

POLITECNICO DI MILANO

Facoltà di Ingegneria Industriale

Corso di Laurea in
Ingegneria Energetica



**Studio di un sistema termoelettrico Integrato Solare -
Ciclo Combinato (ISCC)**

Relatore: Prof. Paolo SILVA

Co-relatore: Ing. Marco CUSMAI

Tesi di Laurea di:

Marco ZOIA Matr. 734118

Anno Accademico 2009 – 2010

Indice Generale

Introduzione	10
1) IMPIANTO INTEGRATO SOLARE / CICLO COMBINATO: FONDAMENTI	12
1.1 Ciclo Combinato	13
1.1.1 Principi teorici	13
1.1.2 Apparecchiature principali	17
1.1.3 Comportamento del Ciclo Combinato al variare delle condizioni ambiente	25
1.2 Impianto solare	28
1.2.1 Sfruttamento dell'energia solare	28
1.2.2 Principali componenti dell'impianto solare	32
1.3 Integrazione	45
1.3.1 Schema d'impianto	45
1.3.2 Sinergie e controindicazioni	47
2) BASI DI PROGETTO	49
2.1 Identificazione sito di riferimento	50
2.2 Caratteristiche del sito	51
2.2.1 Dati ambientali	51
2.2.2 Irradiazione	54
2.2.3 Servizi disponibili	55
2.2.4 Fluidi termovettori	56
2.3 Taglia e tipologia d'impianto	58
2.3.1 Taglia d'impianto	58
2.3.2 Tipologia d'impianto	59
2.3.3 Sistema di raffreddamento principale	62
2.3.4 Ipotesi di installazione di un sistema di accumulo	62
3) DEFINIZIONE DELLE POSSIBILI CONFIGURAZIONI IMPIANTISTICHE	63
3.1 Scelta turbina a gas	64
3.2 Ciclo termico	65
3.3 Possibili configurazioni dell'integrazione	67
3.3.1 Pressione del vapore prodotto nell'impianto solare termodinamico	67
3.3.2 Condizioni di prelievo dell'acqua alimento per il campo solare	67

3.3.3 Condizioni di immissione del vapore dall'impianto solare	71
3.3.4 Determinazione delle portate di vapore massime dall'impianto solare	73
3.3.5 Determinazione delle portate medie annue e della superficie riflettente	76
3.3.5 Determinazione delle portate medie annue e della superficie riflettente	76
3.4 Definizione alternative	79
4) ANALISI DELLE ALTERNATIVE E SELEZIONE DELLA CONFIGURAZIONE	82
4.1.1 Calcolo delle potenze	83
4.1.2 Efficienze	88
4.1.3 Selezione della configurazione di riferimento	90
4.1.4 Potenze erogate con sistema di accumulo	91
4.2 Analisi economica	92
4.2.1 Assunzioni generali	92
4.2.2 Costi di investimento iniziale	93
4.2.3 Costi operativi e di gestione	94
4.2.4 Ricavi annui	95
4.2.5 Indici di rientro del capitale e incentivazione minima.	96
4.2.6 Selezione della configurazione di riferimento	98
5) CONFIGURAZIONE DI RIFERIMENTO E RELATIVE CONDIZIONI OPERATIVE	100
5.1 Apparecchiature principali	101
5.1.1 Ciclo combinato	101
5.1.2 Campo solare	108
5.2 Verifica d'impianto in diverse condizioni operative	112
ALLEGATO 1: Diagramma dei flussi di processo	115
ALLEGATO 2: Bilanci di massa ed energia	116
ALLEGATO 3: Planimetria generale	117
ALLEGATO 4: Planimetria ciclo combinato	118
6) CONDIZIONI PER L'IMPIEGO DI UN ISCC	119
6.1 Analisi di Sensitività per l'incentivazione	120
6.2 Vantaggi ambientali	122
6.2.1 CO ₂ non emessa	122
6.2.1 Riduzione delle emissioni di NOx e CO	123
6.3 Vantaggi termodinamici dell'integrazione	124
7) CONCLUSIONI	129

APPENDICE A : DATI CLIMATICI E IRRADIAZIONE	137
APPENDICE B : CALCOLI ECONOMICI	139
APPENDICE C : OLIO DIATERMICO	145
APPENDICE D : TURBINA A GAS	149
BIBLIOGRAFIA	151
RINGRAZIAMENTI	154

Elenco delle Figure

Figura 1.1a	Diagramma T- S ciclo combinato	13
Figura 1.1b	Schema d'impianto generale di un ciclo combinato.....	14
Figura 1.1.2a	Descrizione di una caldaia a due livelli di pressione	18
Figura 1.1.2b	Diagramma T-S ciclo a vapore con risurriscaldamento.	19
Figura 1.1.2c	Descrizione di una caldaia a tre livelli di pressione con RH	20
Figura 1.1.2d	Condensazione ad acqua.....	22
Figura 1.1.2e	Condensazione con torre evaporativa di raffreddamento	23
Figura 1.1.2f	Condensazione ad aria.....	24
Figura 1.1.3a	Diagramma T - s Effetti della pressione sul ciclo a gas.....	25
Figura 1.1.3b	Diagramma T - s Effetti della temperatura ambiente sul ciclo a gas	26
Figura 1.2.1a	Concentratori puntuali	29
Figura 1.2.1b	Concentratori lineari	30
Figura 1.2.2a	Struttura Honeycomb di supporto degli specchi.....	33
Figura 1.2.2b	Fattore di intercettazione in funzione della tolleranza.....	34
Figura 1.2.2c	Caratteristiche strutturali del tubo ricevitore	35
Figura 1.2.2d	Caratteristiche strutturali del soffiutto	36
Figura 1.2.2d	Strati di rivestimento del tubo ricevitore	36
Figura 1.2.2e	Sistema di inseguimento	38
Figura 1.2.2f	Effetti dell'inclinazione della parabola solare.....	38
Figura 1.2.2g	Schema descrittivo del generatore di vapore	40
Figura 1.2.2h	Schema di funzionamento del sistema di accumulo	41
Figura 1.2.2i	Profilo di temperatura del serbatoio di accumulo.....	42
Figura 1.3.1a	Schema d'impianto dell'ISCC (opzione complessa).....	45
Figura 1.3.1b	Schema d'impianto dell'ISCC (opzione semplificata).....	46
Figura 2.1a	Irradiazione solare terrestre.....	50
Figura 2.2.1a	Andamento delle temperature medie mensili	51

Figura 2.2.2a	Andamento dell'irradiazione media mensile	54
Figura 2.3.2a	Schema d'impianto di tipologia 1GT+1TV	59
Figura 2.3.2b	Schemad'impianto di ripologia 2TG+2TV	60
Figura 2.3.2c	Schema d'impianto di tipologia 2TG+1TV	61
Figura 3.1	Modello di turbina a gas di riferimento (GE frame 6FA).....	64
Figura 3.3.2b	Diagramma T-Q della caldaia tradizionale.....	68
Figura 3.3.2c	Diagramma T-Q della caldaia con prelievo acqua a valle condensatore.....	69
Figura 3.3	Diagramma T-Q della caldaia con prelievo acqua preriscaldata	69
Figura 3.3.2e	Punto di prelievo dell'acqua di alimento impinato solare	71
Figura 3.3.4a	Diagramma T-Q Generatore di vapore	74
Figura 3.3.4b	Diagramma T-Q Generatore di vapore	75
Figura 3.4a	Ciclo a vapore a tre livelli di pressione e Risurriscaldamento...	80
Figura 3.4b	Ciclo a vapore con 2 livelli di pressione e Risurriscaldamento.	80
Figura 4.1.1a	Potenza attribuibile alla fonte solare.....	85
Figura 4.1.1b	Potenza erogabile nelle ore notturne.....	86
Figura 4.1.2 a	Efficienza di sfruttamento della potenza termica.....	89
Figura 4.1.2 a	Efficienza totale solare.....	89
Figura 4.1.2b	Efficienza totale dell'impianto	90
Figura 4.2.5	Incentivazione minima dell'energia da fonte rinnovabile	98
Figura 4.2.6	Stima della taglia per cui può essere conveniente l'accumulo ..	99
Figura 5.1.1a	Vista laterale della turbina a gas	102
Figura 5.1.1b	Vista laterale della caldaia a recupero	104
Figura 5.1.1c	Vista laterale della turbina a vapore.....	105
Figura 5.1.1d	Vista laterale delle celle del condensatore.....	107
Figura 5.1.2a	Vista laterale di un concentratore parabolico.....	108
Figura 5.1.2b	Vista frontale del sistema di concentrazione	108
Figura 5.1.2c	Disposizione dei moduli SCA.....	109

Figura 5.1.2d	Diagramma T-Q del generatore di vapore	110
Figura 5.1.2e	Schema generale e temperature caratteristiche del generatore ..	111
Figura 6.1.1	Sensitività al DNI	120
Figura 6.1.2	Sensitività al prezzo di vendita del gas naturale	121
Figura 6.3a	Schema d'impianto ISCC	124
Figura 6.3b	Schema d'impianto ciclo combinato e impianto solare stand-alone	126

Elenco delle Tabelle

Tabella 2.2.3	Caratteristiche e composizione del gas naturale	55
Tabella 2.2.4a	Caratteristiche dell'olio diatermico	56
Tabella 2.2.4b	Caratteristiche dei Sali fusi	57
Tabella 3.1a	Opzioni di potenza da energia rinnovabile.....	58
Tabella 3.2	Valori di pressione di riferimento	66
Tabella 3.3.2a	Valori di progetto del generatore di vapore solare	67
Tabella 3.3.4a	Condizioni termodinamiche di prelievo dell'acqua	73
Tabella 3.3.4b	Portate di vapore dall'impianto solare di progetto.....	74
Tabella 3.3.4c	Portate di vapore dall'impianto solare di progetto	75
Tabella 3.3.5a	Valori di riferimento dell'irradiazione	76
Tabella 3.3.5b	Portate di vapore dell'impianto solare medie annua.....	77
Tabella 3.3.5c	Fattori di dispersione dell'energia solare	78
Tabella 3.3.5d	Superfici riflettenti di progetto.....	78
Tabella 4.1.1a	Potenza ed efficienza del ciclo combinato tradizionale	83
Tabella 4.1.1b	Potenza e rendimento dell'impianto integrato	84
Tabella 4.1.1c	Potenza attribuibile alla fonte solare	84
Tabella 4.1.4	Potenza e rendimento dell'impianto nelle ore di accumulo.....	91
Tabella 4.2.	Frazione dell'investimento iniziale	92
Tabella 4.2.2	Costi di investimento iniziale.....	93
Tabella 4.2.3	Costi annui di gestione e funzionamento	94
Tabella 4.2.4a	Remunerazione dell'energia da combustibile fossile.....	95
Tabella 4.2.4b	Energia elettrica prodotta (senza accumulo).....	95
Tabella 4.2.4c	Energia elettrica prodotta (4 ore di accumulo).....	95
Tabella 4.2.5	Incentivazione minima dell'energia da fonte rinnovabile.....	97
Tabella 5.1	Sommario apparecchiature principali	101
Tabella 5.1.1a	Caratteristiche della turbina a gas	102

Tabella 5.1.1b	Caratteristiche della caldaia a recupero.....	104
Tabella 5.1.1c	Caratteristiche della turbina a vapore.....	105
Tabella 5.1.1d	Caratteristiche del generatore elettrico.....	106
Tabella 5.1.1e	Caratteristiche del generatore elettrico.....	106
Tabella 5.1.1f	Caratteristiche del condensatore.....	107
Tabella 5.1.2a	Dimensionamento del campo solare.....	109
Tabella 5.1.2b	Caratteristiche del generatore di vapore.....	111
Tabella 5.2	Condizioni operative analizzate.....	112
Tabella 6.2.1a	Reazioni chimiche elementari.....	122
Tabella 6.2.1b	CO2 non emessa.....	122
Tabella 6.3a	Confronto impianto solare integrato e stand-alone.....	127
Tabella 6.3b	Confronto ciclo combinato integrato e stand alone.....	128

Introduzione

La tesi svolta propone lo studio di un impianto termoelettrico Integrato Solare - Ciclo Combinato (ISCC), ipotizzando come sito di installazione un Paese dell'area nord africana.

Questa tipologia d'impianto consiste nell'integrazione tra un Ciclo Combinato tradizionale (CC) e un impianto solare termodinamico a concentratori parabolici lineari (CSP): questo tipo di soluzione impiantistica ibrida consente di incrementare l'efficienza della produzione elettrica mediante impiego di tecnologie energetiche da fonti rinnovabili.

Tali applicazioni sono particolarmente favorite in zone geografiche ad alta potenzialità di sfruttamento dell'energia solare (elevata irradiazione solare) e caratterizzate nel contempo da un crescente fabbisogno energetico (regione nord sahariana, sud Europa, Medio Oriente, Australia, aree desertiche del Nord America).

Lo studio si articola analizzando diverse alternative d'impianto, con lo scopo di definire una configurazione di riferimento per studi successivi più specifici.

La definizione dell'impianto di riferimento prevede un'analisi di carattere tecnico-economico. L'installazione dell'impianto solare (ed ancor di più di un sistema di accumulo), comporta infatti un beneficio a livello di produzione di energia, ma nello stesso tempo un notevole impatto sui costi totali d'impianto.

Partendo dai dati ambientali del Sito selezionato e una volta definita la potenza di riferimento dell'impianto (250MWe), sono valutate alcune possibili configurazioni (differente taglia di turbina a gas e turbina a vapore e caratteristiche del ciclo termico).

Dopo aver identificato la configurazione più efficiente da un punto di vista termodinamico (maggior rendimento elettrico medio annuo) si svolge una successiva analisi più dettagliata in merito alla taglia d'impianto solare da adottare ed alla possibilità o meno di installare un sistema di accumulo termico: i risultati dell'analisi consentono di selezionare e dimensionare le apparecchiature principali.

In un capitolo dedicato vengono quindi proposti, per la configurazione ottimizzata, una serie di documenti che ne dettagliano le caratteristiche a livello di pre-fattibilità (planimetrie, schemi di processo, bilanci).

Nelle valutazioni conclusive, sono riportati in dettaglio i vantaggi termodinamici, tecnico-economici ed ambientali derivanti dall'integrazione, ma

anche un'analisi di sensitività dei risultati economici rispetto al prezzo del combustibile ed all'irradiazione media.

Capitolo 1

Impianto Integrato Solare / Ciclo Combinato: Fondamenti

L'impianto Integrato Solare-Ciclo Combinato (Integrated Solar Combined Cycle – ISCC), prevede l'integrazione tra un impianto a ciclo combinato tradizionale (CC) e di un impianto solare termico a concentrazione (CSP).

In questo capitolo vengono sinteticamente indicati i principali sistemi che compongono i due impianti citati, definendone in seguito le possibilità di integrazione, i vantaggi ed eventuali problematiche di carattere tecnico-impiantistico.

1.1 Ciclo Combinato

1.1.1 Principi teorici

Un impianto termoelettrico a Ciclo Combinato prevede il recupero del calore contenuto nei gas esausti scaricati da una Turbina a Gas (TG) tramite un Generatore di Vapore a Recupero (GVR): il vapore prodotto dal recupero termico alimenta una Turbina a Vapore (TV), producendo una maggiore quantità di Energia Elettrica (EE) ed aumentando, perciò, il rendimento di utilizzo del combustibile.

Il grafico seguente mostra i livelli di temperatura tra i quali operano il ciclo di Turbina a Gas (Joule-Brayton) ed il ciclo a vapore a recupero (Rankine).

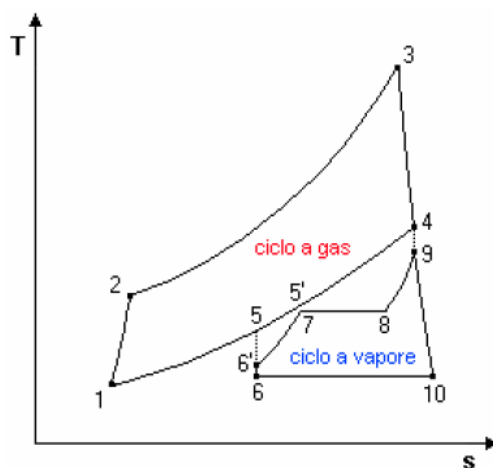


Figura 1.1a Diagramma T- S ciclo combinato

Da un punto di vista impiantistico si può considerare il seguente schema semplificato il quale mostra come i gas combusti, scaricati dalla turbina a gas ad una temperatura dell'ordine dei 550-600 °C, attraversano la caldaia a recupero, cedendo calore al ciclo termico (acqua/vapore) per essere poi scaricati

in atmosfera ad una temperatura sensibilmente inferiore (Temperatura al camino di circa 100°C).

La portata di vapore prodotta nel GVR viene elaborata dalla Turbina a Vapore e riportata allo stato liquido nel condensatore (CO) per poi essere nuovamente immessa in caldaia.

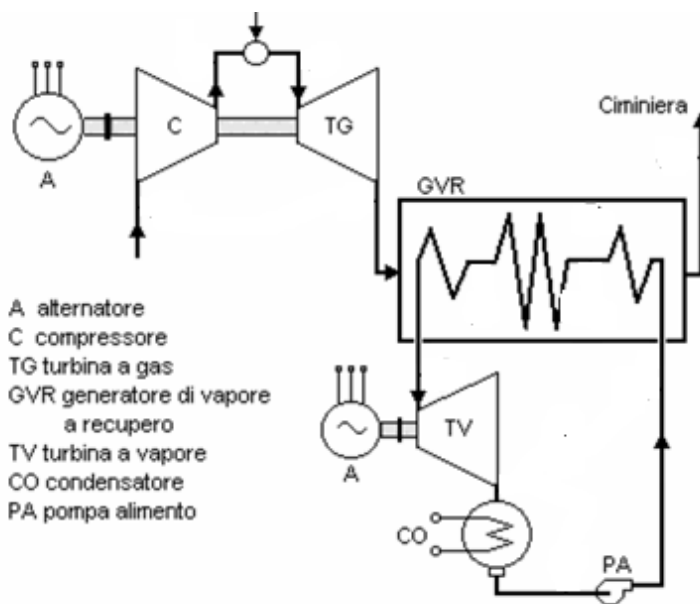


Figura 1.1b Schema d'impianto generale di un ciclo combinato

Di seguito sono riassunti i fattori che concorrono all'efficienza generale di un ciclo combinato:

- η_g = rendimento termodinamico del ciclo a gas;
- η_{mc} = rendimento meccanico della turbina a vapore;
- η_{mg} = rendimento meccanico della turbina a gas;
- η_v = rendimento termodinamico del ciclo a vapore;
- η_c = rendimento di combustione;
- η_s = rendimento di recupero termico della caldaia;

Si può quindi determinare l'efficienza totale raggiungibile dal ciclo combinato secondo la seguente relazione:

$$Eff = \frac{P_g + P_v}{P_i} = \frac{P_i \eta_g \eta_c \eta_{mg} + P_i \eta_c (1 - \eta_g) \cdot s \eta_v \eta_{mc}}{P_i}$$

Dove :

Pi = Potenza entrante (potere calorifico del combustibile);

Pg= Potenza turbina a gas;

Pv= Potenza turbina a vapore;

Semplificando la potenza entrante si ottiene:

$$Eff = \eta_g \eta_c \eta_{mg} + \eta_c (1 - \eta_g \eta_v)$$

I vantaggi associati alla produzione di energia elettrica in ciclo combinato mediante l'impiego di turbine a gas si basano su alcuni punti di forza:

- Efficienza elevata: I cicli combinati offrono costi di produzione competitivi, dato il maggior rendimento rispetto sia a cicli semplici a gas che ai tradizionali cicli a vapore ($\eta = 55\%$ con prospettive di miglioramento sino a $\eta = 58-59\%$). Si possono raggiungere ottime prestazioni anche per unità di potenza modesta;
- Ridotto impatto ambientale: Nell'ambito della generazione di energia termoelettrica, tale caratteristica è riconducibile da un lato alla possibilità di ottenere basse concentrazioni di inquinanti nei fumi prodotti grazie all'utilizzo di turbine a gas di ultima generazione, dall'altro all'elevato rendimento di conversione dell'energia, che consente di mantenere relativamente bassi i consumi di combustibile, e conseguentemente la quantità di prodotti di combustione globalmente emessi in atmosfera;
- Ridotti tempi di installazione: La loro realizzazione richiede un tempo nettamente inferiore agli impianti a vapore tradizionali: impianti con turbine a gas a ciclo aperto hanno tempi d'installazione dell'ordine dei 20 mesi, mentre un modulo a ciclo combinato può essere messo in servizio in 26-28 mesi;
- Alta disponibilità: Il livello tecnologico raggiunto dai cicli combinati e l'elevata affidabilità delle turbine di ultima generazione consentono all'impianto un funzionamento per un numero elevato di ore annue;

- Alta flessibilità: oggi i cicli combinati possono essere realizzati con componenti ed apparecchiature aventi elevata flessibilità operativa, come richiesto dalle più recenti esigenze del mercato elettrico (funzionamento ciclico con frequenti fermate e avviamenti);
- Successo commerciale: I punti precedentemente definiti hanno portato ad un notevole impiego di tale tipologia d'impianto su vasti range di potenza installata e di conseguenza un' ampia reperibilità sul mercato;

1.1.2 Apparecchiature principali

Turbina a gas

Esistono diverse tipologie di turbine a gas offerte dai costruttori. Si possono in particolare distinguere due fondamentali filiere:

- Turbine di derivazione aeronautica: Coprono campi di applicazione in ambito termoelettrico per impianti di piccola e media taglia (fino a 40 MW) in cui siano richieste elevate variabilità e dinamicità del carico;
- Turbine di derivazione heavy duty: utilizzate per applicazioni industriali di produzione di energia elettrica al di sopra di certe taglie (dell'ordine dei 60 MW), sono più adatte ad applicazioni con condizioni di funzionamento prevalentemente continuative;

In generale le turbine a gas offrono diverse opportunità di impiego sia con combustibili gassosi che con combustibili liquidi. L'intervallo di variazione della composizione consentito può essere più o meno ampio, a seconda dei requisiti sulle emissioni ambientali e delle tipologie di combustori adottati. Per il contenimento delle emissioni, in particolar modo degli NO_x, possono essere utilizzate due tipologie di combustori:

- Tradizionali a fiamma diffusiva: Utilizzano l'iniezione di gas inerti quali vapore e azoto che consentono il mantenimento della temperatura di fiamma al di sotto di valori elevati che causerebbero un'ingente produzione di NO_x;
- A fiamma premiscelata: I cosiddetti combustori "a secco" utilizzano un combustore suddiviso in una zona primaria, adibita alla premiscelazione dell'aria compressa con il combustibile, e una zona secondaria dove avviene la combustione della miscela. Questa tipologia consente una notevole riduzione delle emissioni di sostanze inquinanti in ambiente. Le limitazioni circa le caratteristiche e le variazioni ammissibili di composizione definiscono il gas naturale come il combustibile più comunemente utilizzato in questi combustori;

Caldaia a recupero

La caldaia a recupero è costituita da scambiatori di calore che consentono ai gas di scarico della turbina a gas ad alta temperatura di cedere l'energia termica al fluido che percorre i fasci tubieri per poi essere emessi in ambiente dal camino. La ricerca di soluzioni impiantistiche che consentano un sempre maggiore recupero termico dai gas combusti ha portato alla definizione di caldaie a recupero di vario tipo, sia per configurazione generale (verticali a circolazione forzata, orizzontali a circolazione naturale, etc.) che per numero di livelli di pressione. Il numero di livelli di pressione definisce la complessità e l'efficienza di recupero termico della caldaia. All'aumentare di essi si ha un progressivo avvicinamento delle temperature della linea fumi con la linea acqua-vapore con un conseguente aumento della bontà termodinamica del processo. Con l'aumentare della taglia d'impianto si giustificano configurazioni sempre più complesse, volte ad aumentare l'efficienza.

Attualmente le caldaie a recupero più utilizzate hanno configurazioni a due e a tre livelli di pressione delle quali verranno chiariti in modo sintetico le caratteristiche generali.

Due livelli di pressione:

La figura illustra in modo schematico i principali componenti di una caldaia a recupero a due livelli di pressione.

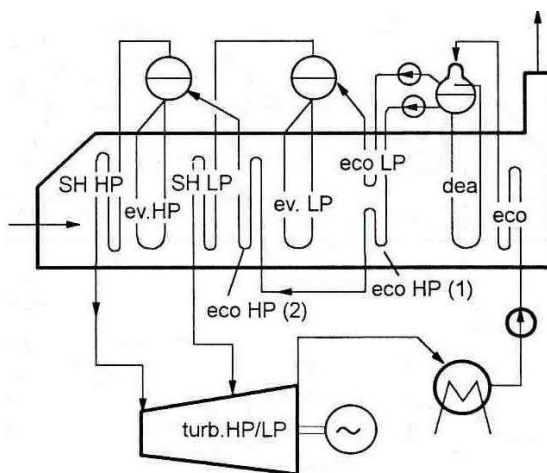


Figura 1.1.2a Descrizione di una caldaia a due livelli di pressione

Dove:

SH = surriscaldatore

HP = alta pressione

LP = bassa pressione

ev. = evaporatore

eco = economizzatore

dea = degasatore

L'acqua di processo attraversa il primo banco di scambiatori dove viene preriscaldata alla temperatura di degasaggio.

All'uscita dal degasatore viene pompata al livello di media ed alta pressione, compiendo, nelle sezioni di scambiatori successive le fase di economizzazione, evaporazione e surriscaldamento.

Risurriscaldamento

Il risurriscaldamento prevede l'installazione in caldaia di uno o più banchi dedicati a tale processo nei quali circola il vapore all'uscita della sezione di alta pressione della turbina portandosi a temperatura di poco inferiori a quella massima del ciclo a vapore (560 °C). L'installazione del risurriscaldatore comporta un aumento del costo d'impianto, ma consente vantaggi sia dal punto di vista termodinamico che tecnologico.

- Termodinamico: Aumentando la cessione del calore a temperature elevate si migliora la bontà termodinamica del processo con diminuzione delle perdite per irreversibilità;
- Tecnologico: l' introduzione del risurriscaldamento sposta la linea di espansione della turbina a vapore verso la linea di vapore saturo della campana bifase. Ciò riduce il formarsi di condensa negli ultimi stadi della macchina salvaguardando l'integrità delle palette e di tutti i componenti degli stadi. Si possono raggiungere di conseguenza valori di alta pressione maggiori con un conseguente aumento dell'efficienza;

Il grafico seguente mostra sia l'aumento del lavoro estraibile dal ciclo termico, proporzionale all'area del grafico, sia il vantaggio tecnologico della diminuzione di condensato a parità di temperatura in ingresso in turbina:

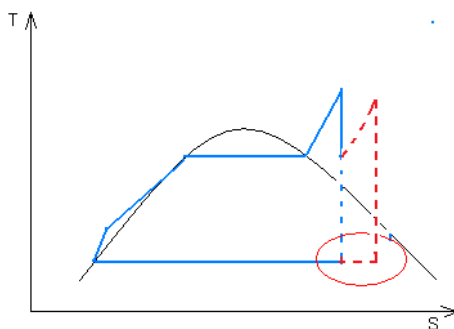


Figura 1.1.2b Diagramma T-S ciclo a vapore con risurriscaldamento.

Tre livelli di pressione con risurriscaldamento

Nella caldaia a tre livelli di pressione l'evaporatore di bassa pressione non produce solamente la portata di vapore necessaria allo strippaggio, ma una portata aggiuntiva che costituirà il livello di bassa pressione. Nell'opzione di risurriscaldamento si ha una turbina composta dalla sezione di alta pressione e dalla sezione di media – bassa pressione.

La pressione a cui viene effettuato il risurriscaldamento coincide con quella del livello di media pressione, consentendo in entrata nel risurriscaldatore (RH), la miscelazione del flusso proveniente dalla sezione di alta pressione della turbina con il flusso in uscita dal primo surriscaldatore di media pressione.

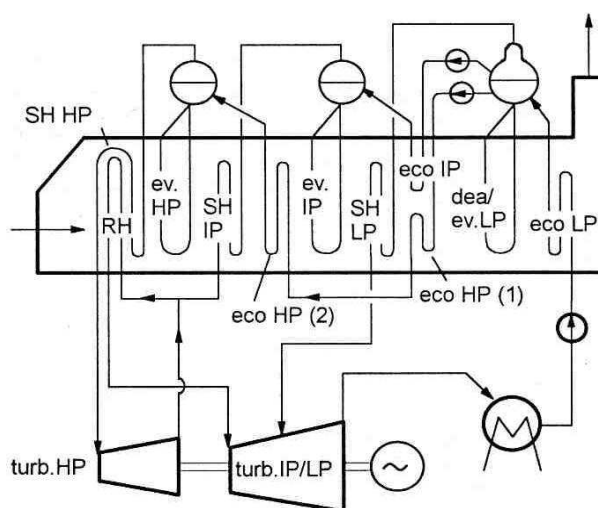


Figura 1.1.2c Descrizione di una caldaia a tre livelli di pressione con RH

Le peculiarità delle caldaie rappresentate rispetto ad altre tipologie comuni sono:

- Degasatore integrato: si utilizza, per lo strippaggio dei gas contenuti nella portata d'acqua di alimento, la portata di vapore a bassa pressione prodotta in caldaia in alternativa all'utilizzo di un degasatore esterno che sfrutta la portata di vapore spillata alla pressione desiderata dalla turbina a vapore
- Pompe dedicate: ogni pompa installata ha la prevalenza richiesta dal livello di pressione a cui essa è dedicata. In alternativa si prevede l'installazione di un'unica pompa integrale, la quale ha la pressione di mandata pari al valore del livello di alta pressione. La portata di acqua

nel livello di media pressione viene invece spillata in corrispondenza dello stadio della pompa che si trova alla pressione del livello.

Post-Combustione

Consiste nell'installazione di bruciatori ausiliari all'ingresso della caldaia a recupero.

La scelta di tale sistema è giustificata in certe applicazioni, ove sono richieste elevate quantità e flessibilità di vapore rispetto a quanto possa essere prodotto dal semplice contenuto termico dei fumi della turbina a gas e nel caso di utilizzo, per cicli combinati, di turbine a gas con una modesta temperatura dei gas di scarico che non consentono il raggiungimento di efficienti valori termodinamici del ciclo a vapore.

Turbina a vapore

Le turbine a vapore possono essere a condensazione, a contropressione e ad estrazione:

- Le turbine a condensazione trovano la maggiore applicazione nelle centrali termoelettriche. Queste turbine, grazie alla presenza di un condensatore a valle, scaricano il vapore ad una pressione notevolmente inferiore rispetto a quella atmosferica. Questo aumenta la differenza di entalpia tra ammissione e scarico e quindi, a parità di condizioni di ingresso, la potenza disponibile. Il titolo di vapore allo scarico deve necessariamente rimanere elevato, poiché la presenza di goccioline d'acqua presenti nel vapore saturo, che hanno una elevata energia cinetica, può portare al danneggiamento delle pale. Per evitare ciò si ricorre al surriscaldamento che permette alla turbina di operare con un maggiore salto entalpico e al vapore di restare sopra il limite del 90% di saturazione;

- Le turbine a contropressione sono largamente utilizzate in applicazioni di processo. Il vapore in uscita dalla turbina viene immesso nel collettore principale che lo trasporta all'utenza. I valori di pressione operativa dell'utenza sono controllati da un'apposita valvola di regolazione, posta in prossimità del punto di utilizzo del vapore. Si trovano in raffinerie, cartiere, impianti di dissalazione e altri impianti in cui sono necessarie elevate quantità di vapore di processo;

- Le turbine a condensazione e spillamento sono caratterizzate da prelievi di vapore da uno o più stadi di turbina. Negli impianti industriali, il vapore spillato è utilizzato in accordo alle esigenze di processo. Nelle centrali termoelettriche può essere impiegato per preriscaldare l'acqua all'ingresso in caldaia, al fine di migliorare l'efficienza termica complessiva del ciclo.

Condensatore

Di seguito sono riportate le varie opzioni di condensazione che possono caratterizzare una centrale termoelettrica:

Condensatore ad acqua in ciclo aperto

L'acqua di raffreddamento, entra nei fasci turbieri del condensatore, dove viene scambiato il calore scaricato dal ciclo termico, e viene in seguito restituita in ambiente. L'installazione dell'impianto va pertanto situata nei pressi di grandi bacini d'acqua. E' la soluzione impiantistica più economica, ma pregiudica la scelta del sito di installazione. Vi sono inoltre vincoli legislativi di carattere ambientale legati alla temperatura massima ammissibile di restituzione dell'acqua di scarico, atti a evitare danni all'ecosistema.

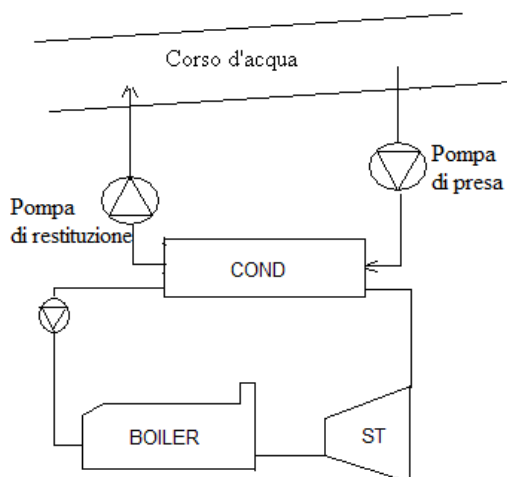


Figura 1.1.2d Condensazione ad acqua

Condensatore a torre evaporativa

Nel caso di torre evaporativa ibrida l'acqua circolante negli scambiatori di calore del condensatore è fatta cadere all'interno della torre e percorre delle batterie che consentono un aumento della superficie di scambio e del tempo di residenza nella torre. La quantità predominante del calore asportato è dovuta all'evaporazione di una frazione della portata, per la quale si prevede un sistema di reintegro. Questa opzione comporta l'installazione e il corretto dimensionamento della torre evaporativa, ma consente una sensibile diminuzione della portata d'acqua necessaria al raffreddamento.

Nel caso di torre evaporativa a circuito chiuso l'acqua percorre la torre all'interno di tubi che vengono raffreddati dalla portata di aria che risale la torre. Non si necessita della portata di reintegro ma è necessario un maggior dimensionamento della torre poiché si ha solamente uno scambio di calore sensibile che richiede perciò una maggiore portata di aria. Rispetto ad un condensatore a secco, nella torre evaporativa a circuito chiuso la portata di aria di raffreddamento è facilitata dall'effetto camino che consente una diminuzione della potenza assorbita dai ventilatori.

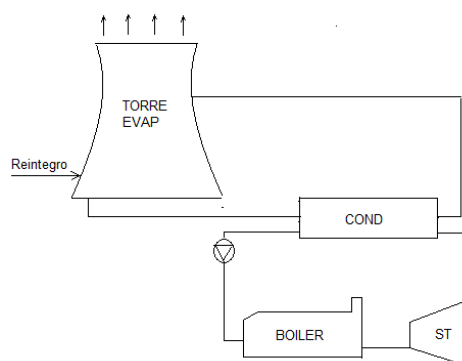


Figura 1.1.2e Condensazione con torre evaporativa di raffreddamento

Il condensatore raffreddato ad aria, spesso denominato “condensatore a secco”, è un sistema completamente chiuso nel quale il vapore viene condensato all'interno fasci che percorrono una struttura a capanna attraverso la quale viene soffiata una grande portata d'aria da appositi ventilatori. Di fatto è la soluzione con rendimento minore a causa della ridotta efficienza di scambio termico con aria, che comporta lo stabilirsi di pressioni di funzionamento alquanto superiori a quelle degli scambiatori ad acqua e quindi maggiori temperature di cessione del calore scaricato dal ciclo. L'efficienza generale di questa tipologia di condensatore è molto sensibile alle condizioni ambientali in quanto il fluido a cui viene ceduto il calore è a temperatura variabile (aria ambiente). Risulta

essere però l'unica soluzione nel caso di installazione dell'impianto in un sito dove non si ha la disponibilità di acqua per il raffreddamento.

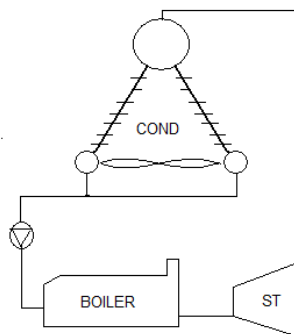


Figura 1.1.2f Condensazione ad aria

1.1.3 Comportamento del Ciclo Combinato al variare delle condizioni ambiente

Ciclo a gas

Le prestazioni delle turbine a gas sono comunemente riportate nelle condizioni di riferimento (ISO) definite da:

- $T_{\text{ambiente}} = 15^{\circ}\text{C}$;
- $P_{\text{ambiente}} = 101325 \text{ Pa}$;
- Umidità relativa = 60 %;

Ovviamente, in relazione al sito d'installazione, alla stagione e alle condizioni climatiche, si hanno variazioni più o meno sensibili delle condizioni effettive rispetto a quelle ISO di riferimento.

E' pertanto necessario valutare il comportamento e le variazioni di parametri di prestazione della macchina al variare di esse.

1) Variazione pressione ambiente:

La pressione ambiente può variare con le condizioni climatiche, ma soprattutto con l'altitudine sul livello del mare a cui è posto l'impianto. Con essa si ha una variazione della portata massica del ciclo e quindi sulla potenza che, con una pressione inferiore, diminuisce.

Non si hanno invece sostanziali effetti sul rendimento poiché il diagramma del ciclo, considerando l'aria come gas perfetto, risulta essere traslato a destra su isobare più basse ma a pari temperature come mostra il grafico seguente.

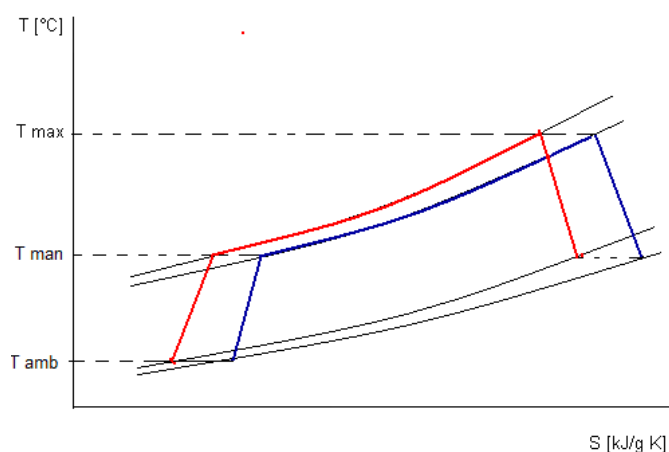


Figura 1.1.3a Diagramma T - s Effetti della pressione sul ciclo a gas

2) Variazione Temperatura ambiente:

Le variazioni della temperatura ambiente hanno effetti molto vistosi sulle prestazioni di una turbina a gas. In questo caso è più difficile dare indicazioni numeriche di validità generale, ma si possono comunque delineare alcuni effetti rilevanti sul ciclo termodinamico all'aumentare della T ambiente:

- La portata massica elaborata dal ciclo varia sempre in accordo con il volume specifico, quindi in modo inversamente proporzionale alla temperatura assoluta;
- Il rapporto di compressione e , di conseguenza, la pressione massima diminuiscono a causa della minore portata massica. Ciò causa, a pari temperatura di ingresso in turbina, un aumento della temperatura allo scarico;
- Si ha un avvicinamento della temperatura media di compressione a quella media di espansione, con conseguente diminuzione del lavoro specifico e del rendimento, anche se il calore introdotto diminuisce grazie alla maggior temperatura di fine compressione;

Il grafico seguente mostra il confronto tra il medesimo ciclo in condizioni ISO e con un aumento di temperatura:

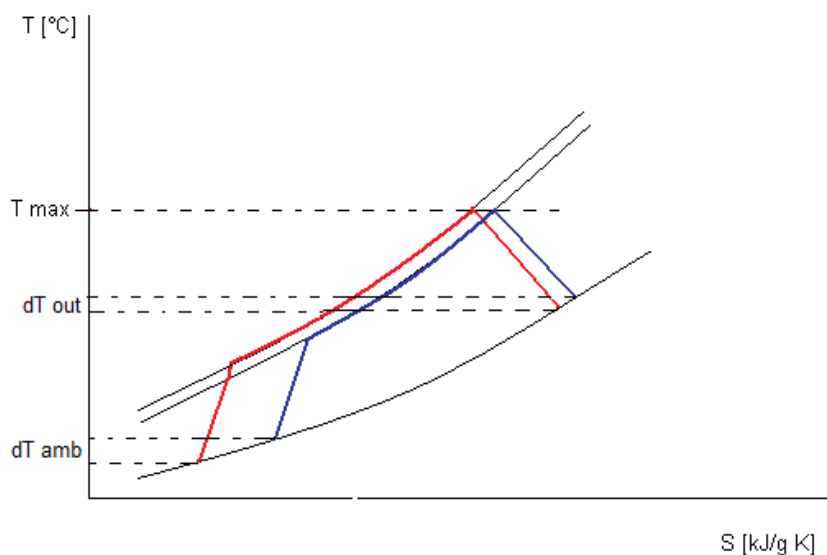


Figura 1.1.3b Diagramma T - s Effetti della temperatura ambiente sul ciclo a gas

Ciclo a vapore

Come il ciclo a gas anche il ciclo a vapore ad esso connesso subisce notevolmente le variazioni delle condizioni ambientali:

Pressione

Al diminuire della pressione, come definito nella trattazione del ciclo a gas, diminuisce la portata massica di aria in ingresso e perciò dei gas combusti in uscita dalla turbina a gas.

In caldaia si ha una portata di gas minore a pari temperatura di ingresso. Diminuisce di conseguenza la potenza termica disponibile al ciclo a vapore.

Sarà quindi inferiore la portata di vapore prodotto con conseguente calo della potenza erogata dalla turbina a vapore.

Gli effetti sul ciclo a gas e, di conseguenza, sul ciclo a vapore danno una fondamentale importanza della quota di installazione degli impianti.

Temperatura

Un aumento della temperatura ambiente ha effetti negativi sulla produzione di vapore a causa della diminuzione della portata massica dei gas combusti in caldaia.

Si ha inoltre un aumento della pressione di condensazione, dovuto alla maggior difficoltà nel raffreddamento, che causa una diminuzione del rapporto di espansione della turbina a vapore, con conseguente calo della potenza prodotta.

Umidità relativa

Gli effetti dell'umidità relativa sono evidenti nel caso dell'installazione di un condensatore con torre di raffreddamento evaporativa. In essa la portata d'acqua di raffreddamento del condensatore viene fatta cadere all'interno della torre dove si miscela in controcorrente con una portata d'aria che risale la torre o per effetto camino o soffiata da ventilatori. All'aumentare dell'umidità relativa, l'aria potrà assorbire quantità inferiori di acqua evaporata con conseguente diminuzione del calore latente asportato. Essendo lo scambio di calore latente preponderante sullo scambio di calore sensibile, una diminuzione di esso implicherebbe una portata maggiore di aria necessaria per il raffreddamento e, di conseguenza un maggiore dimensionamento della torre evaporativa e una maggior potenza assorbita dai ventilatori.

1.2 Impianto solare

1.2.1 Sfruttamento dell'energia solare

Ad oggi, la tecnologia prevalentemente utilizzata per lo sfruttamento dell'energia solare è quella fotovoltaica, per produzione di elettricità, e quella termica per impianti di riscaldamento e fornitura di acqua calda ad uso domestico.

Relativamente più recente è lo sviluppo delle tecnologie di produzione di energia elettrica e vapore tecnologico mediante concentrazione di energia solare con sistemi di eliostati (specchi) su ricevitori che colleghino il calore per poi cederlo al generatore di vapore di un ciclo termodinamico.

Nell'ambito della tesi si confrontano le tipologie di impianti solari che sfruttano l'effetto termico della radiazione (impianti solari termodinamici). Allo stato dell'arte, per potenze installate dell'ordine delle decine di MW sono state maggiormente sviluppate due tipologie di impianti:

- Impianto solare termodinamico a concentrazione puntuale (impianto a torre);
- Impianto solare termodinamico a concentrazione lineare;

Nel paragrafo vengono introdotte sinteticamente le caratteristiche generali dei due impianti e i vantaggi e svantaggi derivanti dall'installazione di una opzione piuttosto che un'altra.

Sarà possibile perciò un confronto preliminare che porterà alla definizione dell'impianto solare preso come riferimento per gli studi successivi.

Impianto solare a torre

Questa tecnologia ha superato la fase dimostrativa a livello di prototipo industriale, ma non è ancora giunta alla fase di maturità commerciale. Negli impianti a torre, il campo solare è costituito da specchi piani (eliostati) che inseguono il moto del sole, concentrando i raggi solari su di un ricevitore montato in cima ad una torre posizionata al centro dell'impianto. All'interno del ricevitore viene fatta circolare una miscela di sali fusi che assorbe il calore e lo accumula in appositi serbatoi. Con il calore accumulato ad alta temperatura (565°C), si produce vapore per alimentare un turbo-generatore.

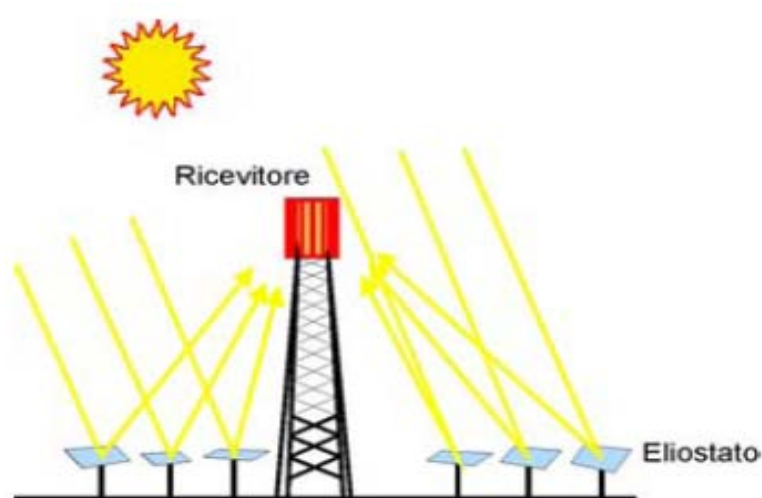


Figura 1.2.1a Concentratori puntuali

Vantaggi

I principali miglioramenti introdotti in questo tipo di impianti rispetto a quelli a collettori parabolici lineari sono:

- la possibilità di utilizzo dei sali fusi (miscela di nitrati di sodio e di potassio) come fluido termovettore che consentono un innalzamento del rendimento termodinamico grazie alle temperature massime raggiungibili di 560°C e una sensibile diminuzione dei livelli di tossicità ed infiammabilità;
- la riduzione del costo degli specchi piani rispetto a specchi parabolici;

Svantaggi

Tali impianti presentano ancora degli svantaggi che rendono difficile l'applicabilità su grande scala e per elevate potenze.

- Potenze elevate richiedono superfici di specchi elevate con conseguente aumento del raggio del campo solare. All'aumentare della distanza tra specchio riflettente e ricevitori si hanno crescenti difficoltà di messa a fuoco e, di conseguenza un peggioramento del rendimento termico;
- Con grandi potenze si avrebbe un ricevitore di dimensioni notevoli posto ad una altezza elevata con conseguenti problematiche di stabilità della torre e di eventuali operazioni di manutenzione. L'unicità del ricevitore, che assomma a sé la gran parte della tecnologia e del valore economico dell'impianto, espone l'intero investimento ad elevati rischi di affidabilità / disponibilità;

Impianto solare a concentratori lineari

La tecnologia attualmente più matura per la produzione di energia elettrica da solare termodinamico è quella che utilizza i collettori parabolici lineari. In tali impianti, il campo solare ha una struttura modulare ed è costituito da collettori parabolici lineari collegati in serie e disposti in file parallele della lunghezza di alcune centinaia di metri. Ciascun collettore è costituito da un riflettore di forma parabolica (comune specchio di vetro) che concentra i raggi solari su un tubo assorbitore (ricevitore) disposto sul fuoco della parabola. Un fluido portatore di calore, tipicamente olio minerale, pompato attraverso i tubi ricevitori, alimenta una stazione di potenza localizzata al centro del campo solare. Il calore così prodotto viene trasformato in vapore allo scopo di far funzionare un gruppo turbo-generatore elettrico. La temperatura tipica di operazione è di 390 °C.

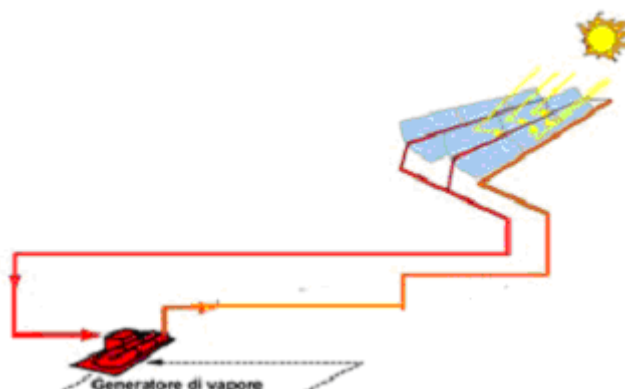


Figura 1.2.1b Concentratori lineari

Vantaggi

I vantaggi derivanti dall'installazione di tale impianto sono:

- Relativa semplicità di installazione;
- Assenza di strutture di dimensioni notevoli e problematiche;
- Possibilità di espandere la superficie del campo senza problemi di focalizzazione;

Svantaggi

I principali problemi riguardano:

- l'utilizzo come fluido termovettore l'olio diatermico di fatto riduce la temperatura massima raggiungibile dal ciclo (380 – 390 °C) (riferimento al paragrafo 2.2.4) . Diminuisce perciò il rendimento dell'impianto e ne aumentano i costi al MW;
- l'alta pericolosità del fluido di lavoro: tossico e altamente infiammabile;

Impianto analizzato

Anche se dal punto di vista teorico l'impianto solare a torre sembrerebbe migliore, la tecnologia più affermata, l'attuale maggiore diffusione e la possibilità di produzione di potenze più elevate senza eccessive complicazioni impiantistiche portano, per l'impianto solare che sarà studiato in questa tesi a definire come tecnologia di riferimento i concentratori parabolici lineari.

1.2.2 Principali componenti dell'impianto solare

Vengono illustrate di seguito le principali caratteristiche dei componenti che costituiscono un impianto solare del tipo preso come riferimento:

- sistema di concentrazione;
- sistema di inseguimento;
- generatore di vapore ;
- eventuale installazione di un sistema di accumulo;

Sistema di concentrazione

Un modulo riflettente generalmente utilizzato risulta composto da:

- Pannelli riflettenti parabolici;
- Struttura di supporto;
- Collettori contenenti il fluido termovettore sui quali si concentra la potenza termica solare;
- Sistema di inseguimento;

Pannelli riflettenti parabolici

I pannelli riflettenti e le strutture di sostegno giocano un ruolo significativo nel determinare l'efficienza globale degli impianti di potenza solari. Questi sistemi devono convogliare la maggiore quantità di energia incidente su tubi posti nel fuoco della parabola riflettente. Per raggiungere questo obiettivo è necessario un basso livello di deformazione della struttura (specchi e supporti), come conseguenza dei carichi dovuti al peso proprio e al vento nelle condizioni operative. La forma parabolica dei pannelli, soggetta all'azione del vento, provoca sollecitazioni di flessione e torsione, quindi deformazioni su tutta la struttura. In ogni caso, la deformazione deve risultare inferiore a pochi mrad, per evitare eccessive cadute di efficienza ottica, mentre le tensioni indotte non devono eccedere i carichi di rottura del materiale, in particolare quelle degli specchi. Gli specchi devono essere, comunque, facilmente sostituibili e regolabili in situ. Attualmente si utilizzano specchi aventi fuoco a circa 1,5 metri e una lunghezza della parabola di circa 5,5 m. Dato lo spessore di 4 mm, sono modellati a caldo e vengono installati su un reticolo di ferro zincato che fornisce 4 punti di appoggio realizzati con materiale plastico che consente un leggero movimento relativo per ovviare a problemi di dilatazione e assestamento. Per diminuire i costi e migliorare il comportamento del pannello sottoposto a sollecitazioni vi è una continua ricerca di nuove soluzioni:

- Materiale polimerico: è flessibile e poco costoso ma viene danneggiato dalle continue variazioni di temperatura e subisce una degradazione a causa dei raggi ultravioletti.
- Specchi sottili: avendo uno spessore di soli 850 micrometri sono poco costosi e non necessitano di una piegatura a caldo. Necessitano il fissaggio ad un pannello di forma parabolica.

A questo scopo è stato ideato un particolare tipo di pannello chiamato sandwich composto da un core centrale in alluminio, polipropilene, polistirene, poliuretano. All'esterno è rivestito da due strati sottilissimi di acciaio e alluminio che offrono particolare robustezza al pannello. Anche se potrebbe sembrare una soluzione complicata offre innumerevoli vantaggi di costruzione e regolazione in situ.

I coefficienti di dilatazione termica degli strati superficiali dovranno avere caratteristiche simili a quelle del vetro, per evitare rotture indotte dagli allungamenti differenziali tra i due materiali. In conseguenza di ciò l'acciaio è risultato il materiale più adeguato a tale scopo. Invece l'alluminio, per la sua leggerezza, è il materiale più adatto per il "cuore".

E' di seguito riportata l'immagine di un cuore in honeycomb in alluminio:

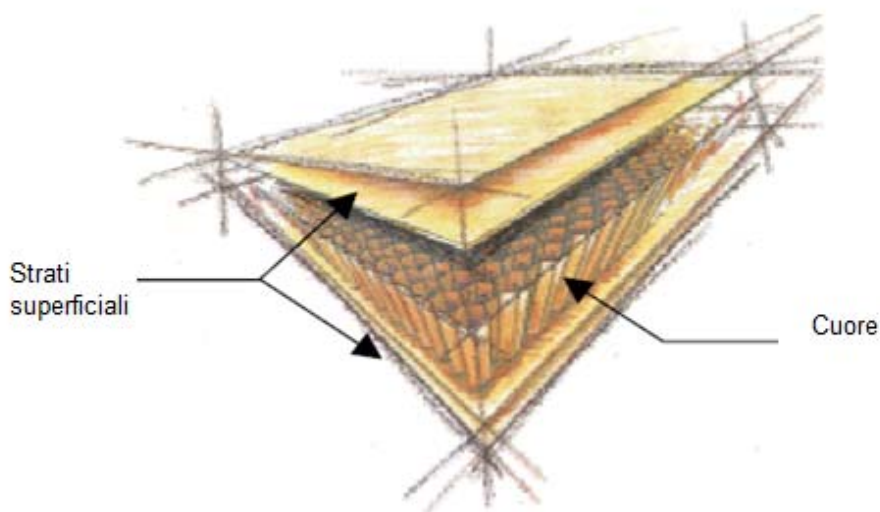


Figura 1.2.2a Struttura Honeycomb di supporto degli specchi

Struttura di supporto

Le funzioni principali della struttura di supporto del collettore sono, da un lato, quella di garantire il corretto posizionamento delle superfici riflettenti rispetto la posizione del tubo ricevitore in tutte le condizioni di funzionamento previste (condizioni operative), e dall'altro quella di assicurare l'integrità del collettore stesso in condizioni di venti di eccezionale intensità ragionevolmente probabili durante l'intero arco della vita operativa dell'impianto (condizione di sopravvivenza). Progettando la struttura di supporto bisogna minimizzare lo scostamento dalla posizione nominale. I requisiti strutturali indicano come massima tolleranza di scostamento 7 mrad al di sopra della quale si ha una notevole perdita di rendimento come mostra il seguente grafico:

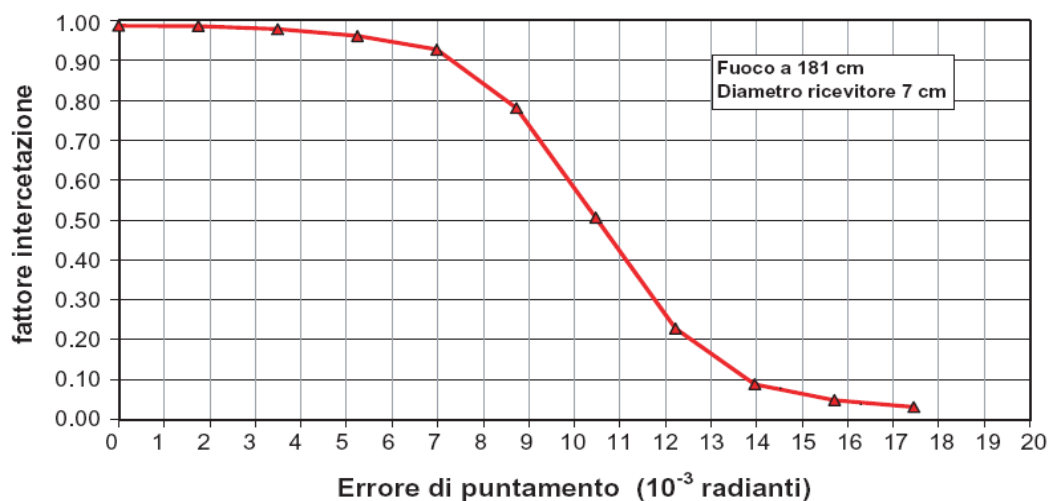


Figura 1.2.2b Fattore di intercettazione in funzione della tolleranza

Lo scostamento della superficie riflettente dalla sua posizione ideale è il risultato della somma di più componenti, di diversa origine:

- l'errore di puntamento cioè l'angolo formato l'asse del profilo parabolico e la direzione della radiazione incidente dovuto all'imprecisione del dispositivo di inseguimento;
- l'errore di posizionamento del pezzo finito rispetto alle quote nominali di progetto dovuto dalle tolleranze costruttive dei singoli elementi e dalle imprecisioni in fase di assemblaggio in campo delle varie parti;
- le deformazioni della struttura dovute ai carichi agenti, in particolare il peso proprio ed il vento, ed alle dilatazioni termiche;

Collettori contenenti il fluido termovettore sui quali si concentra la potenza termica solare

Il collettore ha la funzione di trasferire al fluido che scorre al suo interno la massima parte dell'energia solare concentrata dagli specchi parabolici, garantendo la costanza delle prestazioni nel tempo. Ciò comporta un' adeguata resistenza agli agenti atmosferici e alle escursioni termiche indotte dalla variabilità del flusso solare.

La costruzione prevede le seguenti parti:

- Un tubo centrale in acciaio inossidabile con riposto sulla superficie esterna del coating selettivo descritto in seguito;
- Un tubo di vetro al BoSi con trattamenti antiriflesso sulla superficie esterna ed interna, intese a assicurare la massima trasmittanza della luce solare;
- Due soffietti metallici in grado di assorbire le dilatazioni differenziali tra il tubo centrale metallico e il tubo esterno in vetro (dilatazione differenziale massima 39 mm con le dimensioni e le temperature di progetto, da assorbire su due soffietti);

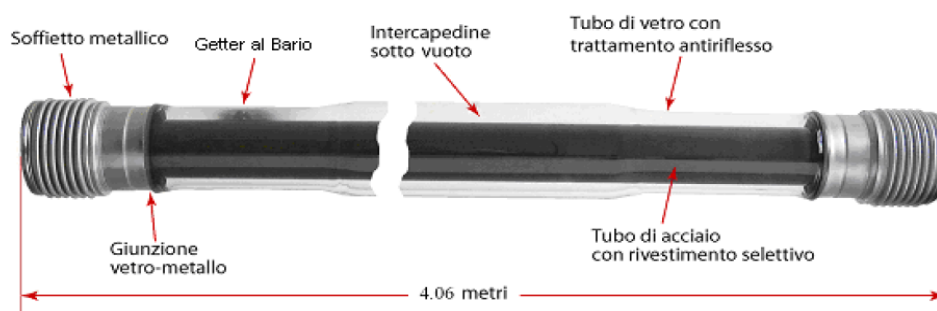


Figura 1.2.2c Caratteristiche strutturali del tubo ricevitore

Per quanto riguarda il sistema di ancoraggio del tubo al supporto esso deve garantire l'allungamento del tubo, la rotazione solidale con lo specchio e contrastare l'incurvamento termico. Essi sono perciò costituiti da due aste incernierate sulla trave centrale e collegate con altra cerniera al ricevitore in modo da non trasmettere momenti flessionali, come mostra la seguente figura:

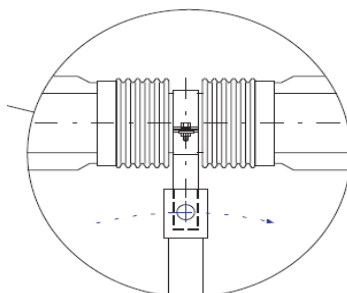


Figura 1.2.2d Caratteristiche strutturali del soffietto

I tubi ricevitori hanno la necessità di avere materiali con rivestimenti superficiali che si comportano in maniera selettiva nei confronti della radiazione incidente. Le loro proprietà ottiche di riflettanza, assorbanza ed emissività emisferica si devono modificare apprezzabilmente con la lunghezza d'onda della radiazione passando dalla zona d'irradianza dello spettro solare alla zona dell'infrarosso termico. Il rivestimento da realizzare deve, quindi, avere un comportamento quanto più prossimo a quello ideale cioè riflettanza nulla (assorbanza unitaria) nella regione spettrale della radiazione solare.

I materiali compositi ceramico-metallici (CERMET) sono materiali che soddisfano questi requisiti avendo un elevato picco di assorbimento nella regione dello spettro solare ed una bassa emissività nella regione dell'infrarosso termico. Scegliendo opportunamente la percentuale volumetrica di metallo nei due strati di CERMET è possibile modificare le proprietà selettive del rivestimento.

Attualmente il rivestimento più comunemente usato è composto da quattro strati come mostra la figura seguente:

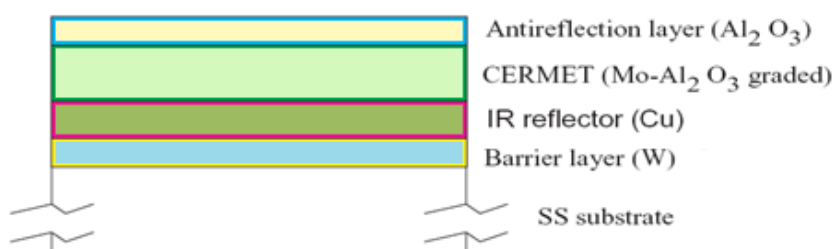


Figura 1.2.2d Strati di rivestimento del tubo ricevitore

Il sistema di inseguimento

Il sistema di inseguimento ha un'importanza fondamentale nell'efficienza del sistema di concentrazione. Nel caso di errato posizionamento della parabola riflettente, si avrebbe una mancata focalizzazione che farebbe tendere a zero l'efficienza di conversione della potenza solare.

Per mantenere l'angolo ottimo collettori solari ruotano intorno ad un asse orizzontale, passante per il baricentro della parte mobile del collettore stesso, inseguendo il sole lungo i suoi movimenti durante la giornata. Più precisamente il modulo dovrà posizionarsi con l'asse della parabola che viene a giacere su un piano definito dall'asse del tubo ricevitore e la posizione attuale del sole. I collettori possono essere mossi da un motoriduttore elettrico o un sistema idraulico; quest'ultimo sistema è preferito nelle progettazioni più recenti.

Una reazione al sistema di inseguimento dotato di un particolare sensore solare, provvede al preciso allineamento e assicura che le radiazioni solari siano concentrate sul tubo ricevente, con la precisione richiesta. L'operazione di inseguimento è monitorata da un computer locale assistito da una unità hardware assegnata a tale compito, con indicati, nella sala controllo, lo stato operativo, gli allarmi e la diagnostica. Naturalmente, l'intervallo di verifica dell'allineamento del collettore e delle possibili correzioni sono elementi di particolare rilevanza.

Oltre al compito di posizionare correttamente il collettore rispetto la posizione del sole, il sistema di movimentazione dovrà garantire il posizionamento dello stesso in condizioni di sicurezza. Ciò avviene quando particolari condizioni ambientali, ad es. superamento della velocità limite del vento, improvvise precipitazioni, ecc. possono compromettere l'integrità e la piena funzionalità del componente. Proprio in queste situazioni vengono richieste le massime prestazioni dal sistema di movimentazione (velocità di attuazione, coppia motrice).

Il sistema descritto garantisce il mantenimento dell'angolo α ottimale al trascorrere del giorno

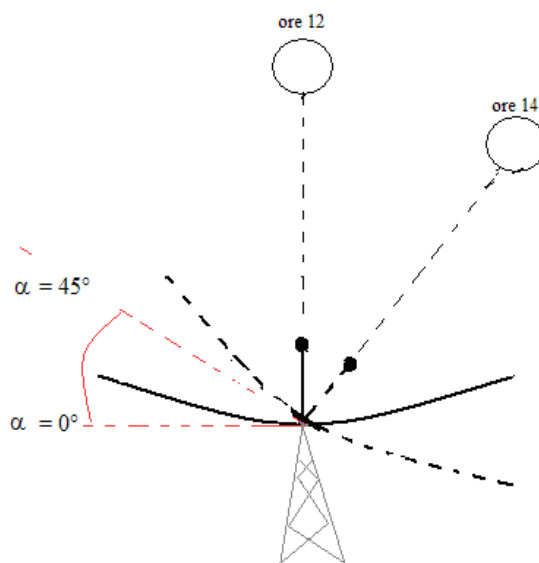


Figura 1.2.2e Sistema di inseguimento

Al variare della stagione si ha una diversa altitudine della parabola solare giornaliera espressa dall'angolo γ . La variazione dell'angolo di incidenza provoca una diminuzione dell'efficienza di conversione della potenza solare che giunge sui pannelli in potenza termica resa disponibile al generatore di vapore. Valori indicativi di tale perdita sono stimati all'incirca del 14% della potenza solare.

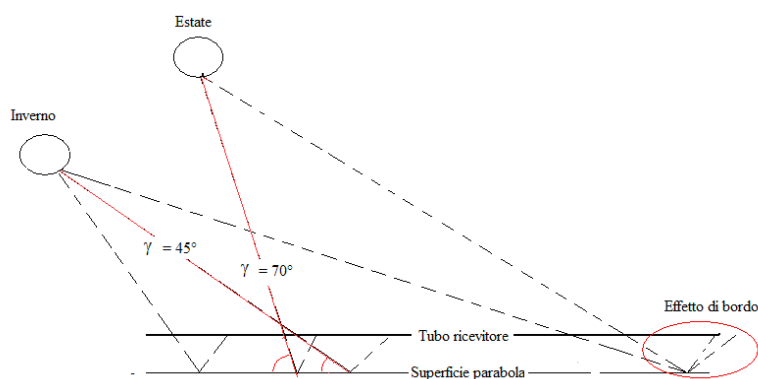


Figura 1.2.2f Effetti dell'inclinazione della parabola solare

Generatore di vapore

In esso si hanno gli scambiatori di calore che consentono la cessione della potenza termica dall'olio diatermico al fluido del ciclo termodinamico (acqua - vapore) che attraversa le sezioni di economizzazione, evaporazione e surriscaldamento.

Per la generazione di vapore si hanno solitamente due opzioni (1 e 2) circa la pressione di produzione. A parità di temperatura di uscita dal generatore si avranno due differenti tipologie di vapore:

- **Vapore saturo** (opzione 1) con un lieve δT di surriscaldamento: l'opzione è attuabile solo nel caso in cui si preveda l'integrazione con la caldaia a recupero di un ciclo combinato per l'ulteriore fase di surriscaldamento. Un'espansione in turbina senza un precedente surriscaldamento causerebbe, negli ultimi stadi, la formazione di un'eccessiva quantità di liquido.
- **Vapore surriscaldato** (opzione 2) in questo caso si potrebbe surriscaldare ulteriormente il vapore nella caldaia o espanderlo direttamente in turbina.

Le opzioni (3 - 4) riguardano invece l'acqua di alimento e, più precisamente :

- **Acqua alimento dal condensatore** (opzione 3): l'acqua viene estratta sulla linea di mandata della pompa di estrazione del condensato. Deve pertanto essere preriscaldata e degasata in per poi essere pompata alla pressione a cui si determina la generazione del vapore.
- **Acqua alimento preriscaldata** (opzione 4): l'acqua può altresì essere prelevata sulla linea di economizzazione della caldaia. E' già degasata e si trova alla pressione voluta. L'intero sistema di generazione di vapore si semplifica notevolmente poiché non si necessita della sezione di preriscaldamento del degasatore e della pompa di alimento.

Le differenti soluzioni impiantistiche sono offerte dalle possibili combinazioni delle diverse opzioni definite.

. Il grafico seguente mostra sinteticamente le sezioni di un tipico generatore di vapore installato in un impianto solare:

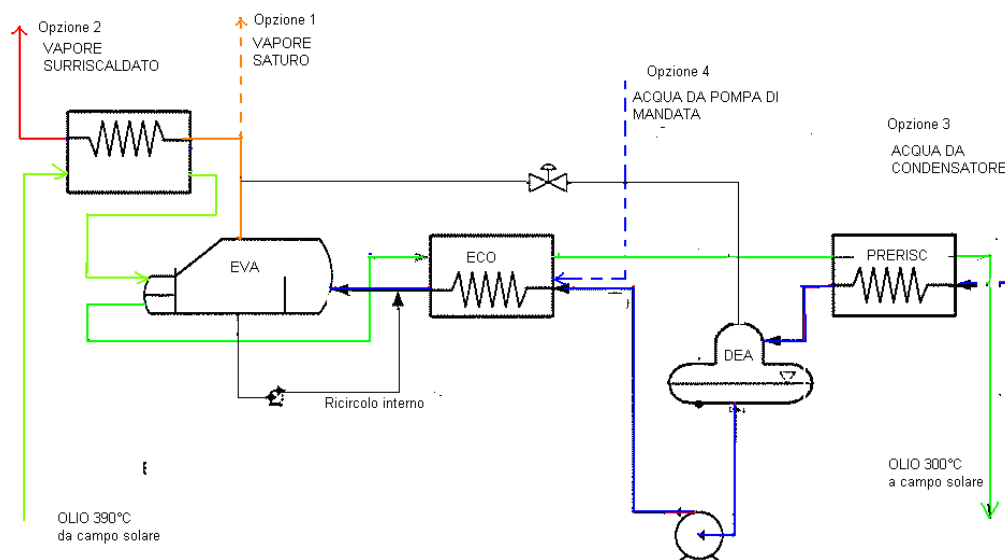


Figura 1.2.2g Schema descrittivo del generatore di vapore

Il grafico mostra chiaramente come la complessità impiantistica del generatore di vapore dipenda sostanzialmente da quali condizioni termodinamiche caratterizzano l'acqua di alimento e che tipologia di vapore si desidera avere in uscita.

La tipologia degli scambiatori di vapore è a tubi di acqua- vapore con l'olio diatermico contenuto nel matello.

La scelta di scambiatori a tubi d'acqua – vapore piuttosto che scambiatori a tubi d'olio è dettata dalle differenti pressioni a cui si trovano i due fluidi (olio a circa 15 – 20 bar , acqua – vapore dai 30 ai 100 bar)

Sistema di accumulo

Il sistema di accumulo consente la produzione di vapore nell'impianto solare anche in assenza di apporto solare. Ciò avviene grazie all'utilizzo di due serbatoi di Sali fusi che permettono, nelle ore diurne un notevole accumulo di energia termica che può essere rilasciata nelle ore notturne.

Lo schema seguente mostra i componenti principali di un sistema di accumulo e il principio di funzionamento:

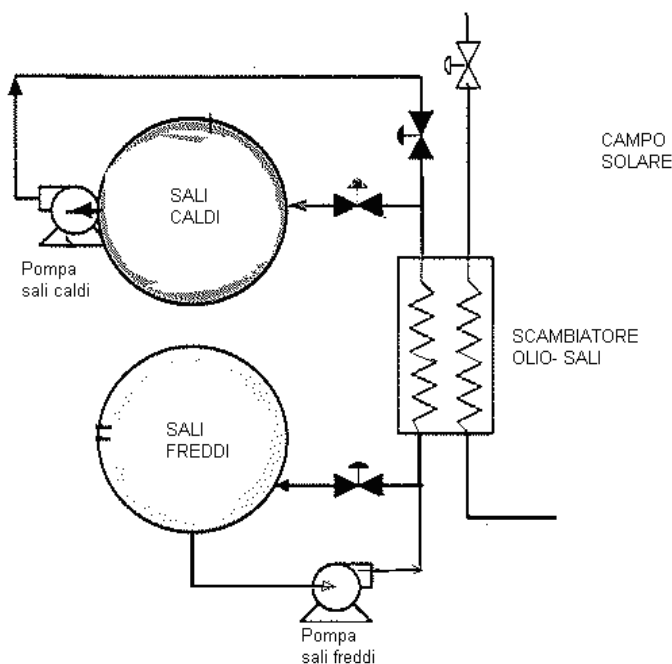


Figura 1.2.2h Schema di funzionamento del sistema di accumulo

Il sistema di valvole e due pompe dedicate consentono le due fasi di funzionamento del sistema di accumulo:

- Fase di carica: avviene nelle ore diurne, quando si ha a disposizione l'apporto solare. L'olio, riscaldato nel campo solare, attraversa lo scambiatore di calore e cede il proprio calore al flusso di Sali fusi che, dal serbatoio freddo vanno ad accumularsi nel serbatoio caldo ad una temperatura prossima ai 390 - 400°C
- Fase di cessione: nelle ore in cui non si ha l'apporto solare si ha un flusso contrario. I Sali fusi caldi attraversano lo scambiatore e cedono

l'energia termica accumulata durante il giorno all'olio diatermico, che a sua volta andrà ad alimentare il generatore di vapore. All'uscita dallo scambiatore di calore i Sali freddi vengono nuovamente accumulati nel serbatoio freddo ad una temperatura di 270 °C che consente il mantenimento dei Sali in fase liquida con un minimo consumo di energia da parte dei riscaldatori installati nel serbatoio;

Dopo aver chiarito sinteticamente il principio di funzionamento del sistema di accumulo si descrivono i componenti principali che lo compongono:

- Serbatoi di accumulo termico (caldo e freddo);
- Scambiatore di calore sale – olio;
- Pompe di circolazione dei sali fusi;

Serbatoi di accumulo termico

La ridotta tensione di vapore dei Sali nitrati consente la costruzione di serbatoi verticali. I grandi serbatoi operano alla pressione ambiente e sono simili ai serbatoi di stoccaggio degli oli. La struttura è in acciaio al carbonio con un tetto autosupportato. Le pareti e il tetto sono isolati grazie ad alcuni strati di lana minerale e silicato di calcio.

La figura seguente mostra la conformazione dello strato isolante dei serbatoi e l'andamento della temperatura tra i Sali fusi e l'ambiente esterno:

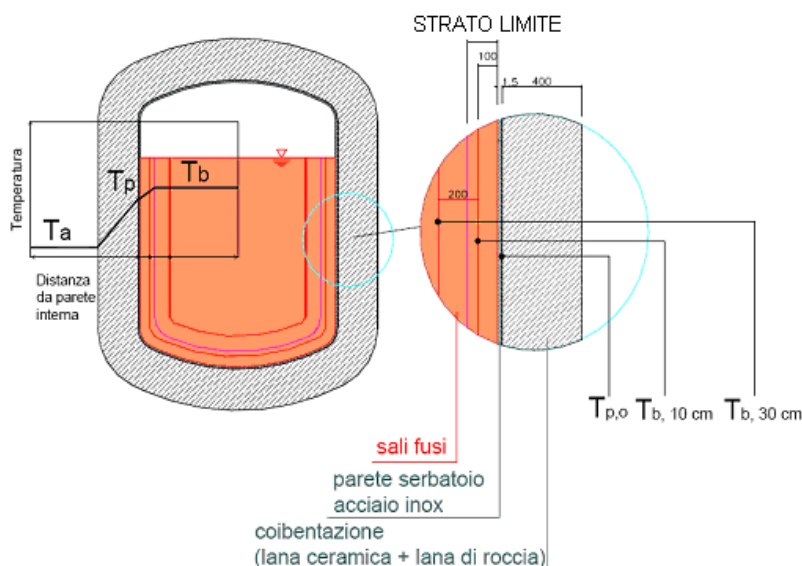


Figura 1.2.2i Profilo di temperatura del serbatoio di accumulo

Con il passare del tempo si evidenzia il progressivo raffreddamento degli strati di fluido a contatto con le pareti del serbatoio che ne causa la solidificazione.

Essa cresce nel tempo e, date le caratteristiche dei sali, determina un aumento della resistenza termica che contrasta il congelamento incipiente dei sali fusi presenti nella parte centrale del serbatoio.

Le risultanze sperimentali portano a concludere che le perdite termiche del serbatoio a riposo possono essere minimizzate limitando i “ponti termici” delle apparecchiature utilizzate, e che il fenomeno della stratificazione dei sali aiuta a diminuirle.

I serbatoi sono caratterizzati da due fasi di funzionamento: una durante l'esercizio ordinario (periodi con circolazione sali) nella quale l'agitazione fluidodinamica indotta dall'azione della pompa centrifuga immersa impedisce la formazione di strati di sale solido; e l'altra durante le fermate di ciclo produttivo allorché i sali fusi vengono fatti rifluire nel serbatoio di accumulo. In questi periodi il cuore potrebbe essere mantenuto grazie all'azione di riscaldamento ausiliario delle candele scaldanti; operazione che richiederebbe minimi consumi di energia in quanto lo spessore di sali solidi formatosi lungo la periferia del serbatoio limita fortemente le dispersioni di energia termica. Per la liquefazione degli strati esterni, durante il ritorno in esercizio, è possibile usare lo stesso fluido circolante nel campo solare, avviato per il tempo necessario al serbatoio in ripristino, utilizzando così calore primario e non energia elettrica.

Scambiatore Sale-olio

Lo scambiatore deve essere dimensionato mantenendo una piccola differenza di temperatura di approccio, nel range di 3-10 °C. Per quanto riguarda la pressione dell'olio essa deve compensare le perdite di carico del generatore di tutte le tubazioni dl campo solare. La pressione dei Sali fusi devono compensare solamente le perdite di carico nel generatore. I valori di pressione dell'olio diatermico sono indicativamente 20 bar mentre per i Sali fusi sono sufficienti 5 bar per la circolazione.

Essendo una tipologia di scambiatore a mantello con tubi interni è facile intuire come il fluido ad alta pressione circoli nei fasci tuberi mentre i Sali fusi ad una pressione inferiore circolano nel mantello.

Pompe di circolazione

Come descritto in precedenza, i serbatoi mantengono facilmente un cuore interno liquido a temperature elevate. E' in questa zona che si pone il pescaggio della pompa di circolazione dei Sali fusi. La pompa è dotata di un albero motore che consente un fissaggio esterno al serbatoio pur avendo il pescaggio nella parte centrale del serbatoio, limitando in questo modo i ponti termici. Le pompe devono essere dotate di sigilli ermetici che impediscono l'eventuale ingresso di ossigeno che potrebbe causare l'ossidazione della miscela.

1.3 Integrazione

L'integrazione consiste nell'interfacciare l'impianto solare con il ciclo combinato, consentendo alla portata di acqua-vapore dell'impianto solare di sfruttare l'energia resa disponibile dai gas combusti

1.3.1 Schema d'impianto

Lo schema seguente illustra in modo sintetico come avviene l'integrazione. Per semplicità sono state riportati i due casi estremi dell'integrazione. Il ciclo combinato è per ora delineato in configurazione una turbina a vapore più una turbina a gas:

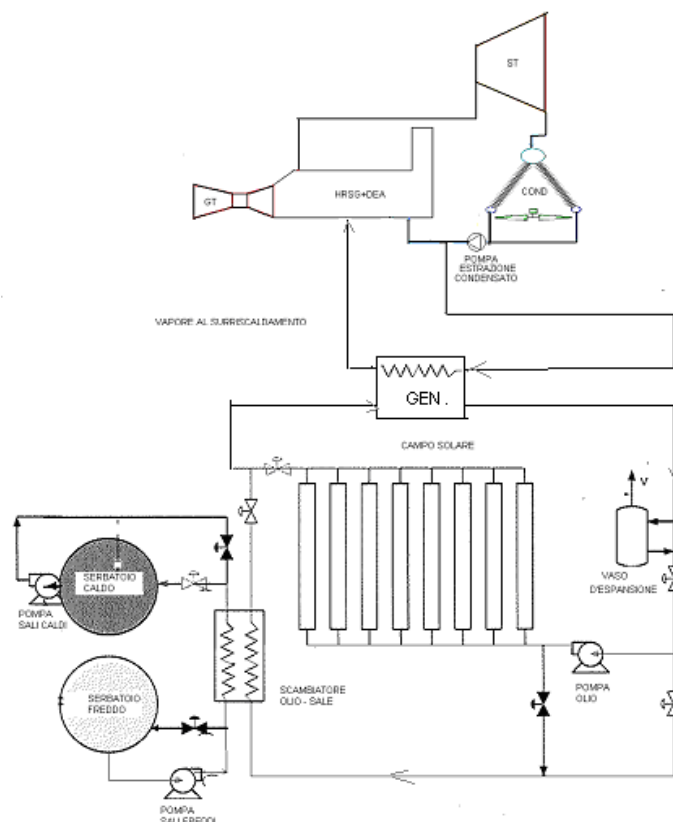


Figura 1.3.1a Schema d'impianto dell'ISCC (opzione complessa)

Lo schema 1 illustra l'impianto integrato nella sua configurazione più complessa con l'installazione del sistema di accumulo.

Le caratteristiche delle connessioni con il sistema di accumulo e della generazione di vapore sono identiche al caso di impianto solare stand – alone e sono già state specificate nel paragrafo (1.2.2)

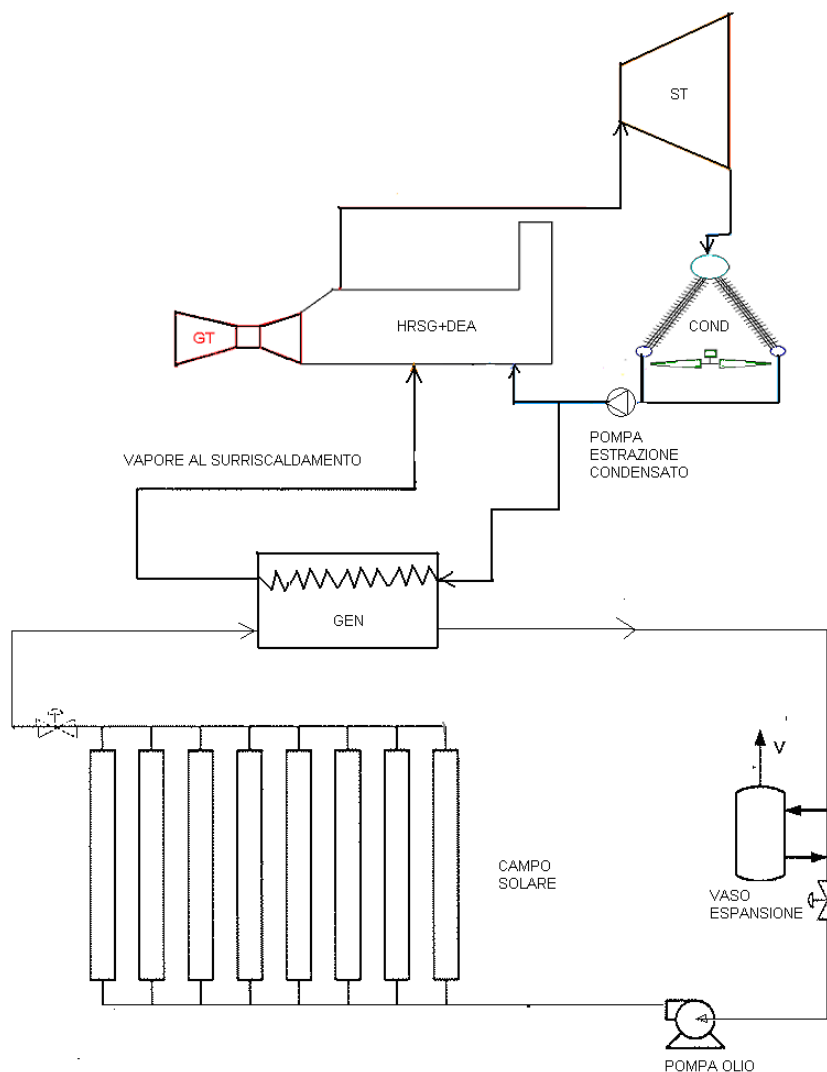


Figura 1.3.1b Schema d'impianto dell'ISCC (opzione semplificata)

Lo schema d'impianto 2: rappresenta invece la configurazione impiantistica più semplice, nella quale non si prevede l'installazione del sistema di accumulo. Lo schema d'impianto specifico verrà definito in un apposito capitolo dopo aver svolto tutte le analisi necessarie che portano a delineare la configurazione di riferimento.

Le caratteristiche specifiche riguardanti l'integrazione saranno definite nei capitoli successivi

Si possono ora definire, in linea di massima, i vantaggi e gli svantaggi che derivano dall'integrazione dei due impianti nell'ISCC:

1.3.2 Sinergie e controindicazioni

L'integrazione tra i due impianti comporta sostanzialmente dei vantaggi ad entrambi i componenti:

Vantaggi al Ciclo Combinato

- Beneficio al rendimento globale: L'integrazione con un impianto solare aumenta il rendimento globale del ciclo combinato grazie all'apporto di vapore che viene immesso in caldaia e all'utilizzo di macchine di taglia maggiore

Vantaggi all'impianto solare

- Pressione del vapore prodotto: nel caso di un impianto solare "stand alone", per consentire una corretta espansione in turbina, si deve produrre un vapore con un sufficiente grado di surriscaldamento. Con l'integrazione la fase di surriscaldamento può essere realizzata in caldaia a recupero ed è perciò possibile produrre un vapore saturo o lievemente surriscaldato a valori di pressione prossimi ai 100 bar.
- Semplicità impiantistica: l'integrazione comporta inoltre una semplificazione impiantistica nel generatore di vapore dell'impianto solare. In qualsiasi opzione di prelievo dell'acqua si ha una sezione di surriscaldamento di dimensioni ridotte rispetto al caso stand – alone. Si ha inoltre, nell'ipotesi di prelievo dell'acqua a valle del degasatore o sulla linea di economizzazione, un'ulteriore semplificazione dovuta all'assenza delle sezioni di preriscaldamento e di degasaggio. La possibilità di utilizzare una sola turbina e un solo condensatore di dimensioni maggiori in parallelo al ciclo combinato rispetto a due corpi di dimensioni ridotte offre vantaggi economici di scala.

Svantaggi

- Condizioni operative più distanti da quelle di progetto: Gli organi che compongono il ciclo termico in caldaia sono sovradimensionati per poter elaborare anche la portata di vapore prodotta nell'impianto solare. In assenza di tale portata, si avrebbero problematiche impiantistiche dovute all'eccessiva superficie di scambio installata nei banchi in caldaia, con conseguente necessità di continue portate di attemperamento. Si avrebbe inoltre un allontanamento della portata nominale sulla quale la turbina a vapore è stata dimensionata, con un calo del rendimento isoentropico della macchina.
- Economico: L'integrazione di un ciclo combinato con un impianto solare causa un notevole aggravio dei costi rispetto all'installazione di un ciclo combinato tradizionale. La scarsa densità di potenza che caratterizza la radiazione solare, richiede l'impiego di estese e costose superfici riflettenti.

Ulteriori considerazioni circa gli effetti dell'integrazione saranno approfonditi con dati numerici nel capitolo 6.

Capitolo 2

Basi di progetto

In questo capitolo vengono definite le basi progettuali che portano alla definizione di scelte iniziali circa le caratteristiche generali dell'impianto che verrà analizzato nello studio di fattibilità successivo.

2.1 Identificazione sito di riferimento

Per la definizione del sito di riferimento sono stati considerati alcuni fattori fondamentali:

- Il valore dell'irradiazione media annua;
- La richiesta di energia elettrica;
- La disponibilità all'incentivazione di utilizzo delle energie rinnovabili;

Tra le diverse zone analizzate quella caratterizzata dal miglior compromesso tra i fattori precedentemente indicati è risultata essere la fascia Nord-Sahariana dell'Africa settentrionale.

Si ha infatti un'elevata irradiazione solare che rende plausibile l'ipotesi d'installazione di un impianto solare termodinamico. La crescente urbanizzazione della zona garantisce livelli elevati di richiesta di energia elettrica e consente perciò una buona percentuale di carico durante tutto il periodo di funzionamento dell'impianto.

Tutti paesi della zona sono portati verso una politica di incentivazione delle energie rinnovabili per promuovere, nei prossimi anni, l'installazione di numerosi impianti che innalzano la percentuale di energia prodotta da fonte alternativa.

La disponibilità di tutti i dati necessari e un generale rispetto di tutti i criteri di scelta hanno portato alla definizione, come sito di riferimento per l'installazione dell'impianto, una regione dell'entroterra tunisino.

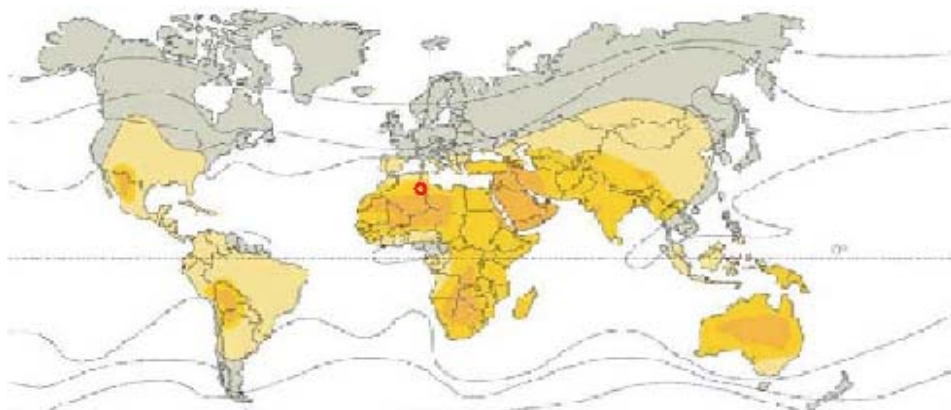


Figura 2.1a Irradiazione solare terrestre

2.2 Caratteristiche del sito

2.2.1 Dati ambientali

Il grafico riassume le variazioni di temperatura media mensile evidenziando l'escursione termica media che si ha tra il giorno e la notte:

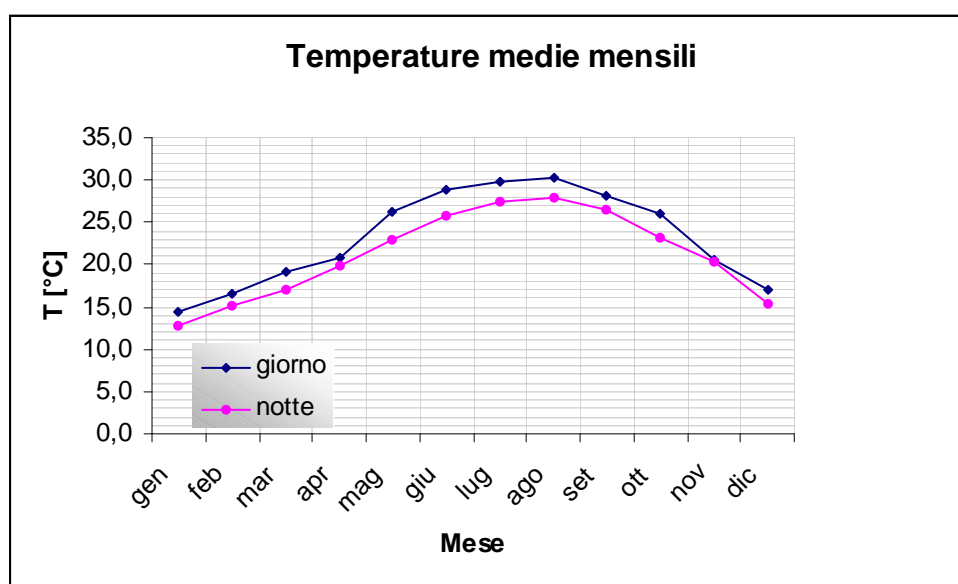


Figura 2.2.1a Andamento delle temperature medie mensili

Altitudine sito = **100 m**

(I dati specifici sono riportati nell'appendice A.)

Condizioni ambiente di progetto

Le condizioni ambiente, sulle quali è dimensionato l'impianto, sono stabilite nel periodo estivo, in corrispondenza del quale, considerando i valori massimi di irradiazione (riferimento al paragrafo successivo), si ha la maggior produzione di vapore nell'impianto solare che deve poter essere elaborata dalla caldaia, dalla turbina a vapore e dal condensatore.

- T massima = 35 °C;
- Umidità relativa = 25 %;
- Pressione ambiente = 100150 Pa;

Condizioni operative medie

Essendo un ciclo combinato integrato con un campo solare è facile intuire come sia spesso soggetto a variazioni di carico dovute all'alternanza dell'apporto solare (funzionamento giornaliero e notturno)

L'impianto funzionerà per la maggior parte delle ore in condizioni differenti da quelle nominali.

Per un'analisi più rappresentativa delle condizioni medie di funzionamento, si riportano di seguito i valori medi annui presi a riferimento rispettivamente per fasi diurne e notturne

L'apporto solare è considerato solo nelle ore diurne

- T giorno (dalle 6 alle 18) = 23,1 °C;
- Umidità relativa = 60%;

Le condizioni operative medie notturne caratterizzeranno il funzionamento dell'impianto senza apporto solare :

- T notte (dalle 18 alle 6) = 21,2 °C;
- Umidità relativa = 75%;

Condizioni operative nelle ore di accumulo

Nel caso di installazione di un sistema di accumulo si distinguono due fasce orarie differenti per quanto riguarda le condizioni ambientali operative:

la sera, periodo di scarica del sistema di accumulo, in cui l'impianto usufruisce della portata di vapore dall'impianto solare (paragrafo 2.3.4) e la notte senza tale disponibilità.

Si definiscono i valori di temperatura e umidità relativa che caratterizzano il funzionamento nelle ore serali e notturne. Rimangono invece inalterate le condizioni operative diurne.

- T sera (dalle 18 alle 22) = 23,8 °C;
- Umidità relativa = 65%;

- T notte (dalle 22 alle 6) = 19,7 °C;
- Umidità relativa = 80%;

2.2.2 Irradiazione

Il grafico seguente riporta l'andamento del valore medio mensile dell'irradiazione diretta normale, calcolata su dodici ore di luce.

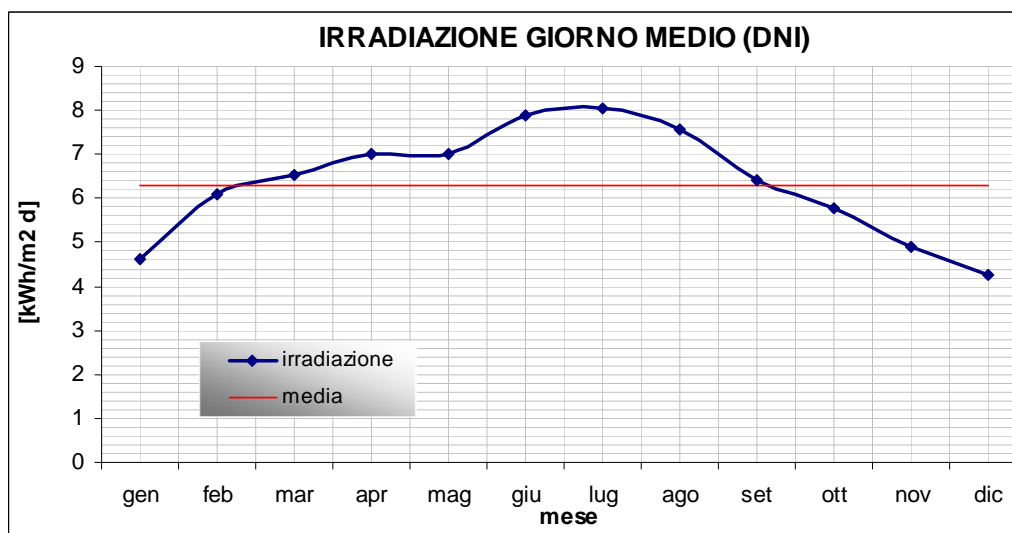


Figura 2.2.2a Andamento dell'irradiazione media mensile

L'irradiazione media annua sfruttabile dall'impianto solare risulta essere di 6.34 [kWh/m²d], corrispondente ad un'irradianza media annua specifica al metro quadro di 530W/m².

Le tabelle specifiche contenenti i dati dettagliati del sito sono riportate nell'appendice A.

2.2.3 Servizi disponibili

Nella progettazione di un impianto si valuta la disponibilità di alcuni servizi che sono necessari sia nella fase di costruzione e di avviamento dell'impianto sia per il funzionamento di esso in tutta la vita utile.

Tutte le voci elencate in seguito sono supposte presenti sul sito di riferimento:

a) Gas naturale:

Nel sito è installata la rete di distribuzione del gas che si trova ad una pressione elevata (minima di 35 bar). Si necessita perciò di una stazione di riduzione che lamina il gas, abbassandone la pressione al valore di immissione nel combustore (25 -30 bar).

In seguito sono riportati i dati riguardanti il gas naturale in Tunisia:

Gas naturale	
Composizione %	
Metano	85,10%
Propano	7,90%
n-Butano	2,80%
n-Pentano	1,00%
n-Exano	0,50%
Azoto	0,40%
CO	0,00%
CO ₂	0,60%
LHV [MJ/kg]	48
T operativa [°C]	AMB
P rete [bar]	35

Tabella 2.2.3 Caratteristiche e composizione del gas naturale

b) Allacciamento alla rete elettrica:

- Frequenza 50 Hz
- Tensione 220 kV

c) Disponibilità di:

- Acqua demineralizzata per il reintegro del ciclo;
- Acqua potabile;
- Acqua per sistema antincendio e per altri servizi;
- Aria compressa per strumentazione e servizi;
- Gasolio per il generatore di emergenza con relativo serbatoio che dia un'autonomia di funzionamento di 24 ore;

2.2.4 Fluidi termovettori

Tra i dati di progetto sono riportate le caratteristiche principali dei fluidi termovettori utilizzati per l'impianto solare

Olio diatermico

La necessità, in molteplici campi industriali, di oli di raffreddamento a portata ad una grande diffusione e diversificazione.

Per lo studio è stato preso come riferimento l'olio VP-1.

Consiste in una miscela le cui caratteristiche fisiche e termodinamiche sono riassunte nella seguente tabella:

Caratteristiche olio diatermico		
Composizione	diphenil ox al 73,5 % biphenil al 26,5 %	
T condensazione	400	°C
T solidificazione	10	°C
<i>Valori a 360°C</i>		
Densità	760	Kg/m ³
Viscosità	0,17	cP
Calore specifico	2	kJ/kg K
Conduktività Termica	0,085	W/mK
Tensione di vapore (15°C)	2,6	Pa

Tabella 2.2.4a Caratteristiche dell'olio diatermico

E' facilmente miscibile ed intercambiabile con altre miscele di diverse percentuali a seconda delle peculiarità dell'impianto in cui viene utilizzato.

Le velocità di percorrenza sono scelte evitando eccessive temperature di contatto, che ne causerebbero frequenti e costose sostituzioni.

Bisogna inoltre dotare ogni sistema di tubazioni di un accumulatore di vapore che raccoglie eventuali frazioni gassose formatesi.

(Le caratteristiche fisiche del fluido al variare della temperatura sono riportate nell'appendice C)

Sali Fusi

Si utilizza una miscela binaria composta da KNO_3 e NaNO_3 . La miscela, non è la migliore dal punto di vista fisico (temperatura di solidificazione delle miscele ternarie con $\text{Ca}(\text{NO}_3)_2 = 120^\circ\text{C}$), ma viene preferita alle altre per il ridotto costo e considerando temperature operative ben al di sopra dei valori di solidificazione.

Caratteristiche Sali fusi		
Composizione	KNO_3	al 40%
	NaNO_3	al 60 %
T max operativa	>600	°C
T solidificazione	220	°C
<i>Valori a 360°C</i>		
Densità	1880	Kg/m ³
Calore specifico	1,5	kJ/kg K
Tensione di vapore (15°C)	<0,01	Pa

Tabella 2.2.4b Caratteristiche dei Sali fusi

Nonostante i vantaggi portati da temperature raggiungibili più elevate può risultare problematico utilizzarli come fluido termovettore in lunghi tratti quali potrebbero essere i collettori in un campo solare per i seguenti motivi:

- Frequenti solidificazioni;
- Necessità di numerosi riscaldatori;
- Danneggiamento a causa dell'espansione;
- Difficoltà nell'avviamento;

Sono invece indicati per i sistemi di accumulo poiché, come definito nel paragrafo (1.2.2.4), la grande massa contenuta nei serbatoi conferisce al sistema una notevole inerzia termica che minimizza eventuali abbassamenti improvvisi di temperatura.

2.3 Taglia e tipologia d'impianto

2.3.1 Taglia d'impianto

Nella definizione della taglia d'impianto, si è considerato un compromesso tra i vantaggi economici di scala offerti dalle maggiori dimensioni e la necessità di contenere la potenzialità entro limiti che assicurano un elevato fattore di carico anche in un contesto di richiesta di potenza non elevata, tipico dei paesi ancora non fortemente sviluppati.

In linea di massima, considerando l'urbanizzazione del paese, si è scelta l'installazione di un impianto di circa 250 MWe di potenza nominale.

Si assume, in questo modo, di poter soddisfare il fabbisogno di energia mantenendo tale impianto ad una percentuale di carico prossima al funzionamento nominale per gran parte del periodo annuo di funzionamento. Bisogna evitare, ove è possibile, funzionamenti a carichi parziali ridotti, penalizzanti per il rendimento complessivo dell'impianto.

Si è quindi definito un impianto che abbia un ciclo a gas di circa 150 MWe e un ciclo a vapore a recupero approssimativamente di 100 MW includendo il contributo proveniente dall'energia solare del impianto solare a concentrazione. I diversi scenari alternativi proposti per questo studio di fattibilità circa la percentuale di energia prodotta da fonte rinnovabile sono:

Taglia impianto solare			
	Caso1	Caso2	Caso3
% rinnovabile	5%	10%	15%
MWe prodotti	12,5	25	37,5
MWt installati	40	80	120

Tabella 3.1a Opzioni di potenza da energia rinnovabile

- **5%:** Tale percentuale è definita come la minima per cui è giustificato lo studio e l'installazione del campo solare
- **15%:** E' la percentuale massima di potenza dal campo solare. Percentuali superiori al 15% comporterebbero una frazione eccessiva della potenza prodotta da fonte solare rispetto alla totale prodotta nel ciclo termico, causando eccessive variazioni di portata nella turbina a vapore in mancanza dell'apporto dell'impianto solare.

2.3.2 Tipologia d'impianto

Alla scelta della taglia di riferimento segue la valutazione di alcune opzioni che riguardano il numero e la potenzialità dei componenti da installare. Per poter definire quale sia la tipologia di riferimento si analizzano i vantaggi e le problematiche di ognuna delle seguenti opzioni:

1 Turbina a gas e 1 Turbina a vapore

Prevede l'installazione di una turbina a gas da 150 MW e di una turbina a vapore di circa 100 MW, dimensionata per poter accogliere la portata di vapore proveniente dell'impianto solare.

(La taglia nominale della turbina varia in relazione alla taglia solare scelta. 100MW sono un valore di riferimento)

L'installazione di un ridotto numero di componenti comporta dei vantaggi economici ma riduce la flessibilità operativa dell'impianto.

Un trip o un previsto periodo di manutenzione della turbina a gas l'impianto causano il fermo dell'impianto per tutto il periodo necessario al ripristino. Nel caso di un sensibile calo della domanda, non potendo ripartire su più macchine lo scempenso di energia richiesta, la turbina a gas deve essere portata a percentuali di carico molto distanti da quello nominale con conseguente calo del rendimento.

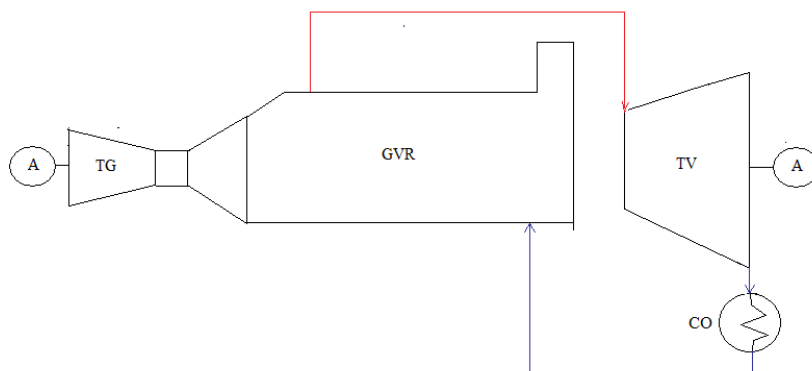


Figura 2.3.2a Schema d'impianto di tipologia 1GT+1TV

2 Turbine a gas e 2 turbine a vapore

Si hanno due turbine a gas da 75 MW e due turbine a vapore da circa 50MW. E' senza dubbio la configurazione più versatile che permette la maggiore flessibilità e il miglior adeguamento alle curve della domanda mantenendosi ad un elevato rendimento. E' caratterizzato però da un elevato costo di installazione a causa del numero doppio di componenti e in caso di un fermo macchina è comunque necessario spegnere l'intero gruppo turbina a gas – turbina a vapore. L'impianto continuerebbe però ad erogare potenza con il ciclo gemello riducendo le perdite economiche dovute ai fermi.

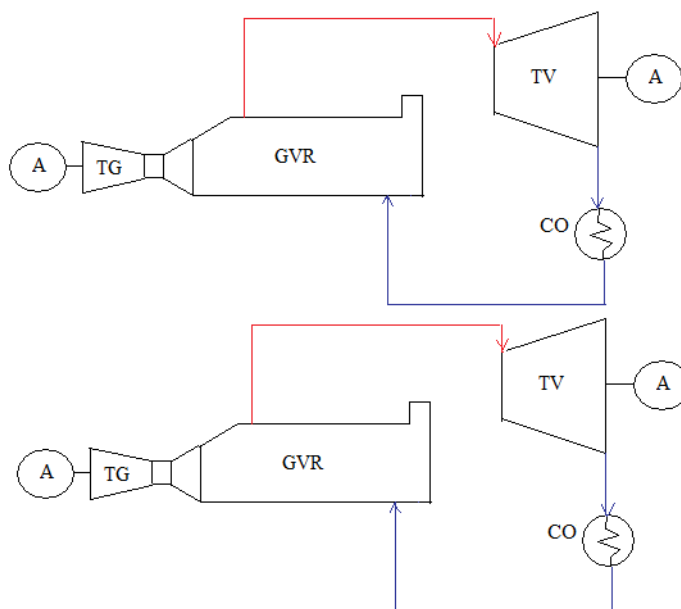


Figura 2. 3.2b Schemad'impianto di ripologia 2TG+2TV

2 turbine a gas e 1 turbina a vapore

Si hanno due turbine a gas da 75 MW e una turbina a vapore da circa 100 MW. Nel caso di trip di una turbina a gas l'impianto continuerebbe a funzionare senza dover prevedere avviamenti della turbina a vapore a freddo, mantenuta in funzionamento ai carichi parziali dalla seconda turbina a gas. La possibilità di poter spegnere una turbina a gas senza fermare la turbina a vapore offre una buona flessibilità d'impianto, che potrebbe soddisfare ridotte richieste di carico mantenendosi ad un buon rendimento. La turbina a vapore di grossa taglia

presenta inoltre un'efficienza migliore rispetto alle due turbine in parallelo grazie a un guadagno di scala maggiore.

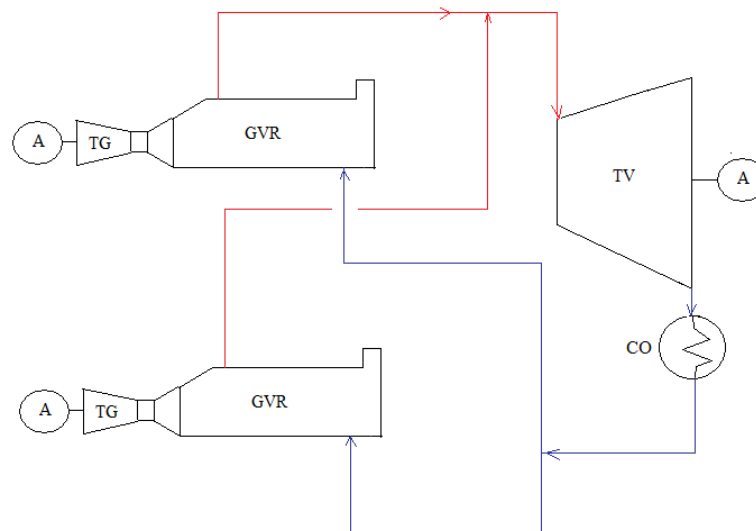


Figura 2.3.2c Schema d'impianto di tipologia 2TG+1TV

Definizione della tipologia d'impianto di riferimento

In seguito alle considerazioni fatte circa la flessibilità operativa delle varie configurazioni, si definisce l'opzione a due turbine a gas e una turbina a vapore come la configurazione di riferimento stabilita per l'impianto.

2.3.3 Sistema di raffreddamento principale

Per lo studio di fattibilità è stato definito un sito per il quale si è deciso di svincolarne la definizione dalla presenza o meno di corsi d'acqua che consentirebbero l'installazione di un condensatore ad acqua o il reintegro di una torre evaporativa. E' perciò previsto l'utilizzo di un condensatore ad aria.

L'eventuale fattibilità dell'impianto risulta essere confermata, nel caso si definisca un sito nel quale è possibile installare un condensatore ad acqua fluente o a torre evaporativa, che innalzerebbero i valori di efficienza totale.

2.3.4 Ipotesi di installazione di un sistema di accumulo

Nell'ambito di questo studio verrà valutata la possibilità dell'installazione di un sistema di accumulo che sia in grado di fornire la potenza termica nelle ore successive al tramonto.

Le ore serali sono caratterizzate da un'elevata richiesta di energia con un'elevata remunerazione al MWh prodotto. E' in queste ore che sarebbe conveniente usufruire dell'apporto solare per fornire il massimo della potenza erogabile anche se in assenza di irradiazione.

Nelle ore notturne la domanda di energia cala sensibilmente con conseguente funzionamento dell'impianto a carichi parziali ridotti e scarsa remunerazione. E' giudicata pertanto non conveniente l'installazione di un sistema di accumulo che sia in grado di sostenere la portata di vapore da impianto solare per l'intero periodo. Esso richiederebbe un dimensionamento doppio del impianto solare e un serbatoio di accumulo di dimensioni notevoli con evidenti problemi di gestione oltre che ingenti costi d'investimento.

Per una valutazione della opportunità tecnico-economica dell'installazione di un sistema di accumulo il presente studio considererà il dimensionamento dello stesso, che dia all'impianto la disponibilità della portata di vapore dell'impianto solare nelle quattro ore successive al tramonto (dalle 18 alle 22).

Capitolo 3

Definizione delle possibili configurazioni impiantistiche

Il presente capitolo porta a stabilire le possibili opzioni d'impianto che sono ritenute plausibili in relazione al luogo di installazione e alla taglia scelta. In particolare, in seguito alla definizione della taglia d'impianto, si identificano le possibili variazioni circa la configurazione dell'impianto a ciclo combinato e dell'impianto solare.

3.1 Scelta turbina a gas

Il modello delle due turbine a gas assunte come riferimento deve soddisfare alcuni requisiti:

- Una potenza nominale di circa 75 MWe;
- Temperature dei gas di scarico che consentano un efficiente ciclo termico a recupero;
- Una ridotta produzione di sostanze inquinanti;
- Una buona disponibilità sul mercato;

I punti precedenti hanno portato a considerare come riferimento due turbine a gas GE Frame 6FA.

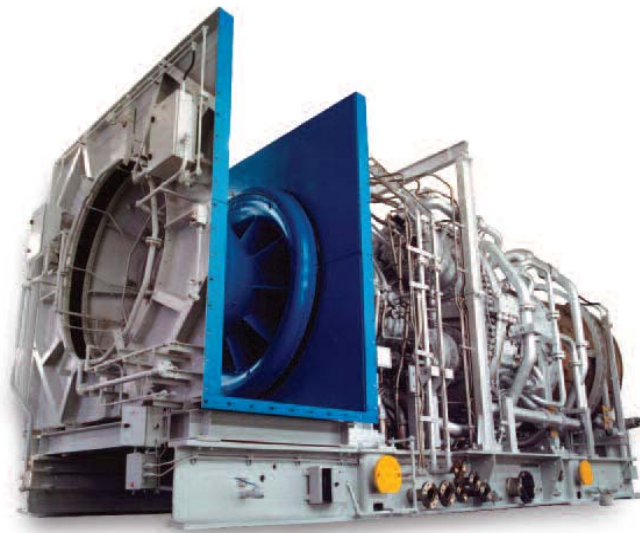


Figura 3.1 Modello di turbina a gas di riferimento (GE frame 6FA)

(I dati specifici riguardanti la turbina di riferimento sono contenuti nell'appendice D)

3.2 Ciclo termico

Lo stato dell'arte dei cicli combinati definisce come i cicli termici più utilizzati quelli a due e a tre livelli di pressione. Specificatamente, per impianti di taglia ridotta, come descritto nell'introduzione, la scelta si sposta verso un utilizzo di caldaie a recupero a due livelli di pressione. Per impianti con taglia maggiore si ha invece l'installazione di caldaie a tre livelli di pressione.

Essendo la taglia scelta per l'impianto 250 MW, in configurazione a due turbine a gas e una a vapore si ha una situazione media, per la quale si considerano entrambe le opzioni ciclo termico a due e a tre livelli di pressione.

Opzione di risurriscaldamento

I dati tecnici forniti dal costruttore (GE) riferiti alla 6FA evidenziano temperature e le portate dei gas di scarico adatte ad un recupero termico con risurriscaldamento. Sono state effettuate simulazioni con il software di calcolo del ciclo combinato con e senza risurriscaldamento ed i risultati hanno confermato la maggior efficienza tecnico – economica dell'opzione .

Livelli di pressione

Livello di bassa pressione

I valori ottimizzati indicati dai costruttori sono di circa 4-5 bar per caldaie a tre livelli di pressione e 7-8 bar per caldaie a due livelli.

Livello di media pressione e del risurriscaldamento

Per quanto riguarda la scelta del livello di media pressione, che viene a coincidere con la pressione di risurriscaldamento, si ha un compromesso tra l'ottimizzazione termodinamica e tecnica. Termodinamicamente al diminuire della pressione di risurriscaldamento si ha una temperatura allo scarico della sezione di alta pressione della turbina a vapore minore. Questo comporta un sensibile aumento del calore ceduto alla linea vapore nella zona a temperatura elevata, con conseguente aumento del rendimento termodinamico.

Il valore della media pressione è ottimizzato in relazione al valore di alta e bassa pressione. Da calcoli preliminari si ottengono, come ottimo, valori prossimi ai 30 bar.

Livello di alta pressione

Le caldaie a recupero possono essere caratterizzate da un ampio range di valori di alta pressione (70- 150 bar). Tali valori variano notevolmente in corrispondenza di diverse taglie del ciclo combinato e di differenti valori di temperatura dei gas di scarico all'uscita della turbina a gas.

Diversi bilanci preliminari hanno portato a definire un ottimo in un range di pressione tra i 90 e i 100 bar. Per garantire una maggior produzione di vapore dal campo solare (questo concetto verrà chiarito nel paragrafo successivo) si sceglie un valore di alta pressione, identico nelle due configurazioni considerate. La tabella successiva riassume i valori di pressione ottimali identificati nelle due configurazioni di caldaia.

Valori di pressione		
	2P [bar]	3P [bar]
LP	7	4
IP e RH	32	32
HP	90	90

Tabella 3.2 Valori di pressione di riferimento

Temperatura massima del ciclo

E' noto che un ciclo termico migliora la sua efficienza all'aumentare della temperatura massima raggiungibile.

In generale, nella fase di studio, si assumono differenze di temperatura di circa 30°C tra la portata di gas in ingresso in caldaia e la portata di vapore surriscaldato in uscita (approach point). Ciò porta a definire come riferimento una temperatura massima di circa 560° C.

3.3 Possibili configurazioni dell'integrazione

In questo paragrafo si delineano le possibili alternative riguardanti le condizioni termodinamiche e i punti di integrazione tra l'impianto solare e il ciclo combinato.

3.3.1 Pressione del vapore prodotto nell'impianto solare termodinamico

La pressione e la temperatura del vapore proveniente dal campo solare devono avere valori tali da consentire la miscelazione dei flussi. Conseguentemente i valori di pressione del vapore prodotto nell'impianto solare sono i medesimi dei livelli di pressione del ciclo.

Si delineano le opzioni di produzione di vapore ad alta pressione (90 bar) e di media pressione (32 bar).

3.3.2 Condizioni di prelievo dell'acqua alimento per il campo solare

L'efficienza di conversione solare/termica dei concentratori parabolici dipende strettamente dalla temperatura di ritorno del fluido termovettore.

Vengono riportati in seguito i parametri di temperatura indicati per mantenere un'elevata efficienza sia di scambio termico nel generatore sia nei collettori solari. In particolare nel generatore di vapore bisogna prestare particolare attenzione alla differenza che si ha tra la temperatura di evaporazione dell'acqua e la temperatura che l'olio diatermico ha in quella sezione dello scambiatore (pinch point).

Valori di progetto	
T Vapore prodotto	350 °C
Pinch point minimo	20 °C
T Ingresso Olio	395 °C
T Uscita Olio	300 °C

Tabella 3.3.2a Valori di progetto del generatore di vapore solare

Il punto di immissione del vapore, sia che esso si a ad alta o a media pressione avviene nelle sezioni della caldaia caratterizzate da valori prossimi alla temperatura di 350°C. In particolare il vapore di alta pressione viene immesso, sia nella caldaia a due e a tre livelli, nel corpo cilindrico dell'evaporatore di alta pressione. Nell'opzione di produzione di vapore di media pressione si ha un

punto di immissione della linea di surriscaldamento, nella caldaia a tre livelli di pressione, e di risuriscaldamento nella caldaia a due livelli di pressione.

Di seguito vengono rappresentati i diagrammi di scambio termico delle possibili opzioni di integrazione del vapore prodotto dall'impianto solare con la caldaia del ciclo combinato tradizionale.

In generale gli effetti delle diverse integrazioni sono qualitativamente identici in tutte le configurazioni impiantistiche.

Sono pertanto riportati solo i diagrammi di scambio termico delle diverse integrazioni tra una caldaia a due livelli di pressione con un vapore proveniente dall'impianto solare di alta pressione.

***Ciclo Combinato tradizionale senza apporto solare
($T_{camino} 110\text{ °C}$)***

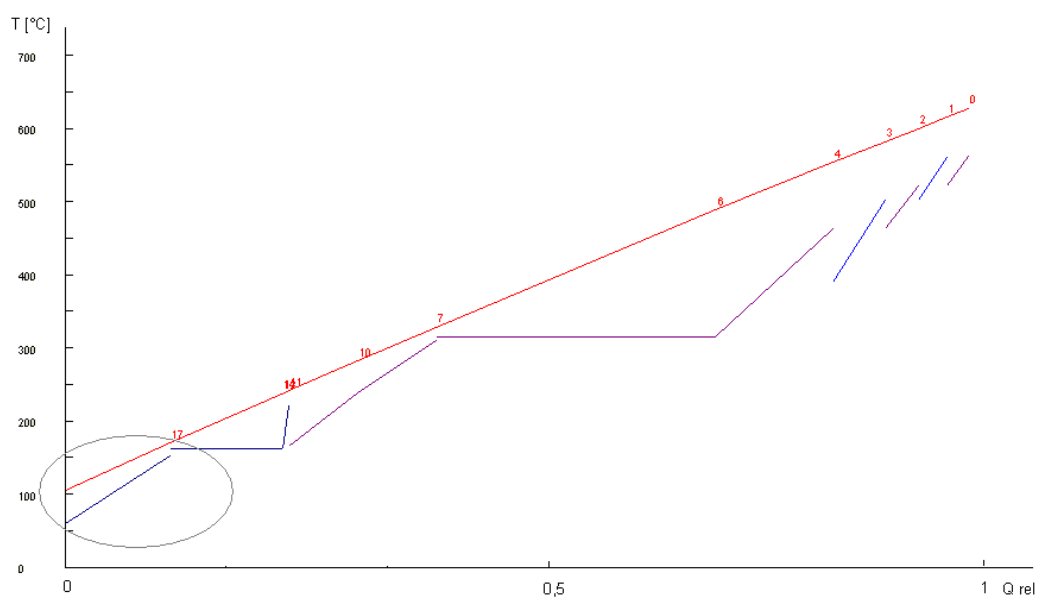


Figura 3.3.2b Diagramma T-Q della caldaia tradizionale

**Ciclo Integrato con prelievo acqua a valle del condensatore
($T_{camino} 120^{\circ}C$)**

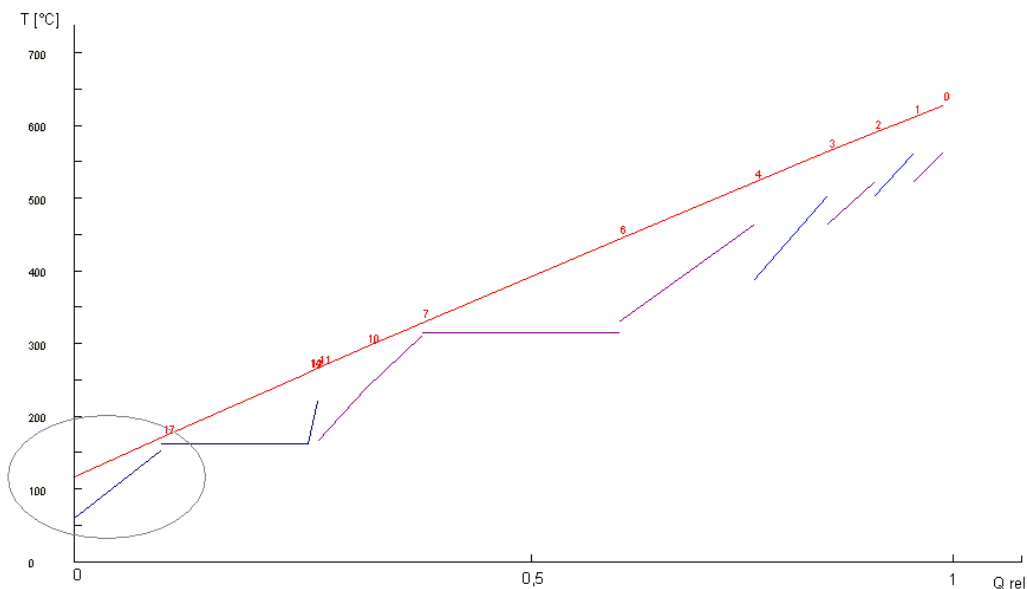


Figura 3.3.2c Diagramma T-Q della caldaia con prelievo acqua a valle condensatore

**Ciclo integrato con prelievo dell'acqua nella zona di preriscaldamento
($T_{camino} 90^{\circ}C$)**

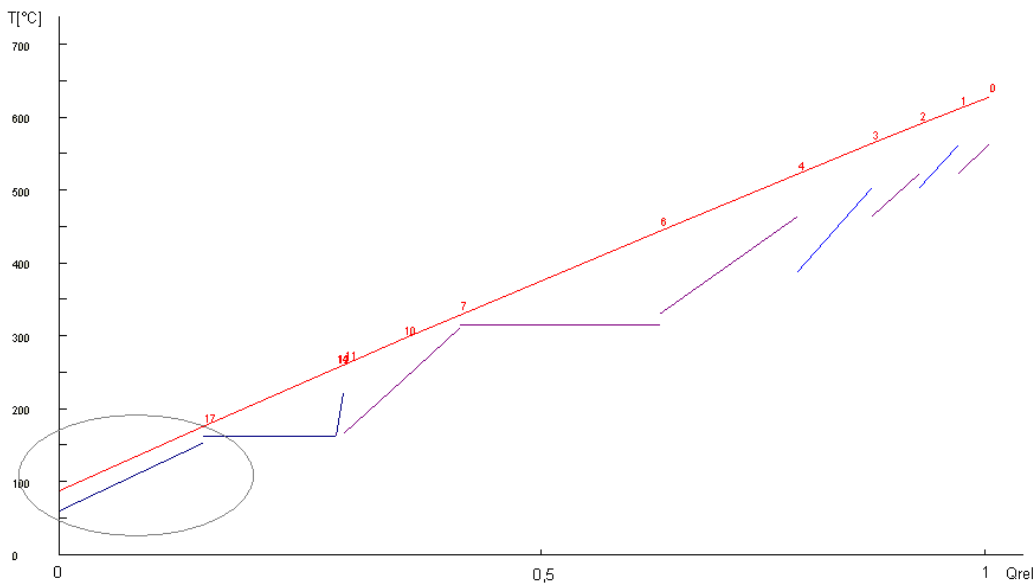


Figura 3.3.2d Diagramma T-Q della caldaia con prelievo acqua preriscaldato

A parità di temperatura dei gas combusti in ingresso, la temperatura che essi hanno al camino è indice di una più o meno efficiente cessione di calore dai fumi al vapore.

Il secondo caso, comparato al ciclo tradizionale, presenta un aumento della temperatura dei gas al camino, evidenziando un peggioramento del rendimento di recupero del ciclo termico.

Ciò è dovuto ad un eccessivo scompenso delle portate che attraversano i banchi della zona calda in della caldaia rispetto a quelle che si trovano a temperature inferiori.

Il calore nella fase dell'economizzazione può essere recuperato grazie al preriscaldamento in caldaia della portata di acqua destinata all'impianto solare. Nel terzo caso si evidenzia, infatti, una diminuzione della temperatura al camino di circa 30 °C consentendo un recupero di calore per il 6% maggiore.

Si definisce per questo studio, come metodo di integrazione, il prelievo di acqua in un determinato punto della linea di preriscaldamento - economizzazione e l'immissione del vapore di ritorno dall'impianto solare nella zona dei surriscaldatori in caldaia.

L'efficienza del campo solare aumenta con il crescere della temperatura di ingresso dell'acqua nel generatore di vapore. La temperatura ottimale a cui prelevare l'acqua sarebbe quella massima che consenta però il mantenimento del ΔT pinch point di progetto.

In quest'ottica si avrebbe, nel caso di media pressione ($T_{eva} = 243^\circ\text{C}$), la possibilità di prelevare l'acqua ad una temperatura prossima a quella di evaporazione. Con l'alta pressione si avrebbe la temperatura massima di prelievo, per garantire un ΔT pinch minimo di 20 °C, di circa 180°C.

Scegliendo come punto di prelievo le sezioni di economizzazione, nei punti caratterizzati dai valori di temperatura scelti, si avrebbero complicazioni tecniche dovute alla sensibile variazione di portata nei banchi nel caso di presenza o di assenza dell'apporto solare. Si necessiterebbero perciò portate continue di attemperamento che evitano un eccessivo surriscaldamento dei fasci tubieri.

Il punto di prelievo che comporta i minori problemi tecnici è a valle del corpo cilindrico di bassa pressione sulla linea di mandata delle pompe alimento caldaia, evitando l'installazione di pompe aggiuntive per l'alimento del campo solare.

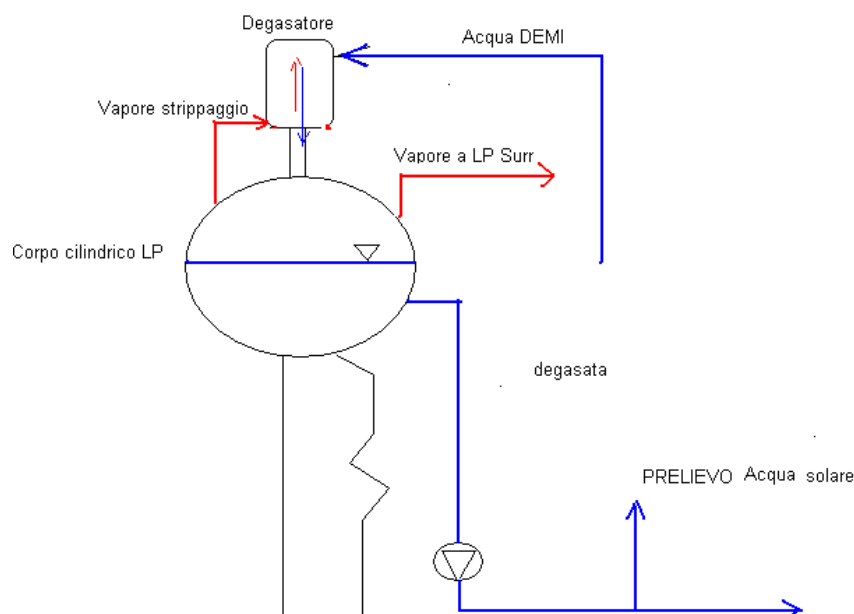


Figura 3.3.2e Punto di prelievo dell'acqua di alimento impinato solare

3.3.3 Condizioni di immissione del vapore dall'impianto solare

Temperatura

Nella definizione dello schema d'impianto è importante scegliere, per l'immissione del vapore proveniente dal campo solare dei punti adeguati. Le due portate che vanno a miscelarsi devono infatti avere caratteristiche termodinamiche simili.

Per quanto riguarda il controllo in temperatura è molto difficile far coincidere i valori nei diversi punti di immissione. A seconda delle condizioni operative si possono avere infatti variazioni sensibili di tali valori. In un'analisi di primo principio si ha di fatto una conservazione della potenza termica totale :

$$m_1 h_1 + m_2 h_2 = (m_1 + m_2) h_3$$

Dove:

m_1 = portata di vapore da impianto solare;

h_1 = entalpia vapore da solare;

m_2 = portata di vapore prodotto in caldaia;

h_2 = entalpia vapore prodotto in caldaia;

h_3 = entalpia della miscela delle due portate;

La temperatura della miscela T₃ coinciderà, con un buon grado di approssimazione, con la media pesata delle temperature sulle portate iniziali.

$$m_1 T_1 + m_2 T_2 = (m_1 + m_2) T_3$$

Dove:

m₁ = portata di vapore da impianto solare;

T₁ = temperatura vapore da solare;

m₂ = portata di vapore prodotto in caldaia;

T₂ = temperatura vapore prodotto in caldaia;

T₃ = temperatura della miscela delle due portate;

Non si considera pertanto un problema la miscelazione di due flussi a temperature diverse.

Si preferisce, per minimizzare le perdite, miscelare il vapore dal campo solare in un punto dove esso abbia una temperatura maggiore rispetto al vapore proveniente dalla caldaia.

Pressione

Le portate che vanno ad unirsi necessitano i medesimi valori di pressione.

Un sistema di valvole garantisce il raggiungimento dei valori di pressione in ingresso nel generatore di vapore per avere, considerando le perdite di carico, valori prossimi a quelli che si hanno nel punto di immissione in caldaia.

3.3.4 Determinazione delle portate di vapore massime dall'impianto solare

In questo paragrafo si definiscono le portate massime che, in corrispondenza delle varie taglie del campo solare, giungono in caldaia nel mese caratterizzato da maggior irradiazione solare.

La portata è calcolata conoscendo le entalpie di prelievo e di uscita dal generatore di vapore dell'impianto solare. Le temperature sono note e, in condizioni di design, si assumono approssimativamente perdite di carico nel generatore di vapore pari a 5 bar.

Valori ingresso e uscita dal generatore			
	$T_{spill} [^{\circ}C]$	$P_{in} [bar]$	$P_{out} [bar]$
HP2P	165	96	91
HP3P	143	96	91
IP2P	165	38	33
IP3P	143	38	33

Tabella 3.3.4a Condizioni termodinamiche di prelievo dell'acqua

La portata di vapore si ottiene dal bilancio energetico:

$$M_{vap} = \frac{P_{sol}}{dh_{(out-in)}}$$

Dove:

M_{vap} = portata di vapore;

P_{sol} = Potenza termica al generatore;

Dh = salto entalpico del vapore;

Avendo la portata si calcola il valore del ΔT pinch e si verifica che esso sia superiore ai 20 °C, definiti al costruttore del generatore.

Due livelli di pressione

Portate nel caso 2P				ΔT pinch
P solare	40 MWt	80MWt	120MWt	[°C]
Alta pressione	64	128	192	23,5
Media pressione	60	119	179	71,8

Tabella 3.3.4b Portate di vapore dall’impianto solare di progetto

Il grafico seguente riassume lo scambio termico nel generatore di vapore nel caso HP (rosso) e IP (blu), in azzurro è rappresentato lo scambio termico dell’olio diatermico:

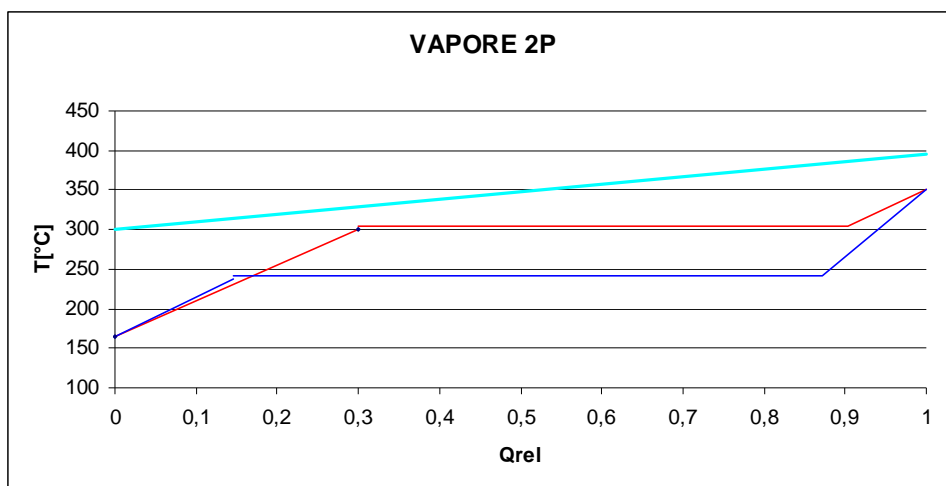


Figura3.3.4a Diagramma T-Q Generatore di vapore

Dal grafico si evidenzia come il maggior avvicinamento tra la line olio e la linea del vapore di alta pressione rispetto al vapore di media pressione comporta un aumento dell’efficienza di scambio e la produzione di una portata maggiore.

Tre livelli di pressione

Portate nel caso 3P				ΔT pinch
P solare	40 MWt	80MWt	120MWt	[°C]
Alta pressione	61	122	184	26,1
Media pressione	58	115	173	74,9

Tabella 3.3.4c Portate di vapore dall'impianto solare di progetto

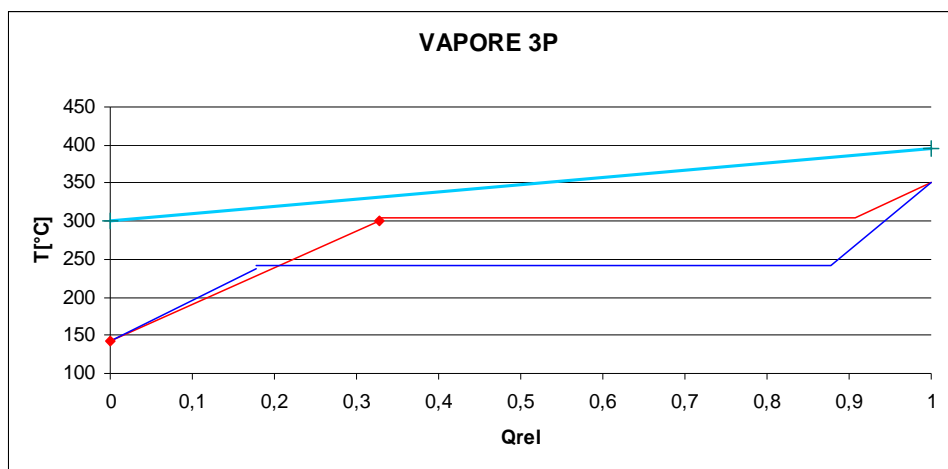


Figura3.3.4b Diagramma T-Q Generatore di vapore

I grafici differiscono solamente per quanto riguarda la temperatura di prelievo dell'acqua destinata al campo solare, inferiore di 22°C nella caldaia a tre livelli di pressione.

3.3.5 Determinazione delle portate medie annue e della superficie riflettente

Portata media

A parità di taglia del campo solare la potenza prodotta da esso varia durante l'anno poiché dipende dalla irradianza che giunge sulla terra.

Il campo viene pertanto dimensionato per fornire le potenze termiche di progetto in corrispondenza dell'irradiazione giornaliera massima (mese di luglio).Ciò implica l'installazione di una minore superficie degli specchi che causa, nei mesi caratterizzati da una minore irradiazione, una diminuzione della portata di vapore prodotta.

L'eventuale dimensionamento del campo sull'irradiazione media consentirebbe una produzione media annua di vapore prossima ai valori nominali. Comporterebbe però l'installazione di una più estesa superficie riflettente e la messa fuori fuoco di una frazione di essa per un periodo di circa sei mesi all'anno con evidenti svantaggi economici.

Da studi precedentemente svolti, per i quali si avevano a disposizione dati riguardanti gli andamenti della produzione di vapore, si è verificata una linearità tra il valore dell'irradiazione media, la potenza termica e la portata di vapore prodotta in un determinato mese.

Si assume quindi che il rapporto tra l'irradiazione media annua e l'irradiazione massima sia eguale al rapporto tra la portata media che si avrà durante tutto l'anno e la portata massima che si ha nel mese di luglio.

$$M_m = M_{\max} \frac{I_m}{I_{\max}}$$

Dove:

M_m = portata media prodotta I_m = irradiazione media;
 M_{\max} = portata di progetto; I_{\max} = irradiazione massima;

Valori di irradiazione	
Irradiazione massima (luglio)	8,03 [Kwh/m ² d]
Irradiazione media annua	6,34 [kWh/m ² d]
Rapporto IRR media/ massima	0,79

Tabella 3.3.5a Valori di riferimento dell'irradiazione

La potenza termica e la portata media sono pari al 79% dei valori nominali di progetto che si hanno nel mese di luglio.

I valori di irradiazione riportati nella tabella precedente sono definiti dalla media delle 12 ore diurne.

Nel calcolo sono considerati anche l'alba e il tramonto che, essendo caratterizzati da livelli di irradiazione modesti, abbassano il valore medio che si avrebbe nelle ore di piena insolazione (dalle 8 alla 16). Nelle valutazioni successive si utilizza perciò un valore minore di irradiazione ma considerato disponibile per un tempo maggiore (12 ore). Essendo le analisi svolte in regime stazionario non sono considerati gli sfasamenti tra l'andamento dell'irradiazione e della produzione di vapore.

Essendo eventuali errori, derivanti dalle approssimazioni assunte, comuni ad ogni configurazione, non si ritiene che essi incidano significativamente sulle analisi successive.

Portate medie nel caso 2P [t/h]			
<i>Potenza sol</i>	<i>40 MWt</i>	<i>80MWt</i>	<i>120MWt</i>
Alta pressione	51	102	153
Media pressione	47	94	141
Portate medie nel caso 3P [t/h]			
Alta pressione	48	96	145
Media pressione	46	91	137

Tabella 3.3.5b Portate di vapore dell'impianto solare medie annua

Superficie riflettente

La seguente tabella riassume i fattori che influenzano la conversione dell'energia solare fornita in energia termica resa disponibile al generatore di vapore:

Efficienza solare / termico	
<i>Parametri di efficienza</i>	<i>Valori</i>
Angolo d'incidenza	0,873
Disponibilità del campo	0,99
Ombreggiatura specchi	0,92
Sistema di inseguimento	0,992
Accuratezza geometrica	0,98
Riflettività degli specchi	0,93
Pulizia degli specchi	0,95
Ombreggiatura soffietti	0,97
Ploveri	0,98
Trasmittanza del tubo	0,96
Assorbimento radiazione	0,96
Efficienza di assorbimento	0,598
Perdite termiche ricevitore	0,862
Perdite termiche collettori	0,96
Efficienza totale	0,495

Tabella 3.3.5c Fattori di dispersione dell'energia solare

Il giorno medio di luglio, nel quale è dimensionata la superficie, è caratterizzato da 8,03 [kWh/m²d] che corrisponde ad un' irradianza di 670 [W/m²].

L' estensione della superficie riflettente si basa sulla seguente relazione:

$$S = \frac{P}{I \cdot Eff}$$

Dove:

S = superficie riflettente necessaria;

P = potenza nominale dell'impianto solare;

I = irradianza nominale del sito;

Eff = efficienza totale di conversione energia solare / termica;

Potenza nominale	40MWt	80MWt	120MWt
Superficie [m²]	120759	241519	362278

Tabella 3.3.5d Superfici riflettenti di progetto

3.4 Definizione alternative

Si delineano quindi differenti tipologie di impianto che riguardano la scelta dei livelli di pressione della caldaia e della pressione del vapore proveniente dal campo solare:

- **HP3P**: caldaia a tre livelli di pressione con produzione di vapore solare di alta pressione
- **HP2P**: caldaia a due livelli di pressione con produzione di vapore solare di alta pressione
- **IP3P**: caldaia a tre livelli di pressione con produzione di vapore solare di media pressione
- **IP2P**: caldaia a due livelli di pressione con produzione di vapore solare di media pressione

Le seguenti figure rappresentano la disposizione indicativa delle diverse sezioni della caldaia, definite in modo da garantire la minima differenza di temperatura tra la linea fumi e la linea vapore dei diversi livelli di pressione.

La disposizione di riferimento è definita dal software di calcolo in modo da massimizzare la produzione di vapore mantenendo, come parametri fissati, i valori di pinch point dei vari livelli di pressione.

Vengono riportati i punti dove avviene l'estrazione dell'acqua e l'immissione del vapore dell'impianto solare in entrambe le opzioni di pressione del vapore dall'impianto solare.

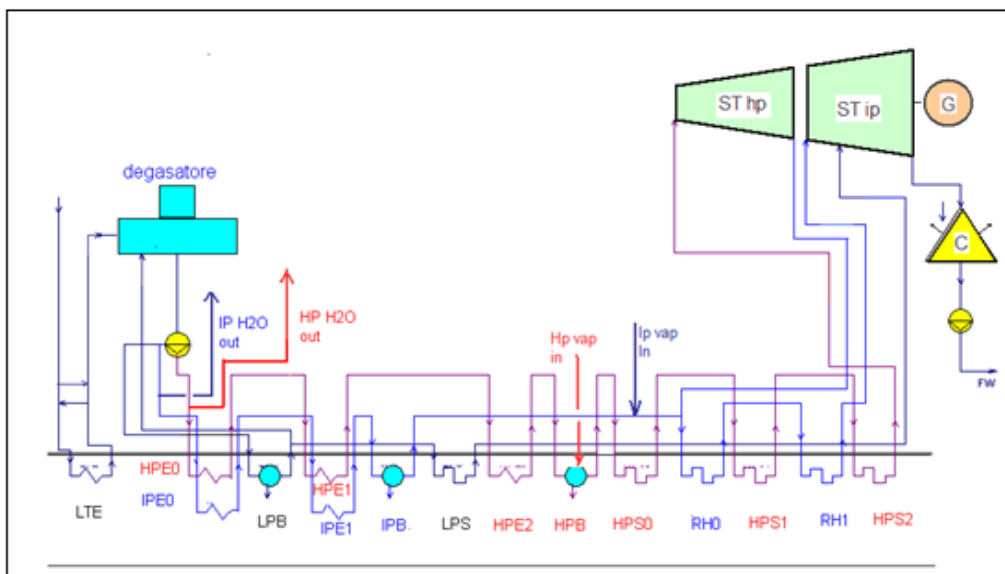


Figura 3.4a Ciclo a vapore a tre livelli di pressione e Risurriscaldamento

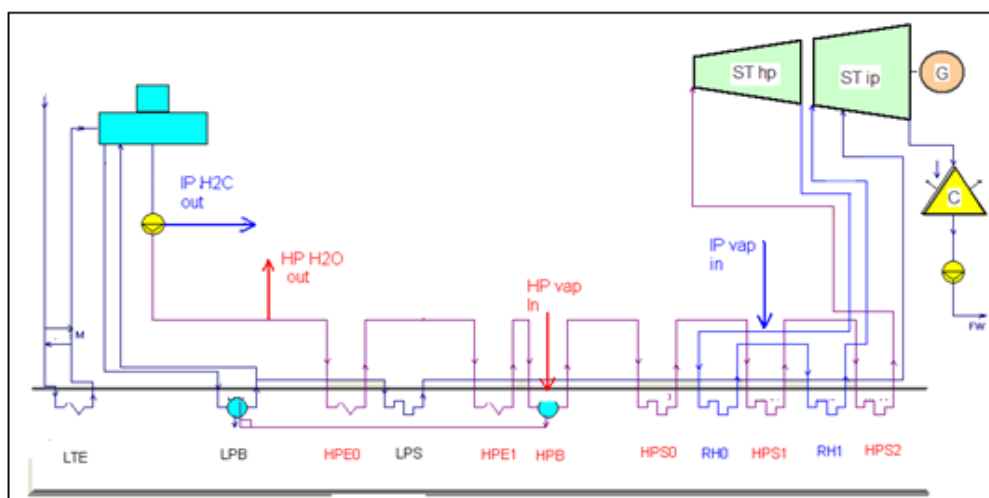


Figura 3.4b Ciclo a vapore con 2 livelli di pressione e Risurriscaldamento

Considerazioni

I precedenti schemi mostrano la configurazione generale del ciclo termico. Le due opzioni sono sostanzialmente identiche per quanto riguarda i componenti principali. Differiscono solamente per la presenza, nella caldaia a tre livelli di pressione, del livello di media pressione che va a congiungersi con il sistema di risurriscaldamento. Nella caldaia a due livelli di pressione, l'assenza del livello di media pressione consente una più semplice disposizione delle diverse sezioni della caldaia.

Per quanto riguarda i punti specifici di prelievo dell'acqua destinata al generatore di vapore dell'impianto solare si ha, nell'opzione di alta pressione, in entrambe le tipologie di caldaia, un prelievo a valle della pompa di alimento, nella connessione tra degasatore e la prima sezione di economizzazione (HPE0). Nell'opzione di media pressione, con caldaia a tre livelli di pressione si ha il punto di prelievo a valle dello spillamento della pompa di alimento alla pressione desiderata. Nella caldaia a due livelli di pressione, pur non essendo presente il livello di media pressione si predispone in caldaia una pompa integrale con spillamento di media pressione per la portata destinata all'impianto solare.

Capitolo 4

Analisi delle alternative e selezione della configurazione

Le analisi numeriche contenute in questo capitolo permettono la definizione dell'impianto che, tra le alternative proposte nel capitolo precedente, è caratterizzato da una maggiore efficienza. La valutazione dell'impianto si basa su un confronto tra le potenze erogabili e le efficienze di sfruttamento sia del combustibile fossile sia dell'apporto solare.

Per la valutazione della taglia dell'impianto solare più redditizia, essendo ingenti gli investimenti richiesti, è necessaria un'analisi economica specifica successiva alla determinazione della configurazione.

4.1.1 Calcolo delle potenze

Con il paragrafo precedente si è completata la definizione delle caratteristiche specifiche di ogni tipologia di impianto. E' ora possibile effettuare delle simulazioni circa le potenze erogabili e le efficienze che i vari impianti possono raggiungere.

Potenza Ciclo Combinato tradizionale			
<i>2livelli di pressione</i>			
	<i>Giorno</i>	<i>Notte</i>	<i>Media</i>
[MWe]	214,8	217,1	215,9
Eff LHV%	51,3	51,4	51,35
<i>3 livelli di pressione</i>			
[MWe]	216,3	218,8	217,5
Eff LHV%	51,7	51,8	51,75

Tabella 4.1.1a Potenza ed efficienza del ciclo combinato tradizionale

Tutte le valutazioni sono svolte alle condizioni ambientali medie diurne e notturne, considerando, come apporto dall'impianto solare la portata media annua prodotta.

Si ritengono tali ipotesi rappresentative dell'effettivo funzionamento medio annuo dell'impianto.

Potenza Impianto integrato						
Taglia sol	40 MWt		80 MWt		120MWt	
	Solare	no solare	Solare	no solare	Solare	no solare
<i>HP2P</i>						
[MWe]	226,3	216,8	237,8	215	248,2	211,9
Eff LHV%	54,14	51,35	56,9	50,94	59,39	50,19
<i>IP2P</i>						
[MWe]	225,1	217,8	234,1	216,1	242,9	214,4
Eff LHV%	53,86	51,6	56,02	51,25	58,11	50,79
<i>HP3P</i>						
[MWe]	225,8	216,4	237,4	214,5	248,7	212,7
Eff LHV%	54,03	51,45	55,9	51,09	58,07	50,66
<i>IP3P</i>						
[MWe]	224,1	217,2	233,4	215,6	242,4	213,8
Eff LHV%	53,65	51,45	55,9	51,09	58,07	50,66

Tabella 4.1.1b Potenza e rendimento dell'impianto integrato

Per valutare quale sia la potenza sul totale che può essere attribuita all'apporto del vapore dall'impianto solare si considera la differenza tra la potenza prodotta nel caso di ciclo integrato rispetto alla potenza che verrebbe erogata da un ciclo combinato tradizionale nelle medesime condizioni operative.

$$P_{sol} = P_{tot} - P_{cc}$$

Dove:

- P sol: potenza attribuibile all'impianto solare;
- P tot: potenza totale;
- P cc: potenza che caratterizzerebbe un ciclo combinato tradizionale nelle medesime condizioni;

Potenza solare [Mwe]			
Taglia sol	40MWt	80MWt	120MWt
HP2P	11,4	23	33,4
IP2P	10,3	19,3	28,1
HP3P	9,5	21,2	32,4
IP3P	7,8	17,1	26,1

Tabella 4.1.1c Potenza attribuibile alla fonte solare

Il grafico seguente mostra gli andamenti delle potenze attribuibili a fonte rinnovabile al variare della taglia d'impianto solare integrato:

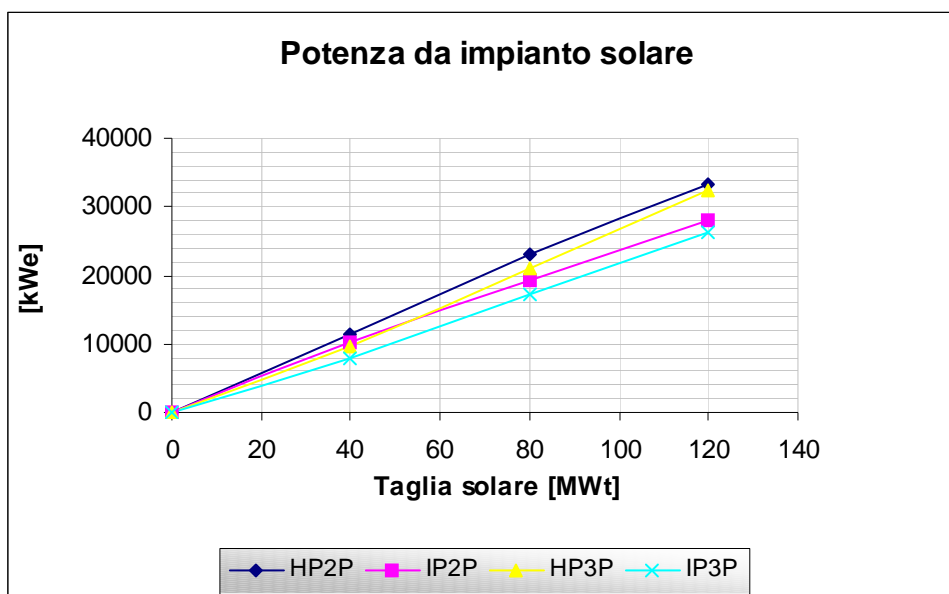


Figura 4.1.1a Potenza attribuibile alla fonte solare

Dai dati si evidenzia un maggior sfruttamento dell'apporto negli impianti che utilizzano vapore di alta pressione. Il divario aumenta al crescere della taglia solare.

L'alta pressione del vapore prodotto nell'impianto solare consente una maggior produzione di potenza. Il vapore può infatti compiere un salto entalpico decisamente essendo elaborato anche nella sezione di alta pressione della turbina a vapore.

La configurazione di caldaia a due livelli di pressione consente, a parità di pressione del vapore prodotto nell'impianto solare, valori di potenza maggiori. Ciò è dovuto alla taglia media delle turbine a gas installate che, in caso di un impianto a tre livelli di pressione non consente portate di gas combustibili sufficienti per una buona produzione del vapore di media pressione in caldaia.

I cicli termici a tre livelli di pressione, in questo range di potenza, risentono dell'aumento del calore ceduto nella zona di surriscaldamento e di risurriscaldamento della caldaia. Di fatto la diminuzione della potenza termica disponibile nei banchi di a pressione inferiore comporta il quasi azzeramento della portata di vapore prodotta.

E' possibile, in determinate condizioni di funzionamento, che il livello di media pressione non produce vapore. Viene pertanto ritenuta non opportuna tale configurazione di caldaia a recupero.

Di seguito sono riportate le potenze che i vari impianti forniscono quando si trovano ad operare in condizioni di off design senza l'apporto di vapore proveniente dal campo solare:

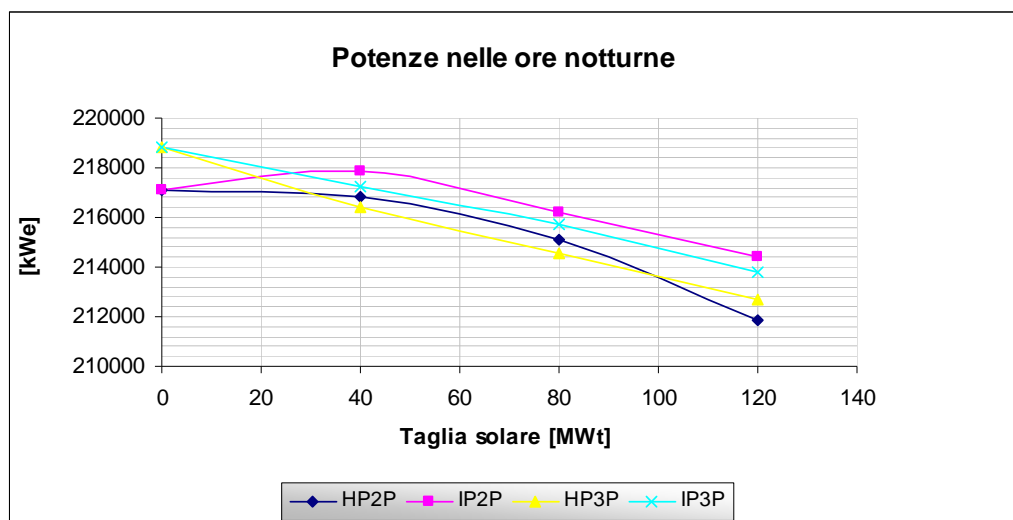


Figura 4.1.1b Potenza erogabile nelle ore notturne

In condizione di off design notturno o comunque in assenza dell'apporto solare si verifica un calo della potenza media prodotta all'aumentare della taglia del campo solare installata. Questo andamento interessa in generale tutte le configurazioni ed è principalmente dovuto alla maggior frazione di vapore che viene a mancare con una conseguente diminuzione del rendimento isoentropico della turbina a vapore. La superficie di scambio termico, dimensionata sulla portata massima, risulta essere eccessiva nel caso in cui nei fasci tuberi circolasse una quantità di vapore sensibilmente minore. Si ha di conseguenza un eccessivo surriscaldamento del vapore circolante nei banchi che necessita perciò di portate di attemperamento prossime al 10% della portata totale che contribuiscono alla generale diminuzione di rendimento.

A causa delle minori portate, gli impianti che utilizzano un vapore di media pressione risentono meno dell'allontanamento dalle condizioni di design. Si evidenzia inoltre come l'impianto a due livelli di pressione riesca a mantenere un output maggiore rispetto all'impianto a tre livelli di pressione sia con un vapore di alta pressione che di media. E' interessante notare come nella configurazione IP2P si abbia un aumento del rendimento nonostante ci si allontani dalle condizioni di design. Ciò è dovuto al fatto che, in caso di potenze solari ridotte, l'impianto risente maggiormente dei vantaggi portati dall'installazione di una turbina a vapore di taglia maggiore, con rendimento

isoentropico più elevato, piuttosto che degli svantaggi portati dall'allontanamento dal design.

4.1.2 Efficienze

Si analizzano ora i rendimenti delle diverse configurazioni d'impianto al variare della taglia solare installata. In particolare si delineano le efficienze che porteranno alla scelta della tipologia di impianto di riferimento:

- Efficienza di sfruttamento della potenza termica solare: esprime la bontà del ciclo termico che permette la produzione di energia elettrica dall'energia termica del generatore di vapore dell'impianto solare;

$$Eff_{ter} = \frac{P_{sol}}{P_t}$$

Dove :

Eff ter = efficienza termica media annua dello sfruttamento della potenza termica;

P sol = potenza elettrica media attribuibile alla fonte solare;

Pter = potenza termica media fornita dal generatore di vapore;

- Efficienza totale del campo solare: che esprime quanto una tipologia di impianto sia in grado di sfruttare l'energia solare che viene raccolta dal campo solare;

$$Eff_{sol} = \frac{P_{sol}}{S \cdot I_m}$$

Dove :

Eff sol = efficienza totale media annua dello sfruttamento della potenza solare;

P sol = potenza media attribuibile alla fonte solare;

S = superficie riflettente installata;

Im = irradianza media annua;

- Efficienza totale: ottenuta dalla media ponderata del rendimento notturno e diurno sulle rispettive ore di funzionamento;

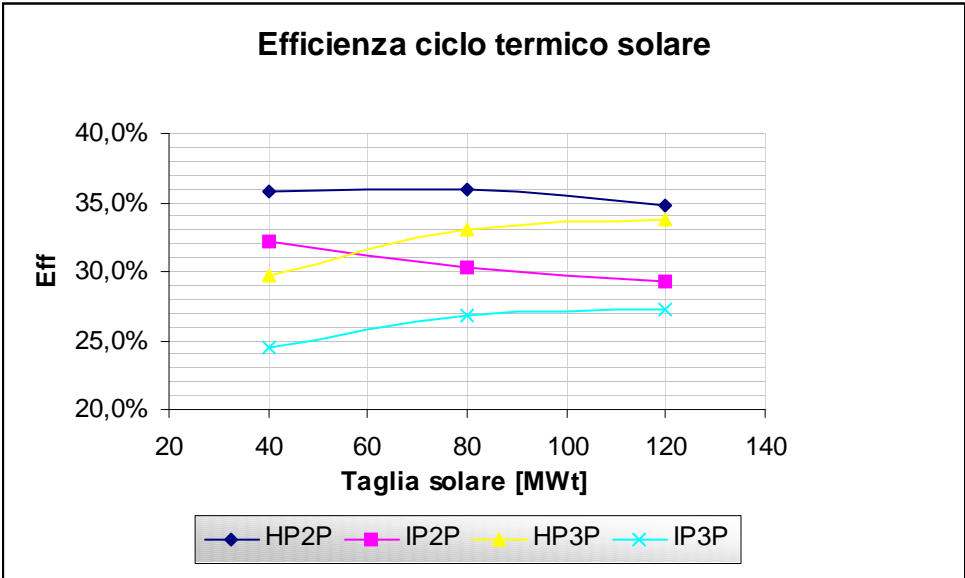


Figura 4.1.2 a Efficienza di sfruttamento della potenza termica

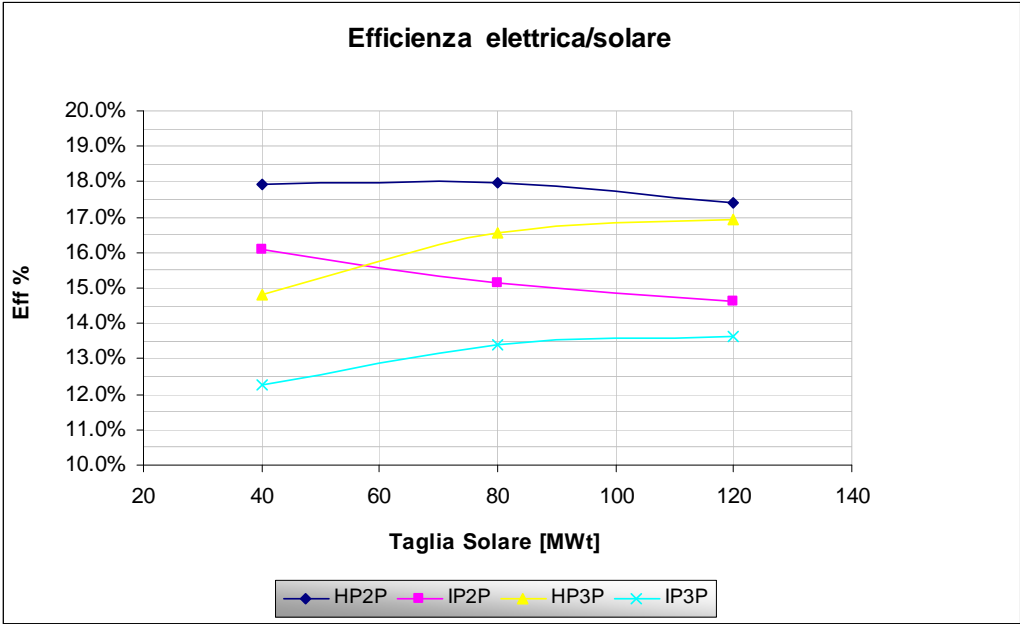


Figura 4.1.2 b Efficienza totale solare

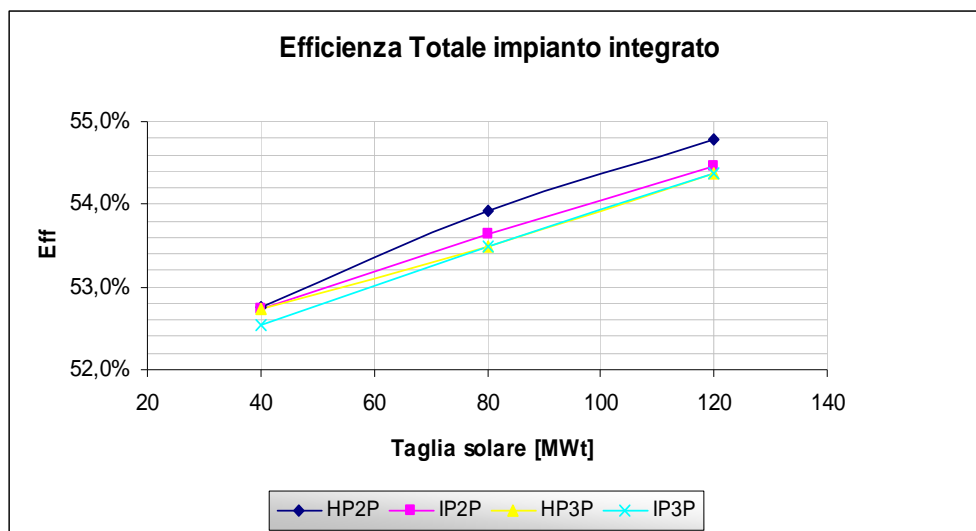


Figura 4.1.2b Efficienza totale dell'impianto

Dai grafici si nota chiaramente come l'impianto HP2P abbia, in corrispondenza di tutte le taglie solari, una maggior capacità di sfruttamento dell'apporto solare che causa un notevole innalzamento del rendimento medio di tale configurazione. Il miglioramento dell'HP3P al crescere della taglia solare viene compensato da un sensibile peggioramento dell'efficienza nelle ore notturne.

4.1.3 Selezione della configurazione di riferimento

Per quanto riguarda i costi, a parità di taglia solare, si ha un aumento dell'investimento passando dal 2P al 3P mentre non vi è una differenza rilevante tra il campo solare a media o ad alta pressione. Essi differiscono soltanto per una piccola percentuale del costo del generatore di vapore.

Si ritiene perciò che la configurazione HP2P, con rendimento totale più elevato, in tutta la vita utile, dei guadagni e quindi degli indici di rientro del capitale nettamente superiori senza dover ricorrere ad un'analisi economica preliminare. Non sono stati svolti calcoli riguardanti l'accumulo poiché esso non avrebbe effetti sulla scelta della configurazione migliore.

L'installazione di un sistema di accumulo amplificherebbe la capacità di sfruttamento dell'apporto solare e diminuirebbe gli effetti di off design, favorendo maggiormente l'utilizzo di vapore prodotto nell'impianto solare di alta pressione.

Di conseguenza l'installazione dell'accumulo confermerebbe maggiormente la scelta dell'HP2P come impianto migliore per efficienza e redditività.

In definitiva si delinea l'HP2P come impianto di riferimento sul quale si svolge lo studio di fattibilità.

4.1.4 Potenze erogate con sistema di accumulo

Per effettuare l'analisi economica si calcolano le potenze erogate dall'impianto HP2P nell'ipotesi dell'installazione di un sistema di accumulo.

Per quanto riguarda l'apporto solare si considera la portata media stabilita nell'analisi precedente che viene messa a disposizione anche nelle ore serali.

La tabella in seguito riassume le potenze prodotte e le efficienze raggiunte nei tre diversi periodi del giorno.

Ptenza nelle ore di accumulo				
<i>Taglia solare</i>		<i>40MWt</i>	<i>80MWt</i>	<i>120MWt</i>
Dalle 6 alle 18	[kWe]	226,3	237,8	248,2
	[Eff%]	54,1	56,9	59,4
Dalle 18 alle 22	[kWe]	226,0	237,1	247,3
	[Eff%]	54,2	56,9	59,4
Dalle 22 alle 6	[kWe]	218,7	216,6	213,3
	[Eff%]	51,4	50,9	50,2

Tabella 4.1.4 Potenza e rendimento dell'impianto nelle ore di accumulo

Le potenze variano lievemente a causa della modesta differenza di temperatura operativa. La differenza sta nel calcolo dei MWh annui prodotti da combustibile fossile e da fonte rinnovabile, la quale mostra un incremento di circa il 33 %.

4.2 Analisi economica

L'analisi mira a stabilire quale sia la taglia solare che risulti più redditizia nel corso della vita utile.

Si effettuerà un'analisi in parallelo tra l'opzione di assenza di accumulo e l'opzione di installazione di un sistema di accumulo di 4 ore.

Non vengono, a questo livello di specificità, considerati i costi di preparazione sito, rete elettrica, autorizzazioni, facilities per le attività in sito in quanto, essendo comuni a tutte le opzioni impiantistiche, si ritiene che essi non influenzino la valutazione dell'opzione di riferimento.

I risultati dell'analisi economica vanno pertanto interpretati non come assoluti ma relativi tra i diversi impianti.

Per semplicità, nel paragrafo è riportato solamente un riepilogo dei costi d'investimento e dei ricavi annui derivanti dalle varie opzioni.

(Le tabelle contenenti i costi specifici dei componenti dell'impianto in tutte le opzioni analizzate sono contenute nell'appendice economica)

4.2.1 Assunzioni generali

I parametri utilizzati nella analisi economica sono riassunti in seguito:

- Vita utile impianto: 25 anni;
- Ammortamento: 10 anni;
- Frazione finanziamento: 100% capitale proprio;
- Inflazione: 3%;
- Tassazione: 33%;
- Il capitale è supposto investito nei quattro anni antecedenti l'inizio del funzionamento. Le percentuali sono riportate nella tabella seguente

Esborso iniziale	
Anno	%
-3	10
-2	20
-1	30
0	40

Tabella 4.2. Frazione dell'investimento iniziale

4.2.2 Costi di investimento iniziale

Le voci di costo che caratterizzano l'investimento iniziale comprendono :

- Materiali (Ciclo Combinato, Impianto solare termodinamico, Eventuale sistema di accumulo);
- Ingegneria di base;
- Commissioning;
- Avviamento;

Di seguito sono riportati i costi di investimento totali relativi a tutte le opzioni impiantistiche:

Ipotesi di esborso				
Impianto solare senza accumulo				
<i>Impianto</i>	<i>CC Trad</i>	<i>ISCC 40MWt</i>	<i>ISCC 80MWt</i>	<i>ISCC 120MWt</i>
[k€]	141849	198609	249456	300082
[€/ kW]	657	896	1102	1304
Impianto con sistema di accumulo di 4 ore				
[k€]	-	235365	311001	384402
[€/ kW]	657	1062	1373	1671

Tabella4.2.2 Costi di investimento iniziale

4.2.3 Costi operativi e di gestione

Per il periodo di funzionamento dell'impianto si prevede un prezzo medio del petrolio di 80-85 \$/bbl, che comporta un costo medio del gas naturale di 20 euro/MWh.

Partendo dalla potenza prodotta e dal rendimento che caratterizza il ciclo, si può facilmente calcolare il consumo annuo di combustibile. Corrisponde all'incirca al 90% dei costi annui con un consumo di 3370 GWh/anno, che comportano un esborso di 67300 k€anno.

Le principali voci di costo sono la manutenzione, il costo del lavoro e gli "overhead"

Il costo annuo per la manutenzione è stato definito come una percentuale rispetto al costo totale dell'impianto installato; in particolare pari al 3% per il Ciclo Combinato, allo 0.6% per l'impianto CSP ed all'1% per il sistema di accumulo.

Il personale impiegato è stato stimato in 50 unità, mentre il costo del lavoro è stato stabilito in 45000 €a persona.

Gli Overhead sono stimati essere pari al 50% del costo del lavoro.

Di seguito sono riportati i costi operativi e di gestione annui, relativi a tutte le opzioni impiantistiche:

Costi annui				
Impianto solare senza accumulo				
Impianto	CC Trad	ISCC 40MWt	ISCC 80MWt	ISCC 120MWt
[k€]	73190	73923	74317	74711
[€/ MWh]	42.4	41.7	41.0	40.6
Impianto con sistema di accumulo di 4 ore				
[k€]	-	74852	75717	76563
[€/ MWh]	-	43,3	42,3	41.5

Tabella 4.2.3 Costi annui di gestione e funzionamento

4.2.4 Ricavi annui

La stima della remunerazione del MWh prodotto ha una grande importanza nelle valutazioni economiche. Non avendo dati certi sulle durate dei periodi di picco si è deciso di escludere tale tariffa nelle valutazioni di remunerazione. Nel calcolo di essa si considerano perciò i valori delle remunerazioni nei tre diversi periodi del giorno.

Considerando il cambio euro/ dinaro tunisino =1,5 si ottengono le remunerazioni del MWh prodotto da fonte fossile:

Tariffe alta tensione			
periodo	giorno	Sera	notte
orario	(6 -18)	(18 - 22)	(22 - 6)
Mill/kWh	94	119	75
€/MWh	63	80	50

Tabella 4.2.4a Remunerazione dell'energia da combustibile fossile

I valori delle potenze erogabili dall'impianto permettono una stima approssimativa dei MWh annui prodotti nei vari periodi del giorno.

Per il calcolo si assume una disponibilità dell'impianto di 8000/ anno.

Produzione di energia annua (no accumulo)				
Taglia solare	Trad	40MWt	80MWt	120MWt
MWh _e diurni da fonte solare	0	45908	92020	133624
MWh _e diurni da fonte fossile	859292	859292	859292	859292
MWh _e sera (Fonte fossile)	289499	289104	286788	282516
MWh _e notte (Fonte fossile)	578997	578208	573576	565032

Tabella 4.2.4b Energia elettrica prodotta (senza accumulo)

Produzione di energia annua (4 ore di accumulo)				
Taglia solare	Trad	40MWt	80MWt	120MWt
MWh _e diurni da fonte solare	0	45908	92020	133624
MWh _e diurni da fonte fossile	859292	859292	859292	859292
MWh _e solari sera (accumulo)	0	15833	30728	44348
MWh _e sera (fonte fossile)	289499	285434	285434	285434
MWh _e notte (fonte fossile)	578997	583248	577552	568909

Tabella 4.2.4c Energia elettrica prodotta (4 ore di accumulo)

4.2.5 Indici di rientro del capitale e incentivazione minima.

L'indice discriminante della scelta di una configurazione è l'indice di rientro del capitale investito (IRR%), il quale esprime la percentuale del capitale inizialmente investito che ogni anno viene recuperato.

Il valore è determinato con un processo iterativo che permette di definire il valore del deprezzamento che dia un valore nullo al guadagno netto (NPV) al termine della vita utile.

Di seguito sono introdotti i concetti e le metodologie di calcolo di NPV e IRR:

NPV

Il valore attuale netto (Net Present Value) è una metodologia tramite cui si definisce il valore attuale di una serie attesa di flussi di cassa futuri, non solo sommandoli contabilmente ma attualizzandoli sulla base del tasso di rendimento.

L'NPV risulta dato dall'espressione seguente:

$$NPV = -C_0 + \sum_{k=1}^n \frac{C_k}{(1 + r_w)^k}$$

Dove:

k = Scadenze temporali;

C_k = Flusso di cassa (positivo o negativo) al tempo k;

r_w = Costo medio ponderato del capitale;

In generale si possono definire tre fasi economiche dall'inizio dell'investimento alla fine della vita utile:

- Fase iniziale: di durata 4 anni prima dello start dell'impianto. In questa fase si ha l'esborso iniziale per l'installazione e la messa in funzione dell'impianto. L'impianto è in fase di costruzione e, non essendoci produzione di energia, non si hanno ricavi. La tassazione è pertanto nulla.
- Fase di ammortamento: è stimata in 15 anni nei quali l'impianto produce e al lordo imponibile si toglie l'ammortamento a quota fissa dell'impianto (quota fissa = Esborso Iniziale /15)
- Fase finale: dalla fine dell'ammortamento sino alla fine della vita utile. In questa fase il lordo imponibile è dato dalla differenza tra i ricavi e i costi annui, con un conseguente aumento della pressione fiscale.

IRR

Il tasso interno di rendimento (Internal Rate of Return) è un indice di redditività finanziaria di un investimento. E' il tasso composito annuale di ritorno effettivo che un investimento genera che, in termini tecnici, rappresenta la resa di un investimento. In generale, un progetto andrebbe perseguito quando l'IRR risulta essere maggiore del costo del capitale o un tasso minimo di rendimento. Si calcola iterativamente, risolvendo l'equazione dell'NPV con r_w tale che il valore si azzeri in corrispondenza del termine della vita utile.

Nell'analisi economica non si intende definire una redditività assoluta delle varie configurazioni, bensì un confronto relativo tra di esse. In particolare si calcola l'IRR del ciclo combinato tradizionale (risultante essere all'incirca del 14%) e in seguito si valuta l'incentivazione minima sull'energia rinnovabile che, aggiunta alla remunerazione dell'energia da combustibile fossile, consenta il raggiungimento di valori di IRR prossimi a quello del ciclo combinato tradizionale.

Si stima perciò, per ogni alternativa, l'incentivazione necessaria a rendere l'impianto integrato economicamente competitivo rispetto all'installazione di un ciclo combinato.

Di seguito sono rappresentate le incentivazioni minime che, sommate alla remunerazione dell'energia da combustibile fossile, consentono alle varie opzioni impiantistiche il raggiungimento di valori di redditività prossimi a quello del ciclo combinato tradizionale:

Incentivazione minima [€/MWh]			
Taglia solare	40MWt	80MWt	120MWt
Incentivazione (no ACC)	282	264	272
Incentivazione (4 ore ACC)	295	274	274

Tabella 4.2.5 Incentivazione minima dell'energia da fonte rinnovabile

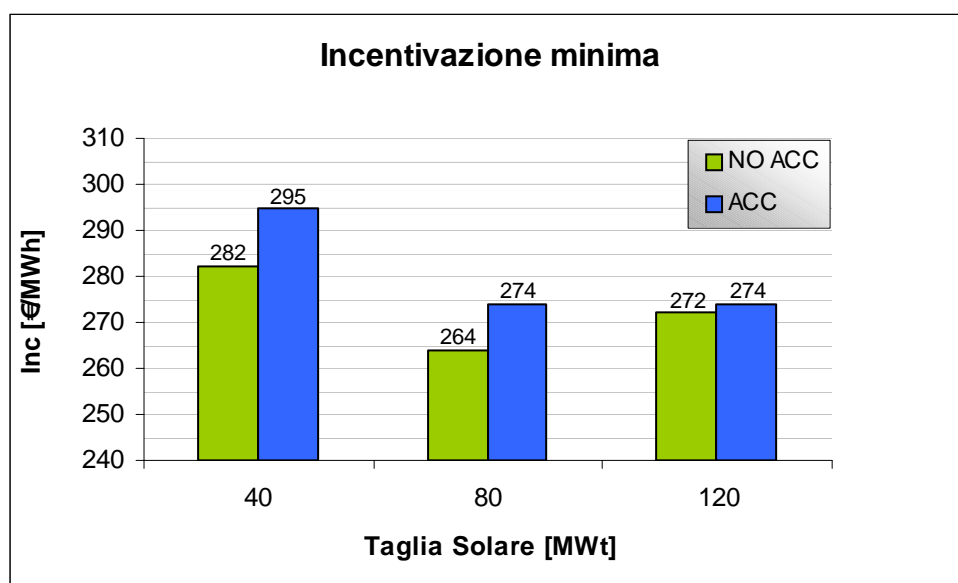


Figura 4.2.5 Incentivazione minima dell'energia da fonte rinnovabile

4.2.6 Selezione della configurazione di riferimento

Dal grafico si evidenziano due diversi andamenti del costo della produzione di energia elettrica da fonte rinnovabile.

Ribadendo i concetti trattati nell'analisi termodinamica si giunge alle seguenti considerazioni:

All'aumentare della taglia dell'impianto solare si ha un incremento delle dimensioni dei componenti dell'impianto con conseguente miglioramento dell'efficienza. Si hanno inoltre vantaggi economici generali di scala, soprattutto nel caso dell'installazione di un sistema di accumulo (vedi andamento dei costi del sistema di accumulo nell'appendice economica)

Gli impianti sono caratterizzati, però, da un peggioramento dell'efficienza durante il funzionamento nelle ore notturne nelle quali si trovano, al crescere della taglia solare, in condizioni operative di off design più accentuato.

Nell'ipotesi d'installazione di un sistema di accumulo i vantaggi apportati dall'aumento della taglia sono preponderanti sugli svantaggi di off design e si concretizzano in una sensibile diminuzione della remunerazione del costo dell'energia prodotta. Nel grafico si evidenzia infatti un andamento decrescente che porterebbe, in corrispondenza di taglie maggiori, all'opzione di accumulo termico.

In generale, in tutto il range di potenze termiche dell'impianto solare analizzate, si denota una sostanziale non convenienza nell'installazione del sistema di accumulo.

L'ipotesi di accumulo, fortemente penalizzante per potenze solari modeste, sarebbe valutata in corrispondenza di taglie d'impianto maggiori, in corrispondenza delle quali si prevede un incontro tra gli andamenti delle due opzioni:

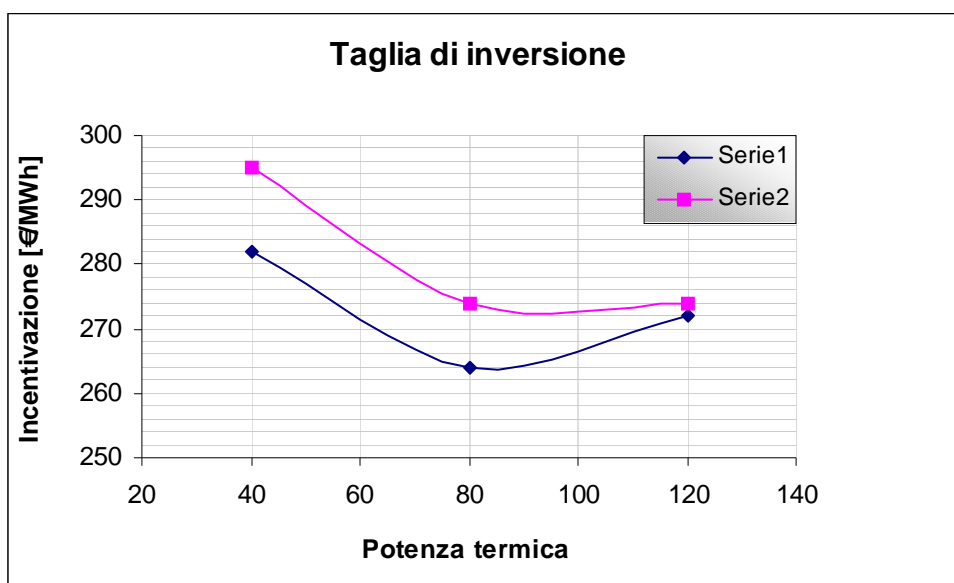


Figura 4.2.6 Stima della taglia per cui può essere conveniente l'accumulo

Tracciando, qualitativamente, la continuazione delle linee di tendenza si evidenzia, in corrispondenza di una taglia solare di circa 125-130 MWt un probabile punto nel quale l'utilizzo di un sistema di accumulo potrebbe divenire economicamente conveniente.

In assenza del sistema di accumulo si ha un minimo in corrispondenza della taglia solare media, che risulta essere il compromesso migliore tra gli effetti positivi e negativi.

L'analisi economica porta a definire come possibile tipologia d'impianto, un Ciclo Combinato a due livelli di pressione integrato con un impianto solare di taglia 80 MWt nel quale non è prevista l'installazione di un sistema di accumulo.

Capitolo 5

Configurazione di riferimento e relative condizioni operative

Il capitolo delinea le caratteristiche principali dell'impianto assunto come riferimento nello studio, descrivendone i componenti principali e valutandone il funzionamento in condizioni limite che potrebbero risultare problematiche in quanto lontane dalle nominali, sulle quali è stato dimensionato l'impianto.

5.1 Apparecchiature principali

La tabella successiva riassume le apparecchiature installate nell'impianto integrato:

Apparecchiature	Capacità	N
Ciclo combinato		
Turbina a Gas	75 MWe (condizioni ISO)	2
Caldaia a recupero	2 livelli di pressione + RH	2
Turbina a vapore	100 MWe	1
Condensatore	200 MWth	1
Impianto solare		
Campo solare	240000 m ²	
Generatore di vapore	80 MWth	1

Tabella 5.1 Sommario apparecchiature principali

5.1.1 Ciclo combinato

Turbina a gas

La tipologia di macchina scelta, a titolo di riferimento, è di ultima generazione caratterizzata da elevate prestazioni ed efficienza.

In questa configurazione la turbina a gas è alimentata dal gas naturale ed è equipaggiata con bruciatore di tipo Dry Low NOx (DLN) disposti circolarmente attorno al corpo della turbina a gas. La combustione a fiamma premiscelata comporta una notevole riduzione delle emissioni di ossidi di azoto non necessitando dell'iniezione di acqua o vapore in camera di combustione, tipica dei bruciatori diffusivi.

Date le elevate temperature (1300 °C), le palette dei primi stadi sono rivestite con materiali ceramici e presentano canalizzazioni per consentire il passaggio dell'aria di raffreddamento proveniente dal compressore.

I gas combusti fuoriescono dalla turbina ad una temperatura di oltre 600 °C attraverso uno scarico silenziato e giungono, dopo aver attraversato la sezione del camino di by-pass, nella sezione d'ingresso della caldaia a recupero.

Le seguenti figure riassumono le caratteristiche della macchina:

Turbina a gas	
Numero	2
Modello	GE Frame 6FA (75 MWe)
Combustibile	Gas naturale
Controllo emissioni	Sistema DLN (Dry Low Nox)
Filtro dell'aria	Multi stadio
Sistema gas di scarico	Camino di by-pass

Tabella5.1.1a Caratteristiche della turbina a gas

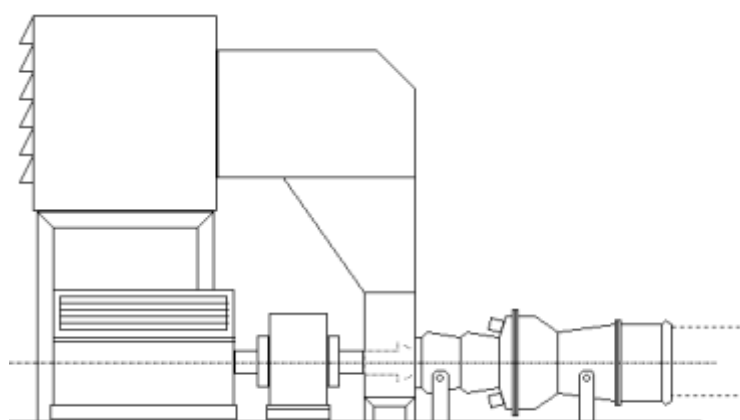


Figura 5.1.1a Vista laterale della turbina a gas

Ciascun package di turbina è fornito dal costruttore completo di tutti i sistemi ausiliari, necessari per un uso corretto, efficiente e continuativo della macchina:

- Sistema filtrazione aria con antighiaccio;
- Sistema di combustione;
- Sistema di lubrificazione;
- Sistema raffreddamento olio;
- Sistema antincendio;
- Sistema lavaggio del compressore;
- Sistema di avviamento;
- Quadri elettrici e strumentali di controllo;
- Sistema alimentazione aus. /emergenza;

- **Generatore di vapore**

In generale il generatore di vapore è composto dalle seguenti parti principali:

- Un sistema di alta pressione (AP) alimentato da 2 x 100% pompe di alimento integrali (una di riserva) le quali prelevano l'acqua dal corpo cilindrico di bassa pressione, che funge da stoccaggio dell'acqua di alimento, e la inviano all'economizzatore e quindi al corpo cilindrico di alta pressione. Qui è viene prodotto il vapore saturo che viene inviato al surriscaldatore AP per raggiungere la temperatura desiderata (560 °C) (riferimento al paragrafo 3.2.2). Tale temperatura viene mantenuta al di sotto del limite di progettazione della caldaia da un attemperatore intermedio che utilizza una portata di acqua di raffreddamento prelevata sulla linea di mandata delle pompe di alimento. La pressione nominale di 90 bar può variare notevolmente ed è permessa una diminuzione di essa sino a 70 bar, al di sotto del quale la valvola di immissione alla turbina si chiude parzialmente mantenendo il livello di pressione a valori superiori al minimo concesso in caldaia.
- Essendo previsto il risurriscaldamento , il vapore all'uscita dalla sezione di alta pressione della turbina a vapore è inviato ai banchi di risurriscaldamento, dove raggiunge la temperatura prossima a quella d'ingresso nella turbina a vapore (560°C). Viene installato un secondo attemperatore posto tra i due banchi di risurriscaldamento.
- Un sistema a bassa pressione (BP) viene alimentato da 2 x 100% pompe di estrazione del condensato (una in stand-by) che prelevano l'acqua dal pozzo caldo del condensatore e la inviano alla zona di preriscaldamento nella zona fredda in caldaia (la bassa temperatura dei gas combusti permette un efficiente preriscaldamento senza l'utilizzo di rigeneratori tipici di caldaie tradizionali). L'acqua di alimento entra nel corpo cilindrico che funge da degasatore (degasatore integrato). All'uscita dal corpo cilindrico il vapore attraversa i banchi di surriscaldamento che portano all'immissione della turbina ad una temperatura di 260 °C.

Il generatore di vapore, nel suo complesso, deve garantire la massima flessibilità, affidabilità e disponibilità, minimo tempo di avviamento a caldo o a freddo.

La costruzione modulare delle parti in pressione consentirà di ridurre la tempistica di realizzazione in cantiere e, successivamente, una riduzione dei tempi di manutenzione e sostituzione delle parti in pressione per eventuali rotture.

Ciascun modulo consiste in un banco di scambiatori completo di tutti i fasci tubieri alettati, dei collettori e della struttura esterna.

Le caldaie sono fornite complete di tutti i sistemi ausiliari che ne permettono il corretto funzionamento:

- Sistema di dosaggio per il trattamento chimico dell'acqua di alimento (antincrostanti, inibitori di corrosione);
- Sistema di campionatura allo scarico al camino per la misura, in continuo, delle emissioni gassose quali NO_x e CO ;

La seguente tabella riassume le caratteristiche della caldaia a recupero e le possibili variazioni:

Caldaia a recupero (GVR)	
Numero	2
Tipo di circolazione	Naturale (disposizione orizzontale)
Livelli di pressione	2
Post combustione	Non prevista
Ciclo a Vapore	2 livelli con risurriscaldamento
Preriscaldamento acqua	In caldaia (rigenerazione non prevista)
Degasatore	Integrato con caldaia
Capacità by-pass MP	100% flusso di ogni GVR
Capacità by-pass HP	100% flusso di ogni GVR

Tabella 5.1.1b Caratteristiche della caldaia a recupero

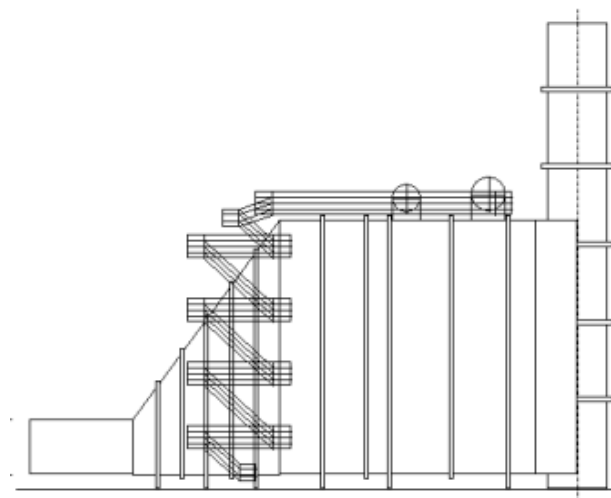


Figura 5.1.1b Vista laterale della caldaia a recupero

Turbina a vapore

La turbina a vapore è composta di una cassa comprendente la sezione di alta pressione e la sezione comune di media e bassa pressione. Tutto il vapore di alta pressione prodotto in caldaia viene introdotto nella sezione di alta pressione della turbina a vapore (90 bar 560°C).

La portata scaricata, entra nei banchi di risurriscaldamento e, successivamente, nella sezione di media e bassa pressione della turbina. Allo scopo di migliorare l'efficienza della turbina a vapore ai carichi parziali, si utilizza la metodologia di funzionamento in “ sliding pressure”, per cui la pressione del vapore all'uscita dalla sezione di alta pressione della caldaia varia seguendo i carichi della turbina a gas.

La seguente tabella riassume le caratteristiche della turbina a vapore e le possibili variazioni:

Turbina a vapore	
Numero	1
Potenza	100 MWe
Configurazione	A multi corpo (sezione AP, MP-BP)
Sistema di scarico	Flusso radiale
<i>Caratteristiche vapore in ingresso Turbina</i>	
AP	560 °C / 90 bar
MP e RH	560°C / 32 bar
BP	220°C / 7 bar

Tabella 5.1.1c Caratteristiche della turbina a vapore

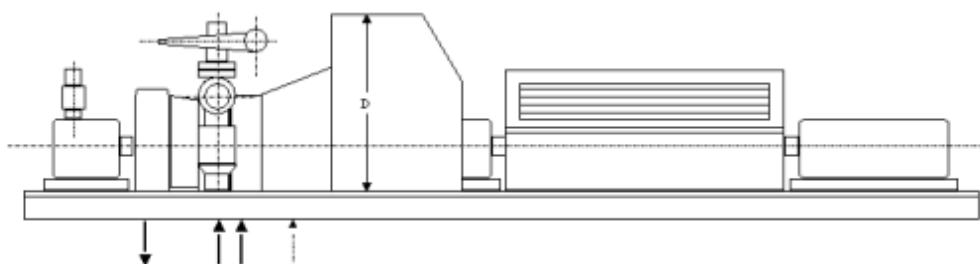


Figura 5.1.1c Vista laterale della turbina a vapore

La turbina a vapore viene fornita completa di tutti sistemi ausiliari necessari:

- Circuito dell' olio di lubrificazione e controllo;
- Valvole di regolazione, blocco e sicurezza;
- Sistema di raffreddamento olio e generatore;
- Cabinato insonorizzante con sistema di ventilazione;

- Quadri elettrici e strumentali di protezione e controllo;
- Sistema di by-pass vapore di protezione;

Generatore

La tabella successive riassumono le caratteristiche principali dei generatori di elettricità:

Generatore (turbina a gas)	
Numero	1 per ogni turbina
Raffreddamento	Aria/Idrogeno
Frequenza	50 hz
Potenza	90 MVA
Fattore di potenza	0,85

Tabella 5.1.1d Caratteristiche del generatore elettrico

Generatore (turbina a vapore)	
Numero	1
Raffreddamento	Aria/Idrogeno
Frequenza	50 hz
Potenza	120 MVA
Fattore di potenza	0,85

Tabella 5.1.1e Caratteristiche del generatore elettrico

Condensatore

E' prevista l'installazione di un condensatore ad aria.

L'acqua, raccolta in un condotto posto all'estremità superiore di una struttura a "capanna" percorre le superfici di scambio termico scendendo verso i collettori di raccolta. Tali superfici vengono a contatto con una portata di aria soffiata da un ventilatore centrale che asporta il calore ceduto dal processo di condensazione.

Il condensato viene raccolto in un apposito serbatoio al quale sono collegate la linea di reintegro dell'acqua demineralizzata e la linea di aspirazione delle pompe di estrazione del condensato.

In condizioni nominali il vuoto del condensatore è mantenuto grazie a un sistema di pompe ad anello liquido.

La portata di condensato viene mandata nei banchi di preriscaldamento da 2 x 100 pompe estrazione del condensato (una di riserva).

La pressione di condensazione in condizioni di design (25°C) è pari a 0.18 bar.

Condensatore	
Numero	1
Potenza	200MWth
Tipologia	ad aria
Pressione di cond ¹	0,18 bar
Numero celle	25 (5x5)

Tabella 5.1.1f Caratteristiche del condensatore

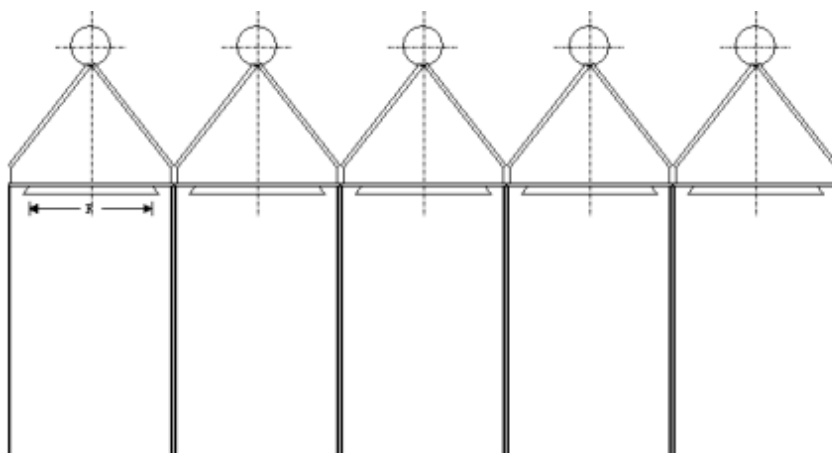


Figura 5.1.1d Vista laterale delle celle del condensatore

5.1.2 Campo solare

Per questo studio il dimensionamento è svolto basandosi sui dati standard riferiti a concentratori di recente generazione. La descrizione dei componenti specifici è riportata nel capitolo introduttivo (paragrafo 1.2.2). Le dimensioni di un modulo di un concentratore parabolico sono rappresentate nelle figure successive:

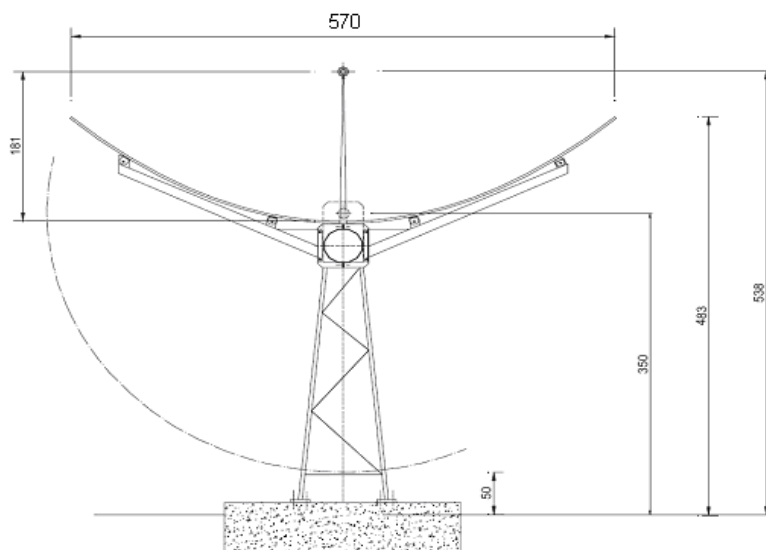


Figura 5.1.2a Vista laterale di un concentratore parabolico

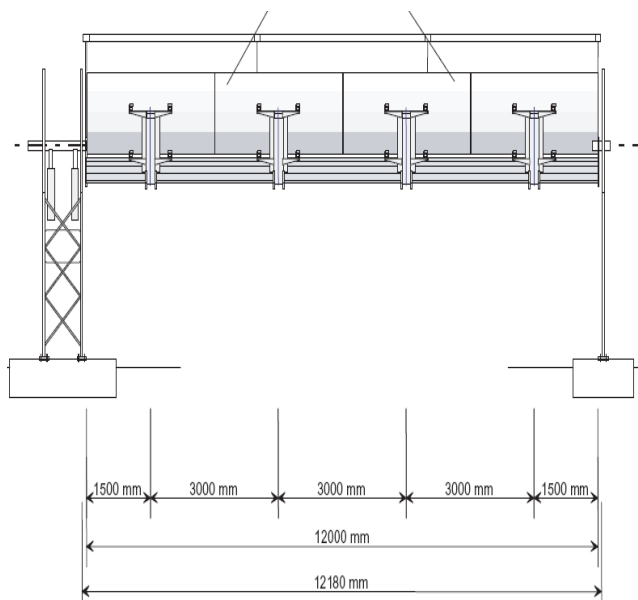


Figura 5.1.2b Vista frontale del sistema di concentrazione

La più recente tecnologia di collettori solari è caratterizzata da una lunghezza di apertura della parabola di 5,7 m ed è assemblata in moduli (SCA) di lunghezza pari a 100 m, per una superficie riflettente nominale di 470,3 m².

La lunghezza è ottimizzata in funzione delle potenzialità del sistema di inseguimento installato per ogni modulo.

Moduli di lunghezza inferiore necessiterebbero di un numero eccessivo di sistemi di inseguimento, mentre moduli di lunghezza superiore sottoporrebbero tali sistemi a sforzi eccessivi.

La superficie riflettente che, considerando l'efficienza globale di conversione pari a 0,495, consente la produzione di una potenza termica di 80 MWt è risultata essere di 241000 m² (riferimento al paragrafo 3.3.5).

Per il campo solare è pertanto prevista l'installazione di:

$$241000 / 470,3 = 512 \text{ moduli (SCA)}$$

Lo schema seguente mostra le distanze di progetto da mantenere tra due moduli:

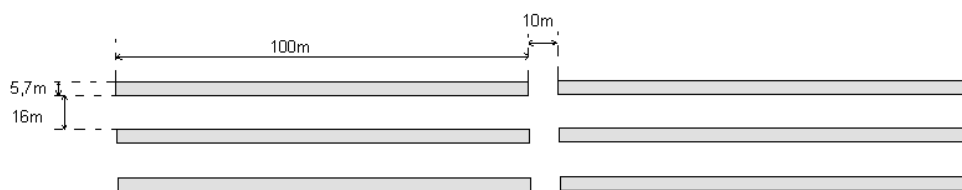


Figura 5.1.2c Disposizione dei moduli SCA

La disposizione è descritta nella tabella successiva:

Layout campo solare	
Superficie riflettente	241000 [m ²]
Numero totale SCA	512
Numero SCA longitudinali	8
Lunghezza campo	900 [m]
Numero SCA trasversali	64
Larghezza campo	1400 [m]

Tabella 5.1.2a Dimensionamento del campo solare

Generatore di vapore

Il generatore di vapore riceve, in condizioni di progetto una portata di acqua di alimento preriscaldato (97 bar , 167°C). In uscita si ha una vapore surriscaldato (92 bar, 350°C).

Il prelievo di acqua dalla caldaia a valle del degasatore, alla pressione voluta e preriscaldato, consente una notevole semplificazione impiantistica del generatore del campo solare.

Non è infatti prevista l'installazione della pompa di mandata, del degasatore e della linea di preriscaldamento.

Risulta essere costituito dagli scambiatori di calore di economizzazione, evaporazione e surriscaldamento.

Le temperature caratterizzanti lo scambio termico tra l'olio diatermico e la linea acqua - vapore sono riassunte nel grafico seguente:

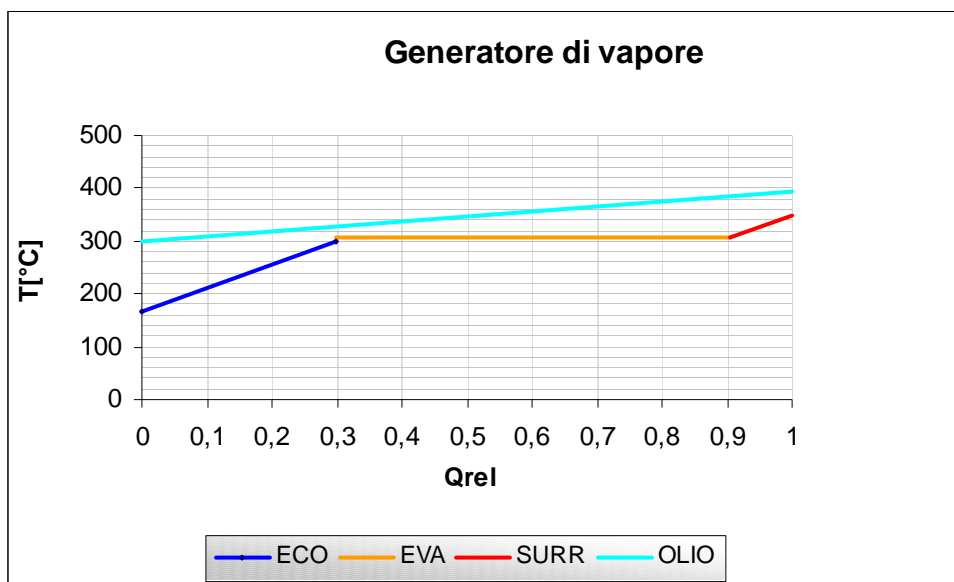


Figura 5.1.2d Diagramma T-Q del generatore di vapore

I componenti del generatore di vapore sono pertanto dimensionati sulle seguenti potenze termiche scambiate.

Generatore di vapore	
Potenza totale	80 [MWt]
Scambio termico ECO	24 [MWt]
Scambio termico EVA	48 [MWt]
Scambio termico SURR	8 [MWt]
<i>Differenze di temperatura</i>	
Pinch point	23,5 [°C]
Sub cooling	5 [°C]
Approach	40 [°C]

Tabella 5.1.2b Caratteristiche del generatore di vapore

Lo schema seguente Rappresenta i componenti del generatore di vapore e le temperature caratteristiche dei due fluidi tra i quali avviene lo scambio termico:

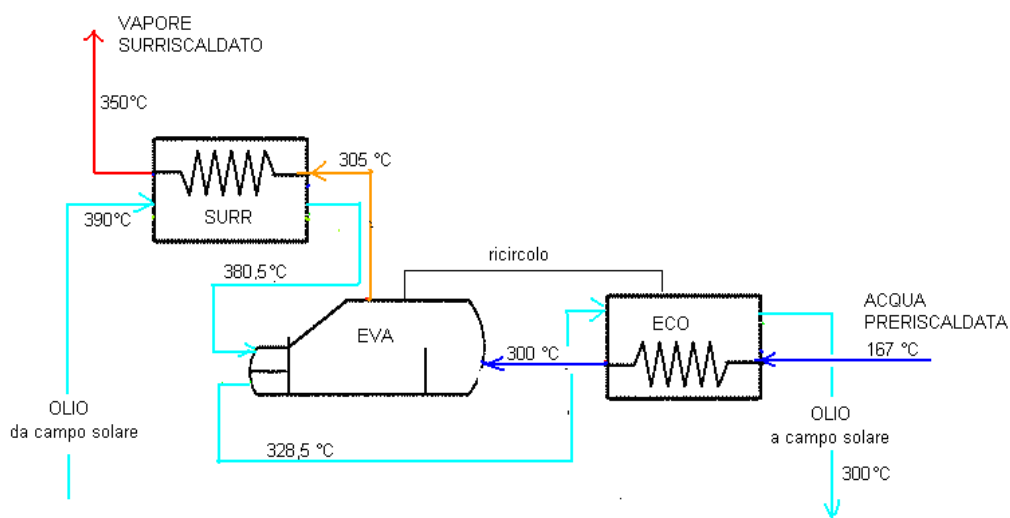


Figura 5.1.2e Schema generale e temperature caratteristiche del generatore

5.2 Verifica d'impianto in diverse condizioni operative

Il paragrafo raccoglie la documentazione che caratterizza l'impianto di riferimento ed il suo funzionamento.

Vengono riportati i seguenti documenti:

- **Diagramma dei flussi di processo (Allegato 1):** è la schematizzazione dei componenti principali dell'impianto e dei flussi che li caratterizzano.
- **Bilanci di massa ed energia (Allegato 2):** in corrispondenza dei punti di processo fondamentali vengono riportati i valori di portata, temperatura ed altre caratteristiche termodinamiche che permettono eventuali bilanci.
- **Planimetria generale (Allegato 3):** nella quale viene illustrata la disposizione indicativa delle componenti impiantistiche.
- **Planimetria ciclo combinato (Allegato 4):** con il dettaglio relativo all'isola di potenza a ciclo combinato.

Casi analizzati

La tabella seguente riassume le possibili condizioni di funzionamento in corrispondenza delle quali si verificano i bilanci di massa ed energia (all.2):

Condizioni operative		
Ambiente		
<i>Caso</i>	<i>Temperatura</i>	<i>Umidità relativa</i>
Medio Giorno	23,1 °C	60%
Medio Notte	21,2	75%
A	40°C	10%
B	23,1°C	60%
C	10,3 °C	85%
Funzionamento		
<i>Caso</i>	<i>Nr. TG in funzione</i>	<i>Apporto solare</i>
1	2 al 100%	100%
2	2 al 100%	0%
3	1 al 100%	50%
4	1 al 100%	0%

Tabella 5.2 Condizioni operative analizzate

Dove

- **A** Caso con Temperatura massima ;
- **B** Caso con Temperatura media annua;
- **C** Caso con Temperatura minima;

Caso medio

Si definiscono tutti i valori specifici del ciclo termodinamico caratteristico delle condizioni medie assunte e considerate nelle analisi svolte.

Caso 1 e caso 2

L'impianto è caratterizzato da un funzionamento del ciclo combinato in condizioni nominali. Si verificano le potenze prodotte e l'efficienza raggiungibile al variare delle condizioni ambientali, in presenza e in assenza dell'apporto solare.

Caso 3

Si analizza la variazione delle condizioni termodinamiche del vapore prodotto nell'impianto solare e in generale il comportamento dell'impianto nel caso di trip di una turbina a gas. In questo caso bisogna considerare due effetti principali:

- Percentuale solare : Avendo a disposizione una sola caldaia a recupero che sia in grado di elaborare la portata di vapore prodotta nel campo solare si dimezza la potenza termica assorbita dai concentratori (mettendo fuori fuoco all'incirca il 50% della superficie riflettente) e la portata di acqua di alimento pompata verso l'impianto solare.
- Condizione del vapore : Con una sola turbina funzionante si dimezza la portata del vapore prodotto in caldaie che giunge alla turbina a vapore. Si ha una diminuzione di pressione in caldaia (funzionamento in sliding pressure) e, di conseguenza, nel generatore di vapore dell'impianto solare. E' pertanto prevedibile una variazione delle condizioni termodinamiche (pressione e temperatura) dell'acqua ingresso e del vapore in uscita dal generatore. Per calcolare la pressione e la temperatura di ritorno in caldaia del vapore solare si utilizza un processo iterativo che si ripete sino a che i valori di pressione si stabilizzano.

Caso 4

E' l'opzione che differisce maggiormente dalle condizioni di progetto, con un solo treno di turbina a gas in marcia e senza apporto solare. Vengono quindi verificati con particolare attenzione i valori della portata di vapore in ingresso turbina, e le portate di attemperamento necessarie a mantenere la temperatura di ingresso a 560 °C.

I bilanci di massa ed energia contenuti nell'allegato 2, riferiti allo schema dell'allegato 1 mostrano, in ogni caso analizzato, il funzionamento dell'impianto nel rispetto dei limiti tecnici.

Allegato 1 al capitolo 5
Diagramma dei flussi di processo

Allegato 2 al capitolo 5

Bilanci di massa ed energia

Allegato 3 al capitolo 5

Planimetria generale

Allegato 4 al capitolo 5

Planimetria ciclo combinato

Capitolo 6

Condizioni per l'impiego di un ISCC

6.1 Analisi di Sensitività per l'incentivazione

Un'analisi di sensitività permette di valutare le variazioni del costo al MWh prodotto da energia rinnovabile, e quindi dell'incentivazione minima aggiuntiva al prezzo dell'energia da fonte fossile richiesta per consentire la redditività dell'investimento, al variare di alcuni parametri.

In particolare sono analizzati gli effetti di una variazione dell'irradiazione media annua e del prezzo del combustibile in un intorno da -20% a +20% rispetto al valore medio considerato nello studio di fattibilità.

I grafici illustrati nel paragrafo riportano nello specifico il valore minimo richiesto per l'incentivazione al fine di garantire un vantaggio economico nell'installazione dell'impianto integrato rispetto al ciclo combinato tradizionale.

Sensitività dell'incentivazione al DNI

Diversi valori di irradiazione media annua diretta comportano l'installazione di superfici riflettenti che variano in maniera inversamente proporzionale ad essa.

Questa valutazione considera solamente la variazione di costo dell'impianto solare mantenendo costante la potenza termica installata (80 MWt). Si assumono trascurabili eventuali altre differenze climatiche o ambientali.

Si considerano pertanto costanti le potenze prodotte e di conseguenza i ricavi annui. Al crescere del DNI si necessita di una superficie riflettente sempre minore con conseguente diminuzione dei costi. Si mantengono invece costanti il costo del ciclo combinato e dei componenti dell'impianto solare.

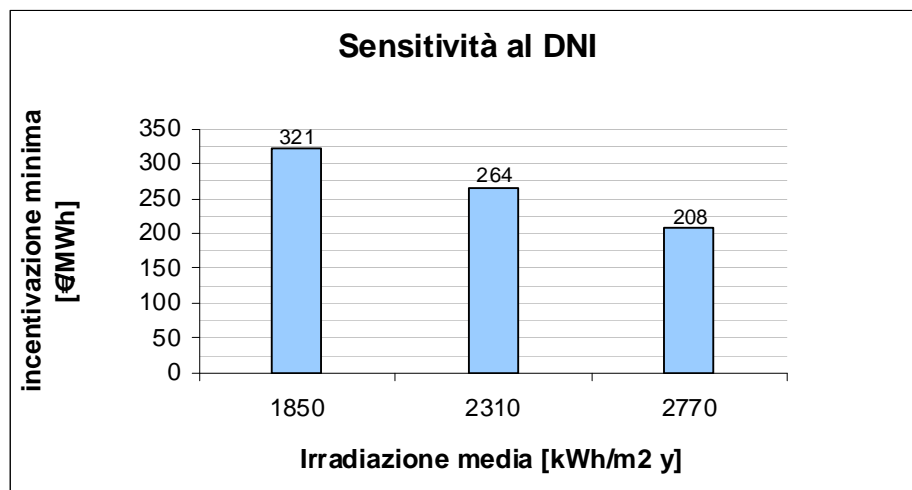


Figura 6.1.1 Sensitività al DNI

Sensitività dell'incentivazione al prezzo del gas naturale

Di seguito sono riportati i valori dell'incentivazione rinnovabile minima che consentirebbe lo stesso indice di redditività al variare del prezzo del combustibile.

Dal grafico si nota come l'incentivazione minima sia estremamente variabile in funzione del costo del gas naturale.

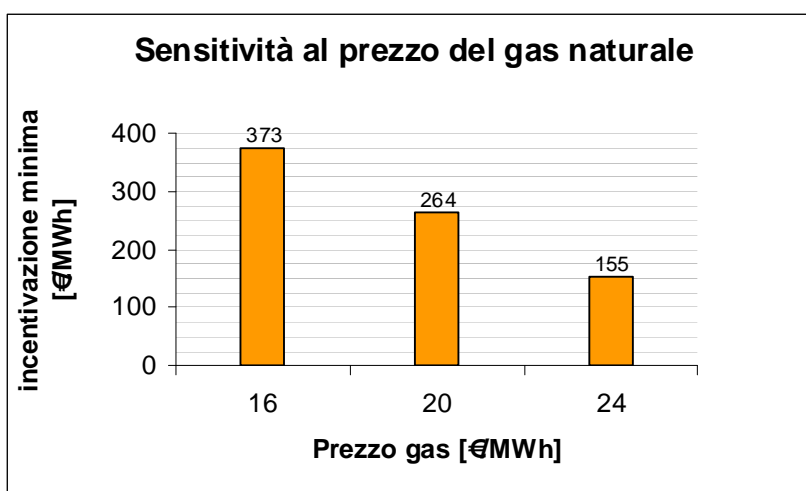


Figura 6.1.2 Sensitività al prezzo di vendita del gas naturale

La competitività dell'impianto integrato è estremamente variabile in relazione all'irradiazione media del sito d'installazione. Considerando i valori di incentivazione medi europei (da 220 a 290 €/MWh aggiuntivi al prezzo medio dell'energia da fonte rinnovabile) è intuibile come l'ipotesi di impianto solare sia competitiva rispetto all'installazione di un ciclo combinato tradizionale in zone caratterizzate da valori prossimi o maggiori a 2000 kWh/m²y. Per quanto riguarda la sensibilità al prezzo del gas naturale, è prevedibile, nei prossimi anni, un aumento del costo dei combustibili fossili che porterebbe ad una maggiore competitività delle fonti rinnovabili, concretizzandosi in una diminuzione dell'incentivazione necessaria.

6.2 Vantaggi ambientali

6.2.1 CO₂ non emessa

I vantaggi ambientali derivanti dalla produzione di energia elettrica da fonte rinnovabile sono esprimibili in termini di CO₂ evitata.

Si calcolano quindi, le tonnellate annue di CO₂ che, nelle medesime condizioni operative, verrebbero prodotte da un ciclo combinato tradizionale

Avendo la composizione del gas (definita nei dati di progetto) si calcolano le moli di CO₂ prodotta per ogni mole di combustibile consumata considerando, in prima approssimazione, reazioni chimiche elementari. Il valore del rapporto delle moli di CO₂ sulle moli di combustibile è dato dalla media ponderata delle reazioni sulla composizione del gas:

Rapporto di emissione [mol CO ₂ /mol fuel]			
Comb	% vol	Reazioni chimiche elementari	Rapporto
CH ₄	85	CH ₄ + 2O ₂ = CO ₂ + 2H ₂ O	0,85
C ₂ H ₆	7,9	C ₂ H ₆ + 3,5O ₂ = 2CO ₂ + 3H ₂ O	0,158
C ₃ H ₈	2,7	C ₃ H ₈ + 5O ₂ = 3CO ₂ + 4H ₂ O	0,081
C ₄ H ₁₀	0,99	C ₄ H ₁₀ + 6,5O ₂ = 4CO ₂ + 5H ₂ O	0,0396
C ₅ H ₁₂	0,48	C ₅ H ₁₂ + 8O ₂ = 5CO ₂ + 6H ₂ O	0,024
C ₆ H ₁₄	0,37	C ₆ H ₁₄ + 9,5O ₂ = 6CO ₂ + 7H ₂ O	0,0222
inerti	3,56	Totale	1,175

Tabella 6.2.1a Reazioni chimiche elementari

Produzione CO ₂	
PCI Fuel	48 [MJ/kg]
MM	19,2
Pot media da solare	23000 [Mwe]
Eff ciclo trad	51,35%
Ore annue	4000
Consumo comb.	13437 [t/anno]
Produzione CO₂	36176 [t/anno]

Tabella 6.2.1b CO₂ non emessa

6.2.1 Riduzione delle emissioni di NOx e CO

Come definito nel capitolo introduttivo, le turbine a gas utilizzate sono della tipologia “F” di ultima generazione dotate di bruciatori DLN che, premiscelando il combustibile con la portata d’aria, limitano di fatto la temperatura di fiamma, minimizzando la produzione di NOx.

Peraltro, l’impianto definito comporta dei rilevanti vantaggi ambientali in particolare grazie all’integrazione con l’impianto solare termodinamico. L’elevato rendimento di conversione dell’energia, infatti, consente di mantenere relativamente bassi i consumi di combustibile, e conseguentemente la quantità di prodotti di combustione globalmente emessi in atmosfera.

6.3 Vantaggi termodinamici dell'integrazione

Nel paragrafo si confrontano due possibili opzioni d'impianto:

- Impianto integrato: è l'impianto di riferimento assunto nello studio di fattibilità, è caratterizzato da una potenza nominale di circa 250 MW dei quali 30 MW da impianto solare
- Impianti stand alone: prevede l'installazione di un ciclo combinato tradizionale da 220 MW e un campo solare stand – alone da 30 MW

Si verificano, a parità di taglia nominale, i vantaggi e gli svantaggi in termini di efficienza derivanti dall'integrazione.

Impianto integrato

È l'opzione delineata nello studio di fattibilità. L'acqua destinata al generatore di vapore dell'impianto solare si integra una prima volta in caldaia dove viene preriscaldata dalla linea fumi a bassa temperatura. Il vapore in uscita dal campo solare si integra una seconda volta per completare la fase di surriscaldamento. Lo schema seguente riassume la configurazione d'impianto definita nello studio svolto.

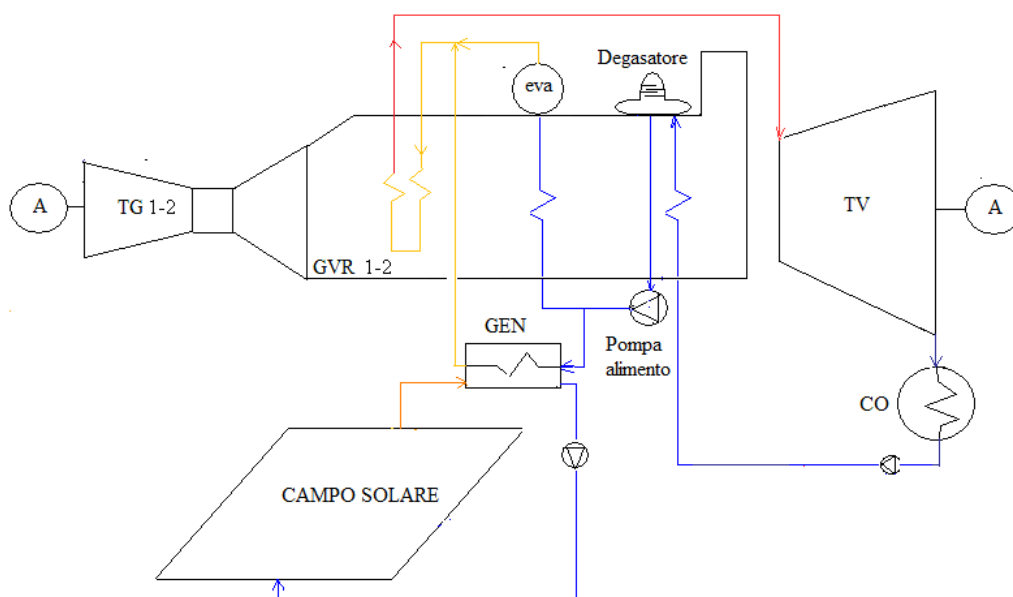


Figura 6.3a Schema d'impianto ISCC

Impianto solare stand - alone

Questa tipologia d'impianto presenta alcune importanti differenze rispetto alla soluzione impiantistica integrata:

- Il vapore viene prodotto con un sufficiente grado di risurriscaldamento, a temperature prossime ai 500 °C ed è perciò previsto l'utilizzo di Sali fusi come fluido termovettore;
- La turbina elabora esclusivamente la portata di vapore prodotta nel campo solare;
- La linea di preriscaldamento, che nel caso d'integrazione avviene in caldaia a recupero, è di tipo rigenerativo con spillamenti a varie pressioni dalla turbina a vapore;
- Per evitare lo spegnimento della turbina in assenza dell'apporto solare, è installato un sistema di accumulo termico in grado di garantire una portata di vapore continua durante tutto l'arco della giornata;
- La superficie riflettente installata, a parità di potenza installata sarà doppia, per poter fornire una sufficiente energia al sistema di accumulo;
- Si ha una pompa di alimento e un degasatore aggiuntivi adibiti esclusivamente all'impianto solare.

I componenti principali dell'impianto sono riassunti nello schema seguente:

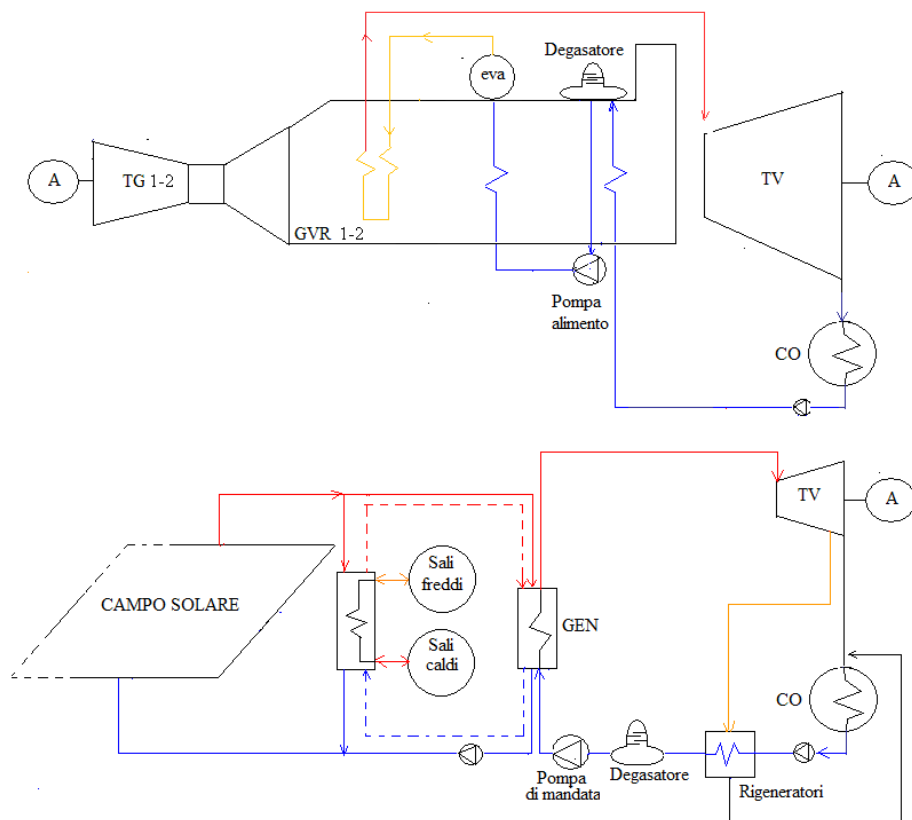


Figura 6.3b Schema d'impianto ciclo combinato e impianto solare stand-alone

Confronto tra impianto solare integrato e stand-alone

Per il confronto è stato assunto l'impianto solare Andasol, situato in Spagna nella provincia di Granada. E' un impianto solare termodinamico a concentrazione stand-alone da circa 35 MW (con turbina a vapore dimensionata per un picco di 50 MW) installato in un sito con irradiazione media prossima a quella dell'entroterra tunisino.

Le efficienze raggiungibili dall'impianto integrato sono state precedentemente calcolate mentre per l'impianto stand- alone ci si riferisce ad un report specifico (bibliografia [13]) :

Confronto Impianti solari		
<i>Efficienza media</i>	<i>Integrato</i>	<i>Andasol</i>
Campo solare	49,50%	50,00%
Ciclo Termico	18,10%	15,00%
Elettrica	35,90%	30,00%

Tabella 6.3a Confronto impianto solare integrato e stand-alone

Osservando la tabella si possono avanzare alcune considerazioni:

- I valori di efficienza del campo solare, che esprimono il rapporto tra la potenza termica resa disponibile al ciclo termodinamico dal generatore di vapore e la potenza solare assorbita dalla superficie del campo solare, sono molto simili essendo equivalenti le tecnologie riguardanti i concentratori utilizzati;
- L'efficienza del ciclo termico risulta penalizzata nel impianto stand-alone. Non avendo svolto un'analisi dettagliata circa gli impianti stand-alone si possono avanzare solo considerazioni teoriche sul motivo di tale penalizzazione:
 - A) Turbine a vapore di taglia ridotta, come definito precedentemente , sono caratterizzate da livelli di rendimento inferiori;
 - B) La rigenerazione utilizza per il preriscaldamento dell'acqua una portata di vapore altrimenti elaborata in turbina, di valore termodinamico superiore rispetto ai gas combusti a bassa temperatura utilizzati nell'integrazione. E' perciò maggiore il consumo di energia per questo processo.
- L'efficienza totale, dipendendo estremamente dalle due efficienze precedenti, risulta essere penalizzata nell'impianto stand- alone. Essa è

infatti calcolata, con un buon grado di approssimazione, come il prodotto tra il rendimento del campo solare e del ciclo termico.

Confronto tra ciclo combinato integrato e stand-alone

Per quanto riguarda il funzionamento del ciclo combinato, l'integrazione comporta dei vantaggi grazie all'utilizzo di macchine di taglia maggiore ma penalizza l'impianto in condizioni operative nelle quali non è disponibile l'apporto solare. In particolare, durante il funzionamento notturno, si ha una diminuzione del rendimento a causa di un allontanamento dalle condizioni di progetto dovuto alla diminuzione della portata circolante in caldaia.

Durante le ore diurne, nel caso di integrazione, la potenza attribuibile all'impianto solare è data dalla differenza tra la potenza totale e la potenza che eroga il ciclo combinato, con gli stessi componenti, senza però essere integrato.

La potenza attribuibile al ciclo combinato nelle ore diurne è pertanto prossima alla potenza che produrrebbe il ciclo combinato da 220 MW stand – alone con un'efficienza più elevata dovuta all'impiego di una turbina a vapore di dimensioni maggiori (circa il 30% in più) rispetto al ciclo combinato tradizionale.

Nelle ore notturne, in assenza dell'apporto solare, si ha la seguente differenza nella potenza erogata e nell'efficienza raggiunta dalle due opzioni:

Confronto ciclo combinato		
<i>Ciclo Combinato</i>	<i>Integrato</i>	<i>Stand-alone</i>
Eff LHV	50,90%	51,40%

Tabella 6.3b Confronto ciclo combinato integrato e stand alone

Il confronto porta a definire condizioni favorevoli all'integrazione nelle ore diurne e sfavorevoli nelle ore notturne.

Si ha infatti un incremento relativo del 18% nell'efficienza e, di conseguenza nella produzione di potenza da fonte rinnovabile, a scapito di una perdita relativa dell'1% nella produzione di potenza da combustibile fossile.

Ponderando le variazioni relative di efficienza alle diverse taglie rispettivamente dell'impianto solare e del ciclo combinato si ottengono, nelle ore notturne, 2 MWe di perdita di potenza da fonte fossile e un guadagno di 4 MWe da fonte rinnovabile nelle ore diurne.

Considerando la maggior remunerazione dell'energia da fonte rinnovabile, la maggior richiesta diurna di energia elettrica e la semplificazione impiantistica apportata, se ritiene l'integrazione un'opzione preferibile all'installazione di impianti separati.

Capitolo 7

Conclusioni

Lo studio riguardante la fattibilità di un impianto Integrato Solare - Ciclo Combinato è stato svolto seguendo un iter di valutazione caratterizzato, nella fase iniziale, da considerazioni a livello teorico, riguardanti la definizione di varie alternative circa la taglia, la configurazione e le condizioni di funzionamento, su cui si sono svolte le successive analisi numeriche. I risultati ottenuti hanno permesso la definizione delle caratteristiche fondamentali dell'impianto che è stato assunto come riferimento nello studio di fattibilità.

Il sito di riferimento per l'installazione dell'impianto si trova nell'entroterra tunisino, in un'area desertica caratterizzata da un elevato valore di irradiazione media annua (2300 kWh/m²y). Valutazioni circa la possibile richiesta di energia elettrica in zone in via di urbanizzazione tipiche dell'area nord sahariana hanno portato a definire, per questo impianto, una potenza nominale di circa 250MW, che ne consentono il funzionamento medio a carichi prossimi a quello nominale.

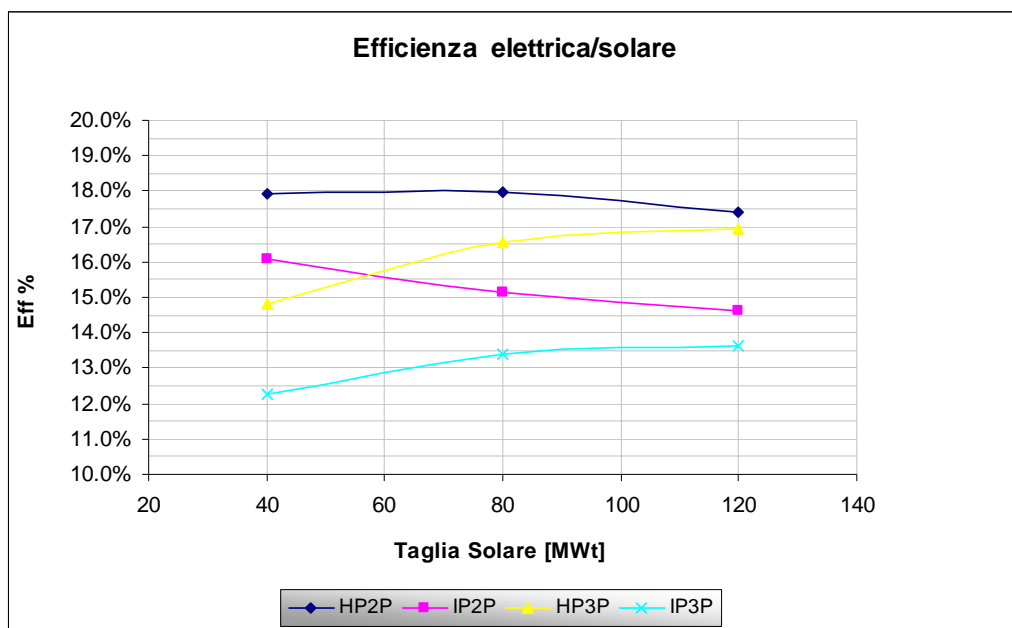
La percentuale minima di energia elettrica prodotta da fonte rinnovabile, per la quale è giustificato lo studio e l'installazione di un impianto solare, è stata stimata al 5%. Il 15% è risultata essere la percentuale massima che consente un rapporto tra l'energia prodotta da fonte rinnovabile e energia totale prodotta dal ciclo a vapore inferiore al 50%. E' stata pertanto analizzata la taglia minima dell'impianto solare di 40 MWt, la taglia media di 80MWt e la taglia massima di 120 MWt con ipotesi di installazione o meno di un sistema di accumulo termico, che consente l'apporto solare anche nelle ore serali, caratterizzate da un'elevata richiesta di energia elettrica.

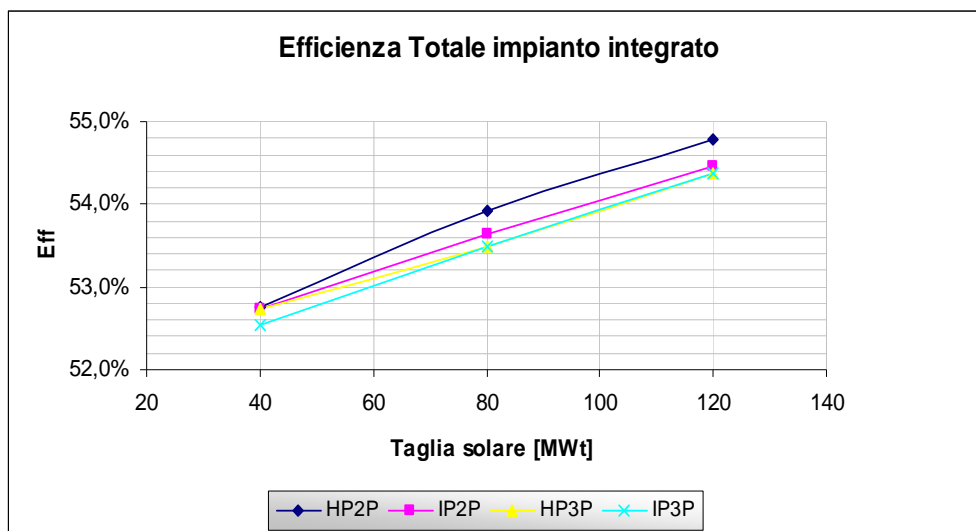
Lo stato dell'arte delinea, come più conosciuta e utilizzata per potenze di questo ordine, la tecnologia solare termodinamica a concentratori parabolici lineari. L'impianto solare di riferimento è pertanto di questa tipologia e per esso sono state avanzate possibili alternative circa le condizioni termodinamiche di pressione e temperatura dell'acqua di alimento e del vapore in uscita dal generatore. Per quanto riguarda il ciclo combinato, per garantire una buona flessibilità operativa anche in caso di trip della turbina a gas, è stata presa come riferimento la tipologia che prevede l'installazione di due corpi turbina a gas – caldaia a recupero e di una turbina a vapore a condensazione comune. Essendo di taglia media, si è valutata inoltre la possibilità d'installazione di una caldaia a recupero a due o a tre livelli di pressione.

L'integrazione dei due impianti, caratterizzati ognuno da possibili alternative, ha portato alla definizione delle seguenti configurazioni, sulle quali si è articolata l'analisi termodinamica:

- Ciclo combinato con caldaia a due livelli di pressione e produzione di vapore di alta pressione nell'impianto solare (HP2P);
- Ciclo combinato con caldaia a due livelli di pressione e produzione di vapore di media pressione nell'impianto solare (IP2P);
- Ciclo combinato con caldaia a tre livelli di pressione e produzione di vapore di alta pressione nell'impianto solare (HP3P);
- Ciclo combinato con caldaia a tre livelli di pressione e produzione di vapore di media pressione nell'impianto solare (IP3P);

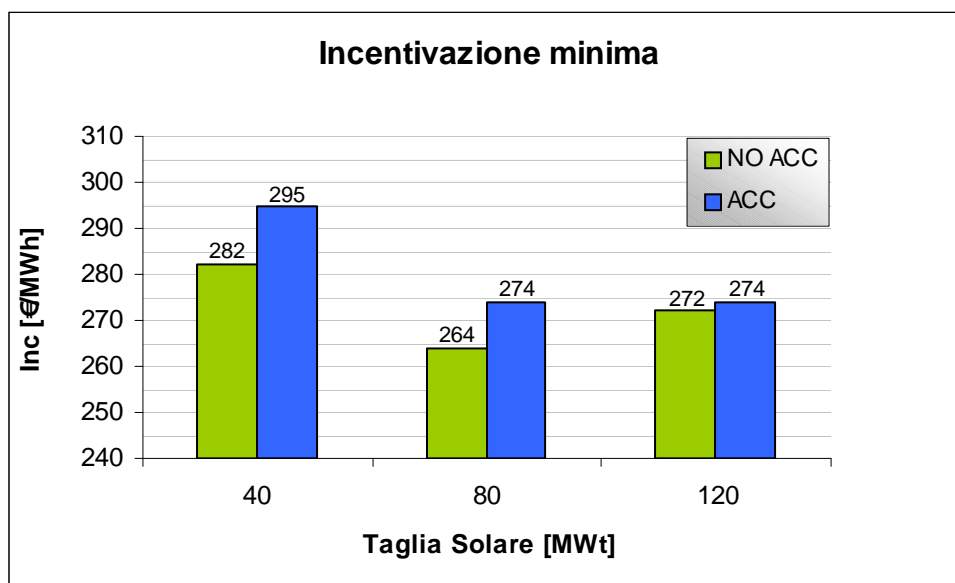
Nell'analisi termodinamica sono state stimate, grazie all'utilizzo di un software di calcolo, le potenze erogabili dalle diverse alternative nelle condizioni operative medie annue. E' stato possibile valutare le efficienze totali dell'impianto e le efficienze di sfruttamento della fonte solare in corrispondenza delle diverse taglie dell'impianto solare integrato:





I risultati hanno portato alla definizione, come possibile configurazione di riferimento, un ciclo combinato con caldaia a due livelli di pressione integrato con un impianto solare che fornisce vapore di alta pressione (HP2P), il quale è risultato essere più efficiente in tutto l'intervallo di taglie solari analizzato.

La successiva analisi economica, svolta sull'impianto di riferimento, ha permesso la definizione dell'impatto economico che le varie opzioni circa l'impianto solare hanno sul MWh prodotto da fonte rinnovabile. Sono stati valutati i costi d'investimento e di gestione in relazione ai ricavi proventi dalla vendita dell'energia prodotta per poter delineare una stima del valore che un'eventuale incentivazione, aggiuntiva al prezzo dell'energia da combustibile fossile, dovesse avere per rendere economicamente competitiva l'installazione di un impianto integrato nei confronti di un ciclo combinato semplice.



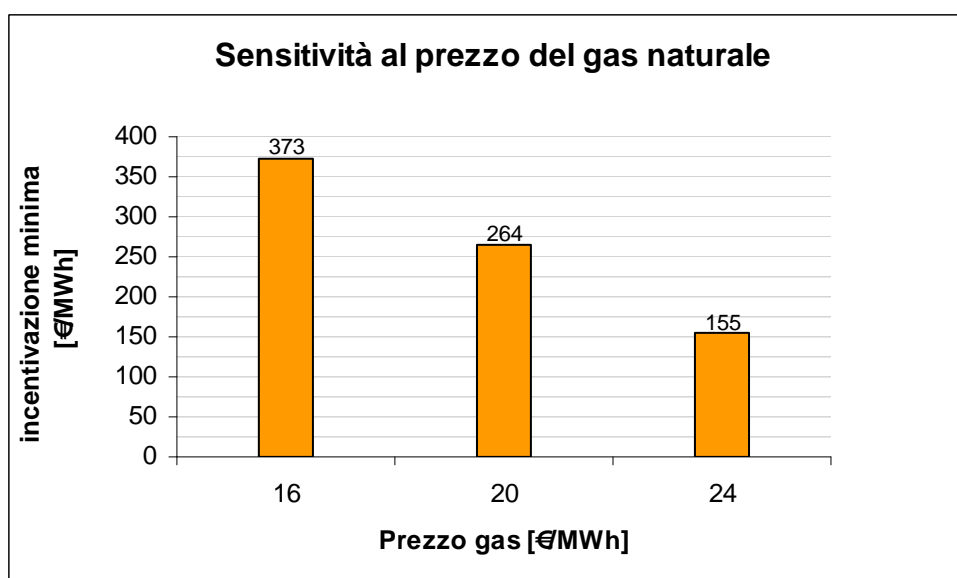
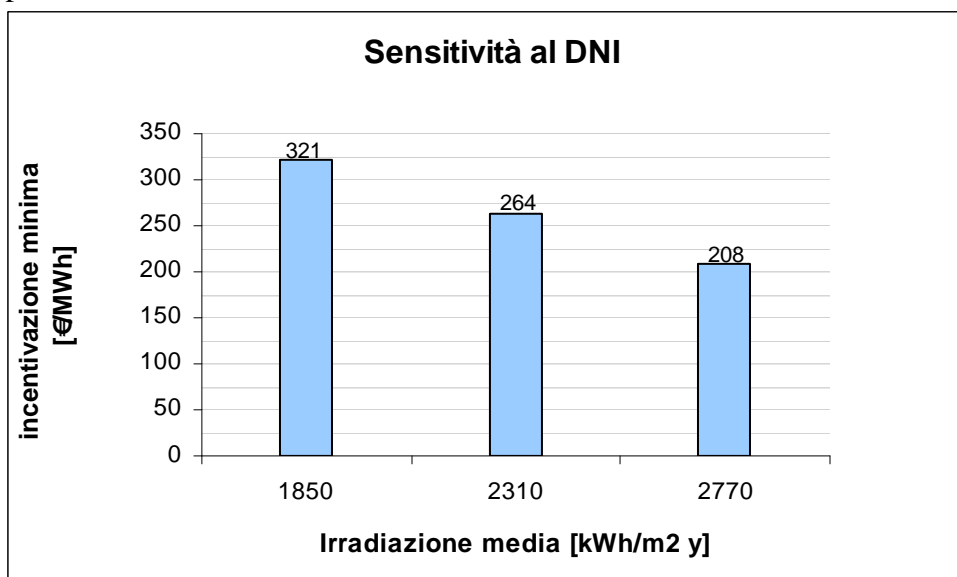
Nell'intervallo di potenze dell'impianto solare analizzato, l'installazione di un sistema di accumulo termico è risultata essere economicamente non conveniente. Tuttavia l'andamento decrescente della curva indica un probabile vantaggio economico dell'installazione di tale sistema in corrispondenza di potenze maggiori. L'analisi economica ha evidenziato come 80 MWt possa essere la taglia del campo maggiormente competitiva.

L'impianto di riferimento, sul quale sono state svolte le analisi di fattibilità tecnica e studi circa le condizioni di utilizzo, è pertanto costituito da un ciclo combinato che eroga una potenza media di 215 MW e da un campo solare da 80 MWt nominali, che fornisce mediamente un contributo di 23 MW corrispondenti a circa il 10 % della potenza elettrica da fonte rinnovabile sul totale.

Il funzionamento dell'impianto è stato valutato con diverse simulazioni in condizioni operative limite. Sono stati analizzati alcuni parametri, quali sensibili variazioni di portata, temperatura e pressione in alcuni componenti, che potrebbero comportare problematiche tecniche. Tali parametri si sono pressoché mantenuti entro i limiti tecnici in tutte le condizioni operative analizzate.

E' stata inoltre stimata la sensitività del costo dell'incentivazione minima al variare dell'irradiazione normale media (DNI) della zona d'installazione e al variare del prezzo del gas naturale. Il primo parametro influisce unicamente sull'impianto solare per il quale è prevista una variazione della superficie riflettente. Il secondo parametro influenza la redditività del ciclo combinato e, di

conseguenza l'incentivazione da rinnovabile che consenta all'impianto integrato di pareggiarne il valore. Il range di variazione analizzato va da + 20% a - 20% rispetto ai valori assunti nell'analisi economica:



- Variazioni del 20% dell'irradiazione incidono per 21,5 % sul valore minimo dell'incentivazione.
- Variazioni del 20% del costo del gas naturale incidono per 41,5 % sul valore minimo dell'incentivazione.

Il confronto tra la soluzione di impianto integrato, rispetto all'installazione di un impianto solare e un ciclo combinato stand – alone, ha confermato il vantaggio dell'installazione di un impianto integrato con un incremento relativo del 18% nella produzione di energia da fonte rinnovabile a scapito di una diminuzione relativa dell'1% nella produzione di energia da combustibile fossile.

L' eventuale installazione dell'impianto integrato consentirebbe una diminuzione della CO₂ emessa di 36000 t/anno, corrispondenti a 0,4 tonnellate evitate per MWh prodotto da fonte rinnovabile.

La ricerca di una sempre maggiore salvaguardia dell'ambiente ha portato, in molti paesi, a elevati valori di incentivazione, che consentono vantaggi economici derivanti dall'installazione dell'impianto assunto come riferimento nei confronti di impianti tradizionale a combustibile fossile.

In futuro, un eventuale incremento dell'utilizzo di energie rinnovabili porterebbe ad una sostanziale diminuzione dei costi d'installazione grazie ad economie di scala sempre maggiori che, unite ad un prevedibile aumento del prezzo dei combustibili fossili, consentirebbero la fattibilità economica di tali impianti per valori di incentivazione minori.

Appendici

Appendice A

Dati climatici e irradiazione

Temperature medie mensili [°C]												
ORA	gen	Feb	mar	apr	mag	giu	lug	ago	set	ott	nov	dic
1	12,2	14,4	15,8	18,4	21,3	24	26,1	26,8	24,4	22,2	17,8	14,9
2	11,7	14	15,3	18	20,6	23,2	25,6	26,3	24	21,7	17,3	14,7
3	11,2	13,6	14,7	17,7	20,1	22,5	25	25,8	23,4	21,1	16,9	14,1
4	11	13,1	14,5	17,3	19,7	21,9	24,5	25	23,1	20,7	26,6	13,9
5	10,7	12,9	14	16,8	19,3	21,6	24,2	25,1	22,7	20,3	26,2	13,5
6	10,3	12,5	13,6	16,3	19	21,3	23,8	24,6	22,3	20	15,8	13,2
7	10,5	12,4	13,3	16,3	19,1	22,1	24,2	24,5	21,9	19,6	16,2	13,2
8	10,3	12,3	13,8	17,3	20,6	23,3	25	25,3	22,8	20,2	16,7	13
9	10,9	13	15,4	19	22	24,4	26,2	26,6	24,3	22,1	17,4	13,7
10	12,6	14,6	17,4	21	23,8	26,5	28,2	28,2	26,1	24,1	18,5	15,5
11	14,4	16,3	19,3	22	25,9	28,4	29,9	29,9	27,9	25,8	19,9	17,2
12	15,8	17,5	20,5	21	27,6	30	30,8	31,5	29,3	27,4	22	18,2
13	16,9	18,6	21,6	24,4	28,9	31,5	31,7	32,7	30,6	28,4	22,9	18,7
14	17,6	19,3	22,2	25,5	30,1	32,9	32,8	33,5	31,7	29,7	23,7	19,5
15	18	19,8	23,2	26,3	31	33,5	34	34,1	32,2	30,2	24,1	20,2
16	17,7	19,9	23,5	26,6	31,3	33,8	34,2	34,4	32,4	30,4	23,8	19,7
17	17,3	19,4	23,4	26,5	31,1	33,9	33,7	34,3	32,2	30	23,1	19,2
18	16,6	19,4	22,8	25,9	30,5	33,5	33,6	33,7	31,4	28,8	22,5	18,9
19	15,6	18,4	21,6	24,7	29,2	32,2	32,2	32,7	30,2	27,6	21,6	17,9
20	14,9	17,4	20,3	23,1	27,5	30,4	31,2	31,4	28,9	26,3	20,7	17,2
21	14,3	16,6	19	21,8	25,8	28,7	30	30,1	37,6	25,2	19,8	16,8
22	13,5	15,8	18,1	20,8	24,4	27,2	28,8	29,2	26,6	24,2	19,3	16,3
23	13,3	15,2	17,2	19,8	23,1	26,1	27,8	28,3	25,7	23,4	18,6	15,7
24	12,6	14,7	16,3	19,2	22,3	25,1	26,8	27,3	25	22,7	18,1	15,3

Temperature medie utilizzate [°C]														
Periodo	ORE	gen	feb	mar	apr	mag	giu	Lug	ago	set	ott	nov	dic	annua
giorno	6 - 18	14,5	16,5	19,2	20,7	26,2	28,9	29,9	30,3	28,1	25,9	20,5	16,9	23,1
notte	18 - 6	12,8	15,1	17	19,8	23	25,7	27,5	28	26,5	23,2	20,3	15,5	21,2
sera acc	18 - 22	14,6	17,1	19,8	22,6	26,7	29,6	30,6	30,9	30,8	25,8	20,4	17,1	23,8
notte acc	22 - 6	11,8	14	15,4	18,2	20,9	23,5	25,7	26,4	24	21,7	20,2	14,6	19,7

Irradiazione media sito di riferimento [kWh/m ² d]													
Irradiazione	gen	feb	mar	apr	mag	giu	lug	ago	set	ott	nov	dic	annua
Diffusa	1	1,07	1,32	1,56	1,99	1,79	1,59	1,43	1,46	1,25	1,04	0,96	1,37
Diretta	4,74	6,57	7,43	8,18	7,42	8,99	9,51	0,1	7,24	6,13	5,16	4,24	6,31
DNI	4,63	6,09	6,55	7,01	7	7,89	8,03	7,56	6,42	5,77	4,91	4,25	6,34

Appendice B

Calcoli economici

Costo installazione impianto CC

Il software utilizzato fornisce una stima del costo totale del ciclo combinato tradizionale dimensionato per accogliere le diverse portate di vapore dal campo solare corrispondenti alle diverse taglie.

Esborso iniziale previsto per il ciclo combuinato [k€]				
<i>Integrazione</i>	<i>Trad</i>	<i>40MWt</i>	<i>80MWt</i>	<i>120MWt</i>
Costo Macchinari Speciali	80563	83179	86214	89324
Package Turbogruppo	38951	38951	38951	38951
Package Turbina vapore	10625	11708	12647	13531
Caldaia	14643	14689	14710	14743
Condensatore ad aria	8075	9591	10422	11644
Sistema controllo emissioni	449	449	449	449
DCS Sistema di controllo	824	843	861	877
Trasmissione Energia	4394	4513	4623	4732
Produzione energia	2602	2835	4092	4398
BOP	3448	3666	3883	4032
Civile	8906	9174	9514	9787
Meccanica	13509	14929	12248	16335
Elettrica	4162	4426	4736	4934
Edifici e strutture	4073	4051	4047	4155
Ingegneria ed Avviamento	6804	7059	7295	602
Costi Minori Vari	20385	20385	20385	20385
TOTALE	141849	146869	148322	149554

Costo installazione del campo solare

La tabella seguente riassume i costi totali di un impianto solare.

Esborso iniziale Impianto solare					
Taglia impianto solare	[MWt]	40	80	120	
Superficie	m ²	120759	241519	362278	
Potenza nominale	[Mwe]	12,5	25	37,5	
Costo	[€/m ²]	[k€]	[k€]	[k€]	[k€/kW]
HCE	58	4424	8849	13273	354
Specchi	58	4366	8732	13098	349
Struttura di supporto	92	6986	13972	20958	559
Guide	31	2329	4657	6986	186
Interconnessione	23	1746	3493	5239	140
Elettronica e Controllo	15	1164	2329	3493	93
Tubazioni	15	1164	2329	3493	93
Fondamenta	19	1455	2911	4366	116
Fluido Termovettore	15	1164	2329	3493	93
Riserva	8	582	1164	1746	47
Civile	62	4657	9314	13972	373
Costo Solar Field	397	47932	95864	143796	3835
Generatore di Vapore		679	1359	2038	54
Pompa Fluido Termovettore		397	795	1192	32
Pompa Mandata Acqua		385	769	1154	31
Tubazioni Campo Solare		577	577	577	15
Elettrica		615	615	615	16
Field Erection		1154	1154	1154	31
Item		3808	5269	6731	179
TOTALE		51740	101134	150527	4014

Costo installazione sistema di accumulo

Nell'opzione di utilizzo di un sistema di accumulo di 4 ore si calcola l'incremento di superficie del campo solare che consenta l'accumulo di energia aggiuntiva che può essere immagazzinata nel sistema di accumulo per poi essere rilasciata nelle ore senza apporto solare.

L'incremento di superficie è definito dal parametro SM (Solar Multiple) che esprime il rapporto tra la superficie necessaria nel caso di accumulo e la superficie standard senza accumulo.

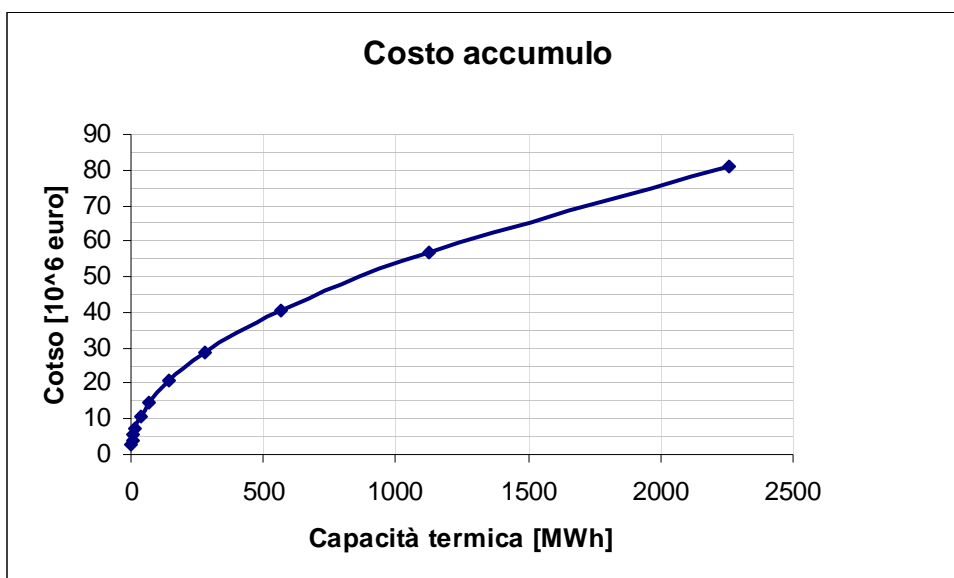
Le voci di costo che variano al crescere del SM sono esclusivamente quelli proporzionali alla superficie.

Gli Item si mantengono costanti in quanto si trovano semplicemente a funzionare per più ore ma hanno la stessa potenza e quindi lo stesso design. Per quanto riguarda l'accumulo si hanno dati di fornitori riguardanti solo due taglie di stoccaggio di energia termica (564 e 1128 MWh) con le rispettive voci di costo:

Costi di riferimento accumulo				
<i>Capacità termica [MWh]</i>	<i>564</i>		<i>1128</i>	
<i>Voci di costo</i>	<i>[k€]</i>	<i>[k€/MWh]</i>	<i>[k€]</i>	<i>[k€/MWh]</i>
Serbatoio Sali caldi	1615	2,86	2448	2,17
Serbatoio Sali freddi	1442	2,56	2185	1,94
Isolante	385	0,68	582	0,52
Fondamenta serbatoi	58	0,10	87	0,08
Sistema azoto	194	0,34	274	0,24
Tubazioni	519	0,92	787	0,70
Strumentazione	138	0,24	194	0,17
Sali fusi	14538	25,78	23262	20,62
Pompa Sali caldi	721	1,28	1093	0,97
Pompa Sali freddi	528	0,94	802	0,71
Scambiatore di calore	6000	10,64	6000	5,32
Piattaforma HX	336	0,60	510	0,45
Elettrica	865	1,53	1224	1,09
TOTALE	27341	48,5	39448	35,0

Come si può notare dalla tabella dei costi di accumulo, non si ha una variazione lineare con l'aumento della capacità termica installata. Al raddoppiare della capacità si ha un aumento del costo di 1,43 volte.

Per il calcolo dei costi di installazione di sistemi di accumulo di capacità termica differente da quelle indicate si è tracciato una curva interpolante che è risultata molto simile alla funzione radice con esponente pari a 0,51.



Correlazione
<i>Equazione $C1=Cr/(Pr/P1)^{0,51}$</i>
<i>Equazione $C1=Cr/(Pr/P1)^{0,51}$</i>
<i>$Cr = 39508 [k€]$</i>
<i>$Pr = 564 [MWh]$</i>

Esborso iniziale accumulato di 4 ore						
<i>MWt</i>	40		80		120	
<i>MWh acc</i>	160		320		480	
<i>Costi</i>	<i>[k€]</i>	<i>[k€/MWh]</i>	<i>[k€]</i>	<i>[k€/MWh]</i>	<i>[k€]</i>	<i>[k€/MWh]</i>
Totale	20779	130	29591	92	36388	76

Nell' equazione, Cr e Pr sono i costi di riferimento di cui si hanno i valori indicati nelle voci di costo dell'accumulo. C1 è il costo corrispondente alla capacità termica dell'accumulo da installare nelle varie opzioni circa la taglia dell'impianto.

Costi annui

Costo annuo combustibile	
Ore funzionamento	8000 [ore]
Pot media fuel	421[MWf]
Energia consumata	3368000 [MWh]
Costo combustibile	20 [€/MWh]
Totale	67295 [k€/anno]

Costo annuo di gestione				
<i>Taglia solare</i>	<i>Trad</i>	<i>40MWt</i>	<i>80MWt</i>	<i>120MWt</i>
<i>Costo</i>	<i>[k€/anno]</i>	<i>[k€/anno]</i>	<i>[k€/anno]</i>	<i>[k€/anno]</i>
<i>Manutenzione</i>				
Manutenzione CC	2520	2605	2703	2801
Manutenzione CSP		310	607	903
<i>Lavoro</i>				
Numero addetti	50	55	55	55
Costo lavoro	2250	2475	2475	2475
Overhead	1125	1237,5	1237,5	1237,5
Totale	5895	6628	7022	7416

Nell'ipotesi di utilizzo di un sistema di accumulo i costi di gestione aumentano a causa della maggior superficie del campo solare, della manutenzione del sistema di accumulo (stimata approssimativamente al 1% del costo totale) e del maggior numero di addetti richiesta.

La tabella riporta gli incrementi di costo annuo di gestione dovuti all'installazione del sistema di accumulo

Delta costi annui con accumulo [k€]			
<i>Taglia solare</i>	<i>40MWt</i>	<i>80MWt</i>	<i>120MWt</i>
Manuten CSP	383	767	1150
Manuten ACC	208	296	364
Lavoro +	225	225	225
Overhead +	113	113	113
Totale [k€]	929	1400	1852

Appendice C

Olio diatermico

TYPICAL PROPERTIES*

Appearance	Clear, water-white liquid
Composition	Biphenyl and diphenyl oxide
Moisture Content, Maximum	300 ppm
Chlorine	< 10 ppm
Sulfur	< 10 ppm
Neutralization Number	< 0.2 mg KOH/g
Copper Corrosion (ASTM D-130)	<< 1 a
Flash Point, Open Cup (ASTM D-92)	124 °C (255 °F)
Closed Cup (Pensky-Martens)	110 °C (230 °F)
Fire Point (ASTM D-92)	127 °C (260 °F)
Autoignition Temperature (ASTM E-659)	621 °C (1150 °F)
Kinematic Viscosity at 40 °C	2.48 mm ² /s (cSt)
at 100 °C	0.99 mm ² /s (cSt)
Density at 25 °C	1060 kg/m ³ (8.85 lb/gal)
Specific Gravity (60 °F/60 °F)	1.069
Coefficient of Thermal Expansion at 200 °C	0.000979/°C (0.000544/°F)
Average Molecular Weight	166
Crystallization Point	12 °C (54 °F)
Volume Contraction Upon Freezing	6.27%
Volume Expansion Upon Melting	6.69%
Surface Tension in Air at 25 °C	36.6 dyn/cm
Heat of Fusion	97.3 kJ/kg (41.8 Btu/lb)
Normal Boiling Point	257 °C (495 °F)
Heat of Vaporization at Maximum Use Temperature 400 °C	206 kJ/kg (88.7 Btu/lb)
Specific Resistivity at 20 °C	6.4 x 10 ¹¹ ohm·cm
Optimum Use Range, Liquid	12 °C to 400 °C (54 °F to 750 °F)
Vapor	260 °C to 400 °C (500 °F to 750 °F)
Maximum Film Temperature	425 °C (800 °F)
Pseudocritical Temperature	499 °C (930 °F)
Pseudocritical Pressure	33.1 bar (480 psia)
Pseudocritical Density	327 kg/m ³ (20.4 lb/ft ³)

Temperature		Liquid Density			Liquid Heat Capacity		Liquid Enthalpy**	
°F	°C	lb/gal	lb/ft ³	kg/m ³	Btu/(lb·°F) [cal/(g·°C)]	kJ/(kg·K)	Btu/lb	kJ/kg
54	12	8.93	66.8	1071	0.364	1.52	0.0	0.0
60	16	8.91	66.7	1068	0.366	1.53	2.3	5.4
80	27	8.84	66.1	1059	0.374	1.57	9.8	22.7
100	38	8.76	65.5	1050	0.382	1.60	17.3	40.2
120	49	8.69	65.0	1041	0.390	1.63	25.0	58.2
140	60	8.61	64.4	1032	0.397	1.66	32.9	76.4
160	71	8.53	63.8	1023	0.405	1.69	40.9	95.1
180	82	8.46	63.3	1014	0.412	1.73	49.1	114.1
200	93	8.38	62.7	1004	0.420	1.76	57.4	133.4
220	104	8.31	62.1	995	0.427	1.79	65.9	153.1
240	116	8.23	61.6	986	0.435	1.82	74.5	173.1
260	127	8.15	61.0	977	0.442	1.85	83.3	193.5
280	138	8.07	60.4	967	0.449	1.88	92.2	214.2
300	149	7.99	59.8	958	0.457	1.91	101.2	235.3
320	160	7.91	59.2	948	0.464	1.94	110.4	256.7
340	171	7.83	58.6	939	0.471	1.97	119.8	278.4
360	182	7.75	58.0	929	0.478	2.00	129.3	300.5
380	193	7.67	57.4	919	0.485	2.03	138.9	322.9
400	204	7.59	56.8	909	0.492	2.06	148.7	345.6
420	216	7.50	56.1	899	0.499	2.09	158.6	368.6
440	227	7.42	55.5	889	0.506	2.12	168.7	392.0
460	238	7.33	54.9	879	0.514	2.15	178.9	415.7
480	249	7.25	54.2	868	0.521	2.18	189.2	439.8
495	257	7.18	53.7	860	0.526	2.20	197.0	457.4
500	260	7.16	53.5	857	0.528	2.21	199.7	464.1
520	271	7.07	52.8	847	0.535	2.24	210.3	488.8
540	282	6.97	52.2	835	0.542	2.27	221.1	513.8
560	293	6.88	51.4	824	0.549	2.30	232.0	539.2
580	304	6.78	50.7	812	0.556	2.33	243.0	564.9
600	316	6.68	50.0	800	0.563	2.36	254.2	590.9
620	327	6.58	49.2	788	0.570	2.39	265.5	617.2
640	338	6.47	48.4	775	0.578	2.42	277.0	643.9
660	349	6.36	47.6	762	0.586	2.45	288.7	671.0
680	360	6.25	46.7	749	0.594	2.48	300.5	698.4
700	371	6.13	45.9	734	0.602	2.52	312.4	726.2
720	382	6.01	44.9	720	0.612	2.56	324.6	754.4
740	393	5.88	43.9	704	0.622	2.60	336.9	783.1
750	399	5.81	43.4	696	0.627	2.62	343.1	797.6
760	404	5.74	42.9	687	0.633	2.65	349.4	812.2
780	416	5.59	41.8	670	0.646	2.70	362.2	842.0
800	427	5.43	40.6	651	0.662	2.77	375.3	872.4

Appendice D

Turbina a gas

GE Energy

6FA Gas Turbine Mid-Sized
F Technology (50 and 60 Hz)

fact sheet

High Output and Efficiency

GE Energy's 6FA gas turbine meets the demand for mid-size, high-efficiency, and low life cycle-cost power generation, and is well suited for industrial applications and limited 50 Hz or 60 Hz grid support. The 6FA also delivers flexibility in cycle configuration, fuel selection, and site adaptation. With more than 2,500,000 operating hours and over 100 units installed or on order, the 6FA gas turbine has a proven record of reliability, while also offering the operating flexibility needed for harsh environments.

The 6FA is the mid-sized member of GE's F-technology family. With over 28 million fired hours across all F-technology units, GE is well established as the global leader in advanced gas turbine operating experience.

Proven Technology with a Wide Range of Applications

A direct down-scaling of the proven 7FA, the 6FA currently offers an output of 77.1 MW and 35.5% efficiency in simple-cycle applications. In combined cycle service, the machine has an output of 118.4 MW with 55% efficiency.

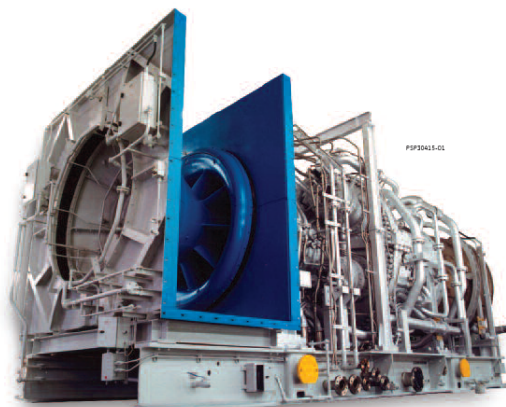
With its output range, high exhaust energy, and robust design, GE's 6FA gas turbine is suited for both base load or cyclic duty, in a variety of installations including combined heat and power, cogeneration and to some extent, support to the electric grid.

6FA Performance

	Net Plant Output	Net Plant Efficiency
SC	77.1 MW	35.5%
CC	106FA Configuration	
	118.4 MW	55.0%
	206FA Configuration	
	239.4 MW	55.6%

Features

- Cold-end drive/axial flow exhaust
- 18 stage axial compressor/3 stage turbine
- Pressure ratio: 15.8
- DLN 2.6 combustion system, achieving 15 ppmvd NO_x @ 15% O₂, 9 ppmvd CO @ 15% O₂ with natural gas
- Exhaust temperature/energy: 603°C (1117°F)/9760 Btu/kWh
- Starting time less than 25 minutes
- Mark* Vle controls



For more information, contact your GE representative or visit ge.com/energy.

* Trademark of General Electric Company. Copyright © 2009 General Electric Company. All rights reserved.

♻️ Printed on recycled paper. GEA-13378E (06/09)

Bibliografia

-
- [1] John A. Duffie, William Beckman. Handbook Solar Engineering of thermal process. *Solar Irradiation, Concentrating collectors, Thermal storage, Solar power plants*, Wiley – Interscience publication
- [2] Andrea Bartolazzi. Le energie rinnovabili. *Il sole come risorsa, l'energia solare termodinamica*, dicembre, Hoepli
- [3] Giovanni Lozza. Turbine a gas e cicli combinati. *Fondamenti termodinamici delle turbine a gas, prestazioni delle turbine a gas, Cicli combinati, le emissioni dalle turbine a gas*, Esculapio
- [4] Franck Kreith . Handbook Mechanical Engineering. *Thermodynamics Engineering, Heat and Mass transfer*, CRC
- [5] M.Falchetta. Programma ENEA sull'energia solare a concentrazione ad alta temperatura
- [6] Walter Giaggioli. Tesi di dottorato "Tecnologia solare ad alta concentrazione", *sistemi di accumulo*, dicembre 1999, Università della Sapienza
- [7] Fichtner solar GmbH. Integrated Solar Combined Cycle in Marocco SolarPaces-Brakmann-AinBeniMathar- Aprile 2006
- [8] Miliozzi. Ottimizzazione delle dimensioni di un pannello riflettente 2001. ENEA
- [9] Feasibility Study: Integrated Solar Combined Cycle and Desalination, Marzo 2009

- [10] Concentrated Solar Power Integration with Combined Cycle Plant and Low energy desalination Applications. Marzo 2009
- [12] Pacchetto software Thermoflow
- [13] Solar millennium, *The largest solar plants in the world*

Ringraziamenti

In conclusione al lavoro di tesi svolto in questi mesi vorrei tanto ringraziare tutte le persone che mi hanno aiutato e mi sono state vicine, in particolare:

- Marco e Andrea dell'ufficio, tutors aziendali che mi hanno introdotto in un' ottica differente da quella universitaria con estrema disponibilità e , soprattutto pazienza, aiutandomi molto nella stesura della tesi con consigli e insegnamenti indispensabili;
- Paolo Silva, relatore che mi ha seguito nella stesura della tesi integrando, con consigli ed approfondimenti, il lavoro svolto;
- Nicola, capo ufficio che mi ha permesso questa esperienza nell' azienda;
- Tutti i colleghi dell'ufficio (Luigi che mi ha sopportato come vicino di scrivania, Alessandro maestro di stile, Valentina l' indispensabile...);
- Tutta la mia famiglia che mi ha sempre supportato (Mamma, Papà, Luca, Nonna Teresa, Morena e la piccola Sara);
- Tutti i miei amici dell'università, senza i quali non sarebbe stata l'esperienza fantastica che ho vissuto in questi anni (Gio, Pad, Roby, Nico, Samu, Maurino Susi, Albi, Albe, Tommy, Raffa, Teo, Anna, Tizzu, ecc...);
- Francesca, per i bei momenti...;
- Tutti i miei amici di Bernate, amici da una vita;

Sicuramente mi sono dimenticato persone molto importanti che mi devono assolutamente perdonare.

GRAZIE A TUTTI!.