

Politecnico di Milano

**Modelli ed algoritmi numerici
per l'ottimizzazione e la regolazione di cicli orc**



Anno Accademico 2012 – 2013

Scuola di Ingegneria Industriale e dell'Informazione

Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

Relatore: Emanuele Martelli

Correlatore: Stefano Consonni

Tesi di Laurea di:

Federico Capra

787606

SOMMARIO

1	INTRODUZIONE E SCOPI DELLA TESI.....	1
2	I CICLI RANKINE CON FLUIDI DI LAVORO ORGANICI (ORC).....	3
2.1	Il ciclo Rankine	3
2.2	Analisi termodinamica dei cicli Rankine	5
2.3	Scelta del fluido di lavoro	7
2.4	Stato dell'arte	8
2.4.1	Combustione di biomasse	8
2.4.2	Impianti Geotermici con ORC	9
2.4.3	Sistemi Solari di produzione potenza termica.....	10
2.4.4	Applicazioni innovative	11
3	LAVORI PRECEDENTI SULL'OTTIMIZZAZIONE DI ORC.....	13
4	SVILUPPO DI UN MODELLO DI SIMULAZIONE E OTTIMIZZAZIONE OFF-DESIGN	17
4.1	Descrizione del ciclo ORC e del modello di collettore solare.....	18
4.1.1	configurazione impiantistica	18
4.1.2	Individuazione e modellizzazione dei profili di domanda	19
4.1.3	Taglia del ciclo e criteri principali	21
4.1.4	Caldaia	23
4.1.5	Modello dell'impianto solare	26
4.1.6	Scambiatori di calore	27
4.2	Modello off-design	29
4.2.1	Modello matematico per i casi con una sola utenza termica.....	29
4.2.2	Modello matematico per i casi con due utenze termiche	35
4.2.3	Modello matematico per una configurazione non rigenerativa	42
4.3	Risultati	43
4.3.1	Analisi e risultati del caso con la sola utenza di bassa temperatura (Piscina)	44
4.3.2	Analisi e risultati con utenza di bassa temperatura industriale	49

4.3.3	Analisi e risultati per i casi con due utenze termiche (Piscina e macchina ad assorbimento).....	53
4.3.4	Analisi e risultati del caso non rigenerativo con utenza di bassa temperatura variabile 57	
5	PROGETTO OTTIMO.....	63
5.1	Specifiche e scelte progettuali	65
5.2	Modello che esegue il progetto del ciclo.....	66
5.2.1	Calcolo delle portate	67
5.2.2	Dimensionamento della turbina	68
5.2.3	Scambiatore olio diatermico ORC	71
5.2.4	Condensatore.....	72
5.2.5	Rigeneratore	73
5.2.6	Portata di combustibile consumata	73
5.2.7	Gestione soluzioni impossibili	73
5.3	Ottimizzazione off-design	74
5.4	Analisi economica	78
5.4.1	Dati di costo	78
5.4.2	Valutazione energia elettrica prodotta e combustibile consumato.....	79
5.4.3	Bilancio economico.....	81
5.5	Algoritmo per l'ottimizzazione black-box	82
5.6	Problemi test.....	84
5.7	Risultati	85
5.7.1	Scenario 1.....	85
5.7.2	Scenario 2.....	89
5.7.3	Confronto tra Scenario 1 e Scenario2	95
5.7.4	Scenario 3.....	96
5.8	Osservazioni	102
6	CONCLUSIONI.....	103
7	BIBLIOGRAFIA	105

Figura 1 schema ciclo Rankine semplice	3
Figura 2 Tre tipi di fluidi di lavoro, Wet, Isoentropic e Dry.....	4
Figura 3 Grafico del rendimento in funzione della pressione di evaporazione per un ciclo Rankine ideale semplice con toluene come fluido di lavoro.....	5
Figura 4 Ciclo Rigenerativo	6
Figura 5 Grafico del rendimento netto in funzione del grado di surriscaldamento di un ciclo Rankine ideale non rigenerativo con toluene come fluido di lavoro.....	7
Figura 6 Grafico del rendimento netto in funzione del grado di surriscaldamento di un ciclo Rankine ideale rigenerativo con toluene come fluido di lavoro.....	7
Figura 7 Schema di un impianto ORC cogenerativo a biomassa.....	9
Figura 8 Schema di un impianto ORC Geotermico	10
Figura 9 Schema di un impianto che sfrutta l'energia solare per integrare un ciclo ORC [7]	10
Figura 10 Schema micro CHP	11
Figura 11 Diagramma T-s del ciclo analizzato da Quoilin e Lemort [4].....	14
Figura 12 Schema di impianto del progetto “CUBIS - Cogenerazione Urbana da Biomasse e Solare”	17
Figura 13 Configurazioni impiantistiche	18
Figura 14 Profilo utenza Piscina	19
Figura 15 Utenza piscina e assorbitore	20
Figura 16 Diagramma T-Q Condensatore nelle due configurazioni.....	22
Figura 17 Diagramma T-s del ciclo termodinamico	22
Figura 18 Ciclo ORC: componenti principali	23
Figura 19 Scambiatore a sezione elicoidale	25
Figura 20 Sezione dei serpentini	25
Figura 21 Progetto ciclo ORC.....	27
Figura 22 Progetto replicato in Matlab	27
Figura 23 Esempio di diagramma T-Q	28
Figura 24 Configurazione impiantistica del modello utilizzato per simulare il funzionamento annuale dell’impianto nel caso di una sola utenza termica di bassa temperatura.	30
Figura 25 Configurazione impiantistica del modello utilizzato per simulare il funzionamento annuale dell’impianto nel caso di due utenze termiche (alta e bassa temperatura).	36
Figura 26 Schema di impianto della configurazione non rigenerativa	42
Figura 27 Dettaglio delle portate di combustibile.....	46

Figura 28 Andamento della portata di combustibile durante l'anno. In rosso il profilo del caso integrato con il campo solare, in blu il caso senza campo solare (andamento costante).	51
Figura 29 Andamento della rendimento di primo principio durante l'anno. In viola il profilo del caso integrato con il campo solare, in blu il caso senza campo solare (andamento costante).	51
Figura 30 Profilo orario annuale delle utenze termiche di alta (rosso) e bassa (blu) temperatura.....	53
Figura 31 Dettaglio delle portate di combustibile.....	55
Figura 32 Diagramma di flusso del processo di ottimizzazione.	65
Figura 33 Configurazione impianto per l'ottimizzazione.....	66
Figura 34 Curve parametriche adottate per prevedere l'efficienza degli stadi turbina.....	68
Figura 35 Rendimento di espansione in funzione di due variabili (N_s e V_{ratio}).....	69
Figura 36 Diagramma T-Q HT HRSC.....	71
Figura 37 Diagramma T-Q LT HRSC	71
Figura 38 Ricavi al variare di p_{eva} e $V_{ratio\ max}$	82
Figura 39 Ricavi al variare di P_{eva} e P_{cond}	83
Figura 40 Ricavi al variare dei ΔT di surriscaldamento e della taglia al condensatore	83
Figura 41 Grafico dei costi dei componenti per Test Case A, Scenario 1	87
Figura 42 Grafico dei costi dei componenti, Test Case A, Scenario 2	92
Figura 43 Grafico dei costi dei componenti, Test Case B, Scenario 2	92
Figura 44 Grafico dei costi dei componenti, Test Case C, Scenario 2	93
Figura 45 Grafico dei costi dei componenti, Test Case D, Scenario 2	93
Figura 46 Istogramma dei costi Phe, Rigeneratore, Condensatore e Generatore nel caso del primo profilo per i Test Case A e C, Scenario 2.....	94
Figura 47 Istogramma dei costi Riduttore, Pompa Caldaia o&m nel caso del primo profilo per i Test Case A e C, Scenario 2.....	95
Figura 48 Istogramma dei costi Turbina e Balance nel caso del primo profilo per i Test Case A e C, Scenario 2.....	95
Figura 49 Costi di rigeneratore, condensatore, generatore e o&m per i Test Cases A, B, C e D	99
Figura 50 Costi di riduttore, pompa, caldaia e phe per i Test Cases A, B, C e D.....	100
Figura 51 Costi di turbina e balance per i Test Cases A, B, C e D	100

Tabella 1 Massimi valori di carico per i profili analizzati	21
Tabella 2 Composizione combustibile	23
Tabella 3 Composizione, temperature e portate dei fumi	24
Tabella 4 Proprietà di scambio termico	29
Tabella 5 Confronto delle variabili del ciclo tra varie configurazioni operative	48
Tabella 6 Confronto tra le variabili del ciclo con pannelli accesi e spenti	52
Tabella 7 Variabili operative del ciclo ORC e dell'impianto in due condizioni di funzionamento. .	56
Tabella 8 Confronto delle variabili del ciclo tra varie configurazioni operative	60
Tabella 9 Parametri progettuali fissati	67
Tabella 10 Coefficienti di scambio termico ipotizzati	72
Tabella 11 Regione ammissibile utilizzata per l'analisi	85
Tabella 12 Variabili ottimizzate, Scenario 1	86
Tabella 13 Parametri turbina, Scenario 1	86
Tabella 14 Configurazioni operative dei Test Cases A,B, C e D, Scenario 1	88
Tabella 15 Variabili ottimizzate, Scenario 2	90
Tabella 16 Parametri della turbine e del rigeneratore, Scenario 2	90
Tabella 17 Configurazione operativa dei test case A, B C e D, Scenario 2	91
Tabella 18 Dettaglio costi del progetto, Scenario 2	92
Tabella 19 Variabili ottimizzate, Scenario 3	96
Tabella 20 Parametri della turbina e del rigeneratore, Scenario 3	97
Tabella 21 Configurazione operativa dei test case A, B C e D, Scenario 3	98
Tabella 22 Dettaglio costi del progetto, Scenario 3	99

1 Introduzione e scopi della Tesi

Questo lavoro di tesi è stato sviluppato presso il Laboratorio Energia Ambiente Piacenza (LEAP), consorzio partecipato dal Politecnico di Milano, nell'ambito del progetto "CUBIS - Cogenerazione Urbana da Biomasse e Solare" – condotto dal LEAP insieme a Kyoto Club Service ed Altair e finanziato dal "Ministero dell'Ambiente e della Tutela del Territorio e del Mare" attraverso il "Bando per il finanziamento di progetti di ricerca finalizzati ad interventi di efficienza energetica e all'utilizzo delle fonti di energie rinnovabili in aree urbane". L'oggetto di tale progetto di ricerca è lo sviluppo, il progetto e la valutazione critica delle prestazioni raggiungibili da un ciclo ORC cogenerativo di piccola taglia integrato con una caldaia a legna ed un sistema di pannelli solari termici. Il progetto comprende una serie di attività teoriche relative al progetto ed all'ottimizzazione del ciclo che sono state svolte dal LEAP, ed una serie di attività sperimentali, volte alla verifica delle prestazioni effettivamente raggiungibili, che sono svolte dai partners.

Il presente lavoro di tesi è focalizzato sull'ottimizzazione del progetto e della regolazione off-design del ciclo ORC. In particolare prima è stata sviluppata una tecnica di regolazione per le condizioni di fuori progetto. La tecnica fa ricorso ad algoritmi di ottimizzazione ed ha come obiettivo quello di stimare il rendimento dell'impianto su un arco temporale di un anno e migliorarlo agendo solo sulla regolazione del sistema stesso. In seguito è stato trattato il progetto di un impianto ORC per la cogenerazione di taglia più rilevante e sviluppato un metodo di ottimizzazione secondo un criterio economico. Il metodo tiene contemporaneamente conto dell'influenza relativa delle scelte progettuali, della regolazione ottimale e del profilo atteso della richiesta termica dell'utenza durante la vita utile sulle prestazioni energetiche ed economiche del sistema.

2 I Cicli Rankine con fluidi di lavoro organici (ORC)

Un *Organic Rankine Cycle* (ORC) è un ciclo di potenza termodinamico in cui è impiegato un fluido di lavoro organico. Gli ORC appartengono alla categoria dei sistemi energetici a combustione esterna, nei quali il fluido di lavoro del ciclo termodinamico non viene a contatto diretto con i prodotti di combustione, ma è separato da una superficie di scambio termico.

Diversi fattori spingono per una maggiore potenzialità di mercato per impianti di piccola taglia, come la necessità di generare energia elettrica in zone remote ed isolate di nazioni in via di sviluppo, l'esigenza di generare energia pulita ricorrendo a fonti rinnovabili, la liberalizzazione e privatizzazione del settore energetico in tutto il mondo. I cicli ORC ben si prestano a soddisfare queste necessità.

2.1 Il ciclo Rankine

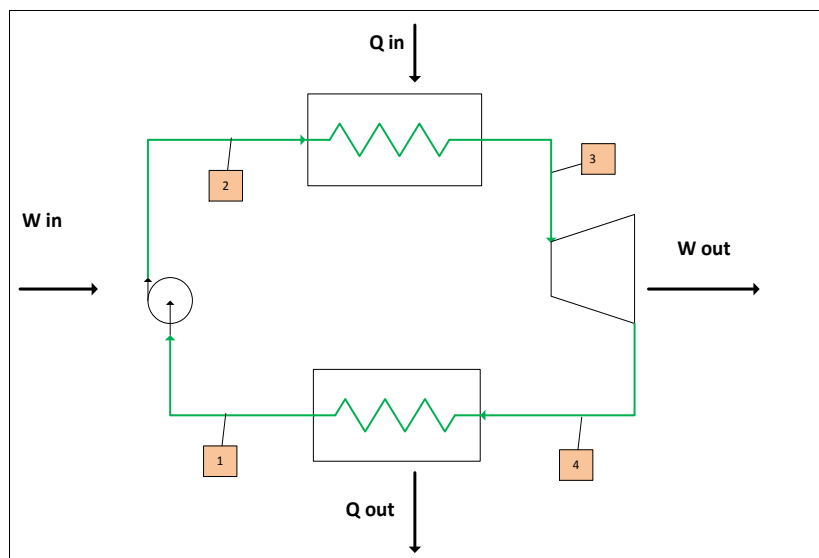


Figura 1 schema ciclo Rankine semplice

In evidenza le quattro trasformazioni fondamentali che costituiscono il ciclo termodinamico ideale:

1-2 Pompaggio del liquido in fase liquida

2-3 Evaporazione isobara del fluido di lavoro con introduzione di calore dalla sorgente calda

3-4 Espansione adiabatica fino alla pressione di condensazione

4-1 Condensazione isobara con cessione di calore ad una sorgente fredda

La peculiarità del ciclo Rankine è che la compressione avviene in fase liquida mentre l'espansione in fase gassosa, quindi con un volume specifico significativamente più elevato, rendendo possibile estrarre un elevato lavoro specifico anche con turbomacchine caratterizzate da scarsi rendimenti.

I sistemi a combustione esterna presentano due principali vantaggi rispetto a quelli a combustione interna, quali la possibilità di scegliere opportunamente il fluido di lavoro in modo da ottimizzare, o almeno ottenere una buona combinazione tra il rendimento del ciclo termodinamico, l'accoppiamento con la sorgente termica calda e le prestazioni delle turbomacchine (vedere paragrafo 2.3 sulla scelta del fluido di lavoro) oltre al vantaggio di un'elevata flessibilità sul tipo di combustibile impiegato. Infatti, non è necessario impiegare combustibili pregiati, ma si possono impiegare anche combustibili contenenti ceneri, metalli o agenti corrosivi in generale poiché i fumi non vengono a contatto con le turbomacchine o altri componenti del ciclo passibili di danneggiamento. Inoltre i cicli ORC si prestano all'integrazione di sorgenti termiche alternative, come il solare e il geotermico.

Esistono anche alcune problematiche: rispetto ai cicli a combustione interna, la presenza della superficie di scambio termico provoca l'aumento dei costi di investimento e del peso specifico del ciclo, precludendone l'applicazione a sistemi di trasporto. Le temperature del ciclo termodinamico sono attualmente limitate dalla stabilità termica del fluido di lavoro e dalla resistenza meccanica della superficie di scambio termico, la cui estensione, rende svantaggioso dal punto di vista economico l'impiego di materiali pregiati come le superleghe Ni-Cr.

Nell'ambito dei cicli a combustione esterna analizziamo le caratteristiche dei fluidi di lavoro impiegati, che possono essere divisi in tre grandi famiglie:

1. Fluidi ad espansione umida (Wet fluid)
2. Fluidi ad espansione isoentropica (Isoentropic fluid)
3. Fluidi ad espansione secca (Dry fluid)

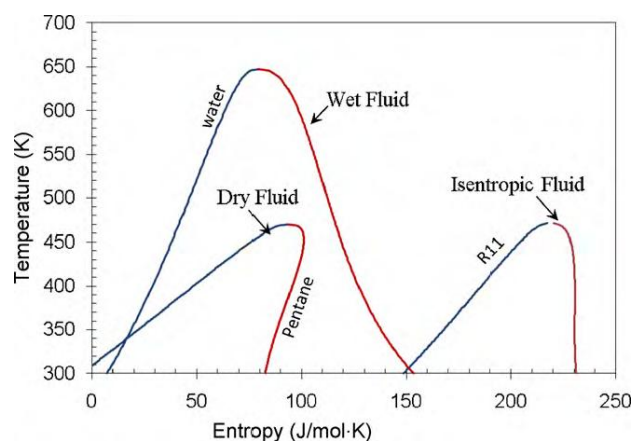


Figura 2 Tre tipi di fluidi di lavoro, Wet, Isoentropic e Dry.

L'utilizzo di fluidi ad espansione umida comporta che la fase di evaporazione sia seguita da una di surriscaldamento del fluido di lavoro, affinché la fase di espansione non ricada nel campo bifase del fluido, compromettendo il funzionamento e il rendimento della turbina che esegue l'espansione. Ciò non è necessario con fluidi ad espansione secca, che possono operare in condizioni di ciclo saturo. I fluidi ad espansione isoentropica invece costituiscono il confine tra le due precedenti categorie. La proprietà di presentare un'espansione secca permette anche di impiegare caldaie meno complesse e costose con surriscaldatori assenti o di piccola dimensione.

2.2 Analisi termodinamica dei cicli Rankine

L'analisi dei cicli Rankine che operano con fluidi ad espansione umida è ben nota in letteratura in quanto ampiamente trattata per il ciclo a vapor d'acqua, quindi in questa sezione ci occupiamo di analizzare i cicli che operano con fluidi ad espansione secca o isoentropica per evidenziare eventuali differenze con i cicli a vapor d'acqua e l'effetto che principali parametri del ciclo hanno su questi.

Analizzando un ciclo Rankine ideale con fluido ad espansione secca, un aumento della pressione di evaporazione causa un aumento del rendimento e del lavoro specifico del ciclo, così come la diminuzione della pressione di condensazione. L'aumento della pressione di evaporazione non causa problemi di titolo allo scarico della turbina, poiché l'espansione avviene solo in fase secca ma un aumento della temperatura in ingresso al condensatore/desurriscaldatore. Ciò fa sì che l'incremento di rendimento del ciclo associato all'incremento della pressione d'evaporazione sia minore rispetto a quello di un ciclo Rankine con fluido ad espansione umida. La Figura 3 riporta il grafico del rendimento elettrico per un ciclo avente toluene come fluido di lavoro. Il toluene è stato scelto in quanto esempio di fluido ad espansione secca ed usato nei due casi studio descritti in Sezione 3 e in Sezione 4.

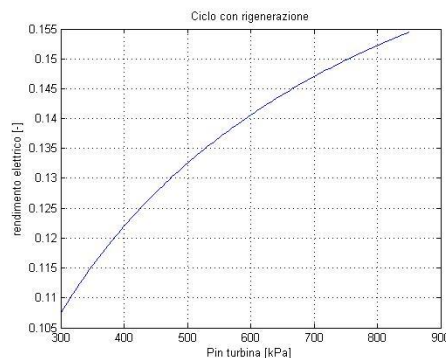


Figura 3 Grafico del rendimento in funzione della pressione di evaporazione per un ciclo Rankine ideale semplice con toluene come fluido di lavoro.

Nei cicli Rankine con fluidi ad espansione secca risulta essere particolarmente conveniente introdurre la rigenerazione. A differenza di quanto fatto per i cicli a vapore d'acqua, la rigenerazione può essere compiuta recuperando il calore di desurriscaldamento del vapore scaricato dalla turbina e fornendolo al liquido a valle della pompa senza effettuare alcuno spillamento, come rappresentato in Figura 4

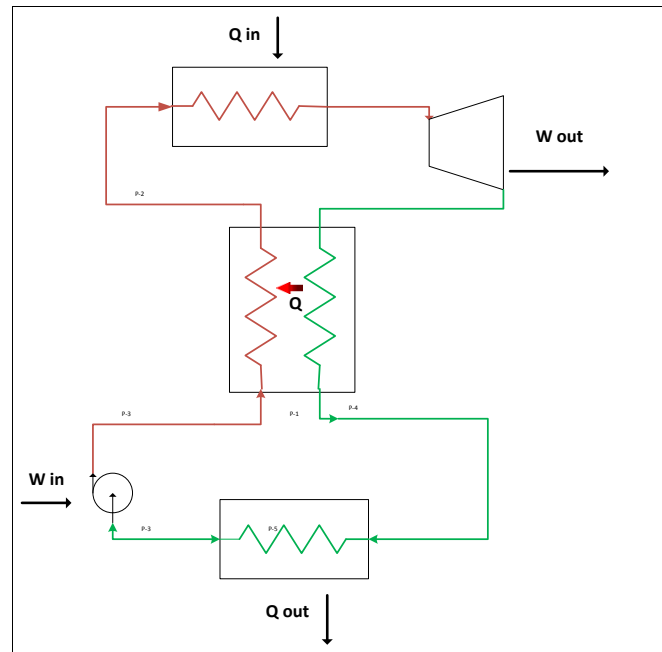


Figura 4 Ciclo Rigenerativo

Si noti che in tale configurazione non è possibile realizzare un ciclo reversibile (ideale) in quanto la capacità termica di portata del liquido è maggiore di quella del vapore e quindi lo scambiatore di calore ha una differenza di temperatura finita (non infinitesima). L'introduzione della rigenerazione, anche se non ideale, provoca un aumento del rendimento del ciclo ideale in quanto riduce il calore in ingresso al ciclo senza penalizzare il lavoro utile estratto. [1]

L'elemento distintivo dei cicli ideali che operano con fluidi ad espansione secca rispetto a quelli con fluidi ad espansione umida è l'effetto del surriscaldamento: infatti, l'efficienza del ciclo non rigenerativo diminuisce con l'aumentare del livello di surriscaldamento [2] mentre il lavoro specifico aumenta. Tale fenomeno è rappresentato in Figura 5 assumendo il toluene come fluido di lavoro. Questo avviene perché pur introducendo calore ad una temperatura media logaritmica superiore rispetto al ciclo saturo, prevale il peso del calore che viene ceduto alla sorgente fredda ad una temperatura media logaritmica superiore durante la fase di desurriscaldamento. Una dimostrazione formale di tale risultato è riportata in "A thermodynamic criterion for selection of working fluid for subcritical and supercritical domestic micro CHP" [3].

Tale comportamento si rovescia se il ciclo ha un rigeneratore che recupera il calore di de-surriscaldamento per preriscaldare il liquido (vedere Figura 6).

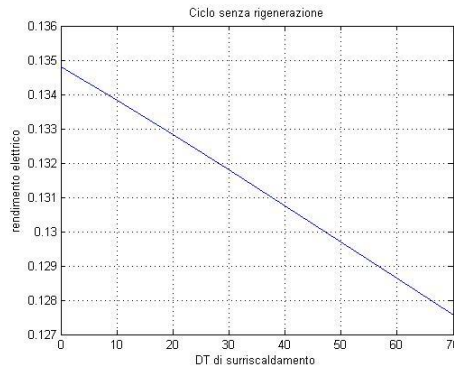


Figura 5 Grafico del rendimento netto in funzione del grado di surriscaldamento di un ciclo Rankine ideale non rigenerativo con toluene come fluido di lavoro.

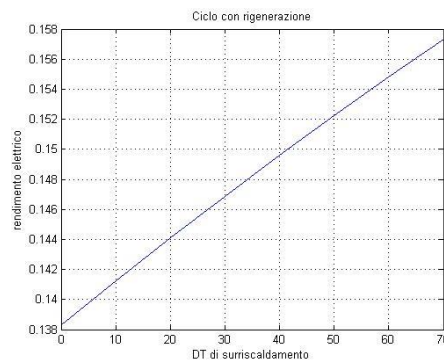


Figura 6 Grafico del rendimento netto in funzione del grado di surriscaldamento di un ciclo Rankine ideale rigenerativo con toluene come fluido di lavoro

Nonostante sia deleterio per il rendimento del ciclo ideale, i cicli reali non rigenerativi generalmente adottano sempre un minimo grado di surriscaldamento per ottenere una maggiore portata volumetrica in ingresso alla turbina, quindi maggiori altezze di pala e quindi maggiori rendimenti di espansione (vedi sezione 2.3).

2.3 Scelta del fluido di lavoro

Tra i fluidi organici impiegati in cicli Rankine di piccola taglia, cioè in cicli con potenza elettrica indicativamente minore di 1MW, diversi appartengono alla categoria di fluidi ad espansione secca. Questi fluidi permettono di utilizzare anche calore di scarto a basse temperature: infatti il termine ORC viene spesso utilizzato per definire tutti i cicli Rankine che operano con una sorgente calda a bassa temperatura.

La scelta del fluido è orientata alla ricerca delle seguenti caratteristiche:

- 1) ridotti $\Delta h_{\text{evaporazione}}$ e quindi una elevata portata massica a pari potenza termica in ingresso.
- 2) ridotta ρ
- 3) elevati coefficienti di scambio termico
- 4) bassi $\Delta h_{\text{espansione}}$
- 5) stabili alle alte temperature (no degradazione alle alte temperature)
- 6) basso impatto ambientale: non devono essere corrosivi o tossici, economia e facile reperibilità
- 7) buon accoppiamento per il recupero di calore con sorgenti calde.

Le prime due caratteristiche sono positive per avere portate volumetriche elevate, in modo da ottenere rapporti h/D sufficientemente elevati da consentire un adeguato progetto fluidodinamico delle turbomacchine. La terza caratteristica ha l'obiettivo di contenere le superfici di scambio. La quarta ha lo scopo di limitare il numero di stadi della turbina e quindi il costo d'investimento. La quinta caratteristica è indispensabile per raggiungere elevate temperature di surriscaldamento e quindi elevati rendimenti del ciclo.

Non esiste un fluido in grado di soddisfare contemporaneamente tutte queste caratteristiche e che quindi rappresenterebbe la scelta ottimale, ma la scelta dipende dalle condizioni operative e dal tipo particolare di applicazione (in particolare dalla taglia e dalle sorgenti termiche calda e fredda).

2.4 Stato dell'arte

2.4.1 Combustione di biomasse

L'applicazione di impianti ORC per la combustione di biomasse è stata largamente discussa ed è emersa come l'unica tecnologia indicata per la progettazione di impianti cogenerativi decentralizzati che operino con combustibili solidi, producendo potenze fino ad 1MW_{el} [4]. L'efficienza di questi impianti oscilla tra il 6 e il 17% ed è correlata al recupero di calore ed all'efficienza termica della caldaia.

Nel caso che il combustibile sia costituito da biomasse, è impiegato un olio diatermico per trasferire il calore dalla camera di combustione al fluido organico per cui bisogna considerare anche le perdite introdotte da quest'ulteriore passaggio. La modesta efficienza elettrica è in genere giustificata dal fatto che questi sistemi presentino modeste esigenze di manutenzione e quindi bassi costi del personale.

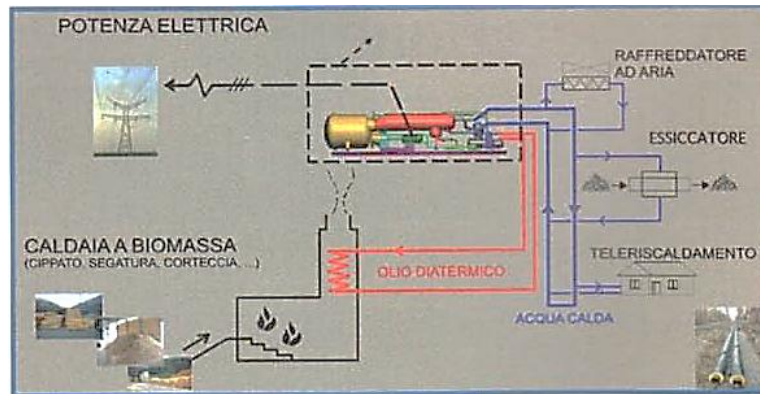


Figura 7 Schema di un impianto ORC cogenerativo a biomassa

Il fluido ORC genera portate volumetriche maggiori rispetto ad un ciclo Rankine tradizionale di pari potenza, ciò garantisce elevate efficienze di turbina, che unite al vantaggio di avere un'espansione secca garantiscono un funzionamento affidabile e tempi di startup rapidi.

In questo contesto si inseriscono anche impianti ORC associati al teleriscaldamento: nel caso di impianti di teleriscaldamento che convogliano molte utenze ci sono coefficienti di contemporaneità sull'utilizzo che attenuano i valori massimi e aumentano quelli minimi delle richieste di riscaldamento. Il profilo risente comunque di un forte andamento stagionale, rendendo poco immediate le scelte di progettazione. In questo caso, con un costo dell'energia elettrica compreso tra 0.15 e 0.20 €/kWh il numero di ore di funzionamento ottimali è vicino alle 5000 ore/anno. [5]

Se la remunerazione dell'energia elettrica è minore, il numero di ore di funzionamento ottimali tende ad aumentare, viceversa a diminuire [4].

2.4.2 Impianti Geotermici con ORC

I cicli Rankine tradizionali non sono compatibili con sorgenti che forniscono calore tra 80°C e 120°C, temperature tipiche della sorgente calda in un'applicazione geotermica, per cui si ricorre a fluidi organici che si accoppiano meglio con la sorgente calda, spesso rappresentata da un fluido geotermico che cede calore al fluido di lavoro organico tramite degli scambiatori (configurazione binaria). Questi cicli operano con efficienze di primo principio tra 5 e 15%, di secondo principio tra 20 e 54%. [6]

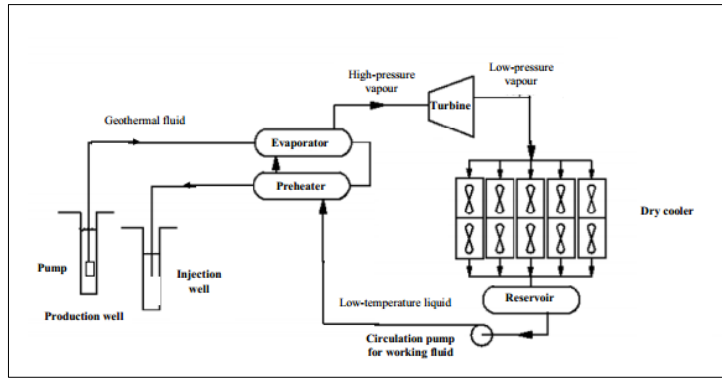


Figura 8 Schema di un impianto ORC Geotermico

2.4.3 Sistemi Solari di produzione potenza termica

L'impiego di fluidi ORC in questa applicazione presenta i vantaggi di operare a basse temperature (minori di 300°C) rendendo possibile operare in regioni con bassa radiazione solare. Permettono inoltre di raggiungere diversi MW di potenza assemblando più moduli ORC di taglia minore, il tutto con bassi costi sia di investimento che operativi e di manutenzione. [7]

Si è considerato anche l'utilizzo di sistemi ibridi, con una fonte energetica ulteriore, in grado di integrare quella solare quando questa non è disponibile.

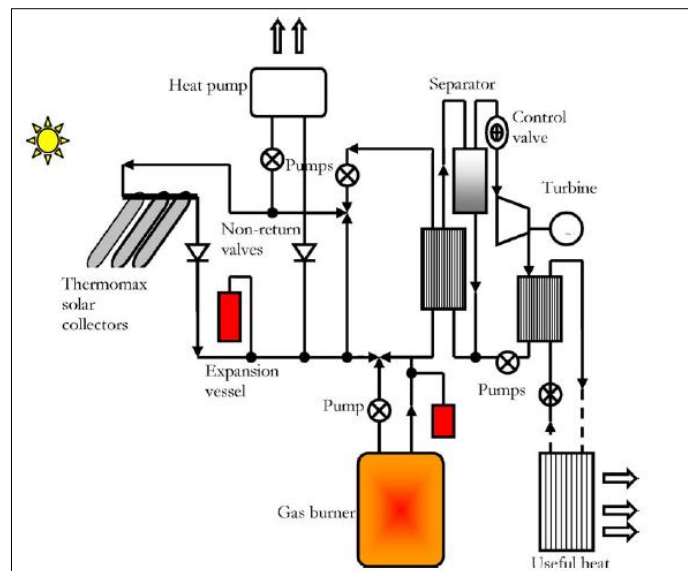


Figura 9 Schema di un impianto che sfrutta l'energia solare per integrare un ciclo ORC [7]

2.4.4 Applicazioni innovative

Si può utilizzare l'energia solare accoppiata ad un ciclo ORC per produrre acqua potabile desalinizzando l'acqua di mare. Il vantaggio di questo sistema risiede nella capacità di produrre acqua potabile a temperatura ambiente, quindi subito utilizzabile sfruttando energia rinnovabile.

Un'altra applicazione possibile è quella di accoppiare un ciclo ORC ad un digestore di biomasse: la digestione avviene a circa 38°C e necessita di calore. Il calore può essere recuperato da un motore a combustione in assetto cogenerativo. Il digestore, dipendentemente dalla taglia, richiede una frazione tra il 20 e il 25% del calore che il motore fornisce: la restante parte può essere recuperata inserendo un ciclo ORC bottoming. [8]

Un'ulteriore applicazione sono i Micro CHP (Combined Heat and Power, equivale a dire micro-cogenerazione), con cui si intendono cicli ORC in assetto cogenerativo dell'ordine di pochi kW_{el}. L'assetto tipico di questi cicli prevede un loop di olio diatermico che trasferisce il calore dalla caldaia al fluido di lavoro e un espansore di tipo scroll. L'energia elettrica prodotta può essere utilizzata o distribuita alla rete, mentre il calore generato viene utilizzato per riscaldamento domestico o in una rete di teleriscaldamento molto limitata. Questo impone che la temperatura di condensazione sia compatibile con quella richiesta dall'utenza per l'acqua (40-90°C).

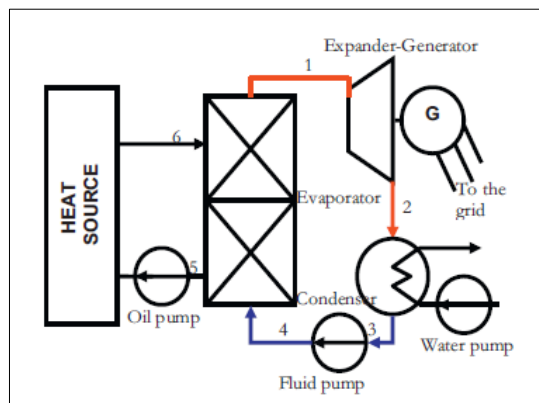


Figura 10 Schema micro CHP

In conclusione gli Organic Rankine Cycles sono l'unica tecnologia sperimentata in grado di operare nel range pochi kW-1MW. Nonostante il loro basso rendimento, il loro sviluppo procede grazie alla possibilità di sfruttare calore di scarto a bassa temperatura e alla possibilità di sfruttare energia rinnovabile e combustibili non pregiati.

3 Lavori precedenti sull'ottimizzazione di ORC

Di seguito illustreremo una serie di applicazioni di ORC disponibili in letteratura per fornire una panoramica sulle scelte progettuali più diffuse.

Quoilin et al [9] presentano un'ottimizzazione sia economica che termodinamica per i ciclo ORC applicati al recupero di calore di scarto su piccola scala. Per questo tipo di applicazione la funzione obiettivo da massimizzare è rappresentata dalla potenza elettrica prodotta piuttosto che dal rendimento del ciclo. Il ciclo viene dimensionato imponendo i pinch point agli scambiatori. Dal punto di vista termodinamico emerge che:

- esiste una temperatura di evaporazione ottima, legata all'efficienza di recupero termico
- il surriscaldamento va mantenuto basso quanto possibile

Passando all'analisi economica si osserva invece che la soluzione migliore differisce da quella fornita dall'ottimizzazione termodinamica, in particolare alcuni parametri risentono di trade-off (tipico pinch-point al condensatore). In particolare i ricercatori hanno svolto un'ottimizzazione di cinque parametri (pressione di evaporazione, pinch point del condensatore, pinch point heat exchanger, perdite di carico nel condensatore ed evaporatore) con la tecnica *Sequential minimax search for a maximum* (uno dei primi metodi per ottimizzare funzioni irregolari proposto nel 1953 ma ormai poco utilizzato). In conclusione, l'ottimo economico è ottenuto con un costo specifico di 2136 €/kW e un rendimento globale del 4.47%, mentre l'ottimizzazione termodinamica avrebbe garantito un rendimento complessivo del 5.5%.

Schuster et al. [8] presentano varie applicazioni possibili per cicli ORC: per affinità con gli argomenti che verranno trattati in Sezione 4 ci concentriamo sull'applicazione per un impianto Micro-CHP, il cui lay-out prevede una caldaia a biomasse con un loop di olio diatermico che preriscalda, fa evaporare e infine surriscalda un fluido di lavoro organico (R141b). Il lavoro è incentrato sulla valutazione economica delle prestazioni fornite dall'impianto operando in condizioni di progetto. Vengono esplorate varie configurazioni, creando delle mappe che permettono di prevedere il costo di produzione dell'elettricità a secondo della potenza termica che si vuole rendere disponibile al condensatore per una possibile utenza.

Entrando nel dettaglio del ciclo, Il fluido viene fatto espandere in un espansore di tipo scrool e poi inviato al condensatore. L'utenza richiede calore a 90°C, quindi il rapporto di espansione è fissato in modo tale che la temperatura di condensazione sia di 91°C. Il sistema produce 5 kW_{el} e 50kW_{th}. l'impianto è caratterizzato da elevati costi di investimento per un sistema di piccola taglia che

causano costi di produzione dell'elettricità vicini al prezzo di energia dalla rete: infatti ipotizzando un funzionamento per 7500 ore_{eq}/anno a pieno carico, con un prezzo del calore ceduto all'utenza remunerato 90 €/MWh il costo dell'elettricità sarebbe di 107 €/MWh.

Ghasemi et al [10] propongono l'ottimizzazione del progetto di un ciclo ORC per un impianto che riceve calore da una fonte geotermica. Il ciclo ha una configurazione rigenerativa e utilizza l'isobutano come fluido di lavoro e dispone di un condensatore ad aria. Il sistema viene modellato in Aspen e poi convalidato tramite il confronto con risultati sperimentali. L'ottimizzazione del funzionamento dell'impianto è eseguita con due approcci che conducono allo stesso risultato: il primo consiste in una discretizzazione del campo di fattibilità delle variabili, il secondo invece riguarda l'utilizzo di un risolutore di tipo Sequential Quadratic Programming (SQP) per l'ottimizzazione di problemi con funzione obiettivo e vincoli non lineari. La funzione da ottimizzare è la potenza netta prodotta dall'impianto. Le conclusioni sono che per basse temperature esterne si debba scegliere un ciclo saturo con la massima pressione di ingresso in turbina, mentre all'aumentare della temperatura ambiente risulta conveniente adottare un surriscaldamento crescente, come conseguenza della variazione del rendimento della turbina.

Gli autori Quoilin e Lemort [1] effettuano uno studio in cui simulano un ciclo ORC per recupero di calore da sorgente a bassa temperatura. La soluzione esplorata consiste in un impianto che lavora con R245fa, con sorgente calda un flusso di aria a 130°C e portata fissata, sorgente fredda aria a 10°C, la cui portata è regolata per mantenere un pinch point di temperatura imposto. Il fluido subisce inoltre un surriscaldamento di 20°C e un sotto-raffreddamento al condensatore di 5°C. L'analisi procede nel considerare diverse capacità termiche della sorgente calda, come rappresentato in Figura 11

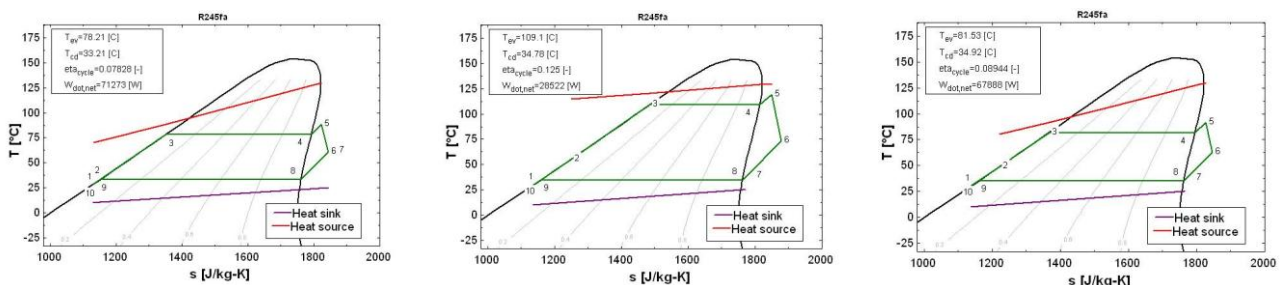


Figura 11 Diagramma T-s del ciclo analizzato da Quoilin e Lemort [4] al variare della capacità termica della sorgente calda

Nel caso di un'elevata capacità termica dell'aria calda e assetto rigenerativo, il ciclo funziona con elevate pressioni di evaporazione. La limitazione sul pinch point impone il funzionamento ad una pressione di condensazione bassa e il ciclo funziona con una maggiore efficienza, ma producendo una minore potenza elettrica che nelle altre configurazioni poiché il calore recuperato è minore. Nel

caso che invece l'aria calda abbia una minore capacità termica e subisca quindi un ΔT maggiore, è stato osservato che l'impiego di un rigeneratore produce un aumento dell'efficienza ma una diminuzione della potenza elettrica prodotta. È quindi necessario valutare attentamente il tipo di applicazione per determinare la convenienza del rigeneratore: infatti nelle applicazioni per il recupero del calore di scarto è opportuno massimizzare la potenza piuttosto che il rendimento, mentre in applicazioni con energia solare o geotermica la fonte di calore può essere ritenuta costante, per cui è simile massimizzare il rendimento o la potenza elettrica prodotta.

Esiste anche uno studio sperimentale condotto da Kang [11] su di un ORC che opera con R245 fa. Viene eseguito il progetto del ciclo per poi valutarne sperimentalmente il funzionamento. In fase di progetto il valore della pressione di condensazione è fissato in modo da avere una temperatura di 30°C , adottando una turbina centrifuga in grado di conseguire un rapporto di espansione uguale a 4. Con un DT di surriscaldamento tale da portare il fluido da una temperatura di condensazione di 77°C fino 80°C , in fase di progetto è previsto che il sistema consegua un rendimento di 8.76% producendo $30 \text{ kW}_{\text{el}}$, ignorando le fuoriuscite termiche e le cadute di pressione. In seguito è stato indagato sperimentalmente un range di pressioni di evaporazione tali da avere temperature di evaporazione pari a 77, 80 e 83°C , con il ΔT di surriscaldamento costante. La capacità termica del fluido di raffreddamento è mantenuta costante, quindi la pressione di condensazione aumenta con la temperatura di evaporazione.

Lo studio sperimentale conclude che un aumento della temperatura di evaporazione ha effetti benefici su rendimento del ciclo e della turbina ma anche sulla potenza elettrica prodotta e si propone come punto di partenza per ulteriori lavori di ottimizzazione.

Muñoz et al [12] presentano lo studio del funzionamento off-design di un ciclo ORC che usa il Toluene come fluido di lavoro, per il recupero di calore dai fumi di una turbina a gas, con particolare attenzione alla ricerca della strategia di regolazione ottima. Le principali conclusioni dello studio dicono che:

- L'adozione di un ciclo bottoming ORC a Toluene migliora maggiormente le prestazioni del ciclo combinato rispetto all'adozione di un ciclo a vapore ad un singolo livello di evaporazione
- Nella fase di fuori progetto la temperatura di ingresso in turbina deve essere tenuta alta compatibilmente con i vincoli di stabilità termica del fluido e una configurazione rigenerativa è consigliabile.

4 Sviluppo di un modello di simulazione e ottimizzazione off-design

Questa attività è stata svolta nell'ambito del progetto di ricerca "CUBIS - Cogenerazione Urbana da Biomasse e Solare" sviluppato dal LEAP insieme a Kyoto Club Service, ed Altair finanziato dal "Ministero dell'Ambiente e della Tutela del Territorio e del Mare". Nell'ambito di tale progetto di ricerca è stato necessario sviluppare un modello che permettesse di simulare il comportamento e la regolazione off-design di un ciclo ORC cogenerativo al variare della potenza termica richiesta dall'utenza e del contributo termico fornito dai pannelli solari. Lo schema d'impianto è riportato in Figura 12.

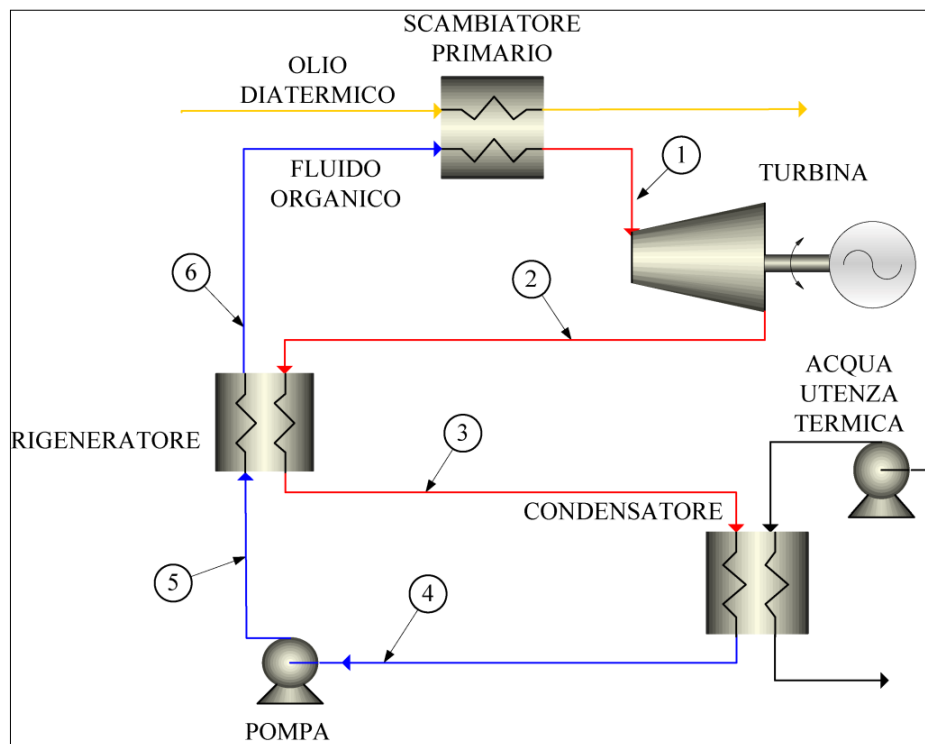


Figura 12 Schema di impianto del progetto "CUBIS - Cogenerazione Urbana da Biomasse e Solare"

E' importante notare che il progetto dell'impianto rappresentato in Figura 12 ed il modello di calcolo del collettore solare (capace di determinare la potenza termica effettivamente trasmessa al ciclo ORC al variare delle condizioni meteo ed angolo di incidenza dei raggi solari sui pannelli) sono stati effettuati dai ricercatori del LEAP e del Politecnico di Milano, mentre il presente lavoro di tesi si è focalizzato sullo sviluppo del modello di simulazione dell'impianto in off-design. L'analisi off-design ha come obiettivo quello di valutare le prestazioni in termini di potenza elettrica generata e combustibile consumato al variare della potenza termica richiesta dall'utenza e

del contributo termico fornito dai pannelli solari nell'orizzonte temporale di un anno. Poiché le condizioni meteorologiche non sono costanti ma tempo varianti, l'analisi off-design deve essere ripetuta su base oraria al fine di poter aggiornare il contributo termico sulla base dei dati meteorologici. Pertanto è necessario ripetere il calcolo delle condizioni off-design del ciclo per 8760 volte all'anno. Inoltre, per determinare l'effettivo risparmio energetico dovuto all'integrazione con i pannelli solari, ogni calcolo va ripetuto con e senza il contributo termico dei pannelli.

Nella Sezione 4.1 si riportano le principali caratteristiche dell'impianto ORC progettato dal LEAP, e una breve descrizione del modello di collettore solare sviluppato dai ricercatori del Politecnico di Milano.

4.1 Descrizione del ciclo ORC e del modello di collettore solare

Di seguito riassumiamo le caratteristiche tecniche e i parametri progettuali del ciclo ORC sviluppato dai ricercatori del LEAP.

4.1.1 configurazione impiantistica

Sono state considerate due configurazioni impiantistiche principali, una cogenerativa e una trigenerativa:

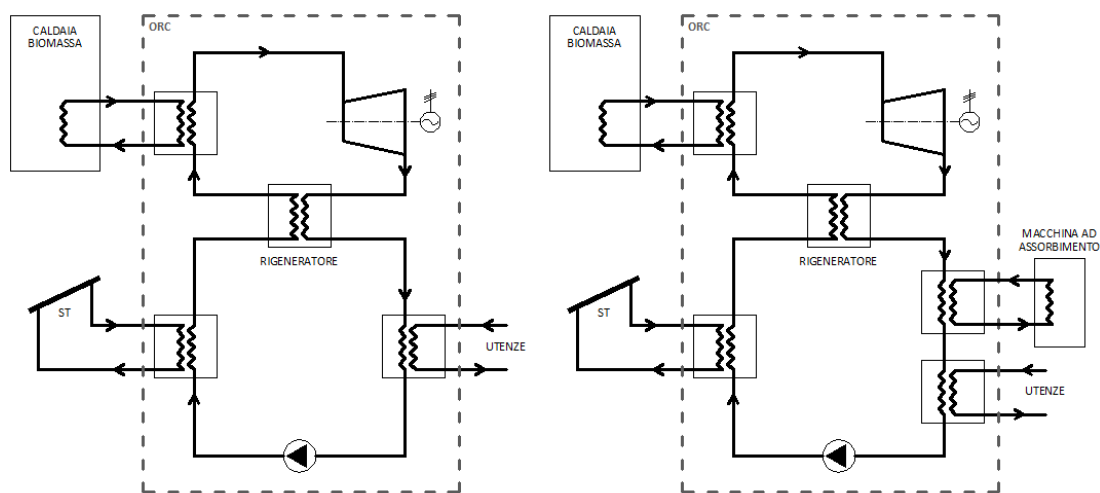


Figura 13 Configurazioni impiantistiche

La prima configurazione è di tipo cogenerativo e fornisce calore a 45°C ad una sola utenza tramite uno scambiatore.

La seconda configurazione è invece trigenerativa perché include un secondo scambiatore che fornisce calore a 85°C ad una macchina frigorifera ad assorbimento.

Entrambe le configurazioni prevedono un primo riscaldamento del fluido da parte dei pannelli solari termici mentre il resto del calore necessario all'evaporazione e surriscaldamento del fluido è fornito dalla caldaia a biomassa attraverso un secondo scambiatore. Il contributo dei pannelli sfrutta un'energia gratuita e pulita ma risente dell'aleatorietà delle condizioni di irraggiamento alle quali è esposto, fornendo un contributo alto nei mesi estivi quando la richiesta termica è minore. La caldaia deve provvedere a compensare le variazioni del contributo solare e ad integrare l'eventuale fabbisogno mancante, in modo da avere una temperatura di ingresso in turbina il più possibile costante per operare con il massimo rendimento cogenerativo possibile. [13]

Poiché come accennato il contributo del circuito solare termico rischia di essere trascurabile in numerose condizioni operative, si è deciso di adottare una configurazione rigenerativa, aggiungendo uno scambiatore interno dopo lo scarico dell'espansore. In questo modo il fluido in uscita dallo scambiatore solare viene ulteriormente preriscaldato ed entra in caldaia più vicino alla temperatura di evaporazione. Questa scelta comporta la rinuncia ad una parte del lavoro di espansione, ma permette di sfruttare una parte del calore di condensazione altrimenti sprecata.

4.1.2 Individuazione e modellizzazione dei profili di domanda

Sono stati individuati tre tipi di profili di domanda per utenze:

1. *Piscina*

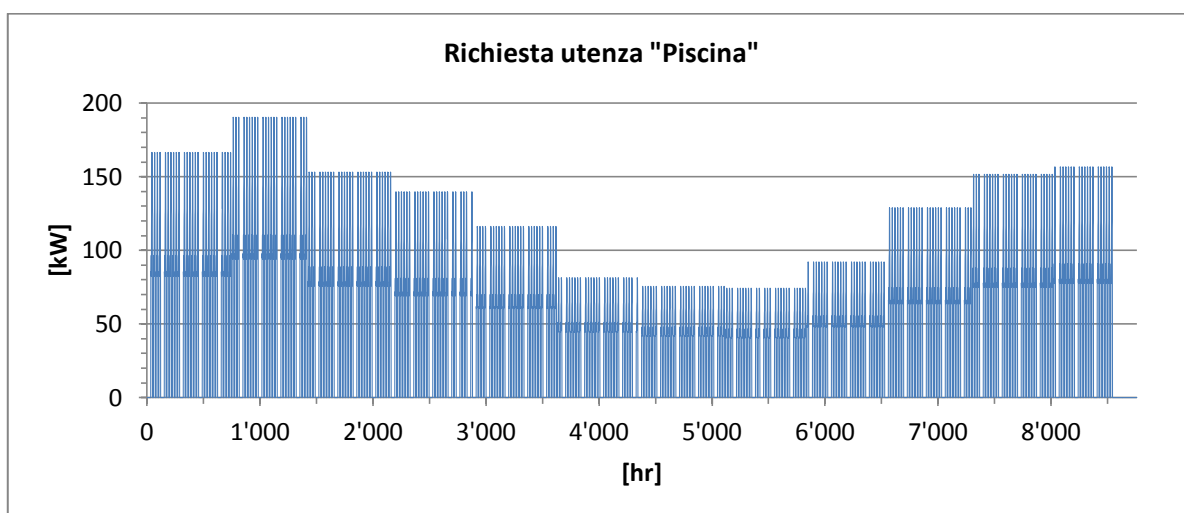


Figura 14 Profilo utenza Piscina

Questo profilo rappresenta la richiesta annuale di una piscina comunale, con vasche interne ed esterne. Le caratteristiche della piscina sono:

vasca interna da 25 m x 15 m x 1,25-1,4 m a 29°C;

vasca interna piccola da 7,8 m x 3,6 m x 0,7 m a 33°C;

acqua calda sanitaria a 45 °C per un consumo giornaliero tra i 50 e i 150 utenti;

utilizzo 15 ore al giorno, ore 8-22 lunedì-sabato.

Il calore richiesto deve essere fornito tra le temperature di 45 e 35°C e la potenza di picco richiesta è di 190 kW, nel mese di febbraio. La potenza viene fornita dal ciclo tramite un unico scambiatore fluido organico-acqua.

2. *Industria*

Questo caso invece descrive il fabbisogno di un'industria di trattamento di superfici metalliche (bagni galvanici, nichelazione, etc.), che ha necessità di mantenere a una temperatura costante di 40°C delle grandi vasche. La potenza richiesta dalle vasche con agitatore ed estrattore d'aria è di circa 1.670 W/m²; ipotizzando una superficie complessiva delle vasche di 83 m² si ottiene una potenza totale richiesta pari a 138 kW. Anche in questo caso, dunque, nel ciclo ORC è presente un solo circuito di distribuzione del calore a bassa temperatura, ma con profilo di domanda costante nel tempo.

3. *Macchina frigorifera ad assorbimento*

Il terzo caso invece è di tipo trigenerativo, poiché prevede l'accoppiamento dell'utenza piscina del primo caso con una macchina frigorifera ad assorbimento per la climatizzazione della zona uffici; l'assorbitore richiede una temperatura di alimentazione di 85°C, per una potenza massima di 10 kW per una superficie uffici di 150 ai 200 m². La potenza di picco non cambia rispetto al primo caso, poiché la macchina frigorifera viene utilizzata per la climatizzazione estiva, quindi in un periodo in cui il fabbisogno di acqua calda della piscina è ridotto.

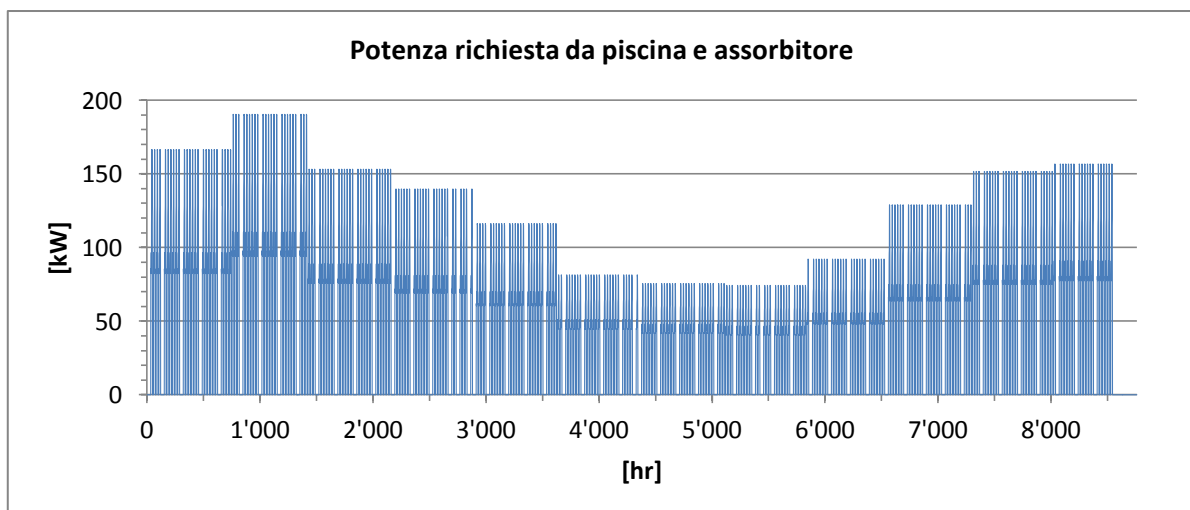


Figura 15 Utenza piscina e assorbitore

Questo caso si differenzia dunque dai due precedenti per la presenza di due circuiti separati di distribuzione, uno ad alta temperatura (85°C) e uno a bassa temperatura (45°C) e risulta essere il più innovativo, poiché gli assorbitori di piccole dimensioni (sotto i 100 kW_{fr}) sono macchine ancora poco diffuse sul mercato. Rappresentano tuttavia un'applicazione molto interessante per svariati motivi:

- permettono di sostituire consumi di energia elettrica (produzione convenzionale di freddo tramite macchine frigorifere a compressione di vapore, alimentate elettricamente) con energia termica, determinando, in prospettiva, benefici per il sistema di trasmissione elettrico nazionale;
- possono essere alimentate tramite calore proveniente da fonti molto varie, anche di risulta: cascami industriali, solare termico, teleriscaldamento, oppure, come nel caso in esame, calore cogenerativo.

Riassumendo i tre profili prevedono:

Tabella 1 Massimi valori di carico per i profili analizzati

CARICHI MASSIMI	1.PISCINA	2.INDUSTRIA	3.PISCINA+ASSORBITORE
Invernale	190,5	138	190,5
Estivo [kW]	110,0		116,3

4.1.3 Taglia del ciclo e criteri principali

Il ciclo è stato dimensionato considerando una fornitura massima di 140 kW. Per soddisfare il fabbisogno non coperto nelle restanti ore è stato previsto l'utilizzo di un sistema di accumulo sul circuito dell'utenza. Dato che questa potenza è richiesta in gran parte a temperature relativamente basse, 35-45°C, prossime a quelle di condensazione del fluido di lavoro, le utenze termiche possono essere sfruttate come sorgente fredda del ciclo termodinamico. Il ciclo ORC è quindi stato dimensionato in modo tale che la potenza al condensatore coincida nelle condizioni a pieno carico con quella massima cogenerabile.

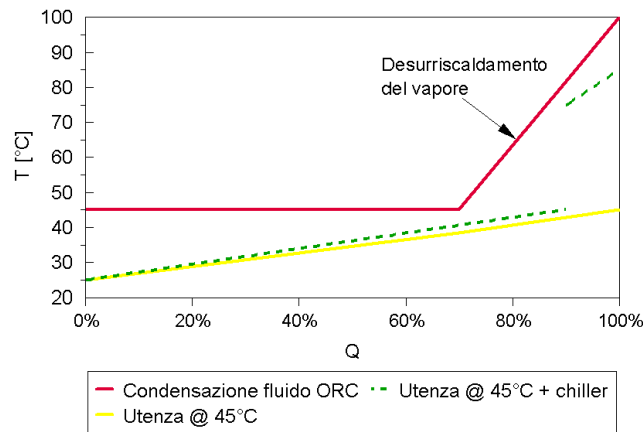


Figura 16 Diagramma T-Q Condensatore nelle due configurazioni

Data la temperatura dell'olio diatermico in ingresso allo scambiatore primario, 280°C, si è assunto che la temperatura massima del ciclo ORC sia pari a 255°C

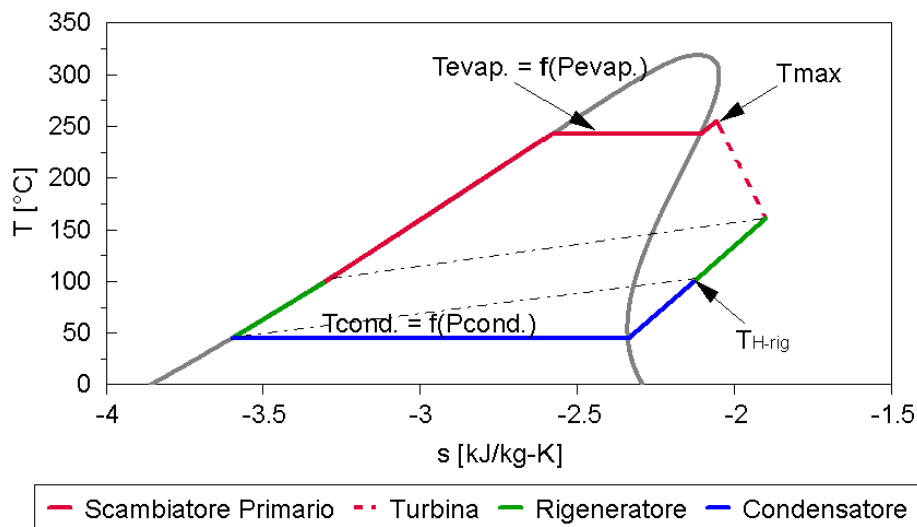


Figura 17 Diagramma T-s del ciclo termodinamico

Pressione di condensazione

La pressione di condensazione del ciclo è fissata a 10 kPa in modo da mantenere una differenza di temperatura minima nel condensatore di 6°C.

Pressione di evaporazione

La pressione di evaporazione è stata fissata a 494 kPa in modo di evitare costose configurazioni supercritiche e ottenere un rapporto volumetrico di espansione in turbina non superiore a 50: questo consente di avere turbine a singolo stadio in grado di realizzare rendimenti accettabili.

Il toluene è emerso dalle analisi del LEAP come fluido di lavoro migliore date le condizioni precedentemente illustrate.

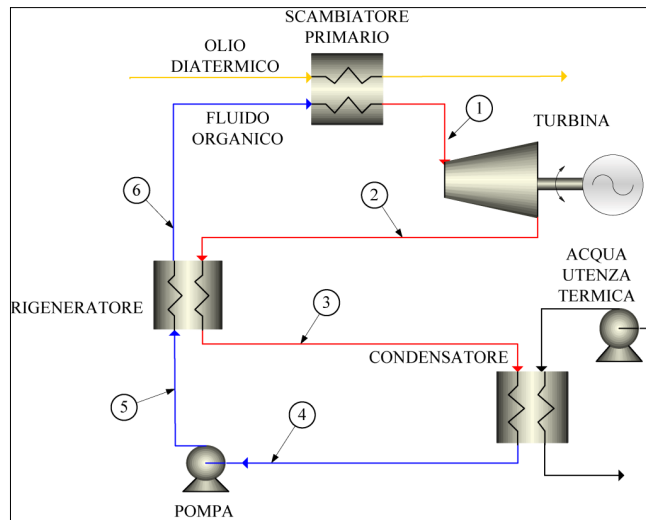


Figura 18 Ciclo ORC: componenti principali

4.1.4 Caldaia

La caldaia deve essere in grado di garantire il funzionamento del ciclo anche in assenza del contributo dell'impianto solare, per cui è stata dimensionata per una potenza di 175 kW.

La sezione di combustione della caldaia è stata calcolata in Matlab risolvendone i bilanci atomici e l'equazione di conservazione dell'energia nell'ipotesi di ossidazione completa ed imponendo perdite per irraggiamento e incombusti pari al 3%. Assegnata la composizione della biomassa utilizzata come combustibile (Tabella 2) e l'eccesso d'aria (0.8), il modello Matlab calcola la temperatura di fiamma (temperatura dei fumi all'ingresso della sezione di recupero termico) e la composizione dei prodotti di combustione. I flussi sono modellizzati come gas, solidi, liquidi ideali e le proprietà termofisiche sono determinate con i polinomi NASA.

Combustibile utilizzato

Tabella 2 Composizione combustibile

Cippato di legna							
	C	H	O	N	S	Ceneri	Umidità
Composizione massica	50,8%	6,1	42,7	0,3	0,06	2%	35%
PCI	11.400 kJ/kg						
c_p	2 kJ/kg/K						

Il combustibile legnoso impiegato per l'alimentazione della caldaia è il cippato, prodotto dalla sminuzzatura di legno vergine in scaglie di dimensione variabile con lunghezza e spessore di pochi centimetri. I vantaggi del cippato rispetto alla legna a ciocchi sono numerosi:

- può essere immagazzinato più facilmente, ad es. in silos;
- viene introdotto automaticamente nella caldaia, in modo tale da poter regolare il flusso e la quantità del combustibile;
- ha un potere calorifico notevolmente superiore, pari a 2,5-3,5 kWh/Kg, a seconda del tipo di legno utilizzato e del suo grado di umidità;
- produce pochissima cenere ed è di facile accensione;
- brucia molto rapidamente.

In Tabella 3 sono riportati i principali risultati ottenuti tramite il modello Matlab (composizione dei fumi, temperature e portata).

Tabella 3 Composizione, temperature e portate dei fumi

Gas combustibili							
	Ar	CO	CO₂	H₂	H₂O	N₂	O₂
Composizione massica	0,8	0	9,59	0	14,71	66,93	7,98
Portata massica	0,152 kg/s						
Temperatura uscita fumi da sezione di combustione	1.161 °C						

La portata di fumi e quindi la portata di combustibile ed aria sono state determinate sulla base della potenza termica da fornire al ciclo ORC in condizioni nominali (175 kW) e della differenza minima di temperatura tra fumi ed olio diatermico (30 °C).

Per quanto riguarda, invece, la sezione di scambio termico sono riportati i principali risultati ottenuti tramite uno specifico codice di calcolo realizzato in un precedente lavoro LEAP.

Sezione di scambio termico

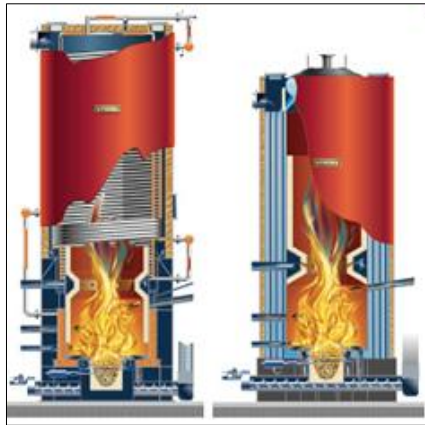


Figura 19 Scambiatore a sezione elicoidale

La sezione di scambio termico tra i gas combusti e il fluido vettore prevede l'utilizzo di scambiatori a tubi elicoidali (Figura 19) al posto dei più classici tubi diritti a singola passata/più passate.

Per il caso in esame si è scelta una configurazione a tubi elicoidali con doppio serpentino, come quella mostrata in Figura 19. In questa configurazione i gas passano nel canale anulare esterno, rispettivamente negli spazi tra la superficie interna del mantello esterno e il primo serpentino, tra i due serpentini e tra il secondo serpentino e la superficie esterna del mantello interno (direzione flusso da hot end a cold end). Il canale centrale è utilizzato solo come bypass di sicurezza. I serpentini vengono, invece, alimentati in parallelo dall'olio e in modo da creare un flusso in controcorrente rispetto ai gas (direzione flusso da cold end a hot end).

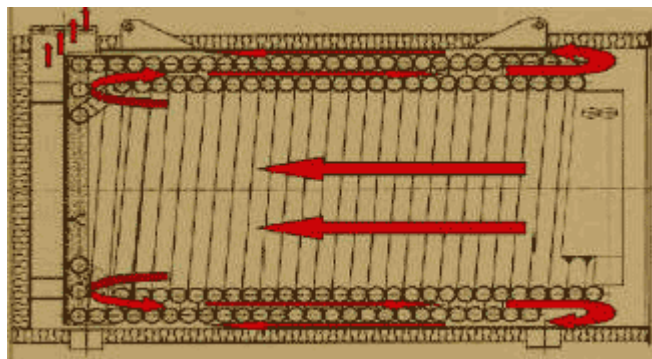


Figura 20 Sezione dei serpentini

Fluido termovettore

Tra i possibili fluidi termovettori da utilizzare per recuperare il calore contenuto nei gas combusti prodotti in camera di combustione la scelta è ricaduta sull'olio diatermico.

Di seguito vengono riportate alcune proprietà e caratteristiche dei fluidi diatermici:

- elevata temperatura di ebollizione;
- elevato coefficiente di dilatazione;

- basso punto di congelamento;
- bassa densità (circa 0.9 kg/dm³ a 0°C, 0.7 kg/dm³ a 300°C);
- limitato calore specifico (da 0.4 a 0.7 kcal/kg°C)

In più i fluidi diatermici presentano una buona stabilità termica fino ad una temperatura che si attesta tra 320 e 350°C e, a differenza dell'acqua, non sono aggressivi, pertanto non provocano incrostazioni e corrosioni all'interno dei tubi.

4.1.5 Modello dell'impianto solare

L'impianto solare preriscalda il fluido organico prima che questo riceva il contributo del rigeneratore, portandolo ad una temperatura superiore ai 45 gradi a cui l'utenza riceve il calore. Il modello che simula il comportamento dei pannelli solare è stato sviluppato dai ricercatori del LEAP ed usato come una black box nell'analisi del comportamento off-design. Riassumiamo i parametri di input e le equazioni che regolano il suo comportamento:

$$T_{ORC,out} = f(H_{irraggiamento}, \theta_{irraggiamento}, T_{ambiente}, T_{ORC,in}, \dot{m}_{ORC}, n_{collettori})$$

dove $H_{irraggiamento}$ indica la potenza termica disponibile, $\theta_{irraggiamento}$ l'angolo dei raggi solari rispetto ai pannelli e $T_{ambiente}$ la temperatura esterna rilevata. Queste variabili sono dipendenti solo dalle condizioni atmosferiche. Invece $T_{ORC,in}$ e \dot{m}_{ORC} sono variabili che dipendono anche dalla condizione di funzionamento del sistema. Il valore di $n_{collettori}$ viene fissato in fase di progetto.

La funzione che calcola la temperatura dell'ORC in uscita dai pannelli solare impone un bilancio di energia che indica la conversione dell'energia solare incidente sulla superficie dei pannelli in energia utile, tenendo conto di coefficienti correttivi che tengono conto dell'angolo di incidenza della radiazione solare e delle perdite di calore. Il calore generato viene poi ceduto al fluido di lavoro del ciclo ORC tramite uno scambiatore ipotizzato sensibile ideale non capacitivo con flussi opposti. Lo scambiatore viene dimensionato analogamente a quanto fatto in sezione 4.1.6 imponendo un ΔT di pinch point di 6°C.

Il campo solare risulta composto da 6 collettori piani vetrati per una superficie lorda complessiva di 15.18 m² e superficie d'apertura di 13.56 m². I collettori sono disposti in 2 gruppi in serie composti da 3 collettori in parallelo ciascuno. Il calcolo della portata è condotto considerando una portata specifica tipica degli impianti low-flow pari a circa 20 l/m²h. In queste condizioni, la portata complessiva del circuito è pari a 151.8 l/h ed è mantenuta costante anche in condizioni di carichi parziali.

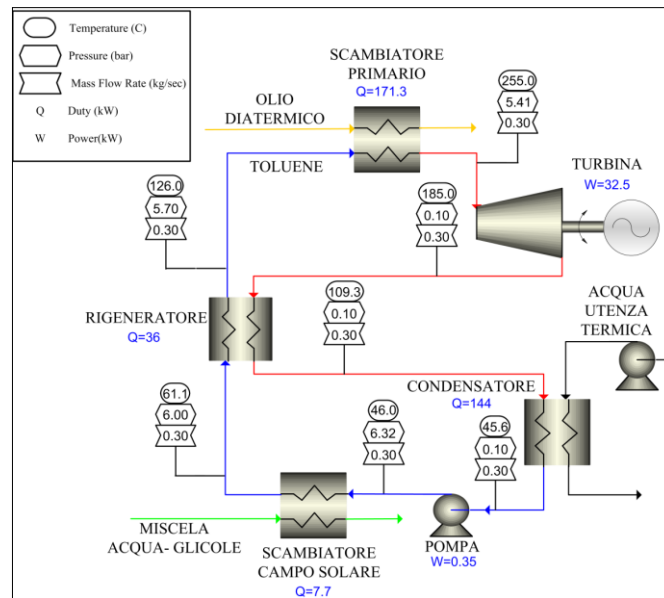


Figura 21 Progetto ciclo ORC

Il ciclo modellato in Aspen è stato riprodotto in Matlab, software scelto per effettuare l'analisi off-design. Riportiamo i valori di portate, pressioni e temperature del ciclo ottenuti con il modello Matlab per dimostrarne l'omogeneità con i calcoli precedentemente eseguiti:

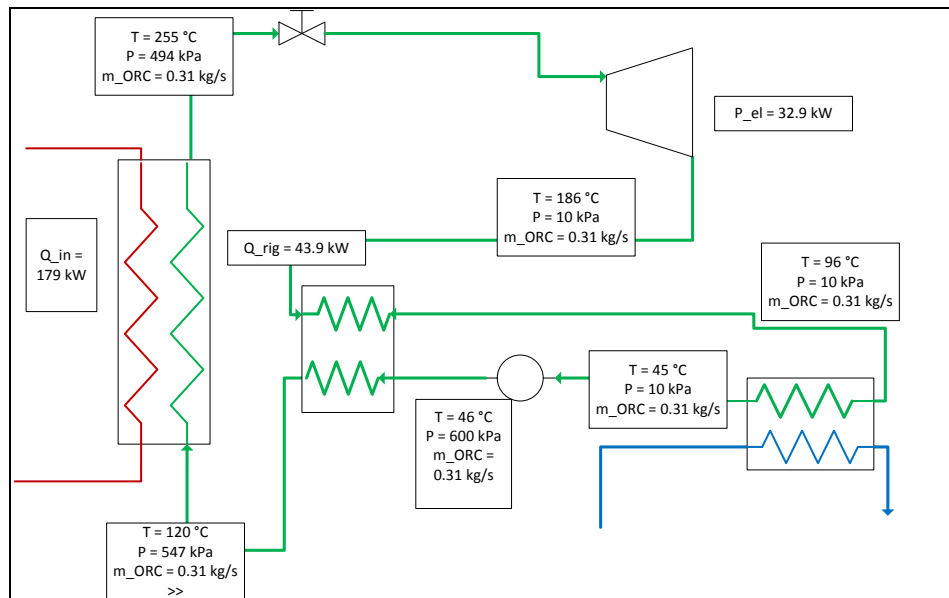


Figura 22 Progetto replicato in Matlab

4.1.6 Scambiatori di calore

Le superfici degli scambiatori di calore sono un dato necessario nella regolazione off-design del sistema, quindi i seguenti scambiatori di calore sono stati dimensionati:

- scambiatore Once-Through olio diatermico-fluido ORC (comprensivo di economizzatore, evaporatore e surriscaldatore)

- rigeneratore
- desurriscaldatore a valle della turbina per utenza termica di alta temperatura
- condensatore (comprensivo di desurriscaldatore a valle della turbina per utenza termica di bassa temperatura)
- scambiatore fumi-olio diatermico interno alla caldaia

Per tutti gli scambiatori di calore, ad eccezione del desurriscaldatore per utenza termica di alta temperatura, è stata determinata la superficie di scambio sulla base delle temperature dei flussi e valori tipici dei coefficienti di scambio termico (vedi Tabella 4). La superficie del desurriscaldatore per utenza termica di alta temperatura è stata determinata ipotizzando il ΔT di pinch point dello scambiatore, cioè la minima differenza di temperatura a cui avviene lo scambio termico, e conoscendo la massima richiesta di calore dell'utenza (10 kW). Si è inoltre ipotizzato che il tutta la portata di ORC fosse deviata nel-bypass al rigeneratore. Il ΔT_{pp} è ipotizzato essere di 2°C .

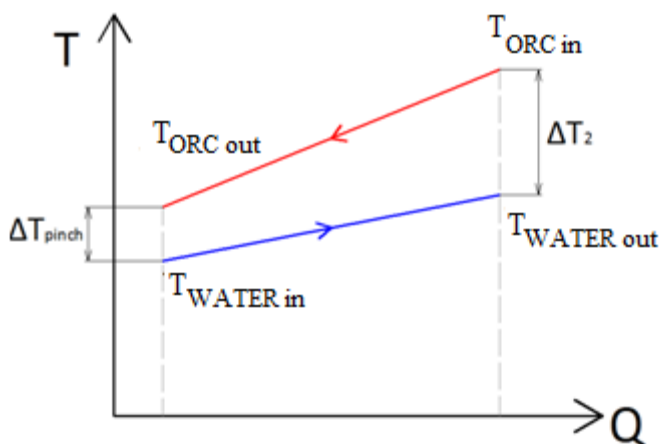


Figura 23 Esempio di diagramma T-Q

Poichè il pinch point risulta essere al lato freddo dello scambiatore, la temperatura di fluido ORC in uscita dallo scambiatore si ricava sommando alla temperatura desiderata di ritorno dall'utenza il ΔT_{pp} . La temperatura di fluido ORC in ingresso al desurriscaldatore per utenza termica di alta temperatura si ottiene poi imponendo che il fluido ceda 10 kW, essendo nota la portata di ORC in condizioni nominali. A questo punto sono note le temperature di tutti i flussi nello scambiatore, quindi si determina la superficie di scambio come negli altri casi. Sono stati ottenuti i seguenti risultati:

- Superficie totale dello scambiatore di calore olio – fluido ORC = 21.2868 m^2
- Superficie totale del condensatore per utenza di bassa temperatura = 76.0638 m^2
- Superficie scambiatore di calore per utenza di alta temperatura = 18.2000 m^2
- Superficie del rigeneratore = 9.1418 m^2

Inoltre, per effettuare l'analisi off-design degli scambiatori di calore è stato necessario determinare anche le portate di acqua dei circuiti delle utenze termiche. In particolare, nelle condizioni nominali, il circuito dell'utenza di bassa temperatura necessita di una portata d'acqua pari a 2.4340 kg/s mentre il circuito dell'utenza termica di alta temperatura necessita di una portata d'acqua pari a 0.2383 kg/s

Tabella 4 Proprietà di scambio termico

Fluido	Coefficienti di scambio ipotizzati	Unità di misura
ORC surriscaldato	100	$\left(\frac{W}{m^2 \cdot K}\right)$
ORC in condizione bifasica	5000	$\left(\frac{W}{m^2 \cdot K}\right)$
ORC liquido	500	$\left(\frac{W}{m^2 \cdot K}\right)$

4.2 Modello off-design

Il modello che descrive il funzionamento off-design dell'impianto si può scrivere come un sistema di equazioni non lineari. Infatti, il funzionamento di ogni componente è definito da un certo numero di equazioni algebriche non lineari ed il punto di funzionamento dell'impianto è determinato dall'intersezione delle equazioni caratteristiche dei suoi componenti (in quanto deve soddisfare simultaneamente tutte le equazioni caratteristiche dei componenti). Tale sistema di equazioni deve essere risolto per ogni ora dell'anno, al variare della richiesta termica dell'utenza e dell'apporto termico dei pannelli solari.

4.2.1 Modello matematico per i casi con una sola utenza termica

In questa sezione è descritto il modello matematico che serve a calcolare le condizioni operative del ciclo in off-design, a seconda di quali siano la richiesta dell'utenza e le condizioni di irraggiamento solare. Ora per ora il modello è in grado di determinare le prestazioni del ciclo e tutti i parametri operativi al variare della potenza termica richiesta e dell'irraggiamento solare. Nel seguito riportiamo la configurazione impiantistica completa di valvole, pompe e by-pass di regolazione, le strategie di regolazione adottate ed il set di equazioni del modello.

La Figura 24 schematizza il modello per i casi con la sola utenza di bassa temperatura. L'analisi prevede di considerare sia il caso rappresentato sia uno in cui i pannelli solari vengano esclusi, lasciando invariato il resto del sistema.

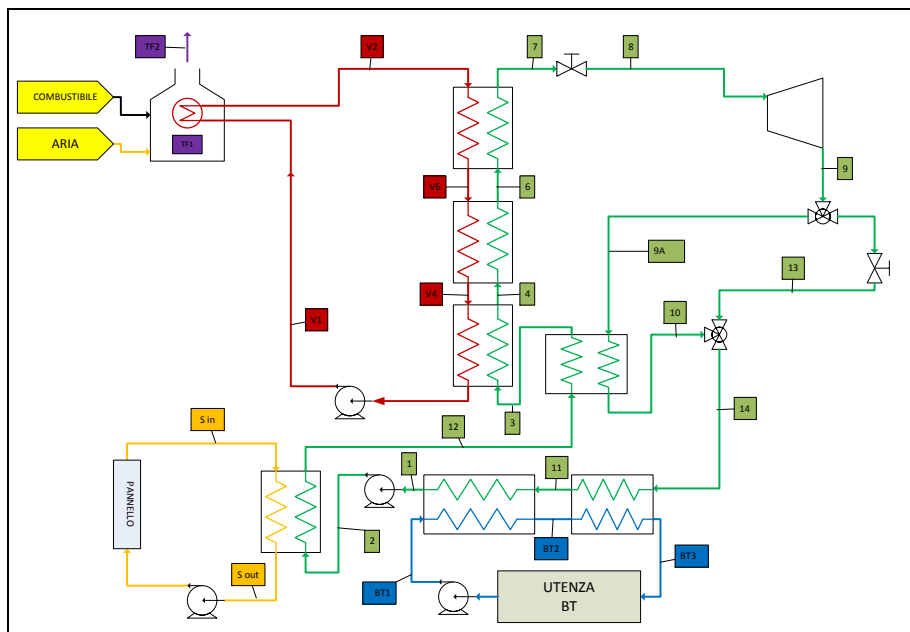


Figura 24 Configurazione impiantistica del modello utilizzato per simulare il funzionamento annuale dell'impianto nel caso di una sola utenza termica di bassa temperatura.

Rispetto alla configurazione base del ciclo utilizzata per l'analisi preliminare, sono stati inclusi i bypass 13 e le relative valvole che servono per la regolazione al variare della potenza termica richiesta e al variare della potenza termica introdotta dai pannelli solari.

Questa configurazione impiantistica permette di regolare il ciclo in modalità sliding pressure (ossia la pressione di evaporazione non è mantenuta costante ma varia al variare del carico in quanto imposta dall'accoppiamento tra la turbina e la caldaia). Tale tipologia di regolazione consente di mantenere rendimenti elettrici elevati anche ai carichi parziali, fino alle basse potenze. La regolazione della potenza termica ceduta all'utenza di bassa temperatura avviene tramite la regolazione della portata di acqua che circola, mentre le temperature in ingresso e in uscita dall'utenza sono fissate (Per rispettare temperature richieste dall'utenza). La portata di olio diatermico che circola in caldaia è variabile e viene regolata in modo da mantenere costante la temperatura dell'olio in uscita dalla caldaia. La caldaia funziona ad eccesso d'aria costante, per cui possiamo ritenere che anche la temperatura adiabatica di fiamma sia costante e che la portata di fumi generata e quella di combustibile impiegato siano direttamente proporzionali. Il ΔT di surriscaldamento in ingresso all'espansore è mantenuto costante ed è stato assunto pari a 50 °C, valore tipico per questo tipo di impiego (ma possibilmente ottimizzabile). L'espansore integrato nel sistema è stato modellato come una turbina che opera in un campo di funzionamento a portata adimensionale costante e con rendimento isoentropico costante. Per caratterizzare il funzionamento

della turbina sarebbe in teoria necessario disporre delle sue curve caratteristiche adimensionali che forniscono ad esempio la portata adimensionale ed il rendimento di espansione in funzione del rapporto di espansione e del numero di giri. Tuttavia tali curve dipendono dalla geometria della macchina (tipologia, rapporti geometrici, numero di stati, etc). In mancanza di dati, per caratterizzare in modo approssimativo il punto di funzionamento della turbina, è stato assunto che la turbina nel range di funzionamento indagato in questa analisi (dalla condizione nominale a circa il 50% della portata di fluido ORC) abbia una curva caratteristica con portata ridotta costante. Quindi l'equazione caratteristica della turbina è la seguente:

$$\frac{\dot{m}_{ORC} \cdot \sqrt{T_{in}}}{p_{in}} = costante$$

dove T_{in} e p_{in} indicano la temperatura totale e la pressione totale all'ingresso della turbina, e m_{ORC} indica la portata di fluido ORC.

Il valore della portata ridotte in condizioni di progetto è $\dot{m}_{rid,t} = 14.35 \cdot 10^{-3} (m \cdot s \cdot K^{0.5})$.

Il circuito solare funziona solo in presenza di una radiazione solare sufficiente, in particolare si attiva se è in grado di riscaldare il fluido di lavoro di 10°C e resta acceso fino a quando riesce a garantire un ΔT di almeno 2°C. Si noti che il by-pass al rigeneratore (flusso 13) è stato incluso per soddisfare la richiesta di calore di alta temperatura del profilo “doppia utenza” Nei profili con sola utenza di bassa temperatura tale by-pass non viene utilizzato.

Le equazioni del sistema non lineare sono sotto riportate:

$$(1) \quad Q_{ECO} = S_{ECO} \cdot U_{ECO} \cdot \Delta T_{ml,ECO}$$

$$(2) \quad Q_{EVA} = S_{EVA} \cdot U_{EVA} \cdot \Delta T_{ml,EVA}$$

$$(3) \quad Q_{SH} = S_{SH} \cdot U_{SH} \cdot \Delta T_{ml,SH}$$

$$(4) \quad Q_{RIG} = S_{RIG} \cdot U_{RIG} \cdot \Delta T_{ml,RIG}$$

$$(5) \quad Q_{DESH} = S_{DESH} \cdot U_{DESH} \cdot \Delta T_{ml,DESH}$$

$$(6) \quad Q_{COND} = S_{COND} \cdot U_{COND} \cdot \Delta T_{ml,COND}$$

$$(7) \quad Q_{caldaia} = S_{caldaia} \cdot U_{caldaia} \cdot \Delta T_{ml,caldaia}$$

Le prime sette equazioni riportano la relazione tra il calore scambiato, le superfici degli scambiatori e le differenze di temperatura medio logaritmiche.

$$(8) \quad \Delta T_{ml,ECO} = \frac{((T_{V4}-T_4)-(T_{V1}-T_3))}{\log((T_{V4}-T_4)/(T_{V1}-T_3))}$$

$$(9) \quad \Delta T_{ml,EVA} = \frac{((T_{V6}-T_6)-(T_{V4}-T_4))}{\log((T_{V6}-T_6)/(T_{V4}-T_4))}$$

$$(10) \quad \Delta T_{ml,SH} = \frac{((T_{V2}-T_7)-(T_{V6}-T_6))}{\log((T_{V2}-T_7)/(T_{V6}-T_6))}$$

$$(11) \quad \Delta T_{ml,RIG} = \frac{((T_3-T_9)-(T_2-T_{10}))}{\log((T_3-T_9)/(T_2-T_{10}))}$$

$$(12) \quad \Delta T_{ml,DESH} = \frac{((T_{11}-T_{BT2})-(T_4-T_{BT3}))}{\log((T_{11}-T_{BT2})/(T_4-T_{BT3}))}$$

$$(13) \quad \Delta T_{ml,COND} = \frac{((T_1-T_{BT1})-(T_{11}-T_{BT2}))}{\log((T_1-T_{BT1})/(T_{11}-T_{BT2}))}$$

$$(14) \quad \Delta T_{ml, caldaia} = \frac{((T_{F1}-T_{V2})-(T_{F2}-T_{V1}))}{\log((T_{F1}-T_{V2})/(T_{F2}-T_{V1}))}$$

Le equazioni da (8) a (14) esprimono le differenze di temperatura medio logaritmiche in funzione delle temperature effettive in ingresso e uscita da ciascuno scambiatore.

$$(15) \quad Q_{ECO} = \dot{m}_{ORC} \cdot (h_4 - h_3)$$

$$(16) \quad Q_{ECO} = (\dot{m}_{olio} \cdot (h_{V4} - h_{V1})) \cdot \eta_{ECO}$$

$$(17) \quad Q_{EVA} = \dot{m}_{ORC} \cdot (h_6 - h_4)$$

$$(18) \quad Q_{EVA} = (\dot{m}_{olio} \cdot (h_{V6} - h_{V4})) \cdot \eta_{EVA}$$

$$(19) \quad Q_{SH} = \dot{m}_{ORC} \cdot (h_7 - h_6)$$

$$(20) \quad Q_{SH} = (\dot{m}_{olio} \cdot (h_{V2} - h_{V6})) \cdot \eta_{SH}$$

$$(21) \quad Q_{RIG} = \dot{m}_{ORC} \cdot (h_9 - h_{10})$$

$$(22) \quad Q_{RIG} = (\dot{m}_{ORC} \cdot (h_3 - h_{12})) \cdot \eta_{RIG}$$

$$(23) \quad Q_{DESH} = \dot{m}_{ORC} \cdot (h_{14} - h_{11})$$

$$(24) \quad Q_{DESH} = \dot{m}_{WATER_BT} \cdot (h_{BT3} - h_{BT2})$$

$$(25) \quad Q_{COND} = \dot{m}_{ORC} \cdot (h_{11} - h_1)$$

$$(26) \quad Q_{COND} = \dot{m}_{WATER_BT} \cdot (h_{BT2} - h_{BT1})$$

$$(27) \quad Q_{caldaia} = (\dot{m}_{fumi} \cdot (h_{F1} - h_{F2})) \cdot \eta_{caldaia}$$

$$(28) \quad Q_{caldaia} = \dot{m}_{olio} \cdot (h_{V2} - h_{V1})$$

Le equazioni da (15) a (28) esprimono il calore scambiato dai due fluidi che interagiscono in ogni scambiatore.

$$(29) \quad Q_{COND} + Q_{DESH} = Q_{UT_LT}$$

L'equazione (29) impone che il calore ceduto al condensatore sia lo stesso richiesto dall'utenza termica.

$$(30) \quad S_{ECO} + S_{EVA} + S_{SH} = S_{PROGETTO}$$

$$(31) \quad S_{COND} + S_{DESH} = S_{PROGETTO-BT}$$

Le equazioni (30) e (31) impongono che le superfici totali degli scambiatori siano quelle di progetto

$$(32) \quad \frac{\dot{m}_{ORC} \cdot \sqrt{T_8}}{p_8} = costante$$

Si è ipotizzato che la turbina funzioni a portata adimensionale fissata.

$$(33) \quad T_9 = f(p_8, p_9, T_8, \eta_{iso-h,tg})$$

Nell'equazione (33) la funzione f riassume la dipendenza della temperatura di uscita dalla turbina dalle condizioni in ingresso, dal rendimento isoentropico e dalla pressione di scarico.

$$(34) \quad \dot{m}_{ORC,13} = 0$$

In quanto si è ipotizzato di tenere sempre chiuso il by-pass al rigeneratore nei casi con una sola utenza termica.

$$(35) \quad T_7 = T_{sat(p_7)} + \Delta T_{SH}$$

Nelle configurazioni in cui è prevista la presenza dell'impianto solare termico viene introdotta un'equazione che lega il riscaldamento subito dal fluido di lavoro alle sue condizioni di ingresso e alle condizioni meteo:

$$(36) \quad T_{12} = f(\text{condizioni meteo, fluido di lavoro, parametri dei pannelli, portata e temperatura nel punto 2}).$$

La funzione che simula i pannelli è descritta nella sezione 4.1.5.

$$(37) \quad T_{12} = T_2$$

Si noti che le equazioni (36) e (37) sono alternative: in assenza dei pannelli solari il punto 2 e il punto 12 del ciclo termodinamico coincidono e quindi si usa l'equazione (37), altrimenti è attiva l'equazione (36).

Le entalpie espresse nelle equazioni non sono state esplicitate per semplicità espositiva, ma sono facilmente esprimibili come funzioni di pressione, perdite di carico legate ai componenti e temperatura, a meno che per i punti 1 e 4, in cui troviamo liquido saturo e per il punto 6, in cui invece c'è vapore saturo. Inoltre l'integrazione del sistema è stata effettuata cercando di ridurre al minimo il numero delle variabili considerate per ridurre conseguentemente i tempi di calcolo: i ΔT_{ml} (differenze di temperatura medio-logaritmiche) sono stati espressi direttamente come funzioni delle temperature e le espressioni del calore scambiato esplicitate in modo da ottenere due equazioni per ogni scambiatore.

Ad esempio per l'economizzatore è possibile scrivere le seguenti equazioni:

$$Q_{ECO} = S_{ECO} \cdot U_{ECO} \cdot \Delta T_{ml,ECO}$$

$$Q_{ECO} = \dot{m}_{ORC} \cdot (h_4 - h_3)$$

$$Q_{ECO} = (\dot{m}_{olio} \cdot (h_{V4} - h_{V1})) \cdot \eta_{ECO}$$

$$\Delta T_{ml,ECO} = \frac{((T_{V4} - T_4) - (T_{V1} - T_3))}{\log((T_{V4} - T_4)/(T_{V1} - T_3))}$$

diventano:

$$\dot{m}_{ORC} \cdot (h_4 - h_3) = S_{ECO} \cdot U_{ECO} \cdot \frac{((T_{V4} - T_4) - (T_{V1} - T_3))}{\log((T_{V4} - T_4)/(T_{V1} - T_3))}$$

$$\dot{m}_{ORC} \cdot (h_4 - h_3) = (\dot{m}_{olio} \cdot (h_{V4} - h_{V1})) \cdot \eta_{ECO}$$

Su queste basi le equazioni che descrivono il sistema si riducono a 24 e le variabili sono:

1. Superficie $_{ECO}$
2. Superficie $_{EVA}$
3. Superficie $_{SH}$
4. T_{V4}
5. T_{V1}
6. T_{V6}
7. Pressione di evaporazione= P_6
8. T_3
9. m_{ORC} (portata di ORC generata)
10. $m_{ORC\ 13}$ (portata di ORC nel by-pass 13)
11. Pressione di condensazione = P_{11}
12. m_{WATER_BT} (portata di acqua all'utenza di bassa temperatura)
13. T_7
14. T_9
15. T_2
16. T_{10}
17. Superficie $_{DESH}$
18. T_{14}
19. Superficie $_{COND}$
20. m_{fumi} (portata di fumi generata in caldaia)
21. T_{F2}
22. m_{olio} (portata di olio diatermico)
23. T_{BT2}
24. T_{12}

La pressione di condensazione è una variabile poiché nelle condizioni di off-design lo scambiatore freddo risulta sovradimensionato per cui è in grado di estrarre in proporzione più calore dal sistema. Quest'ultimo riesce quindi a condensare ad una pressione più bassa a pari temperatura di cessione del calore che è fissata dalle caratteristiche dell'utenza.

La risoluzione del sistema di equazioni è stata effettuata tramite il software Matlab, in particolare utilizzando la funzione *fsolve*: questa funzione, dato un set di valori iniziali delle variabili

considerate, risolve il sistema di equazioni non lineari attraverso il metodo di Newton, cioè con un metodo numerico di tipo iterativo. Il sistema deve essere risolto ad ogni ora. La convergenza del sistema ad una soluzione specifica e in seconda battuta anche il costo computazionale della risoluzione possono dipendere dal punto iniziale scelto per il set di variabili. Si è scelto di adottare come punto iniziale:

- 1) la soluzione di progetto (al carico nominale) per la prima ora,
- 2) la soluzione dell'ora precedente nelle ore successive (tale scelta è particolarmente vantaggiosa poiché la richiesta termica da soddisfare varia gradualmente di ora in ora).

Il tempo di calcolo necessario a completare la simulazione di un anno ammonta a circa 8 ore, quindi considerando le ore in cui il sistema è attivo si impiegano circa 10 secondi per la simulazione di ogni singola considerazione.

4.2.2 Modello matematico per i casi con due utenze termiche

In questa sezione è descritto il modello matematico impiegato per calcolare le condizioni operative del ciclo in off-design con due utenze termiche, a seconda di quali siano le richieste delle utenze e le condizioni di irraggiamento solare. Nel seguito riportiamo la configurazione impiantistica completa di valvole, pompe e by-pass di regolazione, le strategie di regolazione adottate ed il set di equazioni del modello. Si noti che la presenza di due utenze termiche a temperature diverse comporta una serie di modifiche rispetto ai casi con singola utenza.

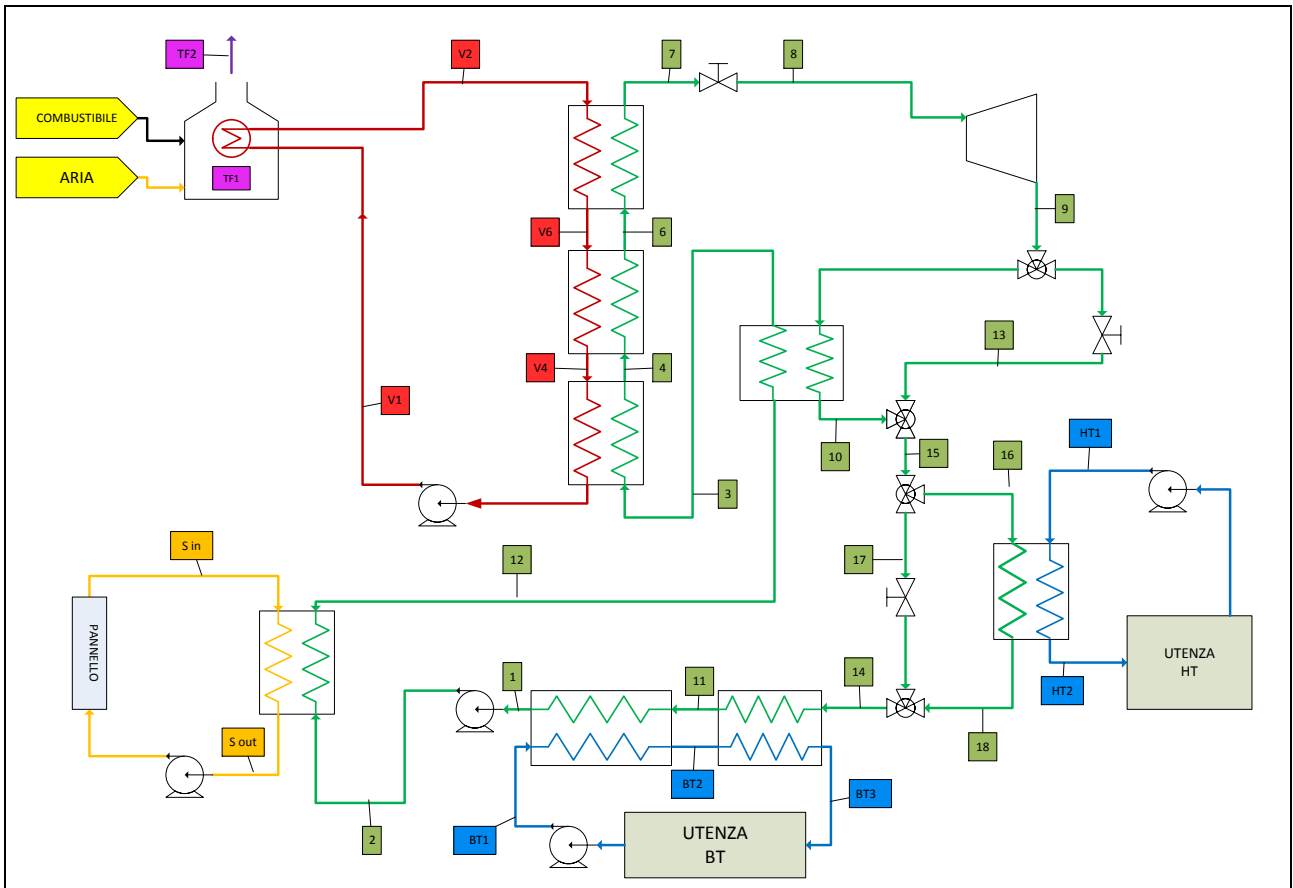


Figura 25 Configurazione impiantistica del modello utilizzato per simulare il funzionamento annuale dell'impianto nel caso di due utenze termiche (alta e bassa temperatura).

- L'utenza ad alta temperatura richiede calore tra le temperature di 85°C e 75°C. Fissate queste temperature la portata di acqua nel circuito ad alta temperatura risulta direttamente proporzionale al calore richiesto dall'utenza: è quindi facilmente calcolabile e viene considerata una variabile di input al sistema. In alcune condizioni una percentuale di portata di ORC deve by-passare il rigeneratore attraverso il punto 13 per garantire che il flusso in 15 sia in grado di soddisfare la richiesta massima (10 kW) dell'utenza di alta temperatura tra le temperature richieste. Inoltre si è reso necessario introdurre un nuovo by-pass in modo da poter regolare la portata di ORC che cede calore all'utenza di alta temperatura (by-pass #17). Come conseguenza delle scelte adottate nel progetto della caldaia, il limite superiore per le utenze termiche è di 140 kW, i picchi della richiesta sono soddisfatti con un serbatoio di accumulo sul circuito dell'utenza. Si ipotizza inoltre di spegnere il ciclo quando non è presente alcuna richiesta termica e che la condizione di carico minimo del ciclo corrisponda ad una potenza termica utile (ceduta dal condensatore) pari a 75 kW. Se la richiesta termica è inferiore a tale valore, si assume che il calore in eccesso sia dissipato in ambiente. La differenza di temperatura di surriscaldamento in ingresso turbina è mantenuto costante ed è stato assunto pari a 50 °C. La logica di regolazione dei pannelli non cambia rispetto ai casi con una singola utenza.

La presenza dell'utenza di alta temperatura aggiungerebbe al modello descritto nel paragrafo precedente (per una sola utenza termica di bassa temperatura) un'equazione, i.e., soddisfare la richiesta di alta temperatura, che renderebbe sovradeterminato (quindi impossibile) il sistema di equazioni. Per tale motivo, per aggiungere tale ulteriore equazione sulla potenza termica di alta temperatura, è necessario o rilassare una/alcune equazioni del sistema non lineare oppure dare ulteriori gradi di libertà (variabili) al sistema. Per questo motivo, rispetto al modello presentato per il caso con singola utenza termica, sono state introdotte le seguenti modifiche:

- aggiunto il by-pass flusso 17 al fine di poter funzionare fornendo elevate potenze termiche all'utenza di bassa temperatura e ridotte all'utenza di alta temperatura;
- attivato il by-pass flusso 13 al fine di incrementare la potenza termica fornita all'utenza di alta temperatura by-passando il rigeneratore
- convertito il vincolo sulla richiesta di calore di bassa temperatura da uguaglianza a disuguaglianza (il calore ceduto dal condensatore all'utenza termica di bassa temperatura deve essere maggiore uguale di quello richiesto; in questo modo il modello ha l'ulteriore grado di libertà di scegliere se produrre potenza termica in eccesso e dissiparla).

A causa del fatto che in questo modello il numero di variabili (gradi di libertà) è maggiore del numero di equazioni, la soluzione non è unica ma esiste una regione ammissibile di soluzioni. Tra queste soluzioni ammissibili conviene prendere quella più conveniente dal punto di vista energetico e/o economico. Quindi si tratta di un problema di ottimizzazione vincolata, ossia ricerca di una soluzione che minimizzi/massimizzi una funzione obiettivo e rispetti i vincoli di uguaglianza e disuguaglianza. Le funzioni obiettivo tipicamente utilizzate per la gestione dei sistemi cogenerativi sono le seguenti:

- Massimo Margine operativo netto su base oraria.
- Minima portata di combustibile
- Massimo rendimento elettrico o di primo principio

Il primo criterio massimizza il ritorno economico dell'impianto, poiché permette di ottimizzare il funzionamento dell'impianto in modo da ottenere il massimo guadagno ad ogni ora e quindi anche il massimo guadagno su base annua agendo solo sulla regolazione dell'impianto. Si procede ipotizzando un costo dell'energia elettrica venduta alla rete e un costo del combustibile impiegato e si regola il sistema in modo che produca la quantità di energia elettrica più conveniente economicamente, rispettando tutti i vincoli imposti dalle utenze. Tuttavia con questa logica il comportamento del sistema risulta fortemente influenzato dalle ipotesi avanzate su:

1. Costo dell'energia ed eventuale riconoscimento di incentivi
2. Costo del combustibile

In questa analisi si è deciso di adottare il secondo criterio, la minimizzazione della portata di combustibile consumato, in quanto tale criterio permette di valutare con meno dipendenza da parametri esterni le prestazioni del sistema e si presta maggiormente ad una valutazione del risparmio di combustibile dovuto all'introduzione dei pannelli rispetto alla configurazione in cui questo non è presente.

Passiamo ora alla scrittura delle equazioni che descrivono il problema di ottimizzazione associato al modello dell'impianto:

$$(38) \quad Q_{ECO} = S_{ECO} \cdot U_{ECO} \cdot \Delta T_{ml,ECO}$$

$$(39) \quad Q_{EVA} = S_{EVA} \cdot U_{EVA} \cdot \Delta T_{ml,EVA}$$

$$(40) \quad Q_{SH} = S_{SH} \cdot U_{SH} \cdot \Delta T_{ml,SH}$$

$$(41) \quad Q_{RIG} = S_{RIG} \cdot U_{RIG} \cdot \Delta T_{ml,RIG}$$

$$(42) \quad Q_{DESH} = S_{DESH} \cdot U_{DESH} \cdot \Delta T_{ml,DESH}$$

$$(43) \quad Q_{DESH,HT} = S_{DESH,HT} \cdot U_{DESH,HT} \cdot \Delta T_{ml,DESH,HT}$$

$$(44) \quad Q_{COND} = S_{COND} \cdot U_{COND} \cdot \Delta T_{ml,COND}$$

$$(45) \quad Q_{caldaia} = S_{caldaia} \cdot U_{caldaia} \cdot \Delta T_{ml,caldaia}$$

Le equazioni da (38) a (45) riportano la relazione tra il calore scambiato, le superfici degli scambiatori e le differenze di temperatura medio logaritmiche.

$$(46) \quad \Delta T_{ml,ECO} = \frac{((T_{V4}-T_4)-(T_{V1}-T_3))}{\log((T_{V4}-T_4)/(T_{V1}-T_3))}$$

$$(47) \quad \Delta T_{ml,EVA} = \frac{((T_{V6}-T_6)-(T_{V4}-T_4))}{\log((T_{V6}-T_6)/(T_{V4}-T_4))}$$

$$(48) \quad \Delta T_{ml,SH} = \frac{((T_{V2}-T_7)-(T_{V6}-T_6))}{\log((T_{V2}-T_7)/(T_{V6}-T_6))}$$

$$(49) \quad \Delta T_{ml,RIG} = \frac{((T_3-T_9)-(T_2-T_{10}))}{\log((T_3-T_9)/(T_2-T_{10}))}$$

$$(50) \quad \Delta T_{ml,DESH} = \frac{((T_{11}-T_{BT2})-(T_4-T_{BT3}))}{\log\left(\frac{(T_{11}-T_{BT2})}{(T_4-T_{BT3})}\right)}$$

$$(51) \quad \Delta T_{ml,DESH,HT} = \frac{((T_{16}-T_{HT1})-(T_{18}-T_{HT2}))}{\log((T_{16}-T_{HT1})/(T_{18}-T_{HT2}))}$$

$$(52) \quad \Delta T_{ml,COND} = \frac{((T_1-T_{BT1})-(T_{11}-T_{BT2}))}{\log((T_1-T_{BT1})/(T_{11}-T_{BT2}))}$$

$$(53) \quad \Delta T_{ml,caldaia} = \frac{((T_{F1}-T_{V2})-(T_{F2}-T_{V1}))}{\log((T_{F1}-T_{V2})/(T_{F2}-T_{V1}))}$$

Le equazioni da (46) a (53) esprimono le differenze di temperatura medio logaritmiche in funzione delle temperature effettive in ingresso e uscita da ciascuno scambiatore.

$$(54) \quad Q_{ECO} = \dot{m}_{ORC} \cdot (h_4 - h_3)$$

$$(55) \quad Q_{ECO} = (\dot{m}_{olio} \cdot (h_{V4} - h_{V1})) \cdot \eta_{ECO}$$

$$(56) \quad Q_{EVA} = \dot{m}_{ORC} \cdot (h_6 - h_4)$$

$$(57) \quad Q_{EVA} = (\dot{m}_{olio} \cdot (h_{V6} - h_{V4})) \cdot \eta_{EVA}$$

$$(58) \quad Q_{SH} = \dot{m}_{ORC} \cdot (h_7 - h_6)$$

$$(59) \quad Q_{SH} = (\dot{m}_{olio} \cdot (h_{V2} - h_{V6})) \cdot \eta_{SH}$$

$$(60) \quad Q_{RIG} = \dot{m}_{ORC} \cdot (h_9 - h_{10})$$

$$(61) \quad Q_{RIG} = (\dot{m}_{ORC} \cdot (h_3 - h_{12})) \cdot \eta_{RIG}$$

$$(62) \quad Q_{DESH} = \dot{m}_{ORC} \cdot (h_{14} - h_{11})$$

$$(63) \quad Q_{DESH} = \dot{m}_{WATER_BT} \cdot (h_{BT3} - h_{BT2})$$

$$(64) \quad Q_{DESH,HT} = \dot{m}_{ORC} \cdot (h_{16} - h_{18})$$

$$(65) \quad Q_{DESH,HT} = \dot{m}_{WATER_HT} \cdot (h_{HT1} - h_{HT2})$$

$$(66) \quad Q_{COND} = \dot{m}_{ORC} \cdot (h_{11} - h_1)$$

$$(67) \quad Q_{COND} = \dot{m}_{WATER_BT} \cdot (h_{BT2} - h_{BT1})$$

$$(68) \quad Q_{caldaia} = (\dot{m}_{fumi} \cdot (h_{F1} - h_{F2})) \cdot \eta_{caldaia}$$

$$(69) \quad Q_{caldaia} = \dot{m}_{olio} \cdot (h_{V2} - h_{V1})$$

Le equazioni da (54) a (69) esprimono il calore scambiato dai due fluidi che interagiscono in ogni scambiatore. Inoltre le temperature in ingresso e in uscita dall'utenza di alta temperatura sono fissate, l'equazione (65) impone anche che l'utenza di alta temperatura veda sempre soddisfatta la sua richiesta termica, ipotizzando che circoli la portata di acqua corretta. Tale portata viene fornita come parametro all'ottimizzatore, che quindi non la vede come una variabile.

$$(70) \quad Q_{COND} + Q_{DESH} \geq Q_{UT_LT}$$

L'equazione (70) consente che il calore ceduto al condensatore sia maggiore della richiesta dall'utenza termica, quindi il sistema può funzionare dissipando calore

$$(71) \quad S_{ECO} + S_{EVA} + S_{SH} = S_{PROGETTO}$$

$$(72) \quad S_{COND} + S_{DESH} = S_{PROGETTO-BT}$$

Le equazioni (71) e (72) impongono che le superfici totali degli scambiatori siano quelle di progetto

$$(73) \quad \frac{\dot{m}_{ORC} \cdot \sqrt{T_8}}{p_8} = costante$$

Si è ipotizzato che la turbina funzioni a portata adimensionale fissata.

$$(74) \quad T_9 = f(p_8, p_9, T_8, \eta_{iso-h,tg})$$

Nell'equazione (74) la funzione f riassume la dipendenza della temperatura di uscita dalla turbina dalle condizioni in ingresso, dal rendimento isoentropico e dalla pressione di scarico.

$$(75) \quad h_{15} = \frac{\dot{m}_{ORC,10} \cdot h_{10} + \dot{m}_{ORC,13} \cdot h_{13}}{\dot{m}_{ORC,15}}$$

$$(76) \quad \dot{m}_{ORC,15} = \dot{m}_{ORC,10} + \dot{m}_{ORC,13}$$

Le equazioni (75) e (76) descrivono il miscelamento adiabatico dei flussi 10 e 13 a valle del by-pass al rigeneratore

$$(77) \quad h_{14} = \frac{\dot{m}_{ORC,17} \cdot h_{17} + \dot{m}_{ORC,18} \cdot h_{18}}{\dot{m}_{ORC,15}}$$

$$(78) \quad \dot{m}_{ORC,14} = \dot{m}_{ORC,17} + \dot{m}_{ORC,18}$$

Le equazioni (77) e (78) descrivono il miscelamento adiabatico dei flussi 17 e 18 a valle dell'utenza di alta temperatura.

$$(79) \quad T_7 = T_{sat(p_7)} + \Delta T_{SH}$$

Nelle configurazioni in cui è prevista la presenza dell'impianto solare termico viene introdotta un'equazione che lega il riscaldamento subito dal fluido di lavoro alle sue condizioni di ingresso e alle condizioni meteo:

$$(80) \quad T_{12} = f(\text{condizioni meteo, fluido di lavoro, parametri dei pannelli, portata e temperatura nel punto 2})$$

La funzione che simula i pannelli è descritta nella sezione 4.1.5.

$$(81) \quad T_{12} = T_2$$

Si noti che le equazioni (80) e (81) sono alternative: in assenza dei pannelli solare il punto 2 e il punto 12 del ciclo termodinamico coincidono e quindi si usa l'equazione (81), altrimenti è attiva l'equazione (80).

Le entalpie espresse nelle equazioni non sono state esplicitate per semplicità espositiva, ma sono facilmente esprimibili come funzioni di pressione, perdite di carico legate ai componenti e temperatura, a meno che per i punti 1 e 4, in cui troviamo liquido saturo e per il punto 6, in cui invece c'è vapore saturo. Inoltre l'integrazione del sistema è stata effettuata cercando di ridurre al minimo il numero delle variabili considerate per ridurre conseguentemente i tempi di calcolo: i ΔT_{ml} (differenze di temperatura medio logaritmiche) sono stati espressi direttamente come funzioni delle temperature e i calori esplicitati in modo da ottenere due equazioni per ogni scambiatore.

Ad esempio per l'economizzatore è possibile scrivere le seguenti equazioni:

Anche in questo caso per ogni scambiatore le espressioni del calore scambiato e dei ΔT medi logaritmici vengono esplicitate e questi non appaiono come variabili indipendenti del sistema. Le entalpie vengono espresse in funzione di temperature e pressioni.

Le variabili del sistema sono:

1. Superficie $_{ECO}$
2. Superficie $_{EVA}$
3. Superficie $_{SH}$
4. T_{V4}
5. T_{V1}
6. T_{V6}
7. Pressione di evaporazione (P_6)
8. T_3
9. m_{ORC} (portata di ORC generata)
10. $m_{ORC\ 13}$ (portata di ORC nel by-pass 13)
11. Pressione di condensazione (P_{11})
12. m_{WATER_BT} (portata di acqua all'utenza di bassa temperatura)
13. T_7
14. T_9
15. T_{12}
16. T_{10}
17. Superficie $_{DESH}$
18. T_{14}
19. Superficie $_{COND}$
20. m_{fumi} (portata di fumi generata in caldaia)
21. T_{F2}
22. m_{olio} (portata di olio diatermico)
23. T_{BT2}
24. T_{18}
25. X_{17} portata di ORC nel by.pass 17/ portata totale di ORC generata
26. T_{15}
27. T_2

Il problema è stato risolto ricorrendo alla funzione *fmincon*, che è la funzione Matlab per la risoluzione di problemi di ottimizzazione vincolata. Tale funzione implementa il metodo di ottimizzazione numerica Sequential Quadratic Programming (SQP) molto efficiente per problemi con vincoli non lineari di uguaglianza e disuguaglianza.

Il tempo di calcolo necessario per questa soluzione risulta più elevato che per i problemi con una singola utenza: infatti il sistema di ottimizzazione ha evidenziato alcuni problemi di convergenza che hanno reso necessari alcuni accorgimenti. La soluzione viene guidata nei casi in cui l'utenza richiede poco calore dando come punto iniziale i valori di progetto e poi facendo scendere il carico gradualmente con step di 50 kW.

I profili di temperatura ipotizzati hanno un andamento periodico all'interno dei mesi dell'anno, per cui è possibile osservare che se si escludono i pannelli solari, le configurazioni da analizzare sono solo 180 (quindici ore al giorno uguali in ogni mese). Il caso senza pannelli solari è quindi stato affrontato trovando 180 soluzioni e poi riportandole nel corretto ordine temporale. Per minimizzare i tempi di calcolo nella configurazione che prevede i pannelli si è usato come punto di partenza per l'ottimizzazione la soluzione, già nota, nella stessa ora dell'anno con i pannelli solari disattivati. Nei casi con due utenze termiche l'integrazione numerica della funzione che descrive i pannelli solari ha anch'essa mostrato alcuni problemi di convergenza per cui anche il valore dell'irraggiamento ricevuto dai pannelli è stato aumentato gradualmente per guidare la soluzione. In ogni simulazione della configurazione che prevede i pannelli solari, è ricercata una soluzione diversa solo se contemporaneamente la radiazione solare supera un limite minimo, fissato a 30 W/m^2 altrimenti i pannelli sono considerati spenti e viene usata la soluzione della configurazione senza pannelli. Se la radiazione supera il livello di soglia minimo, la soluzione trovata viene confrontata con quella già nota a pannelli spenti per garantire che i pannelli solari non stiano in realtà sottraendo calore all'impianto.

4.2.3 Modello matematico per una configurazione non rigenerativa

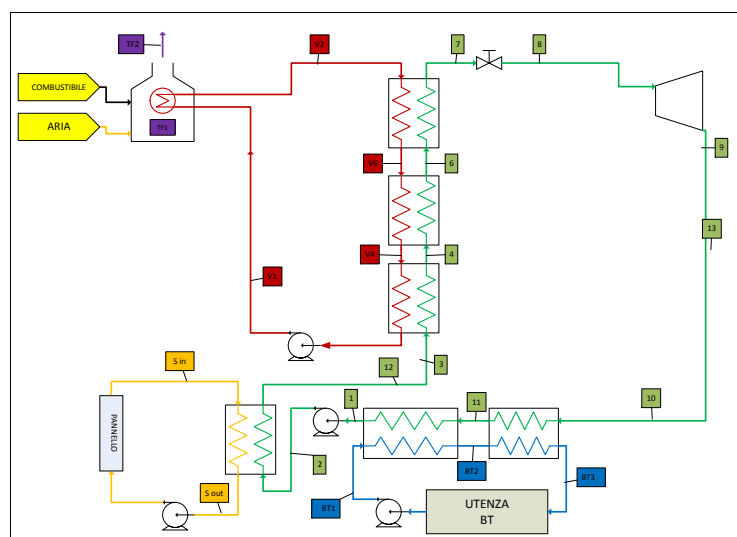


Figura 26 Schema di impianto della configurazione non rigenerativa

L'analisi off design del sistema può essere facilmente estesa al caso in cui il sistema preveda una configurazione non rigenerativa: Viene presentata anche questa configurazione, nel solo caso dell'utenza variabile di bassa temperatura, perché appare interessante per effettuare un confronto con le precedenti configurazioni. Si noti come lo schema di impianto non presenti grandi variazioni rispetto al caso con una sola utenza: per le simulazioni viene infatti utilizzato lo stesso modello set di equazioni descritto nella sezione 4.2.1, in cui si impone che la portata di fluido ORC venga interamente deviata. Si sostituisce cioè all'equazione

$$(34) \quad \dot{m}_{ORC,13} = 0$$

L'equazione:

$$(82) \quad \dot{m}_{ORC,9A} = 0$$

In questo modo il sistema è forzato a non rigenerare e le equazioni sul calore scambiato nel rigeneratore stesso risultano soddisfatte, a patto di porre il coefficiente di scambio termico del rigeneratore (U_{rig}) uguale a zero.

4.3 Risultati

I due modelli di simulazione e/o ottimizzazione sopra descritti sono stati applicati per simulare e/o determinare la regolazione ottimale del ciclo ORC per i tre profili di carico sopra descritti (ed oggetto del progetto CUBIS) per ogni ora dell'anno, considerando il caso con e senza pannelli solari. Quindi tali modelli di simulazione/ottimizzazione sono stati inseriti in un ciclo "for" che indicizza tutte le ore dell'anno e risolti sequenzialmente ora per ora.

La logica di controllo seguita per gestire l'impianto ORC è la seguente:

- spento se l'utenza non richiede calore
- acceso se esiste una richiesta di calore da parte dell'utenza.

Per eseguire l'ottimizzazione è stato utilizzato un personal computer che dispone di un processore dual core da 2.26 GHZ e una RAM di 4GB. La versione di Matlab utilizzata è MatlabR2009b, versione a 32 bit. I calcoli sono stati svolti senza utilizzare il calcolo parallelo.

L'ottimizzatore è stato impostato con un massimo di 800 iterazioni. Sono state utilizzate le tolleranze di default pari a 10^{-7} sia per la minima variazione delle variabili accettata dall'ottimizzatore che per il rispetto delle equazioni e disequazioni descrittive dei problemi.

4.3.1 Analisi e risultati del caso con la sola utenza di bassa temperatura (Piscina)

Configurazione SENZA Pannelli Solari

Nel seguito si riportano i risultati ottenuti nel caso con la sola utenza di bassa Piscina sia nella configurazione impiantistica che non prevede i pannelli solari termici.

Il tempo di calcolo per risolvere una condizione operativa è molto variabile a seconda della differenza tra la configurazione che si sta analizzando e la precedente, assunta come punto iniziale del metodo iterativo. Il tempo totale di calcolo è di circa 12 ore.

Riportiamo i valori del combustibile consumato e dell'energia, sia elettrica che termica, generata,

- La massa totale di combustibile consumata in un anno è di 184.074 [ton]
- L'energia elettrica generata in un anno ammonta a 91.6149 [MWh]
- Il calore generato in un anno ammonta a 373.7431 [MW]
- Il rendimento elettrico medio base annuale, definito come la sommatoria della potenza elettrica prodotta in ogni ora dell'anno fratto la sommatoria della potenza termica introdotta nel ciclo, intesa come prodotto della portata di combustibile impiegato moltiplicata per il potere calorifico inferiore del combustibile stesso:

$$\eta_{\text{elettrico medio annuale}} = \frac{(\sum_{i=1}^{8760} P_{el,i})}{(\sum_{i=1}^{8760} (\dot{m}_{fuel,i} \cdot PCI))} = 15.717 \%$$

- Il rendimento termico medio base annuale, definito come la sommatoria della potenza termica fornita all'utenza in ogni ora dell'anno fratto la sommatoria della potenza termica introdotta nel ciclo, intesa come prodotto della portata di combustibile impiegato moltiplicata per il potere calorifico inferiore del combustibile stesso:

$$\eta_{\text{termico medio annuale}} = \frac{(\sum_{i=1}^{8760} \dot{Q}_{UT})}{(\sum_{i=1}^{8760} (\dot{m}_{fuel,i} \cdot PCI))} = 64.118 \%$$

Configurazione con Pannelli Solari

Il tempo di calcolo per risolvere una condizione operativa è molto variabile a seconda della differenza tra la configurazione che si sta analizzando e la precedente, assunta come punto iniziale del metodo iterativo e a seconda delle condizioni metereologiche. Il tempo totale di calcolo è di circa 24 ore.

- Nel seguito si riportano i risultati ottenuti nel caso con la sola utenza “Piscina” sia nella configurazione impiantistica che prevede i pannelli solari termici. Riportiamo i valori del combustibile consumato e dell’energia, sia elettrica che termica, generata.
- La massa totale di combustibile consumata in un anno è di 180.439 [ton]
- Calore fornito dai pannelli solari al ciclo ORC nell’arco dell’anno: 9.4056 [MW]
- Risparmio di combustibile: 1.97 %
- L energia elettrica generata in un anno ammonta a 90.4733 [MWh]
- Il calore generato in un anno ammonta a 373.7431 [MW]
- Il rendimento elettrico medio base annuale, definito come la sommatoria della potenza elettrica prodotta in ogni ora dell’anno fratto la sommatoria della potenza termica introdotta nel ciclo, intesa come prodotto della portata di combustibile impiegato moltiplicata per il potere calorifico inferiore del combustibile stesso:

$$\eta_{\text{elettrico medio annuale}} = \frac{(\sum_{i=1}^{8760} P_{el,i})}{(\sum_{i=1}^{8760} (\dot{m}_{fuel,i} \cdot PCI))} = 15.834 \%$$

- Il rendimento termico medio base annuale, definito come la sommatoria della potenza termica fornita all’utenza in ogni ora dell’anno fratto la sommatoria della potenza termica introdotta nel ciclo, intesa come prodotto della portata di combustibile impiegato moltiplicata per il potere calorifico inferiore del combustibile stesso:

$$\eta_{\text{termico medio annuale}} = \frac{(\sum_{i=1}^{8760} \dot{Q}_{UT})}{(\sum_{i=1}^{8760} (\dot{m}_{fuel,i} \cdot PCI))} = 65.409 \%$$

Analisi dei Risultati

Grazie al calore apportato dal campo solare la quantità di combustibile consumata nell’arco dell’anno si riduce di circa il 2%. Nel dettaglio il grafico delle portate di combustibile richieste nei due casi, con la curva della configurazione con i pannelli solari (in rosso) sempre sotto all’altra (in blu).

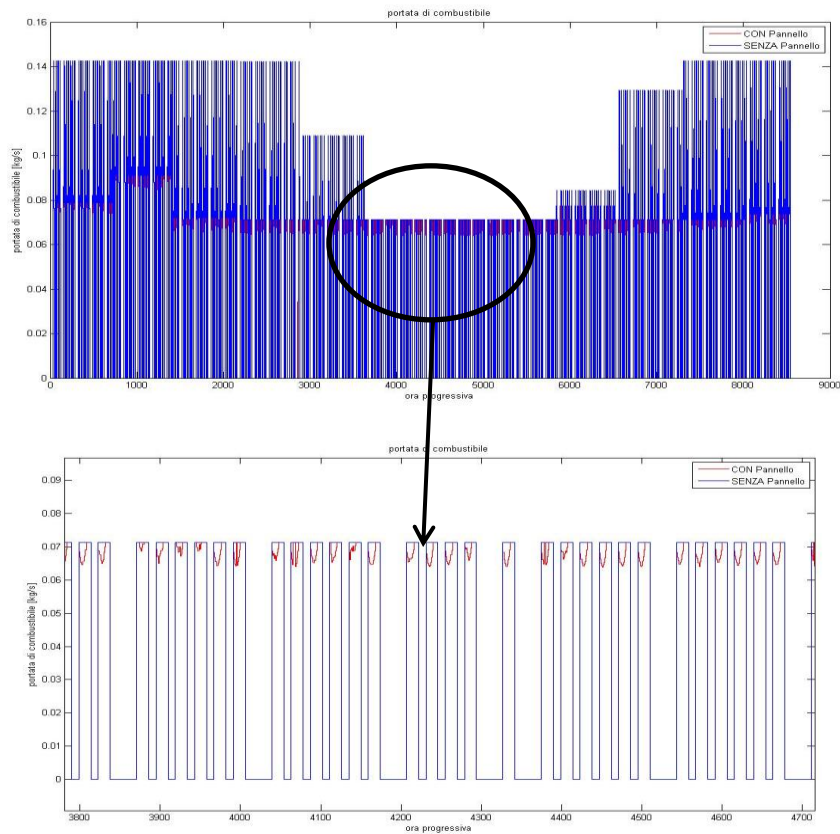


Figura 27 Dettaglio delle portate di combustibile

E' importante notare che, mentre il calore fornito all'utenza è uguale nei due casi (con e senza pannelli), l'energia elettrica prodotta cambia: in generale infatti quando i pannelli sono attivi il sistema tende a generare meno potenza elettrica a pari potenza termica fornita all'utenza termica. Il motivo risiede nel fatto che quando il campo solare preriscalda il fluido all'ingresso del rigeneratore, quest'ultimo (a causa della minore differenza di temperatura tra fluido surriscaldato scaricato dalla turbina e liquido freddo) scambia meno calore e quindi raffredda meno il vapore. Di conseguenza, grazie alla disponibilità di vapore più caldo, il condensatore necessita di una minore portata di fluido per soddisfare la richiesta termica dell'utenza. La dimostrazione della correttezza di questo ragionamento è il fatto che, a pari potenza termica richiesta dall'utenza, i casi con campo solare attivo generano una portata di ORC minore.

A causa della diversa potenza elettrica generata, non è corretto confrontare i casi con e senza pannelli solari considerando solo il risparmio di combustibile. Si rende necessario considerare il Rendimento di Primo Principio dell'Impianto, il quale tiene anche conto della diversa potenza elettrica generata e dell'efficienza di generazione della potenza elettrica e termica. Il rendimento di primo principio è definito come segue:

$$\eta_{I \text{ principio medio annuale}} = \eta_{\text{elettrico medio annuale}} + \eta_{\text{termico medio annuale}}$$

Nel caso con campo solare, il rendimento di primo principio risulta essere:

$\eta_{I \text{ principio medio annuale.PANNELLO}} = 81.243 \%$.

Nel caso senza campo solare, il rendimento risulta essere pari a:

$\eta_{I \text{ principio medio annuale. NO PANNELLO}} = 79.835 \%$

Pertanto l'integrazione con il campo solare aumenta di circa 1.4 punti percentuali il rendimento di primo principio dell'impianto

Introduciamo inoltre una tabella che permetta di valutare intuitivamente il comportamento dei punti del sistema al variare del carico e del contributo dei pannelli solari.

Tabella 5 Confronto delle variabili del ciclo tra varie configurazioni operative

Variabile	Carico minimo, pannelli spenti	Carico minimo, pannelli accesi	Carico massimo, pannelli spenti	Carico massimo, pannelli accesi
Richiesta termica utenza, [kW]	75	75	140	140
Rendimento elettrico, [-]	0.1585	0.1552	0.1619	0.1639
Rendimento termico, [-]	0.5781	0.5192	0.6856	0.7022
Rendimento di primo principio, [-]	0.7366	0.6744	0.8475	0.8661
Input termico pannelli, [kW]	0	4.5787	0	3.4672
Superficie _{ECO} , [m ²]	12.9504	13.0534	9.1756	9.2309
Superficie _{EVA} , [m ²]	6.33	6.3354	6.8571	6.9077
Superficie _{SH} , [m ²]	2.0064	1.898	5.2541	5.1482
T _{V4} , [K]	422.637	420.8902	457.4535	456.3905
T _{V1} , [K]	394.5145	396.4771	421.6765	421.7701
T _{V6} , [K]	526.0658	525.8692	531.013	530.8209
Pressione di evaporazione (p ₆), [kPa]	267.9975	258.303	484.4626	478.8168
T ₃ , [K]	377.9803	382.7097	378.3387	380.8794
Portata di ORC generata, [kg/s]	0.1771	0.1709	0.311	0.3076
Portata di ORC nel by pass ₁₃ , [kg/s]	0	0	0	0
Pressione di condensazione (p ₁₁), [kPa]	9.7272	9.5222	10.2183	10.147
Portata di acqua all'utenza, [kg/s]	1.217	1.217	2.2717	2.2717
T ₇ , [K]	471.9582	470.351	499.8203	499.229
T ₉ , [K]	414.5912	413.3403	431.6094	431.148
T ₁₂ , [K]	317.7778	332.1218	318.8923	324.8256
T ₁₀ , [K]	335.7072	346.694	357.3143	360.7874
Superficie _{DESH}	3.4752	3.8585	4.7004	4.8226
T ₁₄ , [K]	335.7072	346.694	357.3143	360.7874
Superficie _{COND}	72.5887	72.2053	71.3635	71.2412
Portata di fumi in caldaia, [kg/s]	0.0713	0.0673	0.1426	0.1392
T _{F2} , [K]	395.3867	397.049	447.8525	445.7538
Portata di olio diatermico, [kg/s]	0.2187	0.2088	0.5044	0.4938
T _{BT2} , [K]	317.3724	316.8995	316.5271	316.3849
T ₂ , [K]	317.7778	317.2989	318.8923	318.7333

4.3.2 Analisi e risultati con utenza di bassa temperatura industriale

In questa sezione sono riportati i risultati delle simulazioni annuali per il caso con profilo di richiesta termica costante.

Configurazione SENZA Pannelli Solare

Il tempo di calcolo per risolvere una condizione operativa è di circa 30 secondi. Senza i pannelli la configurazione è unica, ripetuta in tutte le ore dell'anno e quindi il sistema va risolto una sola volta.

Nel seguito si riportano i risultati ottenuti nel caso con la sola utenza di bassa Piscina sia nella configurazione impiantistica che non prevede i pannelli solari termici. Riportiamo i valori del combustibile consumato e dell'energia, sia elettrica che termica, generata:

- La massa totale di combustibile consumata in un anno è di 302.6642 [ton]
- L'energia elettrica generata in un anno ammonta a 148.2948 [MWh]
- Il calore generato in un anno ammonta a 700.8 [MW]
- Il rendimento elettrico medio base annuale, definito come la sommatoria della potenza elettrica prodotta in ogni ora dell'anno fratto la sommatoria della potenza termica introdotta nel ciclo, intesa come prodotto della portata di combustibile impiegato moltiplicata per il potere calorifico inferiore del combustibile stesso:

$$\eta_{\text{elettrico medio annuale}} = \frac{(\sum_{i=1}^{8760} P_{el,i})}{(\sum_{i=1}^{8760} (\dot{m}_{fuel,i} \cdot PCI))} = 15.473 \%$$

- Il rendimento termico medio base annuale, definito come la sommatoria della potenza termica fornita all'utenza in ogni ora dell'anno fratto la sommatoria della potenza termica introdotta nel ciclo, intesa come prodotto della portata di combustibile impiegato moltiplicata per il potere calorifico inferiore del combustibile stesso:

$$\eta_{\text{termico medio annuale}} = \frac{(\sum_{i=1}^{8760} \dot{Q}_{UT})}{(\sum_{i=1}^{8760} (\dot{m}_{fuel,i} \cdot PCI))} = 73.119 \%$$

Configurazione con Pannelli Solari

Il tempo di calcolo per risolvere una condizione operativa è molto variabile a seconda delle condizioni meteorologiche. Il tempo totale di calcolo è di circa 20 ore.

Nel seguito si riportano i risultati ottenuti nel caso con la sola utenza “Piscina” sia nella configurazione impiantistica che prevede i pannelli solari termic. Riportiamo i valori del combustibile consumato e dell’energia, sia elettrica che termica, generata:

- La massa totale di combustibile consumata in un anno è di 298.2703 [ton]
- Calore fornito dai pannelli solari al ciclo ORC nell’arco dell’anno: 11.3993 [MW]
- Si ottiene quindi un risparmio di combustibile pari all’1.45 %.
- L energia elettrica generata in un anno ammonta a 146.7139 [MWh]
- Il calore generato in un anno ammonta a 700.8 [MW]
- Il rendimento elettrico medio base annuale, definito come la sommatoria della potenza elettrica prodotta in ogni ora dell’anno fratto la sommatoria della potenza termica introdotta nel ciclo, intesa come prodotto della portata di combustibile impiegato moltiplicata per il potere calorifico inferiore del combustibile stesso:

$$\eta_{\text{elettrico medio annuale}} = \frac{(\sum_{i=1}^{8760} Pel_i)}{(\sum_{i=1}^{8760}(\dot{m}_{fuel,i} \cdot PCI))} = 15.533 \%$$

- Il rendimento termico medio base annuale, definito come la sommatoria della potenza termica fornita all’utenza in ogni ora dell’anno fratto la sommatoria della potenza termica introdotta nel ciclo, intesa come prodotto della portata di combustibile impiegato moltiplicata per il potere calorifico inferiore del combustibile stesso:

$$\eta_{\text{termico medio annuale}} = \frac{(\sum_{i=1}^{8760} \dot{Q}_{UT})}{(\sum_{i=1}^{8760}(\dot{m}_{fuel,i} \cdot PCI))} = 74.196 \%$$

- $\eta_{I \text{ principio medio annuale}} = \eta_{\text{elettrico medio annuale}} + \eta_{\text{termico medio annuale}}$
- $\eta_{I \text{ principio medio annuale.PANNELLO}} = 89.729 \%$
- $\eta_{I \text{ principio medio annuale. NO PANNELLO}} = 88.592 \%$

Analisi dei Risultati

Quindi l’integrazione del ciclo con i pannelli solari implica un aumento del rendimento elettrico pari al 1.2 punti percentuali.

Di seguito sono riportati i grafici rappresentanti l’andamento orario della portata di combustibile durante l’anno ed il rendimento di primo principio.

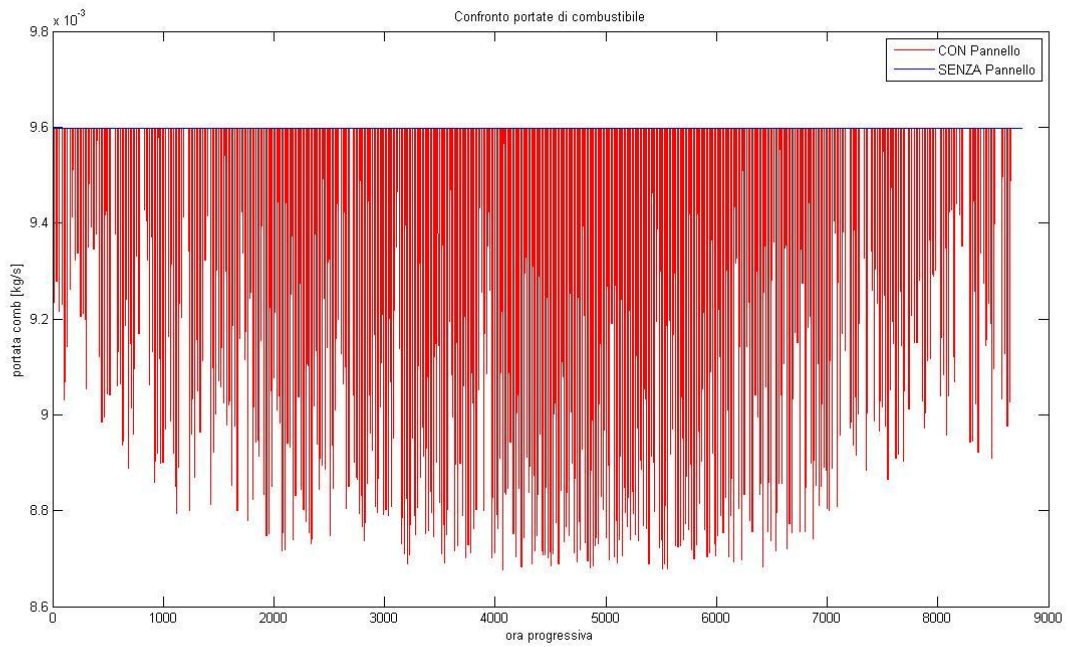


Figura 28 Andamento della portata di combustibile durante l'anno. In rosso il profilo del caso integrato con il campo solare, in blu il caso senza campo solare (andamento costante).

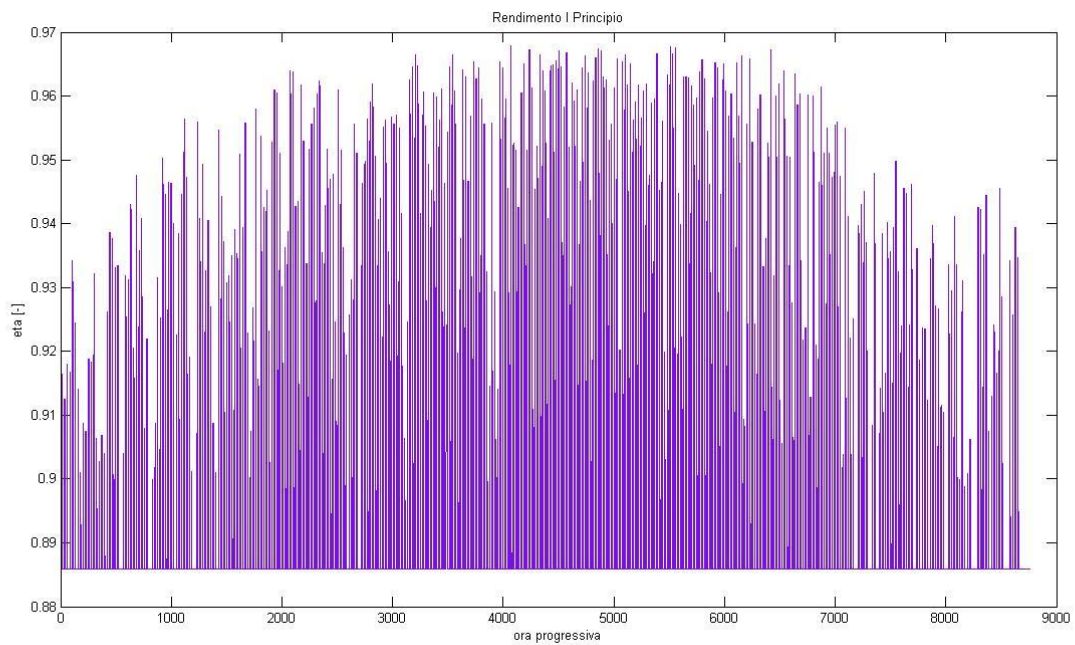


Figura 29 Andamento della rendimento di primo principio durante l'anno. In viola il profilo del caso integrato con il campo solare, in blu il caso senza campo solare (andamento costante).

Tabella 6 Confronto tra le variabili del ciclo con pannelli accesi e spenti

Variabile	Carico di progetto, pannelli spenti	Carico di progetto, pannelli accesi
Richiesta termica utenza, [kW]	80.000	80.000
Rendimento elettrico, [-]	0.155	0.159
Rendimento termico, [-]	0.731	0.809
Rendimento di primo principio, [-]	0.886	0.968
Input termico pannelli, [kW]	0.000	8.359
Superficie_{ECO}, [m²]	12.636	12.808
Superficie_{EVA}, [m²]	6.445	6.475
Superficie_{SH}, [m²]	2.206	2.003
T_{V4}, [K]	425.601	422.505
T_{V1}, [K]	396.318	399.764
T_{V6}, [K]	526.404	526.044
Pressione di evaporazione (p₆), [kPa]	285.226	267.683
T₃, [K]	378.144	386.662
Portata di ORC generata, [kg/s]	0.188	0.177
Portata di ORC nel by pass₁₃, [kg/s]	0.000	0.000
Pressione di condensazione (p₁₁), [kPa]	9.741	9.393
Portata di acqua all'utenza, [kg/s]	1.298	1.298
T₇, [K]	474.708	471.907
T₉, [K]	416.183	414.009
T₁₂, [K]	317.810	342.994
T₁₀, [K]	337.453	356.434
Superficie_{DESH}	3.565	4.123
T₁₄, [K]	337.453	356.434
Superficie_{COND}	72.498	71.941
Portata di fumi in caldaia, [kg/s]	0.076	0.069
T_{F2}, [K]	397.693	400.441
Portata di olio diatermico, [kg/s]	0.237	0.218
T_{BT2}, [K]	317.300	316.500
T₂, [K]	317.810	316.993

4.3.3 Analisi e risultati per i casi con due utenze termiche (Piscina e macchina ad assorbimento)

Anche in questo caso sono state svolte simulazioni sulla base di uno stesso profilo di richiesta per le due configurazioni con e senza pannelli, in modo da potere valutare i benefici in termini di risparmio di combustibile garantiti dal recupero di energia solare.

Riportiamo sotto il profilo delle utenze termiche di alta (rosso) e bassa (blu) temperatura.

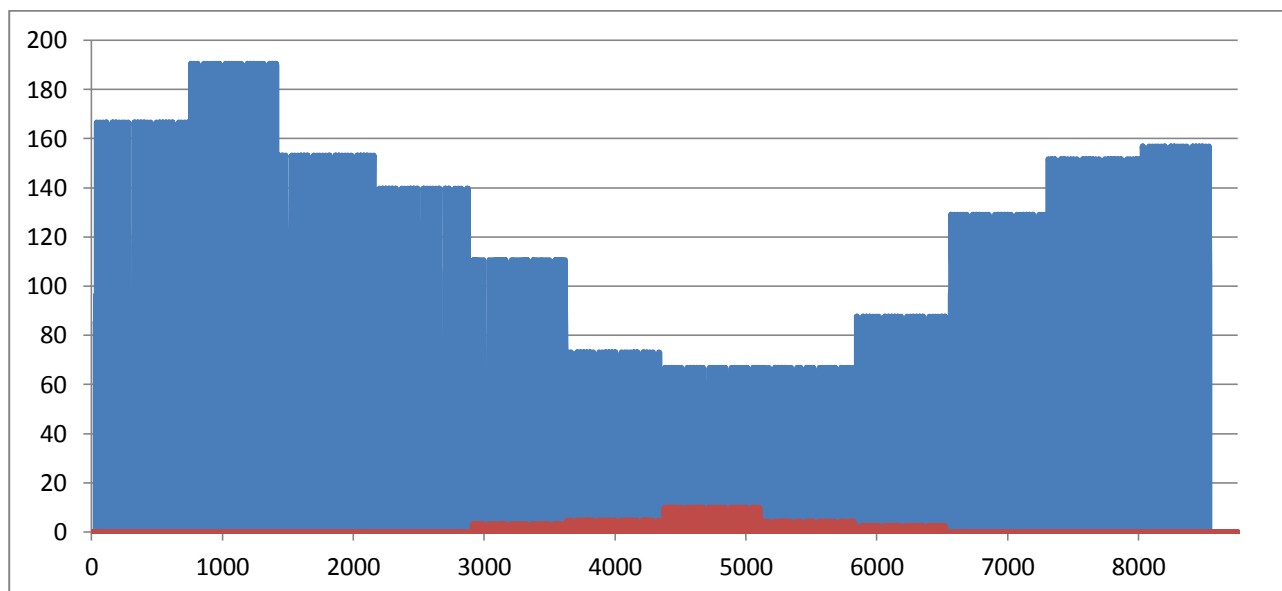


Figura 30 Profilo orario annuale delle utenze termiche di alta (rosso) e bassa (blu) temperatura

I principali risultati ottenuti sono riportati nel seguito:

Configurazione SENZA Pannelli Solari

Il tempo di calcolo per risolvere una condizione operativa è molto variabile a seconda della differenza tra la configurazione che si sta analizzando e la precedente, assunta come punto iniziale del metodo iterativo. Il tempo totale di calcolo è di circa 12 ore.

Nel seguito si riportano i risultati ottenuti nel caso con la sola utenza di bassa Piscina sia nella configurazione impiantistica che non prevede i pannelli solari termici. Riportiamo i valori del combustibile consumato e dell'energia, sia elettrica che termica, generata:

- La massa totale di combustibile consumata in un anno è di 194.3177 [ton]
- L'energia elettrica generata in un anno ammonta a 93.8681 [MWh]
- Il calore generato in un anno ammonta a 381.5251 [MW]
- Il rendimento elettrico medio base annuale, definito come la sommatoria della potenza elettrica prodotta in ogni ora dell'anno fratto la sommatoria della potenza termica introdotta

nel ciclo, intesa come prodotto della portata di combustibile impiegato moltiplicata per il potere calorifico inferiore del combustibile stesso:

$$\eta_{\text{elettrico medio annuale}} = \frac{(\sum_{i=1}^{8760} Pel_i)}{(\sum_{i=1}^{8760}(\dot{m}_{fuel,i} \cdot PCI))} = 15.255 \%$$

- Il rendimento termico medio base annuale, definito come la sommatoria della potenza termica fornita all'utenza in ogni ora dell'anno fratto la sommatoria della potenza termica introdotta nel ciclo, intesa come prodotto della portata di combustibile impiegato moltiplicata per il potere calorifico inferiore del combustibile stesso:

$$\eta_{\text{termico medio annuale}} = \frac{(\sum_{i=1}^{8760} \dot{Q}_{UT})}{(\sum_{i=1}^{8760}(\dot{m}_{fuel,i} \cdot PCI))} = 62.002 \%$$

Configurazione con Pannelli Solari

Il tempo di calcolo di questa configurazione è di circa 30 h, molto elevato a causa delle problematiche di convergenza descritte nella sezione 4.2.2, che hanno costretto a guidare la soluzione e quindi risolvere più volte il sistema di equazioni per trovare la soluzione di una configurazione.

Nel seguito si riportano i risultati ottenuti nel caso con la sola utenza di bassa Piscina sia nella configurazione impiantistica che prevede i pannelli solari termici. Riportiamo i valori del combustibile consumato e dell' energia, sia elettrica che termica, generata:

- La massa totale di combustibile consumata in un anno è di 191.9992 [ton]
- Calore fornito dai pannelli solari al ciclo ORC nell'arco dell'anno: 9.5770 [MW]
- Risparmio di combustibile: 1.19 %
- L'energia elettrica generata in un anno ammonta a 93.787 [MWh]
- Il calore generato in un anno ammonta a 381.5251 [MW]
- Il rendimento elettrico medio base annuale, definito come la sommatoria della potenza elettrica prodotta in ogni ora dell'anno fratto la sommatoria della potenza termica introdotta nel ciclo, intesa come prodotto della portata di combustibile impiegato moltiplicata per il potere calorifico inferiore del combustibile stesso:

$$\eta_{\text{elettrico medio annuale}} = \frac{(\sum_{i=1}^{8760} Pel_i)}{(\sum_{i=1}^{8760}(\dot{m}_{fuel,i} \cdot PCI))} = 15.426 \%$$

- Il rendimento termico medio base annuale, definito come la sommatoria della potenza termica fornita all'utenza in ogni ora dell'anno fratto la sommatoria della potenza termica

introdotta nel ciclo, intesa come prodotto della portata di combustibile impiegato moltiplicata per il potere calorifico inferiore del combustibile stesso:

$$\eta_{\text{termico medio annuale}} = \frac{(\sum_{i=1}^{8760} \dot{Q}_{UT})}{(\sum_{i=1}^{8760} (\dot{m}_{fuel,i} \cdot PCI))} = 62.751 \%$$

- $\eta_{I \text{ principio medio annuale}} = \eta_{\text{elettrico medio annuale}} + \eta_{\text{termico medio annuale}}$
- $\eta_{I \text{ principio medio annuale.PANNELLO}} = 78.177 \%$
- $\eta_{I \text{ principio medio annuale. NO PANNELLO}} = 77.257$

Analisi dei Risultati

In questo caso si ottiene un incremento del rendimento di primo principio pari a circa 0.92 punti percentuali.

E' riportato nel seguito il grafico comparativo rappresentante l'andamento orario della portata di combustibile nei due casi, con e senza pannelli solari.

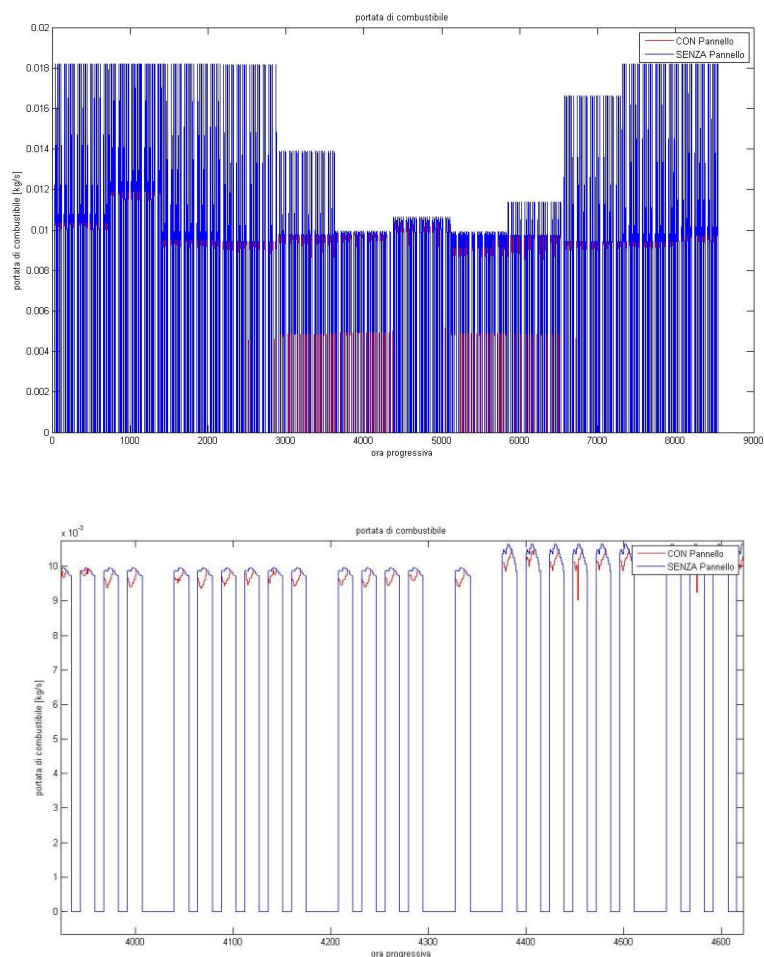


Figura 31 Dettaglio delle portate di combustibile

Tabella 7 Variabili operative del ciclo ORC e dell'impianto in due condizioni di funzionamento critiche. Le Configurazioni 1 2 si riferiscono alle richieste termiche delle due utenze termiche specificate in tabella.

Variabile	1, Pannelli spenti	1, Pannelli accesi	2, Pannelli spenti	2, Pannelli accesi
Richiesta termica utenza HT, [kW]	10.000	10.000	4.379	4.379
Richiesta termica utenza BT, [kW]	32.995	32.995	42.375	42.375
Rendimento elettrico, [-]	0.139	0.145	0.145	0.152
Rendimento termico, [-]	0.355	0.371	0.414	0.436
Rendimento di primo principio	0.494	0.516	0.558	0.588
Input termico pannelli, [kW]	0.000	7.473	0.000	8.532
Superficie_{ECO}, [m²]	12.984	12.941	13.009	12.912
Superficie_{EVA}, [m²]	6.116	6.184	6.170	6.290
Superficie_{SH}, [m²]	2.187	2.162	2.108	2.085
T_{V4}, [K]	425.569	425.134	424.322	423.883
T_{V1}, [K]	375.618	382.767	383.286	391.226
T_{V6}, [K]	526.423	526.365	526.270	526.211
Pressione di evaporazione (p₆), [kPa]	283.620	281.482	276.858	274.856
T₃, [K]	342.317	355.481	357.331	371.315
Portata di ORC generata, [kg/s]	0.187	0.186	0.183	0.181
Portata di ORC nel by-pass 13, [kg/s]	0.126	0.134	0.082	0.084
Pressione di condensazione (p₁₁), [kPa]	9.558	9.408	9.536	9.339
Portata di acqua all'utenza BT, [kg/s]	1.337	1.368	1.308	1.352
T₇, [K]	474.457	474.121	473.389	473.069
T₉, [K]	415.739	415.296	415.092	414.579
T₁₂, [K]	317.383	339.237	317.332	342.747
T₁₀, [K]	317.479	339.255	319.815	344.494
Superficie_{DESH}, [m²]	3.965	4.201	3.957	4.250
T₁₄, [K]	348.546	358.013	348.771	361.368
Superficie_{COND}, [m²]	72.099	71.863	72.107	71.814
Portata di fumi in caldaia, [kg/s]	0.085	0.081	0.079	0.075
T_{F2}, [K]	378.480	384.873	385.099	392.474
Portata di olio diatermico, [kg/s]	0.235	0.233	0.228	0.226
T_{BT2}, [K]	316.827	316.439	316.817	316.303
T₁₈, [K]	348.546	348.281	348.771	348.168
(Portata by pass 17)/Portata ORC, [-]	0.000	0.196	0.000	0.425
T₁₅, [K]	386.176	395.596	365.709	378.508
T₂, [K]	317.383	317.027	317.332	316.864

4.3.4 Analisi e risultati del caso non rigenerativo con utenza di bassa temperatura variabile

Configurazione SENZA Pannelli Solari

Nel seguito si riportano i risultati ottenuti nel caso con la sola utenza di bassa Piscina sia nella configurazione impiantistica che non prevede i pannelli solari termici.

Il tempo di calcolo in questa configurazione si è dimostrato piuttosto elevato a causa delle problematiche di convergenza descritte in sezione

Il tempo di calcolo per risolvere una condizione operativa è molto variabile a seconda della differenza tra la configurazione che si sta analizzando e la precedente, assunta come punto iniziale del metodo iterativo. Il tempo totale di calcolo è di circa 12 ore.

Riportiamo i valori del combustibile consumato e dell' energia, sia elettrica che termica, generata,

- La massa totale di combustibile consumata in un anno è di 231.3857 [ton]
- L energia elettrica generata in un anno ammonta a 96.4714 [MWh]
- Il calore generato in un anno ammonta a 373.7431 [MW]
- Il rendimento elettrico medio base annuale, definito come la sommatoria della potenza elettrica prodotta in ogni ora dell'anno fratto la sommatoria della potenza termica introdotta nel ciclo, intesa come prodotto della portata di combustibile impiegato moltiplicata per il potere calorifico inferiore del combustibile stesso:

$$\eta_{\text{elettrico medio annuale}} = \frac{(\sum_{i=1}^{8760} Pel_i)}{(\sum_{i=1}^{8760}(\dot{m}_{fuel,i} \cdot PCI))} = 13.17 \%$$

- Il rendimento termico medio base annuale, definito come la sommatoria della potenza termica fornita all'utenza in ogni ora dell'anno fratto la sommatoria della potenza termica introdotta nel ciclo, intesa come prodotto della portata di combustibile impiegato moltiplicata per il potere calorifico inferiore del combustibile stesso: Il rendimento termico medio base annuale, definito come la sommatoria della potenza termica fornita all'utenza in ogni ora dell'anno fratto la sommatoria della potenza termica introdotta nel ciclo, intesa come prodotto della portata di combustibile impiegato moltiplicata per il potere calorifico inferiore del combustibile stesso:

$$\eta_{\text{termico medio annuale}} = \frac{(\sum_{i=1}^{8760} \dot{Q}_{UT})}{(\sum_{i=1}^{8760}(\dot{m}_{fuel,i} \cdot PCI))} = 51.01 \%$$

Configurazione con Pannelli Solari

Il tempo di calcolo per risolvere una condizione operativa è molto variabile a seconda della differenza tra la configurazione che si sta analizzando e la precedente, assunta come punto iniziale del metodo iterativo e a seconda delle condizioni metereologiche. Il tempo totale di calcolo è di circa 24 ore.

- Nel seguito si riportano i risultati ottenuti nel caso con la sola utenza di bassa Piscina sia nella configurazione impiantistica che prevede i pannelli solari termici. Riportiamo i valori del combustibile consumato e dell'energia, sia elettrica che termica, generata
- La massa totale di combustibile consumata in un anno è di 225.0437 [ton]
- Calore fornito dai pannelli solari al ciclo ORC nell'arco dell'anno: 9.335 [MWh]
- Risparmio di combustibile: 2.74 %
- L'energia elettrica generata in un anno ammonta a 95.0832 [MWh]
- Il calore generato in un anno ammonta a 373.7431 [MW]
- Il rendimento elettrico medio base annuale, definito come la sommatoria della potenza elettrica prodotta in ogni ora dell'anno fratto la sommatoria della potenza termica introdotta nel ciclo, intesa come prodotto della portata di combustibile impiegato moltiplicata per il potere calorifico inferiore del combustibile stesso:

$$\eta_{\text{elettrico medio annuale}} = \frac{(\sum_{i=1}^{8760} Pel_i)}{(\sum_{i=1}^{8760}(\dot{m}_{fuel,i} \cdot PCI))} = 13.34\%$$

- Il rendimento termico medio base annuale, definito come la sommatoria della potenza termica fornita all'utenza in ogni ora dell'anno fratto la sommatoria della potenza termica introdotta nel ciclo, intesa come prodotto della portata di combustibile impiegato moltiplicata per il potere calorifico inferiore del combustibile stesso:

$$\eta_{\text{termico medio annuale}} = \frac{(\sum_{i=1}^{8760} \dot{Q}_{UT})}{(\sum_{i=1}^{8760}(\dot{m}_{fuel,i} \cdot PCI))} = 52.45\%$$

Analisi dei Risultati

$$\eta_{I \text{ principio medio annuale}} = \eta_{\text{elettrico medio annuale}} + \eta_{\text{termico medio annuale}}$$

Nel caso con campo solare, il rendimento di primo principio risulta essere:

$$\eta_{I \text{ principio medio annuale.PANNELLO}} = 65.79\%.$$

Nel caso senza campo solare, il rendimento risulta essere pari a:

$$\eta_{I \text{ principio medio annuale. NO PANNELLO}} = 64.17 \%$$

Pertanto l'integrazione con il campo solare aumenta di circa 1.6 punti percentuali il rendimento di primo principio dell'impianto.

Tabella 8 Confronto delle variabili del ciclo tra varie configurazioni operative

Variabile	Carico minimo, pannelli spenti	Carico minimo, pannelli accesi	Carico massimo, pannelli spenti	Carico massimo, pannelli accesi
Richiesta termica utenza, [kW]	75.000	75.000	140.000	140.000
Rendimento elettrico, [-]	15.090	13.770	13.800	13.620
Rendimento termico, [-]	35.790	35.790	55.300	55.300
Rendimento di primo principio, [-]	50.880	49.560	69.100	68.920
Input termico pannelli, [kW]	0.000	8.414	0.000	3.445
Superficie _{ECO} , [m ²]	13.138	13.430	9.355	9.435
Superficie _{EVA} , [m ²]	6.013	5.968	6.226	6.281
Superficie _{SH} , [m ²]	2.136	1.890	5.706	5.571
T _{V4} , [K]	424.882	420.957	464.110	462.646
T _{V1} , [K]	361.931	373.531	405.190	405.398
T _{V6} , [K]	526.348	525.895	532.340	532.058
Pressione di evaporazione (p ₆), [kPa]	279.280	257.590	508.730	501.811
T ₃ , [K]	318.345	344.402	319.583	325.157
Portata di ORC generata, [kg/s]	0.184	0.171	0.326	0.322
Portata di ORC nel by pass ₁₃ , [kg/s]	0.184	0.171	0.326	0.322
Pressione di condensazione (p ₁₁), [kPa]	9.964	9.507	10.522	10.436
Portata di acqua all'utenza, [kg/s]	1.217	1.217	2.272	2.272
T ₇ , [K]	473.774	470.231	502.305	501.606
T ₉ , [K]	416.008	413.247	433.548	433.003
T ₁₂ , [K]	318.321	344.380	319.559	325.134
T ₁₀ , [K]	323.488	347.521	342.924	346.942
Superficie _{DESH}	2.444	3.880	4.002	4.237
T ₁₄ , [K]	323.488	347.521	342.924	346.942
Superficie _{COND}	73.620	72.184	72.062	71.827
Portata di fumi in caldaia, [kg/s]	0.089	0.076	0.183	0.177
T _{F2} , [K]	365.850	374.984	466.074	460.496
Portata di olio diatermico, [kg/s]	0.231	0.208	0.566	0.550
T _{BT2} , [K]	75.000	75.000	140.000	140.000
T ₂ , [K]	15.090	13.770	13.800	13.620

La configurazione non rigenerativa consegue rendimenti sia elettrici che termici significativamente inferiori rispetto alla configurazione rigenerativa. Infatti la massa di combustibile consumata in un anno aumenta circa del 25% e l'energia elettrica prodotta non varia significativamente. Appare chiaro che dal punto di vista energetico il rigeneratore sia benefico. Tuttavia si può osservare come il rigeneratore mal si combini con i pannelli solari: infatti, nei casi con rigeneratore, quando i pannelli solari sono attivi e forniscono calore, il fluido entra ad una temperatura più elevata nel rigeneratore e quindi raffredda meno il fluido in uscita dalla turbina. Questo si traduce in una maggiore entalpia del flusso in ingresso al condensatore e quindi in maggiori irreversibilità di scambio termico tra fluido termovettore (nel tratto di de-surriscaldamento) e acqua dell'utenza termica. Inoltre, essendo il carico del ciclo regolato per fornire la potenza termica richiesta dall'utenza, l'aumento dell'entalpia del fluido in ingresso al condensatore determina una riduzione della portata di fluido ORC necessario e quindi della potenza elettrica generata (come anche evidente dai risultati sopra riportati). Invece, nel caso senza rigeneratore, la potenza termica fornita dai pannelli solari corrisponde ad una riduzione circa equivalente del combustibile consumato dalla caldaia.

La tesi di una difficile coesistenza del rigeneratore con i pannelli è rafforzata dalla simulazione senza rigeneratore, che indica come il rendimento medio di primo principio aumenti in maniera più significativa beneficiando dei pannelli solari attivi nel caso in cui il rigeneratore è escluso.

5 Progetto ottimo

In questo capitolo presentiamo un approccio per ottimizzare il progetto di cicli ORC cogenerativi capace di tener conto anche delle condizioni operative off-design alle quali il ciclo dovrà funzionare durante la vita utile e della strategia di regolazione ottima del ciclo. E' importante notare che generalmente quando si progettano impianti cogenerativi i profili temporali della richiesta di potenza termica dell'utenza sono noti (o comunque stimati con buona accuratezza) e quindi è possibile ricavare il numero di ore/anno N_t per il quale è richiesto un determinato valore di potenza termica Q_t . Pertanto in tale contesto è particolarmente vantaggioso disporre di uno strumento capace di ottimizzare il progetto tenendo simultaneamente conto delle condizioni operative attese e delle prestazioni in condizioni off-design del ciclo.

Il procedimento sviluppato in questa tesi si basa su un approccio di tipo "bi-livello", in cui per ogni soluzione progettuale (combinazione di variabili progettuali) viene calcolato il costo d'investimento dell'impianto e viene determinata per ogni ora o periodo temporale t di lunghezza N_t la regolazione ottima per soddisfare la potenza termica Q_t , richiesta dall'utenza e massimizzare il guadagno. Le variabili progettuali sono ottimizzate dal livello di ottimizzazione superiore mentre le variabili di regolazione sono ottimizzate dal livello di ottimizzazione inferiore. I vantaggi di tale approccio rispetto all'ottimizzazione simultanea di progetto e regolazione sono i seguenti:

- possibilità utilizzo del modello già sviluppato per la regolazione ottima dei cicli ORC (presentato nel capitolo 4) senza particolari modifiche
- evitare l'eccessivo incremento di variabili del problema di ottimizzazione: essendo le variabili progettuali rilevanti per tutti i periodi temporali (in quanto il progetto del ciclo deve essere mantenuto inalterato in tutti i periodo temporali t), sarebbe necessario ottimizzare simultaneamente le variabili progettuali insieme alle variabili di regolazione di tutti i periodi t dell'anno. Invece, nell'approccio bi-livello qui proposto, facendo fissare le variabili progettuali dal livello di ottimizzazione superiore è possibile ottimizzare le variabili di regolazione dei singoli periodi t in modo indipendente (e sequenziale). Ciò fa sì che il problema di ottimizzazione sia scomposto in tanti problemi di più piccola dimensione facili da risolvere. Tale approccio bi-livello è spesso utilizzato nell'ottimizzazione degli impianti complessi [14]

Nel dettaglio, le variabili progettuali oggetto di ottimizzazione nel livello superiore sono:

1. La taglia del ciclo, intesa come potenza termica ceduta alla sorgente fredda
2. La pressione di evaporazione (P_{eva})

3. La pressione di condensazione (P_{cond})
4. Il ΔT di surriscaldamento imposto al fluido di lavoro
5. Il ΔT di pinch point nello scambiatore olio-ORC
6. Il ΔT di pinch point al rigeneratore
7. La velocità di rotazione della turbina (ω)
8. Il massimo rapporto tra la portata volumetrica in ingresso e quella in uscita dalla turbina $V_{ratio\ max}$. Questo parametro impatta sul numero di stadi della turbina e quindi sui suoi rendimenti e costi. Si è scelto di ottimizzare questo parametro invece del numero di stadi perché varia con continuità e quindi si adatta meglio al metodi di ottimizzazione numerica utilizzato.

Il livello di ottimizzazione superiore ha come funzione obiettivo da massimizzare il ritorno economico generato dell'impianto.

Le variabili di regolazione del ciclo ottimizzate nel livello di ottimizzazione inferiore sono quelle già descritte nella sezione 4.2.2 e la funzione obiettivo massimizzata è la differenza tra ricavi e costi generati dall'impianto.

In questa sezione descriviamo la routine all'interno della black-box di Figura 32 che, ricevuti in ingresso i valori dei parametri progettuali da ottimizzare dimensiona il ciclo e, assegnato un profilo della richiesta termica, ne regola e ottimizza il funzionamento in ogni condizione operativa e infine svolge l'analisi economica della configurazione.

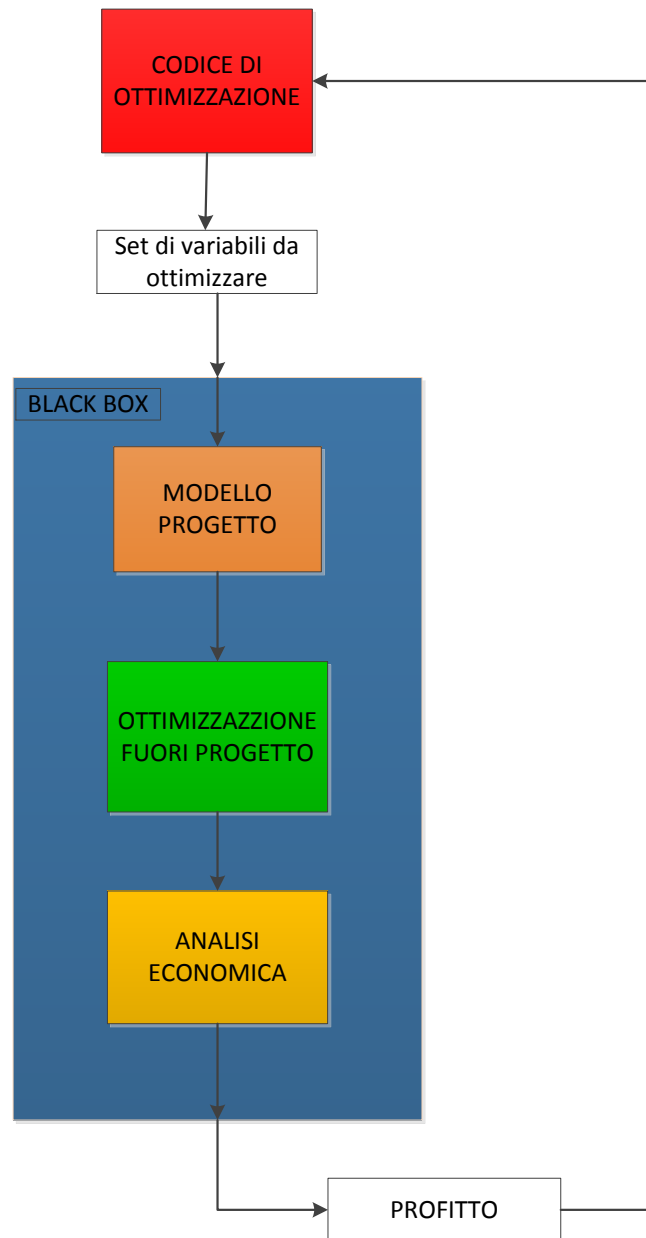


Figura 32 Diagramma di flusso del processo di ottimizzazione.

5.1 Specifiche e scelte progettuali

Il sistema è progettato per fornire calore ad una utenza e contemporaneamente produrre energia elettrica, utilizzando come combustibile della legna (stessa composizione e PCI indicata nella Sezione 4.1.4).

L'utenza termica ipotizzata è assimilabile ad una piccola rete di teleriscaldamento e richiede una potenza di 3000 kW termici, tra le temperature di 55 e 90°C [15]. Si è scelto di progettare un sistema rigenerativo, inserendo però un bypass al rigeneratore per ottenere una maggiore flessibilità di regolazione. La caldaia non prevede un preriscaldatore dell'aria e fornisce calore al ciclo tramite un loop di olio diatermico.

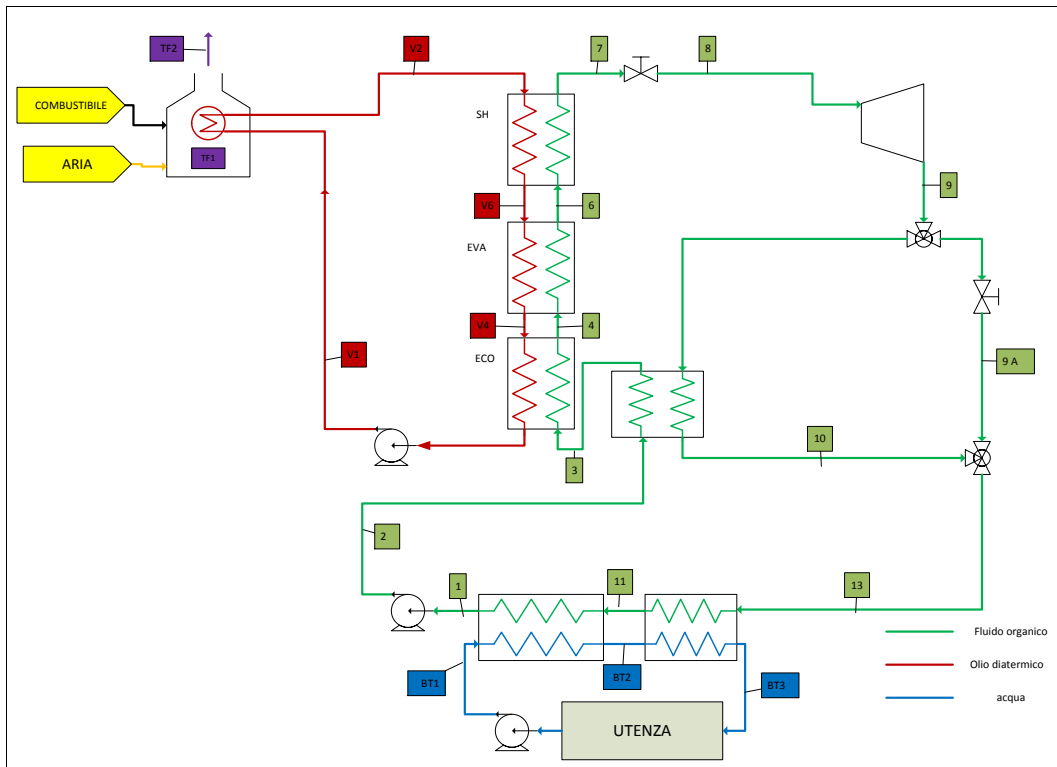


Figura 33 Configurazione impianto per l'ottimizzazione.

Si noti che l'eventuale surriscaldamento e il suo grado, così come tutti i parametri progettuali del ciclo dell'anello d'olio e della caldaia saranno ottimizzati con il metodo numerico descritto nel seguito. Si noti anche che il fluido ottimo per l'applicazione può essere determinato ripetendo l'ottimizzazione considerando altri tipi di fluidi. Tuttavia in questo lavoro di tesi questa ulteriore iterazione non è stata eseguita per motivi di tempo.

5.2 Modello che esegue il progetto del ciclo

Il modello di progetto del ciclo determina le condizioni di portate, temperature entalpie e pressioni di tutti i flussi del ciclo e dimensiona i principali componenti per valori assegnati delle seguenti variabili oggetto di ottimizzazione da parte dell'ottimizzatore esterno:

- Taglia del ciclo,
- pressione di evaporazione,
- pressione di condensazione,
- il grado di surriscaldamento imposto al fluido di lavoro, differenze di temperature di pinch point nello scambiatore olio-ORC e nel rigeneratore, velocità di rotazione della turbina, massimo rapporto tra la portata volumetrica in ingresso e quella in uscita dalla turbina (fissati dall'ottimizzatore esterno)

- Parametri di input definiti dall'utente e riportati in Tabella 9

Tabella 9 Parametri progettuali fissati

T_{V2}	Temperatura dell'olio diatermico in uscita dalla caldaia	280°C
ε	Eccesso d'aria in caldaia	0.8
T_{BT1}	Temperatura dell'acqua di ritorno dall'utenza	90°C
T_{BT3}	Temperatura dell'acqua inviata all'utenza	55°C

5.2.1 Calcolo delle portate

La portata di ORC circolante viene calcolata imponendo la potenza termica da cedere nel condensatore/desurriscaldatore:

$$(83) \quad \dot{m}_{ORC} = \frac{(Q_{nominale})}{(h_{13}-h_1)}$$

Per determinare l'entalpia del punto 13 si ipotizza di tenere chiuso il by-pass al rigeneratore ($h_{13}=h_{10}$), ma occorre anche ipotizzare un rendimento isoentropico della turbina. Il rendimento della turbina a sua volta dipende dalla portata del fluido di lavoro circolante, dalla velocità di rotazione e dalle scelte progettuali sul numero di stadi. Il progetto del ciclo e quello della turbina sono quindi problemi accoppiati.

Il progetto del ciclo viene svolto in maniera iterativa:

- 1) I valori di ω e del massimo rapporto ammissibile tra le portate volumetriche in uno stadio sono fissati dall'ottimizzatore di livello esterno.
- 2) Si ipotizza un rendimento isoentropico di turbina (alla prima iterazione si assume 0.8)
- 3) Si fissano i punti del ciclo
- 4) Si calcola la portata di ORC circolante
- 5) Dimensionamento della turbina
- 6) Si ottiene il rendimento turbina aggiornato
- 7) Si itera dal punto 2) fino a quando il rendimento turbina non converge, cioè fino a quando la sua variazione è minore di 10^{-6}

5.2.2 Dimensionamento della turbina

Poiché i parametri di velocità di rotazione e massimo rapporto delle portate volumetriche sono soggetti ad ottimizzazione, nel dimensionamento della turbina vengono trattati come parametri fissati.

Si fa ricorso ad una serie di curve sperimentali disponibili in letteratura [16] che forniscono il rendimento isoentropico dello stadio di turbina a seconda dei parametri N_s e V_{ratio} :

$$(84) \quad N_s = \frac{Rpm}{60} \cdot \frac{\sqrt{\dot{V}_{in}}}{\Delta h_{is, stadio}^{3/4}}$$

$$(85) \quad V_{ratio} = \frac{\dot{V}_{in, stadio}}{\dot{V}_{out, stadio}}$$

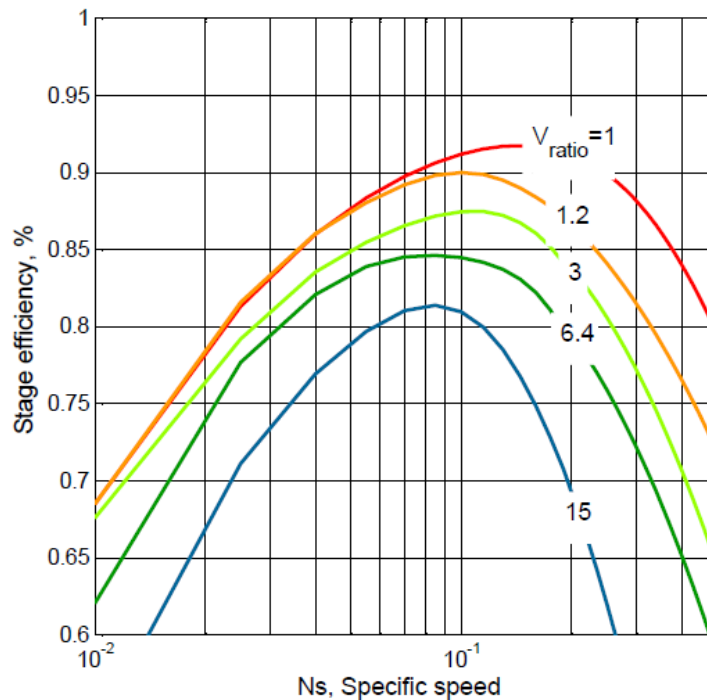


Figura 34 Curve parametriche adottate per prevedere l'efficienza degli stadi turbina

Le curve sono state interpolate a tratti con polinomi di secondo grado per creare una funzione di due variabili in grado di fornire il rendimento della turbina a seconda del valore di N_s e V_{ratio} . L'interpolazione è stata eseguita con la funzione *spapi* di Matlab.

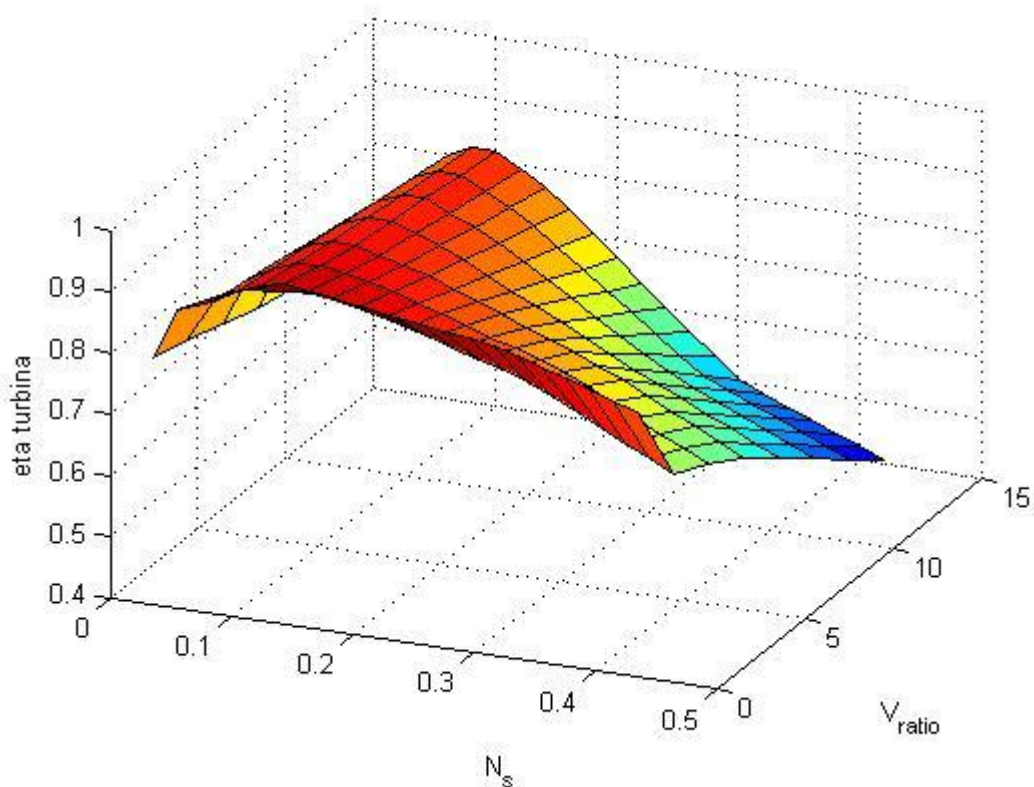


Figura 35 Rendimento di espansione in funzione di due variabili (N_s e V_{ratio})

Il dimensionamento della turbina: deve soddisfare due vincoli:

- A. Che il salto entalpico in uno stadio sia minore di un limite massimo
- B. Che il rapporto tra le portate volumetriche in ingresso e uscita dalla turbina sia minore di $V_{ratio\ max}$. Se si accettano alti valori di V_{ratio} la turbina avrà meno stadi e un rendimento peggiore. Al contrario se si adottano valori di V_{ratio} minori la turbina sarà più efficiente e costosa.

Il massimo Δh isoentropico ammissibile è calcolato assumendo che gli stadi realizzino tutti lo stesso salto entalpico isoentropico e che abbiano grado di reazione 0.5 ($K_{is}=2$) e che la massima velocità periferica ammissibile sia di 255 m/s.

$$(86) \quad K_{is} = \frac{2 \cdot \Delta h_{is}}{u_m^2}$$

$$\text{da cui } \Delta h_{is,max} = 65 \frac{kJ}{kg}$$

Il rispetto del vincolo A è garantito adottando un numero minimo di stadi N_{st}

$$(87) \quad N_{st} = \frac{\Delta h_{is,ciclo}}{\Delta h_{is,max}}$$

Per verificare il vincolo **B** si ricorre di nuovo ad un processo iterativo:

- 1) Si ipotizza che il numero di stadi sia uguale al numero di stadi imposto dal vincolo **A**

Per ogni stadio, a partire dal primo:

- 2) Si calcola il Δh isoentropico dello stadio
- 3) Poiché ω è fissata, si può calcolare il parametro N_s .
- 4) Se il valore di N_s supera l'intervallo per cui sono disponibili i dati sul rendimento la soluzione viene scartata e la routine di calcolo interrotta. Se invece il valore di N_s è inferiore a quello minimo, si aumenta di uno il numero degli stadi e si riparte dal punto 1).
Un minore Δh dello stadio infatti provoca un aumento del parametro N_s .
- 5) Noto il Δh isoentropico dello stadio si calcola la pressione allo scarico dello stadio.
- 6) Si ipotizza il rendimento isoentropico di espansione (pari a uno nella prima iterazione).
- 7) Si calcola l'entalpia allo scarico dello stadio $h_{out} = h_{in} - \Delta h_{iso} \cdot \eta_{iso}$
- 8) Note le condizioni di pressione ed entalpia allo scarico si calcolano la portata volumetrica e V_{ratio} .
- 9) Se V_{ratio} è maggiore di 15, che è il valore oltre al quale si assume che il decadimento delle prestazioni sia eccessivo, si assume che il numero di stadi sia insufficiente e si ripete la procedura dal punto 1) ipotizzando uno stadio in più. Altrimenti si calcola il rendimento di espansione previsto in quelle condizioni come $f(V_{ratio}, N_s)$ e si reitera dal punto 6) utilizzando il rendimento aggiornato fino ad arrivare a convergenza del rendimento di espansione.

Si ripete il procedimento dal punto 3) per gli stadi successivi al primo, imponendo come condizioni di ingresso in uno stadio quelle di scarico dello stadio precedente. In ogni stadio V_{ratio} non può comunque superare il limite di 15. Se uno stadio realizza un V_{ratio} maggiore del V_{ratio}_{max} imposto si aggiunge uno stadio e si ripete il procedimento dal punto 1).

L'ultimo passo è calcolare il parametro SP (Size Parameter) di ogni stadio che sarà necessario nella fase di stima dei costi della turbina:

$$(88) \quad SP = \frac{\sqrt{V_{in}}}{\Delta h_{is,stadio}^{1/4}}$$

Il rendimento isoentropico della turbina viene calcolato come $\eta_{iso,t} = \frac{\Delta h_{iso}}{\Delta h}$ e mantenuto costante nelle condizioni di funzionamento off-design. . Quest'ipotesi penalizza l'accuratezza del modello off-design ma è stata adottata in quanto non sono stati trovati in letteratura dati sufficienti alla determinazione del legame tra $\eta_{iso,t}$ e i parametri del ciclo. In ogni modo la metodologia adottata è generale e consente l'inserimento di una qualsiasi correlazione che esprima $\eta_{iso,t}$ in funzione dei parametri del ciclo ai carichi parziali.

5.2.3 Scambiatore olio diatermico ORC

Lo scambiatore olio-ORC viene dimensionato imponendo il ΔT di pinch point, però non si sconosce a priori se lo scambiator si comporta come un HT HRSC cioè con il pinch point all'ingresso dell'evaporatore oppure come un LT HRSC [17] cioè con pinch point all'ingresso dell'economizzatore

In prima battuta si ipotizza che il pinch point si trovi all'ingresso dell'evaporatore, quindi la portata di olio si calcola dl bilancio all'evaporatore+surriscaldatore:

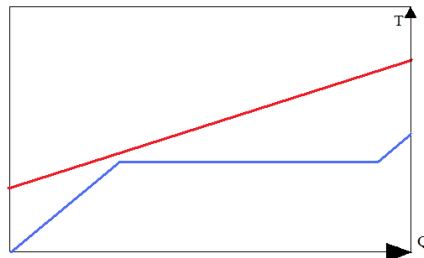


Figura 36 Diagramma T-Q HT HRSC

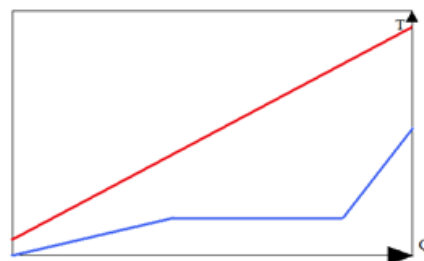


Figura 37 Diagramma T-Q LT HRSC

$$(89) \quad T_{PP,olio} = T_{V4} = T_4 + \Delta T_{PP,phe}$$

$$(90) \quad \dot{m}_{olio} = \frac{\dot{m}_{ORC} \cdot (h_7 - h_4)}{c_{p,olio} \cdot (T_{V2} - T_{PP,olio}) \cdot \xi_{phe}}$$

La temperatura dell'olio all'uscita dello scambiatore quindi si calcola dal bilancio di energia all'economizzatore:

$$(91) \quad T_{V1} = T_{PP,olio} - \frac{\dot{m}_{ORC} \cdot (h_4 - h_3)}{\dot{m}_{olio} \cdot c_{p,olio} \cdot \xi_{phe}}$$

Se però il pinch point è all'ingresso dell'economizzatore si verifica che $TV1 < TV1_{min}$

$$\text{con } T_{V1,min} = T_3 + \Delta T_{PP,phe}$$

e allora si pone $TV1 = TV1_{min}$ e la portata di olio circolante si calcola dal bilancio all'intero scambiatore:

$$(92) \quad \dot{m}_{olio} = \frac{\dot{m}_{ORC} \cdot (h_7 - h_3)}{c_{p,olio} \cdot (T_{V2} - T_{V1}) \cdot \xi_{phe}}$$

Dai bilanci sui singoli scambiatori si trovano le temperature incognite (T_{V4}, T_{V6}) e quindi si possono calcolare i ΔT medi logaritmici e il flusso di calore in ogni scambiatore. Ipotizzando dei coefficienti di scambio termico vengono stimate anche le superfici degli scambiatori.

Tabella 10 Coefficienti di scambio termico ipotizzati

Fluido	Coefficienti di scambio ipotizzati	Unità di misura
ORC surriscaldato	100	$\left(\frac{W}{m^2 \cdot K}\right)$
ORC in condizione bifasica	5000	$\left(\frac{W}{m^2 \cdot K}\right)$
ORC liquido	500	$\left(\frac{W}{m^2 \cdot K}\right)$

5.2.4 Condensatore

Le differenze di temperatura nel condensatore e nel desurriscaldatore dipendono dalla pressione di condensazione e dalle temperature dell'acqua destinata all'utenza. La pressione di condensazione è una variabile di progetto fissata di volta in volta dall'ottimizzatore esterno, mentre le temperature dell'acqua nei punti BT1 e BT3, rispettivamente acqua in ingresso e in uscita dal condensatore/desurriscaldatore, sono specifiche progettuali. Si calcola la portata di acqua che deve circolare:

$$(93) \quad \dot{m}_{water} = \frac{\dot{m}_{ORC} \cdot (h_{13} - h_1)}{(h_{BT3} - h_{BT1})}$$

dal bilancio al condensatore si calcola poi la temperatura al punto BT2, che corrisponde alla sezione dello scambiatore in cui si ha toluene saturo, ma sul lato acqua per l'utenza

$$(94) \quad T_{BT2} = T_{BT1} + \frac{\dot{m}_{ORC} \cdot (h_{11} - h_1)}{c_{p,water} \cdot \dot{m}_{water}}$$

dove h_{11} è l'entalpia in ingresso al condensatore e h_1 è l'entalpia del liquido saturo in uscita dal condensatore.

Note tutte le temperature e i flussi di potenza termica si dimensionano le superfici dello scambiatore ipotizzando un coefficiente di scambio lato acqua di $500 \left(\frac{W}{m^2 \cdot K} \right)$.

5.2.5 Rigeneratore

Il rigeneratore viene progettato simultaneamente al ciclo, imponendo il ΔT di pinch point che si trova al lato freddo dello scambiatore. Ipotizzato un coefficiente di scambio termico di $500 \left(\frac{W}{m^2 \cdot K} \right)$, si stima anche la superficie dello scambiatore.

5.2.6 Portata di combustibile consumata

La portata di fumi generata dalla caldaia si trova dal bilancio dell'energia sulla caldaia stessa:

$$(95) \quad \dot{m}_{fumi} = \frac{\dot{m}_{olio} \cdot (h_{V2} - h_{V1})}{(h_{f1} - h_{f2}) \cdot \xi_{caldaia}}$$

dove h_{f1} è l'entalpia dei fumi in ingresso allo scambiatore fumi-olio diatermico, mentre h_{f2} rappresenta l'entalpia dei fumi in uscita da tale scambiatore e quindi mandati al camino. h_{V1} e h_{V2} rappresentano le entalpie in entrata e uscita dal medesimo scambiatore, mentre $\xi_{caldaia}$ rappresenta il rendimento termico della caldaia.

Dalla portata dei fumi si ricava anche la portata di combustibile consumata, poiché si ritiene di utilizzare un eccesso d'aria costante e che quindi la portata dei fumi generata sia direttamente proporzionale a quella di combustibile consumato:

$$(96) \quad \dot{m}_{combustibile} = \frac{\dot{m}_{fumi}}{\alpha + 1}$$

5.2.7 Gestione soluzioni impossibili

Segnaliamo che le variabili variate durante l'ottimizzazione del progetto possono dar luogo a combinazioni corrispondenti a soluzioni impossibili dal punto di vista fisico o termodinamico. Ad esempio la scelta di una elevata pressione di evaporazione e un elevato ΔT di surriscaldamento potrebbero portare a superare la temperatura massima dell'olio in uscita dalla caldaia, oppure la temperatura di scarico dalla turbina potrebbe diventare incompatibile con la rigenerazione per certi valori della pressione di condensazione, o la pressione di condensazione potrebbe non essere compatibile con la temperatura richiesta dell'utenza termica. Tutte queste soluzioni vengono

automaticamente scartate, interrompendo l'esecuzione del modello di progetto e fornendo all'ottimizzatore esterno come output della black-box un valore di profitto in quelle condizioni pari a meno infinito (in accordo con la strategia di gestione delle soluzioni inammissibili che adotta l'ottimizzatore esterno).

5.3 Ottimizzazione off-design

Eseguito il progetto del ciclo e il dimensionamento dei componenti, per ogni condizione di funzionamento attesa si determina la regolazione ottima. Si adotta lo stesso modello di calcolo ed ottimizzazione delle prestazioni off design descritto al capitolo 4.2.2. Per migliorare l'accuratezza del modello sono state incluse delle relazioni per stimare la variazione dei coefficienti globali di scambio termico U degli scambiatori di calore (cioè di: rigeneratore, economizzatore, evaporatore, surriscaldatore, condensatore) in funzione delle portate dei fumi. Il sistema è descritto da un set di equazioni non lineari. Anche in questo caso ipotizziamo che per richieste dell'utenza inferiori a quella massima il sistema possa comunque dissipare il calore in eccesso, quindi il vincolo dato dall'utenza termica è rappresentato da una disequaglianza. Si è deciso di adottare un modello più raffinato rispetto a quello del precedente capitolo, introducendo anche una dipendenza dei coefficienti di scambio dalla portata circolante. Riportiamo di seguito tutte le equazioni del sistema che riproduce l'impianto:

$$(97) \quad Q_{ECO} = S_{ECO} \cdot U_{0,ECO} \cdot \left(\frac{\dot{m}_{fumi}}{\dot{m}_{fumi,progetto}} \right)^{\tau_{eco}} \cdot \Delta T_{ml,ECO}$$

$$(98) \quad Q_{EVA} = S_{EVA} \cdot U_{0,EVA} \cdot \left(\frac{\dot{m}_{fumi}}{\dot{m}_{fumi,progetto}} \right)^{\tau_{eva}} \cdot \Delta T_{ml,EVA}$$

$$(99) \quad Q_{SH} = S_{SH} \cdot U_{0,SH} \cdot \left(\frac{\dot{m}_{fumi}}{\dot{m}_{fumi,progetto}} \right)^{\tau_{sh}} \cdot \Delta T_{ml,SH}$$

$$(100) \quad Q_{RIG} = S_{RIG} \cdot U_{0,RIG} \cdot \left(\frac{\dot{m}_{fumi}}{\dot{m}_{fumi,progetto}} \right)^{rig} \cdot \Delta T_{ml,RIG}$$

$$(101) \quad Q_{caldaia} = S_{caldaia} \cdot U_{0,caldaia} \left(\frac{\dot{m}_{fumi}}{\dot{m}_{fumi,progetto}} \right)^{\tau_{caldaia}} \cdot \Delta T_{ml,caldaia}$$

$$(102) \quad Q_{DESH} = S_{DESH} \cdot U_{0,DESH} \left(\frac{\dot{m}_{fumi}}{\dot{m}_{fumi,progetto}} \right)^{\tau_{caldaia}} \cdot \Delta T_{ml,DESH}$$

$$(103) \quad Q_{COND} = S_{COND} \cdot U_{0,COND} \cdot \left(\frac{\dot{m}_{fumi}}{\dot{m}_{fumi,progetto}} \right)^{\tau_{cond}} \cdot \Delta T_{ml,COND}$$

Le equazioni da (97) a (103) tengono conto della variazione dei coefficienti di scambio U dalla portata di fumi generati in caldaia e determinano il flusso di calore in ogni scambiatore in funzione

delle superfici stimate in fase di progetto e delle differenze di temperatura. I valori delle τ relative ai vari componenti è stato stimato con il software Thermoflow.

$$(104) \quad \Delta T_{ml,ECO} = \frac{(T_{V4}-T_4)-(T_{V1}-T_3)}{\log((T_{V4}-T_4)/(T_{V1}-T_3))}$$

$$(105) \quad \Delta T_{ml,EVA} = \frac{(T_{V6}-T_6)-(T_{V4}-T_4)}{\log((T_{V6}-T_6)/(T_{V4}-T_4))}$$

$$(106) \quad \Delta T_{ml,SH} = \frac{(T_{V2}-T_7)-(T_{V6}-T_6)}{\log((T_{V2}-T_7)/(T_{V6}-T_6))}$$

$$(107) \quad \Delta T_{ml,RIG} = \frac{(T_3-T_9)-(T_2-T_{10})}{\log((T_3-T_9)/(T_2-T_{10}))}$$

$$(108) \quad \Delta T_{ml, caldaia} = \frac{((T_{F1}-T_{V2})-(T_{F2}-T_{V1}))}{\log((T_{F1}-T_{V2})/(T_{F2}-T_{V1}))}$$

$$(109) \quad \Delta T_{ml,DESH} = \frac{((T_{11}-T_{BT2})-(T_{13}-T_{BT3}))}{\log((T_{11}-T_{BT2})/(T_{13}-T_{BT3}))}$$

$$(110) \quad \Delta T_{ml,COND} = \frac{((T_1-T_{BT1})-(T_{11}-T_{BT2}))}{\log((T_1-T_{BT1})/(T_{11}-T_{BT2}))}$$

Le equazioni da (104) a (110) esprimono le variazioni di temperatura medio-logaritmiche in funzione delle temperature in ingresso e uscita dagli scambiatori del sistema.

$$(111) \quad Q_{ECO} = \dot{m}_{ORC} \cdot (h_4 - h_3)$$

$$(112) \quad Q_{ECO} = (\dot{m}_{olio} \cdot (h_{V4} - h_{V1})) \cdot \eta_{ECO}$$

$$(113) \quad Q_{EVA} = \dot{m}_{ORC} \cdot (h_6 - h_4)$$

$$(114) \quad Q_{EVA} = (\dot{m}_{olio} \cdot (h_{V6} - h_{V4})) \cdot \eta_{EVA}$$

$$(115) \quad Q_{SH} = \dot{m}_{ORC} \cdot (h_7 - h_6)$$

$$(116) \quad Q_{SH} = (\dot{m}_{olio} \cdot (h_{V2} - h_{V6})) \cdot \eta_{SH}$$

$$(117) \quad Q_{RIG} = \dot{m}_{ORC} \cdot (h_9 - h_{10})$$

$$(118) \quad Q_{RIG} = (\dot{m}_{ORC} \cdot (h_3 - h_2)) \cdot \eta_{RIG}$$

$$(119) \quad Q_{DESH} = \dot{m}_{WATER_BT} \cdot (h_{BT3} - h_{BT2})$$

$$(120) \quad Q_{DESH} = \dot{m}_{ORC} \cdot (h_{13} - h_{11})$$

$$(121) \quad Q_{COND} = \dot{m}_{ORC} \cdot (h_{11} - h_1)$$

$$(122) \quad Q_{COND} = \dot{m}_{WATER_BT} \cdot (h_{BT2} - h_{BT1})$$

$$(123) \quad Q_{caldaia} = (\dot{m}_{fumi} \cdot (h_{F1} - h_{F2})) \cdot \eta_{caldaia}$$

$$(124) \quad Q_{caldaia} = \dot{m}_{olio} \cdot (h_{V2} - h_{V1})$$

Le equazioni da (111) a (124) esprimono l'uguaglianza del calore scambiato dai due flussi che interagiscono in ogni scambiatore.

$$(125) \quad S_{ECO} + S_{EVA} + S_{SH} = S_{PROGETTO \text{ hot side}}$$

$$(126) \quad S_{COND} + S_{DESH} = S_{PROGETTO \text{ cold side}}$$

Le equazioni (125) e (126) impongono il rispetto delle superfici di progetto.

$$(127) \quad \frac{\dot{m}_{ORC} \cdot \sqrt{T_9}}{p_8} = \text{costante}$$

Come spiegato in precedenza, si ipotizza che la turbina funzioni a portata adimensionale fissata e questa equazione garantisce il rispetto di tale vincolo.

$$(128) \quad T_9 = f(p_8, p_9, T_8, \eta_{iso-h,tg})$$

l'equazione (128) dati in la pressione in ingresso e in uscita dalla turbina, il rendimento isoentropico di espansione e la temperatura del fluido in ingresso calcola la temperatura allo scarico della turbina stessa.

$$(129) \quad T_7 = T_{sat(p_7)} + \Delta T_{SH}$$

L'eq. (129) impone che la temperatura di surriscaldamento sia quella di progetto

$$(130) \quad h_{13} = \frac{\dot{m}_{ORC,10} \cdot h_{10} + \dot{m}_{ORC,9A} \cdot h_A}{\dot{m}_{ORC,13}}$$

$$(131) \quad \dot{m}_{ORC,15} = \dot{m}_{ORC,10} + \dot{m}_{ORC,13}$$

Le equazioni (130) e (131) descrivono il miscelamento adiabatico dei flussi 10 e 9A a valle del by-pass al rigeneratore.

$$(132) \quad Q_{COND} + Q_{DESH} \geq Q_{UT_LT}$$

Questo vincolo fa sì che la richiesta termica dell'utenza sia sempre rispettata, quindi il sistema può produrre più calore senza essere vincolato dall'utenza.

Anche in questo caso per ogni scambiatore le espressioni del calore scambiato e dei ΔT medi logaritmici vengono esplicitate e questi non appaiono come variabili indipendenti del sistema. Le entalpie sono espresse in funzione di temperature e pressioni.

Le variabili del sistema sono:

1. Superficie $_{ECO}$
2. Superficie $_{EVA}$
3. Superficie $_{SH}$
4. T_{V4}
5. T_{V1}
6. T_{V6}
7. Pressione di evaporazione (P_6)
8. T_3
9. m_{ORC} (portata di ORC generata)
10. $m_{ORC\ 13}$ (portata di ORC nel bypass13)
11. Pressione di condensazione (P_{11})
12. m_{WATER} (portata di acqua all'utenza)
13. T_7
14. T_9
15. T_{12}
16. T_{10}
17. Superficie $_{DESH}$
18. T_{14}
19. Superficie $_{COND}$
20. m_{fumi} (portata di fumi generata in caldaia)
21. T_{F2}
22. m_{olio} (portata di olio diatermico)
23. T_{BT2}

Cambia la funzione obiettivo che si decide di utilizzare: poiché questa analisi è incentrata sul calcolo del progetto ottimo economicamente, si sceglie di attuare una strategia di controllo che sia concorde, ottimizzando in ogni configurazione il ritorno economico generato, tenendo conto del costo del combustibile e della remunerazione dell'energia elettrica. In questo livello dell'ottimizzazione i costi di investimento non sono influenti perché la regolazione è studiata ad impianto assegnato. Pur generando un ritorno economico, il calore fornito all'utenza non incide sull'ottimizzazione, poiché l'utenza è assunta come un vincolo da rispettare.

L'ottimizzazione vincolata viene risolta utilizzando la funzione *fmincon* di Matlab.

Il punto di progetto è fornito all'ottimizzatore di livello interno come punto iniziale quando il sistema funziona al carico massimo. Nel caso in cui le condizioni operative siano più di una, prima

si risolve quella a carico massimo e si usa la soluzione ottimizzata come punto di partenza per le configurazioni successive: questa tecnica può ridurre i tempi di calcolo in quanto la soluzione a carico massimo soddisfa già tutti i vincoli e può rappresentare la soluzione ottima anche per altre configurazioni.

5.4 Analisi economica

Noto il funzionamento in ogni condizione si può calcolare il ritorno economico generato dall'impianto nell'arco di un anno. Di seguito riportiamo le principali correlazioni economiche utilizzate per valutare i costi di investimento tenendo conto anche delle economie di scala [16]:

5.4.1 Dati di costo

Scambiatore olio-ORC, rigeneratore

$$C_{phe,rig} = C_0 \cdot \left(\frac{UA}{UA_0} \right)^{0.9}$$

	phe	rigeneratore
C0, [k€]	1500	260
UA0, [kW/K]	4000	650

Caldaia

Il costo della caldaia con l'annesso scambiatore fumi-olio viene stimata con la seguente correlazione, funzione della potenza termica prodotta:

$$C_{caldaia} = C_{0, caldaia} \cdot \left(\frac{\dot{Q}_{in,comb}}{\dot{Q}_{in 0,comb}} \right)^{0.875}$$

$$C_{0, caldaia} = 20.7 \text{ k€}, \dot{Q}_{in 0,comb} = 5000 \text{ kW}$$

Condensatore raffreddato ad acqua

$$C_{condensatore} = C_{0,cond} \cdot \left(\frac{A}{A_0} \right)^{0.9}$$

$$C_{0,cond} = 600 \text{ k€}, A_{0,cond} = 3563 \text{ m}^2$$

Il costo di riferimento indicato è riferito ad un condensatore raffreddato ad aria. Abbiamo assunto che il costo di un condensatore ad acqua avente la medesima superficie di scambio sia pari al 25%

di quello ad aria. Tale rapporto è stato stimato con il software Thermoflow ed in particolare con il tool PEACE capace di eseguire il dimensionamento preliminare dei sistemi di condensazione e fornire una stima indicativa di costo.

Turbina

$$C_{Turbina} = C_{0,turbina} \cdot \left(\frac{n}{n_0}\right)^{0.5} \cdot \left(\frac{Sp}{SP_0}\right)^{1.1}$$

Con $C_{0,turbina} = 1230 \text{ k€}$, $n_0 = 2$, $SP_0 = 0.18 \text{ m}$ dove n rappresenta il numero degli stadi e SP (Size Parameter) è un parametro proporzionale al diametro. In caso di turbina multistadio viene utilizzato il parametro SP dell'ultimo stadio.

Generatore

$$C_{generatore} = C_{0,gen} \cdot \left(\frac{W_{el}}{W_{el0}}\right)^{0.67}$$

Con $W_{el0} = 5000 \text{ kW}$, $C_{0,gen} = 200 \text{ k€}$

Riduttore

Il costo del riduttore è assunto pari al 40% del costo del generatore.

Pompa

$$C_{pompa} = C_{0,pump} \cdot \left(\frac{W_{el}}{W_{el0}}\right)^{0.67}$$

Con $W_{el0} = 200 \text{ kW}$, $C_{0,gen} = 14 \text{ k€}$

Una volta dimensionato l'impianto si ricava il costo di ogni componente e infine il costo totale di investimento. Il costo totale di investimento viene poi spalmato sulla vita utile dell'impianto, ipotizzando un ccf (carryng charge factor) di 0.2.

Costi operativi e remunerazioni

Viene ipotizzato un costo della biomassa usata come combustibile di 5 euro/GJ, comprensivo dei costi di preparazione della biomassa. Si ipotizza che l'elettricità venga remunerata con 131.6 €/MWh [8]. La remunerazione del calore fornita all'utenza è invece quantificata in 90 €/MWh [8].

5.4.2 Valutazione energia elettrica prodotta e combustibile consumato

Il sistema di ottimizzazione interna fornisce il punto di funzionamento dell'impianto. Dai profili ipotizzati si conoscono le ore di funzionamento ad una data condizione: si possono stimare il combustibile consumato e la potenza elettrica prodotta.

$$(133) \quad W_{el\ turbina} = \dot{m}_{ORC} \cdot (h_8 - h_9) \cdot \eta_{el-mecc,t} \quad (kW)$$

Esprime la potenza elettrica generata della turbina in funzione della portata di fluido ORC e delle entalpie in ingresso e allo scarico della turbina. Viene considerato un rendimento elettrico e meccanico costante in ogni configurazione.

$$(134) \quad W_{el\ pompa} = \frac{\dot{m}_{ORC} \cdot (h_2 - h_1)}{\eta_{idr,p} \cdot \eta_{el,mecc,p}} \quad (kW)$$

Esprime la potenza elettrica consumata della pompa in funzione della portata di fluido ORC e delle entalpie in ingresso e uscita dalla pompa. Vengono considerati un rendimento idraulico e uno elettrico e meccanico costanti in ogni configurazione.

$$(135) \quad W_{el,netta} = W_{turbina} - W_{pompa} \quad (kW)$$

Energia elettrica prodotta in un anno:

$$(136) \quad E_{el} = \sum_{i=1}^{n. configurazioni} (W_{el,netta\ conf.i} \cdot h_{conf,i}) \quad \left(\frac{kWh}{anno} \right)$$

L'energia elettrica prodotta in un anno si trova come sommatoria della potenza prodotta da ogni configurazione operativa moltiplicata per il tempo in un anno in cui il sistema opera in quella determinata condizione.

Massa di combustibile consumata in un anno:

$$(137) \quad M_{comb} = \sum_{i=1}^{n. configurazioni} (\dot{m}_{comb\ conf.i} \cdot h_{conf,i}) \quad \left(\frac{kg}{anno} \right)$$

La massa di combustibile consumata in un anno si trova come sommatoria della portata di combustibile consumata in ogni condizione operativa moltiplicata per il tempo in un anno in cui il sistema opera in quella determinata condizione.

5.4.3 Bilancio economico

I costi dei componenti si calcolano sommando i costi di tutti i componenti: scambiatori termici, generatore di corrente, riduttore, turbina e pompa:

$$(138) \quad C_{componenti} = C_{phe} + C_{rig} + C_{condensatore} + C_{turbina} + C_{generatore} + C_{riduttore} + C_{pompa} \\ (\text{euro})$$

I costi di investimento si calcolano sommando ai costi dei componenti i costi operativi e di manutenzione e i costi di bilancio:

$$(139) \quad C_{investimento} = C_{o\&m} + C_{balance}$$

dove i costi operativi e di manutenzione ma anche quelli di bilancio vengono stimati come frazione dei costi di investimento:

$$(140) \quad C_{balance} = 40\%C_{componenti}$$

$$(141) \quad C_{o\&m} = 4\%C_{componenti}$$

Il costo specifico del combustibile è noto in $\frac{\text{€}}{GJ}$ quindi il costo totale del combustibile consumato in un anno si ricava moltiplicando la massa di combustibile per il PCI (Potere Calorifico Inferiore) della biomassa e poi per il prezzo specifico:

$$(142) \quad C_{comb} = M_{comb} \cdot PCI_{comb} \cdot c_{comb} \left(\frac{\text{€}}{\text{anno}} \right)$$

La remunerazione dell'energia elettrica si calcola moltiplicando l'energia elettrica totale prodotta in un anno per il prezzo specifico dell'energia elettrica, noto in $\frac{\text{€}}{MWh}$:

$$(143) \quad R_{en\ el} = E_{el} \cdot r_{en\ el} \left(\frac{\text{€}}{\text{anno}} \right)$$

In conclusione si può trarre un bilancio annuale dell'impianto: si sottraggono ai guadagni generati dall'energia elettrica prodotta i costi di investimento e quelli operativi legati al consumo di combustibile: i costi di investimento vengono ridotti a costi annuali equivalenti tramite il carryng charge factor

$$(144) \quad BILANCIO = E_{el} \cdot r_{en\ el} - C_{investimento} \cdot ccf - C_{comb} \left(\frac{\text{€}}{\text{anno}} \right)$$

Come accennato in precedenza la remunerazione del calore non è considerata nel processo di ottimizzazione perché non influente sull'ottimizzazione del sistema. La variabile qui definita come BILANCIO è l'oggetto dell'ottimizzazione esterna, e rappresenta il guadagno generato dall'impianto al netto della remunerazione dell'energia termica prodotta (che è una costante quindi può essere tralasciata, almeno per quanto concerne il problema di ottimizzazione, in quanto trasla solo la funzione obiettivo verso l'alto ma non cambia la posizione dell'ottimo)

5.5 Algoritmo per l'ottimizzazione black-box

Il codice di ottimizzazione superiore che ottimizza le variabili progettuali dell'impianto deve essere di tipo "derivative-free", cioè non usare il gradiente o l'Hessiano della funzione obiettivo, in quanto tale funzione risulta essere irregolare (discontinua e non differenziabile), come mostrato in Figura 38 e in Figura 39. Si tratta del plot 2D dei ricavi annuali generati dall'impianto al variare delle pressioni di evaporazione e condensazione e del massimo rapporto tra le portate volumetriche ammesse. Le discontinuità sono dovute alla variazione del numero di stadi della turbina, infatti in Figura 40 si nota come la variazione della taglia al condensatore e del ΔT di surriscaldamento non generino discontinuità nel range di valori esplorato in figura.

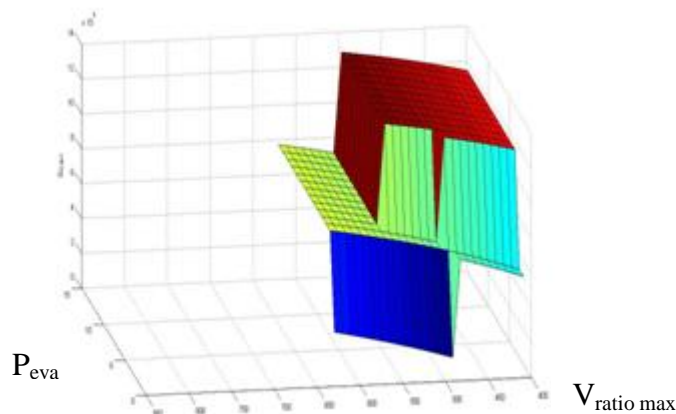


Figura 38 Ricavi al variare di p_{eva} e $V_{ratio\ max}$

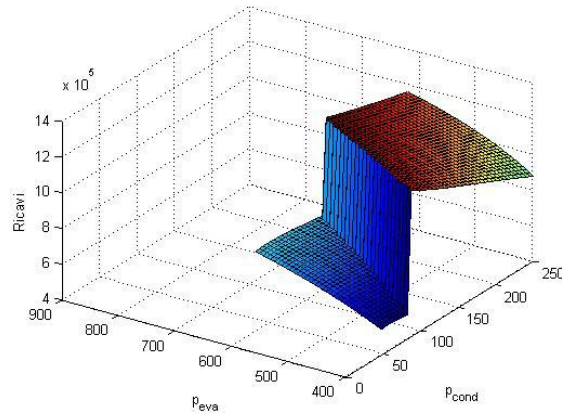


Figura 39 Ricavi al variare di P_{eva} e P_{cond}

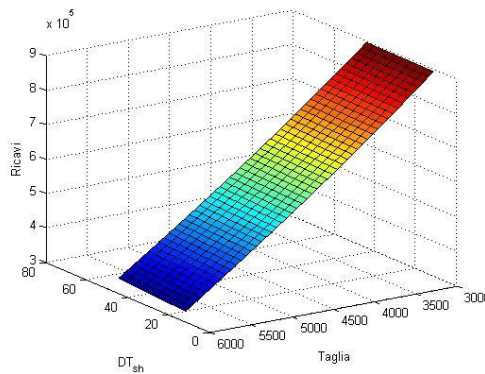


Figura 40 Ricavi al variare dei ΔT di surriscaldamento e della taglia al condensatore

Tra i vari metodi di tipo “derivative-free” disponibili in Matlab (pattern search, algoritmo genetico, Simplex di Nelder Mead, etc e sviluppati da ricercatori, è stato utilizzato PGS-COM [18] in quanto sviluppato specificatamente per problemi con funzioni obiettivo discontinue. Si tratta di un algoritmo di tipo ibrido-evolutivo in cui una popolazione di soluzioni viene inizializzata sulla regione ammissibile e poi fatta evolvere verso le soluzioni aventi miglior funzione obiettivo. Rispetto alle tecniche puramente evolutive, tipo gli algoritmi genetici, il vantaggio di questo metodo è l’inclusione di un metodo di ricerca locale capace di migliorare le soluzioni trovate dalla popolazione in evoluzione. Maggiori dettagli sul metodo non sono stati analizzati in quanto non necessari allo sviluppo di questo lavoro di tesi.

5.6 Problemi test

Per testare l'algoritmo sono stati immaginate quattro istanze caratterizzate da diversi profili della potenza termica richiesta dall'utenza termica. Si è ipotizzato che l'utenza termica sia una rete di teleriscaldamento che richiede calore tra le temperature di 55 e 90°C [15]. I profili temporali di potenza termica richiesta sono stati artificialmente costruiti per evidenziare le diverse strategie di regolazione del ciclo ORC e le potenziali ripercussioni del sul progetto dell'impianto. Si noti che si trattano di test cases pensati per testare il modello e l'algoritmo e non per essere verisimili ad applicazioni reali. I test cases considerati sono sotto riportati e descritti:

- Test Case A: l'utenza termica richiede la potenza termica nominale pari a 3 MW per 7000 ore/anno
- Test Case B: l'utenza termica richiede la potenza termica nominale pari a 3 MW per 5240 ore/anno e 1.5 MW per 3520 ore/anno
- Test Case C: l'utenza termica richiede la potenza termica nominale pari a 3 MW per 5000 ore/anno
- Test Case D: l'utenza termica richiede la potenza termica nominale pari a 3 MW per 1240 ore/anno e 1.5 MW per 7520 ore/anno

Si noti che i test cases A e B, e C e D hanno le stesse ore equivalenti, cioè i test cases A e B corrispondono a 7000 ore/equivalenti (di richiesta al carico nominale di 3 MW), ed i test cases C e D corrispondono a 5000 ore/equivalenti.

Si è inoltre deciso che il sistema possa funzionare solo in configurazione cogenerativa, quindi che rimanga spento nelle ore in cui l'utenza non richiede calore. L'analisi potrebbe anche considerare la convenienza dell'impianto a restare acceso anche nei casi in cui l'utenza non richiede calore, ma tale opzione non è stata considerata per quest'analisi.

Per definire completamente il problema di ottimizzazione e lanciare l'ottimizzatore è necessario scegliere i limiti entro cui esplorare le varie combinazioni di variabili soggette ad analisi. Tali limiti sono riassunti in Tabella 11

Tabella 11 Regione ammissibile utilizzata per l'analisi

	Limite minimo	Limite massimo
Pressione ingresso turbina, [kPa]	4000	900
Taglia al condensatore, [kW]	3000	6000
ΔT Sh [$^{\circ}\text{C}$]	1	75
ΔT pp phe [$^{\circ}\text{C}$]	5	70
ΔT pp rigeneratore [$^{\circ}\text{C}$]	5	70
Pressione di condensazione [kPa]	120	120
V ratio max [-]	2	15
ω turbina [rad/s]	100	1413

Per eseguire l'ottimizzazione è stato utilizzato un personal computer che dispone di un processore dual core da 2.26 GHZ e una RAM di 4GB. La versione di Matlab utilizzata è MatlabR2009b, versione a 32 bit. L'ottimizzazione è stata svolta utilizzando il calcolo parallelo (comando *matlabpool* di Matlab), per diminuire i tempi di calcolo. L'ottimizzatore esterno è stato impostato con un limite massimo di 6000 iterazioni della funzione.

L'ottimizzatore interno invece è stato impostato con un massimo di 800 iterazioni. Sono state utilizzate le tolleranze di default pari a 10^{-7} sia per la minima variazione delle variabili accettata dall'ottimizzatore interno che per il rispetto delle equazioni e disequazioni descrittive del problema.

5.7 Risultati

5.7.1 Scenario 1

Le ipotesi di costo e remunerazione compiute nella sezione 5.4.1 portano ai seguenti risultati:

I tempi di calcolo variano da circa 3.5 h per i Test Cases A e C, che richiedono una sola ottimizzazione interna, fino a 6 h per i Test Cases B e D che richiedono invece l'ottimizzazione interna per due condizioni di carico.

Riportiamo in Tabella 12 i risultati ottenuti per i quattro Test Cases.

Tabella 12 Variabili ottimizzate, Scenario 1

	Test Case A	Test Case B	Test Case C	Test Case D
Pressione ingresso turbina, [kPa]	699.100	696.500	699.100	650.800
Taglia al condensatore, [kW]	3000.000	3004.300	3000.000	3000.000
ΔT Sh [°C]	1.000	1.000	1.000	7.300
ΔT pp phe [°C]	5.000	5.400	5.000	5.800
ΔT pp rigeneratore [°C]	13.900	7.800	36.500	42.900
Pressione di condensazione [kPa]	120.000	120.000	120.000	114.700
V ratio max [-]	14.800	15.000	15.000	8.700
ω turbina [rad/s]	638.500	628.700	667.100	318.900
Output ottimizzazione [k€]	495.680	535.140	448.100	494.140
Bilancio annuale [k€]	1394.320	1354.860	901.900	855.860

Si noti che il valore di $V_{ratio\ max}$ costituisce un limite superiore, non è detto che corrisponda al massimo rapporto tra le portate volumetriche realizzato dalla turbina. Tali valori sono riportati in Tabella 13. L'output dell'ottimizzatore non comprende la remunerazione derivante dal calore ceduto all'utenza, per le ragioni spiegate in sezione 5.5. Tale dato è però tenuto in considerazione nella voce "Bilancio annuale", definito nell'equazione (144).

Tabella 13 Parametri turbina, Scenario 1

	Test Case A	Test Case B	Test Case C	Test Case D
Numero di stadi	1	1	1	1
Parametro SP ultimo stadio (m)	0.225	0.215	0.215	0.207
η isoentropico di espansione dei vari stadi	0.851	0.851	0.851	0.846
V_{ratio} effettivo dei vari stadi	6.044	6.044	6.044	6.045

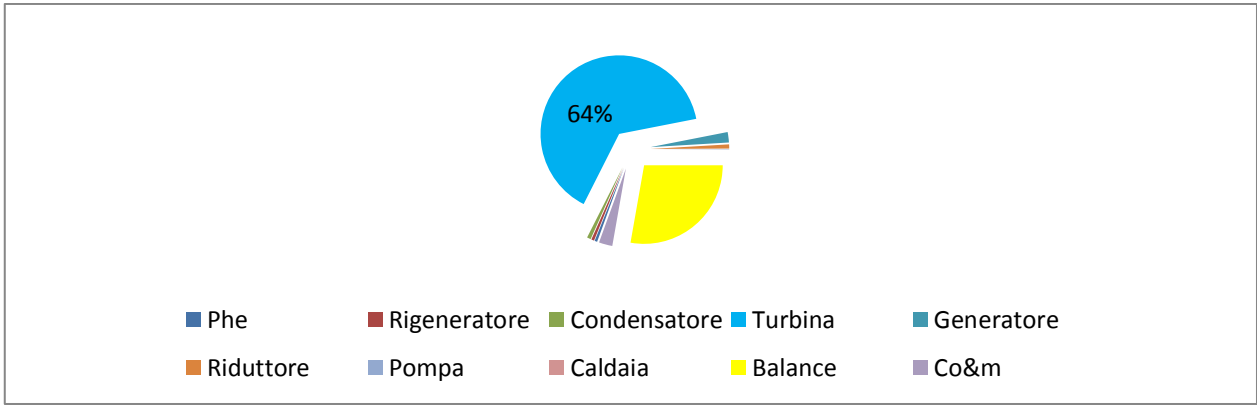


Figura 41 Grafico dei costi dei componenti per Test Case A, Scenario 1

Tabella 14 Configurazioni operative dei Test Cases A,B, C e D, Scenario 1

Test case	A	B		C	D	
Potenza elettrica netta, [kW]	Nominale	Nominale	50%	Nominale	Nominale	50%
Rendimento elettrico, [%]	401.009	410.817	148.758	365.535	344.833	129.724
Rendimento di primo principio, [%]	9.700	9.872	7.647	9.036	8.588	6.924
Superficie _{ECO} , [m ²]	82.268	81.965	84.757	83.193	83.307	86.992
Superficie _{EVA} , [m ²]	309.645	296.709	342.000	306.511	270.463	311.897
Superficie _{SH} , [m ²]	184.402	184.825	140.000	168.246	157.519	123.196
T _{V4} , [K]	2.204	2.254	1.000	2.008	14.303	7.192
T _{V1} , [K]	474.280	474.434	435.000	474.230	471.120	433.306
T _{V6} , [K]	437.689	440.554	406.000	428.138	427.194	395.132
Pressione di evaporazione (P ₆), [kPa]	552.489	552.491	552.000	552.489	549.347	548.557
T ₃ , [K]	699.735	696.519	339.000	699.138	650.847	326.105
Portata di ORC, [kg/s]	407.233	411.641	394.443	389.838	388.269	378.739
Portata ORC nel by-pass, [kg/s]	7.928	8.140	4.000	7.231	7.039	3.663
Pressione di condensazione (P ₁₁), [kPa]	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
Portata all'utenza, [kg/s]	119.992	119.880	91.000	120.002	114.726	87.488
T ₇ , [K]	20.453	20.462	10.226	20.453	20.453	10.226
T ₉ , [K]	470.267	470.012	433.608	470.220	472.611	438.075
T ₂ , [K]	426.662	426.512	402.959	426.640	431.466	408.597
T ₁₀ , [K]	389.809	389.775	379.949	389.812	388.178	378.656
Superficie _{DESH} , [m ²]	403.873	397.604	383.273	426.628	431.373	408.511
T ₁₃ , [K]	20.054	12.629	0.000	36.862	41.047	31.843
Superficie _{COND} , [m ²]	403.867	397.604	379.949	426.616	431.365	408.511
Portata di fumi, [kg/s]	262.463	273.462	286.091	229.542	230.523	239.728
T _{F2} , [K]	2.886	2.905	1.358	2.825	2.803	1.308
Portata di olio, [kg/s]	467.797	470.636	422.560	458.298	457.339	410.094
T _{BT} , [K]	11.420	11.757	4.387	10.411	10.264	3.980
Potenza elettrica netta, [kW]	361.147	362.013	363.150	358.253	357.545	359.276

Si nota come il sistema riduca il carico seguendo la richiesta dell'utenza, mantenendo buoni rendimenti di primo principio e producendo meno potenza elettrica.

La differenza di temperatura al rigeneratore è minima nel caso A, in cui il sistema funziona per 7000 ore all'anno a massimo carico, mentre aumenta negli altri casi, per avere un rigeneratore meno costoso. Anche lo scambiatore olio-ORC (phe) è dimensionato in modo leggermente minore quando l'utenza richiede carichi parziali per una parte del tempo di funzionamento (casi B e D).

Il risultato del caso D poi prevede pressioni di evaporazione e condensazione minori: la temperatura di ingresso in turbina (vedere T_7 in Tabella 14) è circa costante perché viene adottato un maggiore grado di surriscaldamento, ma la scelta permette di ottenere un parametro SP minore e quindi una turbina leggermente più economica a discapito del rendimento. Questa scelta è concorde agli altri parametri della soluzione che prevedono un elevato numero di ore di funzionamento a carico parziale.

La Figura 41 riporta la ripartizione dei costi di investimento dell'impianto. Con il modello di costo adottato da Astolfi e al [16] la turbina rappresenta circa il 65% del costo di investimento dell'impianto. Si tratta di un valore molto elevato, poiché generalmente i dati disponibili in letteratura indicano che il costo della turbina è circa il 35-55% del costo dell'impianto. Come risultato, l'ottimizzazione del progetto (livello esterno) è fortemente influenzata dal modello di costo della turbina e si orienta riduzione verso soluzioni che permettano di ridurre al massimo il costo della turbina, aumentando la pressione di condensazione (per contenere la portata volumetrica quindi il Size Parameter dello stadio) e riducendo la pressione di evaporazione ed il grado di surriscaldamento. Quindi in tutti e 4 i Test Cases la turbina risulta progettata con un unico stadio e di dimensione minima (vedi Tabella 13)

Alla luce di questi risultati il costo della turbina è stato rivisto in modo da essere paragonabile a quelli disponibili in letteratura, e le simulazioni ripetute. In particolare è stato considerato il seguente modello di costo della turbina:

Con $C_{0,turbina} = 200 \text{ k€}$, $n_0 = 2$, $SP_0 = 0.18 \text{ m}$ dove n rappresenta il numero degli stadi e SP (Size Parameter) è un parametro proporzionale al diametro.

5.7.2 Scenario 2

Le ipotesi di costo espone in sezione 5.4.1, aggiornate con il costo turbina ridotto portano ai seguenti risultati:

Riportiamo in Tabella 15 i valori ottimizzati delle variabili.

Tabella 15 Variabili ottimizzate, Scenario 2

	Test Case A	Test Case B	Test Case C	Test Case D
Pressione ingresso turbina, [kPa]	900.000	900.000	900.000	900.000
Taglia al condensatore, [kW]	3006.000	3001.000	3000.119	3001.481
ΔT Sh [°C]	64.351	64.351	64.351	64.351
ΔT pp phe [°C]	5.000	5.000	5.000	5.000
ΔT pp rigeneratore [°C]	5.257	5.000	8.191	5.000
Pressione di condensazione [kPa]	54.750	54.808	54.792	54.809
V ratio max [-]	9.370	14.989	10.476	15.000
ω turbina [rad/s]	441.958	441.983	444.699	441.949
Output ottimizzazione [k€]	123.200	99.370	149.319	99.376

Si noti che il valore di V_{ratio} costituisce un limite superiore, non è detto che corrisponda al massimo rapporto tra le portate volumetriche realizzato dalla turbina. Tali valori sono riportati in Tabella 16. Il dato “Output ottimizzazione” non comprende la remunerazione del combustibile, che è invece considerata nel bilancio annuale in Tabella 18.

Riportiamo in Tabella 16 i principali risultati ottenuti dal progetto del rigeneratore e della turbina, che è il componente più costoso dell’impianto e il cui progetto ha un impatto economicamente più rilevante.

Tabella 16 Parametri della turbine e del rigeneratore, Scenario 2

	Test Case A	Test Case B	Test Case C	Test Case D
Numero di stadi	2	2	2	2
Parametro SP ultimo stadio	0.446	0.446	0.444	0.44624
η isoentropico di espansione dei vari stadi	0.85621	0.85623	0.85622	0.85623
	0.85355	0.85359	0.85358	0.85359
V_{ratio} effettivo dei vari stadi	4.0718	4.0692	4.0698	4.0692
	3.9167	3.9141	3.9147	3.9141
Superficie del rigeneratore, [m²]	1154.400	1188.900	920.716	1189.200

Tabella 17 Configurazione operativa dei test case A, B C e D, Scenario 2

Test case	A	B		C	D	
Carico:	Nominale	Nominale	50%	Nominale	Nominale	50%
Potenza elettrica netta, [kW]	757.824	761.382	761.382	761.576	752.275	761.576
Rendimento elettrico, [%]	15.792	15.809	15.809	15.809	15.677	15.809
Rendimento di primo principio, [%]	78.308	78.098	46.954	78.082	78.194	46.945
Superficie _{ECO} , [m ²]	193.067	186.074	186.074	186.120	188.827	186.120
Superficie _{EVA} , [m ²]	252.729	247.311	247.000	247.373	244.410	247.373
Superficie _{SH} , [m ²]	644.100	655.514	655.514	655.676	647.521	655.676
T _{V4} , [K]	488.607	489.201	489.000	489.201	489.194	489.201
T _{V1} , [K]	476.419	477.149	477.149	477.149	476.441	477.149
T _{V6} , [K]	532.456	532.625	533.000	532.626	532.623	532.626
Pressione di evaporazione (p ₆), [kPa]	899.742	903.375	903.000	903.375	903.347	903.375
T ₃ , [K]	450.460	450.792	450.792	450.792	448.801	450.792
Portata di ORC, [kg/s]	7.868	7.896	8.000	7.898	7.800	7.898
Portata ORC nel by.pass, [kg/s]	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
Pressione di condensazione (p ₁₁), [kPa]	54.804	54.881	55.000	54.882	54.862	54.882
Portata all'utenza, [kg/s]	20.453	20.498	20.498	20.503	20.495	20.503
T ₇ , [K]	547.983	548.221	761.382	548.221	548.219	761.576
T ₉ , [K]	483.445	483.602	15.809	483.602	483.594	15.809
T ₂ , [K]	363.443	363.487	46.954	363.487	363.476	46.945
T ₁₀ , [K]	368.793	368.514	186.074	368.515	371.710	186.120
Superficie _{DESH} , [m ²]	89.274	86.575	247.000	86.586	92.385	247.373
T ₁₃ , [K]	368.793	368.514	655.514	368.515	371.710	655.676
Superficie _{COND} , [m ²]	1226.271	1224.844	489.000	1225.064	1109.225	489.201
Portata di fumi, [kg/s]	3.350	3.363	477.149	3.363	3.350	477.149
T _{F2} , [K]	506.426	507.309	533.000	507.309	506.602	532.626
Portata di olio, [kg/s]	19.246	19.485	903.000	19.490	19.248	903.375
T _{BT} , [K]	362.457	362.498	450.792	362.498	362.091	450.792

Dettaglio dei costi:

Tabella 18 Dettaglio costi del progetto, Scenario 2

	Test Case A	Test Case B	Test Case C	Test Case D
Costo di investimento totale, [k€]	1087.27	1088.42	1062.17	1088.58
Costo del combustibile, [k€]	607.674	759.420	431.8818	877.96
Remunerazione energia elettrica, [k€]	698.11	877.73	495.00	1350.00
Remunerazione energia termica, [k€]	1890.00	1890.00	1350.00	1250.62
Bilancio annuale [k€]	1766.800	1790.630	1200.680	1250.620

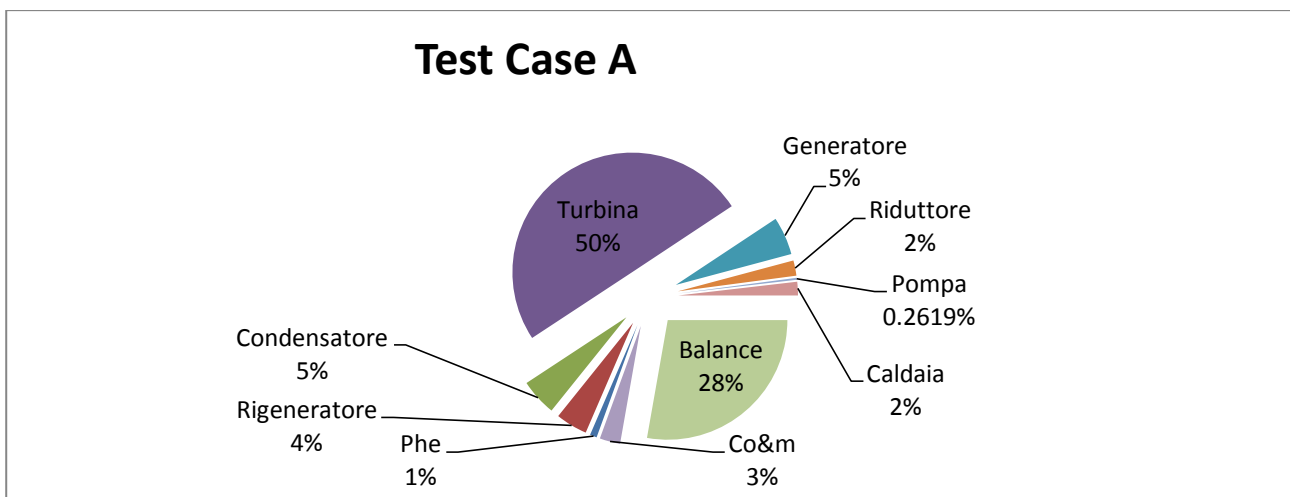


Figura 42 Grafico dei costi dei componenti, Test Case A, Scenario 2

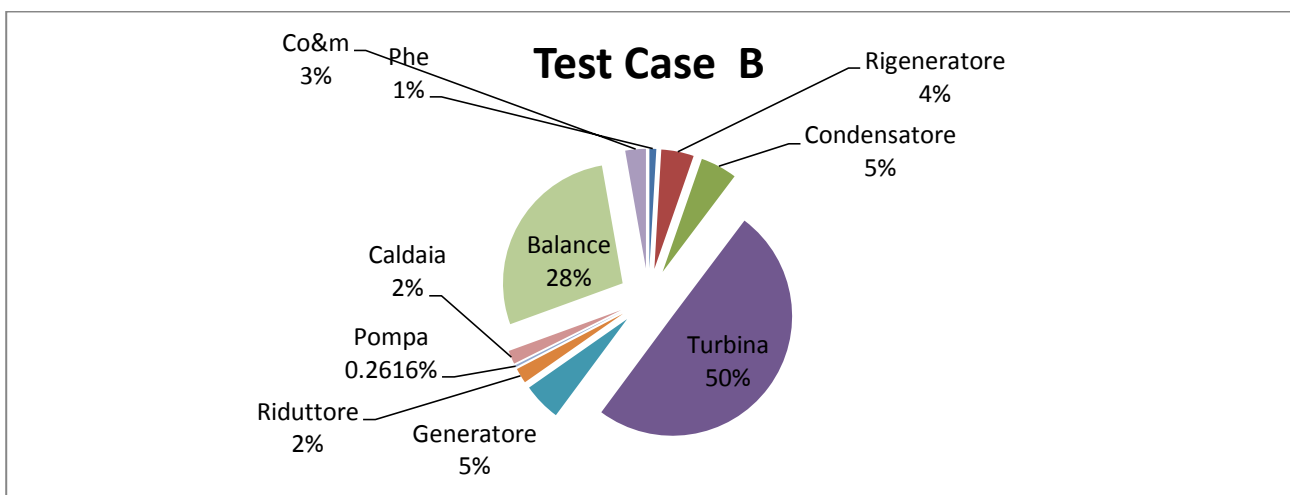


Figura 43 Grafico dei costi dei componenti, Test Case B, Scenario 2

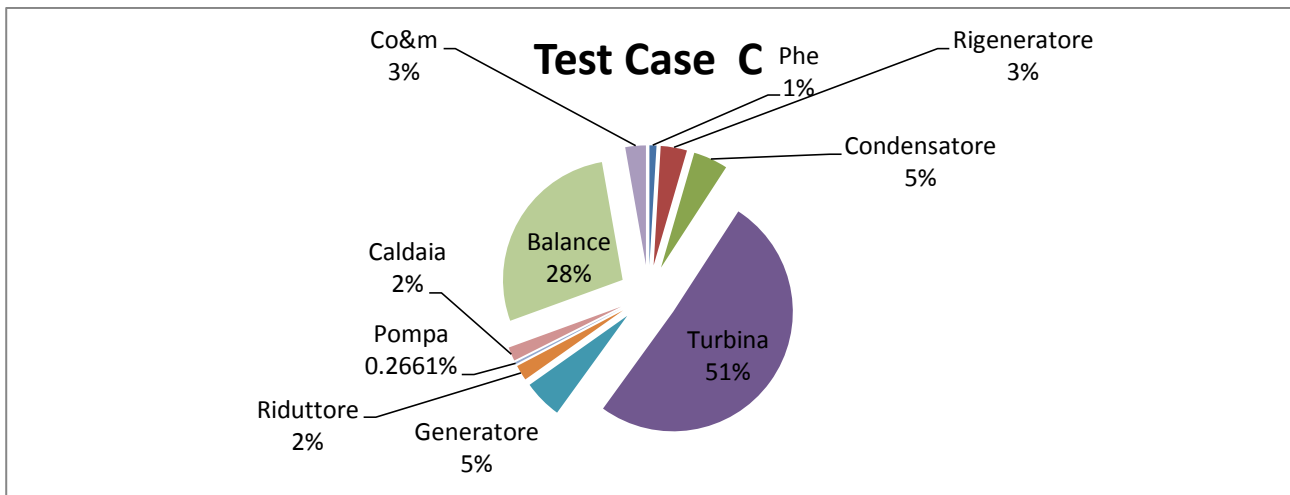


Figura 44 Grafico dei costi dei componenti, Test Case C, Scenario 2

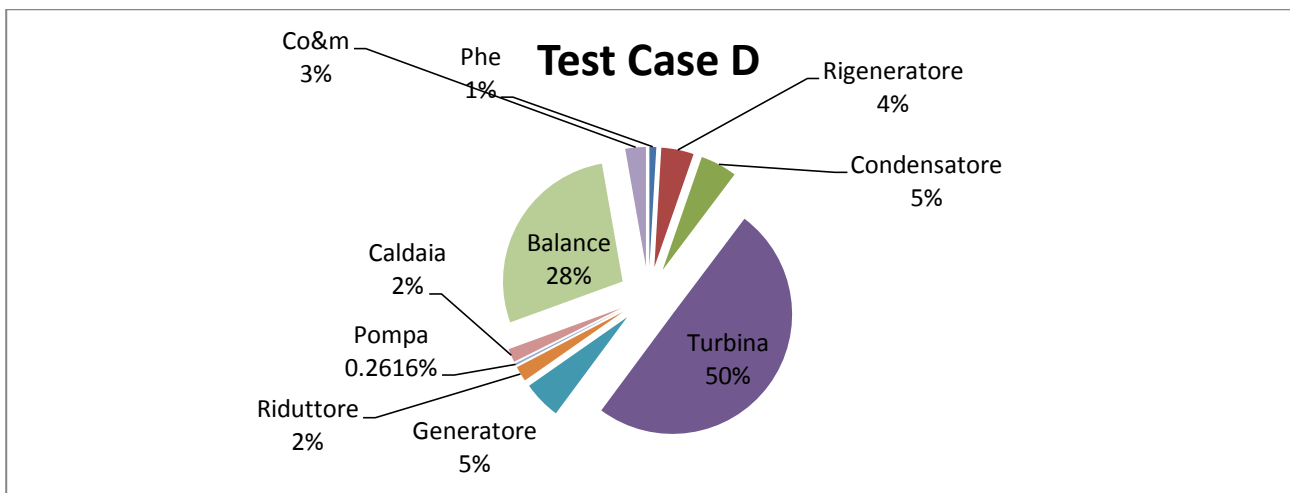


Figura 45 Grafico dei costi dei componenti, Test Case D, Scenario 2

Analisi dei risultati

Il risultato dell'ottimizzazione è molto simile per entrambi i Test Case A, B e D, e piccole differenze nel valore di alcune variabili potrebbero essere dovuti a errori numerici legati alla non perfetta convergenza del metodo numerico. Si può ipotizzare che se la strategia di regolazione avesse permesso al sistema di restare acceso anche in assenza di richiesta termica da parte dell'utenza, le soluzioni trovate sarebbero state esattamente uguali.

In particolare il sistema viene progettato con la massima pressione di evaporazione e una pressione di condensazione molto bassa. Viene adottato anche un discreto grado di surriscaldamento. Queste scelte garantiscono un elevato salto entalpico a cavallo della Turbina, in modo da aumentare l'energia elettrica prodotta. Il rendimento elettrico è in entrambi i casi di poco inferiore al 16% (vedi Tabella 17), frutto del surriscaldamento adottato contemporaneamente ad una rigenerazione spinta (Pinch Point al rigeneratore vicino al limite minimo). Si nota come nei Test Case B e C, nonostante l'utenza richieda una potenza termica minore, il sistema continui a funzionare al carico

massimo producendo una maggiore quantità di energia elettrica: in questo modo i profili utenza risultano indifferenti all'ottimizzatore. Infatti, nel caso A il sistema funziona al carico massimo per settemila ore all'anno, nel caso B il sistema funziona al medesimo carico per 8760 ore all'anno, la differenza tra i due casi esiste ma è minore rispetto a quanto si potrebbe supporre osservando i profili ipotizzati per l'utenza. Il bilancio annuale per il profilo B risulta più favorevole (vedi Tabella 18), a fronte di un costo di investimento totale leggermente superiore, infatti il guadagno dovuto alla maggior energia elettrica prodotta è superiore alle maggiori spese di investimento e di combustibile consumato (vedi Tabella 18). Nel caso D il sistema ancora si porta a funzionare a carico massimo per 8760 ore all'anno. Il caso C si distingue dagli altri per il numero di ore di funzionamento minore, 5000 all'anno. Procediamo ad un confronto, limitandoci ai soli casi A e C perché appunto i casi B e D danno risultati molto simili ad A.

Di seguito (Figura 46, Figura 47 e Figura 48) riportiamo i grafici che confrontano le componenti del costo di investimento totale nei casi A e C.

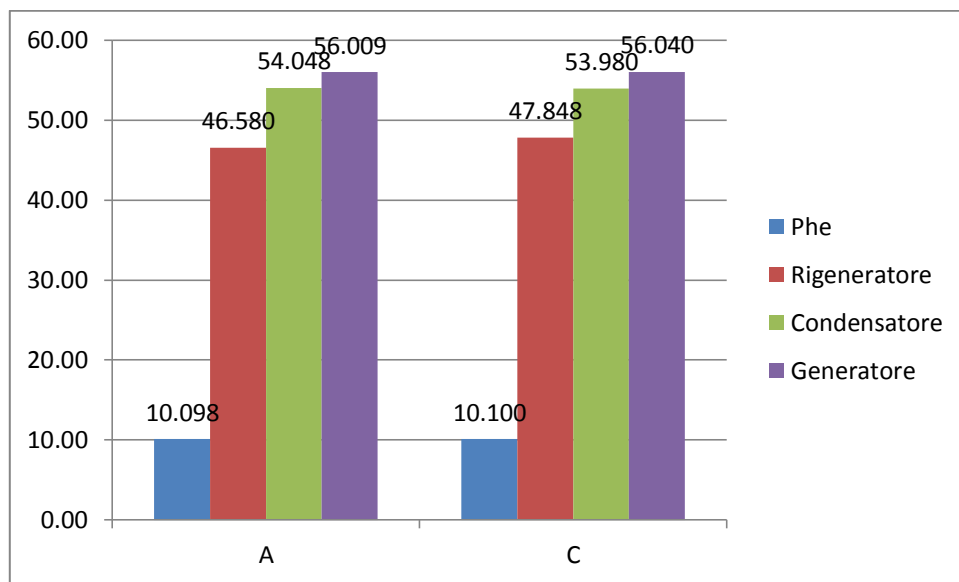


Figura 46 Istogramma dei costi Phe, Rigeneratore, Condensatore e Generatore nel caso del primo profilo per i Test Case A e C, Scenario 2

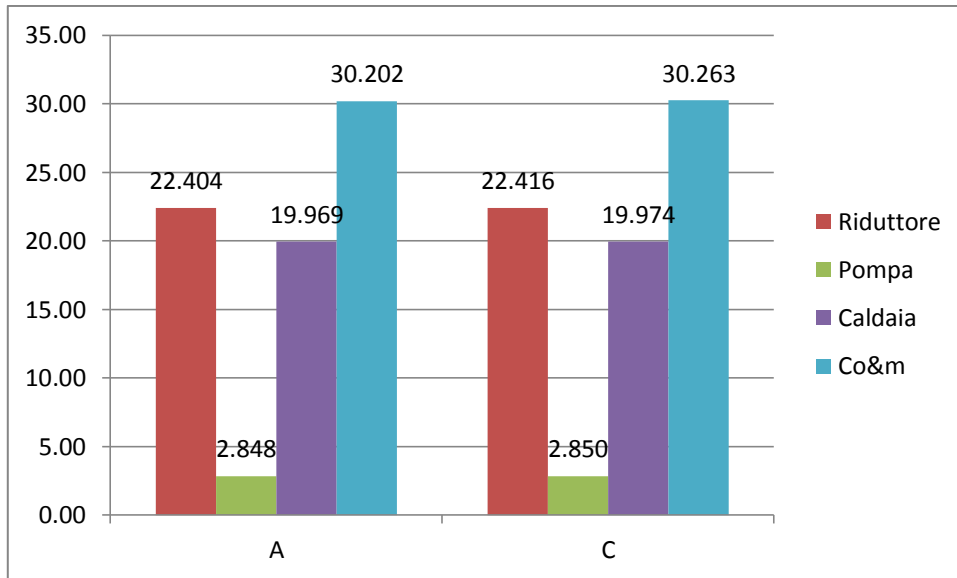


Figura 47 Istogramma dei costi Riduttore, Pompa Caldaia o&m nel caso del primo profilo per i Test Case A e C, Scenario 2

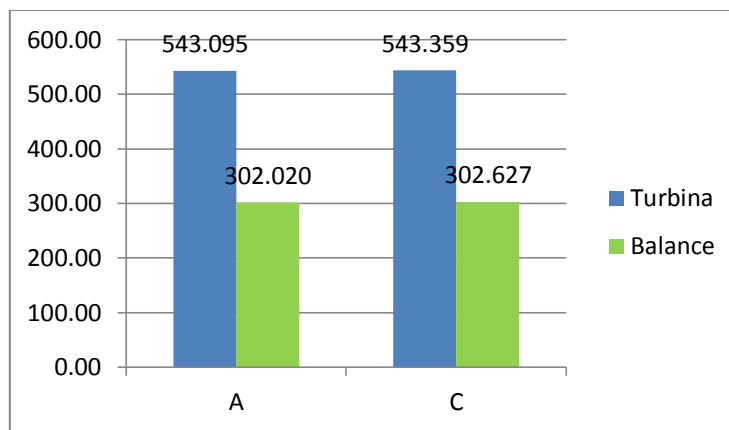


Figura 48 Istogramma dei costi Turbina e Balance nel caso del primo profilo per i Test Case A e C, Scenario 2

In particolare il rigeneratore e il condensatore hanno un costo minore nel caso C. Si noti come il pinch point del rigeneratore per C sia maggiore che negli altri casi (Tabella 15) e quindi il rigeneratore abbia una superficie minore (Tabella 16). Per quanto riguarda il condensatore, si può osservare che nel caso C si ha una pressione di condensazione leggermente superiore e quindi una differenza di temperatura minima più elevata. Inoltre il valore ottimizzato della taglia del ciclo nel caso A è leggermente superiore: il condensatore dovrà quindi scambiare più calore. Per queste ragioni nel caso A il condensatore ha una superficie e quindi un costo maggiore.

5.7.3 Confronto tra Scenario 1 e Scenario 2

Il modello e l'algoritmo riescono a tenere conto dell'effetto dei dati di costo e ad ottimizzare sia il progetto che la gestione e regolazione dell'impianto per ricavare il massimo profitto. Ad esempio,

nei casi dello Scenario 1 (elevato costo della turbina), il livello esterno trova una soluzione che limita il costo della turbina (uno stadio, SP basso) a scapito del rendimento del ciclo, come conseguenza il livello interno di ottimizzazione della gestione/regolazione adotta automaticamente la strategia “termico segue” regolando il ciclo per fornire esattamente la potenza termica richiesta dall’utenza. Nel caso dello Scenario 2 (turbina con costo inferiore), il livello esterno è orientato verso soluzioni ad elevato rendimento e di conseguenza il livello interno determina una strategia di regolazione/gestione dell’impianto nella quale il ciclo ORC è tenuto a carico massimo indipendentemente dalla richiesta termica dell’utenza per massimizzare i ricavi, a discapito del rendimento di primo principio poiché il sistema dissipa parte dell’energia termica in ambiente.

5.7.4 Scenario 3

Poiché con le ipotesi di costo effettuate in sezione 5.4.1 e il costo della turbina ridotto adottato nello Scenario 2 il prezzo di remunerazione dell’energia elettrica condiziona significativamente la gestione del ciclo, si è deciso di esplorare un nuovo scenario, mantenendo tutte le ipotesi avanzate in precedenza ma riducendo la remunerazione dell’energia elettrica a 80 €/MWh.

I risultati sono presentati in Tabella 19.

Tabella 19 Variabili ottimizzate, Scenario 3

	Test Case A	Test Case B	Test Case C	Test Case D
Pressione ingresso turbina, [kPa]	900.000	837.452	831.507	857.104
Taglia al condensatore, [kW]	3000.002	3000.000	3000.000	3000.000
ΔT Sh [°C]	64.351	1.000	1.000	1.000
ΔT pp phe [°C]	5.000	5.001	5.000	5.000
ΔT pp rigeneratore [°C]	17.764	18.476	21.800	38.322
Pressione di condensazione [kPa]	54.066	146.262	145.131	150.000
V ratio max [-]	8.811	12.132	13.022	7.839
ω turbina [rad/s]	454.334	702.707	705.142	740.138
Output ottimizzazione [k€]	393.835	382.739	291.533	310.318

Si noti che il valore di V_{ratio} costituisce un limite superiore, non è detto che corrisponda al massimo rapporto tra le portate volumetriche realizzato dalla turbina. Tali valori sono riportati in Tabella 20. Il dato “Output ottimizzazione” non comprende la remunerazione del combustibile, che è invece considerata nel bilancio annuale in Tabella 22.

Riportiamo anche i principali risultati ottenuti dal progetto della turbina, che è il componente più costoso dell'impianto e il cui progetto ha un impatto economicamente più rilevante e del rigeneratore presenta variazioni rilevanti.

Tabella 20 Parametri della turbina e del rigeneratore, Scenario 3

	Test Case A	Test Case B	Test Case C	Test Case D
Numero di stadi	2	1	1	1
Parametro SP ultimo stadio	0.436	0.204	0.203	0.194
η isoentropico di espansione dei vari stadi	0.856 0.853	0.851	0.851	0.851
V_{ratio} effettivo dei vari stadi	4.095 3.940	6.063	6.062	6.068
Superficie del rigeneratore, [m²]	543.683	149.812	107.444	1.213

Tabella 21 Configurazione operativa dei test case A, B C e D, Scenario 3

Test case	A	B		C	D	
Carico:	Nominale	Nominale	50%	Nominale	Nominale	50%
Potenza elettrica netta, [kW]	726.628	397.464	143.268	391.688	365.989	160.465
Rendimento elettrico, [%]	15.329	9.530	7.493	9.427	8.927	7.694
Rendimento di primo principio, [%]	78.619	81.460	85.945	81.631	82.098	79.619
Superficie _{ECO} , [m ²]	199.257	302.319	349.277	302.117	295.907	335.707
Superficie _{EVA} , [m ²]	238.653	193.792	148.146	190.530	180.107	141.430
Superficie _{SH} , [m ²]	618.364	2.572	1.260	2.516	2.423	1.299
T _{V4} , [K]	488.856	484.493	444.084	484.069	485.776	450.840
T _{V1} , [K]	473.833	448.526	412.522	446.713	442.518	409.452
T _{V6} , [K]	532.527	552.525	552.398	552.524	552.530	552.415
Pressione di evaporazione (p ₆), [kPa]	901.318	838.137	410.506	832.048	856.984	466.783
T ₃ , [K]	442.365	412.778	398.321	409.888	398.382	388.203
Portata di ORC, [kg/s]	7.509	7.867	4.015	7.753	7.249	4.090
Portata ORC nel by.pass, [kg/s]	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.166
Pressione di condensazione (p ₁₁), [kPa]	54.124	146.098	112.707	144.971	149.785	114.084
Portata all'utenza, [kg/s]	20.453	20.453	10.226	20.453	20.453	10.226
T ₇ , [K]	548.086	480.487	442.620	480.065	481.779	448.951
T ₉ , [K]	483.257	435.998	411.901	435.620	437.183	415.191
T ₂ , [K]	363.057	397.156	387.537	396.861	398.109	387.976
T ₁₀ , [K]	380.888	415.838	397.627	418.901	436.861	414.907
Superficie _{DESH} , [m ²]	104.066	21.047	12.990	23.758	32.882	7.598
T ₁₃ , [K]	380.888	415.838	397.627	418.901	436.861	393.759
Superficie _{COND} , [m ²]	955.245	216.008	224.064	213.117	189.209	214.493
Portata di fumi, [kg/s]	3.309	2.912	1.335	2.901	2.863	1.456
T _{F2} , [K]	503.912	478.629	421.743	476.814	472.618	420.538
Portata di olio, [kg/s]	18.434	12.589	4.519	12.349	11.769	4.828
T _{BT} , [K]	360.915	360.440	361.709	359.992	357.855	362.312

In Tabella 22 riportiamo un riassunto dei costi associati all'impianto.

Tabella 22 Dettaglio costi del progetto, Scenario 3

	Test Case A	Test Case B	Test Case C	Test Case D
Costo di investimento totale, [k€]	1017.480	375.867	371.338	346.765
Costo del combustibile, [k€]	597.251	514.527	373.940	373.807
Remunerazione energia elettrica, [k€]	669.369	340.451	257.730	388.380
Remunerazione energia termica, [k€]	1890.000	1890.000	1350.000	1350.000
Bilancio annuale [k€]	1496.165	1507.261	1058.467	1039.682

Analisi dei risultati

Analizziamo i risultati dell'ottimizzazione. Riportiamo i grafici che confrontano i costi di tutti i componenti nei Test Cases A, B C e D per lo Scenario 3.

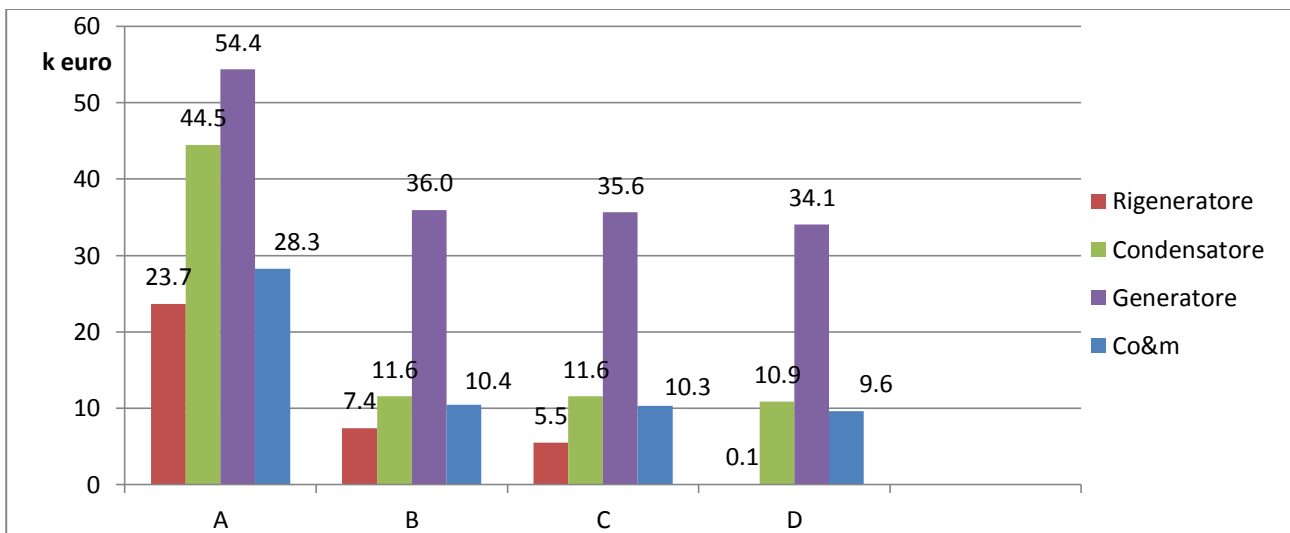


Figura 49 Costi di rigeneratore, condensatore, generatore e o&m per i Test Cases A, B, C e D

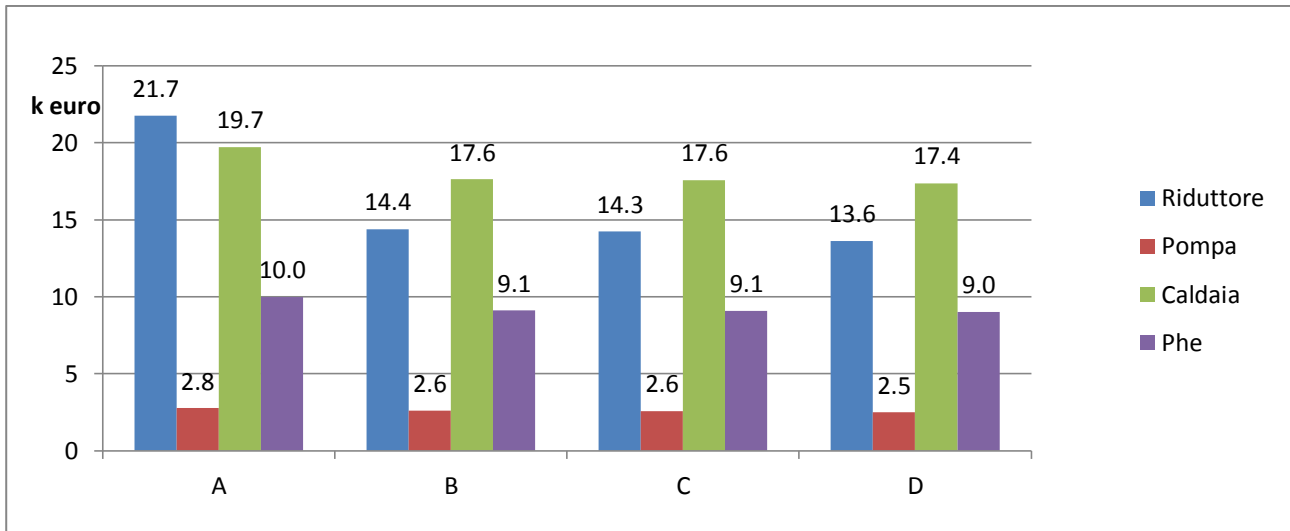


Figura 50 Costi di riduttore, pompa, caldaia e phe per i Test Cases A, B, C e D

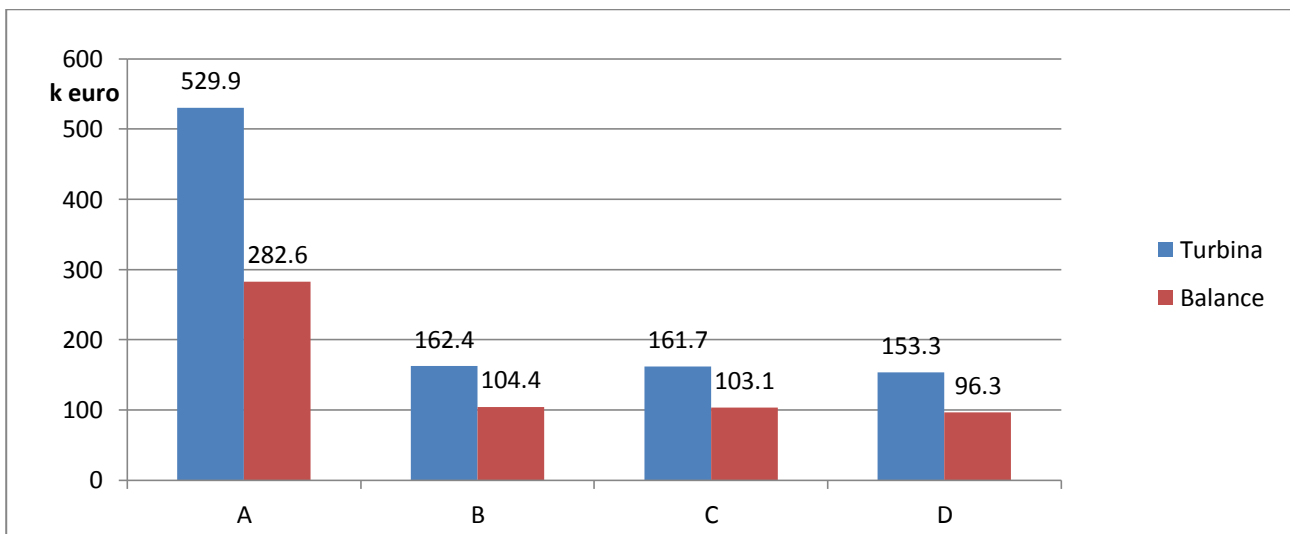


Figura 51 Costi di turbina e balance per i Test Cases A, B, C e D

Possiamo osservare come con una remunerazione dell'energia elettrica minore, il livello di ottimizzazione interna attui una strategia "termico segue", ricalcando la richiesta termica dell'utenza. Il Test Case A prevede quindi realmente l'unico profilo con un elevato numero di ore di funzionamento a carico massimo e ciò si ripercuote su un progetto orientato alla massimizzazione delle prestazioni anche a fronte di costi di investimento maggiori rispetto agli altri casi, per tutti i componenti e aspetti dell'impianto, in particolare per il rigeneratore e la turbina. Infatti, nel Test Case A il ciclo è progettato con la massima pressione di evaporazione con un elevato grado di surriscaldamento e una pressione di condensazione molto vicina alla minima ammissibile, compatibilmente con le temperature dell'utenza. La turbina risulta composta da due stadi con un Size Parameter e un rendimento isoentropico di espansione maggiore che negli altri Test Cases (vedi Tabella 22) e quindi più costosa (Figura 51). Il sistema reagisce cioè al vincolo di fornire un

elevato calore all'utenza per molte ore all'anno producendo molta energia elettrica con un buon rendimento, a fronte di un costo di investimento più elevato.

Il Test Case B, rispetto al caso A sebbene corrisponda alla stessa energia termica fornita all'utenza durante l'anno, prevede un funzionamento a carico parziale per un numero di ore rilevante che non giustifica più la scelta di una turbina costosa. Il sistema quindi diminuisce la pressione di evaporazione rispetto al caso A, utilizza un surriscaldamento minimo e aumenta molto la pressione di condensazione fino ad ottenere una turbina con un solo stadio e un parametro SP minore e quindi molto meno costosa (Figura 51). Contemporaneamente aumentando la pressione di condensazione si aumenta il ΔT di pinch point al condensatore, che quindi è dimensionato con una superficie minore e risulta più economico (Figura 50).

Il ΔT di pinch point al rigeneratore aumenta e quindi il suo costo diminuisce poiché la superficie del rigeneratore stesso diminuisce.

Il Test Case C se confrontato con il caso A è caratterizzato da un minor numero di ore di utilizzo e il progetto risulta simile al caso B, ma con un ΔT di pinch point al rigeneratore maggiore che comporta un rigeneratore di minore dimensione e quindi un costo di investimento minore. Anche la turbina risulta monostadio e quindi meno costosa anche in virtù di un Size Parameter minore.

Il Test Case D, se confrontato con il caso C, è caratterizzato da un minor numero di ore a carico massimo, quindi il sistema si porta in una configurazione ancora più economica: si può osservare in

Tabella 21 che le temperature in ingresso e in uscita dl rigeneratore (punti 2 e 3) siano molto vicine. In pratica il progetto si sposta in un caso senza rigeneratore (superficie e costo del rigeneratore trascurabile, come osservabile in Tabella 20 e in Figura 49) a discapito del rendimento elettrico e di primo principio del ciclo.

Inoltre il progetto prevede una pressione di evaporazione leggermente più elevata in modo da ottenere un maggiore salto entalpico in turbina e quindi un Size Parameter minore (Tabella 20), riducendo il costo della turbina.

I risultati dell'ottimizzatore appaiono sensati e concordi ai cambiamenti di scenario effettuati.

5.8 Osservazioni

Alla luce dei Test Cases illustrati si può concludere che il modello ed il metodo proposto nel capitolo 5 riescono ad eseguire l'ottimizzazione del progetto e della regolazione di cicli ORC cogenerativi tenendo conto di tutti i fattori che influenzano le prestazioni termodinamiche ed economiche. Infatti, come mostrato nel confronto tra gli scenari 1, 2 e 3 caratterizzati da diverse ipotesi di costi (modello di costo della turbina e prezzo di vendita dell'energia elettrica), la soluzione ottimale trovata dal metodo varia sensibilmente il progetto del ciclo e la sua strategia di regolazione (decidendo automaticamente se generare la minima potenza termica richiesta dall'utenza oppure andare a carichi superiori per aumentare i ricavi vendendo energia elettrica) per trarre il miglior compromesso tra costi di investimento e ricavi. Inoltre, come evidenziato dal confronto tra i Test Cases A vs. B, e C vs. D, per gli scenari 1 e 3, la soluzione progettuale trovata tiene conto anche del numero di ore attese ai carichi parziali a cui l'impianto è chiamato ad operare durante l'anno.

6 Conclusioni

Il modello per l'ottimizzazione della regolazione del ciclo ORC (e impianto comprensivo di caldaia a biomasse ed eventuale campo di pannelli solari) a carichi parziali presentato nel Capitolo 4 è risultato essere molto affidabile e computazionalmente poco costoso (ossia veloce da risolvere) nonostante le non linearità e l'elevato numero di variabili. Infatti, converge sempre ad una soluzione che, nei casi con una sola utenza è la soluzione del sistema non lineare, nel caso con due utenze è presumibilmente l'ottimo del problema di ottimizzazione. In particolare il metodo è utilizzabile, oltre che per trovare la configurazione operativa al variare dei carichi, per trovare le strategie di regolazione ottimali dei cicli ORC, ossia per decidere il carico ottimale per massimizzare il ritorno economico e la regolazione (pressioni, temperature e portate) del ciclo che ne massimizza le prestazioni. A tal proposito si nota che nei Test Cases riportati nel Capitolo 5 il modello off-design è utilizzato proprio in tale configurazione. Il tempo di calcolo necessario a determinare la soluzione per una data condizione operativa è di circa 8 secondi, valore che consente la diretta applicazione del modello per il controllo e la regolazione short-term di impianti ORC (ossia per pianificare ad esempio la produzione giornaliera dell'impianto sulla base dei dati di richiesta termica ed elettrica dell'utenza).

Il modello off-design è stato applicato nell'ambito del progetto Cubis per determinare l'effettivo risparmio di combustibile ottenibile integrando una caldaia a biomassa con un sistema di pannelli solari termici. Il modello è risultato sufficientemente robusto da poter includere senza problemi la funzione black-box che caratterizza le prestazioni del campo solare al variare delle condizioni meteorologiche e dell'angolo di incidenza dei raggi solari.

L'algoritmo per l'ottimizzazione su due livelli del progetto e off-design presentato nel Capitolo 5, richiede un tempo di calcolo elevato ma ragionevole e le soluzioni trovate sembrano essere ottime o comunque prossime all'ottimo. L'applicazione ai casi test ha mostrato che considerare l'effettiva strategia regolazione dell'impianto e la variabilità della domanda termica ha un'influenza non trascurabile sulle scelte progettuali. Il principale limite dell'approccio è la necessità di definire modelli e ipotesi di costo dei componenti il più accurati possibili in quanto la soluzione ottima è fortemente condizionata da tali dati, come evidenziato dall'ottimizzazione riportata in sezione 5 in cui si considerano due modelli di costo della turbina e due diverse ipotesi sulla remunerazione dell'energia elettrica.

7 Bibliografia

- [1] S. Quoilin e V. Lemort, «Technological and Economical Survey of Organic Rankine Cycle,» 2009.
- [2] H. Chen, D. Y. Goswami e E. K. Stefanakos, «A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 14, p. 3059–3067, 2010.
- [3] D. Mikielewicz e J. Mikielewicz, «A thermodynamic criterion for selection of working fluid for subcritical and supercritical domestic micro CHP,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 30, pp. 2357-2362, 2010.
- [4] Karl, «Decentralised Energy Systems,» *New Technologies in Liberalised Energy*.
- [5] A. Guercio, Impianti a biomassa di piccola taglia con applicazione di moduli ORC: dimensionamento e applicazioni.
- [6] Franco e Villani, «Optimal design of binary cycle power plants for water-dominated, medium temperature geothermal fields,» *Geothermics*, 2009.
- [7] B. F. Tchanche, Lambrinos, Frangoudakis e Papadakis, «Low-grade heat conversion into power using organic Rankine cycles – A review,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2011.
- [8] Schuster, Karellas, Kakaras e Spliethoff, «Energetic and economic investigation of Organic Rankine Cycle applications,» *Applied Thermal Engineering*, 2008.
- [9] S. Quoilin, S. Declaye, B. F. Tchanche e V. Lemort, «Thermo-economic optimization of waste heat recovery Organic Rankine Cycles,» *Applied Thermal Engineering*, n. 31, p. 2885e2893, 2011.
- [10] H. Ghasemi, M. P. A. Tizzanini e A. Mitsos, «Modeling and optimization of a binary geothermal power plant,» *Energy*, vol. 50, pp. 412-428, 2013.
- [11] Kang e S. Hun, «Design and experimental study of ORC (organic Rankine cycle) and radial turbine,» *Energy*, 2012.
- [12] M. d. Escalona, D. Sánchez, R. Chacartegu e T. Sánchez, «Part-load analysis of gas turbine & ORC combined cycles,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 36, pp. 63-72, 2012.
- [13] Quoilin, Orosz, Hemond e Lemort, «Performance and design optimization of a low-cost solar

organic Rankine cycle for remote power generation, in Solar Energy,» *Science Direct*, vol. 85, pp. 955-966, 2011.

- [14] E. Martelli, E. Amaldi e S. Consonni, «Numerical Optimization of Heat Recovery Steam Cycles: Mathematical model, two-stage algorithm and applications,» *Computers and Chemical Engineering*, n. 35, pp. 2799-2823, 2011.
- [15] «Optimisation of Operating Temperatures and an Appraisal of the Benefits of Low Temperature District Heating,» 1999. [Online]. Available: http://old.iea-dhc.org/reports/summary/dhcv_3.pdf.
- [16] M. Astolfi, M. C. Romano, P. Bombarda e E. Macchi, «Binary orc power plants for the exploitation of medium-low temperature-In fase di revisione,» *Applied Energy*.
- [17] E. Martelli, L. Nord e O. Bolland, «Design Criteria and Optimization of Heat Recovery Steam Cycles for Integrated Reforming Combined Cycles with CO₂ Capture,» *Applied Energy*, vol. 92, pp. 255-268, 2012.
- [18] E. Martell e E. Amaldi, «A Novel Hybrid Direct Search Method for Constrained Non-Smooth Black-Box Problems,» vol. 32, pp. 295-300, 2013.
- [19] «Matlab User Manual,» [Online]. Available: <http://www.mathworks.it/it/help/matlab/>.