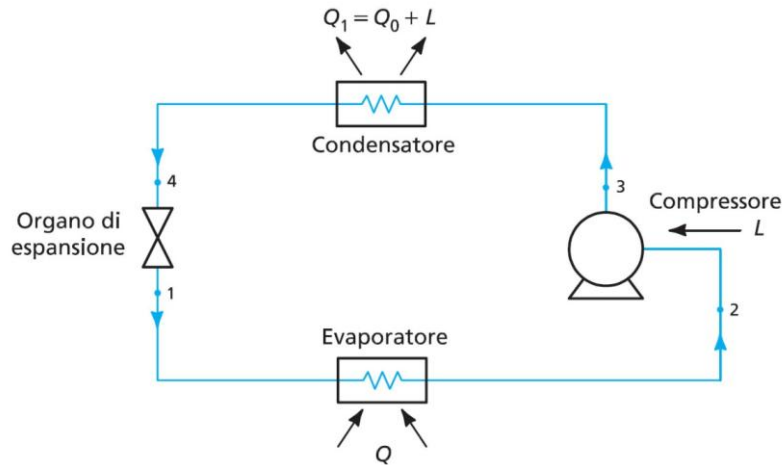


Fig. 2.1 Schema di una Pompa di calore

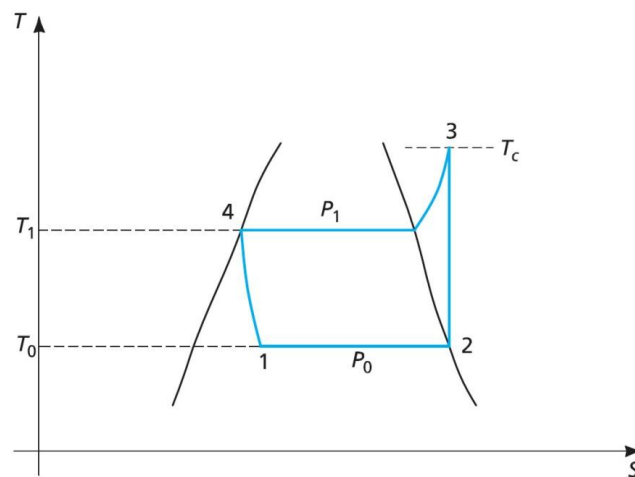


Fig. 2.2 Diagramma T-s per un ciclo frigorifero

Le trasformazioni sono:

- Trasformazione 1-2: la portata di fluido a temperatura T_0 più bassa di quella dell'ambiente esterno assorbe calore Q_0 da questo e passa, a temperatura e pressione costanti, allo stato di vapore; il tutto avviene in un evaporatore;
- trasformazione 2-3: il fluido è aspirato e compresso in teoria adiabaticamente in un compressore aumentando la propria

temperatura e la propria pressione e quindi la propria entalpia; l'aumento di entalpia si può leggere in un diagramma p, h pressione-entalpia e vale $L = \dot{m}(h_3 - h_2)$

- trasformazione 3-4: il fluido cede calore a pressione costante all'ambiente esterno che si trova a temperatura minore e si raffredda; esso condensa in un condensatore e nel punto 4 è diventato tutto liquido.
- trasformazione 4-1: il fluido espande attraverso una valvola o un capillare abbassando la propria pressione (laminazione isoentalpica) e la propria temperatura; il liquido raffreddandosi cede calore che serve a vaporizzare parte del liquido stesso.

Il calore ceduto Q_{EVA} vale:

$$Q_{EVA} = \dot{m}(h_3 - h_4) \quad (1)$$

esso è la somma del calore assorbito Q_0 durante l'evaporazione e di quello del lavoro di compressione;

Si definisce effetto frigorifero Q_0 la quantità di calore assorbita dalla portata di fluido nel passare dallo stato 1 allo stato 2; risulta comodo leggere tale valore in un diagramma p, h:

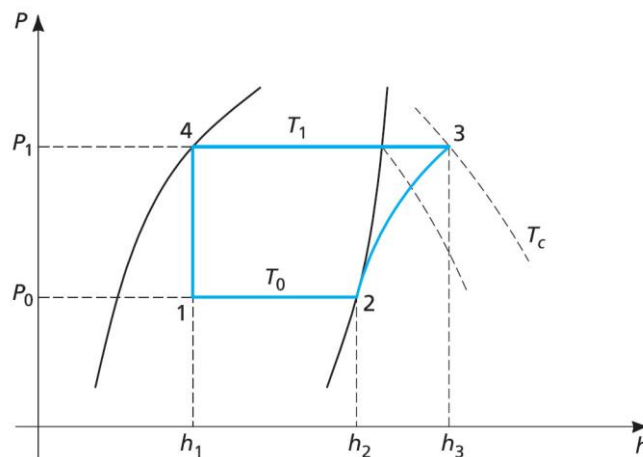


Fig. 2.3 Diagramma P-h per un ciclo frigorifero

2.2 Componenti principali

La scelta dei componenti di una pompa di calore è fatta in base al campo delle potenze termiche richieste.

2.2.1 Evaporatore

L'evaporatore è uno scambiatore di calore nel quale ha luogo l'evaporazione del fluido refrigerante. Il fluido refrigerante scorre tipicamente entro tubi o canali (salvo il caso degli evaporatori allagati) andando incontro all'evaporazione. Di conseguenza, assumono fondamentale importanza i seguenti aspetti:

- Mappe di flusso.
- Cadute di pressione.
- Variazione di temperatura di saturazione connessa alle cadute di pressione.

Il deflusso del fluido refrigerante avviene entro una superficie chiusa (tubi o canali) in cui localmente sono contemporaneamente presenti refrigerante in fase liquida e refrigerante in fase vapore. La frazione di fase vapore varia, aumentando tra l'ingresso e l'uscita dell'evaporatore. Per effetto della diversità delle proprietà termofisiche delle due fasi (densità, tensione superficiale e viscosità), dell'azione di campi di forza esterni (ad esempio, il campo gravitazionale) e della giacitura della superficie, la fase liquida e la fase vapore si dispongono variamente all'interno della superficie stessa dando luogo a differenti regimi di moto. Le variabili che permettono di discriminare tra i diversi regimi di moto sono il titolo di vapore (tipicamente indicato con x) e la portata in massa specifica alla sezione di passaggio. Ciascun regime di moto è caratterizzato da una frazione di vuoto (rapporto tra la portata locale di vapore e la portata totale) diversa, che cambia aumentando con continuità tra l'ingresso e l'uscita dell'evaporatore. Pertanto, in ciascuna sezione dell'evaporatore sia la disposizione della fase liquida e della fase vapore, sia la velocità con cui le due fasi si muovono cambia, producendo pertanto cadute di pressione e coefficienti di scambio termico differenti (in particolare, all'aumentare del titolo di vapore la velocità di attraversamento aumenta a causa della modesta densità del vapore ed il coefficiente di scambio termico

diminuisce per effetto del progressivo asciugamento della superficie dell'evaporatore). La progettazione ed ottimizzazione di un evaporatore è pertanto materia complessa, siccome coinvolge un fenomeno complesso che dipende da un gran numero di parametri. In particolare, il coefficiente di scambio termico e funzione di:

- Fluido utilizzato (proprietà termofisiche).
- Geometria della superficie utilizzata (tubo liscio, corrugato, microalettato).
- Condizioni operative (deflusso, portata massica specifica).

Il miglior compromesso è quello che massimizza il rapporto tra il coefficiente di scambio termico e le cadute di pressione del fluido.

2.2.1.1 Evaporatore ad aria

Gli evaporatori ad aria sono sempre evaporatori ad espansione diretta perché sono tipicamente progettati per garantire che alla loro uscita il vapore sia vapore surriscaldato. Questo comporta un incremento della superficie di scambio, incremento che è quantificabile in circa 2 % ÷ 3 % per ogni 0,5 °C di surriscaldamento. Siccome valori tipici del surriscaldamento sono dell'ordine di 5 °C ÷ 8 °C, l'incremento di superficie dello scambiatore può raggiungere il 20%. Sono costituiti da una batteria a più ranghi con tubi in rame (alluminio o acciaio) internamente microalettati mandrinati su un pacco di alette in alluminio (oppure rame o acciaio) utilizzate per migliorare lo scambio termico sulla superficie esterna. Tubi internamente micro alettati migliorano i coefficienti di scambio termico lato fluido refrigerante. Solitamente posticipano il titolo di vapore in corrispondenza del quale inizia il dry-out ma incrementano le cadute di pressione. Esternamente i tubi sono alettati per migliorare i coefficienti di scambio termico lato aria.

La miscela liquido-vapore in ingresso all'evaporatore deve essere distribuita ugualmente tra i diversi circuiti di cui è composto l'evaporatore. Una cattiva distribuzione comporta la non completa evaporazione del liquido nell'evaporatore ed il conseguente rischio di aspirazione di liquido da parte del compressore. Sono utilizzati dei distributori costituiti da un gran numero di capillari che provocano delle elevate cadute di pressione. In tal modo la

distribuzione tra i vari circuiti di liquido e vapore nelle medesime proporzioni e assicurata.

Problema principale di questo tipo di evaporatori è la formazione e l'accumulo di brina sulla superficie di una batteria alettata avviene quando la temperatura superficiale della batteria e, ad un tempo, inferiore rispetto alla temperatura di rugiada dell'aria umida che la attraversa ed inferiore rispetto agli 0 °C. Questo comporta un peggioramento dello scambio termico lato aria (incremento resistenza termica e riduzione velocità) ed Incremento delle cadute di pressione lato aria (ostruzione della sezione di passaggio). Questo a sua volta comporta una riduzione della pressione di evaporazione con conseguente degrado delle prestazioni della macchina (riduzione potenza termica scambiata ed incremento potenza elettrica assorbita). Esaltarsi del fenomeno della formazione di brina (aumenta la differenza di temperatura tra l'aria e quella della superficie). Inoltre c'è la possibilità di blocco della macchina frigorifera per intervento del pressostato di sicurezza. La rimozione della brina avviene tramite cicli di sbrinamento (impiego di resistenze elettriche, utilizzo di gas caldo, inversione del ciclo di funzionamento della macchina) che però comportano un consumo energetico notevole e la sospensione dell'erogazione del servizio.

2.2.1.2 Evaporatori ad acqua

Gli evaporatori ad acqua più diffusi sono quelli a piastre. Essi sono costituiti da una serie di piastre corrugate accoppiate tra loro in modo da creare dei canali (canale modulare) per il passaggio alternativo del fluido refrigerante e del fluido da raffreddare. Offrono elevate superfici di scambio ed elevati coefficienti di trasmissione del calore.

Tale tipologia di scambiatori presenta i seguenti vantaggi:

- Ridotto volume interno. E' possibile pertanto ridurre la carica di refrigerante della macchina a vantaggio della compatibilità ambientale per l'effetto serra diretto oppure della sicurezza per le persone nel caso di fluidi tossici (ad esempio, NH₃).
- Deflusso parallelo dei due fluidi. In particolare, la configurazione è sempre del tipo controcorrente se l'evaporatore è ad espansione

secca, mentre se l'evaporatore è allagato la configurazione è equicorrente.

- Elevati valori del coefficiente di scambio termico a causa del moto fortemente turbolento che il fluido entra nel canale modulare. L'elevata turbolenza ha anche un effetto pulente sulle superfici dello scambiatore che così non risente del fouling.
- È uno scambiatore modulare, ovvero sia la potenza termica che lo scambiatore può trasferire e facilmente incrementabile passa aumentando il numero delle piastre.
- Trovano comune impiego fino a potenze frigorifere dell'ordine di 500 kW ÷ 600 kW con approcci minimi pari a 4 °C.

I suoi svantaggi sono i seguenti:

- Elevate cadute di pressione.
- Esattamente come gli evaporatori ad aria, gli evaporatori a piastre presentano il problema della distribuzione del fluido entro i canali modulari. Accorgimenti tipicamente utilizzati sono quelli di intensificare la turbolenza nelle testate o nei collettori, per cercare di omogeneizzare il fluido bifase, oppure di utilizzare il concetto di "plenum", cioè introdurre un restrittore di flusso in ingresso ai singoli circuiti.

La tenuta del canale modulare è garantita o da guarnizioni di gomma oppure da una saldobrasatura. La prima soluzione è tipica dei casi in cui le pressioni di esercizio non sono elevate ed i fluidi di lavoro non sono aggressivi nei confronti della gomma stessa. Lo scambiatore risultante è disassemblabile per le operazioni di pulizia meccanica.

La seconda soluzione è obbligatoria nei casi di impiego di fluidi le cui pressioni di esercizio sono elevate (ad esempio R410a) oppure di fluidi aggressivi nei confronti delle gomme (ad esempio NH3). Lo scambiatore risultante non è disassemblabile per le operazioni di pulizia meccanica.

Un'ulteriore tecnologia è quella delle piastre semisaldate. Questa tecnologia è basata sull'impiego di piastre saldate in periferia a coppie, in modo da sigillare i canali entro cui scorre il fluido refrigerante, mentre per i canali dell'acqua sono impiegate le tradizionali guarnizioni in gomma. Lo scambiatore è più costoso

ma e disassemblabile. Sfortunatamente il problema della tenuta, lato fluido frigorifero, non è totalmente risolto siccome occorrono sempre le guarnizioni in corrispondenza dei fori circolari che formano i collettori interni. Per questioni di sicurezza, le guarnizioni sono doppie e prevedono uno sfogo verso l'ambiente, onde evitare che il fluido frigorifero possa contaminare l'altro fluido.

Un'altra tipologia di evaporatori ad acqua è quella degli scambiatori a fascio tubiero. Sono costituiti da una serie di tubi racchiusi all'interno di un mantello. Il refrigerante scorre entro i tubi mentre l'acqua scorre nello spazio compreso tra tubi e mantello. I tubi sono alettati sia internamente che esternamente per incrementare le prestazioni di scambio termico. Sono previsti inoltre dei setti interni, lato acqua, che creano un percorso tortuoso per l'acqua stessa al fine di incrementare ulteriormente lo scambio termico. Sono tipicamente utilizzati per elevate potenze frigorifere (>MW).

2.2.2 Compressore

Le classi di compressore si dividono principalmente in due categorie principali :

- Compressori Volumetrici, i quali aumentano la pressione del gas frigorifero riducendo il volume occupato da esso.
- Compressori Dinamici, che incrementano la per scambio di quantità di moto con una girante.

In queste due categorie principali si trovano poi altre sotto categorie come mostra la Fig. 2.4.

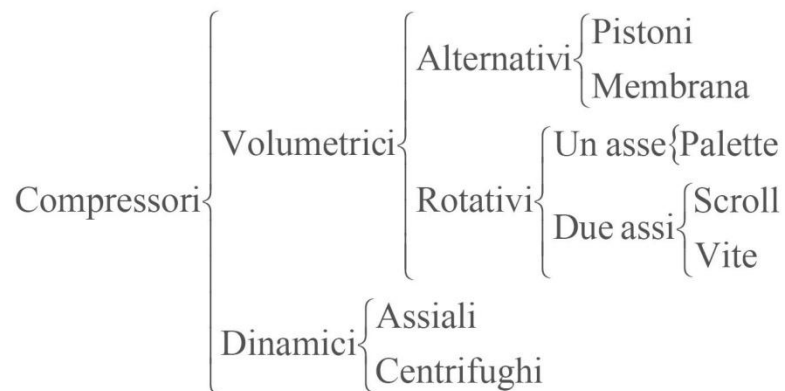


Fig. 2.4 Tipologie di compressori

La scelta della tipologia è fatta soprattutto in base ai range di Potenza Frigorifera.

Tipologia di Compressore	Potenza Frigorifera [kW]
Pistoni	0,5 ÷ 1000
Palette	0,5 ÷ 5
Scroll	2,5 ÷ 100
Vite	50 ÷ 1000
Centrifughi	> 500

Fig. 2.5 Tabella per la scelta del compressore

Per le pompe di calore pensate per un utilizzo di tipo residenziale, e cioè con dei range di potenza termica compresa tra 6 e 16 kW , la tipologia più adatta è sicuramente dei compressori volumetrici ermetici Scroll. I compressori Scroll il motore elettrico è raffreddato direttamente dal fluido refrigerante, ma questo fa aumentare la temperatura del gas prima della compressione, facendo aumentare di conseguenza il lavoro di compressione.

2.2.3 Condensatore

Scambiatore di calore nel quale ha luogo il processo di cessione di calore (potenza termica) del fluido refrigerante. La cessione di calore coinvolge

desurriscaldamento del fluido, condensazione e sottoraffreddamento del liquido.

Il fluido refrigerante scorre tipicamente entro tubi o canali (salvo il caso degli condensatori a fascio tubiero) andando incontro alla condensazione. Come per gli evaporatori gli aspetti che assumono fondamentale importanza sono le mappe di flusso, le cadute di pressione e le variazioni di temperatura di saturazione connessa alle cadute di pressione. I valori tipicamente assunti dal coefficiente di scambio termico sono elevati, maggiori di 4000 W/m²K.

2.2.3.1 Condensatori ad aria

Sono costruttivamente analoghi agli evaporatori ad aria (batteria alettata). Sono costituiti da una batteria a più ranghi con tubi in rame (alluminio o acciaio) internamente micro alettati mandrinati su un pacco di alette in alluminio (oppure rame o acciaio) utilizzate per migliorare lo scambio termico sulla superficie esterna. Le principali differenze riguardano il passo delle alette, più stretto poiché non si ha formazione di condensa/brina, che può variare nell'intervallo 1,4 mm ÷ 4,5 mm. I tubi possono essere disposti secondo una geometria quadra o triangolare, con passi tra i tubi che variano entro l'intervallo 12 mm ÷ 40 mm. Strategie per il miglioramento delle prestazioni riguardano l'utilizzo di tubi internamente microalettati, superfici intensificatrici dello scambio termico, miglioramento della circuitazione e predisposizione di ampie sezioni di sottoraffreddamento. Il numero ottimale dei circuiti è quello che determina il migliore compromesso tra coefficiente di scambio termico e le cadute di pressione. Per quanto concerne il senso del deflusso, si può dimostrare che quello controcorrente consente la migliore efficienza siccome permette di ottenere il coefficiente di scambio termico minimo nella sezione dello scambiatore di calore in cui è massima la differenza di temperatura tra i due fluidi e viceversa. Questa scelta risulta corretta anche con riferimento alla minimizzazione della penalizzazione derivante dall'effetto delle cadute di pressione. Un aspetto importante dell'ottimizzazione circuitale di un condensatore riguarda la suddivisione della superficie di scambio tra una sezione di condensazione ed una di sottoraffreddamento. L'utilizzo di parte della superficie di scambio per il sottoraffreddamento ha impatto sull'efficienza energetica siccome il vantaggio energetico del sottoraffreddamento

(incremento effetto frigorifero) può compensare, anche ampiamente, l'innalzamento della temperatura di condensazione. In particolare, il miglioramento di efficienza è massimo per i fluidi con un elevato calore specifico del liquido.

2.2.3.2 Condensatori ad acqua

Sono costruttivamente analoghi agli evaporatori a piastre ed agli evaporatori allagati. L'utilizzo di acqua consente di ottenere pressioni di condensazione più basse e quindi prestazioni del ciclo frigorifero più elevate. La sezione di sottoraffreddamento deve essere completamente sommersa dal liquido condensato. Generalmente l'acqua di condensazione e acqua di torre. Adatti per grandi potenze (> MW), consentono approcci di $1,5\text{ °C} \div 2\text{ °C}$.

2.2.3.3 Condensatori evaporativi

Sono condensatori ad aria dotati di una serie di ugelli che spruzzano acqua finemente nebulizzata sul pacco alettato. L'acqua entra in contatto con la superficie esterna del condensatore ed evapora asportando un grande quantitativo di energia. La temperatura che il condensatore "sente" non è la temperatura di bulbo secco, ma la temperatura di bulbo umido che è sempre inferiore alla temperatura di bulbo secco. Conseguentemente, la pressione di condensazione diminuisce. A parità di potenza scambiata, hanno ingombri minori rispetto ad un tradizionale condensatore ad aria. L'acqua che evapora è reintegrata da un opportuno galleggiante a livello. Sono utilizzati per elevate potenze ma hanno il concreto rischio di essere una fonte di legionella.

2.2.4 Valvola di laminazione

Le valvole di espansione si classificano in base alla loro funzionalità. Le valvole capillari e quelle manuali non hanno capacità di adattarsi al carico in fase di regolazione e quindi non potendo variare la perdita di pressione che provocano.

Le valvole di espansione termostatiche rilevano la temperatura del vapore surriscaldato all'uscita dell'evaporatore e variano la portata di refrigerante in

modo tale che tale valore sia costante, permettendo in questo modo al sistema frigorifero di adattarsi alla variazione di carico termico sull'evaporatore. Il problema di questo tipo di componente è la pendolazione che si crea per valori di temperatura di evaporazione troppo bassa e la limitazione a non scendere sotto il 40% della potenza termica nominale.

Le valvole elettroniche sono valvole manuali accoppiate ad un motore elettrico passo-passo. Il grado di apertura della valvola è variato in continuità, evita i problemi di pendolazione poiché è soggetta a logiche di regolazione di tipo PID.



Fig. 2.6 Tipologie di valvole di espansione

2.3 Prestazioni di una pompa di calore

Per valutare le prestazioni di una pompa di calore s'introduce un coefficiente chiamato Cop definito come il rapporto dell'effetto utile prodotto dalla pompa calore, Q_{COND} ed il lavoro assorbito dal compressione W_{Comp} .

$$Cop = \frac{Q_{COND}}{W_{Comp}} \quad (2)$$

Le prestazioni di un ciclo frigorifero variano se si considerano delle condizioni diverse da quelle di progetto.

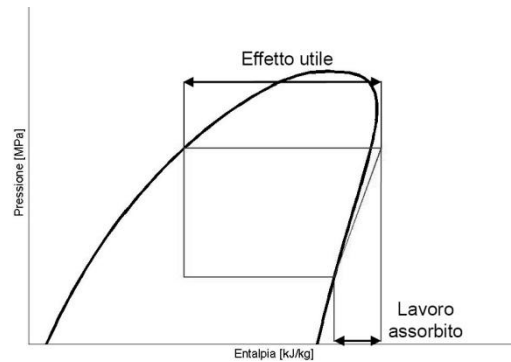


Fig. 2.7 Diagramma P-h

Ai carichi parziali per effetto delle diverse condizioni di evaporazione e condensazione e per effetto del comportamento dei singoli componenti , del sistema e della regolazione , i COP possono essere molto diversi rispetto a quelli a pieno carico. Un parametro che influenza maggiormente la prestazioni di una pompa di calore è la variazione della temperatura di evaporazione.

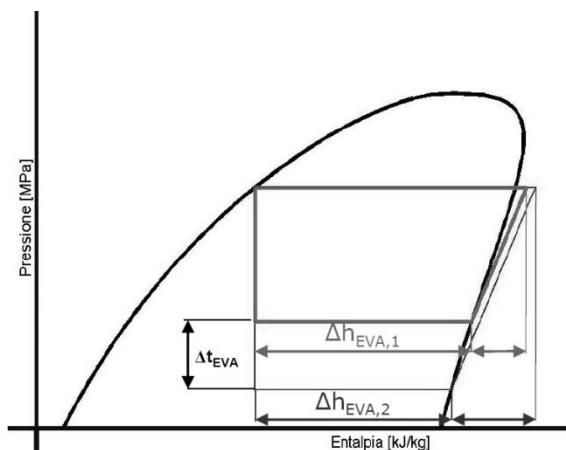


Fig. 2.8 Effetto della riduzione della temperatura di evaporazione

La riduzione della temperatura di evaporazione comporta una immediata riduzione dell'effetto utile. Se si considerano due casi a temperatura di evaporazione diversa, Fig. 2.8. Si osserva immediatamente che diminuisce la differenza di entalpia tra ingresso ed uscita dall'evaporatore, Δh_{eva} . Contestualmente aumenta il lavoro del compressore quindi aumenta il denominatore del COP. Oltre a questi due effetti riscontrabili immediatamente si ha anche una diminuzione della portata massica di refrigerante causata da:

- diminuzione del rendimento volumetrico del compressore strettamente legato all'aumento del rapporto di compressione β
- l'aumento del volume specifico in aspirazione al compressore dovuto alla diminuzione della pressione di evaporazione

L'aumento della temperatura di condensazione ha gli stessi effetti della riduzione della temperatura di evaporazione.

Per queste ragioni si vorrebbero avere delle temperature di evaporazione alte e di condensazione basse.

I nuovi sistemi di riscaldamento denominati freddi, come i pannelli radianti, permettono di avere delle temperature relativamente basse lato condensatore. Per quanto riguarda gli evaporatori essi sono influenzati fortemente dalla temperatura del fluido che cede il calore al fluido frigorifero.

Nel caso di un evaporatore ad aria il fattore predominante che determina la temperatura di evaporazione è la temperatura dell'aria esterna.

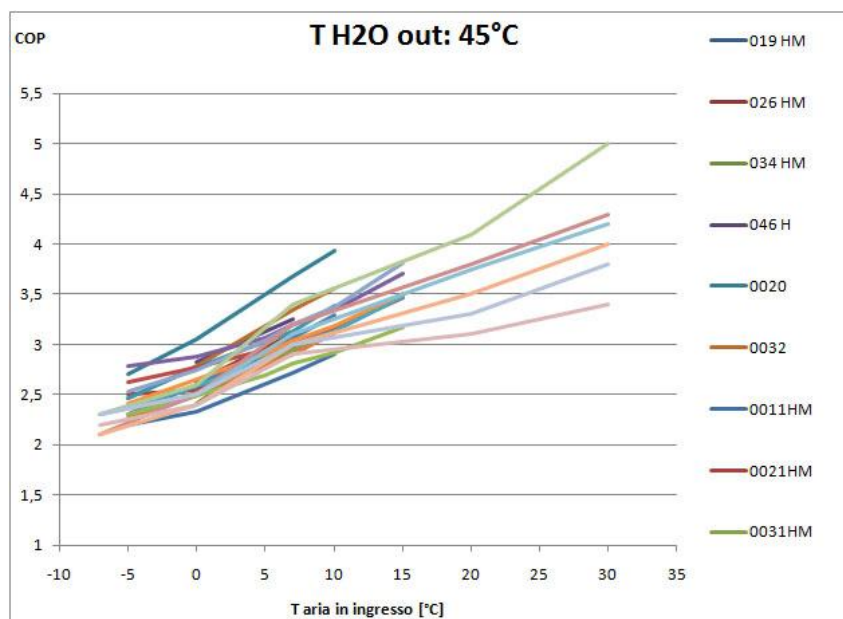


Fig. 2.9 Variazione del Cop in funzione della temperatura dell'aria per diversi tipi di pompe di calore aria-acqua commerciali.

Infatti se si analizzano le prestazioni di diverse pompe di calore aria-acqua attualmente in commercio al variare della temperatura esterna si osserva una forte penalizzazione del Cop quando la temperature dell'aria esterna diminuisce da 10°C a -5°C . Questo forte legame ha molto limitato la diffusione delle pompe di calore aria-acqua nelle zone con climi invernali più rigidi.

La ricerca della soluzione di questo problema ha portato allo sviluppo delle pompe di calore geotermiche. Questa categoria di macchine sfrutta la presenza di falde acquifere superficiali. L'evaporazione del fluido frigorifero può avvenire o direttamente nel sottosuolo, o in uno scambiatore a piastre utilizzando acqua glicolata come fluido secondario.

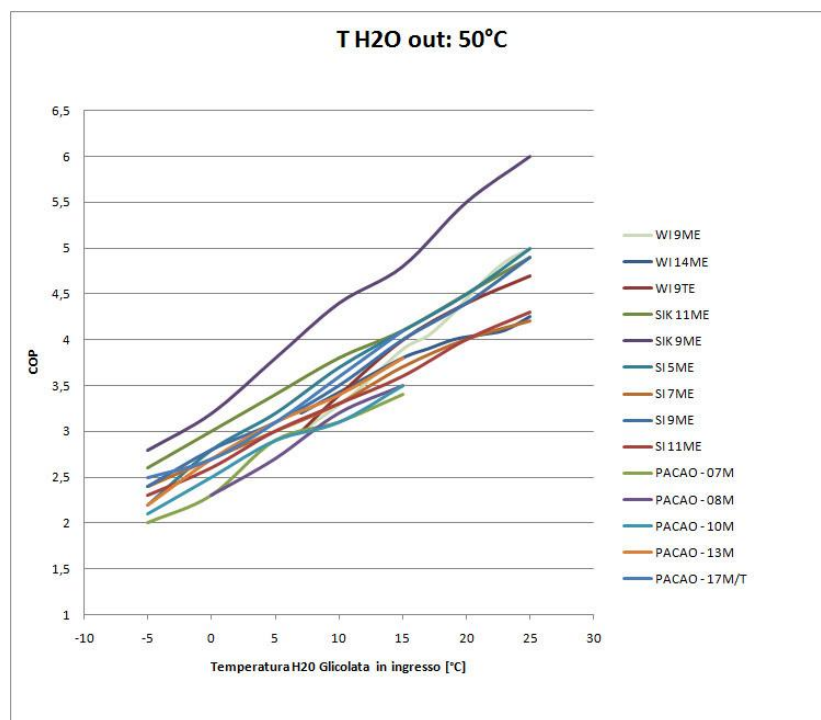


Fig. 2.10 Variazione del Cop in funzione della temperatura dell'acqua in ingresso per diversi tipi di pompe di calore geotermiche commerciali.

Anche questa soluzione è legata alla temperatura del fluido che serve a promuovere l'evaporazione. Analizzando l'andamento del Cop di diverse pompe di calore geotermiche attualmente in commercio in funzione di questo parametro, si può osservare attraverso il grafico seguente, Fig. 2.10, che il Cop nel caso più sfavorito, cioè temperatura dell' acqua glicolata all' ingresso dello

scambiatore a piastre di -5°C , subisce una diminuzione dell'ordine del 60% rispetto al caso migliore.

Poiché la scelta della taglia di una pompa in fase di dimensionamento è fatta considerando le condizioni climatiche peggiori durante l'arco temporale di funzionamento, bisogna sovradimensionare la macchina per garantire la prestazione nel punto di picco. Ne consegue che la pompa di calore lavorerà in regime di parzializzazione durante la maggior parte del suo funzionamento.

3 Studi di analisi energetica svolti su diversi sistemi di pompa di calore elioassistita

In questo capitolo si presenta un pompa di calore che cerca di risolvere il problema del decadimento delle prestazioni sfruttando l'energia irraggiata dal sole. Questo tipo di pompa di calore è denominata SAHP, acronimo inglese che sta per Solar Assisted Heat Pump. Negli ultimi decenni numerosi studi sono stati condotti da molti ricercatori su progettazione, modellazione e test sperimentali di SAHP. Questi studi valutati sul sistema di base possono essere categorizzati in quattro gruppi: SAHP per produzione di acqua calda sanitaria, SAHP per il riscaldamento residenziale, SAHP ad espansione diretta per il riscaldamento residenziale, SAHP per altre applicazioni.

3.1 SAHPS per produzione di acqua calda sanitaria

Chaturvedi et al. [1] hanno esaminato le diverse prestazioni di una SAHP ad espansione diretta, usata per la produzione di acqua calda sanitaria, Fig. 3.1. Il sistema impiegato è composto da un collettore solare senza copertura, che ha agito anche come evaporatore. Un modulatore di frequenza andava a variare la velocità del compressore per mantenere un corretto abbinamento tra la capacità di pompaggio del compressore e la quantità di calore di evaporazione del collettore in base alle diverse condizioni ambientali.

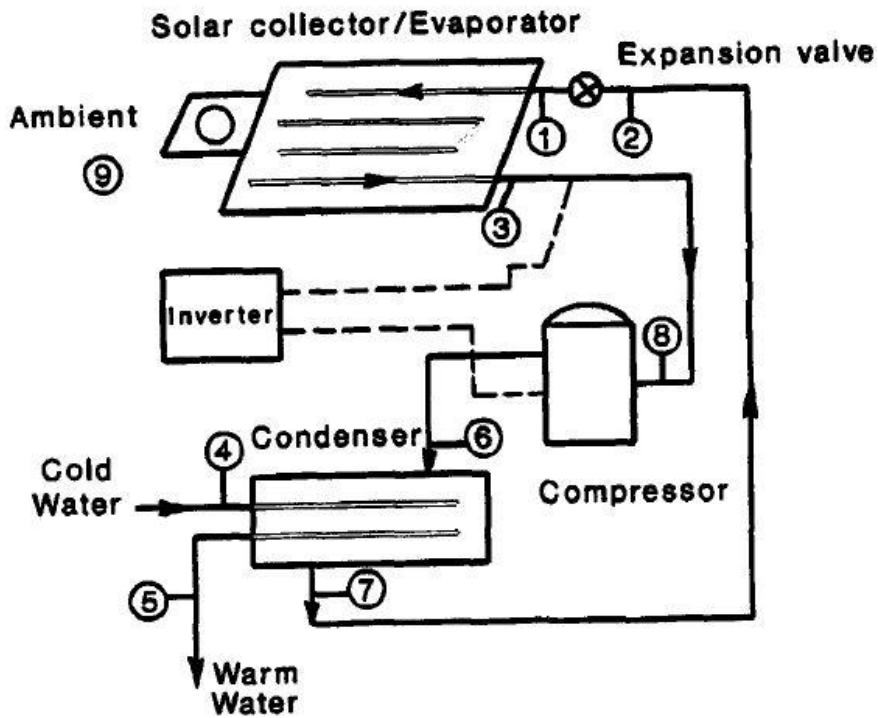


Fig. 3.1 SAHP per produzione di ACS

I risultati sperimentali hanno indicato che il coefficiente di prestazione (COP) del sistema può essere migliorato in modo significativo abbassando la velocità del compressore in funzione dell'aumento della temperatura ambiente passando dai mesi invernali a quelli estivi, come mostrano i due grafici seguenti infatti il COP ha notevoli vantaggi in fasi di carico ridotto se si diminuisce la frequenza di della corrente di alimentazione, Fig. 3.2.

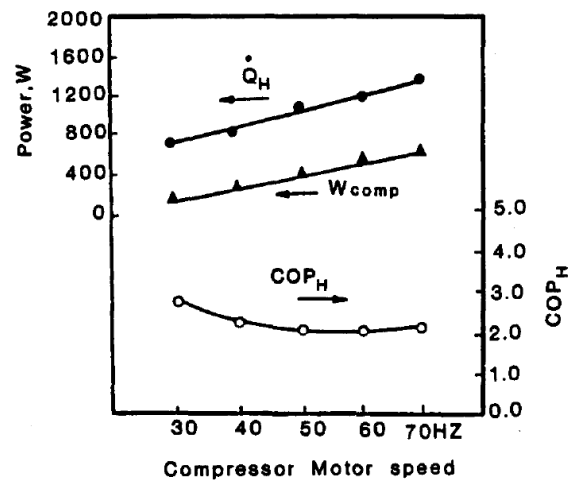


Fig. 3.2 Cop al variare del numero di giri del motore del compressore

Il secondo grafico invece mostra come aumenta la differenza di temperatura tra il collettore e l'ambiente al diminuire del numero di giri del compressore, Fig. 3.3.

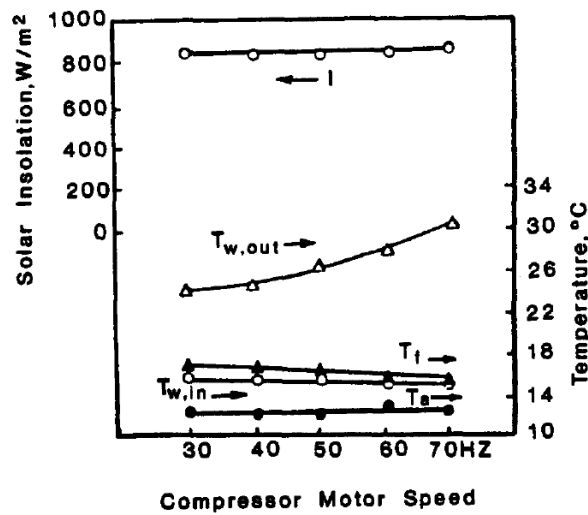


Fig. 3.3 Variazione della differenza di temperatura tra collettore e ambiente in funzione di giri del compressore

Huang e Chyng [2] hanno studiato il comportamento di una pompa di calore integrale assistita da un collettore solare (ISAHP). Il loro sistema ISAHP sperimentale consisteva in un ciclo di refrigerazione e di un ciclo a convezione naturale integrati tra loro attraverso uno scambiatore di calore. Sia l'energia solare che quella dell'aria ambiente sono assorbite dal collettore/evaporatore e pompate al serbatoio di accumulo attraverso il ciclo frigorifero e lo scambiatore di calore a circolazione naturale. Il condensatore rilasciava il calore di condensazione del refrigerante all'acqua dello scambiatore di calore producendo così un flusso a circolazione naturale nel circuito termosifone, Fig. 3.4.

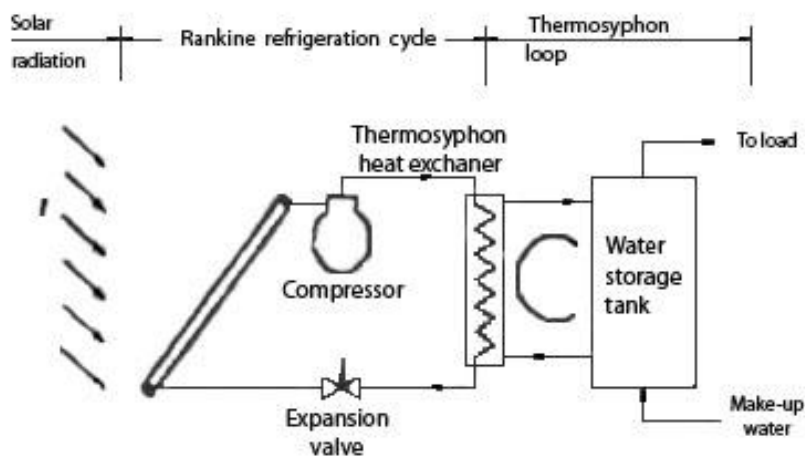


Fig. 3.4 SAHP per produzione di ACS attraverso un circuito secondario

In seguito è stato costruito e testato un ISAHP con un serbatoio di acqua 105 litri, con un circuito frigorifero con fluido R134a che utilizzava un collettore scoperto, un piccolo compressore alternativo di potenza nominale 250 W.

Un modello sperimentale delle prestazioni è stato realizzato ed è risultato essere in grado riprodurre molto bene i dati sperimentali dell'ISAHP. Come mostra la Fig. 3.5 i valori di COP per l'ISAHP costruito nello studio erano nei range di 2,5 - 3,7 a seconda della temperatura dell'acqua. Il valore di COP più alti nelle prove è stato 3,83.

Chyng et al. [3] hanno studiato un sistema di modellazione e simulazione di un bollitore d'acqua ISAHP identico a quello analizzato precedentemente, Fig. 3.4. Il modello e la simulazione hanno assunto un sistema quasi stazionario per tutti i componenti del sistema, tranne che per il serbatoio di accumulo.

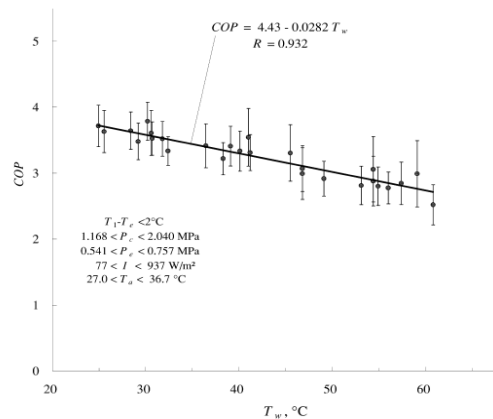


Fig. 3.5 Cop in funzione della Temperatura dell' acqua prodotta

I risultati della simulazione per i casi istantanei sono risultati essere in ottimo accordo con l'esperienza. Questa tecnica di simulazione è stata utilizzata per analizzare le prestazioni giornaliere di un ISAHP per 1 anno.

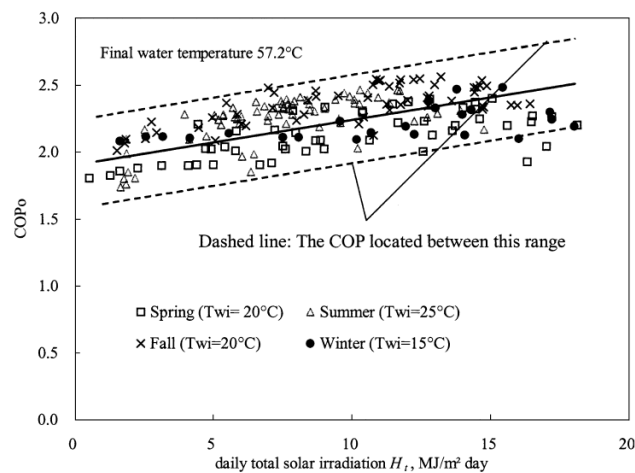


Fig. 3.6 Variazione del COP giornaliero totale in funzione dell'irradiazione solare

Hanno dimostrato che il COP totale giornaliero è stato di circa 1,7-2,5, a seconda delle stagioni e condizioni atmosferiche, Fig. 3.6. I valori di COP sono stati superiori a 2,0 per la maggior parte del tempo in un anno e il tempo di

funzionamento giornaliero è variato dalle 4-8 h. Inoltre si è studiato il comportamento della valvola di espansione tramite un collegamento online usando la tecnica di monitoraggio precedentemente citata. L'analisi ha indicato che il dispositivo di espansione non ha bisogno di essere controllato on-line. Utilizzando i risultati della simulazione di tutto l'anno si è ricavata una correlazione generale per la performance giornaliera del sistema.

Mentre, Huang e Lee[4], si sono limitati ad eseguire un test di affidabilità di lungo termine di un ISAHP. Un prototipo è stato messo in funzione ininterrottamente per più di 13.000 ore con un tempo totale superiore a 20.000 ore durante 5 anni. Il consumo di energia misurato è stato di 0.019kWh per litro di acqua calda a 57 °C, che è molto inferiore al consumo di energia elettrica di backup di un bollitore solare d'acqua calda convenzionale.

3.2 SAHP con serbatoio di accumulo per il riscaldamento domestico

Badescu [5,6,7] ha studiato il modello di un dispositivo di accumulo di energia termica integrata in un SAHPS per il riscaldamento domestico eseguendo un'analisi energetica seguendo la prima legge della termodinamica ed un'analisi exergetica seguendo la seconda legge della termodinamica, Fig. 3.7.

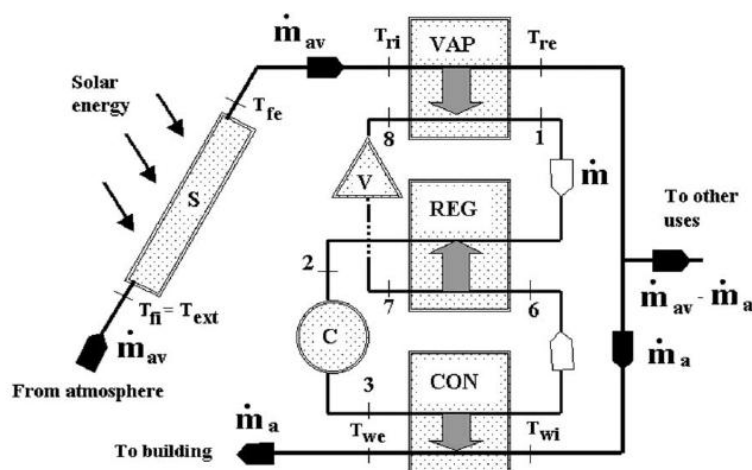


Fig. 3.7 Sistema di riscaldamento a pompa di calore con scambiatore rigenerativo integrata da un collettore solare.

Ha scoperto che sia il COP della pompa di calore che l'exergia diminuiscono quando si aumenta la grandezza del serbatoio di accumulo. Inoltre, l'energia termica mensile conservata nel serbatoio e l'energia mensile necessarie per far funzionare il compressore della pompa di calore sono aumentate aumentando grandezza del serbatoio. Oltre a questo, i suoi risultati preliminari hanno indicato che l'aggiunta di uno strato fotovoltaico sarebbe stato in grado di fornire tutta l'energia richiesta dal compressore della pompa di calore, se si fosse previsto un adeguato sistema di stoccaggio di energia elettrica.

Yamankaradeniz e Horuz [8] hanno studiato le caratteristiche di un SAHP sia teoricamente che sperimentalmente in giornate soleggiate, durante i 7 mesi della stagione invernale ad Istanbul, Turchia. Hanno sviluppato un modello teorico e scritto un codice di calcolo su questa base. I parametri esaminati sono stati: efficienza media giornaliera del collettore, radiazione solare, il calore medio trasferito mensilmente al condensatore ed il COP. Come mostrano le Fig. 3.8, Fig. 3.9, Fig. 3.10. I dati sperimentali sono in ottimo accordo con i risultati della simulazione numerica.

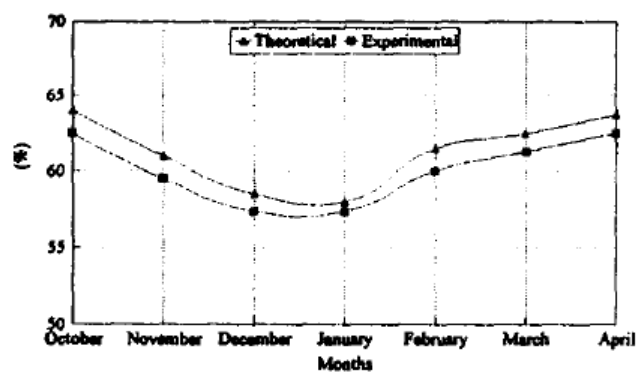


Fig. 3.8 Efficienza media giornaliera del collettore solare al variare dei mesi

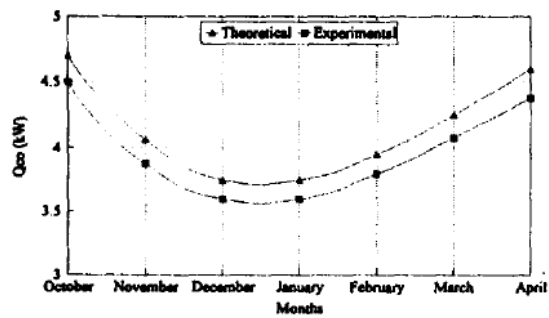


Fig. 3.9 Media mensile del calore trasferito al condensatore

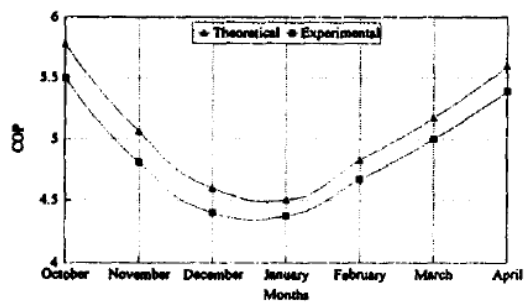


Fig. 3.10 COP medio al variare dei mesi

Hulin et al. [9] hanno studiato teoricamente le prestazioni termiche di due diversi schemi di SAHPS. Il primo schema prende in considerazione un evaporatore/collettore formato da sottili tubi di alluminio collegati in parallelo direttamente esposti all'aria. Nel secondo schema invece è il collettore solare piano è immerso in uno stagno di acqua fresca, la cui sezione è illustrata nella Fig. 3.11.

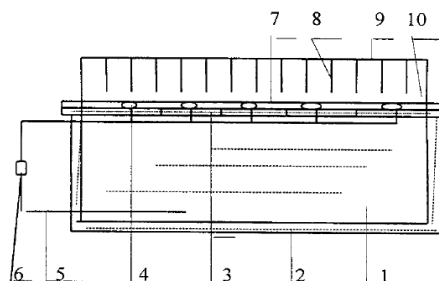


Fig. 3.11 Schema dello stagno solare. 1 Stagno. 2 Plastica. 3 Polistirene. 4 Tubi perforati. 5 Tubo di aspirazione acqua. 6 Pompa. 7 Assorbitore selettivo. 8 Sezione a nido d'ape. 9 Vetro. 10 Strato d'aria

I loro risultati di calcolo hanno indicato che il COP della SAHPS che ha utilizzato il secondo schema è stato notevolmente superiore a quello del primo schema, Fig. 3.12.

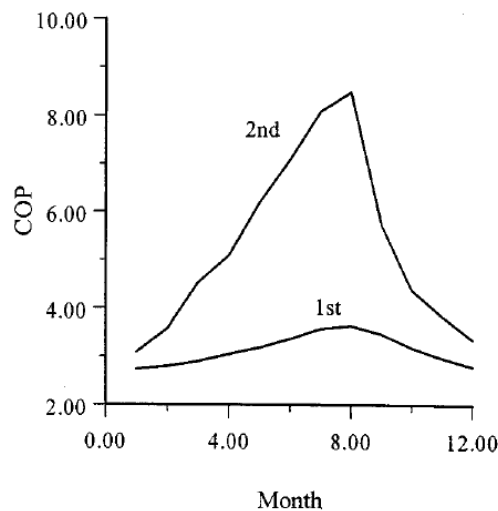


Fig. 3.12 Confronto tra il COP dei due schemi considerati

Questo è dovuto al fatto che il secondo schema permette di stoccare l'energia solare nello stagno d'acqua sottostante in modo da poter garantire una temperatura dell'acqua sempre superiore di quella ambiente. Permettendo così all'evaporatore di lavorare in condizioni che permettono di ottenere un COP maggiore.

Yumrutas e Kaska [10] hanno progettato, costruito e studiato un sistema SAHP sperimentale per il riscaldamento degli ambienti con un serbatoio di accumulo di energia per valutarne le prestazioni. Il sistema di riscaldamento era essenzialmente costituito da collettori solari ad acqua, una pompa di calore, un serbatoio di accumulo cilindrico, un sistema di misurazione e un impianto di riscaldamento a pannelli radianti, situato a Gaziantep in Turchia. Inoltre gli autori di questo studio hanno studiato gli effetti delle condizioni climatiche e di alcuni parametri operazionali sulle performance del sistema. Hanno trovato

che il COP_{HP} era di circa 2,5 in caso di basse temperatura di stoccaggio alla fine di una giornata nuvolosa ed era circa 3,5 per una temperatura dell'accumulo più elevata alla fine di una giornata di sole, ed è oscillato tra questi valori nelle altre condizioni.

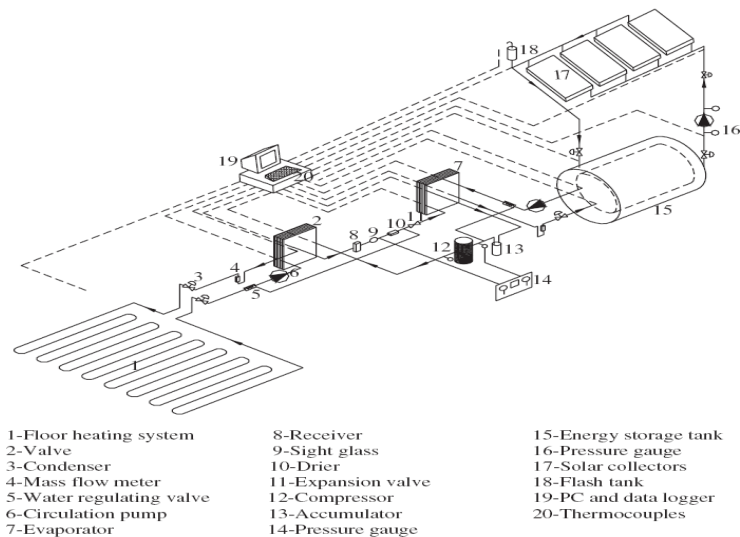


Fig. 3.13 Schema di un SAHP con serbatoio di accumulo

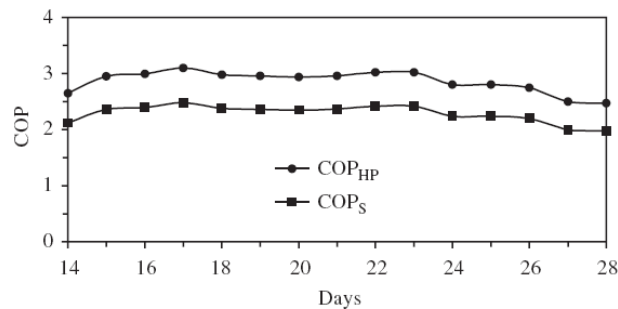


Fig. 3.14 COP medio giornaliero della pompa di calore e del sistema nel mese di Febbraio.

Kaygusuz [11] ha esaminato le prestazioni di un sistema che combina una pompa di calore solare con un serbatoio di accumulo termico formato da capsule di materiale in cambiamento di fase (PCM) per il riscaldamento residenziale sito Trabzon in Turchia. Un set-up sperimentale è stato costruito ed i risultati sperimentali ottenuti da novembre a maggio durante la stagione

di riscaldamento. I suoi studi sperimentali hanno mostrato che questo sistema posto parallelo con la pompa di calore fa risparmiare molta più energia rispetto al sistema in serie con la pompa di calore. Questo perché il sistema in parallelo riesce ad utilizzare sia l'aria che il sola come sorgente di calore per l'evaporatore, mentre il sistema in serie utilizza solo energia solare immagazzinata nel serbatoio di accumulo.

Axaopoulos et al. [12] hanno effettuato un confronto sperimentale di un SAHPS con un tradizionale impianto a collettori solari (CTTS). Gli studi sperimentali sono stati monitorati dal 1993 al 1997 durante i periodi estivi ed invernali. Hanno raggiunto il seguente risultato sperimentale dal funzionamento del SAHPS. Il sistema SAHP è risultato essere in ogni condizione climatica migliore del CTTS. Inoltre l'analisi fatta ha mostrato che le prestazioni dell' SAHPS dipendono molto di più dalla temperatura ambiente e dalla velocità del vento piuttosto che dalla radiazione solare. Infine è stato impossibile utilizzare un singolo parametro per indicare le prestazioni del sistema, poiché vi erano diverse fonti di apporto di energia che dipendevano dal modo di funzionamento del sistema, quindi ogni parametro potrebbe essere considerato più o meno importante.

Yumrutas et al. [13] hanno studiato le prestazioni annuali di un SAHPS con un serbatoio di accumulo sotterraneo, Fig. 3.15, e la distribuzione annuale della temperatura dell'acqua nel serbatoio mediante una procedura iterativa di calcolo basata su una risoluzione analitica del problema. La simulazione ha mostrato che il sistema di riscaldamento può essere una alternativa tecnicamente realistica ai sistemi che usano combustibili fossili. Lo studio mostra che il tipo di terreno e la taglia del serbatoio di accumulo hanno un influenza significativa sulle prestazioni del sistema. Inoltre dai risultati ottenuti si denota che:

- Le temperature più alte d'acqua nel serbatoio si hanno alla fine della stagione estiva e le temperature più basse alla fine dell'inverno.
- La temperatura massima di stoccaggio si verifica quando il serbatoio è posto in un terreno di ghiaia grossolana. Mentre la temperatura più bassa dell'acqua si ha quando il serbatoio è posto nel granito.

- La variazione di temperatura nel serbatoio aumenta quando diminuisce la dimensione del serbatoio stesso.
- La terra che circonda il serbatoio considerata ad una temperatura costante di 15°C, si comporta come un ulteriore sistema di accumulo, poiché assorbe energia dal serbatoio in estate e la restituisce in inverno.

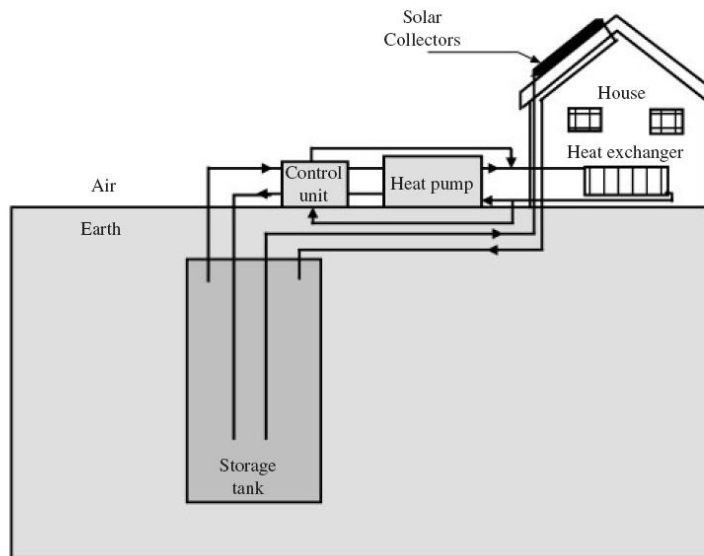


Fig. 3.15 Pompa di calore assistita da collettori solari con serbatoio d'accumulo sotterraneo

Kuang et al. [14] hanno eseguito uno studio sperimentale sulle prestazioni di SAHP indiretta attraverso l'utilizzo di collettori ad acqua ed hanno concluso che:

- Per la progettazione e la scelta di un SAHP si devono considerare sinteticamente tutti i fattori più importanti come le condizioni operative, le condizioni climatiche, la fattibilità economica e l'impatto ambientale.
- il serbatoio di accumulo termico utilizzato per collettori è un elemento importante in questi sistemi solari di riscaldamento, poiché permette di modulare la discordanza tra la radiazione solare e il carico richiesto dal riscaldamento. In questo sistema, la temperatura del serbatoio era così vicina alla temperatura dell'aria

ambiente che le sue perdite termiche verso l'ambiente circostante sono risultate molto basse. Risultato, l'isolamento del serbatoio dell'acqua non è fondamentale. Per coprire il carico è necessaria per il sistema SAHP una fonte ausiliaria di energia .

- E' stato analizzato e dimostrato che l'uso di un dispositivo di riscaldamento ausiliario all'interno del serbatoio di accumulo comporta uno spreco di energia a causa delle elevate perdite termiche del serbatoio. Si è scelto quindi di posizionare la fonte di calore ausiliaria direttamente nel zona da riscaldare per ridurre le perdite dell'intero sistema.
- L'uso di un sistema di riscaldamento a pannelli radianti che usa acqua a bassa temperatura è raccomandato dagli autori. Questo può sensibilmente aumentare le prestazioni termiche della pompa di calore e dell'intero sistema .

3.3 SAHP ad espansione diretta per il riscaldamento domestico

Hawalader et al. [15] hanno studiato analiticamente ed sperimentalmente le performance di una SAHP per il riscaldamento residenziale, dove un collettore solare piano scoperto funge da evaporatore per il refrigerante R134a. Per assicurare un perfetto accoppiamento tra il carico del collettore/evaporatore e la capacità del compressore è stato usato un compressore a velocità variabile, Fig. 3.16.

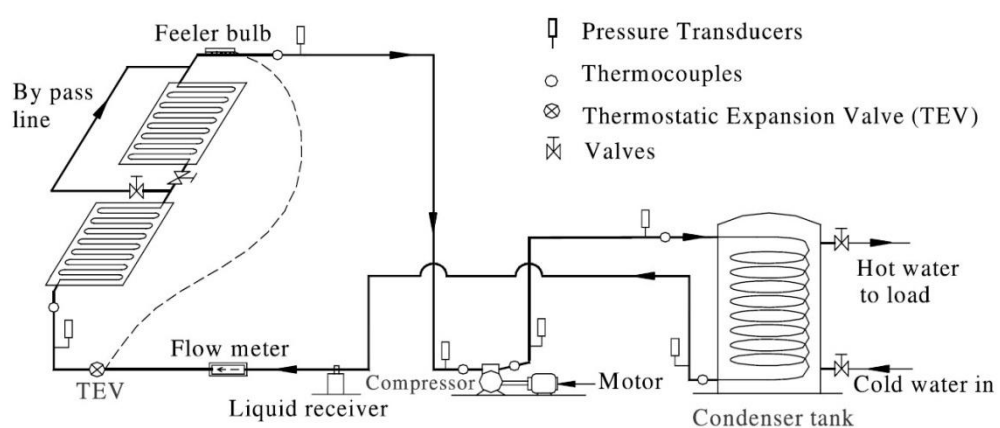


Fig. 3.16 SAHP ad espansione diretta.

Il sistema è stato analizzato nelle condizioni metrologiche di Singapore. Il modello di simulazione sviluppato si basa sulla teoria del Daffie-Beckham[16] utilizzando le equazioni classiche per i collettori solari piani. Seguendo il modello Duffie sono stati calcolati i coefficienti di perdita per convezione e per irraggiamento. La temperatura del collettore è stata ricavata facendo un bilancio di energia sull'intera piastra. Il modello proposto tiene anche in considerazione le cadute di pressione all'interno dei tubi del collettore e calcola tutte le proprietà del fluido refrigerante in funzione della temperatura di saturazione. L'energia dissipata dal condensatore è data dalla somma dell'energia immagazzinata nell'evaporatore e l'energia spesa dal compressore. Il condensatore è considerato immerso in un serbatoio d'acqua con una distribuzione di temperatura uniforme. Attraverso il modello matematico sviluppato dagli autori, si sono potuti confrontare i risultati sperimentali misurati attraverso il prototipo realizzato. Grazie al modello si è inoltre potuto eseguire un'analisi dell'influenza dei principali parametri di input, come la velocità del compressore, l'irradiata, l'area dei collettori ed il volume del serbatoio di accumulo d'acqua.

I risultati più interessanti sono evidenziati nelle seguenti figure.

Se la velocità del compressore è alta, la portata in massa di refrigerante che attraversa il collettore/evaporatore è più alta, questo comporta un lavoro di compressione alto ed un COP più basso come mostra la Fig. 3.17.

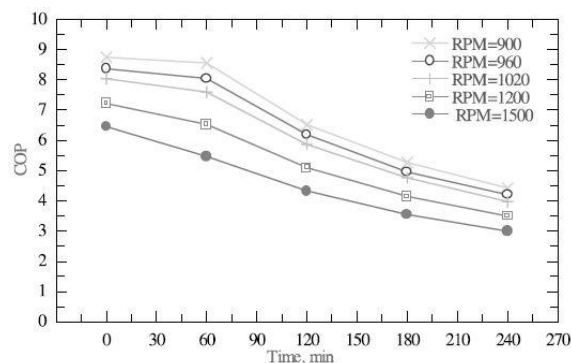


Fig. 3.17 Variazione del COP con diverse velocità del compressore (radiazione solare 600 W/m²)

La Fig. 3.18 mostra la variazione del COP in funzione della velocità del compressore utilizzando come parametro l'area del collettore. Se si considera

una velocità di rotazione fissa si può notare che, se l'area del collettore è più piccola, il refrigerante evapora nell'evaporatore ad una temperatura più bassa con conseguente aumento del lavoro di compressione e diminuzione del COP. Inoltre si può apprezzare nel grafico a lato come varino l'efficienza del collettore e la temperatura di evaporazione in funzione della velocità del compressore per una determinata radiazione solare, velocità del vento e temperatura dell'aria. Per una specifica taglia del collettore, un aumento della velocità del collettore provoca una portata massica più alta al collettore, di conseguenza si ha una temperatura del fluido in evaporazione più bassa che produce delle perdite termiche inferiori aumentando in questo modo l'efficienza del collettore. Per una determinata velocità del compressore, un'area del collettore più ampia comporta un aumento della temperatura del fluido nel collettore ed un abbassamento dell'efficienza del collettore. Questo problema è stato risolto utilizzando un compressore a velocità variabile in base alle condizioni climatiche.

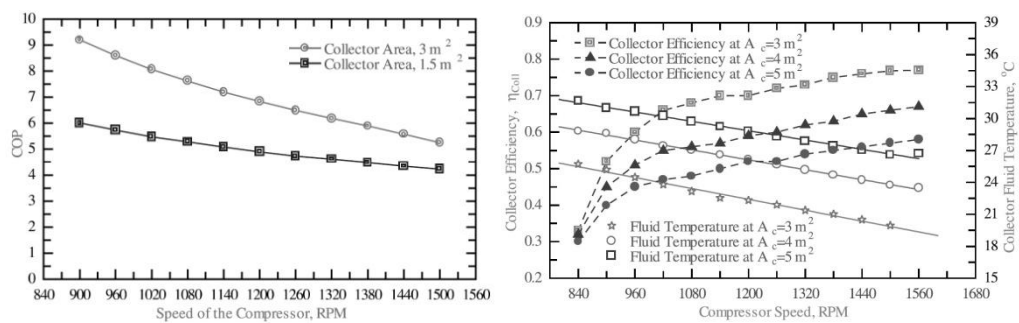


Fig. 3.18 Influenza della velocità del compressore su COP, rendimento del collettore e temperatura del refrigerante nel collettore.

La Fig. 3.19 mostra le prestazioni del sistema al variare della radiazione solare per differenti aree del collettore. Come si può vedere nella figura per una determinata area del collettore, se aumenta la radiazione solare anche il COP aumenta.

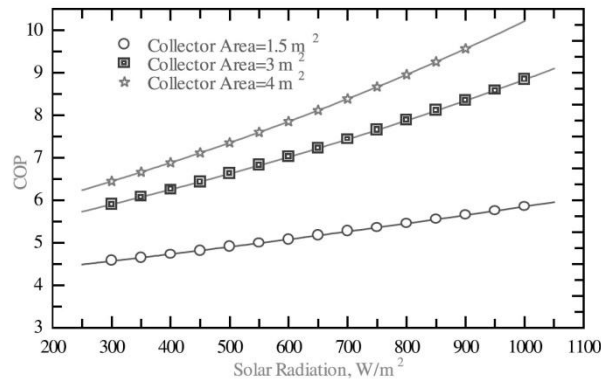


Fig. 3.19 Influenza della Radiazione Solare sul COP.

Fig. 3.20 mostra le variazioni dell'energia in uscita, della temperatura di condensazione ed evaporazione e della temperatura dell'acqua del serbatoio di accumulo in funzione del volume del serbatoio stesso. Se la taglia del serbatoio cresce la temperatura di condensazione diminuisce portando ad una leggera flessione della temperatura di evaporazione causando un aumento dell'energia assorbita dell'evaporatore. Una diminuzione della temperatura di condensazione unita ad un aumento relativamente piccolo della temperatura di evaporazione causa una riduzione del lavoro di compressione che provoca un aumento delle performance del sistema.

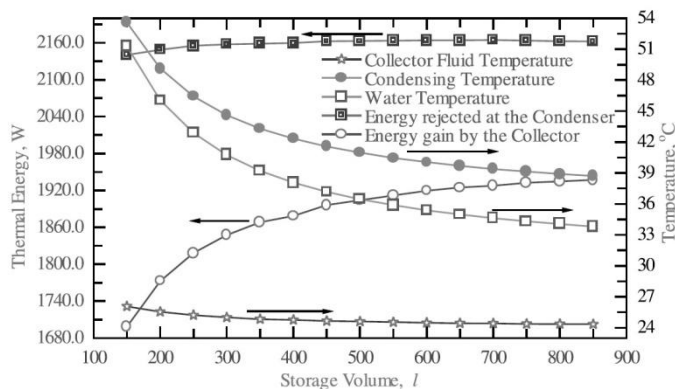


Fig. 3.20 Influenza del Volume del serbatoio su energia prodotta, temperatura del refrigerante nel collettore e nel condensatore.

Inoltre gli stessi autori hanno progettato, costruito e testato un SAHP per l'essiccazione del grano e la produzione di ACS[17], Fig. 3.21.

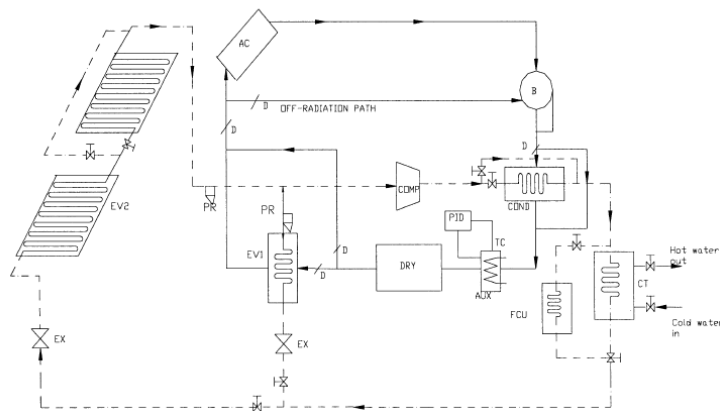


Fig. 3.21 Diagramma schematico del SAHP per produzione di ACS e asciugatura del grano.

Hanno studiato le prestazioni del sistema in funzione delle condizioni meteorologiche di Singapore. Il sistema è costituito da un compressore a velocità variabile, un evaporatore/collettore, un serbatoio di accumulo ed un condensatore raffreddato ad aria, un riscaldatore ausiliario, un ventilatore, un essiccatore, un deumidificatore ed il collettore dell'aria. Il sistema di essiccazione è stato progettato in modo tale che alcuni degli elementi potrebbero essere isolati in base alle condizioni meteo ed alle modalità di utilizzo. Il media utilizzato per l'essiccazione è stata l'aria e la camera di essiccazione è stata configurata per effettuare l'essiccazione del grano. I ricercatori hanno sviluppato un programma di simulazione utilizzando il linguaggio Fortran per valutare le prestazioni del sistema e conoscere l'influenza delle diverse variabili. Gli indici di performance considerati per valutare le prestazioni del sistema sono stati la Frazione Solare (SF) ed il COP. I valori di COP ottenuti dalla simulazione e sperimentazione sono stati 7 e 5, Fig. 3.22, rispettivamente, mentre i valori di SF di 0,65 e 0,61, Fig. 3.23.

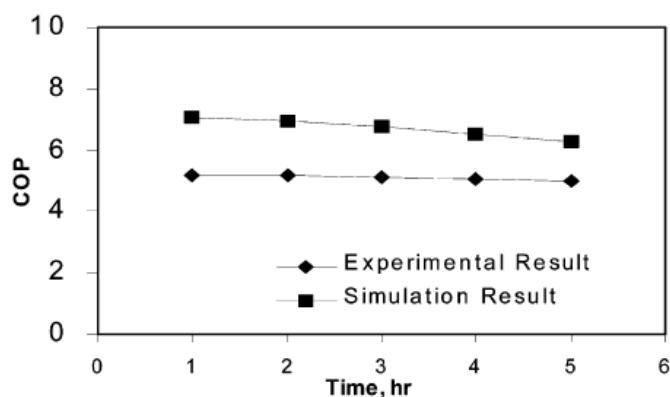


Fig. 3.22 Confronto del COP tra i risultati sperimentali e la simulazione

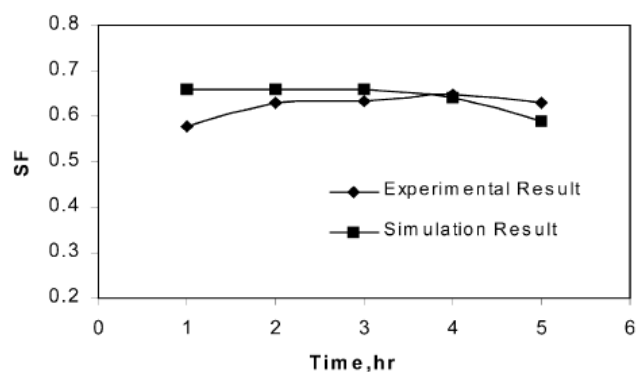


Fig. 3.23 Confronto del SF tra i risultati sperimentali e la simulazione

Torres-Reyes e Cervantes de Gortari[18], Torres-Reyes et al.[19] e Cervantes e Torres-Reyes [20] hanno studiato sia teoricamente che sperimentalmente un SAHP con una espansione diretta di refrigerante all'interno del collettore solare ed hanno eseguito in seguito un'ottimizzazione termodinamica, Fig. 3.24. I valori di massima efficienza exergetica, definita come il rapporto di exergia in ingresso ed in uscita da ogni componente del ciclo della pompa di calore, sono stati determinati tenendo in conto i parametri tipici ed i rendimenti prestazionali, e sono riportati in Fig. 3.25.

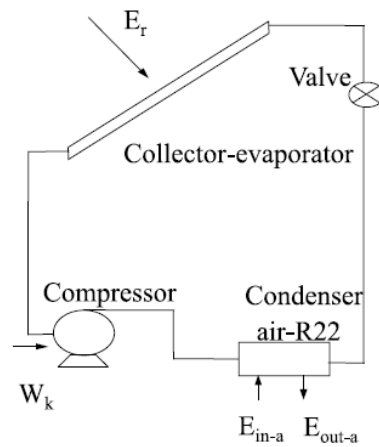


Fig. 3.24 Schema di un SAHP ad espansione diretta

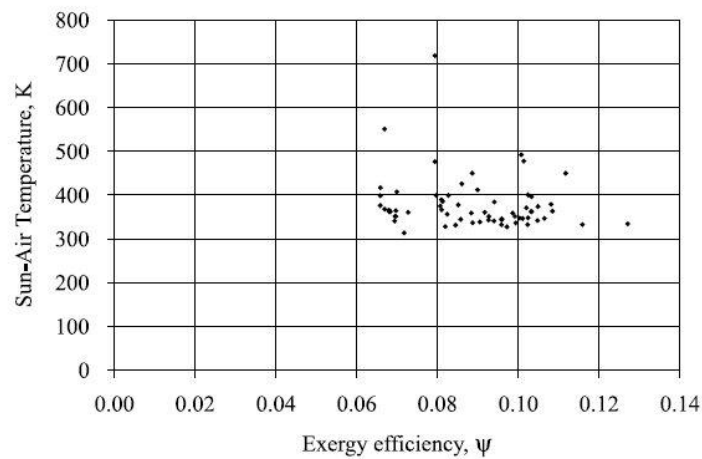


Fig. 3.25 Efficienza exergetica dell' SAHP

Chaturvedi et al.[1,21] e Aziz et al.[22] hanno eseguito lo studio dell'analisi termodinamica di collettori solari con flusso bifase con l'applicazione in un SAHP ad espansione diretta, Fig. 3.26 .

I loro risultati hanno mostrato che la quantità di massa in cambiamento di fase e flusso di calore solare assorbito hanno avuto effetti significativi sulla lunghezza del tubo collettore e sul coefficiente di scambio termico del refrigerante considerando un tubo dell'evaporatore, Fig. 3.27.

Variazioni del diametro interno del tubo di aspirazione e della pressione nel collettore hanno avuto un effetto trascurabile sulla dimensione del collettore, ma un effetto significativo sul coefficiente di scambio termico.

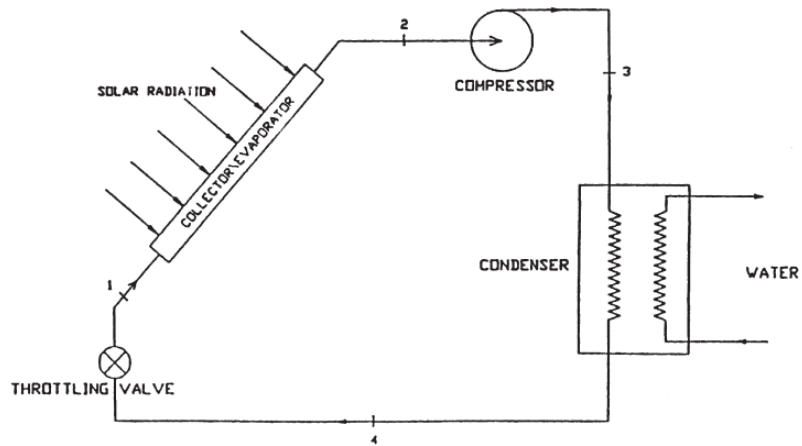


Fig. 3.26 Schema di base usato da Aziz per lo studio dell' SAHP ad espansione diretta

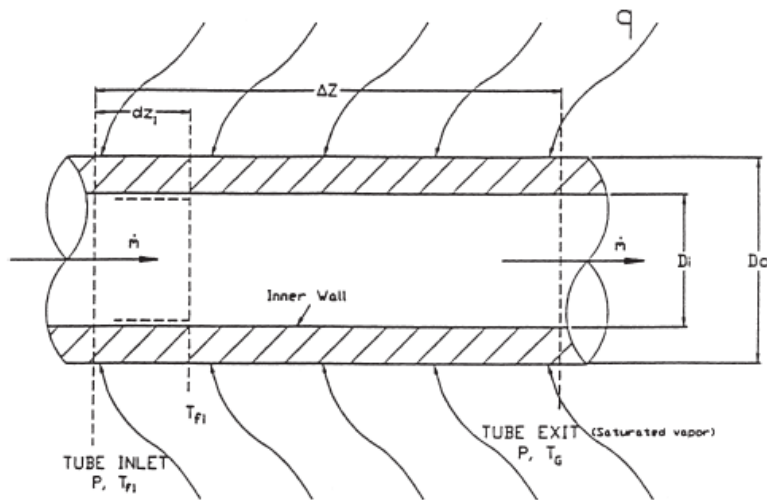


Fig. 3.27 Sezione del tubo dell'evaporatore preso in considerazione

L'aumento della qualità del vapore della miscela refrigerante è stata graduale per tutta la lunghezza del tubo principale, con un rapida crescita verso la fine del tubo. Il metodo utilizzato in questo studio può essere facilmente esteso per

Fig. 3.28, mostra uno disegno schematico dell'impianto sperimentale, che è composto da una pompa di calore ad assistita da collettori solari composta principalmente da un compressore condotto da un motore elettrico con una potenza nominale di 1.4kW, un condensatore di 6.66kW termici, un evaporatore di 8.2kW, ed il sistema di laminazione composto da una serie di tubi capillari con una lunghezza di 1,5 m e diametro interno è di 1,5 mm. Oltre a questo, l'intero sistema è costituito essenzialmente da tre circuiti distinti: (i) il circuito che accoppia la sonda geotermica con il collettore solare (circuito con salamoia o con acqua glicolata), (ii) il circuito del refrigerante e (iii) il circuito fan coil per il riscaldamento della serra (circuito idrico). Il passaggio dal ciclo di riscaldamento a quello di raffreddamento avviene per mezzo di una valvola a quattro vie. Per evitare il congelamento l'acqua sotto la condizione di lavoro e durante l'inverno, vi è stato aggiunto glicol etilico al 10%. Il circuito frigorifero è stato costruito sul circuito chiuso tubazioni di rame. Il fluido di lavoro del ciclo frigorifero è R-22. Il SAGSHPGHS studiato è stato installato al Solar Energy Institute dell'Università di Ege (38°12'40" N di latitudine, 27°15'00" E) ad Izmir in Turchia. La serra è stata posizionata con esposizione verso sud. Il periodo sperimentale studiato è stato dal 16 dicembre 2003 fino al 31 marzo 2004, è stato coltivato *Cucumis sativus* nella serra e la qualità del prodotto è stata migliorata grazie alle condizioni climatiche che ha potuto garantire la SAGSHPS. I valori per COP_{HP} è variato dal 2,00 - 3,125, mentre il COP del sistema è stato circa il 5-20% inferiore de COP_{HP} . I valori efficienza energetica ottenuti per l'unità GSHP e per l'intero sistema, basato sul rapporto tra energia prodotta e il combustibile, sono stati rispettivamente da 71,8 e 67,7%. I risultati sperimentali mostrano anche che l' SAGSHPGHS che il sistema tal quale non è in grado di fornire la potenza necessaria nei carichi di picco, quando cioè si hanno le temperature esterne più basse.

3.4.1 Pompe di calore assistite da collettore solare termico e con moduli fotovoltaici

Jie Ji et al. [24,25] hanno eseguito due studi su un sistema PV / TSAHP (photovoltaic/thermal solar-assisted heat pump). Il primo studio [24] si è maggiormente incentrato sulle prestazioni del modulo fotovoltaico valutate attraverso un modello matematico ed in seguito confrontate con i dati sperimentali ricavati dalle misurazioni effettuate su un prototipo del sistema.

Per lo studio effettuato è stato considerato un pannello PV/T raffreddato dall'evaporatore di una pompa di calore. La struttura del modulo fotovoltaico è mostrata in Fig. 3.29.

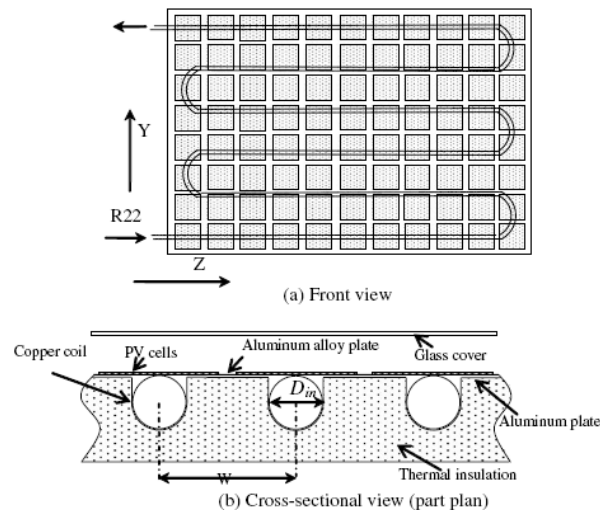


Fig. 3.29 Struttura del modulo PV/evaporatore

La parte funzionale dell'evaporatore è un collettore solare ibrido con celle fotovoltaiche inserite nella parte superiore dell'assorbitore del pannello solare. La parte principale del pannello è costituita da una lamina di lega di alluminio di 1.5 mm di spessore e da una lastra di alluminio spessa 0.5 mm, come mostra la sezione del collettore. Tubi di rame di diametro esterno 7mm e diametro interno 6 mm sono posizionati tra le due lastre di alluminio. La distanza tra due tubi (W) di rame è 130 mm. Inoltre per aumentare le prestazioni termiche dell'evaporatore si è posto un isolante termico al di sotto del pannello. Sulla base di questa geometria è stato implementato un modello matematico basato sulla tecnica dei parametri distribuiti per prevedere il comportamento dinamico del sistema. Contestualmente si sono svolti dei test su un prototipo per verificare i risultati ottenuti dalla simulazione numerica. L'efficienza del modulo fotovoltaico è risultata essere in media superiore al 12%, che è superiore all'efficienza di altri tipi di sistemi PV/T. Un migliore raffreddamento delle celle fotovoltaiche è quindi confermato in questo sistema. I risultati della simulazione, come la temperatura del modulo e la produzione di energia elettrica sono in buon accordo con i dati sperimentali, Fig. 3.30.

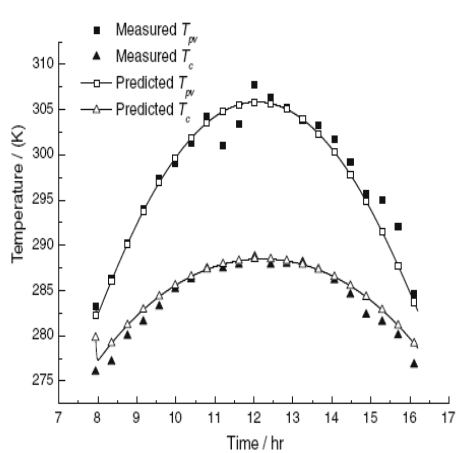


Fig. 3.30 Temperatura del modulo PV

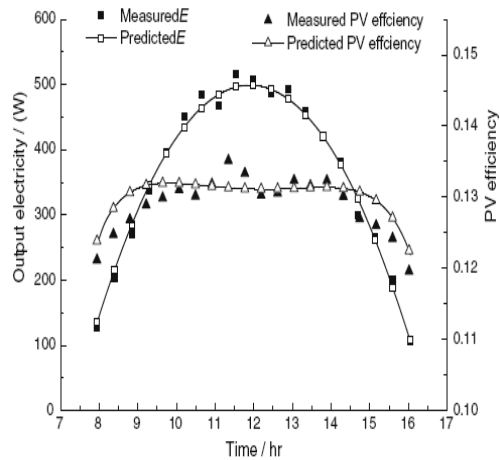


Fig. 3.31 Produzione di En. El. Ed efficienza del PV

Il secondo studio realizzato dagli autori [25] si è incentrato sull'analizzare le prestazioni della pompa di calore e dell'intero sistema al variare della temperatura dell'acqua di alimento del condensatore. La pompa di calore è composta da: un evaporatore/PV, un evaporatore ad aria, un compressore con inverter, un condensatore ad aria, un condensatore ad acqua, ed una elettrovalvola di espansione, Fig. 3.32.

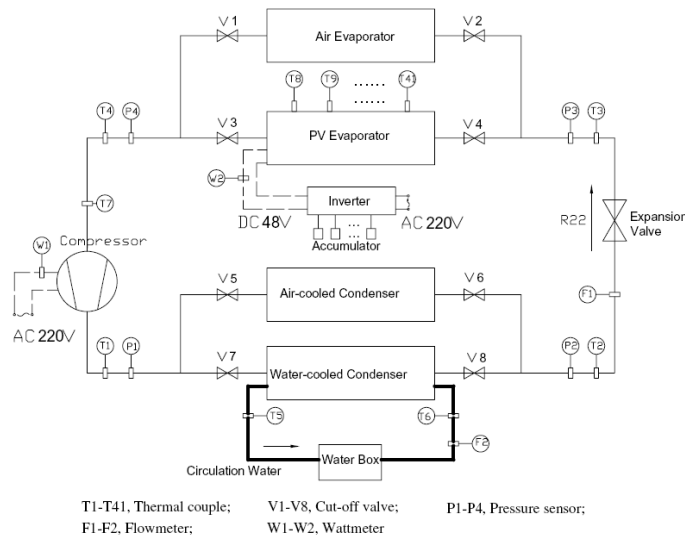


Fig. 3.32 Schema impiantistico pompa di calore con collettore/evaporatore PV

L' evaporatore ad aria e quello PV sono connessi in parallelo tra loro, ed anche il condensatore ad aria e quello ad acqua lo sono. Normalmente sono in funzione l' evaporatore/PV ed il condensatore ad acqua. In questo caso il condensatore ad acqua può essere direttamente collegato alla rete di riscaldamento domestico ed alla rete di ACS attraverso uno scambiatore di calore.

Durante la sperimentazione lo scambiatore è stato sostituito da un "water box" (serbatoio di accumulo) che fornisce acqua fredda al condensatore ad una temperatura costante di ingresso. Per quanto riguarda l' evaporatore, esso surriscalda il fluido refrigerante e lo manda la compressore a giri variabili che può essere alitato con un range di frequenze di 15-120 Hz con una potenza assorbita che da 150 a 1300 Watt. L' elettrovalvola di espansione andrà automaticamente ad aggiustare la sua posizione in base alla frequenza del compressore. A causa della energia solare direttamente assorbita, la temperatura e la pressione di evaporazione saranno più alte rispetto ad una pompa di calore convenzionale, questo permette di migliorare le prestazioni della pompa di calore nei mesi invernali. Per quanto riguarda lo l' evaporatore/PV esso è identico a quello descritto nello studio precedente e rappresentato in Fig. 3.29.

L' attrezzatura sperimentale è stata posizionata ad Hefei, Cina. I test sono stati effettuati con quattro diverse temperatura dell'acqua di alimento nel condensatore, a 20°C, a 30°C, a 40°C e a50°C per un tempo di quattro giorni nel Novembre 2005. Durante il periodo di test le condizioni climatiche sono state pressoché simili, con una radiazione solare di circa 606 W/m², una temperatura ambiente di 13.7 °C ed una velocità del vento di 3.2 m/s.

Dai risultati illustrati in Fig. 3.33 il COP medio della pompa di calore è risultato essere 7.1, 6.6, 4.4 e 3.5 per le rispettive temperature dell'acqua di alimento al condensatore. La media totale del COP nei quattro giorni è stata 5.4, mentre il COP massimo raggiunto è stato 10.4 con una T_{in} di 20°C verso mezzogiorno quando la radiazione solare era la più elevata. Rispetto ad una classica pompa di calore ad aria, il COP mostra un grande aumento per tutti i range di temperatura dell'acqua di alimento al condensatore utilizzati. Quando la T_{in} aumenta il COP diminuisce nettamente. Al contrario un più basso livello di

radiazione solare porta ad una diminuzione del COP. Questo perché un maggiore irraggiamento solare aumenta la temperatura e la pressione di evaporazione e di conseguenza anche il COP.

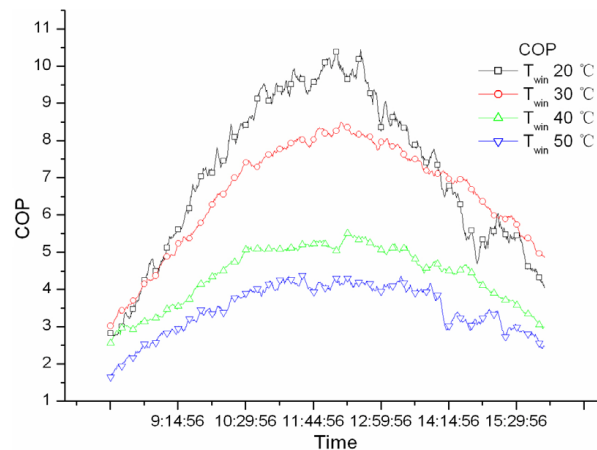


Fig. 3.33 Variazione giornaliera del COP

Per quanto riguarda la potenza elettrica prodotta e l'efficienza elettrica del modulo fotovoltaico, le Fig. 3.34 e Fig. 3.35 mostrano il loro andamento al variare delle ore del giorno. Di conseguenza, la potenza elettrica media fotovoltaica trovata è stata 381 W, 393 W, 375 W e 343 W corrispondente alle T_{win} di 20°C 30°C, 40°C e 50°C.

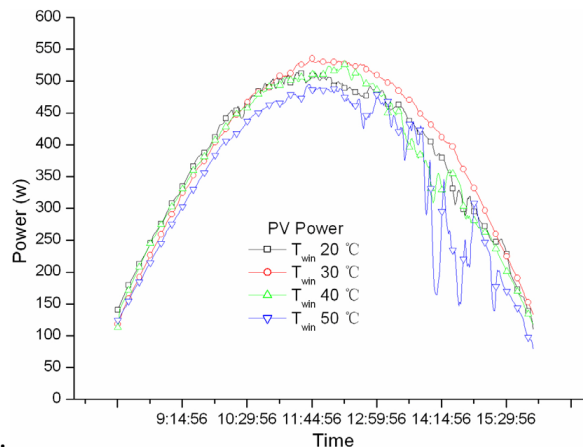


Fig. 3.34 Variazione giornaliera della energia elettrica prodotta dal modulo PV

L'efficienza fotovoltaica è influenzata da una combinazione di fattori ambientali come la radiazione solare, la temperatura ambiente e l'angolo di incidenza. A causa del grande angolo di incidenza della radiazione solare diretta al mattino presto ed al tardo pomeriggio, l'efficienza solare è molto bassa in questi periodi della giornata. La variazione può essere osservata in Fig. 3.35. Un ulteriore esame delle curve di efficienza del modulo PV mostrano un calo dell'efficienza durante le ore di massima radiazione, questo calo è dovuto all'aumento della temperatura della cella fotovoltaica.

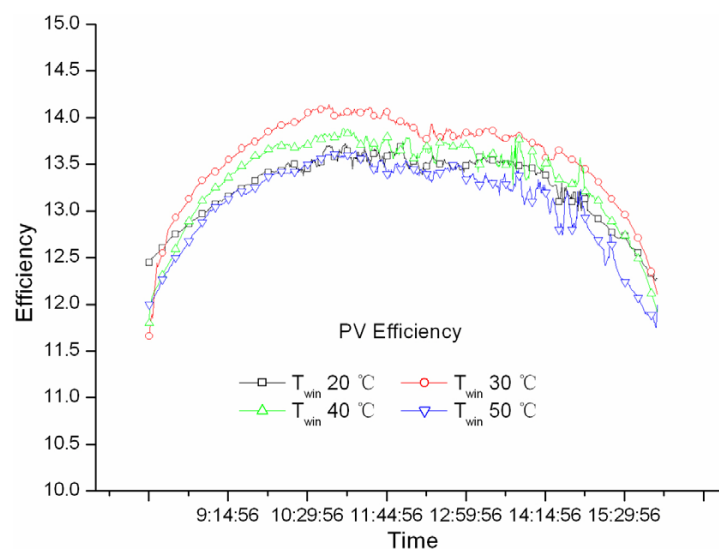


Fig. 3.35 Variazione giornaliera dell'efficienza elettrica del modulo PV

In conclusione, gli autori hanno trovato durante il periodo di test un COP massimo di 10.4 , un COP massimo dell'intero sistema di 16.1, un COP medio di 5.4, un COP medio per l'intero sistema di 8.3 ed un efficienza fotovoltaica media del 13.4% . Questo indica che le prestazioni fotovoltaiche del sistema PV-SAHP esaminato sono migliori di una pompa di calore convenzionale e allo stesso momento si è anche riusciti ad aumentare l'efficienza elettrica del modulo fotovoltaico.

Studi di analisi energetica svolti su diversi sistemi di pompa di calore elioassistita

4 Modello matematico della SAHP ad espansione diretta

4.1 Modello matematico del collettore/evaporatore solare

Lo studio termico di un collettore solare piano, secondo il modello proposto da Duffie-Beckman [16], è effettuato effettuando un bilancio di energia in regime stazionario in grado di valutare la parte di radiazione solare assorbita dal collettore in funzione delle diverse fonti di perdita. Tali fonti possono essere suddivise principalmente in perdite ottiche dovute alla copertura trasparente se presente, e in perdite termiche dovute a fenomeni di conduzione, convezione e irraggiamento che portano inevitabilmente ad un decadimento delle prestazioni del collettore solare stesso. L'energia termica persa dal collettore verso l'ambiente esterno può quindi essere determinata come il prodotto fra il coefficiente globale di scambio termico U_L e la differenza fra la temperatura media della piastra captante T_{pm} e la temperatura ambiente T_a indicando con A_c l'area del collettore solare e con S la radiazione assorbita. Il bilancio energetico per un collettore solare può essere scritto secondo l'espressione:

$$Q_u = A_c [S - U_L (T_{pm} - T_a)] \quad (3)$$

che permette di individuare l'energia termica utile Q_u fornita dal collettore. E' quindi possibile andare a definire l'efficienza del collettore solare come il rapporto fra la radiazione solare incidente G_t e quella effettivamente assorbita, entrambe valutate in un determinato intervallo temporale:

$$\eta = \frac{\int Q_u dt}{A_c \int G_t dt} \quad (4)$$

Per validare il modello analitico che verrà proposto è necessario formulare alcune ipotesi semplificative che consentono comunque di ottenere risultati

accettabili per la valutazione delle caratteristiche termiche dei collettori solari. Tali ipotesi possono essere sintetizzate nell'elenco seguente:

- Stato stazionario.
- Collettore solare a tubi piani paralleli scoperto.
- Scambio termico monodimensionale attraverso l'isolamento esterno.
- Il cielo viene considerato come un corpo nero tramite un temperatura equivalente.
- I gradienti di temperatura nella direzione del flusso di massa e tra i tubi possono essere trattati in modo indipendente.
- Le proprietà termiche sono indipendenti dalla temperatura.
- Lo sporco del collettore ha un effetto trascurabile.
- L'ombreggiamento sull'assorbitore è trascurabile.

4.1.1 Valutazione delle perdite termiche

Lo studio da affrontare per la valutazione delle perdite termiche richiede un'attenta valutazione della distribuzione spaziale di temperatura sull'assorbitore del collettore solare. Infatti, in un problema inverso, tale distribuzione consente di risalire ai coefficienti di scambio termico convettivo e radiativo funzione della temperatura stessa. La maggior parte dei collettori solari piani sono costituiti da una piastra che ha la funzione di assorbitore, e da una serie di tubi saldati a tale piastra in grado di trasportare il fluido termovettore che si scalda attraversando il collettore. E' quindi possibile, in prima approssimazione, determinare un andamento qualitativo della distribuzione di temperatura sull'assorbitore, come indicato in Fig. 4.1. Non potendo a priori conoscere la distribuzione di temperatura sull'assorbitore, che permette di risalire alle perdite termiche funzione dei coefficienti di scambio radiativo e convettivo a loro volta funzione della distribuzione di temperatura, è necessario adottare una "strategia iterativa" che permetta la valutazione di tali parametri incogniti. La strategia sviluppata consiste nel determinare alla prima iterazione la distribuzione di temperatura sull'assorbitore in assenza di

perdite termiche dovute ai gradienti di temperatura che si hanno con l'ambiente esterno. Alle iterazioni successive saranno determinati i coefficienti di scambio termico in funzione delle temperature medie calcolate al passo precedente per determinare la nuova distribuzione di temperatura. Il processo iterativo sarà attivo fintanto

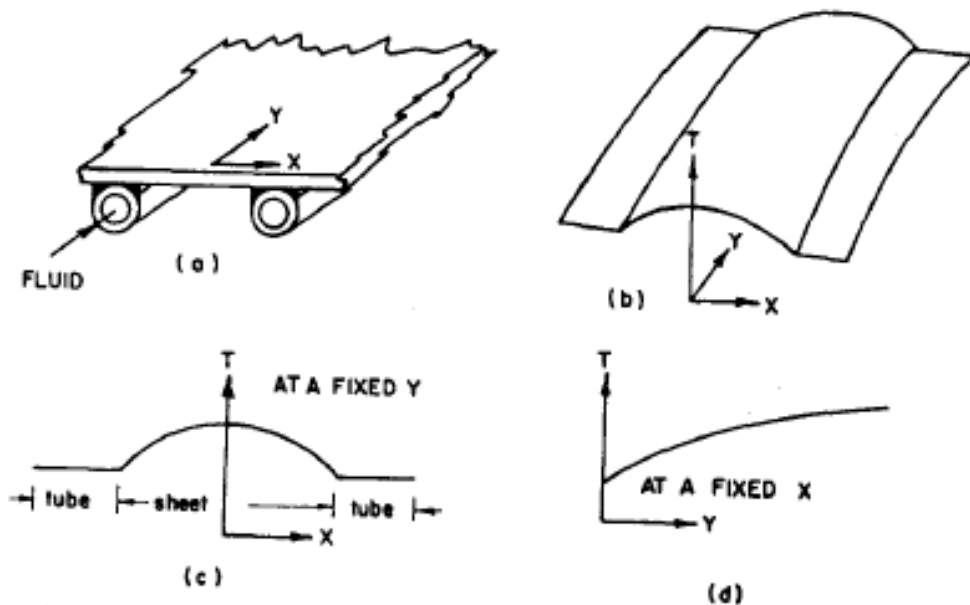


Fig. 4.1 Distribuzione qualitativa della temperatura sull'assorbitore.

che la differenza fra la temperatura media dell'assorbitore al passo i -esimo differisce, dalla temperatura calcolata al passo precedente $(i-1)$ -esimo, di un valore impostato a priori secondo la (5):

$$T_{pm(i)} - T_{pm(i-1)} = \Delta T_{imposto} \quad (5)$$

E' quindi necessario come prima operazione discretizzare spazialmente l'assorbitore, che in questo studio è considerato come una successione di alette affiancate in modo da ridurre il carico computazionale. Tale discretizzazione è effettuata sia lungo la coordinata x (perparricolarare all'avanzamento del fluido Fig. 4.1), che lungo la coordinata y (parallela all'avanzamento del fluido, Fig. 4.1), ed è possibile in questo modo ricavare

tramite integrazione le temperature medie lungo tali coordinate al fine di valutare i coefficienti di scambio termico.

4.1.2 Distribuzione di temperatura sull'assorbitore senza perdite termiche

Per ottimizzare il carico computazionale necessario alla determinazione della distribuzione di temperatura sull'assorbitore è conveniente sfruttare la modularità caratteristica dei collettori solari piani a tubi paralleli. L'intero studio può quindi essere ridotto a quello di una singolo tubo a cui è associata la parte di assorbitore corrispondente. Identificando quindi la geometria caratteristica di

una singola aletta, è possibile basare l'intera indagine su questa tipologia di scambiatore di calore e procedere ad una definizione delle caratteristiche dimensionali come indicato in Fig. 4.2:

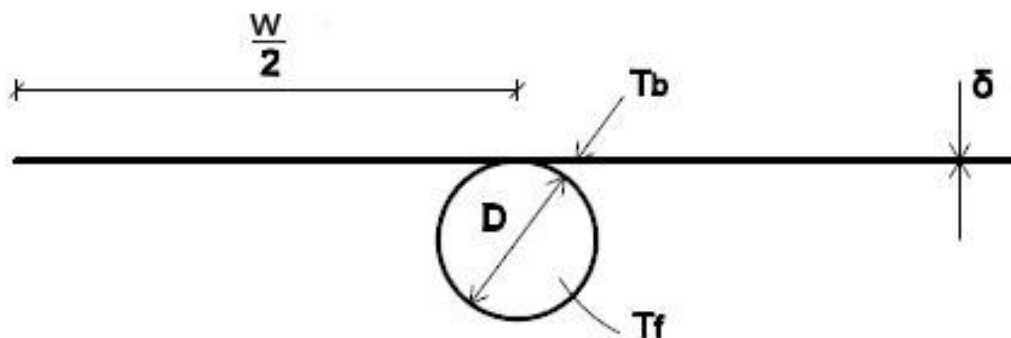


Fig. 4.2 Caratteristiche dimensionali dell'assorbitore analizzato

Per determinare analiticamente la distribuzione di temperatura lungo la coordinata x si effettua un bilancio su un elemento infinitesimo dell'ala come indicato in Fig. 4.3, dove con S si indica la radiazione solare effettiva incidente assorbita dall'ala, k la conduttività termica e δ lo spessore dell'ala:

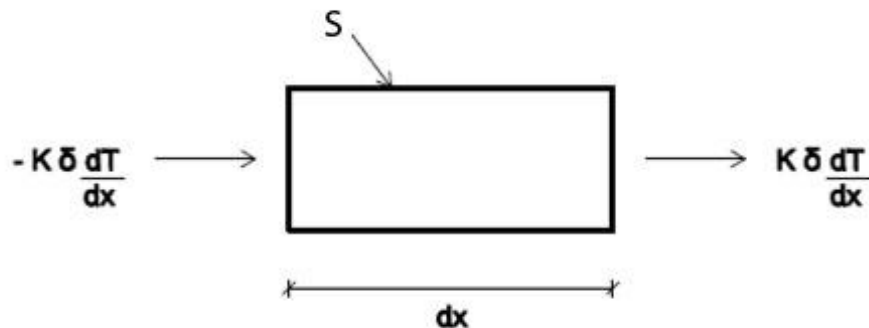


Fig. 4.3 Bilancio sull' elemento infinitesimo di aletta

Dal bilancio è quindi possibile risalire all'equazione differenziale (6) che consente di determinare la distribuzione di temperatura:

$$Sdx - k\delta \left(\frac{dT}{dx}\right)_x + k\delta \left(\frac{dT}{dx}\right)_{x+dx} = 0$$

$$Sdx - k\delta \frac{d^2T}{dx^2} dx = 0$$

$$\frac{d^2T}{dx^2} = -\frac{S}{\delta k} \quad (6)$$

Integrando la (4) due volte si ottiene l'espressione sotto indicata.

$$\frac{dT}{dx} = -\frac{S}{\delta k} x + C_1$$

$$T = -\frac{S}{\delta k} x^2 + C_1 x + C_2$$

Ponendo le condizioni al contorno si ottiene il valore delle costanti di integrazione C_1 e C_2 :

Condizioni al Contorno

Valore delle costanti di integrazione

$$\begin{aligned}
 1. \quad dT/dx_{x=0} &= 0 & C_1 &= 0 \\
 2. \quad T_{x=\frac{W}{2}} &= T_b & C_2 &= \frac{S}{8k} \frac{W^2}{8} + T_b
 \end{aligned}$$

E' quindi possibile ricavare la (7) che identifica la distribuzione di temperatura lungo la coordinata x a meno delle perdite termiche .

$$T(x) = T_b + \frac{S}{2\delta k} \left(\frac{W^2}{4} - x^2 \right) \quad (7)$$

Al primo passo di discretizzazione lungo y la temperatura di base dell'aletta T_b è impostata a 30 °C, e ai passi successivi è stata determinata analiticamente tramite un bilancio termico fra il fluido termovettore e la base stessa come indicato dalla (8) e in Fig. 4.4:

$$T_b = \frac{S}{h} + T_{fluido} \quad (8)$$

Dove h indica il coefficiente di scambio termico ed è pari a :

$$h = \frac{Nu}{k} D$$

La temperatura del fluido al passo di discretizzazione y -esimo è stata determinata con un bilancio di potenze fra la temperatura del fluido in entrata uscita e flusso termico areico imposto come indicato in Fig. 4.4 e nella (9):

$$T_{f \text{ out}} = \frac{S}{\dot{m} c_p} \frac{A_c}{n} + T_{f \text{ in}} \quad (9)$$

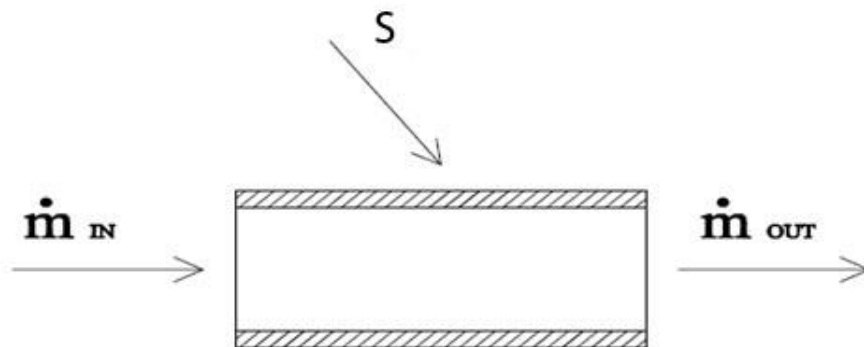


Fig. 4.4 Bilancio di energia su un elemento infinitesimo di tubo dy

4.1.3 Determinazione del coefficiente globale di scambio termico U_L

Avendo determinato nel paragrafo precedente la distribuzione di temperatura sull'aletta, a meno delle perdite termiche, è possibile passare alla fase di calcolo del coefficiente globale di scambio termico. A tal fine è necessario per questo motivo identificare le varie tipologie di scambio termico che si generano all'interno di un collettore solare piano a tubi paralleli. In particolare si individuano:

- Scambio convettivo - radiativo fra l'assorbitore e l'ambiente esterno.
- Scambio conduttivo attraverso l'isolante inferiore.
- Scambio convettivo – radiativo fra contenitore inferiore e ambiente esterno.

Per l'analisi della distribuzione della temperatura è opportuno sviluppare un modello elettrico equivalente basato sulle resistenze termiche dei vari componenti del collettore solare stesso, come rappresentato in Fig. 4.5:

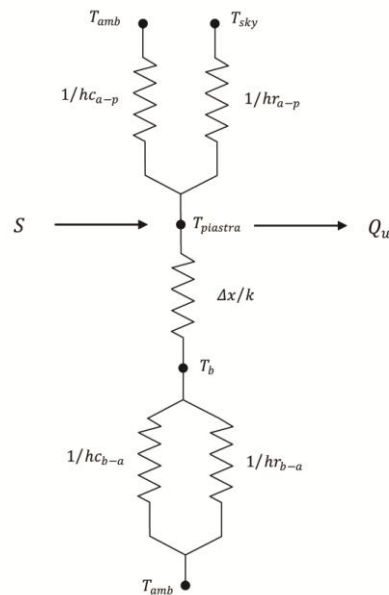


Fig. 4.5 Modello equivalente del collettore solare piano

In questo modo è possibile sviluppare un modello monodimensionale che consenta di determinare una soluzione analitica, caratterizzata da un errore accettabile rispetto ad un modello multidimensionale, ma che riduce notevolmente il carico computazionale. Restando nella logica di sviluppare un modello monodimensionale e per calcolare il coefficiente globale di scambio termico in funzione della distribuzione di temperatura appena determinata, che risulta essere inevitabilmente bidimensionale, è calcolata una temperatura media lungo x al passo y tramite una sua integrazione, come indicato nella (10):

$$T_m = \frac{1}{W} \int T(x) dx \quad (10)$$

In questo modo è possibile avere la distribuzione delle temperatura media lungo la coordinata y che consentirà la valutazione dei coefficienti di scambio termico

in ogni punto della superficie del collettore. A tal fine è opportuno individuare una trasmittanza globale del collettore solare piano data dalla somma di una

trasmittanza determinata per la parte superiore del collettore e una per la parte inferiore del collettore secondo la (11):

$$U_L = U_{top} + U_{bottom} \quad (11)$$

Successivamente a questa fase sarà possibile, integrando lungo y , ottenere la trasmittanza globale media di scambio per l'intero collettore solare secondo la (12):

$$U_{Ltot} = \frac{1}{L_y} \int U_L(y) dy \quad (12)$$

4.1.4 Perdite termiche lato superiore

Per determinare le perdite termiche sul lato superiore del collettore solare, facendo riferimento al modello proposto in Fig. 4.6 , è necessario valutare gli scambi termici che avvengono per irraggiamento e per convezione naturale fra l'assorbitore e l'ambiente esterno. Si tratta quindi di determinare la resistenza termica che tali componenti sono in grado di generare tramite una loro corretta disposizione. In Fig. 4.6 **Errore. L'origine riferimento non è stata trovata.** si osserva che i coefficienti di scambio termico da determinare sono:

- $h_{r,p-a}$ Coefficiente di scambio radiativo fra assorbitore e ambiente esterno
- $h_{conv,p-a}$ Coefficiente di scambio convettivo fra assorbitore e ambiente esterno

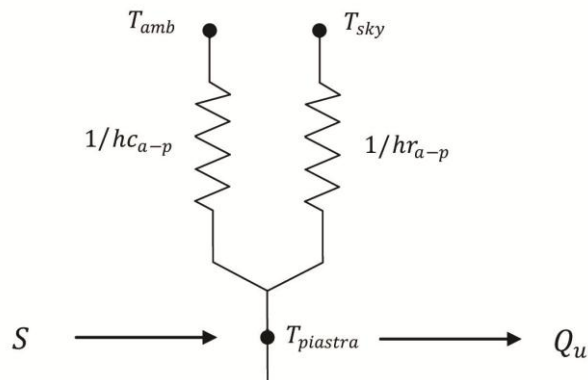


Fig. 4.6 Modello equivalente perdite termiche lato superiore

Lo studio delle perdite termiche al lato superiore può quindi essere affrontato partendo dalla valutazione della potenza scambiata fra l'assorbitore e l'ambiente esterno dopo aver determinato la trasmittanza U_{top} tramite lo studio accurato del modello sopra indicato. La potenza persa sul lato superiore è:

$$q_{loss,top} = U_{top}(T_p - T_a) \quad (13)$$

Dove la trasmittanza U_{top} può essere determinata come:

$$U_{top} = h_{r,p-a} + h_{conv,p-a} \quad (14)$$

Dove i coefficienti di scambio verso l'esterno sono calcolati come di seguito:

$$h_{r,p-a} = \sigma \varepsilon_p (T_b^2 + T_{sky}^2) (T_b + T_{sky})$$

$$h_{conv,p-a} = \frac{8,6 V_{wind}^{0,6}}{L^{0,4}}$$

Dove σ è la costante di Stefan-Boltzmann, ε_p è l'emissività dell'assorbitore, V_{wind} è la velocità del vento, e L è la lunghezza del collettore e T_{sky} è legata alla temperatura ambiente dalla seguente relazione:

$$T_{sky} = \varepsilon_{sky}^{1/4} * T_{amb} \quad (15)$$

Con ε_{sky} si considera l'emissività del cielo calcolata attraverso la formula seguente, che dipende dalla temperatura di bulbo umido dell'aria T_{wb} e dal fattore di copertura del cielo F_{cloud} dipendente dalla presenza di nuvole espressa dal fattore N che può variare da 0 a 1.

$$\varepsilon_{sky} = 0.787 + 0.764 * \log\left(\frac{T_{wb}}{273}\right) * F_{cloud} \quad (16)$$

$$F_{cloud} = 1 + 0.024 * N - 0.0035 * (N^2) \quad (17)$$

4.1.5 Perdite termiche lato inferiore

La valutazione delle perdite sul lato inferiore risulta molto più semplice in quanto la resistenza totale è rappresentata dalla serie di due resistenze la R_3 e la R_4 . La R_4 rappresenta la resistenza alla radiazione e alla convezione, tuttavia può essere in prima approssimazione trascurata, in quanto molto minore rispetto alla resistenza termica R_3 dovuta all'isolamento inferiore costituito da uno strato di isolante posto inferiormente all'assorbitore. E' quindi possibile risalire al coefficiente di scambio termico secondo l'espressione indicata nella (18).

$$U_b = \frac{k}{Sp} \quad (18)$$

Dove Sp indica lo spessore di isolante e k la sua conduttività termica.

4.1.6 Distribuzione di temperatura sull'assorbitore con perdite termiche

Determinata la trasmittanza sul lato superiore e sul lato inferiore del collettore applicando la (11) è possibile risalire al coefficiente di scambio termico globale, determinando in questo modo la distribuzione di temperatura sull'assorbitore con il contributo delle perdite termiche. In questo modo è possibile attivare il ciclo iterativo, secondo la condizione (5), che consente di determinare il reale valore del coefficiente globale di scambio termico U_L e la reale distribuzione di temperatura. Facendo quindi riferimento alla seguente Fig. 4.7 è possibile riproporre l'analisi per la determinazione della distribuzione di temperatura sull'aletta con il contributo delle perdite termiche.

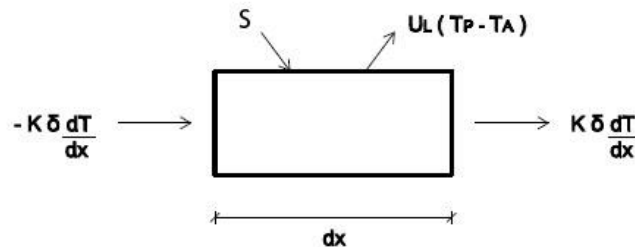


Fig. 4.7 Bilancio sull' elemento infinitesimo di aletta con perdite termiche

Sviluppando il bilancio termico sull'elemento infinitesimo d'aletta si ottiene l'espressione del tipo:

$$Sdx - U_L(T - T_a) - k\delta \left(\frac{dT}{dx}\right)_x + k\delta \left(\frac{dT}{dx}\right)_{x+dx} = 0 \quad (19)$$

Da cui si ottiene:

$$\frac{d^2T}{dx^2} = -\frac{U_L}{k\delta} \left(T - T_a - \frac{S}{U_L}\right) \quad (20)$$

E ponendo le seguenti condizioni al contorno:

$$\frac{dT}{dx}_{x=0} = 0 \qquad T_{x=\frac{w}{2}} = T_b$$

Ed effettuando un cambio di variabili:

$$m = \sqrt{\frac{U_L}{k\delta}} \qquad (21)$$

$$\phi = T - T_a - \frac{S}{U_L} \qquad (22)$$

Dove la (21) individua il parametro m definito anche come parametro d'aletta. Da queste considerazioni è possibile ottenere una nuova espressione per valutare la distribuzione di temperatura sull'assorbitore indicata dalla (23):

$$\frac{d^2\phi}{dx^2} - m\phi = 0 \qquad (23)$$

Alla quale si pongono le condizioni al contorno:

$$\frac{d\phi}{dx}_{x=0} = 0 \qquad T_{x=\frac{w}{2}} = T_b - T_a - \frac{S}{U_L}$$

Che ha come soluzione generale la (24)

$$\phi = C_1 \sin h(mx) + C_2 \cosh(mx) \qquad (24)$$

Andando quindi a determinare le costanti C_1 e C_2 tramite l'applicazione delle condizioni al contorno è possibile determinare la soluzione generale come:

$$T = T_a + \frac{S}{U_L} + \left(T_b - T_a - \frac{S}{U_L} \right) \frac{\cosh(mx)}{\cosh\left(m\frac{w}{2}\right)} \qquad (25)$$

4.1.7 Potenza trasferita dall'aletta al fluido termovettore

Per poter valutare la potenza che è trasferita al fluido termovettore occorre scrivere un bilancio di energia rispetto ad un volume di controllo formato dal tubo e dalla zona centrale della sezione dell'aletta. Per una sezione infinitesima dy si possono contare tre contributi di energia in ingresso: due lungo la direzione x e cioè i contributi dovuti allo scambio di calore per conduzione q_x ed uno lungo la direzione z che tiene conto dell'energia assorbita dall'assorbitore a meno delle perdite termiche q_z . L'unico termine in uscita dal volume di controllo è q_y che rappresenta l'energia asportata dal fluido termovettore.

$$q_y = 2q_x + q_z \quad (26)$$

$$q_x = -k \left. \frac{dT}{dx} \right|_{x=\frac{w-D}{2}} \delta dy \quad (27)$$

$$q_z = D[S - U_L(T_b - T_a)] dy \quad (28)$$

$$q_y = h_f(T_b - T_f)\pi D_i dy \quad (29)$$

Una volta nota la distribuzione di temperatura lungo x grazie all'equazione (25) è possibile calcolare la q_x dalla (27):

$$q_x = \frac{w-D}{2} [S - U_L(T_b - T_a)] \frac{\tanh\left[m \frac{w-D}{2}\right]}{m \frac{w-D}{2}} \quad (30)$$

Mentre dalla (29) si ricava T_b

$$T_b = T_f + \frac{q_y}{h_f \pi D_i dy} \quad (31)$$

Sostituendo la T_b della (31) nella (27) e (28) ed infine sostituendole nella (26) si ottiene:

$$q_y = F' w [S - U_L (T_f - T_a)] dy \quad (32)$$

Dove F' è definito Fattore di efficienza del collettore e vale:

$$F' = \frac{1}{w} \frac{\frac{1}{U_L}}{\frac{1}{[(w - D)F + D]} + \frac{1}{h_f \pi D_i}} \quad (33)$$

Mentre F è detto efficienza dell'aletta e corrisponde a:

$$F = \frac{\tanh \left[m \frac{w - D}{2} \right]}{m \frac{w - D}{2}} \quad (34)$$

4.1.8 Calcolo della Temperatura del fluido lungo l'asse y con fluido termovettore un refrigerante

Il calcolo della temperatura del fluido termovettore e di conseguenza anche quella della piastra del collettore solare nel caso dell'utilizzo di un fluido in transizione di fase non può seguire il modello di calcolo proposto dal Daffie-Beckham. Infatti l'utilizzo di un fluido refrigerante in cambiamento di fase prevede diverse regioni di scambio termico individuate generalmente in base al titolo di vapore. Questo comporta sensibili variazioni dei coefficienti di scambio termico convettivo che devono essere valutati in ogni sezione del tubo bollente, rendendo inutilizzabile la teoria proposta dagli autori sopra citati.

In queste condizioni occorre effettuare un bilancio di energia su un elemento di tubo infinitesimo dy ma, occorre valutare l'entalpia del fluido ed attraverso essa calcolare tutte le proprietà termo fisiche e ,soprattutto, il titolo di vapore.

$$\dot{m}(h_{out} - h_{in}) = 2q_x + q_z \quad (35)$$

Dove q_x e q_z sono calcolate attraverso le equazioni (28,30). In questo modo si possono calcolare la temperatura ed il titolo del fluido refrigerante attraverso l'entalpia in uscita dall' elemento di tubo considerando che l'evaporazione avvenga a pressione costante. Posto poi:

$$q_y = 2q_x + q_z \quad (36)$$

Si calcola attraverso la relazione (31) la temperatura della piastra andando ad aggiornare ripetutamente il coefficiente di scambio termico convettivo h_f in funzione del titolo valutato grazie all'entalpia di uscita

$$T_b = T_f + \frac{q_y}{h_f \pi D_i dy} \quad (37)$$

4.1.9 Calcolo del coefficiente convettivo interno

Particolare attenzione deve essere posta nel calcolo del coefficiente convettivo interno del fluido refrigerante h_{fl} poiché si tratta di un fluido in cambiamento di fase. Come già citato nel capitolo 1, un evaporatore può essere suddiviso in diverse regioni di scambio termico. La convezione forzata in cambio di fase all'interno di tubi è un processo molto difficile da descrivere perché prende diverse forme. Rispetto ad un sistema di variabili usato nel 'Pool Boiling', la formazione di diversi regimi di ebollizione richiede la comprensione dei diversi meccanismi di ebollizione e la transizione tra di essi. Nel caso in studio si sono divise tre regioni principali. La prima è quella dello scambio termico convettivo tramite film liquido, si sono trascurate la zona di Ebollizione sottoraffreddata e di Ebollizione nucleata satura perché il titolo di vapore all'ingresso è già relativamente alto. Successivamente è presente la regione di post-dryout ed infine la regione di scambio termico convettivo con vapore monofase.

Per eseguire un'analisi dimensionale, bisogna prima notare che la fase liquida e quella di vapore possono avere velocità diverse. Perciò si evita di introdurre una velocità del flusso ed invece si fa affidamento sul flusso areico G attraverso il tubo:

$$G = \frac{\dot{m}}{A_{tubo}} \quad (kg/m^2s) \quad (38)$$

Questa portata in massa per unità d'area è costante lungo il condotto se il flusso è stazionario. Grazie a questo possiamo definire un numero di Reynolds per il "solo liquido"

$$Re_{lo} = \frac{GD}{\mu_l} \quad (39)$$

Che sarebbe il Numero di Reynolds se tutta la portata fosse allo stato liquido. In seguito si usa Re_{lo} per calcolare il coefficiente di scambio convettivo per il "solo liquido" h_{lo} dall'equazione di Gnielinski usando le proprietà del liquido alla temperatura di saturazione.

$$Nu_D = \frac{(f/8)(Re_D - 1000)Pr}{1 + 12.7\sqrt{f/8}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (40)$$

la quale è valida per regimi turbolenti $2300 \leq Re_D \leq 5 * 10^6$, se invece $Re_D \leq 2300$ si utilizza l'espressione di Hausen per trovare Nu_D

$$Nu_D = 3.66 + \frac{0.0668Gz}{1 + 0.04Gz^{2/3}} \quad (41)$$

Dove Gz è il numero di Graetz :

$$Gz = \frac{D}{L} Re_D Pr_D \quad (42)$$

Una volta ottenuto il valore del numero di Nusselt per il solo liquido si può calcolare il coefficiente di scambio termico convettivo per il fluido bifase h_{fb} .

La correlazione più accurata è stata ottenuta da Kandlikar, che nel suo metodo determina h_{fb}/h_{lo} dalle due correlazioni seguenti e scegliendo poi il valore maggiore dei due:

$$\left. \frac{h_{fb}}{h_{lo}} \right|_{nbd} = (1-x)^{0.8} [0.6683Co^{-0.2}f_0 + 1058Bo^{0.7}F] \quad (43)$$

$$\left. \frac{h_{fb}}{h_{lo}} \right|_{cbd} = (1-x)^{0.8} [1.136Co^{-0.9}f_0 + 667.2Bo^{0.7}F] \quad (44)$$

Dove “nbd” significa “nucleate boiling dominant” e “cbd” significa “convective boiling dominant”.

Nella (44) e (45) sono presenti due gruppi adimensionali. Il primo è chiamato convection number:

$$Co = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.8} \left(\frac{\rho_g}{\rho_f} \right)^{0.5} \quad (45)$$

L'altro gruppo adimensionale dell'equazione è chiamato boiling number:

$$Bo = \frac{q_w}{Gh_{fg}} \quad (46)$$

Dove q_w è la potenza fornita all'elemento di tubo e h_{fg} è il calore latente di vaporizzazione.

In queste equazioni, il fattore di orientazione, f_0 , è uguale a 1 per i tubi verticali, mentre per i tubi orizzontali si ha:

$$f_0 = \begin{cases} 1 & \text{per } Fr_{lo} \geq 0.04 \\ (25Fr_{lo})^{0.3} & \text{per } Fr_{lo} < 0.04 \end{cases} \quad (47)$$

Dove Fr_{lo} , è il numero di Froude che quantifica l'importanza delle forze di inerzia nel tubo rispetto alle forze gravitazionali che conduce la separazione delle fase liquida da quella di vapore:

$$Fr_{lo} = \frac{G^2}{\rho_f^2 g D} \quad (48)$$

Il valore di F è invece un parametro dipendente dal fluido in fase di evaporazione ed è ricavato dalla seguente tabella. Per la miscela R407A utilizzata nelle simulazione si è trovato il valore di F facendo una media pesata sui tre componenti di cui è composto cioè R-32, R125 e R134a, trovando un valore pari a 1,3248.

Tabella 4.1 Parametro F in funzione del fluido per la correlazione di Kandlikar

Fluido	F	Fluido	F
Acqua	1.0	R-124	1.90
Propano	2.15	R-125	1.10
R-12	1.50	R-134a	1.63
R-22	2.20	R-152a	1.10
R-32	1.20	R-410a	1.72

L'equazione di Kandlikar ha validità fino al dryout cioè per un titolo pari a 0,8 . Nella zona di post-dryout cioè per $0.8 \leq x \leq 0.95$ il coefficiente di scambio termico convettivo è calcolato attraverso la seguente relazione :

$$h_{fl} = h_{tp}(x_{di}) - \frac{x - x_{di}}{x_{de} - x_{di}} [h_{tp}(x_{di}) - h_{mist}(x_{de})] \quad (49)$$

Dove in questa espressione $h_{tp}(x_{di})$ è il coefficiente di scambio convettivo valutato attraverso l'equazione di Kandlikar con $x_{di} = 0.8$ e $h_{mist}(x_{de})$ è il coefficiente di scambio convettivo per la zona di fine dryout cioè per $x_{de} = 0.95$ calcolato attraverso la correlazione di Ursenbacher e Thome [26] che hanno modificato la correlazione di Groeneveld correggendo i suoi coefficienti.

$$Nu_m = 0.0117 \left\{ \frac{d_i \dot{m}}{\mu_G} \left[x + \frac{\rho_G}{\rho_L} (1 - x) \right] \right\}^{0.79} Pr_G^{1.06} Y^{-1.83} \quad (50)$$

Con

$$Y = 1 - 0.1 \left[\left(\frac{\rho_L}{\rho_G} - 1 \right) (1 - x) \right]^{0.4} \quad (51)$$

Ed infine si ottiene :

$$h_{mist}(x_{de}) = \frac{Nu_m k_G}{D_i} \quad (52)$$

Il valore di il valore del coefficiente di scambio convettivo per $x \geq 0.95$ è considerato costante e pari a $h_{mist}(x_{de})$.

4.2 Modello matematico della pompa di calore

4.2.1 Evaporatore

La potenza assorbita dall'evaporatore è calcolata come la differenza delle entalpie tra ingresso e uscita dal collettore/evaporatore moltiplicata per la portata di refrigerante:

$$Q_{eva} = \dot{m}(h_1 - h_2) \quad (53)$$

Il punto di uscita dall'evaporatore è calcolato garantendo un surriscaldamento del vapore di 5°C per garantire al compressore un fluido completamente in fase di vapore surriscaldato.

4.2.2 Compressore

Il compressore scelto è a giri variabili. La portata di refrigerante è calcolata attraverso la seguente relazione:

$$\dot{m} = \frac{\dot{V} N \eta_{vol}}{v_{asp} 60} \quad (54)$$

Attraverso questo tipo di componente si può ottenere la portata massica adeguata alle diverse condizioni climatiche esterne, il numero di giri del compressore n varia da 900 a 3600 giri/min pari ad una frequenza di alimentazione compresa tra 15 e 60 Hz. La portata volumetrica ideale \dot{V} è costante ed è espressa in m^3/s , v_{asp} è il volume specifico del fluido refrigerante in aspirazione e η_{vol} è il rendimento volumetrico del compressore variabile in funzione del rapporto di compressione $\beta = P_{cond}/P_{eva}$ secondo la relazione seguente:

$$\eta_{vol} = -0.0008\beta^2 - 0.0064\beta + 0.9991 \quad (55)$$

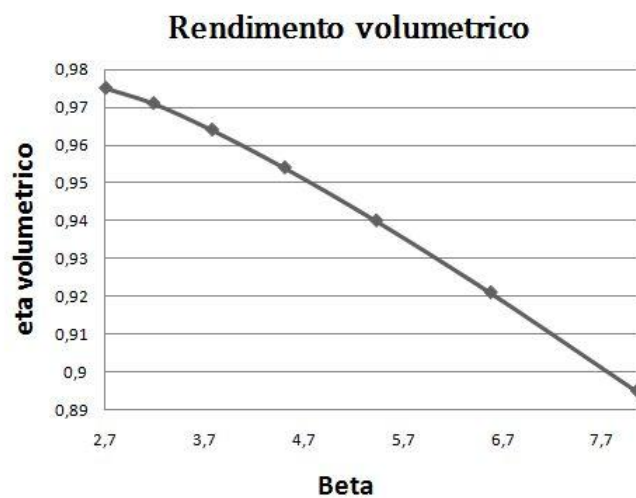


Fig. 4.8 Rendimento volumetrico in funzione di β

Il punto 3 cioè l'uscita dal compressore è calcolato attraverso l'utilizzo della seguente equazione:

$$h_3 = h_2 + (h_{3_iso} - h_2)/\eta_{iso} \quad (56)$$

Dove h_{3_iso} è l'entalpia di ingresso al condensatore se la trasformazione che avviene nel compressore fosse una trasformazione isoentropica.

Il rendimento isoentropico è calcolato attraverso la seguente relazione funzione del rapporto di compressione $\beta = P_{cond}/P_{eva}$

$$\eta_{iso} = 0.0024\beta^3 - 0.0454\beta^2 + 0.2581\beta + 0.1331 \quad (57)$$

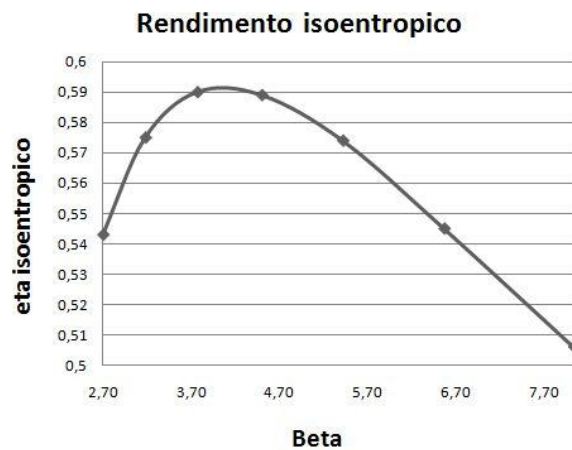


Fig. 4.9 Rendimento isoentropico in funzione di β

Il lavoro del compressore risulta quindi essere :

$$W_{Comp} = \dot{m}(h_3 - h_2) \quad (58)$$

4.2.3 Condensatore

Prendendo in considerazione un ciclo frigorifero classico l'effetto utile della pompa di calore è la potenza termica di condensazione Q_{COND}

$$Q_{COND} = \dot{m}(h_3 - h_4) \quad (59)$$

Dove h_3 ed h_4 sono calcolate entrambe alla temperatura di condensazione T_{COND} posta pari a 50°C per poter garantire la produzione di acqua calda a

45°C da utilizzar e per il riscaldamento domestico. Il fluido refrigerante in uscita dal condensatore è imposto essere liquido saturo.

Infine è calcolato il COP della pompa di calore con la relazione seguente:

$$COP = \frac{Q_{COND}}{W_{Comp}} \quad (60)$$

5 Modello di simulazione numerica

In questo capitolo sarà presentato il modello di simulazione numerica implementato per determinare la prestazioni di una pompa di calore assistita dal sole. Il modello è implementato in ambiente MATLAB e consente la risoluzione del modello matematico presentato nel capitolo precedente, avendo la possibilità di cambiare il fluido frigorifero utilizzato nel ciclo frigorifero grazie a REFPROP, un'applicazione aggiuntiva del programma Matlab.

Per comodità e maggiore chiarezza si è suddiviso il modello completo della pompa di calore in un modello che simula il collettore/evaporatore, un modello utilizzato per ottenere le condizioni di progetto dell'intero sistema ed infine il modello del comportamento della pompa di calore in condizioni fuori progetto.

5.1 Metodo di calcolo

5.1.1 Modello di simulazione collettore/evaporatore

Il modello di calcolo del collettore/evaporatore è il cuore dell'intero ambiente di calcolo ed è utilizzato di conseguenza nel modello delle condizioni di progetto e del modello dinamico della pompa di calore. Esso ha come scopo principale la ricerca della temperatura di evaporazione in funzione dei parametri ambientali in ingresso quali la temperatura ambiente esterna e l'irradianza solare. In base a questi due fattori ambientali ed ai diversi parametri geometrici del collettore/evaporatore è possibile calcolare la temperatura di evaporazione che garantisce all'uscita di ogni tubo evaporatore la completa evaporazione ed un surriscaldamento pari a 5°C.

Il modello del collettore/evaporatore a seguito di una discretizzazione del tubo in duecento parti elementari, calcola per ognuna di esse la temperatura alla quale si porta l'assorbitore e le condizioni termo fisiche del fluido termovettore. Per ottenere queste due informazioni è necessario calcolare precedentemente tutti i coefficienti di scambio termico. Il coefficiente di scambio termico convettivo interno per il fluido termovettore è calcolato in base alle proprietà termo fisiche ottenute grazie all' applicazione Refprop. Il

coefficienti di scambio radiativo è invece calcolato in funzione della temperatura dell'assorbitore che è inizialmente ipotizzata. I coefficienti di scambio convettivo verso l'esterno e quello per conduzione sono ritenuti invece costanti. Arrivati all'ultimo elemento di tubo si ottengono le condizioni del fluido termovettore in uscita dal collettore, se la temperatura del fluido in uscita risulta essere minore della temperatura di evaporazione più cinque gradi di surriscaldamento, vuol dire che la temperatura di evaporazione inizialmente ipotizzata è troppo alta, quindi deve essere aggiornata con un valore inferiore. Può anche capitare che la temperatura in uscita superi quella ricercata, in questo caso la portata di fluido che scorre nel singolo tubo è troppo bassa per quella temperatura di evaporazione inizialmente ipotizzata. Il modello che determina le condizioni di progetto ha proprio lo scopo di determinare la portata massica necessaria per far avvenire l'evaporazione in un determinato range di temperature. La logica di calcolo è rappresentata nello schema di Fig. 5.3.

5.1.1.1 Dati geometrici di ingresso

I dati geometrici utilizzati per tutte le simulazioni sono mantenuti costanti. Le dimensioni del diametro del tubo, la lunghezza del tubo e dell'aletta sono gli stessi per i collettori solari ad acqua attualmente in commercio questa scelta è stata fatta per ottenere dei moduli singoli con una metratura costante di $1.12m^2$.

Tabella 5.1 Dati geometrici collettore/evaporatore

Nome	Simbolo	Valore	Unità di misura
Diametro esterno	D	0.006	[m]
Spessore tubo	sp	0.001	[m]
Lunghezza tubo	L	10	[m]
Lunghezza aletta	W	0.112	[m]
Spessore aletta	Sp_aletta	0.0016	[m]
Spessore isolante	Sp_ins	0.08	[m]

La Fig. 5.1 raffigura un esempio del collettore/evaporatore, costituito semplicemente da quattro parti, la piastra assorbente in alluminio sulla quale è saldato il tubo nel quale scorre il fluido refrigerante, al di sotto di esso è posto

uno strato di isolante ed infine il tutto è contenuto all'interno di una scocca in metallo.

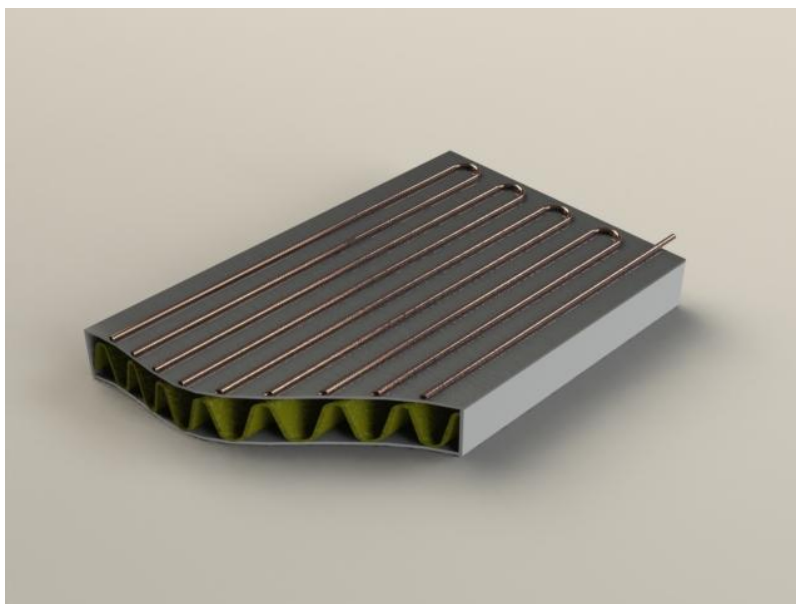


Fig. 5.1 Sezione del collettore/evaporatore

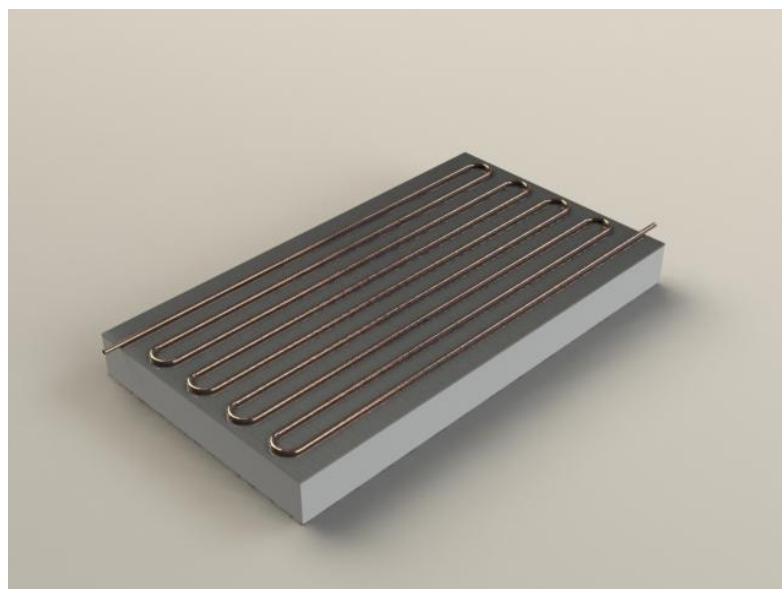


Fig. 5.2 Immagine del collettore/evaporatore

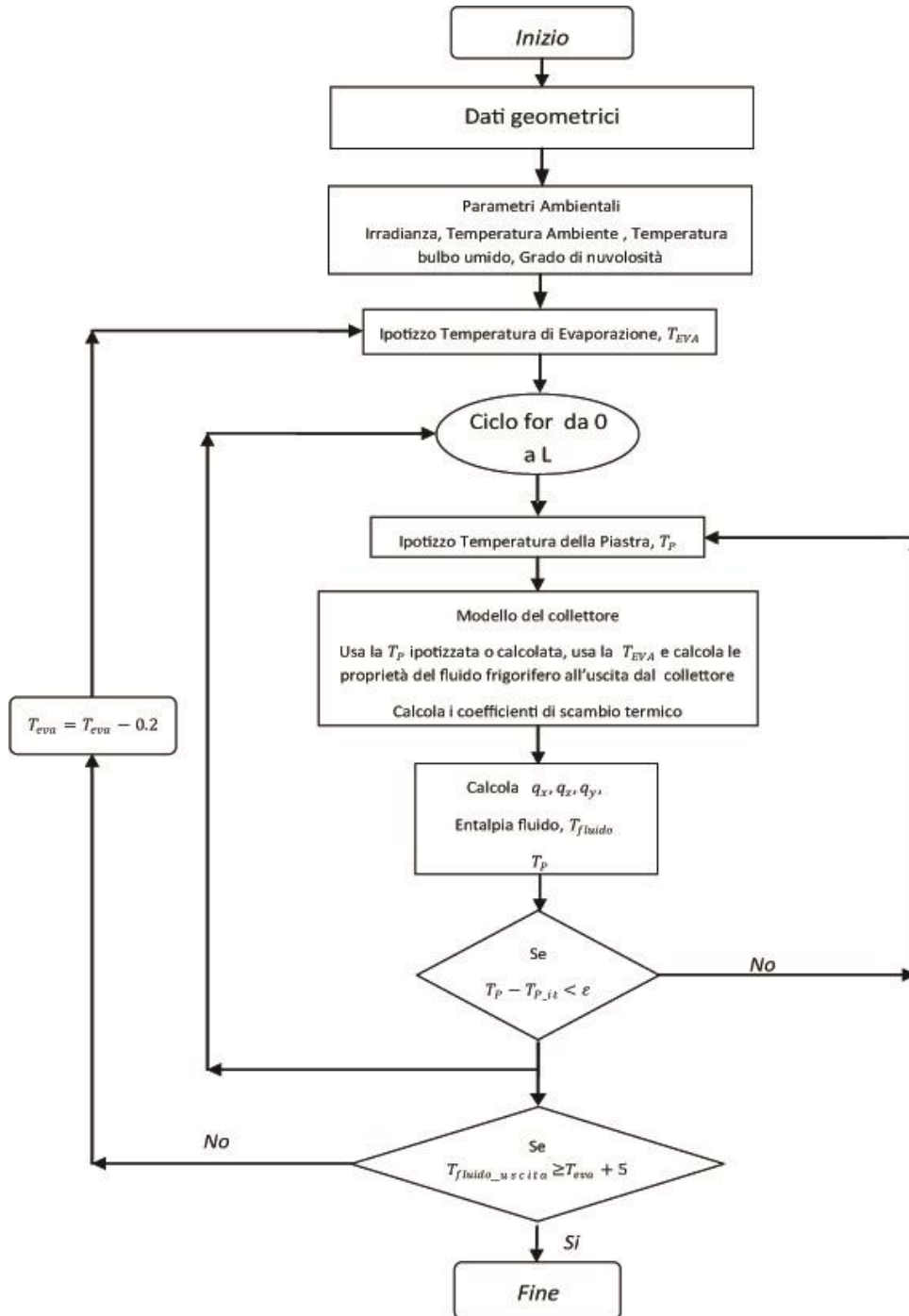


Fig. 5.3 Schema a blocchi per la simulazione del collettore evaporatore

5.1.1.2 Differenza tra l'utilizzo di un fluido azeotropico e di un fluido zeotropico

Lo schema a blocchi della Fig. 5.3 permette di determinare la distribuzione della temperatura della piastra e l'andamento della temperatura del fluido frigorifero all'interno del tubo. Nel caso dell'utilizzo di un fluido frigorifero azeotropico, cioè che mantiene la sua temperatura costante durante l'evaporazione a pressione costante, come per l' R134a si utilizza il metodo illustrato in Fig. 5.3 tal quale. Se invece si utilizza un fluido zeotropico come l'R407 facente parte dei fluidi frigoriferi di ultima generazione composto da una miscela di tre fluidi quali l'R32, l'R125 e R134a, bisogna apportare una modifica al modello proposto precedentemente. Questo tipo di fluido in cambiamento di fase isobarica non mantiene costante la temperatura di evaporazione quindi si è apportata una modifica nel modello proposto. La temperatura di evaporazione è ricalcolata ad ogni passo per simulare nel miglior modo possibile il fluido in fase di evaporazione. Questo comporta un prolungamento dei tempi di calcolo in quanto per ogni iterazione di calcolo si deve richiamare l'applicazione REFPROP.

Nelle due seguenti figure si vedono gli andamenti delle temperature del fluido frigorifero e della piastra lungo tutta la lunghezza del tubo utilizzando nella prima figura l'R134a e nella seconda l'R407.

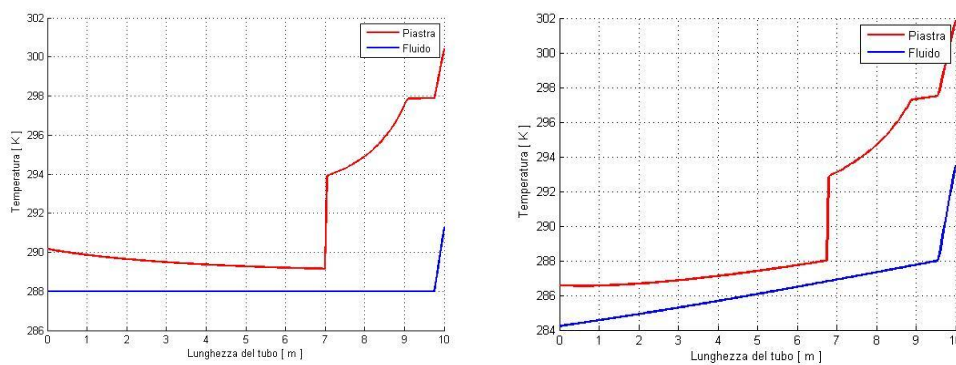


Fig. 5.4 Andamento temperatura piastra e fluido per R134a e R407

In Fig. 5.5 è invece rappresentata la distribuzione della temperatura della piastra assorbente su tutta la superficie dell'aletta. Mentre in Fig. 5.6 è

riportato l'andamento della temperatura della piastra lungo ogni sezione verticale dell'assorbitore.

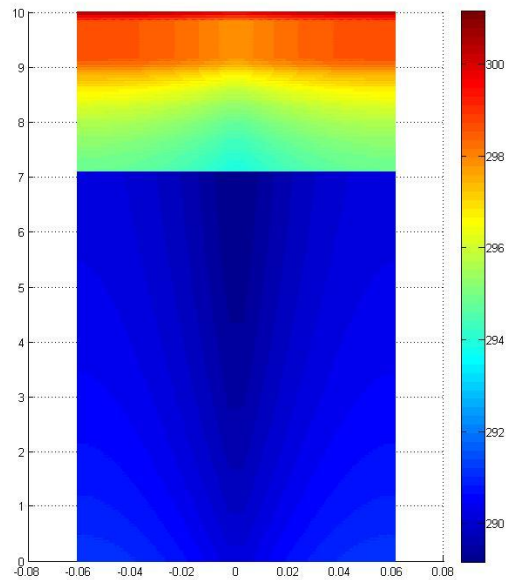


Fig. 5.5 Distribuzione di temperatura sulla piastra assorbente

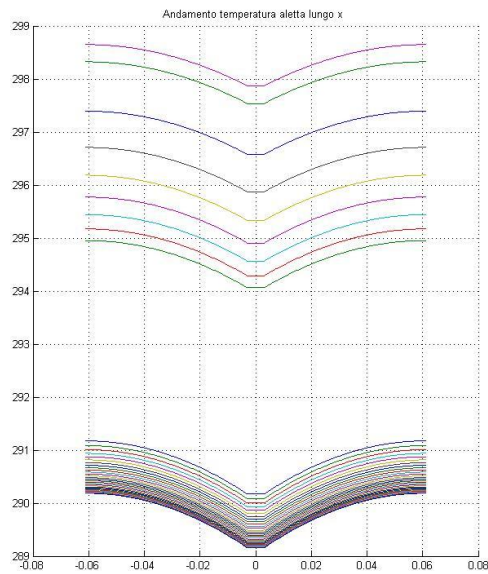


Fig. 5.6 Andamento della temperatura della piastra lungo ogni sezione verticale dell'assorbitore

5.2 Modello di calcolo utilizzato per determinare le condizioni di progetto del sistema

Il sistema che si cerca di simulare attraverso questi modelli numerici è una pompa di calore che ha come effetto utile una potenza di condensazione pari a 7.5 kW, cioè un sistema che sia in grado di fornire tutto il carico termico necessario al riscaldamento di un abitazione residenziale di moderna costruzione. Il carico termico di un abitazione non è però costante, esso varia con la temperatura esterna dell'aria. Quindi bisogna fornire la potenza massima solo nelle condizioni più sfavorite della stagione di riscaldamento. Per le zone dell'Italia settentrionale, in città come Milano, in base alla norma UNI EN 12831:2006 [27], la temperatura esterna di progetto è -5°C . La Fig. 5.7 mostra l'andamento del carico termico in funzione della temperatura esterna.

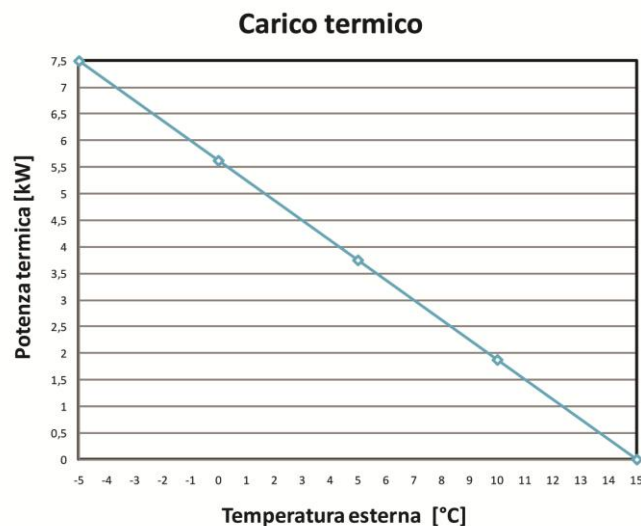


Fig. 5.7 Carico termico richiesto in funzione della temperatura esterna

Un altro parametro molto importante da tenere in considerazione durante la fase del calcolo delle condizioni di progetto è il limite imposto dal compressore sulla temperatura minima di evaporazione. I compressori utilizzati per questi tipi di sistemi hanno infatti delle mappe di funzionamento in funzione della temperatura di condensazione e di evaporazione. Nel caso preso in analisi si tiene costante la temperatura di condensazione a 50°C quindi secondo i limiti

rappresentati in Fig. 5.8 la temperatura più bassa di evaporazione che si può raggiungere è -25°C per non uscire al di fuori del suo campo di funzionamento.

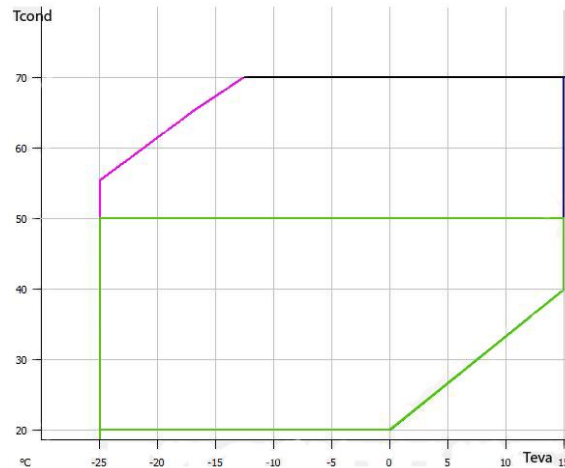


Fig. 5.8 Limiti di funzionamento del compressore

Il limite superiore sulla temperatura di evaporazione non interviene sul modello di calcolo delle condizioni di progetto, ma come vedremo nel prossimo paragrafo limita pesantemente le prestazioni teoricamente raggiungibili con un evaporatore di questo tipo in condizioni di forte irraggiamento.

Di conseguenza il modello di calcolo delle condizioni di progetto ha come scopo il raggiungimento di due obiettivi, il primo è quello di determinare la portata massima che consente in ogni condizione di utilizzo di non scendere mai al di sotto del limite di funzionamento del compressore. Scegliere una portata massica per singolo collettore troppo elevata, comporterebbe il superamento del limite inferiore nelle condizioni di bassa temperatura dell'aria esterna e irradianza nulla. Una volta determinata la portata massica limite, si prosegue calcolando la potenza fornita dal singolo collettore e di conseguenza si ottiene il numero di collettori necessari a produrre 7.5kW in quelle determinate condizioni. Inoltre sono calcolati anche il rendimento volumetrico del compressore, il volume specifico in aspirazione al compressore e la portata volumetrica che insieme alla portata massica ed al numero di collettori diventano in seguito gli input del terzo modello di calcolo.

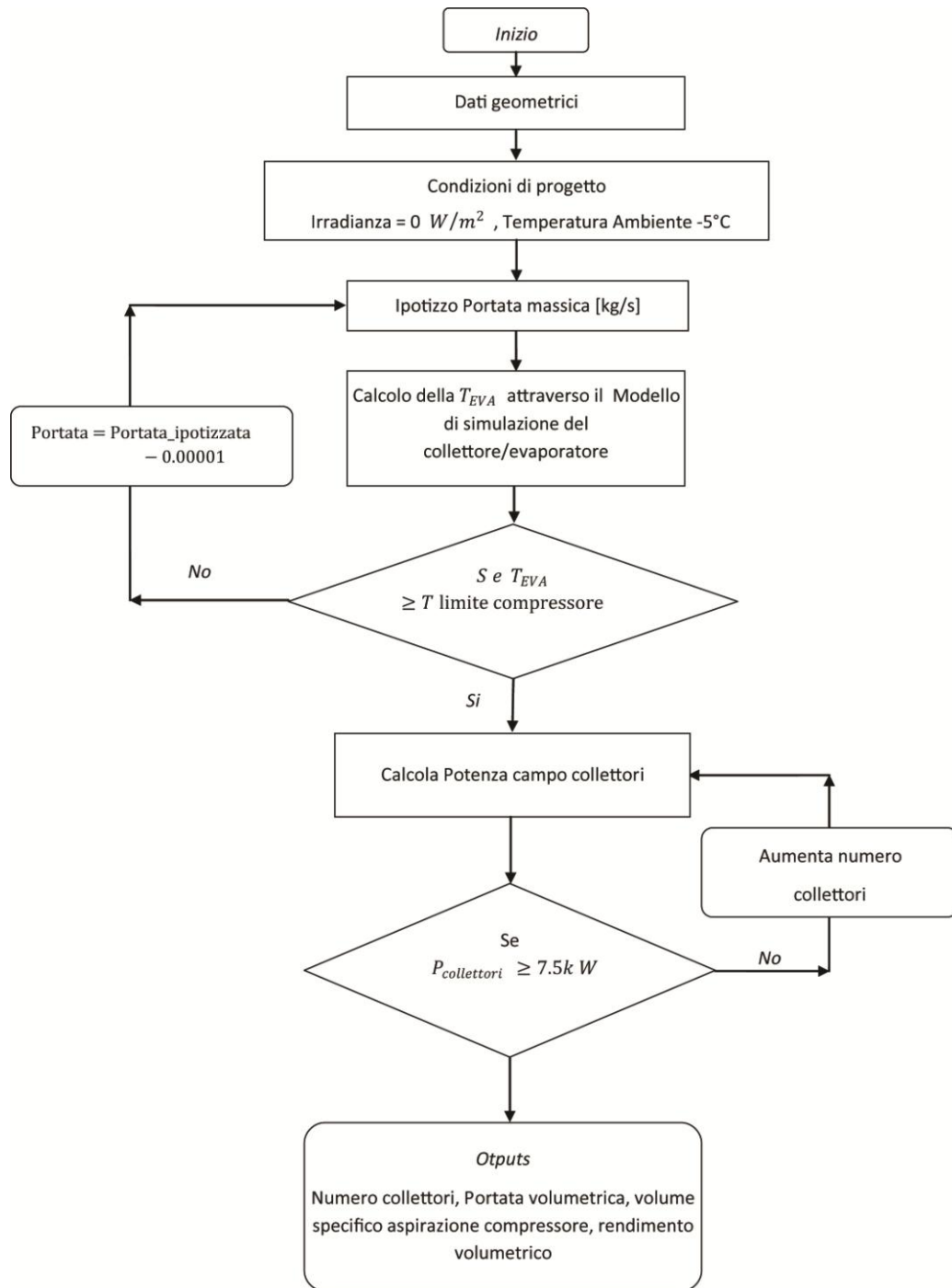


Fig. 5.9 Schema a blocchi Modello calcolo condizioni di progetto.

5.3 Modello del comportamento della pompa di calore in condizioni fuori progetto

Il terzo modello sviluppato cerca di simulare il comportamento della pompa di calore elioassistita in condizioni fuori progetto. Per ottenere le prestazioni più elevate possibili per un tempo di esercizio più lungo possibile, si è pensato un funzionamento della pompa di calore variabile in funzione al carico richiesto dall'abitazione che a sua volta è funzione della temperatura dell'aria esterna ed in funzione dell'irradianza incidente sul campo collettori.

A seguito dell'analisi fatta nel capitolo 3, si è constatato che la presenza di un compressore a giri variabili è pressoché indispensabile per questo tipo di applicazioni. Questa scelta è giustificata non solo dal fatto che grazie a questo elemento si riducono i consumi del compressore quando ci si trova in condizione di carico parziale, ma soprattutto per sfruttare a pieno la potenza trasmessa dal sole mantenendosi sempre in condizioni di massimo rendimento pratico realizzabile. Se si fosse scelto un compressore a numero di giri costante, ci si sarebbe trovati a lavorare sempre con la stessa portata, che essendo quella di progetto, che è calcolata per garantire il carico massimo alle condizioni di progetto, avrebbe di conseguenza fatto scendere di molto le temperature di evaporazione e le quindi anche le prestazioni della macchina.

L'altra variabile da modulare è il numero di collettori flussati dalla portata di refrigerante. La riduzione del numero di collettori flussati permette di aumentare la portata che attraversa il singolo collettore. Quest'accorgimento è eseguibile by-passando progressivamente attraverso delle valvole ON-OFF un numero sempre maggiore di collettori collegati in parallelo. Il problema di avere una portata troppo bassa attraverso un collettore è determinato solamente dal limite di temperatura di evaporazione massima dettato dalla mappa di funzionamento del compressore, Fig. 5.8.

Il modello di simulazione è pensato quindi per ottenere le potenze desiderate in funzione della temperatura esterna cercando di ridurre inizialmente i consumi elettrici del compressore, facendolo lavorare al numero di giri più basso possibile, ed in seguito cercando di non superare mai i limiti imposti dal compressore, variando il numero di collettori utilizzati per evaporare la portata

totale di refrigerante. Tramite queste due variabili di controllo si riesce anche a parzializzare la potenza prodotta dalla pompa di calore, anche se a questo proposito c'è da dire la parzializzazione non riesce a seguire in modo fedele l'andamento del carico, quindi ci saranno dei periodi durante i quali si produrrà un surplus di potenza, che potrebbe essere utilizzato per la produzione di acqua calda sanitaria.

Lo schema del funzionamento del modello dinamico della pompa di calore qui descritto è illustrato in Fig. 5.10 ed ha come dati di ingresso gli output del modello che simula le condizioni di progetto e utilizza l'equazione seguente per determinare la portata che dovrà attraversare ogni singolo collettore:

$$\dot{m}_{coll} = \left(\frac{\dot{V}_{prog}}{v_{sp_asp}} \right) \left(\frac{\eta_{vol}}{\eta_{vol_prog}} \right) \left(\frac{n}{n_{prog}} \right) \left(\frac{N_{prog}}{N} \right) \quad (61)$$

In questa correlazioni intervengono le due variabili del sistema, cioè il numero di giri del compressore n espresso per comodità tramite la frequenza di alimentazione, con valori compresi tra 15 e 60 Hz. La seconda variabile è il numero di collettori N che può variare dal un numero massimo pari a N_{prog} pari al numero di collettori calcolati attraverso il modello delle condizioni di progetto fino ad uno.

Trovati il numero di giri del compressore ed il numero di collettori da utilizzare il modello procede calcolando la potenza prodotta al condensatore, Q_{COND} ed il lavoro assorbito dal compressore, W_{Comp} ed infine il COP della pompa di calore.

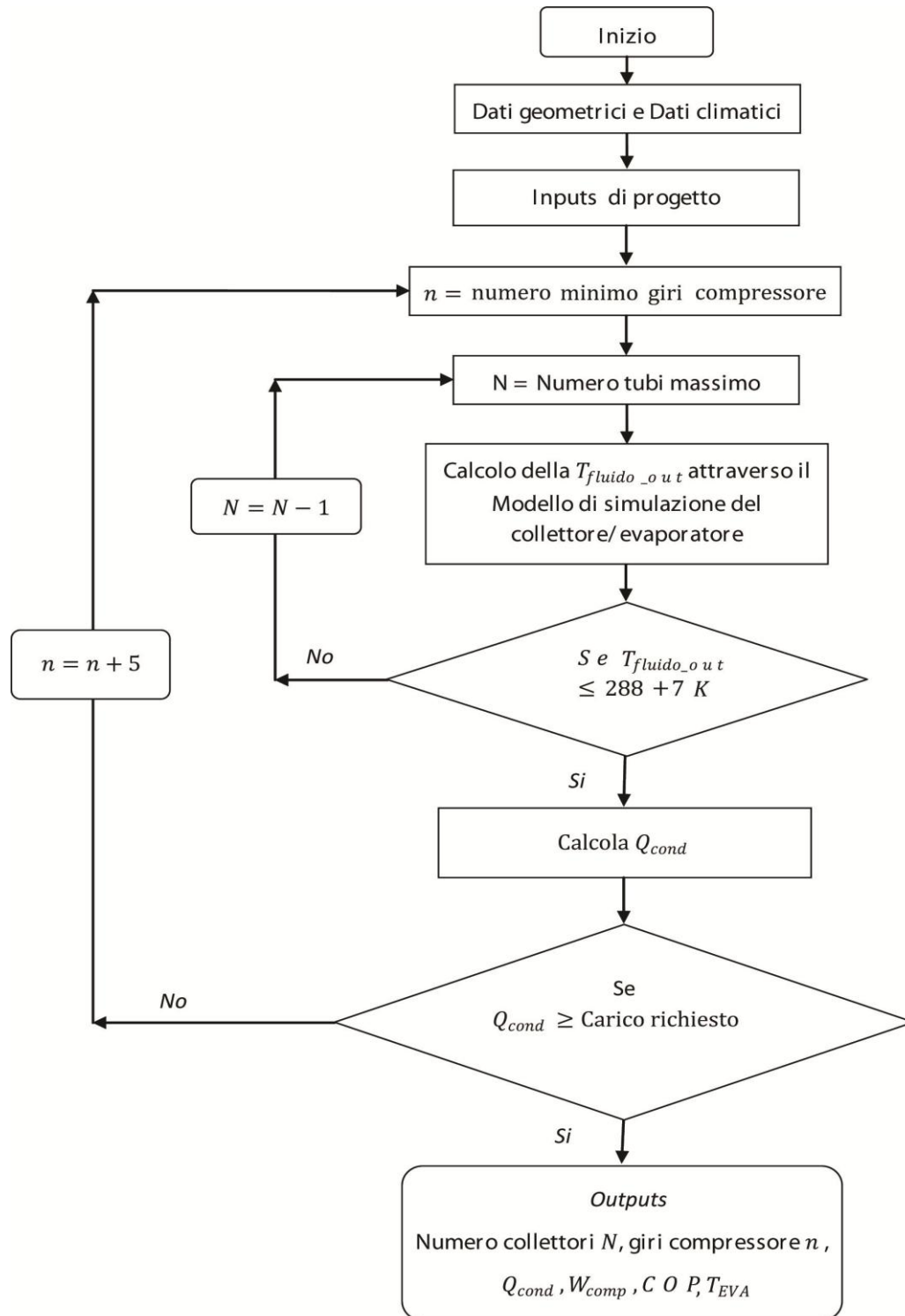


Fig. 5.10 Schema a blocchi del modello dinamico della pompa di calo

6 Analisi dei risultati delle simulazioni

In questo capitolo sono analizzati i risultati di due campagne di simulazione svolte attraverso i modelli presentati nel capitolo precedente utilizzando per la prima campagna un fluido frigorifero zeotropico l'R407A, e per la seconda campagna un fluido azeotropico l'R134a.

6.1 Calcolo delle condizioni di progetto in funzione di diverse condizioni climatiche

Il calcolo delle condizioni di progetto dovrebbe essere fatto utilizzando come temperatura esterna dell'aria -5°C cioè la temperatura più bassa che si raggiunge durante il periodo invernale, mentre dal punto di vista dell'irradianza si prende $G = 0 \text{ W/m}^2$ e cioè il periodo notturno. Un'altra variabile che condiziona il dimensionamento del sistema è la temperatura minima di evaporazione poiché in base ad essa varia la portata massica che riesce ad evaporare completamente.

Non ci si è fermati a dimensionare la pompa di calore solo in queste condizioni ma si sono eseguiti cinque dimensionamenti con condizioni climatiche diverse riassunti nelle tabelle seguenti dove nella prima si è utilizzato R407a e nella seconda R134a

Tabella 6.1 Dati di progetto con R407A

	G W/m^2	T_{est} $^{\circ}\text{C}$	T_{EVA} K	\dot{m} kg/s	N_{prog} –	Giri Hz	\dot{V}_{prog} m^3/s	$\eta_{volprog}$ –	v_{spprog} m^3/kg
Caso 1	0	-5	248.6	0.00102	31	60	1.16E-04	0.834	0.1140
Caso 2	50	-5	258	0.00085	35	55	6.61E-05	0.909	0.0778
Caso 3	100	-5	258.2	0.0012	26	50	9.26E-05	0.910	0.0772
Caso 4	150	-5	258	0.00155	20	45	1.19E-05	0.911	0.0766
Caso 5	200	-5	258	0.00205	15	40	1.58E-05	0.910	0.0772

Tabella 6.2 Dati di progetto per R134a

	G W/m^2	T_{est} $^{\circ}C$	T_{EVA} K	\dot{m} kg/s	N_{prog} –	Giri Hz	\dot{V}_{prog} m^3/S	$\eta_{vol_{prog}}$ –	$v_{sp_{prog}}$ m^3/kg
Caso 6	0	-5	248	0.00113	38	60	2.07E-04	0.794	0.1827
Caso 7	50	-5	258.3	0.0009	40	55	1.08E-04	0.897	0.1199
Caso 8	100	-5	258.2	0.00134	27	50	1.61E-04	0.896	0.1204
Caso 9	150	-5	258.3	0.00176	21	45	2.12E-04	0.896	0.1204
Caso 10	200	-5	258	0.00221	17	40	2.68E-04	0.894	0.1213

In ogni caso preso in esame per il dimensionamento si è tenuta la temperatura dell'aria esterna costante mentre si è variata l'irradianza incidente sul campo collettori. Per i casi con irradianza maggiore di zero si è inoltre provveduto ad aumentare la temperatura di evaporazione di progetto portandola a 258 K, lasciando così un margine sulla temperatura di evaporazione di 10 gradi per permettere alla macchina di funzionare anche in condizioni peggiori rispetto a quelle scelte per il calcolo.

Il risultato più interessante di questa prima analisi è sicuramente il numero di collettori che deve essere utilizzato per garantire una potenza di condensazione di 7.5 kW. Se si analizza la Tabella 6.2, nel Caso 6 ($G = 0 W/m^2 @ T_{EVA} = 248 K$) il numero di collettori necessario è 38, pari ad una superficie $42,56 m^2$. Nel Caso 7 invece ($G = 50 W/m^2 @ T_{EVA} = 258.3 K$) il numero di collettori è passato a 40 questo risultato è soprattutto dovuto al fatto che si è passati a dimensionare con una temperatura di evaporazione più alta, di conseguenza la portata che circola nel singolo collettore risulta essere inferiore. Inoltre l'aumento di irradianza rispetto al primo caso è troppo piccolo per permettere una riduzione della superficie del campo collettori.

Nei restanti tre casi ($G = 100 - 150 - 200 W/m^2 @ T_{EVA} = 258.3 K$) si ha una riduzione sensibile del numero di collettori. Dimensionare il sistema con un irradianza maggiore uguale a $100 W/m^2$ comporta un risparmio notevole in termine di superficie assorbente. Ovviamente la scelta di un dimensionamento

tale obbliga la presenza di un sistema di backup, ad esempio una caldaia a gas, che dovrà fornire la potenza mancante in determinate condizioni ambientali. Nel caso del fluido frigorifero R407a si riscontra lo stesso andamento della variazione del numero di collettori.

Se si confrontano due fluidi frigoriferi il numero dei collettori da utilizzare nel dimensionamento si osserva che si ha un grosso vantaggio nell'utilizzare un fluido zeotropico come l'R407A quando si dimensiona con bassa irradianza, vantaggio dovuto soprattutto al glide di temperatura in fase di evaporazione. Come mostra Fig. 6.1 utilizzare una miscela come l'R407A permette di avere un risparmio in termini di superficie captante in ogni configurazione di dimensionamento.

6.2 Prestazioni della pompa di calore

Dopo aver calcolato le varie condizioni di progetto, per ognuna di esse si sono calcolati attraverso il modello della pompa di calore fuori progetto le prestazioni ed il funzionamento del sistema al variare delle condizioni climatiche. Nella Tabella 6.3 sono indicate tutte le condizioni climatiche prese in considerazione per lo studio del comportamento del sistema. Accoppiando tutti i valori di Irradianza con quelli di temperatura esterna si hanno 65 condizioni climatiche differenti per ogni caso di dimensionamento e per ogni fluido refrigerante considerato, per un totale di 650 simulazioni.

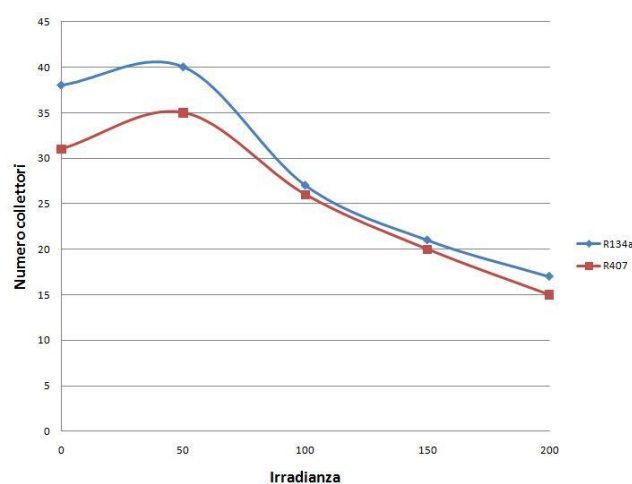


Fig. 6.1 Confronto tra il numero di collettori per due fluidi frigoriferi.

Questa campagna di simulazioni ha permesso di capire come la scelta delle condizioni di dimensionamento influenza le prestazioni in ogni momento, come sono sfruttati i vari membri della pompa di calore e se bisogna prevedere dei sistemi di back-up da far intervenire quando la essa non riesce a garantire la potenza richiesta.

6.3 Prestazioni della pompa di calore con fluido frigorifero R407A

6.3.1 Prestazioni con condizioni di progetto Caso 1

Il primo caso che si va ad analizzare è quello di una pompa di calore che utilizza R407A e che ha come condizione di progetto il punto di funzionamento limite, cioè $G=0$ W/m² e Test=-5 °C con una temperatura di evaporazione di 248 K. Questo vuol dire che l'intero impianto è dimensionato per fornire la potenza richiesta in tutte le condizioni climatiche. Il vantaggio di questo dimensionamento sta nel fatto che non si deve prevedere alcun sistema di back-up, anche se questo può essere rischioso se la temperatura esterna scende al disotto di quella ipotizzata come limite. Il risultato che balza subito all'occhio a seguito dell'analisi parametrica è la variazione del funzionamento del compressore. La Fig. 6.2 mostra a quale frequenza, e quindi a quanti giri lavora il compressore in tutte le condizioni climatiche considerate. Si può ben notare come il compressore lavori per circa l'80% dei casi con numero di giri minimo, questo è indice del sovradimensionamento del componente. Il compressore lavora a numeri di giri massimo in una sola condizione, proprio quella scelta in fase dimensionamento.

Tabella 6.3 Variabili climatiche utilizzate durante la simulazione.

Irradianza W/m ²														
0	50	100	150	200	250	300	350	400	450	500	550	600		
Temperatura esterna °C														
-5			0			5			10			15		

Se si prendono i casi con irradianza maggiore di 200 W/m², il compressore si trova a variare la condizione di minimo di giri, 15 Hz, solo se la temperatura esterna è -5°C.

Attraverso quest'analisi parametrica si può anche analizzare in che modo è sfruttata l'intera superficie dei collettori, ricordando che per questa configurazione si utilizza un numero di collettori pari a 31, visualizzando nella Fig. 6.3 come varia il numero di collettori messi in funzione dalla pompa di calore, si osserva che si sfrutta tutta la superficie captante solo se l'irradianza è minore di 250 W/m².

Questo risultato è indice di un sovradimensionamento del campo collettori, riscontrabile anche attraverso l'analisi della variazione potenza fornita al condensatore. Infatti, se si confronta la potenza prodotta con quella richiesta in funzione della temperatura esterna, Fig. 6.4, si osserva che nelle situazioni di forte con elevata irradianza si ha una produzione di potenza molto maggiore rispetto a quella richiesta con qualsiasi temperatura dell'aria esterna, nonostante la presenza di un compressore a giri variabili. Mentre nel caso con irradianza nulla si riesce a seguire meglio il carico senza troppi problemi di sovrapproduzione.

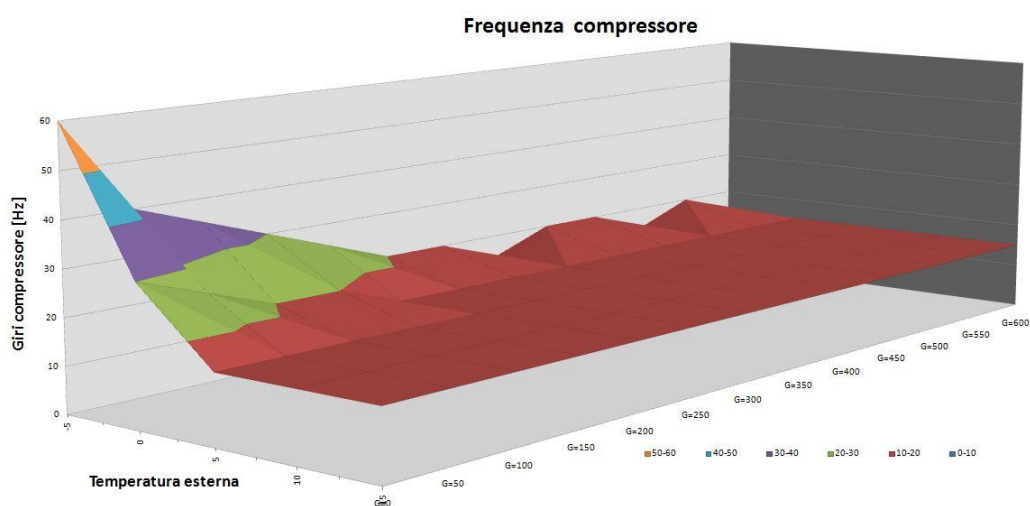


Fig. 6.2 Frequenza compressore per R407A con caso di progetto 1 (G=0 e Teva=248)

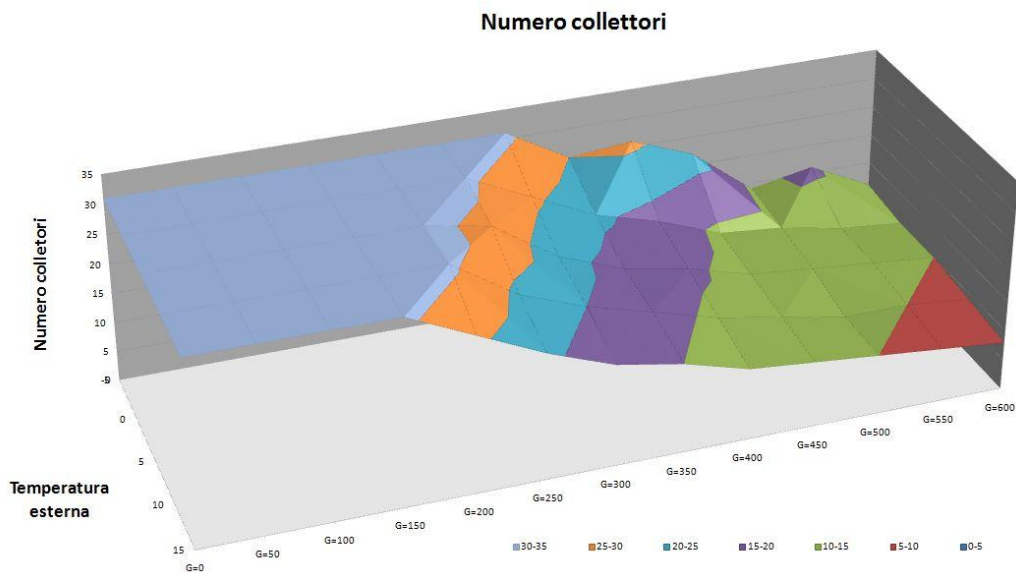


Fig. 6.3 Visualizzazione dell'uso del campo collettori per il caso 1

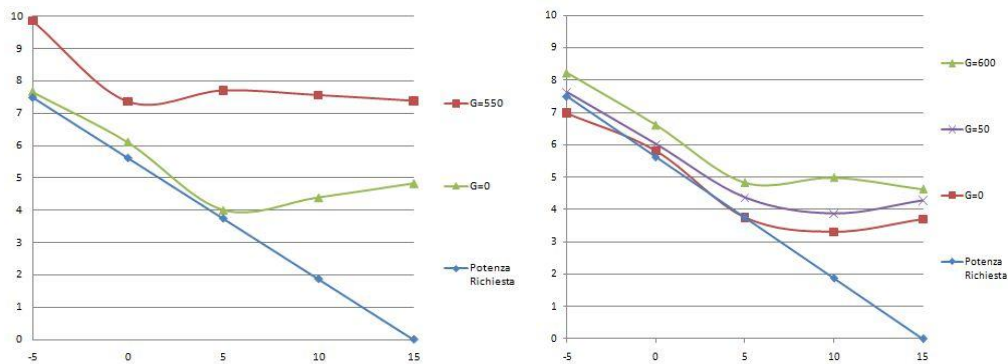


Fig. 6.4 Confronto tra Potenza prodotta dal condensatore e la potenza richiesta dall'unità abitativa per il caso 1 e 2.

L'unico vantaggio di questo tipo di dimensionamento si ha in termini di COP, infatti, i valori ottenuti sono in quasi tutte le condizioni con irradianza superiore a 250 W/m² compresi tra 4 e 4,5 anche a basse temperature dell'aria esterna, Fig. 6.5. Questo valore rendimento è limitato superiormente solo dal limite di funzionamento del compressore, infatti se si togliesse questo vincolo di funzionamento si potrebbe arrivare grazie a questo sistema a valori COP che superano 10 .

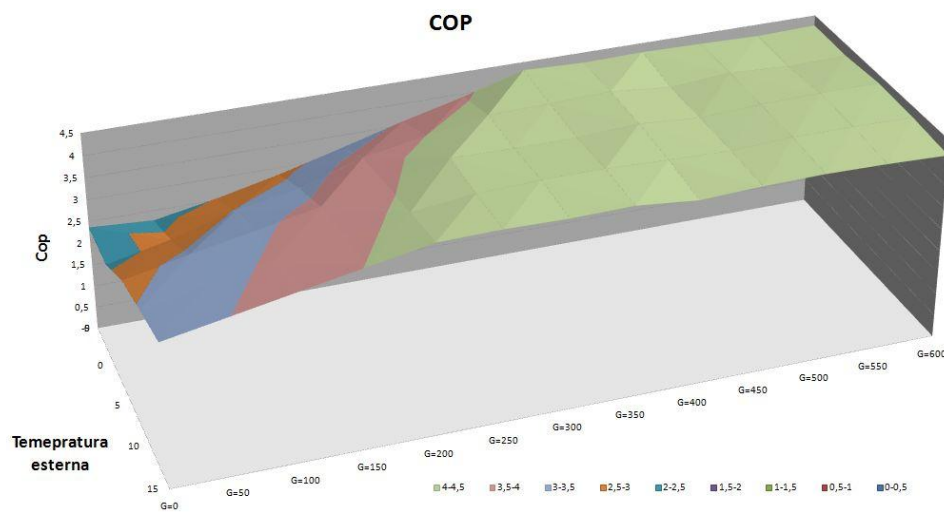


Fig. 6.5 Andamento del COP in tutte le condizioni climatiche considerate per il caso 1.

6.3.2 Prestazioni con condizioni di progetto Caso 2

In questa configurazione di progetto la temperatura di evaporazione scelta è stata di 258 K, questo ha limitato molto la portata massica, per questo si è deciso di fissare la frequenza del compressore a 55 Hz, per permettere lasciare una riserva di giri da utilizzare nelle condizioni climatiche peggiori di quelle di progetto. Nonostante questo accorgimento e la possibilità di avere una superficie dei collettori maggiore rispetto al caso 1 si può notare dall'analisi della potenza prodotta al condensatore, Fig. 6.4, che si verifica una situazione nella quale la potenza prodotta non è sufficiente a soddisfare il carico.

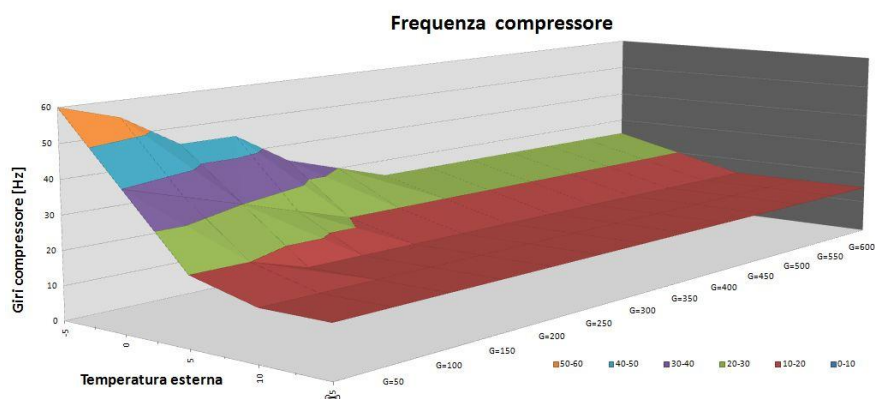


Fig. 6.6 Frequenza compressore per R407A con caso di progetto 2 (G=50 e Teva=258)

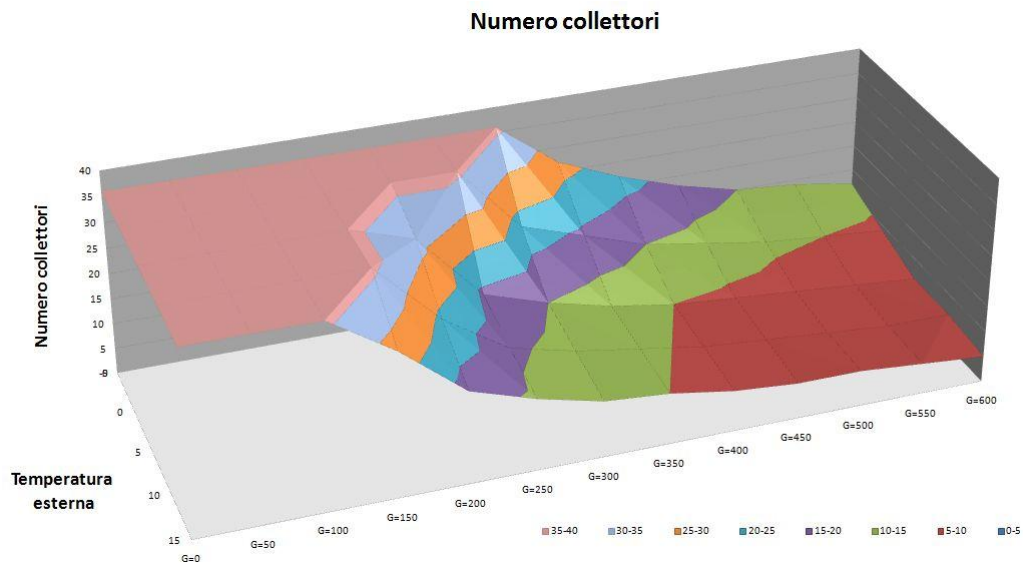


Fig. 6.7 Visualizzazione dell'uso del campo collettori per il caso 2

In questo caso però si riesce a parzializzare meglio la macchina, infatti, se si paragonano i due grafici di Fig. 6.4 con si notano minori sovrapproduzioni di potenza termica nel caso 2. Avere un elevato numero di collettori evidenzia, come nel caso precedente, un basso sfruttamento della superficie totale del campo collettori nelle condizioni di forte irradianza, Fig. 6.7.

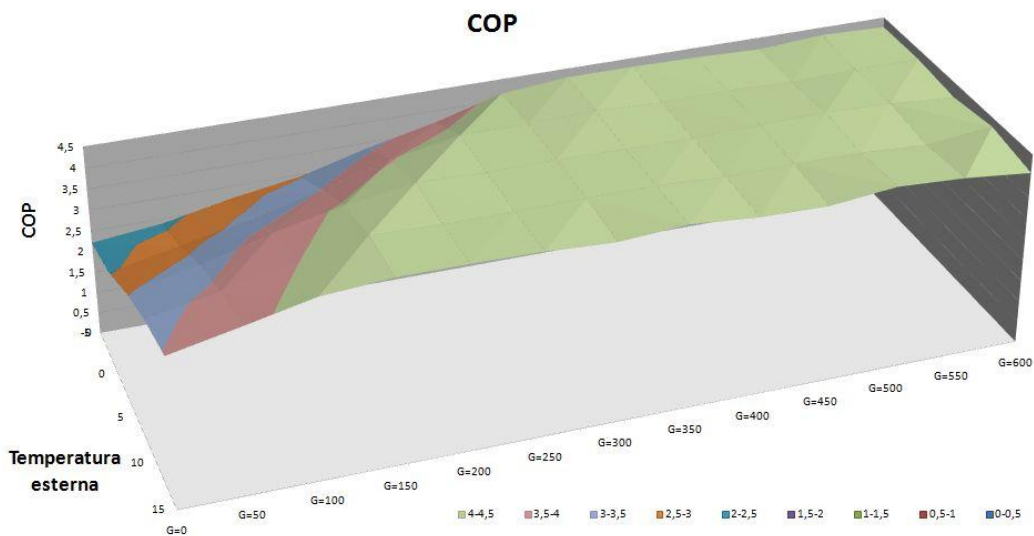


Fig. 6.8 Andamento del COP in tutte le condizioni climatiche considerate per il caso 2.

Inoltre anche il compressore risulta essere sovradimensionato, Fig. 6.6 anche se meno rispetto al caso 1. In assoluto questa configurazione permette di massimizzare il rendimento del sistema, infatti, come si vede in Fig. 6.8 l'area in verde cioè quella che comprende valori di COP compresi tra 4 e 4,5 è molto estesa e copre oltre il 75% dei possibili punti di lavoro.

6.3.3 Prestazioni con condizioni di progetto Caso 3

Il caso 3 è una situazione di dimensionamento intermedio, infatti, si utilizza un irradianza di 100 W/m², una temperatura di evaporazione di 258 K ed una frequenza di alimentazione del compressore di 50 Hz.

Rispetto al caso 2, qui si inizia ad osservare uno sfruttamento del campo collettori migliore, Fig. 6.9, ma soprattutto il componente che risulta gradire particolarmente questa configurazione è il compressore. In Fig. 6.10 si osserva come il compressore funzioni a minimo di giri solo alla presenza di temperature maggiori di 5°C, anche in caso irradianza elevata, questo è indice di dimensionamento accettabile del componente

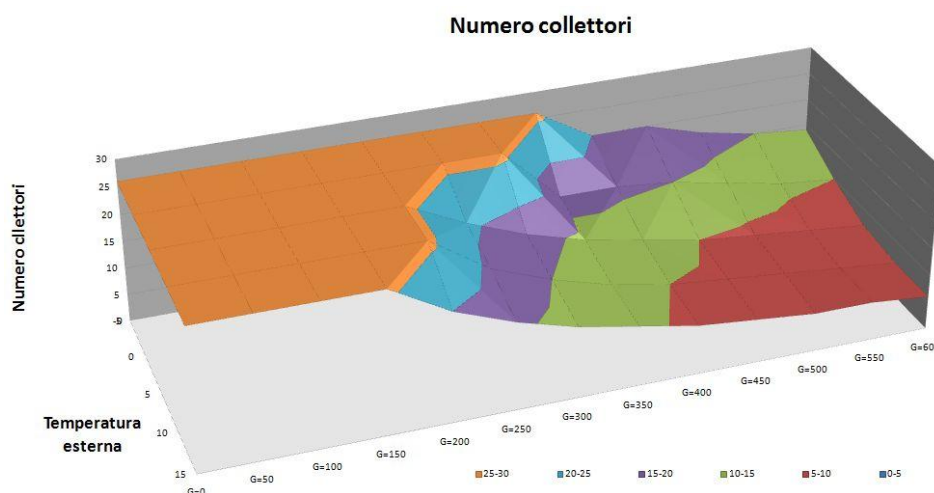


Fig. 6.9 Visualizzazione dell'uso del campo collettori per il caso 3

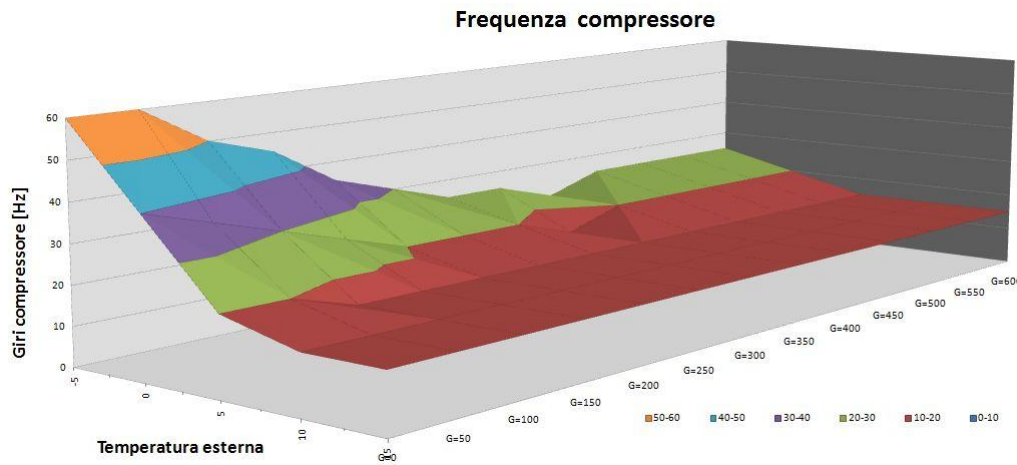


Fig. 6.10 Frequenza compressore per R407A con caso di progetto 3

Anche con questa configurazione in una situazione climatica non si riesce a fornire la potenza termica richiesta. In Fig. 6.11, nel grafico a sinistra si osserva che quando si ha irradianza nulla e temperatura dell'aria esterna pari a -5°C la potenza termica prodotta è di sole 6,2 kW, quindi il divario rispetto alla potenza richiesta è di ben 1,3 kW.

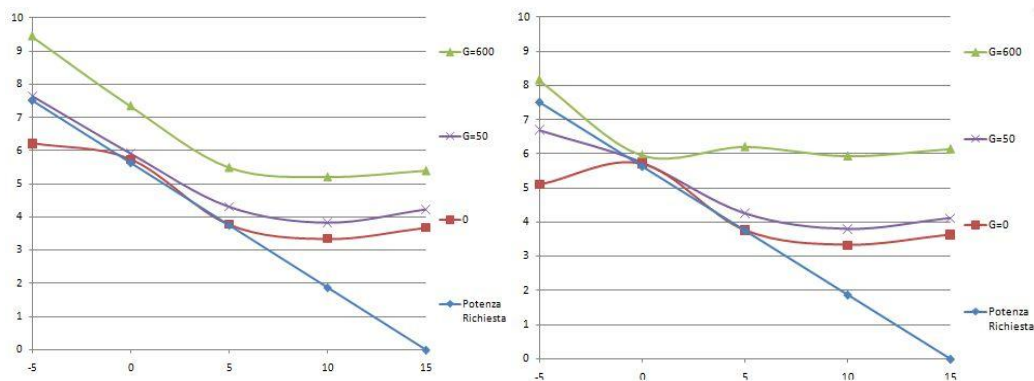


Fig. 6.11 Confronto tra Potenza prodotta dal condensatore e la potenza richiesta dall'unità abitativa per il caso 3 e 4.

Infine in Fig. 6.12 è riportato l'andamento del COP che come i due casi precedenti risulta avere valori molto elevati fino a quando l'irradianza è maggiore a 250 W/m^2 con dei valori costantemente superiori a 4. Nei restanti casi il COP decresce pressoché linearmente al decrescere della temperatura esterna e dell'irradianza, raggiungendo il valore minimo di 2,2 .

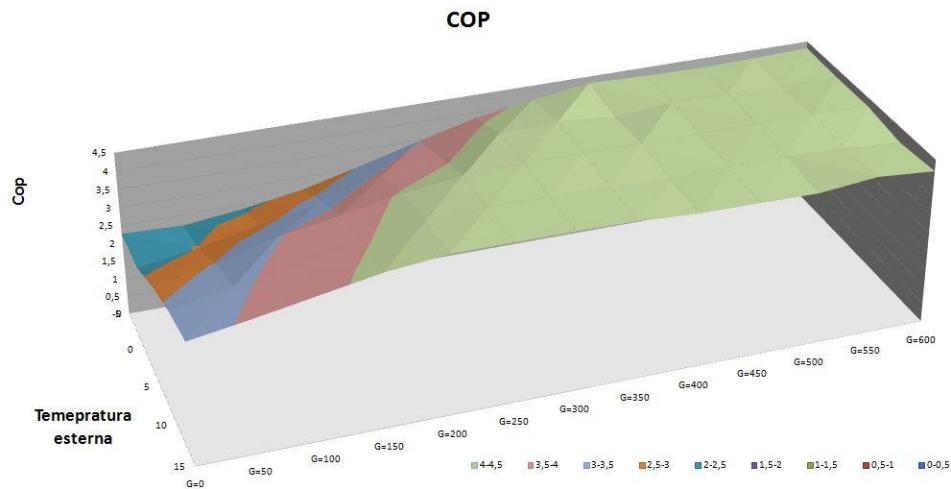


Fig. 6.12 Andamento del COP in tutte le condizioni climatiche considerate per il caso 3.

6.3.4 Prestazioni con condizioni di progetto Caso 4

Nel caso di progetto 4 il campo collettori è decisamente sfruttato meglio rispetto ai casi precedenti, infatti, come mostra la Fig. 6.13, la superficie totale del campo collettori è utilizzata per più del 50% delle situazioni climatiche di funzionamento. La scelta di dimensionare con una frequenza di alimentazione di 45 Hz con un irradianza di 150 W/m² anche in questo caso non garantisce la totale copertura del carico termico.

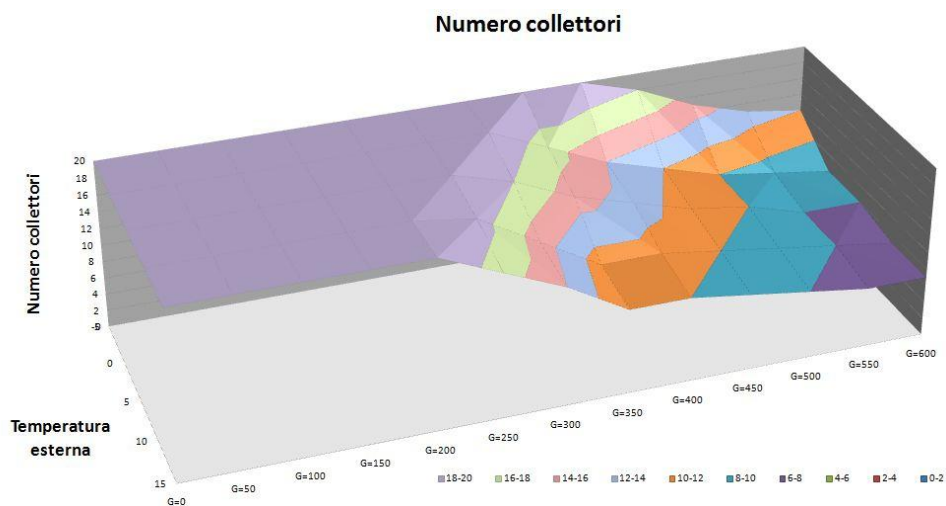


Fig. 6.13 Visualizzazione dell'uso del campo collettori per il caso 4

Come mostrano le curve della potenza termica prodotta in funzione della temperatura esterna nei casi di irradianza uguale a 50 e 0 W/m², Fig. 6.11, se la temperatura esterna scende al di sotto di 0°C la pompa di calore è in deficit di potenza, quindi in questo caso di progetto il sistema di backup interverrà più spesso. In queste condizioni inoltre si riesce ad avere un buon compromesso tra superficie occupata dal campo collettori, infatti, la riduzione di cinque unità rispetto al caso precedente non sembra penalizzare molto il COP. Se si confrontano Fig. 6.12 e Fig. 6.15 si nota solo una lieve diminuzione dei valori di COP ai valori di irradianza più bassi

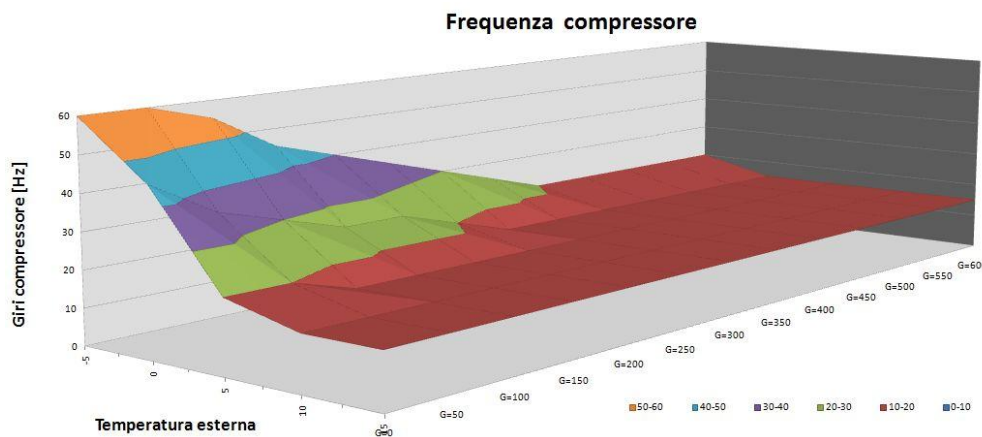


Fig. 6.14 Frequenza compressore per R407A con caso di progetto 4

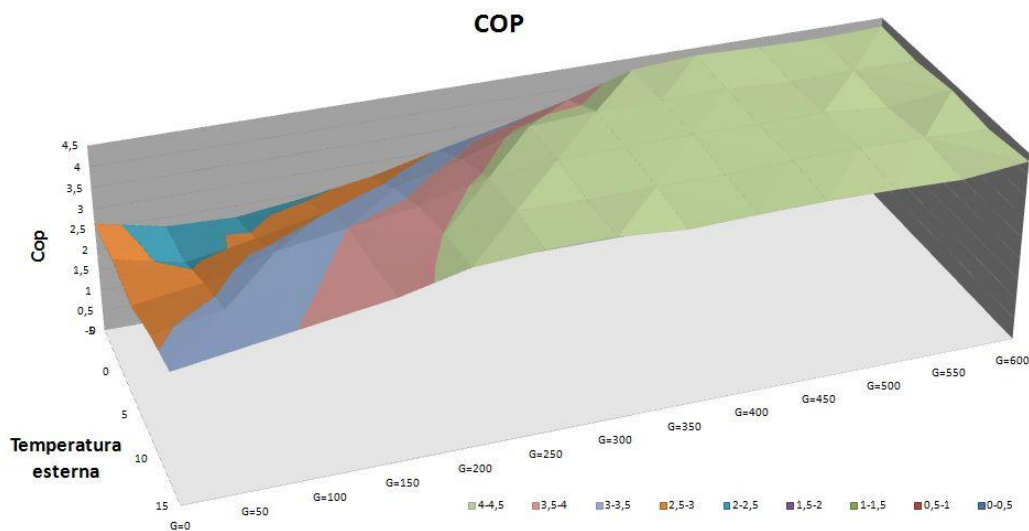
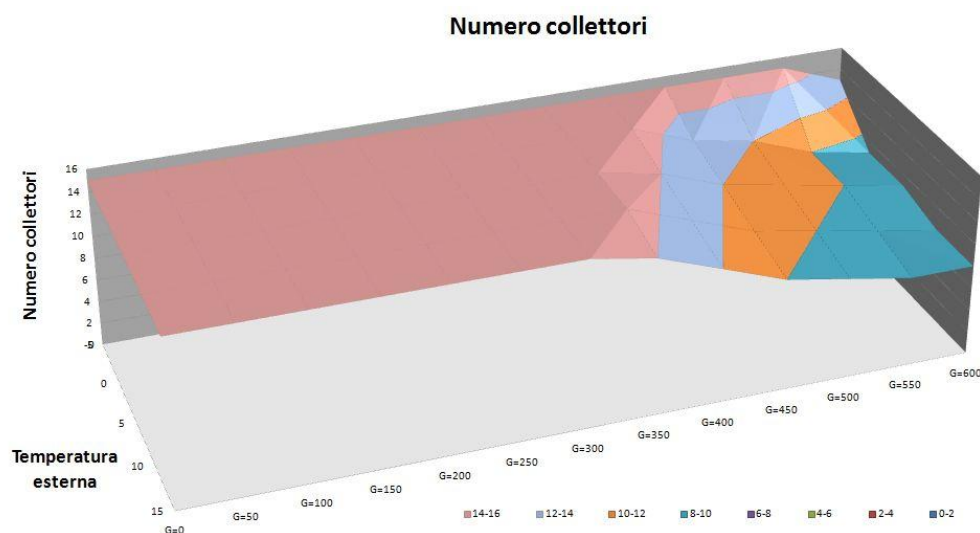


Fig. 6.15 Andamento del COP in tutte le condizioni climatiche considerate per il caso 4.

6.3.5 Prestazioni con condizioni di progetto Caso 5

Il caso di progetto 5 è quello che in assoluto ha il minor numero di collettori, 15 con una superficie totale di $16,8 \text{ m}^2$. Il campo collettori è sfruttato al massimo in quasi tutte le condizioni climatiche, infatti già a 400 W/m^2 il sistema lavora con tutti i collettori a disposizione, Fig. 6.16. Se si considera questo aspetto isolatamente però non si riesce a comprendere se la superficie dell'evaporatore è sufficiente a garantire un buon funzionamento degli altri componenti, in particolare per il compressore. In questa particolare condizione infatti nelle condizioni di scarsa irradianza e temperature dell'aria esterna inferiori a 0°C si osserva un fenomeno particolare. A causa della limitata area di scambio termico dei collettori si raggiungono delle temperature di evaporazione inferiori a quelle di funzionamento limite del compressore, Fig. 5.8. Per evitare il superamento di questo limite bisogna limitare il numero di giri del compressore riducendo così la portata massica che attraversa ogni singolo collettore, Fig. 6.17. Questo limita pesantemente la potenza prodotta al condensatore, come mostra la Fig. 6.18 nel caso di irradianza nulla, linea rossa, già al di sotto di 5°C non si riesce a produrre la potenza richiesta. A -5°C si riescono a produrre solo $3,65 \text{ kW}$. Con un deficit di potenza pari a $3,85 \text{ kW}$. La superficie a disposizione non risulta sufficiente neanche se si hanno a disposizione 100 W/m^2 , questo è un ulteriore segnale del sotto dimensionamento dell'impianto.



Per quanto riguarda il COP si riescono ad avere comunque ottime prestazioni fino a quando si ha a disposizione di un irradianza superiore a 300 W/m^2 , indice questo della bontà del sistema anche in condizioni di sottodimensionamento. Con scarsa irradianza e basse temperature esterne, comunque non si raggiungono mai valori di COP inferiori a 2,2.

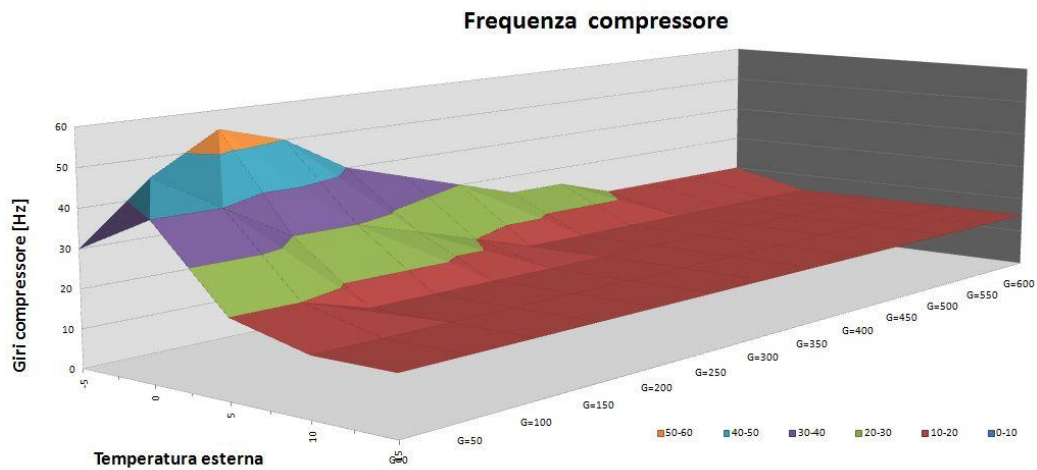


Fig. 6.17 Frequenza compressore per R407A con caso di progetto 5

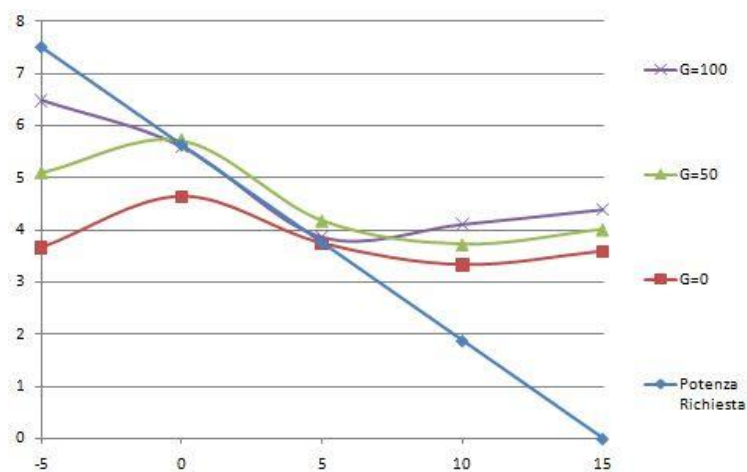


Fig. 6.18

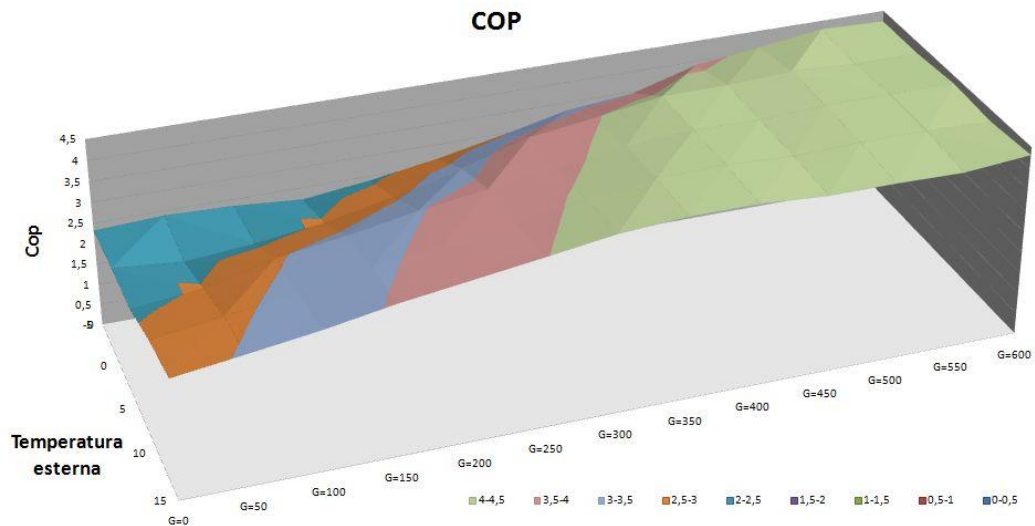


Fig. 6.19 Andamento del COP in tutte le condizioni climatiche considerate per il caso 5

6.4 Prestazioni della pompa di calore utilizzando come fluido frigorifero R134a

Nei casi di simulazione delle prestazioni fuori progetto che vanno dal caso 6 al 10 si è cambiato fluido frigorifero all'interno del sistema. Il fluido utilizzato è R134a, fluido puro che pertanto non presenta un glide di temperatura durante il cambiamento di fase. Oltre alle differenze in termini di dimensionamento evidenziate nel paragrafo 6.1, non si notano particolari scostamenti dai risultati ottenuti nei precedenti cinque casi di studi. Nei seguenti sottoparagrafi sono comunque riportate le caratteristiche che comporta ogni configurazione di dimensionamento, le relative figure sono invece riportate in appendice.

6.4.1 Prestazioni con condizioni di progetto Caso 6

Nel caso 6 si nota che il compressore è utilizzato per pochissimi casi ad un numero di giri superiore a 15 Hz, rispetto al caso 1 si nota che l'utilizzo di R134a accentua ancora di più il sovradimensionamento del componente. Avere a disposizione un numero di collettori maggiore rispetto al caso 1, ha reso possibile un'utilizzazione del campo collettori migliore, permettendo al sistema di adattarsi meglio alle varie condizioni climatiche. Per quanto riguarda la

potenza prodotta si riscontra lo stesso problema di sovrapproduzione alle forte irradianza che si riscontrava con l'R407A, ed valori del COP in questa configurazione non sembrano discostarsi troppo da quelli osservati nel caso 1.

6.4.2 Prestazioni con condizioni di progetto Caso 7

Il caso 7 presenta le stesse peculiarità del caso 2. In questo caso si riscontra massimo numero di collettori pari a 40, avere la massima frazionabilità della portata massica totale permette di ottenere la soluzione più performante in assoluto. Ciò non toglie il fatto che il campo collettori ed il compressore siano largamente sovradimensionati.

6.4.3 Prestazioni con condizioni di progetto Caso 8

Il caso 8 presenta numerose analogie con il caso 3. Anche qui avere a disposizione un numero maggiore di collettori rispetto al caso che utilizza R407A evidenzia un minore utilizzo del compressore nelle situazioni di forte irradianza. Confrontando come viene utilizzata la superficie del campo collettori nei due casi si osserva che risulta meglio sfruttata nel caso 8.

6.4.4 Prestazioni con condizioni di progetto Caso 9

Nel caso di progetto 9 presenta invece una notevole differenza rispetto al caso 4. In questa particolare condizione di progetto si verifica il problema del superamento della temperatura di evaporazione limite che nel caso del R407A si verificava solo nell'ultimo caso di progetto. Il verificarsi di questa situazione mostra un ulteriore vantaggio nell'utilizzo del R407A. Infatti nel caso 4 non si superava mai il limite imposto dal compressore e l'unico problema era il deficit di potenza fornita nelle condizioni climatiche più sfavorite. Mentre utilizzando R134a, anche avendo a disposizione la superficie di un collettore in più, si hanno ben due situazioni limite per il compressore, con una forte diminuzione della potenza prodotta.

6.4.5 Prestazioni con condizioni di progetto Caso 10

Anche nell'ultimo caso di progetto si osserva lo stesso trend riscontrato nel caso precedente. In questa condizione si osserva che anche con un irradianza di 100 W/m^2 e temperatura esterna di -5 si supera il limite di funzionamento del compressore. Inoltre a irradianza nulla e temperatura esterna di -5 la potenza prodotta non supera i 3,38 kW, in questa situazione per rientrare nei range di temperatura di evaporazione imposti dal compressore, bisogna diminuire la frequenza di alimentazione del compressore fino a 35 Hz.

7 Conclusioni

In conclusione di questo lavoro si può osservare che utilizzare un collettore-evaporatore ad espansione diretta per una pompa di calore consente di ottenere delle ottime prestazioni anche se la temperatura dell'aria esterna è molto bassa. Si osservano prestazioni vicine a quelle massime con tutte le condizioni di temperatura esterna fino a quando il campo collettori è irradiato con una potenza pari $200 W/m^2$. Nel confronto tra i due fluidi frigoriferi utilizzati nelle simulazioni si osserva un netto vantaggio nell'utilizzare R407A sia in fase di progetto che nelle condizioni fuori progetto. L'utilizzo di R407A in fase di progetto permette di avere le stesse prestazioni dell'R134a con un numero inferiori di collettori. Nelle condizioni fuori progetto si ha vantaggio ad utilizzare la miscela zeotropica soprattutto nelle condizioni di scarsa irradianza. In generale nei casi di dimensionamento intermedio si ha buon compromesso tra utilizzo della superficie campo collettori e dimensionamento del compressore, con lo svantaggio di non poter garantire in tutte le condizioni la potenza richiesta.

Nei casi di dimensionamento con irradianza nulla il vantaggio principale è quello di poter fornire in ogni situazione la potenza richiesta, ma al contempo si ha un sovradimensionamento del campo collettori e del compressore.

Il caso di dimensionamento con forte irradianza è sicuramente il peggiore. In questo caso quando si presentano le condizioni climatiche peggiori si verificano dei problemi lato compressore.

Per validare il modello numerico presentato in questo lavoro si dovrebbe realizzare un prototipo fisico dell'intero sistema per capire se le ipotesi e semplificazioni fatte sono giustificate o meno.



Appendice

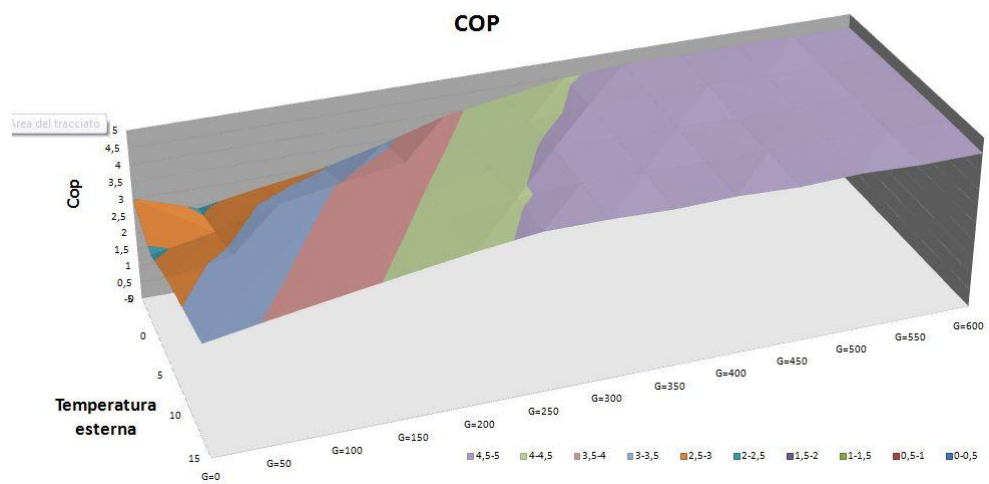


Fig. A.0.1 Andamento del COP in tutte le condizioni climatiche considerate per il caso 6.

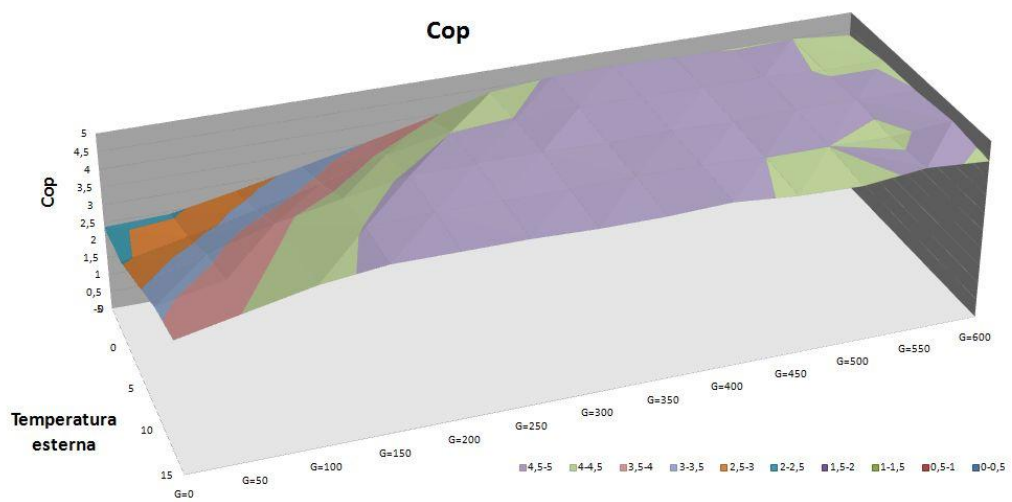


Fig. A.0.2 Andamento del COP in tutte le condizioni climatiche considerate per il caso 7

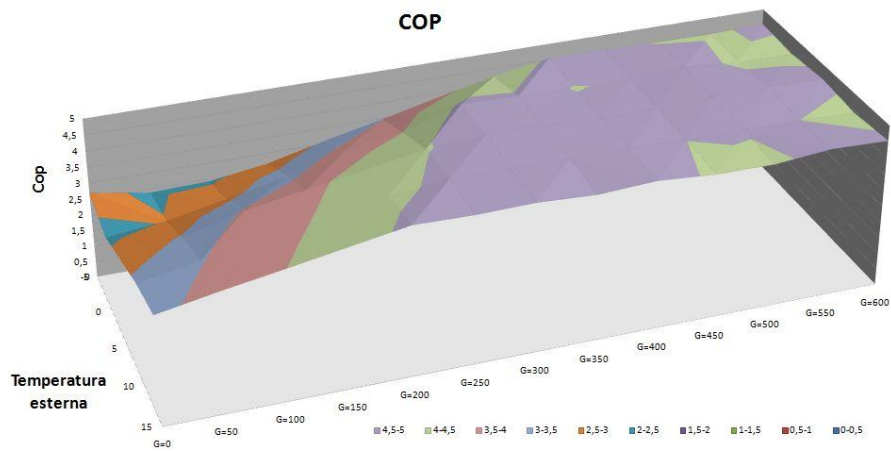


Fig. A.0.3 Andamento del COP in tutte le condizioni climatiche considerate per il caso 8.

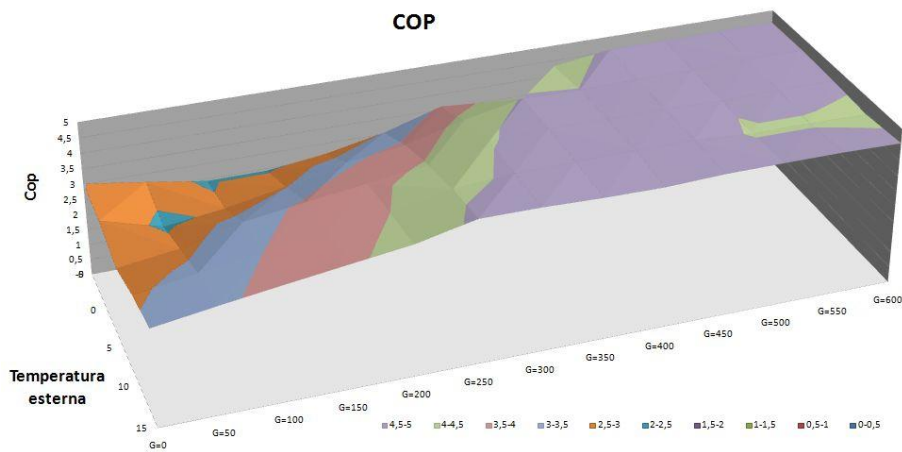


Fig. A.0.4 Andamento del COP in tutte le condizioni climatiche considerate per il caso 9.

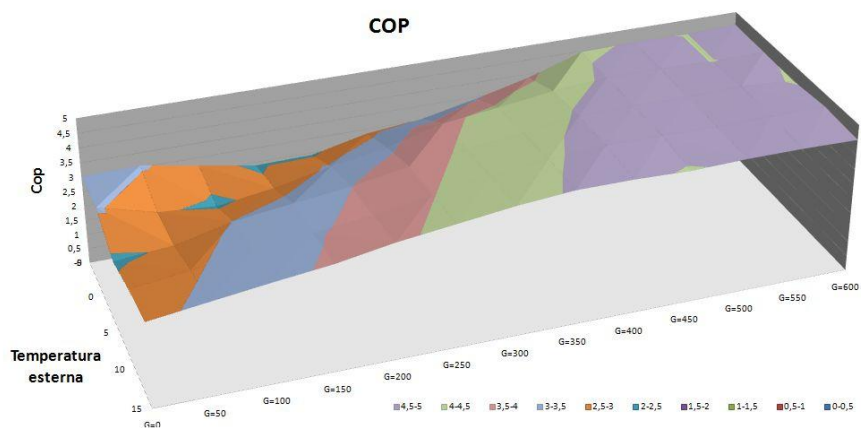


Fig. A.0.5 Andamento del COP in tutte le condizioni climatiche considerate per il caso 10.

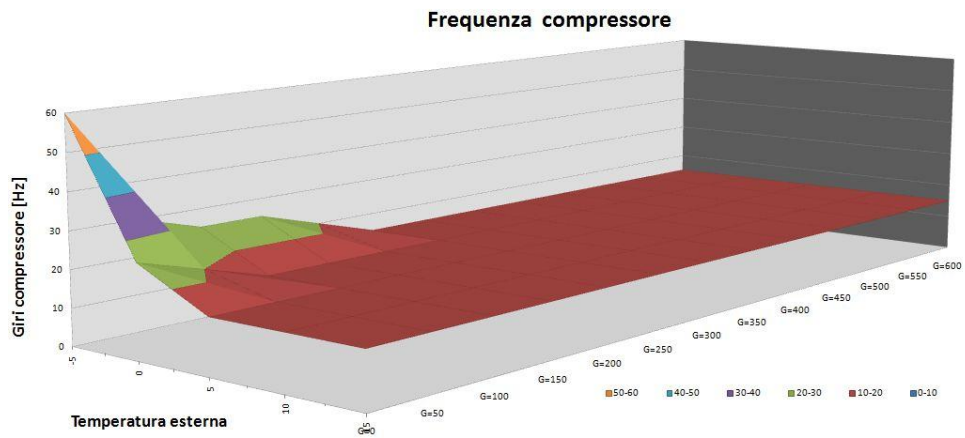


Fig. 0.6 Frequenza compressore per R134a con caso di progetto 6.

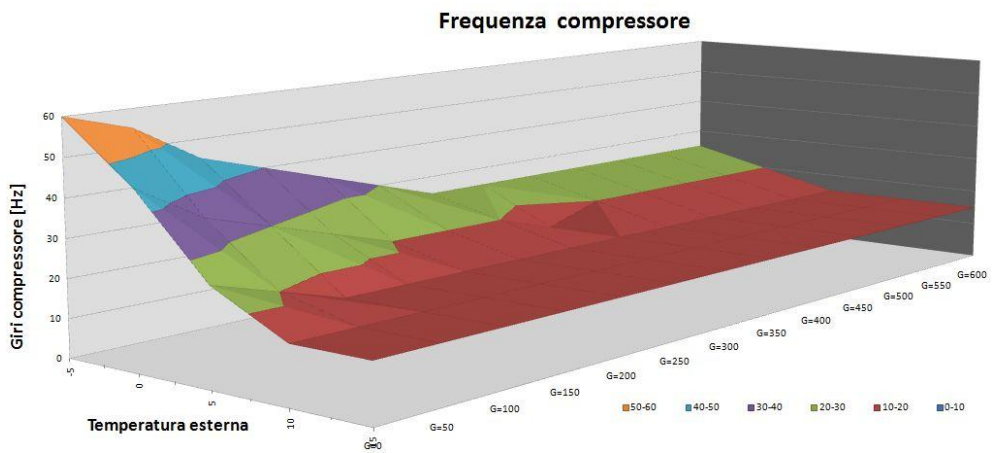


Fig. 0.7 Frequenza compressore per R134a con caso di progetto 7.

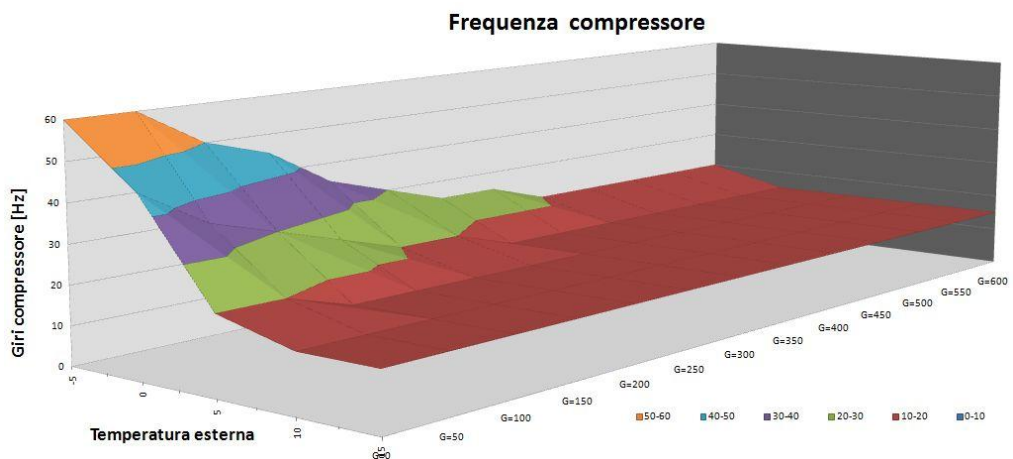


Fig. 0.8 Frequenza compressore per R134a con caso di progetto 8.

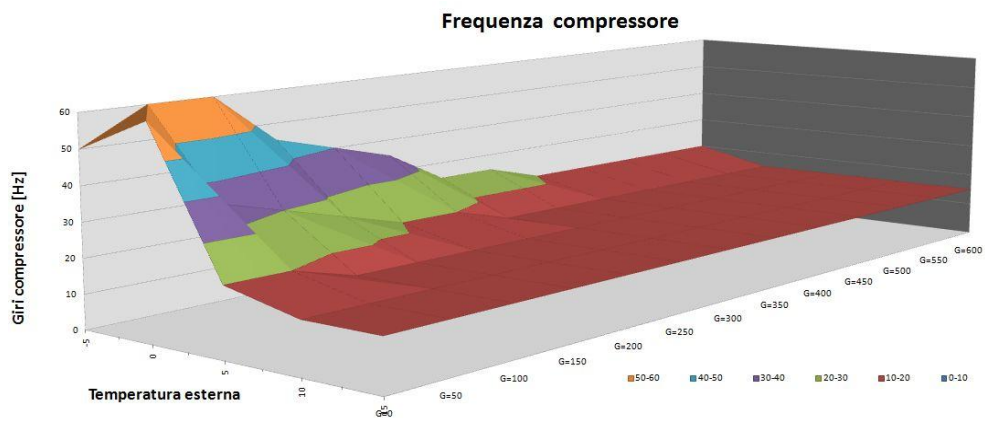


Fig. 0.9 Frequenza compressore per R134a con caso di progetto 9.

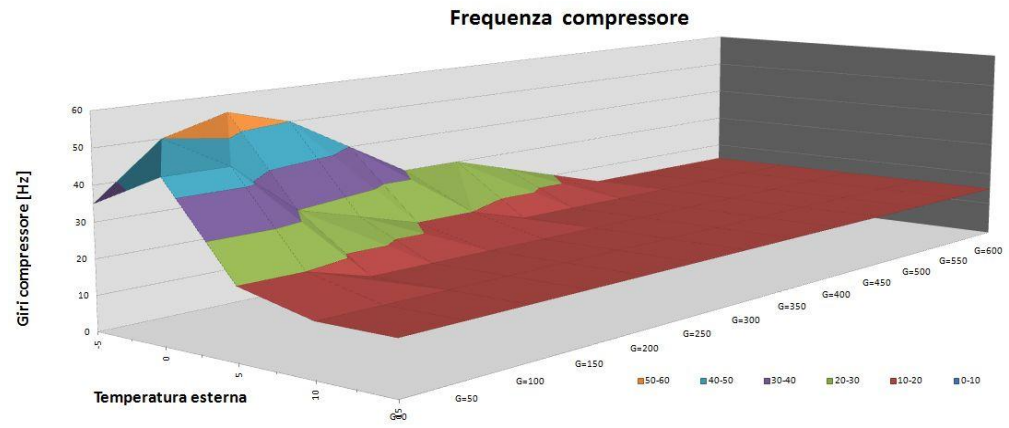


Fig. 0.10 Frequenza compressore per R134a con caso di progetto 10.

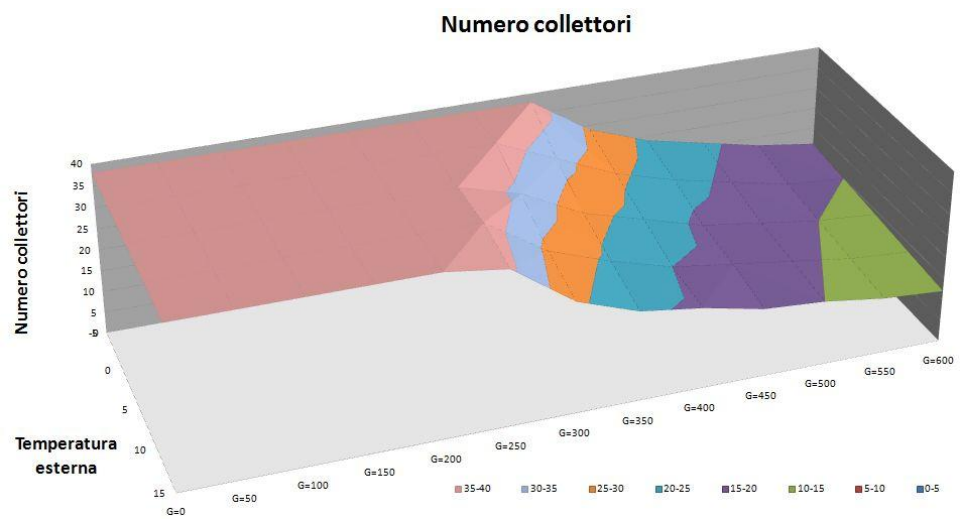


Fig. 0.11 Visualizzazione dell'uso del campo collettori per il caso 6.

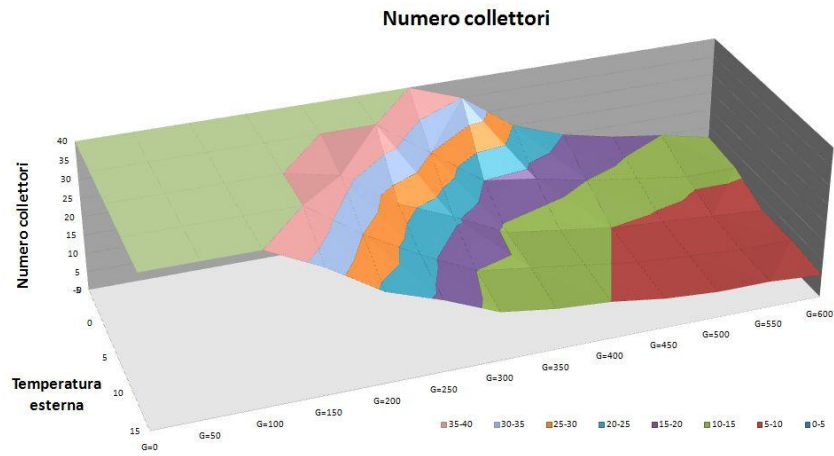


Fig. 0.12 Visualizzazione dell'uso del campo collettori per il caso 7.

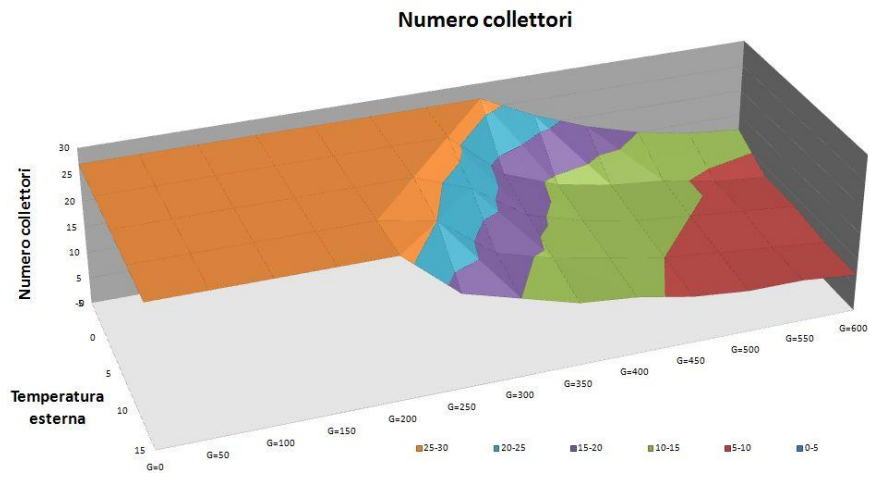


Fig. 0.13 Visualizzazione dell'uso del campo collettori per il caso 8.

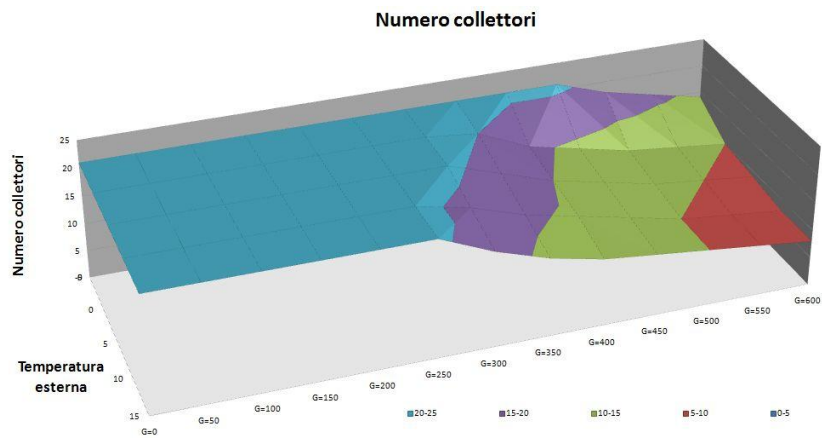


Fig. 0.14 Visualizzazione dell'uso del campo collettori per il caso 9.

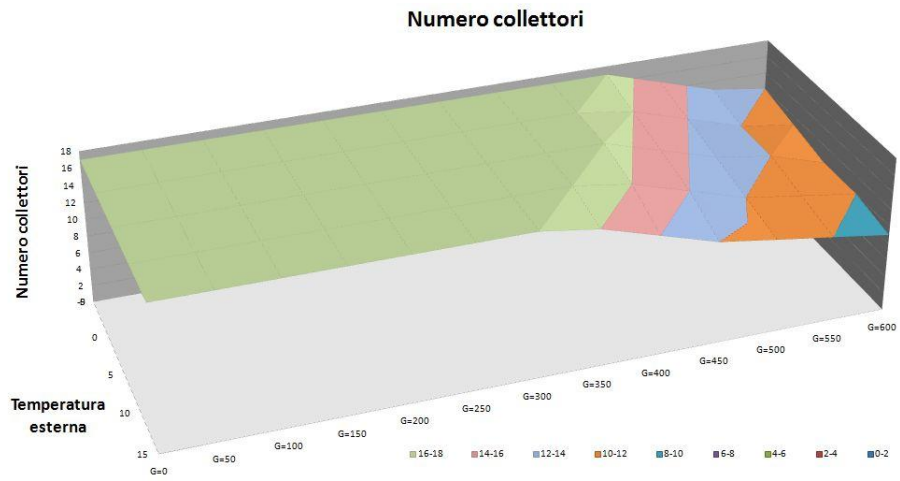


Fig. 0.15 Visualizzazione dell'uso del campo collettori per il caso 10

Nomenclatura

A_c	Area collettore, m^2	h_{tp}	Coefficiente scambio termico convettivo interno, $W m^{-2}K^{-1}$
Bo	Boiling number	k	Conducibilità termica, $W m^{-1} K^{-1}$
Co	Convection number	\dot{m}	Portata massica totale, $kg s^{-1}$
D	Diametro esterno, m	\dot{m}_{coll}	Portata singolo collettore, $kg s^{-1}$
D_i	Diametro interno, m	m	Parametro d'aletta
f_0	Fattore di orientazione	N	Nuvolosità
F'	Fattore di efficienza	N	Numero di collettori
F	Efficienza aletta	n	Numero di giri compressore, Hz
F_{cloud}	Fattore di copertura	Nu	Numero di Nusselt
Fr_{to}	Numero di Froude	Pr	Numero di Prandtl
G	Portata massica areica, , $kg m^{-2} s^{-1}$	q_y	Potenza fornita al fluido, $W m^{-2}$
G_t	Radiazione solare incidente, $W m^{-2}$	q_x	Potenza lungo l'asse x , $W m^{-2}$
Gz	Numero di Graetz	q_z	Potenza lungo l'asse z , $W m^{-2}$
h	Entalpia, $J kg^{-1}$	Q_{COND}	Potenza condensatore, W
$h_{r,p-a}$	Coefficiente scambio termico radiativo, $W m^{-2}K^{-1}$	Q_u	Potenza utile, W
$h_{conv,p-a}$	Coefficiente scambio termico convettivo, $W m^{-2}K^{-1}$	Re_D	Numero di Reynolds
h_f	Coefficiente scambio termico convettivo interno, $W m^{-2}K^{-1}$	S	Irradianza, $W m^{-2}$
h_{fg}	Calore latente di vaporizzazione, $J kg^{-1}$	t	Tempo, s
h_{mist}	Coefficiente scambio termico convettivo interno, $W m^{-2}K^{-1}$	T_a	Temperatura ambiente, K

T_{pm}	Temperatura della piastra, K	σ	Costante di Stefan-Boltzman, $W m^{-2} K^{-4}$
T_{sky}	Temperatura cielo, K	ε_p	Emissività piastra
T_{wb}	Temperatura di bulbo umido, °C	ε_{sky}	Emissività cielo
v_{sp_asp}	Volume specifico in aspirazione, $m^3 kg^{-1}$	ρ_g	Densità del vapore, $kg m^{-3}$
V_{wind}	Velocità del vento, $m s^{-1}$	ρ_l	Densità del liquido, $kg m^{-3}$
\dot{V}_{prog}	Portata volumetrica ideale, $m^3 s^{-1}$		
W	Lunghezza aletta, m		
W_{Comp}	Lavoro compressore, W		
Y	Funzione di Groeneveld		
x	titolo		
x_{di}	titolo inizio dry-out		
x_{de}	titolo fine dry-out		

Lettere greche

β	Rapporto di compressione
δ	Spessore aletta, m
μ_l	Viscosità dinamica del liquido, Pa s
μ_g	Viscosità dinamica del vapore, Pa s
η	Rendimento
η_{iso}	Rendimento isoentropico
η_{vol}	Rendimento volumetrico

Bibliografia

- [1] Chen DT, Kheireddine A. Chaturvedi SK, "Thermal performance of a variable capacity direct expansion solar assisted heat pump," *Energy Convers Manage*, pp. 181-191, 1998.
- [2] Chyng JP Huang BJ, "Performance characteristics of integral type solar assisted heat pump," *Solar Energy*, 2001.
- [3] Lee CP, Huang BJ Chyng JP, "Performance analysis of a solar-assisted heat pump water heater," *Solar Energy*, pp. 33-44, July 2003.
- [4] Lee CP Huang BJ, "Long-term performance of solar-assisted heat pump water heater," *Renew Energy*, 2003.
- [5] Badescu V., "Model of a thermal energy storage device integrated into a solar assisted heat pump system forspace heating," *Energy Convers Manage*, pp. 589–604, July 2003.
- [6] Badescu V., "Model of a solar-assisted heat-pump system for space heating integrating a thermal energy storage unit," *Energy Build*, 2002.
- [7] Badescu V., "First and second law analysis of a solar assisted heat pump based heating system," *Energy Convers Manage*, pp. 43-52, May 2003.
- [8] Horuz I. Yamankaradeniz R., "The theoretical and experimental investigation of the characteristics of solar assisted heat pump for clear days," *Int Comm Heat Mass Transfer*, pp. 885-98, June 1998.
- [9] Xiinshi G, Yuehong S Hulin H, "Theoretical thermal performance analysis of two solar-assisted heat-pump systems," *Int J Energy Res*, pp. 1-6, Feb. 1999.
- [10] Kaska O Yumrutas R, "Experimental investigation of thermal performance of a solar assisted heat pump system with an energy storage," *Int J Energy*

Res, pp. 163-75, Oct. 2004.

- [11] Kaygusuz K, "Calculation of required collector area of a solar-assisted series heat pump for domestic heating," *Energy Sources*, pp. 247-56, Nov. 2000.
- [12] Panagakis P, Kyritsis S Axaopoulos P, "Experimental comparison of a solar-assisted heat pump vs. a conventional thermosyphon solar system," *Int J Energy Res*, pp. 1107-20, June 1998.
- [13] Kunduz M, Ayhan T Yumrutas R, "Investigation of thermal performance of a ground coupled heat pump system with a cylindrical energy storage tank," *Int J Energy Res*, pp. 1051-66, Feb. 2003.
- [14] Wang RZ, Yu LQ Kuang YH, "Experimental study on solar assisted heat pump system for heat supply," *Energy Convers Manage*, pp. 1089-98, Mar. 2003.
- [15] Chou SK, Ulah MZ Hawlader MNA, "The performance of a solar assisted heat pump water heating system," *Appl Thermal Eng*, 2001.
- [16] Daffie Beckman, "SOLAR ENGINEERING OF THERMAL PROCESSES".
- [17] Chou, Ullah Hawlader, "SAHP per essiccare il grano," May 1998.
- [18] Cervantes de Gortari J Torres-Reyes E, "Optimal performance of an irreversible solar-assisted heat pump," *Energy Int J*, pp. 107-11, May 2001.
- [19] Picon Nunez M, Cervantes De G Torres Reyes E, "Exergy analysis and optimization of a solar-assisted heat pump," *Energy*, pp. 337-44, July 1998.
- [20] Torres-Reyes E Cervantes GJ, "Experiments on a solar-assisted heat pump and an exergy analysis of the system," *Appl Thermal Eng*, pp. 1289-97, May 2002.
- [21] Chaturvedi SK, Kheireddine A Aziz W, "Thermodynamic analysis of two-component, two-phase flow in solar collectors with application to a direct-

expansion solar-assisted heat pump," *Energy*, pp. 247-59, Dec. 1999.

- [22] Mohieldin TO, Chen DT Chaturvedi SK, "Second-law analysis of solar-assisted heat pumps," *Energy*, pp. 941-9, May 1991.
- [23] Hepbasli A Ozgener O, "Experimental performance analysis of a solar assisted ground-source heat pump greenhouse heating system," *Energy Build*, pp. 101-10, Apr. 2005.
- [24] Hanfeng He , Tintai Chow , Gang Pei , Wei He , Keliang Liu Jie Ji, "Distributed dynamic modeling and experimental study of PV evaporator in a PV/T solar-assisted heat pump," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, pp. 102-36, Oct. 2009.
- [25] Gang Pei , Tin-tai Chow , Keliang Liu , Hanfeng He, Jianping Lu , Chongwei Han Jie Ji, "Experimental study of photovoltaic solar assisted heat pump system," *Solar Energy*, pp. 106-98, June 2007.
- [26] Ricardo J. Da Silva Lima John R. Thome, "Engineering Data Book III," giugno 2006.
- [27] "UNI EN 12831:2006," 2006.