

POLITECNICO DI TORINO

**Corso di Laurea Magistrale
in Ingegneria Energetica e Nucleare**

Tesi di Laurea Magistrale

**Modellazione di un Ciclo Rankine Organico su piccola scala
alimentato da un Sistema a Concentrazione Solare**



Relatore

Dott. Davide Papurello

Candidato

Erica Guerriero

Anno Accademico 2020-2021

ABSTRACT

Negli ultimi anni la crescente domanda di energia elettrica ha portato ad un maggior interesse verso le fonti di energia rinnovabile, che permettono la produzione di energia elettrica senza emissioni di gas serra dannosi per l'ambiente. L'energia solare è la più abbondante fonte di energia presente sulla Terra, è gratuita, pulita e non produce alcun tipo di inquinamento. In questo lavoro è stato modellato un Ciclo Rankine Organico (ORC) di piccola taglia che potesse sfruttare l'energia derivante da un concentratore parabolico a disco situato sul tetto dell'Energy Center di Torino. Il ciclo è stato dimensionato con il software Aspen Plus in modo da poter produrre sia energia elettrica che termica: l'espansore genera circa 10 kW di potenza, mentre la potenza termica smaltita al condensatore permette di scaldare una portata d'acqua fino a circa 80 °C, la quale può essere utilizzata per usi domestici (riscaldamento e/o acqua calda sanitaria) o per processi industriali. Il ciclo è stato studiato e modellato con 3 diversi fluidi di lavoro: due siliconici ed un fluido commerciale. I silossani liquidi utilizzati sono stati l'MDM ed il MD2M poiché entrambi presentano un'elevata temperatura critica compatibile con le temperature rese disponibili dal concentratore solare, mentre il fluido commerciale considerato è stato il Therminol 66, solitamente utilizzato come fluido di scambio termico in alcune applicazioni industriali. Per ogni componente del ciclo è stata svolta un'analisi di sensitività per definire in modo ottimale tutti i parametri necessari al funzionamento del ciclo con i 3 diversi fluidi sopracitati. I valori di portata ottenuti sono stati di 0,39 kg/s per l'MDM, 0,27 kg/s per il Therminol 66 e 0,48 kg/s per il MD2M. Tuttavia, il solo concentratore solare situato sul tetto dell'Energy Center non è sufficiente per alimentare un ciclo ORC da 10 kW di potenza, ed è quindi stato calcolato quanti dischi parabolici sarebbero necessari per la realizzazione di tale impianto. Oltre al ciclo base è stata studiata anche un'altra configurazione dell'impianto per i 3 fluidi: è stato aggiunto un recuperatore, ovvero uno scambiatore interno che permettesse di preriscaldare il liquido in uscita dal condensatore

recuperando parte del calore sensibile posseduto dal fluido in uscita dalla turbina. Con questo accorgimento risulta essere inferiore sia la potenza termica smaltita al condensatore che la quantità di calore richiesta all'evaporatore per il cambiamento di fase del fluido di lavoro, permettendo la diminuzione del numero di concentratori necessari al funzionamento del ciclo. L'utilizzo del recuperatore ha permesso il recupero di circa 38 kW per l'MDM e di circa 56 kW per gli altri due fluidi. Affinché il ciclo ORC produca energia elettrica e termica è necessario che si raggiunga un certo livello di temperatura all'interno dei concentratori solari per permettere l'evaporazione del fluido di lavoro; attraverso i valori medi stagionali raggiunti sul fuoco del paraboloide, sono state calcolate le ore annue di funzionamento dell'impianto per MDM, MD2M e Therminol 66. Confrontando i risultati ed i rendimenti ottenuti dalla simulazione con i 3 fluidi di lavoro è stato possibile determinare il fluido migliore da utilizzare nel ciclo Rankine Organico. Per tale fluido è stata condotta un'analisi economica sia per la configurazione base che per quella con il recuperatore di calore al fine di determinare il Payback Period dell'intero impianto.

Key-words: CSP, Ciclo Rankine Organico (ORC), Silossani, Therminol 66, Fluido di lavoro, Analisi economica

Sommario

ABSTRACT	i
Sommario	iii
Indice delle figure.....	vii
Indice delle tabelle.....	xi
1 ENERGIA DAL SOLE: SISTEMI A CONCENTRAZIONE SOLARE.....	1
1.1 Generalità.....	1
1.2 Classificazioni degli impianti CSP	6
1.2.1 Collettori lineari Fresnel (LFC).....	9
1.2.2 Collettori parabolici lineari (PTC).....	12
1.2.3 Collettori parabolici a disco (DES)	15
1.2.4 Collettori a torre centrale (CRS).....	18
1.3 Possibili tipologie di applicazione	24
1.3.1 Raffrescamento solare	25
1.3.2 Produzione di calore di processo	27
1.3.3 Produzione di potenza	29
1.3.4 Produzione di idrogeno – Cicli termochimici	31
1.4 Sviluppi futuri	32
2 PRODUZIONE DI POTENZA: CICLO RANKINE ORGANICO.....	35
2.1 Ciclo Rankine	35
2.1.1 Ciclo Rankine ideale.....	35
2.1.2 Ciclo Rankine reale	38
2.2 Ciclo Rankine Organico (ORC).....	40
2.3 Tipologie d’impianto	42
2.3.1 Ciclo ORC base subcritico	43
2.3.2 Ciclo ORC con surriscaldamento	44
2.3.3 Ciclo ORC supercritico	46

2.3.4	Ciclo ORC con rigenerazione.....	48
2.4	Il fluido organico	50
2.4.1	Pendenza della curva di vapore saturo	50
2.4.2	Calore latente di vaporizzazione.....	53
2.4.3	Densità.....	54
2.4.4	Temperatura e pressione critica.....	54
2.4.5	Pressioni di lavoro	55
2.4.6	Temperatura di congelamento	56
2.4.7	Viscosità e conducibilità.....	56
2.4.8	Stabilità chimica del fluido e compatibilità con i materiali.....	57
2.4.9	Sicurezza.....	57
2.4.10	Aspetti ambientali.....	58
2.4.11	Reperibilità e costo	59
2.4.12	Osservazioni finali.....	60
2.5	Espansori.....	61
2.5.1	Espansori scroll (a spirale)	62
2.5.2	Espansori screw (a vite).....	63
2.5.3	Espansori a vani rotanti	64
2.5.4	Espansori a pistoni alternativi	64
2.6	Confronto tra ORC e cicli Rankine a vapore.....	65
3	SISTEMI DI ACCUMULO TERMICO.....	69
3.1	Generalità.....	69
3.2	Accumulo sensibile.....	71
3.3	Accumulo latente	73
3.4	Accumulo termochimico.....	76
4	MODELLAZIONE CICLO ORC	78
4.1	Concentratore solare a disco	78

4.2	Scelta dei fluidi di lavoro	80
4.2.1	MDM	82
4.2.2	MD2M	83
4.2.3	Therminol 66	84
4.3	Modellazione dei componenti e scelta del punto di progetto	85
4.3.1	Espansore.....	85
4.3.2	Condensatore	90
4.3.3	Pompa	96
4.3.4	Evaporatore.....	97
4.4	Ciclo ORC base	103
4.4.1	MDM	103
4.4.2	MD2M	105
4.4.3	Therminol 66	107
4.5	Ciclo ORC con recuperatore.....	108
4.5.1	Recuperatore.....	108
4.5.2	MDM	111
4.5.3	MD2M	114
4.5.4	Therminol 66	115
4.6	Modellazione del campo solare	117
4.7	Risultati ottenuti e discussione	122
5	ANALISI ECONOMICA	127
5.1	Metodologia per il calcolo del costo d'investimento.....	127
5.1.1	Module Costing Technique	129
5.2	Applicazione del modello	131
5.3	Payback Period	135
5.3.1	Incentivi italiani.....	138
5.4	Risultati ottenuti e discussione	141

6	CONCLUSIONI.....	148
7	BIBLIOGRAFIA.....	150

Indice delle figure

Figura 1.1 – Mappa mondiale dell’irraggiamento solare diretto [2]	2
Figura 1.2 – Mappa mondiale dell’irraggiamento solare diretto [2]	2
Figura 1.3 - Schema di un sistema a concentrazione solare per la produzione di energia elettrica [4]	6
Figura 1.4 - Tipologie di collettori solari a concentrazione: (A) Collettori parabolici lineari – (B) Collettori parabolici a disco - (C) Collettori lineari Fresnel - (D) Collettori a torre centrale	8
Figura 1.5 - Collettori lineari Fresnel nel campo solare in Rajasthan	9
Figura 1.6 - Schema semplificato di un collettore lineare Fresnel con riflettore secondario [5] ..	11
Figura 1.7 - Collettori parabolici lineari dell'impianto di Ouarzazate, in Marocco	13
Figura 1.8 - Schema di un collettore parabolico lineare con tubazioni primarie e ramificazioni .	14
Figura 1.9 - Campo di collettori parabolici a disco in Arizona, USA [8].	16
Figura 1.10 - Collettore con concentratori parabolici a membrana [7].	18
Figura 1.11 - Vista aerea dell'impianto a torre centrale di Dunhuang, in Cina.	19
Figura 1.12 - Effetto coseno per due eliostati situati in direzioni opposte rispetto alla torre centrale [10].	21
Figura 1.13 - Schema di un ricevitore solare esterno	22
Figura 1.14 - Schema di un ricevitore solare a cavità	23
Figura 1.15 – Diagramma T-s dei cicli di potenza Stirling, Brayton e Rankine	31
Figura 1.16 - Rappresentazione di un ciclo termochimico ad ossidi di ceria [42]	32
Figura 1.17 - Rappresentazione dell’impianto solare termodinamico del progetto “Archimede”	34
Figura 2.1 - Schema T-s e h-s del ciclo Rankine ideale e suoi componenti.....	35
Figura 2.2 - Confronto tra ciclo Rankine ideale e reale.....	39
Figura 2.3 - Layout per un ciclo ORC: ciclo semplice sC, ciclo semplice con recupero termico REC e relativo diagramma T-s.....	43
Figura 2.4 - Diversi layout per un ciclo ORC: ciclo con surriscaldamento SH, ciclo con surriscaldamento e recupero REC+SH e relativo diagramma T-s.....	45
Figura 2.5 - Schema impiantistico e diagramma T-s di un ciclo ORC in condizioni supercritiche	

.....	47
Figura 2.6 - Diversi layout per un ciclo ORC: ciclo con rigenerazione RIG, ciclo con rigenerazione e recupero REC+RIG e relativo diagramma T-s [16]	49
Figura 2.7 - Tipologia di fluidi organici: (a) fluido bagnato, (b) fluido isentropico, (c) fluido asciutto [18]	52
Figura 2.8 - Effetti del calore latente di evaporazione sullo scambio termico	53
Figura 2.9 - Temperatura critica per alcuni fluidi di lavoro [18]	54
Figura 2.10 - Principio di funzionamento di un espansore Scroll [25]	62
Figura 2.11 - Espansori Screw [24].....	63
Figura 2.12 - Rappresentazione di un espansore a vani rotanti [24]	64
Figura 2.13 - Rappresentazione di un espansore a pistoni alternativi	65
Figura 2.14 - Diagramma T-s per l'acqua e altri comuni fluidi organici [25]	66
Figura 3.1 - Curva di carica e scarica di un accumulo termico [11].....	70
Figura 3.2 - Metodi di accumulo termico: (a) Accumulo sensibile, (b) accumulo latente, (c) accumulo termochimico [43].....	71
Figura 3.3 - Diversi livelli di stratificazione in un serbatoio: (a) molto stratificato; (b) moderatamente stratificato; (c) completamente mescolato [44].....	73
Figura 3.4 - Accumulo termico con transizione di fase [26].....	74
Figura 3.5 - Schema semplificato di un accumulo termochimico con dissociazione dell'ammoniaca [26]	77
Figura 4.1 - Concentratore solare prodotto da Em.Ma. srl Electronic Machining e installato sul tetto dell'Energy Center	78
Figura 4.2 - Variazione giornaliera della temperatura media stagionale raggiunta sul fuoco della parabola. I valori sono stati ottenuti da un modello 2D su Comsol [45].....	79
Figura 4.3 - Schema dell'impianto utilizzato per tracciare le curve T-s	81
Figura 4.4 - Diagramma T-s ottenuto dal software Aspen Plus per l'MDM	82
Figura 4.5 - Diagramma T-s ottenuto dal software Aspen Plus per il MD2M.....	83
Figura 4.6 - Diagramma T-s ottenuto dal software Aspen Plus per il Therminol 66	84
Figura 4.7 - Temperatura in uscita dalla turbina e corrispondenti a circa 1 bar di pressione per	

MDM, MD2M e Therminol 66	89
Figura 4.8 - Schema espansore Aspen Plus con valori di riferimento al punto di progetto scelto	90
Figura 4.9 - Temperatura dell'acqua in uscita dal condensatore in funzione della portata, per MDM, MD2M e Therminol 66	93
Figura 4.10 - Modello del condensatore su Aspen Plus con i dati riferiti al punto di progetto scelto	94
Figura 4.11 - Grafici T-Q per il condensatore	95
Figura 4.12 - Modello della pompa su Aspen Plus per MDM, MD2M e Therminol 66.....	97
Figura 4.13 - Temperatura del Dowtherm in funzione della portata per MDM, MD2M e Therminol 66	100
Figura 4.14 - Grafici T-Q per l'evaporatore.....	101
Figura 4.15 - Modello del condensatore su Aspen Plus	102
Figura 4.16 – Ciclo ORC con fluido di lavoro MDM rappresentato su un diagramma T-s.....	103
Figura 4.17- Modello del ciclo ORC con fluido di lavoro MDM prodotto su Aspen Plus	105
Figura 4.18 - Modello del ciclo ORC con fluido di lavoro MD2M prodotto su Aspen Plus	106
Figura 4.19 - Ciclo ORC con fluido di lavoro MD2M rappresentato su un diagramma T-s	106
Figura 4.20 - Ciclo ORC con fluido di lavoro Therminol 66 rappresentato su un diagramma T-s	107
Figura 4.21 - Modello del ciclo ORC con fluido di lavoro Therminol 66 prodotto su Aspen Plus	108
Figura 4.22 - Grafico T-Q per il recuperatore con i diversi fluidi considerati.	110
Figura 4.23 - Ciclo ORC con recupero termico per il fluido di lavoro MDM rappresentato su un diagramma T-s.....	111
Figura 4.24 - Modello del ciclo ORC con recupero termico per il fluido MDM prodotto su Aspen Plus	113
Figura 4.25 - Ciclo ORC con recupero termico per il fluido di lavoro MD2M rappresentato su un diagramma T-s.....	114
Figura 4.26 - Modello del ciclo ORC con recupero termico per il fluido MD2M prodotto su Aspen Plus	115

Figura 4.27 - Modello del ciclo ORC con recupero termico per il fluido Therminol 66 prodotto su Aspen Plus	116
Figura 4.28 - Ciclo ORC con recupero termico per il fluido di lavoro Therminol 66 rappresentato su un diagramma T-s	116
Figura 4.29 - Variazione giornaliera della temperatura media stagionale raggiunta sul fuoco della parabola e temperature minime di funzionamento per il ciclo con MDM, MD2M e Therminol 66	118
Figura 5.1 - Rappresentazione del VAN per la configurazione del ciclo ORC semplice e con recupero termico	143

Indice delle tabelle

Tabella 1 - Temperature necessarie per tipici processi industriali, realizzabili con tecnologia a concentrazione solare a media temperatura [7].	27
Tabella 2 - Classificazione dei fluidi organici per i cicli ORC in base alla temperatura critica [19]	55
Tabella 3 - Confronto tra ciclo Rankine a vapore e ciclo ORC.....	67
Tabella 4 - Materiali utilizzati come mezzi di accumulo sensibile e loro caratteristiche.....	72
Tabella 5 - Materiali e reazioni per accumuli termochimici [26].....	76
Tabella 6 - Temperatura e pressione critica per i siliconici MDM e MD2M [28] e Therminol 66 [29]	81
Tabella 7 - Assunzioni per la modellazione dell'espansore nel ciclo ORC	86
Tabella 8 - Pressioni scelte per i fluidi in uscita dall'espansore	87
Tabella 9 - Valori di portata e temperatura ottenuti dal modello dell'espansore simulato su Aspen Plus	89
Tabella 10 - Valori di input dei fluidi di lavoro per la modellazione del condensatore	91
Tabella 11 - Valori di input per il fluido refrigerante del condensatore.....	91
Tabella 12 - Valori determinati dall'analisi di sensitività per il flusso di acqua.....	92
Tabella 13 - Potenza termica utile prodotta dal ciclo ORC	95
Tabella 14 - Pressioni di ingresso e uscita della pompa e rendimenti per i 3 fluidi considerati ...	96
Tabella 15 - Temperature in uscita dalla pompa e potenza elettrica consumata	96
Tabella 16 - Valori di input dei fluidi di lavoro per la modellazione dell'evaporatore	98
Tabella 17 - Valori assunti in input per il fluido caldo dell'evaporatore	98
Tabella 18 - Valori determinati attraverso l'analisi di sensitività per il Dowtherm.....	99
Tabella 19 - Potenza termica scambiata all'evaporatore.....	102
Tabella 20 - Valori di temperatura e portata d'acqua ottenuti dall'analisi di sensitività sul condensatore per il ciclo recuperativo	109
Tabella 21 - Potenza termica recuperata per MDM, MD2M e Therminol 66.....	109
Tabella 22 – Temperature minime richieste al ciclo per il suo funzionamento	117

Tabella 23 - Orario medio di funzionamento del ciclo per tutte le stagioni con i diversi fluidi di lavoro	118
Tabella 24 - Valori di radiazione normale diretta (DNI) per un giorno di sole preso come riferimento	119
Tabella 25 - Minuti di funzionamento giornalieri e stagionali per i 3 fluidi di lavoro considerati	119
Tabella 26 - Radiazione normale diretta (DNI) media in un anno per le ore di funzionamento dell'impianto	120
Tabella 27 - Potenza termica richiesta all'evaporatore per le due configurazioni del ciclo modellate	120
Tabella 28 - Potenza prodotta da un singolo collettore a disco in condizioni di DNI media annua	120
Tabella 29 - Numero di collettori necessari per il funzionamento del ciclo ORC per le due configurazioni considerate.....	121
Tabella 30 - Area del campo solare necessaria ad alimentare i cicli ORC considerati in questo studio	121
Tabella 31 - Potenze termiche scambiate nel ciclo nelle due configurazioni considerate	122
Tabella 32 - Rendimenti dell'impianto per la configurazione semplice e con recupero termico	124
Tabella 33 - Sovrastima dell'area del campo solare quando si utilizzano concentratori solari uguali a quello posto sul tetto dell'Energy Center	125
Tabella 34 - Valori considerati per il calcolo dell'area di scambio negli scambiatori di calore..	132
Tabella 35 – Contributo dei singoli componenti al costo totale dell'impianto	134
Tabella 36 - Costi calcolati seguendo la metodologia NETL.....	135
Tabella 37 - Valori annui del risparmio e degli incentivi erogati per l'impianto sia nel caso di ciclo ORC semplice sia in quello con recupero termico	141
Tabella 38 - Calcolo del VAN per 20 anni di vita dell'impianto.....	142
Tabella 39 - Risparmio di CO ₂ e gas naturale in 20 anni di vita dell'impianto per entrambe le configurazioni del ciclo ORC	144
Tabella 40 - Prezzo di vendita dell'energia per rientrare del costo d'investimento in 20 anni....	146

1 ENERGIA DAL SOLE: SISTEMI A CONCENTRAZIONE SOLARE

1.1 Generalità

Il sole è la più abbondante fonte di energia rinnovabile presente sulla Terra. L'energia solare è inesauribile, gratuita e non produce emissioni, per questo motivo negli ultimi anni ha assunto un ruolo sempre più importante. Le maggiori economie mondiali hanno investito molto sulle tecnologie solari come il fotovoltaico e i sistemi a concentrazione solare. La potenza installata al 2019 risulta essere di almeno 627 GW per il fotovoltaico (di cui 115 GW installati solo nel 2019 [1]) e di circa 6451 MW per i sistemi a concentrazione (382 MW nel 2019 [2]). La Spagna detiene circa metà della potenza installata per il CSP ed è seguita a ruota dagli Stati Uniti.

Il solare a concentrazione è una tecnologia tanto antica quanto innovativa che permette di convertire l'energia proveniente dal sole in energia termica ed elettrica concentrando i raggi solari su un ricevitore; la concentrazione del calore su un unico punto focale permette di ottenere temperature elevate che possono essere utilizzate in un ciclo termodinamico per la produzione di potenza e di energia elettrica. Questa tecnologia è conosciuta anche con il nome di solare termodinamico o con l'inglese "*Concentrating Solar Power*" (CSP).

L'invenzione della concentrazione della radiazione solare per la produzione di calore ad alta temperatura risale al II secolo avanti Cristo ed è attribuita ad Archimede. Lo scrittore Luciano di Samosata riporta che nell'assedio di Siracusa del 212 a.C. Archimede incendiò le navi romane nemiche concentrando la luce solare sulla flotta attraverso un sistema di specchi. Dopo più di duemila anni questo stesso principio è utilizzato nelle centrali solari termodinamiche [3].

La maggior parte della radiazione solare che si potrebbe potenzialmente sfruttare è concentrata nella cosiddetta “sun belt” (fascia del sole) che rappresenta la zona a maggior irraggiamento solare del pianeta. In particolar modo Nord Africa e Medio Oriente presentano vaste aree ad elevato irraggiamento che sarebbero adatte all’installazione di nuovi impianti essendo zone poco (o per niente) utilizzabili per altri impieghi.

Da studi recenti è emerso che i Paesi che si affacciano sulla sponda sud del Mediterraneo hanno potenziali solari disponibili che sono molto superiori rispetto agli attuali consumi di energia elettrica dell’Europa meridionale, del Medio Oriente e del Nord Africa; molte di queste zone non sono utilizzabili per fini agricoli, e si prestano quindi molto bene alla realizzazione di impianti di media-grande potenza.

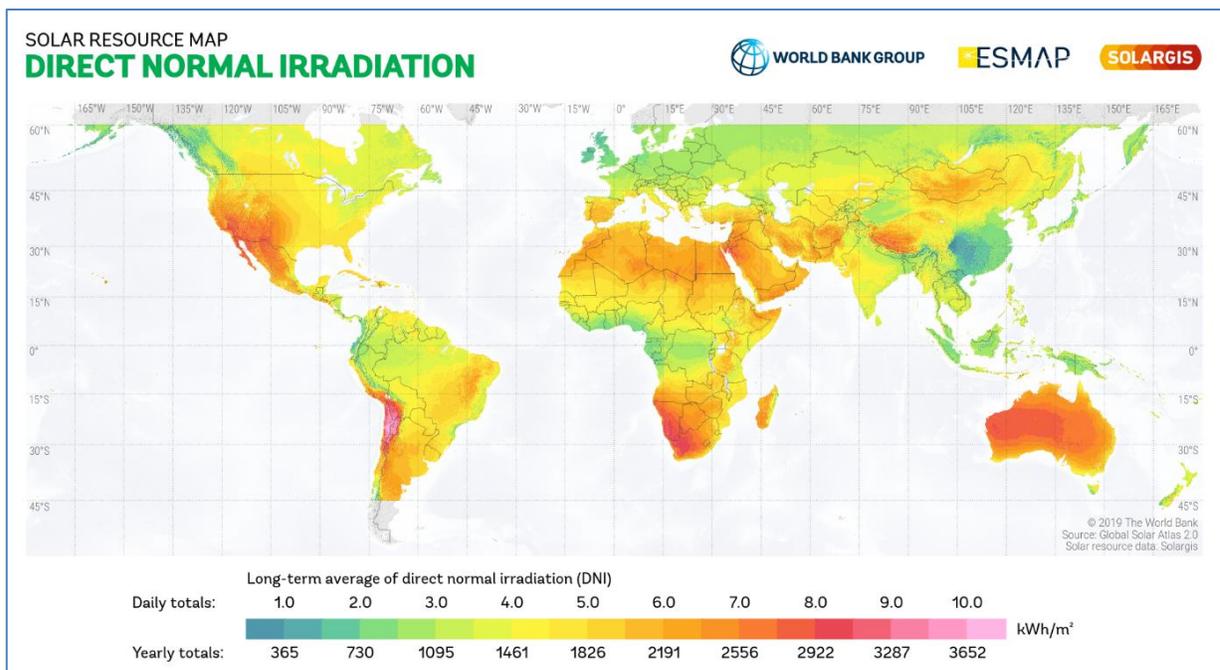


Figura 1.1 – Mappa mondiale dell’irraggiamento solare diretto [2]

L’impiego di sistemi a concentrazione solare presenta numerosi vantaggi legati soprattutto all’ambiente. Innanzitutto, si sfrutta l’energia solare che è una fonte di energia rinnovabile gratuita,

inesauribile e presente sulla Terra in quantità molto elevate (circa 1000 W/m^2); il suo utilizzo non produce inquinamento, scorie o emissioni di gas serra. L'impatto ambientale è limitato al riciclaggio dei componenti dell'impianto e al suo impatto sul paesaggio. I sistemi CSP possono produrre sia energia termica che elettrica, quindi possono essere utilizzati per diverse applicazioni che necessitano di entrambe le fonti di energia; è inoltre possibile integrarli a tecnologie già esistenti sul mercato. Un altro beneficio riguarda la modularità degli impianti: essendo composti da moduli, possono essere collocati in prossimità dell'utenza e anche in aree non particolarmente attrezzate, come nei paesi in via di sviluppo. I sistemi a concentrazione sono ormai affidabili quanto quelli tradizionali con fonti fossili e perciò è possibile costruire impianti da decine di MW. I collettori a concentrazione, rispetto a quelli piani, permettono al fluido di lavoro di raggiungere temperature più elevate (a parità di superficie di captazione di energia solare), permettendo così di ottenere una maggiore efficienza termodinamica; inoltre, considerando la ridotta superficie del ricevitore, si ha una minore perdita termica ed è possibile migliorare l'efficienza del sistema utilizzando sistemi sottovuoto a costi abbordabili. La superficie riflettente di un impianto CSP presenta una struttura semplice e quindi il costo per unità di superficie irraggiata utile è inferiore rispetto a un collettore piano. Un ulteriore vantaggio è la possibilità di spegnere il sistema posizionandolo "fuori fuoco", evitando così alte e pericolose temperature di stagnazione.

Tuttavia le tecnologie a concentrazione solare presentano anche degli svantaggi. Il problema principale che si ha quando si utilizza l'energia solare è l'intermittenza della sorgente: la potenza che si ricava è variabile e discontinua. Ciò è causato dall'alternarsi del giorno e della notte, dalla variabilità meteorologica e stagionale della fonte solare; per limitare questi problemi si utilizzano sistemi di accumulo che permettono all'impianto di funzionare anche in assenza di luce solare. I sistemi a concentrazione sfruttano solo la radiazione solare diretta ed è quindi necessario avere un sistema di inseguimento solare, assente nei collettori piani; tale sistema, basato su meccanismi di

rotazione, assicura che la superficie di apertura del concentratore sia sempre perpendicolare alla radiazione incidente, in modo da avere una corretta concentrazione dei raggi solari in qualsiasi momento della giornata. Le superfici riflettenti e gli eliostati con il tempo subiscono un graduale deterioramento delle prestazioni ottiche e devono essere quindi sottoposte frequentemente a manutenzione per rimuovere la sporcizia che si deposita. Il raggiungimento di elevate temperature da un lato permette di avere vantaggi termodinamici, ma dall'altro rende necessario l'utilizzo di materiali resistenti, con implicazioni economiche e tecnologiche. Un altro aspetto negativo riguardante le tecnologie a concentrazione solare è la bassa densità superficiale dell'energia, che comporta la necessità di occupare vaste aree di territorio per gli impianti. Quest'esigenza muta il paesaggio, e per questo motivo spesso crea perplessità nell'opinione pubblica. Una soluzione a questo problema potrebbe essere l'utilizzo di territori poco popolati; l'installazione di questi impianti, inoltre, non ha effetti irreversibili sul suolo utilizzato, in quanto è possibile rimuovere tutte le apparecchiature a fine vita.

Un importante aspetto da considerare, è proprio il luogo in cui gli impianti vengono installati. È importante che vengano costruiti in zone con buona esposizione solare, terreno poco costoso, spesso in aree desertiche; dall'altro lato però, l'energia solitamente serve lontano dai luoghi di produzione, dove la popolazione vive e dove il costo dei terreni è superiore. Bisogna quindi considerare lunghe distanze per il trasporto dell'energia prodotta ed è importante la scelta del vettore energetico da utilizzare.

Un impianto CSP per la produzione di energia elettrica è composto da diversi componenti:

- Il concentratore: un sistema che utilizza superfici riflettenti per concentrare su una piccola area l'energia solare (o “la radiazione solare diretta”) di una vasta zona;
- Il ricevitore solare: è la superficie che riceve tutta la radiazione solare riflessa dal

concentratore, minimizzando le perdite;

- Il fluido termovettore primario: è il fluido che assorbe calore dal ricevitore e lo trasferisce al resto dell'impianto. Ne esistono di diverse tipologie che vanno dall'acqua ai più moderni sali fusi;
- Il fluido termovettore secondario: è il fluido di lavoro che assorbe calore dal fluido primario e compie il ciclo termodinamico nella turbina;
- L'accumulatore termico: è un sistema che serve per omogeneizzare la temperatura del fluido secondario prima di arrivare all'evaporatore, dove si ha il passaggio di stato da liquido a gas. A seconda della configurazione dell'impianto, l'evaporatore può coincidere con l'accumulatore (nel caso in cui l'evaporazione avvenga al suo interno) oppure possono essere due componenti separati e collegati da un circuito (Figura 1.2). Il serbatoio per l'accumulo termico serve anche per permettere la produzione di energia nei periodi di assenza di luce solare diretta (es. di notte o in condizioni meteorologiche di nuvolosità);
- La macchina termica: solitamente è una turbina a vapore o a fluido organico (per basse temperature di lavoro) o un motore Stirling, ed è collegata a un generatore per la produzione di energia elettrica;
- Il condensatore: questo componente si trova in uscita dalla turbina e serve per riportare allo stato liquido il fluido secondario, permettendogli così di ricominciare il ciclo termodinamico [4];

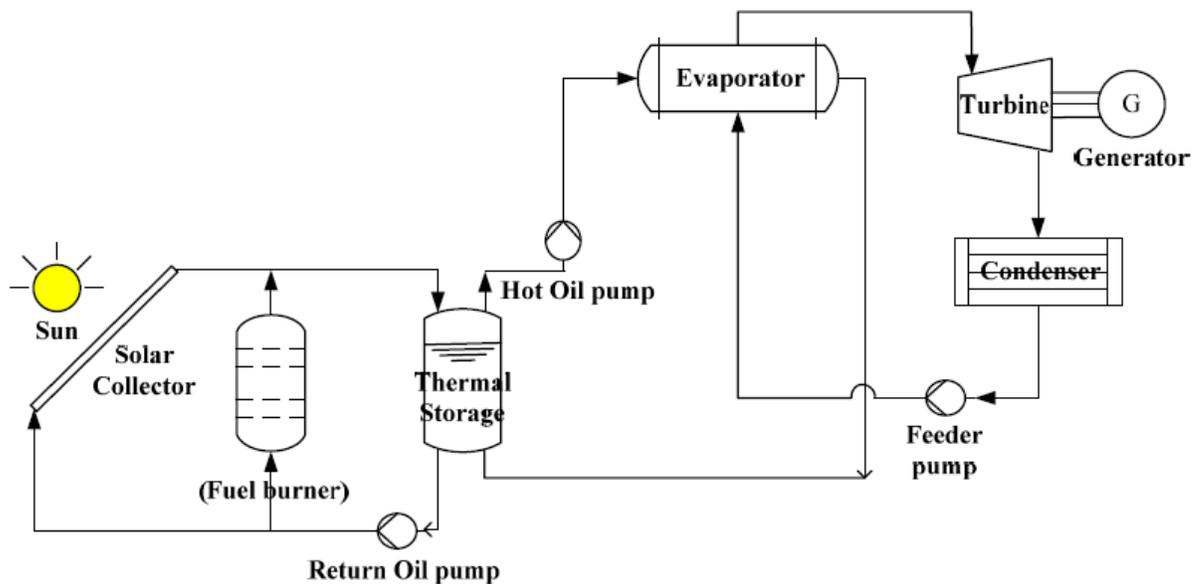


Figura 1.3 - Schema di un sistema a concentrazione solare per la produzione di energia elettrica [4]

1.2 Classificazioni degli impianti CSP

Gli impianti solari a concentrazione si distinguono in base alla collocazione del punto focale, che è il luogo in cui i raggi solari vengono concentrati per permettere la generazione di vapore e la conseguente generazione di elettricità. Il principio di funzionamento è lo stesso per ogni tipologia di impianto e si basa sulle leggi fisiche dell'ottica classica, principalmente sui principi di riflessione (tramite specchi) e rifrazione (tramite lenti).

I sistemi CSP possono essere suddivisi in due classi:

- Sistemi imaging → riproducono un'immagine della fonte luminosa riflettendola sul ricevitore e permettono il raggiungimento di temperature molto elevate. Questi sistemi sono composti da un concentratore molto ampio e da una superficie assorbente che deve essere molto piccola per evitare perdite termiche dovute alle alte temperature. I sistemi imaging

hanno bisogno di un sistema di inseguimento solare che deve essere il più preciso possibile, perché piccoli errori nel posizionamento della superficie riflettente impediscono una corretta concentrazione dei raggi solari. Tali sistemi sfruttano principalmente la radiazione diretta che deve essere sempre perpendicolare alla superficie di apertura del concentratore e risultano essere economici solo su larga scala. I concentratori più utilizzati appartenenti a questa categoria di sistemi sono i collettori parabolici (lineari e a disco), i Fresnel e gli impianti a torre centrale.

- Sistemi non-imaging → sono progettati per ottenere la più alta concentrazione possibile riflettendo sul ricevitore tutta la radiazione solare intercettata. Sono caratterizzati da un grande angolo di accettazione (definito come l'angolo massimo con cui la luce può essere catturata da un concentratore solare) che permette di sfruttare sia la radiazione diretta che quella diffusa e per questo motivo non hanno bisogno di un sistema di inseguimento solare. Questi sistemi non sono molto precisi ma sono più flessibili; l'immagine della sorgente luminosa non viene riprodotta, ma viene conservata l'energia totale incidente sull'apertura del concentratore. I sistemi non-imaging più utilizzati sono i Compound Parabolic Concentrator (CPC) e sono utili per aumentare l'efficienza di un sistema con costi contenuti ed in zone in cui l'irraggiamento solare non è troppo elevato, come per esempio in aree umide caratterizzate da una radiazione diffusa molto elevata.

In letteratura, i sistemi solari a concentrazione possono essere classificati anche in base alla geometria della superficie assorbente, ed è quindi possibile avere:

- Concentratori lineari → l'irraggiamento solare è riflesso e concentrato su una superficie tubolare lineare. Fanno parte di questa categoria i collettori Fresnel e quelli parabolici lineari

- Concentratori puntuali → riflettono tutto l'irraggiamento su un unico ricevitore puntuale; a questa categoria appartengono i collettori parabolici a disco e quelli a torre centrale

I collettori solari a concentrazione attualmente utilizzati sono sostanzialmente di quattro tipologie:

- Collettori lineari Fresnel
- Collettori parabolici lineari
- Collettori parabolici a disco
- Collettori a torre centrale

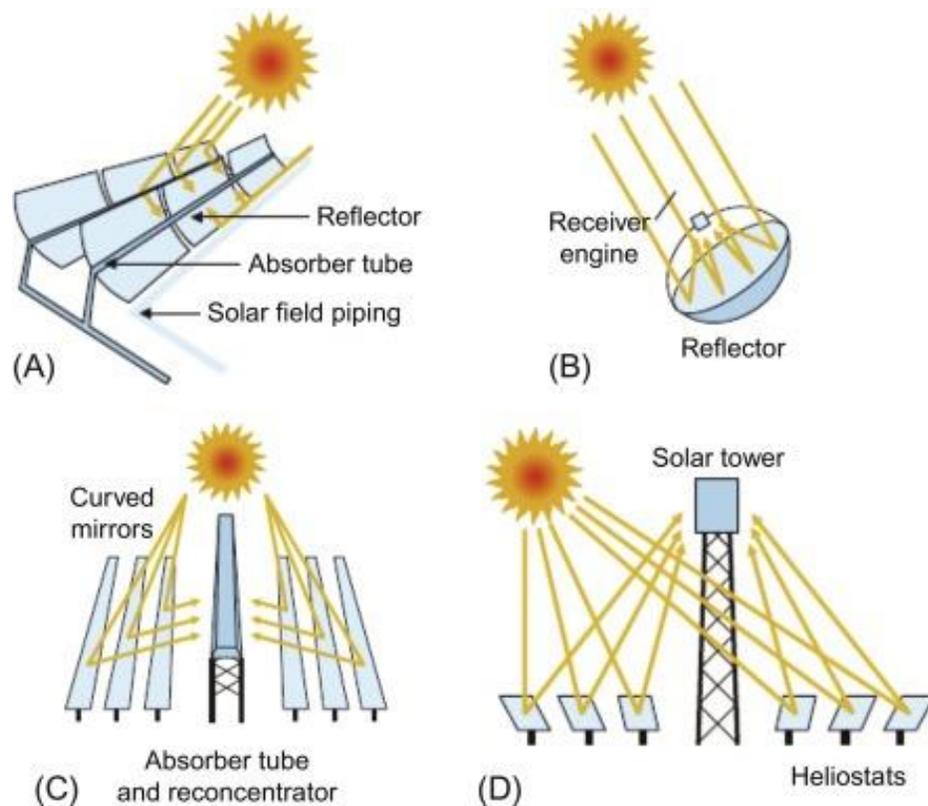


Figura 1.4 - Tipologie di collettori solari a concentrazione: (A) Collettori parabolici lineari – (B) Collettori parabolici a disco - (C) Collettori lineari Fresnel - (D) Collettori a torre centrale

1.2.1 Collettori lineari Fresnel (LFC)

I collettori Fresnel fanno parte dei collettori solari a sviluppo lineare, i quali concentrano l'energia solare con larghi specchi su un ricevitore lineare tubolare contenente un fluido che viene scaldato grazie alla riflessione dei raggi solari. Questa tecnologia è stata sviluppata per la prima volta in Italia nel 1961 presso l'Università di Genova da Giovanni Francia, il quale dimostrò che questa tipologia di collettori permetteva il raggiungimento di elevate temperature che potevano essere utilizzate per produrre lavoro. Durante la crisi petrolifera del 1973, alcune aziende iniziarono ad approfondire questa nuova tecnologia, che rimase inutilizzata fino agli inizi del 1990.

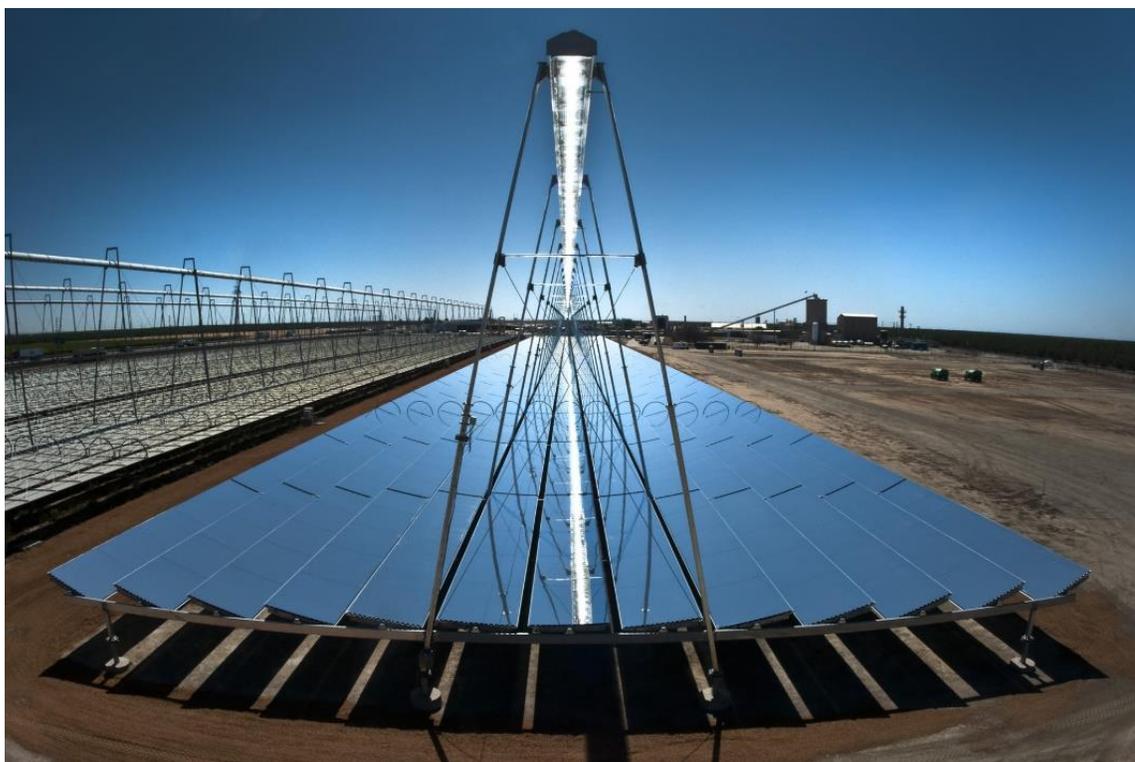


Figura 1.5 - Collettori lineari Fresnel nel campo solare in Rajasthan

I collettori Fresnel sono disposti su file parallele che solitamente vengono orientate in direzione nord-sud per massimizzare la concentrazione di energia durante l'anno; sono presenti specchi piatti (o leggermente curvi) montati a terra in una configurazione tale da riflettere l'irraggiamento solare su un ricevitore tubolare posto sopra ad essi nel loro asse focale e rivolto verso il terreno. L'energia concentrata riscalda il fluido termovettore presente all'interno del ricevitore, il quale alimenta poi un ciclo termodinamico per produrre energia elettrica. Il fluido solitamente è un olio diatermico che, grazie alla sua capacità di rimanere allo stato liquido anche ad alte temperature, viene utilizzato (sfruttato) in uno scambiatore di calore per vaporizzare il fluido secondario che espanderà poi nella turbina del ciclo di potenza; in alcune configurazioni, il fluido termovettore primario può evaporare direttamente nel campo solare all'interno del ricevitore, e in questo modo si evita il costo di uno scambiatore di calore. Nei sistemi a sviluppo lineare sono spesso presenti degli accumulatori di calore, utilizzati per produrre elettricità di notte o quando le condizioni meteorologiche non sono favorevoli; in questo caso, il campo solare viene sovradimensionato in modo da riuscire sia a produrre energia elettrica nell'immediato, sia a riempire l'accumulo termico. I riflettori lineari Fresnel sono composti da più file (da 7 a 15) di specchi piani con larghezza di circa 50 cm e lunghezza di circa 100 m [5]. Le diverse file presentano ognuna un'orientazione differente e vengono movimentate indipendentemente l'una dalle altre in modo da concentrare la radiazione solare sul fuoco dove è situato il ricevitore tubolare. Questo sistema di inseguimento solare è necessario in quanto il sole assume diverse posizioni durante il giorno, ed è necessario che la variazione di posizione del sole sia seguita da un cambiamento nell'orientazione degli specchi. La rotazione per l'inseguimento solare riguarda solo i segmenti del concentratore, mentre il tubo ricevitore e la struttura di supporto rimangono fissi. In corrispondenza del fuoco è presente un riflettore secondario che consente di migliorare il rendimento dell'intero sistema. In un campo di collettori solari è molto probabile che ci siano piccoli errori ottici, quali per esempio una incompleta

riflessione degli specchi, piccoli errori di posizionamento o di inseguimento solare, un errato posizionamento del ricevitore o del riflettore secondario.

In una situazione ideale, tutto l'irraggiamento solare incidente sugli specchi dovrebbe essere riflesso lungo la direzione voluta; tuttavia, a causa delle imprecisioni (dovute anche alla rugosità del rivestimento della struttura riflettente), la radiazione riflessa potrebbe non essere diretta perfettamente sul ricevitore. Utilizzando un riflettore secondario la radiazione che, a causa di errori ottici, non incide sull'assorbitore può essere lo stesso concentrata su esso in quanto viene riflessa nuovamente dal secondo specchio. In questo modo, riducendo le perdite, l'efficienza dell'impianto aumenta.

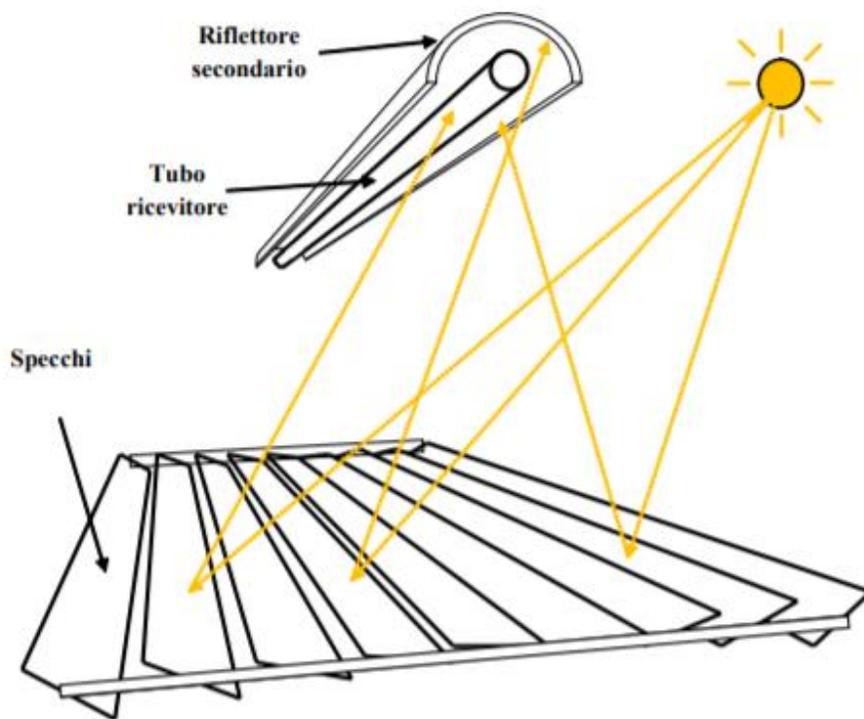


Figura 1.6 - Schema semplificato di un collettore lineare Fresnel con riflettore secondario [5]

Il tubo ricevitore può essere rivestito da una superficie selettiva che massimizza l'energia assorbita e minimizza quella emessa. La superficie assorbente deve essere progettata per avere una distribuzione di temperatura uniforme lungo la sezione, per evitare di degradare il materiale che compone il tubo. Solitamente, le temperature raggiunte dal fluido termovettore sono di 350-400 °C.

Questi riflettori presentano un'ampia apertura ed una ridotta lunghezza focale, diminuendo così il quantitativo di materiale necessario per la loro realizzazione; ciò risulta più vantaggioso rispetto ai collettori parabolici lineari, poiché si possono utilizzare specchi piani più semplici e meno costosi, con un sistema di movimentazione meno complesso. Tuttavia, anche le prestazioni risultano inferiori.

1.2.2 Collettori parabolici lineari (PTC)

I collettori parabolici lineari attualmente rappresentano la tecnologia più matura e sviluppata nell'ambito dei sistemi solari a concentrazione. Questa tecnologia utilizza collettori lineari a sezione parabolica che riflettono i raggi solari sul tubo ricevitore posto nel fuoco del paraboloide. La prima esperienza con i PTC risale al 1870 quando John Ericsson progettò e costruì un collettore di 3.25 m² che, producendo direttamente vapore all'interno del campo solare, permetteva la produzione di 373 W. Per molti anni questo sistema venne studiato e perfezionato, fino ad entrare nel mercato intorno al 1980 [6]. Nonostante sia la tecnologia CSP con il maggior grado di maturazione in commercio, risulta essere anche la meno efficiente a causa del basso rapporto di concentrazione (sotto i 100X).



Figura 1.7 - Collettori parabolici lineari dell'impianto di Ouarzazate, in Marocco

I collettori parabolici lineari sono composti da una lunga fila di specchi parabolici che riflettono i raggi solari su un ricevitore tubolare posizionato nel fuoco della parabola. Gli specchi sono rivestiti da un materiale riflettente tale da massimizzare il coefficiente di riflessione; il ricevitore, invece, è un tubo metallico nero provvisto di un rivestimento selettivo, che permette di avere un alto coefficiente di assorbimento e una bassa emissività in modo da ridurre le perdite per irraggiamento. Poiché è molto importante minimizzare anche le perdite termiche dovute alla convezione, il tubo ricevitore solitamente è ricoperto da un ulteriore tubo in vetro, nella cui intercapedine vengono mantenute le condizioni di vuoto. La copertura in vetro ha un rivestimento antiriflettente e necessita di essere pulito spesso per evitare che lo sporco riduca la quantità di radiazione assorbita.

Quando la parabola è puntata verso il sole, i raggi solari che entrano nell'apertura della parabola vengono riflessi dallo specchio parabolico verso l'assorbitore, il quale converte l'energia in calore e la trasferisce al fluido termovettore che scorre al proprio interno; il fluido caldo uscente dai collettori viene utilizzato per alimentare un ciclo termodinamico per la produzione di energia elettrica. Le temperature che si riescono a raggiungere dipendono dalla grandezza del campo solare e sono comprese tra i 50 e i 400 °C. Gli impianti a parabole lineari sono formati da una serie ordinata di loop di collettori parabolici (solitamente 4, 6 o 8 collettori) collegati a pettine alle tubazioni principali del fluido termovettore.

Il fluido "freddo" è trasportato dalla tubazione principale di mandata e, scorrendo nei tubi ricevitori, si scalda e ritorna caldo attraverso la tubazione principale di ritorno (Figura 1.8). I tubi principali sono divisi in diversi rami in modo che si realizzino diversi sottocampi, al centro dei quali si trova il blocco di generazione di potenza. I pannelli sono

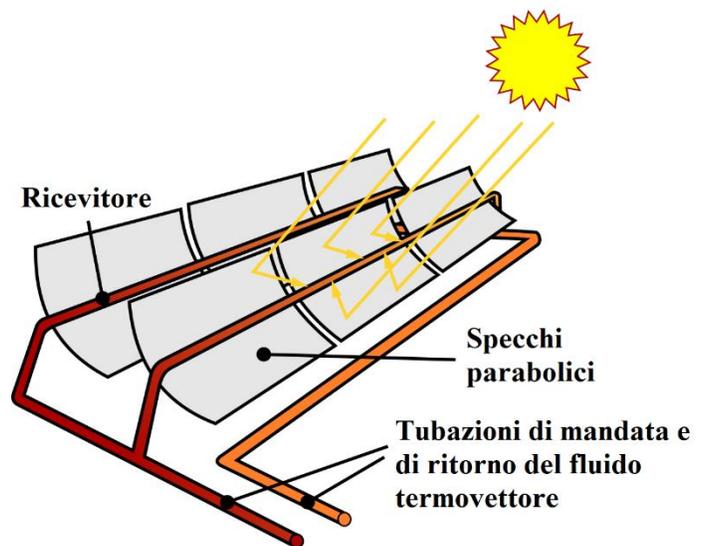


Figura 1.8 - Schema di un collettore parabolico lineare con tubazioni primarie e ramificazioni

dotati di un inseguitore solare automatizzato che ruota la parabola lungo l'asse longitudinale in modo da assecondare l'inclinazione dei raggi solari a seconda dell'orario (e quindi "seguendo" la posizione del Sole nel cielo). Solitamente come fluido termovettore si utilizza olio diatermico, tuttavia sono in corso sperimentazioni per l'impiego di sali fusi e per la generazione di vapore direttamente nel campo solare.

I collettori possono essere orientati in direzione nord-sud (seguendo il sole da est a ovest) o in

direzione est-ovest (seguendo il sole da nord a sud). Un orientamento E-O è vantaggioso perché necessita solo di piccoli aggiustamenti di posizione durante la giornata, soprattutto nelle ore centrali della giornata; tuttavia, le prestazioni dei collettori si riducono sensibilmente durante le prime e le ultime ore del giorno. In un orientamento N-S, invece, si ha la situazione opposta: le maggiori perdite si hanno verso mezzogiorno, mentre le minime nelle prime e ultime ore della giornata. Considerando l'energia raccolta durante un intero anno, l'orientamento dei collettori in direzione nord-sud permette in totale la raccolta di più energia ed in particolar modo in estate viene assorbita molta più energia rispetto ai mesi invernali, mentre un orientamento est-ovest presenta un assorbimento di energia più costante durante tutti i mesi dell'anno. Per questo motivo la scelta viene fatta in base alla latitudine del sito ed al tipo di funzionamento previsto per l'impianto.

Al fine di ridurre i costi di questi collettori, è importante che il rapporto resistenza/massa del materiale sia basso e che la progettazione della struttura del campo solare richieda tecniche di produzione il più possibili semplici ed economiche; gli studi attuali sono rivolti alla riduzione dei costi sia di produzione che di manutenzione [7].

1.2.3 Collettori parabolici a disco (DES)

I collettori parabolici a disco sono composti da una singola struttura che sostiene una superficie riflettente a forma di disco parabolico, la quale concentra la radiazione solare sul proprio fuoco dove è posizionato un sistema di conversione dell'energia, solitamente un motore a ciclo Stirling. Questa tipologia di collettori fa parte dei concentratori puntiformi poiché tutta la radiazione riflessa dalla superficie riflettente viene concentrata in un unico punto; il ricevitore perciò è una superficie puntuale, non una lunga tubazione come nel caso dei collettori lineari. I primi esemplari di questa tecnologia sono stati realizzati verso la metà degli anni '80 con risultati molto promettenti, soprattutto per ciò che riguardava il rendimento di conversione. Nonostante nel corso degli anni

siano stati sperimentati molti sistemi simili soprattutto negli Stati Uniti e si sia registrato un miglioramento nell'affidabilità di questi impianti, questa tecnologia non ha avuto lo stesso successo degli altri concentratori solari, probabilmente a causa degli elevati costi di realizzazione. Inoltre in un sistema che utilizza questa tecnologia non è facile predisporre un sistema di accumulo termico che utilizzi gli stessi principi di funzionamento descritti per gli altri tipi di impianti solari, e quindi non è possibile avere una fornitura costante di energia elettrica.

Un collettore a disco parabolico è costituito da una superficie riflettente a forma di paraboloide con un diametro che può variare da circa 5 m fino a più di 10 m e con un ricevitore solare che molto spesso è a cavità [8]; di solito al ricevitore è direttamente collegato il blocco motore-generatore. Tutto questo sistema è montato sopra ad una struttura portante in grado di orientare il riflettore con



Figura 1.9 - Campo di collettori parabolici a disco in Arizona, USA [8].

l'asse parallelo alla direzione dei raggi del sole. Tale movimento è automatizzato e permette al paraboloide di seguire la posizione del Sole in due direzioni; la struttura di supporto, pertanto, deve essere in grado di ruotare intorno a due assi. Questi collettori risultano molto efficienti proprio perché sono sempre puntati verso il Sole con molta precisione; inoltre, possiedono grandi rapporti di concentrazione (da 600 a 2000) e ciò consente di ottenere temperature altissime, addirittura superiori a 1500 °C. Un campo di concentratori parabolici ha una struttura modulare che permette di far funzionare indipendentemente singole unità, capaci di erogare ciascuna una potenza che va da circa 5 kW fino a più di 25 kW per i modelli più grandi; ciò rappresenta un grande vantaggio ed in Figura 1.9 è possibile notare l'autonomia di ogni collettore. Durante la predisposizione di un campo solare è opportuno distanziare sufficientemente le singole unità per evitare fenomeni di ombreggiamento sui collettori posti nelle file adiacenti.

I ricevitori solari utilizzati nei collettori a disco parabolico possono essere di tipo diretto o indiretto. I più utilizzati sono i primi, in cui il fluido che assorbe il calore proveniente dalla radiazione solare è direttamente il gas che viene utilizzato nel ciclo Stirling per la produzione di energia elettrica; solitamente in questo caso come fluido si utilizza elio o idrogeno e la generazione di energia elettrica avviene direttamente nel motore Stirling posto in prossimità del ricevitore. In alternativa, il calore prodotto dalla concentrazione solare può essere trasportato attraverso un sistema di tubi ad un generatore centralizzato, che raccoglie il fluido caldo da più collettori. Questa seconda tipologia di ricevitori è di tipo indiretto perché è presente un ulteriore fluido che permette la mediazione tra il loop del ricevitore e quello del motore. Anche in questo caso il motore maggiormente utilizzato è di tipologia Stirling, ma diminuisce il rendimento in quanto nel trasporto si aggiungono perdite di distribuzione del calore (poiché il fluido si trova ad altissime temperature).

Per questa tipologia di impianti solitamente si utilizza un unico riflettore di forma parabolica rivestito in argento o in alluminio, tuttavia esiste una possibile variante: è possibile utilizzare più specchi parabolici a membrana disposti uno affiancato all'altro e con un fuoco in comune, dove è posizionato il ricevitore e il relativo motore (Figura 1.10) [7].

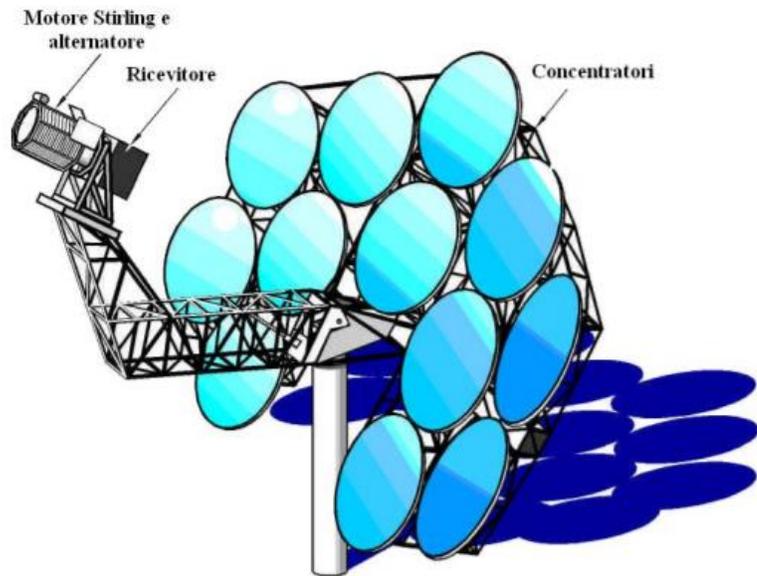


Figura 1.10 - Collettore con concentratori parabolici a membrana [7].

Uno dei primi esempi di applicazione di questa tecnologia è il campo solare di Maricopa in Arizona, composto da 60 collettori a disco che utilizzano idrogeno come fluido termovettore per alimentare il ciclo Stirling. Questa centrale ha una capacità di produzione di energia elettrica pari a 1,5 MW. È importante sottolineare come questa tecnologia, essendo composta da collettori indipendenti, possa essere facilmente utilizzata in zone remote e molto soleggiate.

1.2.4 Collettori a torre centrale (CRS)

Gli impianti a torre centrale sono una tipologia di collettori solari puntuali, in grado di concentrare in un unico punto tutta la radiazione che incide sulla superficie di raccolta. Un campo di collettori a torre centrale è composto da una grande quantità di specchi piani o leggermente concavi chiamati eliostati, che riflettono la radiazione solare incidente su essi verso un ricevitore comune posto su un'alta torre. All'interno del ricevitore si raggiungono temperature molto elevate che permettono la generazione di vapore ad alta temperatura e ad alta pressione; tale vapore viene poi utilizzato per

produrre elettricità nei pressi del ricevitore stesso oppure in una centrale posta nelle vicinanze, in cui il vapore viene trasportato attraverso un opportuno sistema di distribuzione. Il primo impianto commerciale costruito con questa tecnologia è il campo solare spagnolo PS 10, entrato in esercizio nel 2007 con 624 eliostati ciascuno da 120 m² (per un totale di 75000 m² di area occupata) e una potenza di 11 MWe [9].



Figura 1.11 - Vista aerea dell'impianto a torre centrale di Dunhuang, in Cina.

Questi impianti hanno rapporti di concentrazione di circa 300-1500, ed è quindi possibile raggiungere temperature superiori ai 1500 °C; proprio per questo motivo, questi sistemi sono ottimi per essere impiegati come integrazione di centrali elettriche convenzionali. Le centrali solari a torre centrale sono tipicamente costruite in larga scala e occupano una vasta area, come è possibile notare

in Figura 1.11. La posizione centrale del ricevitore è vantaggiosa per la concentrazione di energia, in quanto si risparmia sul trasporto del fluido da scaldare; tuttavia, la posizione fissa del ricevitore risulta una limitazione nella concentrazione di energia perché gli eliostati sono orientati con una determinata angolazione rispetto alla radiazione diretta e l'energia riflessa risulta minore rispetto a un concentratore parabolico lineare. Per questo motivo, al fine di raggiungere alti rapporti di concentrazione della radiazione solare, la dimensione del campo solare deve essere molto elevata, tenendo anche in considerazione gli aspetti legati all'utilizzo delle terre, all'impatto ambientale e al grande costo di investimento. Per le ragioni sopracitate, questa tecnologia ha un grande potenziale di sviluppo in zone desertiche e aride, in cui la radiazione solare è molto elevata e la terra ha un basso valore poiché è difficile utilizzarla per altri scopi (ad esempio per agricoltura).

La componente più importante e costosa di un impianto a torre centrale è sicuramente il parco di eliostati, composto da centinaia di specchi ognuno dei quali con una superficie da 40 m² fino a 100-120 m², montati su una struttura capace di ruotare con due gradi di libertà. Un singolo eliostato è composto da tante piccole superfici poste una a fianco all'altra, ciascuna delle quali leggermente curva in modo da far convergere al meglio i raggi riflessi. Il sistema di inseguimento solare degli eliostati è diverso da quello utilizzato per le altre tipologie di concentratori perché la radiazione non va indirizzata nel piano di simmetria dei collettori, ma su un ricevitore fisso; per questo motivo ogni specchio deve essere orientato indipendentemente da tutti gli altri, in modo da garantire la riflessione dei raggi solari sul ricevitore posto sulla cima della torre. La posizione di ogni singolo eliostato viene modificata da un sistema automatizzato, e il fatto che il campo solare sia composto da una grande quantità di riflettori rende il controllo complessivo dell'impianto molto complicato. L'efficienza di un parco di eliostati è valutata considerando il rapporto tra l'energia riflessa al ricevitore e l'energia totale ricevuta dal Sole (ottenuta moltiplicando la superficie totale degli specchi per la radiazione solare diretta). Per valutare l'efficienza è necessario tenere in

considerazione anche parecchi effetti di dispersione che vanno ad incidere negativamente sul rendimento dell'impianto. Tali fattori dipendono in parte dai singoli eliostati e in parte dalla disposizione complessiva di tutti gli eliostati e sono: l'effetto coseno, le perdite per riflessione ed ombreggiamento e l'effetto di blocco della luce. L'effetto coseno è dovuto al fatto che la normale alla superficie dell'eliostato non è parallela alla direzione dei raggi solari, ma forma con questa un

angolo θ , e ciò causa una riduzione della superficie riflettente utile (e quindi una riduzione dell'energia riflessa) che dipende dal coseno dell'angolo θ . Come è possibile notare dalla Figura 1.12, l'eliostato A presenta minori perdite dovute all'effetto coseno in quanto la normale alla superficie punta verso la torre centrale, mentre l'eliostato B ha una netta riduzione dell'area utile di riflessione [10]. Un'ulteriore

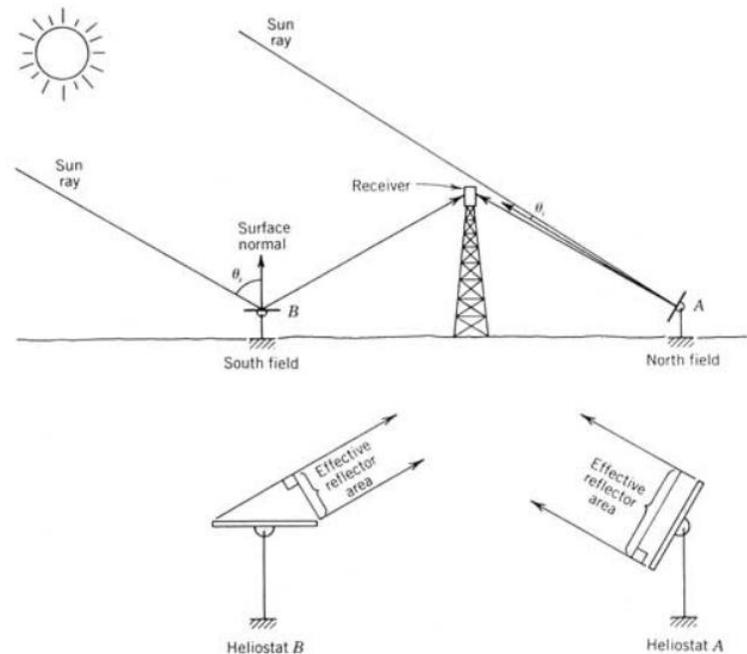


Figura 1.12 - Effetto coseno per due eliostati situati in direzioni opposte rispetto alla torre centrale [10].

diminuzione dell'efficienza di un campo di eliostati è dovuta alla presenza di perdite per riflessione ed ombreggiamento. Le prime sono causate dall'imperfetta riflessione dello specchio, mentre le seconde sono dovute al fatto che un eliostato possa trovarsi parzialmente coperto dall'ombra di un eliostato situato nelle vicinanze, causando quindi una diminuzione della superficie utile riflettente. Un altro effetto da non trascurare è quello di blocco della luce (dall'inglese "*Blocking losses*") che è presente quando la radiazione riflessa dall'eliostato impatta sul retro dell'eliostato situato nella fila davanti causando quindi una diminuzione dell'energia che arriva al ricevitore [11]. Ulteriori

perdite si possono avere nel tragitto tra gli specchi e la torre: l'attenuazione atmosferica, dovuto allo scattering causato dall'aria, e le perdite per spillage che riguardano la frazione di energia riflessa dall'eliostato che non è perfettamente direzionata verso il ricevitore e non viene quindi raccolta da esso. I fattori che determinano le prestazioni di un parco solare sono molteplici, e proprio per questo motivo vengono utilizzati complessi processi computazionali iterativi per calcolare le posizioni ottimali degli eliostati. In particolar modo esistono due configurazioni che sono molto utilizzate per la disposizione degli specchi: nella prima, gli eliostati circondano totalmente la torre centrale che riceverà quindi la radiazione da tutti i lati, mentre nella seconda essi sono posizionati a nord della torre (e a sud nell'emisfero australe) e il ricevitore presenta una superficie di assorbimento chiusa sugli altri lati.

Un altro importante componente in un impianto a torre centrale è il ricevitore solare. Poiché le temperature raggiunte in questa tipologia di impianto sono maggiori rispetto agli altri collettori, è necessario utilizzare criteri costruttivi e materiali opportuni, al fine di garantire affidabilità e durabilità al sistema. Il ricevitore è posto sulla cima della torre in un punto tale da intercettare tutta la radiazione solare riflessa dagli eliostati; l'energia assorbita viene poi trasferita ad un fluido termovettore. Ci sono due principali tipologie di ricevitori: esterni e a cavità. Nei ricevitori esterni la radiazione solare incide sulla superficie esterna, la quale è composta da tanti tubi verticali saldati uno a fianco all'altro per formare una superficie cilindrica. Nella parte superiore e inferiore sono posti due collettori principali: quello nella zona sottostante contiene il fluido termovettore freddo che viene poi suddiviso nei vari tubi che compongono il ricevitore

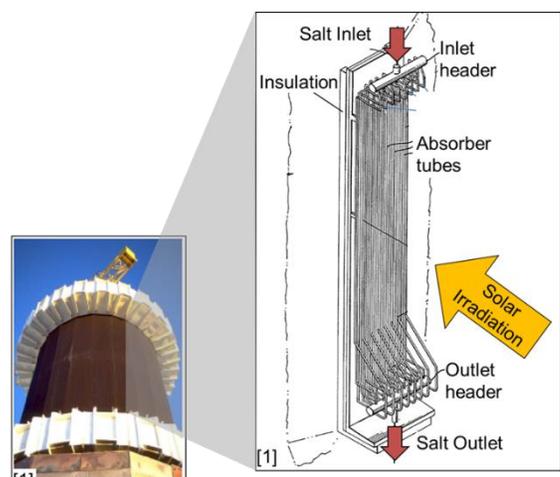


Figura 1.13 - Schema di un ricevitore solare esterno

e su cui incide la radiazione di tutti gli eliostati, mentre il collettore posto sopra al ricevitore serve per raccogliere il fluido caldo proveniente da tutte le tubature. I ricevitori a cavità, invece, sono costituiti da una struttura simile ad un contenitore all'interno del quale la radiazione solare entra attraverso un'apertura (spesso chiusa da una "finestrella" in materiale trasparente) e viene raccolta e trasferita al fluido termovettore che scorre nei tubi che rivestono le pareti interne (vedere Figura 1.14). Un ricevitore solare presenta numerose perdite termiche ed ottiche, la somma delle quali deve essere minimizzata. Le

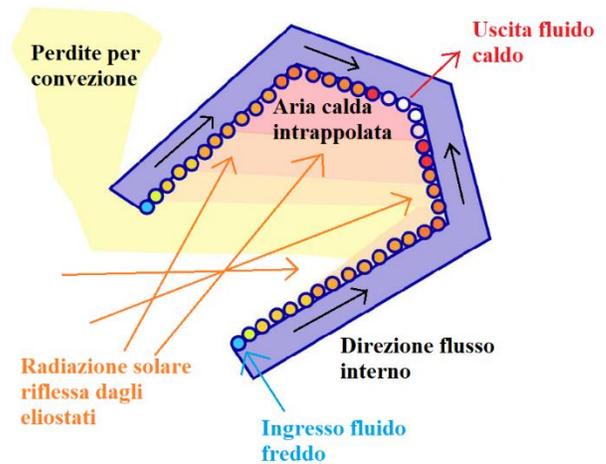


Figura 1.14 - Schema di un ricevitore solare a cavità

perdite ottiche possono essere studiate tramite un'analisi di tracciamento dei raggi solari, utilizzando un modello che includa sia il ricevitore che il collettore; le perdite termiche invece, dipendono dalle dimensioni del ricevitore in quanto sono proporzionali all'area interna dello stesso. La superficie di apertura di un ricevitore a cavità è solitamente $1/3$ o $1/2$ dell'area interna e questo valore si ottiene tenendo in considerazione due fattori: una grande apertura permette l'ingresso di una maggiore radiazione riflessa evitando perdite per spillage (con un'apertura più ampia c'è meno probabilità che i raggi riflessi non entrino nell'apertura), però avrà molte perdite termiche poiché queste sono proporzionali all'area interna del ricevitore. Per questo motivo, l'area ottimale di apertura si ottiene bilanciando entrambi gli effetti sopracitati. Ulteriori perdite riguardano la radiazione che viene riflessa dal ricevitore e quella che viene assorbita da esso; queste perdite sono presenti in tutti i ricevitori. Un'accurata progettazione permette di diminuire le perdite termiche ed ottiche al ricevitore, massimizzando la temperatura che si raggiunge internamente e minimizzando quella esterna (una elevata temperatura esterna significa avere grandi perdite termiche per

conduzione). Un modo per minimizzare le perdite radiative, invece, è utilizzare superfici selettive con alto coefficiente di assorbimento e bassa emissività. Un altro fenomeno che non va trascurato è quello delle perdite per convezione (Figura 1.14) che sono nell'ordine dell'1% per i ricevitori cilindrici e poco inferiori per quelli a cavità; la modifica della forma della cavità permette la riduzione di tali perdite. Un ulteriore metodo per minimizzare le perdite convettive è la chiusura dell'apertura del ricevitore attraverso una "finestra" trasparente (nonostante possa causare perdite per riflessione) o l'utilizzo di deflettori d'aria per la riduzione delle correnti calde all'interno del ricevitore; è importante considerare che le finestrelle in vetro sono soggette a rottura e ciò può essere pericoloso nel caso in cui il ricevitore contenga gas in pressione [11]. I fluidi termovettori maggiormente utilizzati sono l'aria, l'acqua, i sali fusi, sodio liquido o particelle solide e generalmente è anche presente un sistema di accumulo del calore.

Nonostante i concentratori a torre centrale siano una tecnologia meno matura, negli ultimi 15 anni sono stati studiati e testati diversi sistemi sperimentali in diverse località, dimostrando la fattibilità ingegneristica ed il potenziale commerciale. Solitamente si tratta di sistemi mediamente grandi che producono più di 10 MWe e per tale ragione beneficiano dei vantaggi dell'economia di grande scala, come per esempio un payback period inferiore a quello degli altri sistemi a concentrazione solare; ciò è dovuto al fatto che possono essere utilizzati anche come integrazione a cicli a vapore e a cicli combinati con turbine a gas [7].

1.3 Possibili tipologie di applicazione

Le possibili applicazioni degli impianti a concentrazione solare dipendono principalmente dalla temperatura che riesce a raggiungere il fluido termovettore in uscita dal ricevitore:

- Media-bassa temperatura (120-220 °C): in questo range di temperatura il calore è

principalmente utilizzato per la produzione di calore di processo a bassa temperatura, per impianti di desalinizzazione e per impianti di produzione del freddo (solar cooling) attraverso l'utilizzo di macchine ad assorbimento.

- Alta temperatura (220-1000 °C): quando si raggiungono queste temperature solitamente il calore viene fornito a cicli termodinamici per la produzione di energia elettrica. Questo è il principale mercato delle tecnologie solari a concentrazione e nel mondo sono installati centinaia di MW di potenza.
- Altissima temperatura (>1000 °C): quando si raggiungono temperature così elevate, il calore prodotto è utilizzato per alimentare cicli termochimici, in particolar modo per la produzione di idrogeno solare.

1.3.1 Raffrescamento solare

Il raffrescamento solare (o “solar cooling”) è una delle principali applicazioni possibili per lo sfruttamento del calore a media temperatura; attraverso questa tecnologia è possibile ottenere il freddo a partire dal Sole. Il grande vantaggio di questi impianti risiede nella contemporaneità di irraggiamento solare e fabbisogno di refrigerazione; il picco della domanda di raffrescamento corrisponde al periodo in cui è disponibile una maggiore radiazione solare e quindi il solar cooling è una soluzione ideale per la riduzione dei costi energetici dei sistemi di condizionamento. Il raffrescamento si ottiene utilizzando macchine ad assorbimento o ad adsorbimento; queste macchine consentono il trasferimento di calore da una sorgente a bassa temperatura ad una a temperatura più alta sfruttando la naturale igroscopicità di alcuni materiali (quali bromuro di litio o acqua e ammoniaca) per generare un ciclo frigorifero continuamente rigenerato dal calore solare. Nei chiller ad assorbimento utilizzati per la produzione del freddo, la compressione termica del refrigerante viene sostituita dall'utilizzo di una soluzione assorbente e una fonte di calore,

rimpiazzando così l'energia elettrica che servirebbe per alimentare il compressore; vengono così introdotte le fasi di generazione ed assorbimento per sostituire la compressione. Il liquido utilizzato come refrigerante (o soluzione assorbente) è solitamente una soluzione di bromuro di litio ($H_2O/LiBr$). Nell'evaporatore il fluido da raffreddare cede calore al refrigerante, il quale evapora poiché si trova in condizioni di bassa pressione e presenta un punto di ebollizione sufficientemente basso; il fluido refrigerato può così essere utilizzato per il raffrescamento degli ambienti. Il refrigerante vaporizzato viene quindi assorbito nell'assorbitore da una soluzione di bromuro di litio e acqua che viene mandata al generatore, ottenendo così una soluzione diluita; nell'assorbitore viene fatta passare una portata di acqua di raffreddamento per evitare che si innalzi la temperatura. Nel generatore la soluzione diluita viene fatta bollire utilizzando il calore prodotto dal sistema CSP in modo da far evaporare l'acqua e riportare la soluzione a valori di concentrazione tali da permetterle di compiere un ulteriore ciclo. L'ultimo componente presente in una macchina ad assorbimento è il condensatore che ha la funzione di condensare il refrigerante in modo da poter essere convogliato nuovamente nell'evaporatore e ricominciare il ciclo [11]. Nel condensatore si sfrutta la stessa portata di acqua di raffreddamento che si utilizza nell'assorbitore. Esistono macchine a singolo o doppio effetto: in quelle a singolo effetto si utilizza una fonte di calore a temperature superiori agli $80\text{ }^\circ\text{C}$ e il COP va da 0.6 a 0.8, mentre per quelle a doppio effetto serve una temperatura di circa $140\text{ }^\circ\text{C}$ poiché sono presenti due stadi al generatore ed è possibile raggiungere un COP di 1.0-1.2. La diffusione di questa tecnologia sul mercato è lenta perché il costo è elevato considerando che sono macchine di bassa potenza (quindi sono convenienti per l'utilizzo solo in grosso impianti); inoltre, presentano un basso coefficiente di prestazione (COP, dall'inglese "Coefficient Of Performance").

Il solar cooling è una tecnologia non ancora completamente matura ma molto promettente dal punto di vista del potenziale risparmio energetico. L'attività di ricerca e sviluppo si concentra sullo

sviluppo di sistemi di piccola e media taglia che utilizzino nuovi fluidi e nuove configurazioni del sistema riducendo i costi. Un impianto di raffrescamento pilota è stato installato anche a Bergamo e utilizza il calore prodotto da 6 moduli di collettori Fresnel lineari (132 m² di superficie) per alimentare una macchina ad assorbimento di tipo acqua/ammoniaca (NH₃/H₂O) [7].

1.3.2 Produzione di calore di processo

I sistemi a concentrazione solare a media temperatura si prestano molto bene alla produzione di calore di processo che viene solitamente utilizzato nei processi industriali che necessitano di una sorgente calda. I range di temperatura richiesti dipendono dall'applicazione specifica considerata, e in tabella sono pertanto riportati alcuni tra i processi più tipici dell'industria:

Tabella 1 - Temperature necessarie per tipici processi industriali, realizzabili con tecnologia a concentrazione solare a media temperatura [7].

Settore industriale	Processo produttivo	Temperatura [°C]
Alimentare e bevande	Lavaggio	80-150
	Pastorizzazione	80-110
	Sterilizzazione	130-150
	Essiccazione	130-240
	Cottura	80-100
Industria plastica	Estrusione ed essiccazione	150-180
Industria chimica	Trattamento termico	150-180
	Bollitura	95-100
	Distillazione	110-300
	Essiccazione	150-180
Cartiero	Candeggio ed essiccazione	130-180
Tessile	Lavaggio	80-100
	Trattamento termico	80-130
	Candeggio	60-100
	Tintura	100-160
Lavanderie industriali	Lavaggio a vapore	150

Confrontando le curve di rendimento delle diverse tipologie di collettori, è evidente che per temperature superiori ai 100 °C il rendimento più alto è quello dei concentratori Fresnel.

Solitamente vengono utilizzati due circuiti separati tra il fluido termovettore primario e il fluido per il processo ed è quasi sempre presente un serbatoio di accumulo per rendere regolare la fornitura di calore. La maggior parte dei sistemi solari a concentrazione presenta sistemi di sicurezza che devono intervenire in condizioni atmosferiche sfavorevoli per salvaguardare l'integrità dei collettori stessi. La struttura modulare dei collettori permette al sistema di "spegnersi" mettendosi fuori fuoco; ciò è utile quando si raggiunge una temperatura troppo elevata nel serbatoio di accumulo, per esempio in condizioni di prolungato irraggiamento e non utilizzo del calore come nei fine settimana (per le industrie che non lavorano la domenica). Un esempio di applicazione di questa tecnologia viene dalla Sundrop Farms, una grande azienda orticola australiana che produce pomodori utilizzando fonti di energia rinnovabili. Il sistema presente in questa azienda permette di ottenere elettricità, calore e acqua dolce a partire dal Sole e dall'acqua del mare. Nell'azienda è presente un concentratore a torre centrale con 23000 eliostati, una torre alta 127 m e una potenza termica di $36.6 \text{ MW}_{\text{th}}$. L'elettricità prodotta dalla turbina a vapore alimentata dal sistema CSP, viene utilizzata per alimentare i sistemi ausiliari presenti nella serra dove vengono coltivati i pomodori. Parte del calore prodotto dal campo solare viene anche utilizzato per alimentare un sistema di desalinizzazione dell'acqua di mare prelevata dal Golfo di Spencer, al fine di utilizzare l'acqua distillata per irrigare le piantagioni. I risultati che si ottengono sono 250.000 m^3 di acqua desalinizzata, 1.7 GWh/y di elettricità e 20 GWh/y di calore per riscaldare le serre. Grazie a questo impianto, il 15% di pomodori australiani (17.000 tonnellate annue) viene prodotto sfruttando solamente l'energia del Sole, consentendo un risparmio di 400.000 tonnellate di CO_2 ogni 25 anni [12].

1.3.3 Produzione di potenza

La produzione di potenza è il principale mercato delle tecnologie solari a concentrazione, le quali si trovano a competere direttamente con il solare fotovoltaico e con l'eolico. La produzione di elettricità è conveniente nel momento in cui il calore che si ottiene dal sistema CSP è ad alta temperatura (250-1000 °C). L'integrazione della tecnologia CSP agli impianti convenzionali è utile per aumentare la potenza dell'impianto o per diminuire il consumo di combustibile e di conseguenza le emissioni di gas serra. L'impiego di impianti ibridi (ovvero funzionanti sia con fonte solare che convenzionale) risulta essere vantaggiosa in quanto si ha la possibilità di produrre elettricità anche nelle ore notturne e in condizioni di scarso irraggiamento, senza dover installare un accumulo termico e risparmiando quindi sui costi fissi. Per generare energia elettrica partendo dal fluido caldo fornito dal sistema CSP è necessario installare un blocco di potenza che converta l'energia termica del fluido in lavoro meccanico e poi in elettricità. I cicli termodinamici più utilizzati in accoppiamento con i sistemi a concentrazione solare sono i seguenti: il ciclo Stirling, il ciclo Brayton e il ciclo Rankine.

- **Ciclo Stirling:** è solitamente utilizzato negli impianti con disco parabolico ed è posizionato subito dietro al fuoco della parabola (Figura 1.15 (a)). Questo ciclo termodinamico inizia con un'espansione isoterma durante la quale viene fornito calore dal concentratore e il volume del gas (idrogeno o elio) aumenta mentre la pressione diminuisce. Nel secondo step, avviene una trasformazione isocora in cui la temperatura e la pressione diminuiscono. Successivamente il gas viene compresso mantenendo costante la temperatura, e quindi il volume diminuisce mentre la pressione aumenta. L'ultima trasformazione per chiudere il ciclo è un'isocora in cui si aumenta sia la temperatura che la pressione del gas, riportandolo al suo stato iniziale. Poiché questo ciclo è utilizzato principalmente per i collettori a disco

e si trova nelle vicinanze dell'assorbitore, risulta difficile avere un sistema di accumulo. È stato sviluppato un prototipo con un piccolo accumulo con materiali a cambiamento di fase e la ricerca si muove in questa direzione.

- **Ciclo Brayton:** questo ciclo termodinamico è il ciclo teorico delle turbine a gas e può essere riassunto in 4 fasi (Figura 1.15 (b)). Nella prima si ha la compressione adiabatica del gas durante la quale aumentano sia la pressione che la temperatura del gas. Successivamente si ha una trasformazione isobara in cui viene fornito al gas il calore proveniente dal concentratore solare per aumentare il volume e la temperatura. Nel terzo step si ha un'espansione adiabatica durante la quale si produce lavoro diminuendo pressione e temperatura ed aumentando il volume. Nell'ultima trasformazione si diminuiscono volume e temperatura del gas rimuovendo calore, e in questo modo il fluido ritorna allo stato fisico iniziale. Una delle tecnologie più promettenti è il ciclo di Brayton a CO₂ supercritica che permette di ottenere elevata efficienza a costi contenuti. In questo caso, il fluido di lavoro è l'anidride carbonica ed è possibile utilizzarla in condizioni supercritiche senza avere condizioni termodinamiche estreme.
- **Ciclo Rankine:** è una tecnologia ormai matura e molto utilizzata nelle centrali termoelettriche e nei sistemi CSP. Il fluido motore che compie il ciclo è il vapor acqueo sia in forma liquida che aeriforme e si utilizza una turbina a vapore per la produzione di lavoro. Anche questo ciclo termodinamico è composto da 4 fasi (Figura 1.15 (c)): compressione, vaporizzazione, espansione adiabatica e condensazione. Questi step verranno descritti in maniera più approfondita nel Capitolo 2.

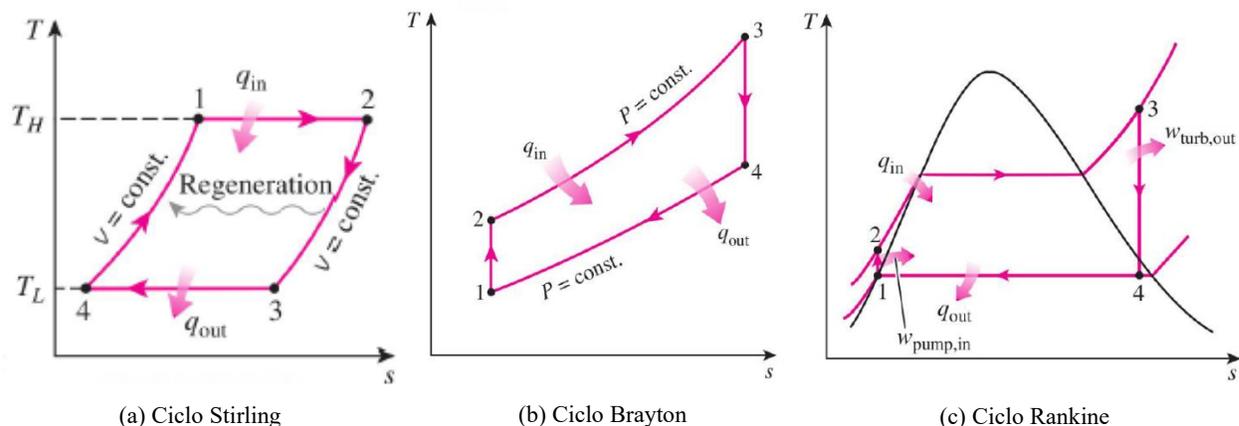


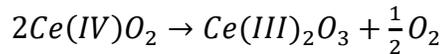
Figura 1.15 – Diagramma T-s dei cicli di potenza Stirling, Brayton e Rankine

1.3.4 Produzione di idrogeno – Cicli termochimici

I sistemi a concentrazione solare che producono calore ad alta temperatura possono essere sfruttati in un ciclo termochimico per la produzione di idrogeno. L'utilizzo dell'idrogeno come vettore energetico consente di trasferire su grandi distanze l'energia prodotta in zone remote (dove spesso sono presenti impianti CSP) senza avere perdite di trasmissione, così come avviene per i combustibili fossili. Attualmente il processo più maturo per la produzione di idrogeno è l'elettrolisi che utilizza energia elettrica e presenta rendimenti non molto elevati; utilizzando pannelli fotovoltaici per produrre elettricità ed alimentare un elettrolizzatore, si raggiunge un rendimento globale dell'ordine del 12%. L'utilizzo di sistemi CSP per la produzione di idrogeno attraverso processi termochimici promette di arrivare ad elevati rendimenti di conversione, indispensabili per una produzione competitiva (rendimento globale fino al 46%) [13].

I cicli termochimici sono costituiti da una serie di reazioni endotermiche di ossidoriduzione che permettono di ottenere la dissociazione termica dell'acqua (H_2O) utilizzando del calore ad alta temperatura (500-2000 °C), ottenendo quindi in output idrogeno (H_2) e ossigeno (O_2). Un esempio di cicli termochimici sono quelli ad ossidi di cerio che si basano su due reazioni:

- Una reazione di riduzione della ceria che avviene ad alte temperature (circa 2000 °C) sfruttando il calore derivante dal concentratore solare:



- Una reazione di ossidazione che avviene ad un livello termico inferiore (circa 400 °C) in cui la ceria viene ossidata rilasciando idrogeno:

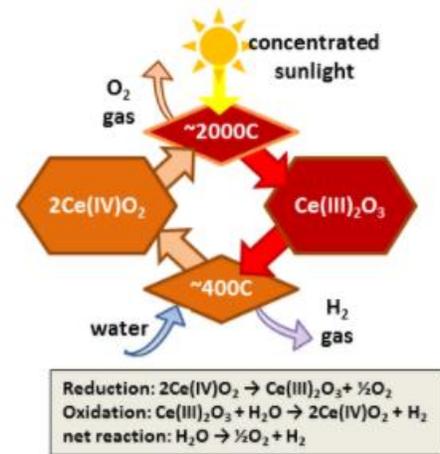
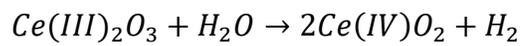


Figura 1.16 - Rappresentazione di un ciclo termochimico ad ossidi di ceria [44]

La reazione netta che deriva dall'intero processo è: $H_2O \rightarrow \frac{1}{2}O_2 + H_2$.

Attraverso questo processo è possibile produrre idrogeno senza emissioni di gas serra. Attualmente sono in corso studi per il miglioramento dell'efficienza e della durabilità dei materiali utilizzati, e per l'abbattimento dei costi del campo solare.

1.4 Sviluppi futuri

Gli impianti a concentrazione solare, come visto precedentemente, possono essere utilizzati per diversi processi senza emettere gas serra. Questo fattore con il passare degli anni risulta sempre più rilevante e quindi sono in fase di studio e sperimentazione nuovi componenti per rendere gli impianti più efficienti e convenienti anche su piccola scala. Per esempio, nell'ambito dei sistemi a torre centrale, sono in studio grossi parchi di eliostati con più torri (e quindi ricevitori); a seconda della posizione del Sole nel cielo, alcuni eliostati direzioneranno i raggi riflessi verso un ricevitore piuttosto che verso un altro, a seconda di cosa risulta più conveniente. In questo modo, sembra che l'efficienza dell'impianto aumenti. La ricerca si concentra anche sugli accumulatori di energia, cercando di aumentare la temperatura massima di stoccaggio. A tal proposito, sono in studio sistemi

che utilizzano nuovi materiali per gli accumulatori a Sali fusi in modo da diminuire i costi e aumentare la temperatura; il problema principale rimane però la corrosione. La Vast Solar per esempio ha investito sul sodio liquido che presenta una bassa temperatura di scioglimento (91 °C) mentre la temperatura di accumulo è di circa 800 °C. Un altro ambito di ricerca e sviluppo sono i ricevitori a particelle solide nei quali scorre una sospensione densa di gas e particelle. A differenza dei fluidi termovettori convenzionali, le particelle solide sono in grado di accumulare e conservare il calore a temperature più elevate (fino a 1.000 °C); in Arabia Saudita si sta provando ad utilizzare anche la sabbia rossa del deserto come fluido primario. Ulteriori studi riguardano i cicli di potenza; come detto in precedenza, i più utilizzati sono i cicli Rankine, Brayton e Stirling. Tuttavia, sono in fase di sperimentazione anche altri cicli, come per esempio il ciclo Rankine Organico (che verrà approfondito nel prossimo capitolo), il ciclo Brayton con argon ed elio e quello a CO₂ supercritica, nel quale la potenza richiesta al compressore è minore e l'intera turbina può essere più piccola grazie all'alta densità del fluido utilizzato (richiedendo quindi minor materiale per la struttura e la realizzazione).

L'Italia ospita l'impianto solare termodinamico "Archimede" che rappresenta la prima sperimentazione al mondo della tecnologia a parabole lineari che utilizza i sali fusi come fluido termovettore. Questo progetto è stato sviluppato da Enel in collaborazione con Enea ed è stato inaugurato nel 2010 a Priolo Gargallo (Siracusa, in Sicilia). L'impianto è formato da 54 collettori disposti in 9 file e produce 28,3 GWh/anno di energia termica e 9,1 GWh di energia elettrica con un'efficienza solare/elettrica del 15,4%. Sono presenti due serbatoi di accumulo del calore con Sali fusi, uno a 550 °C e l'altro a 290 °C che permettono al sistema di avere 6,7 ore di autonomia. In presenza di radiazione solare, il fluido termovettore è prelevato dal serbatoio freddo, viene fatto circolare nel tubo assorbitore dei collettori parabolici riscaldandosi fino a 550 °C e viene poi immesso nel serbatoio caldo. Quando bisogna produrre potenza, il fluido viene prelevato dal

serbatoio caldo, cede calore al fluido termovettore secondario e viene poi reimpresso nel serbatoio a temperatura minore; il fluido che riceve calore vaporizza, diventando vapore ad alta pressione e temperatura, che viene poi mandato ad una centrale Enel a ciclo combinato posta nelle vicinanze [14].

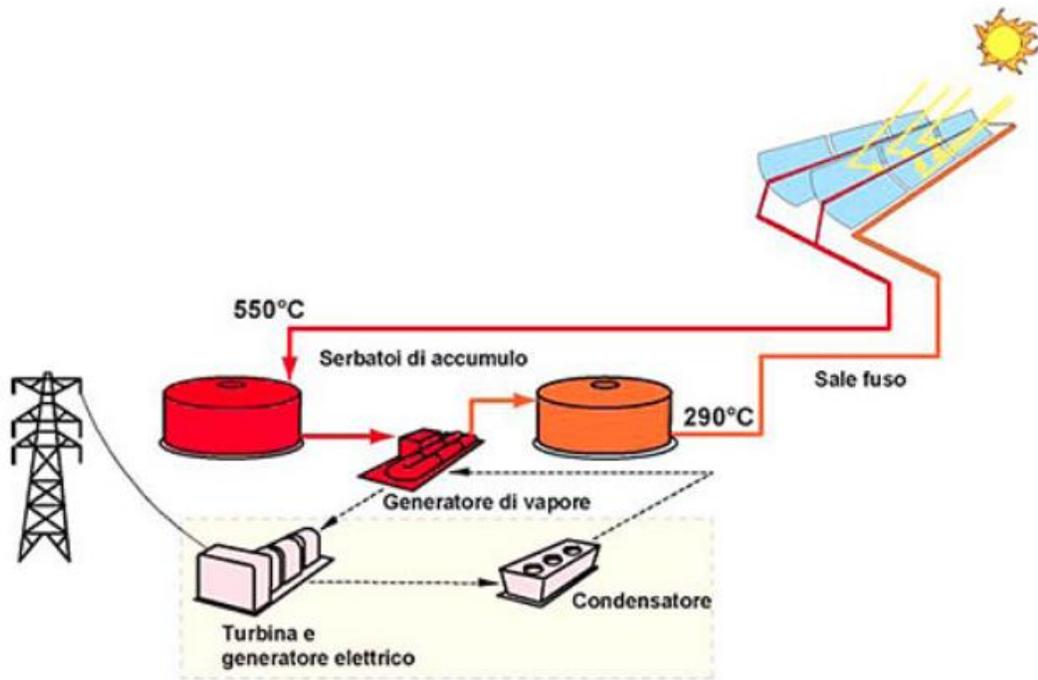


Figura 1.17 - Rappresentazione dell'impianto solare termodinamico del progetto "Archimede"

2 PRODUZIONE DI POTENZA: CICLO RANKINE ORGANICO

I cicli termodinamici per la produzione di potenza sono classificati in cicli a gas e a vapore. Nei cicli a gas il fluido di lavoro rimane in fase gassosa durante tutto il compimento del ciclo, mentre in quelli a vapore avviene un passaggio di stato tra la fase liquida e quella gassosa.

2.1 Ciclo Rankine

Il ciclo Rankine è il ciclo termodinamico su cui si basano gli impianti a vapore per convertire il calore in lavoro meccanico sfruttando il cambiamento di fase di un fluido che solitamente è acqua. L'applicazione tipica del ciclo Rankine è per impianti fissi di elevata potenza per la produzione di energia elettrica, tuttavia veniva utilizzato anche nelle locomotive a vapore e nelle centrali nucleari.

2.1.1 Ciclo Rankine ideale

Il principio di funzionamento del ciclo si basa su quattro trasformazioni principali nelle quali è necessario avere una sorgente calda e una fredda: compressione, riscaldamento, espansione e condensazione. In Figura 2.1 è possibile vedere gli schemi temperatura-entropia (T-s) ed entalpia-

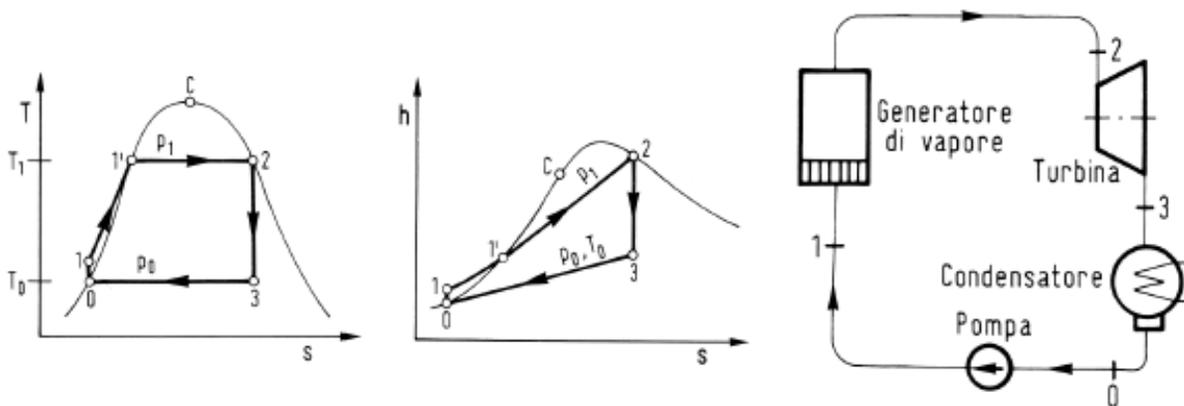


Figura 2.1 - Schema T-s e h-s del ciclo Rankine ideale e suoi componenti

entropia (h-s) delle trasformazioni.

Il ciclo può essere aperto o chiuso: si considera “aperto” quando il vapore viene scaricato in atmosfera (es. nelle locomotive a vapore) e “chiuso” quando il fluido che compie il ciclo non viene rilasciato in atmosfera ma viene fatto condensare (es. nelle centrali termoelettriche).

I componenti necessari per la realizzazione del ciclo chiuso sono i seguenti:

- Pompa di estrazione del condensato: ha il compito di estrarre il liquido saturo dal condensatore e portarlo fino alla caldaia. Nella Figura 2.1 la pompa è rappresentata dal tratto 0-1 e produce un aumento di temperatura e di pressione. Il passaggio dalla pressione di condensazione p_0 alla pressione superiore di ciclo p_1 richiede l'assorbimento di un lavoro con segno negativo, L_{01} . Nel ciclo la compressione avviene nella fase liquida e quindi viene effettuata mediante una pompa idraulica.
- Generatore di vapore o caldaia: è uno scambiatore di calore tra un fluido caldo (solitamente i fumi della combustione) e il fluido motore che aumenta di temperatura fino a trasformarsi in vapore saturo e rappresenta la sorgente calda. Il riscaldamento del fluido di lavoro dalla fase liquida alla fase vapore avviene a pressione costante ed è rappresentato dal tratto 1-2 del grafico riportato in Figura 2.1. Il passaggio tra lo stato 1 e 2 presenta due tratti: nel primo (1-1') il fluido motore viene riscaldato in un economizzatore a pressione p_1 , mentre nel tratto 1'-2 il fluido viene vaporizzato nell'evaporatore. Nel generatore di vapore si ha uno scambio di calore di segno positivo con la sorgente esterna, ed è possibile identificarlo come Q_{12} .
- Turbina: è il componente in cui si ha la produzione di lavoro utile. Il vapore entra nella turbina in condizioni di alta pressione e temperatura ed espande in maniera isoentropica fino alla pressione minima del condensatore, con aumento di volume e diminuzione di

temperatura. La turbina a vapore è suddivisa in più stadi (o sezioni) che vengono attraversati in serie dal vapore che, espandendosi, cede energia sotto forma di pressione alle palette della turbina. Tale espansione genera un lavoro meccanico di rotazione dell'albero che, essendo collegato ad un generatore elettrico mediante un riduttore di giri, permette la generazione di energia elettrica. Il numero di stadi della turbina dipende dal salto entalpico che il vapore subisce tra le condizioni di inizio e di fine dell'espansione. Questa trasformazione è rappresentata dal tratto 2-3 del grafico e si ha una produzione di lavoro L_{23} con segno positivo.

- Condensatore: è uno scambiatore di calore che permette la condensazione del vapore saturo in uscita dalla turbina. Questa trasformazione avviene a temperatura e pressione costante e si ha la cessione del calore ad una sorgente fredda che può essere un fiume, un lago, una torre di raffreddamento o un altro fluido che può essere utilizzato per alimentare una rete di teleriscaldamento. Il vapore esce dal condensatore come liquido saturo ed entra successivamente nella pompa di estrazione del condensato per ricominciare il ciclo. Nel grafico questo passaggio è descritto dal tratto 3-0. Il calore Q_{30} ceduto dal fluido alla sorgente fredda ha segno negativo.

Utilizzando il primo principio della termodinamica è possibile ricavare i singoli scambi di energia sopracitati:

- Pompa: $L_{01} = L^- = h_0 - h_1$ (1)

- Generatore di vapore: $Q_{12} = Q^+ = h_1 - h_2$ (2)

- Turbina: $L_{23} = L^+ = h_2 - h_3$ (3)

- Condensatore: $Q_{30} = Q^- = h_0 - h_3$ (4)

Il rendimento termico è definito come rapporto tra il lavoro netto ottenuto e il calore ceduto dalla sorgente calda ed è quantificabile come:

$$\eta_{t,id} = \frac{L_{23} - |L_{01}|}{Q_{12}} \quad (5)$$

2.1.2 Ciclo Rankine reale

Il ciclo Rankine descritto finora è un ciclo ideale in cui tutte le trasformazioni sono considerate reversibili; tuttavia nelle applicazioni reali bisogna considerare che le trasformazioni di compressione ed espansione sono irreversibili. Il ciclo reale è diverso da quello ideale perché si considerano anche i seguenti fenomeni [15]:

- Rendimento meccanico, idraulico ed elettrico della pompa → aumenta l'energia richiesta per il pompaggio
- Rendimento complessivo del generatore di vapore → il calore che viene ceduto al fluido è inferiore rispetto a quello potenzialmente ottenibile in base al potere calorifico del combustibile bruciato
- Rendimenti adiabatici, meccanici ed elettrici della turbina e del generatore elettrico ad essa accoppiato → diminuisce l'energia elettrica producibile
- Perdite di carico che il fluido subisce nell'attraversamento dei diversi componenti del ciclo

Quando si considerano impianti reali è importante tenere conto nei calcoli dei rendimenti sopracitati perché portano alla diminuzione del rendimento totale. Nella Figura 2.2 è possibile notare la differenza grafica tra un ciclo reale (in arancione) e uno ideale (in azzurro) entrambi con surriscaldamento. Durante la compressione del fluido (tratto 0-1) vengono introdotte delle irreversibilità che causano un aumento di entropia nel sistema che è possibile osservare nel grafico

sotto riportato: nel ciclo reale il tratto 0-1_{re} risulta verticale (ovvero con entropia costante), mentre in quello reale la linea è obliqua (aumenta l'entropia). La stessa cosa accade nell'espansione in turbina (tratto 2-3), e per lo stesso motivo si ha un aumento dell'entropia che causa una diminuzione

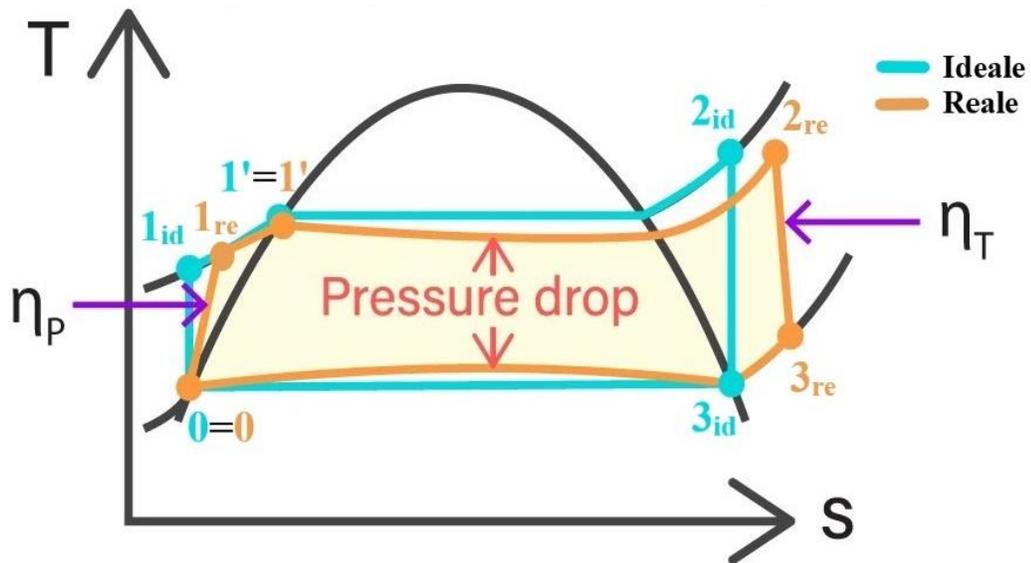


Figura 2.2 - Confronto tra ciclo Rankine ideale e reale

del salto entalpico disponibile, diminuendo così il lavoro prodotto. Per tenere in considerazione questi fenomeni, nei cicli reali si utilizzano il rendimento della pompa e quello della turbina. In figura è possibile notare anche le perdite di carico causate dagli attriti interni al fluido che risultano più evidenti nel generatore di vapore (1'-2) e nel condensatore (3-0).

Per tenere in considerazione gli aumenti di entropia che si verificano nella fase di compressione ed espansione, si utilizzano i rendimenti isoentropici così definiti:

$$\eta_{is,pompa} = \frac{L_{ideale}}{L_{reale}} = \frac{h_{1id} - h_0}{h_{1re} - h_0} \qquad \eta_{is,turbina} = \frac{L_{reale}}{L_{ideale}} = \frac{h_{2re} - h_{3re}}{h_{2id} - h_{3id}} \qquad (6)$$

Utilizzando il primo principio della termodinamica e tenendo in considerazione i rendimenti dei

componenti, gli scambi di lavoro e calore nel ciclo base reale sono:

- Pompa: $L_{01re} = L^- = (h_0 - h_{1id}) / (\eta_{meccanico,pompa} \cdot \eta_{elettrico,pompa} \cdot \eta_{is,pompa})$ (7)

- Generatore di vapore: $Q_{12re} = Q^+ = (h_{1id} - h_{2id}) \cdot \eta_{gen\ vap}$ (8)

- Turbina: $L_{23re} = L^+ = (h_{2id} - h_{3id}) \cdot (\eta_{meccanico,turb} \cdot \eta_{elettrico,turb} \cdot \eta_{is,turb})$ (9)

- Condensatore: $Q_{30re} = Q^- = h_0 - h_{3re}$ (10)

Il rendimento totale del ciclo reale è sicuramente inferiore rispetto a quello ideale ed è così calcolato:

$$\eta_{t,re} = \frac{L_{23re} - |L_{01re}|}{Q_{12re}} \quad (11)$$

Il ciclo Rankine è adatto per impianti di grande potenza ed alta temperatura e presenta elevati rendimenti grazie alla possibilità di effettuare spillamenti e avere una rigenerazione all'interno del ciclo; un altro aspetto importante riguarda il fluido di lavoro che ha un costo molto basso, una grande stabilità chimica e non presenta problemi di tossicità per l'ambiente.

2.2 Ciclo Rankine Organico (ORC)

I cicli Rankine organici (ORC, dall'inglese "*Organic Rankine Cycle*") sono cicli Rankine in cui il fluido di lavoro è un fluido bassobollente, ovvero con temperatura di ebollizione inferiore a quella dell'acqua. Vengono chiamati cicli organici perché solitamente i fluidi impiegati sono di natura organica; tuttavia rientrano nei cicli ORC tutti i cicli Rankine in cui si usano fluidi bassobollenti, anche inorganici. Il ciclo base è il Rankine e le proprietà dei fluidi organici permettono all'impianto di lavorare in maniera efficiente anche a basse temperature, in quanto presentano un alto peso molecolare e un basso calore latente di evaporazione.

La prima applicazione del ciclo ORC risale al 1883 quando Frank Ofeldt progettò un sistema di propulsione per piccole imbarcazioni che utilizzava nafta anziché vapore. Negli anni '70 al Politecnico di Milano i professori Angelino, Macchi e Gaia portarono avanti i primi studi sui sistemi ORC applicati alla geotermia e al solare termodinamico; nello stesso periodo iniziarono sperimentazioni dei cicli ORC utilizzati come cicli di bottoming da inserire ai cicli Rankine degli impianti nucleari per cercare di incrementarne l'efficienza; alla fine degli anni '90 vennero riscoperti e ampiamente studiati fino ad oggi. Le principali applicazioni di questi cicli riguardano la geotermia a bassa entalpia, il solare termodinamico a basse concentrazioni, le biomasse e il recupero termico del calore di scarto di alcuni processi industriali. Solitamente sono impianti di taglia piccola e media, che vanno da pochi kW ad alcuni MWe.

La temperatura delle sorgenti calde con cui lavora un ciclo ORC è più bassa rispetto a quella con cui lavorano i cicli tradizionali e proprio per questo motivo anche i rendimenti sono inferiori. Tuttavia questo non è un problema, perché lo sviluppo che hanno avuto negli ultimi anni i cicli a fluido organico non è legato alla possibilità di realizzare tecnologie a rendimenti più alti, ma alla possibilità di poter produrre lavoro da fonti di calore a temperature medio-basse. I componenti di un ciclo ORC, come nel Rankine tradizionale, sono la pompa, una sorgente calda, l'espansore e il condensatore; nonostante gli organi siano gli stessi, il layout di un impianto ORC risulta più semplice rispetto ad uno tradizionale. Lo scambiatore di calore subisce uno stress termico inferiore e può essere più compatto dovendo raggiungere temperature inferiori e la stessa cosa vale per la turbina che, avendo un salto entalpico inferiore, non necessita di tutti gli stadi che vengono utilizzati nei cicli a vapore, ma ne è sufficiente soltanto uno. L'espansore in un ciclo a fluido organico è l'elemento che limita maggiormente l'efficienza di un sistema ORC e ha un ruolo fondamentale nel rapporto tra efficienza e costo del sistema.

2.3 Tipologie d'impianto

Un importante aspetto che influisce sul rendimento di un impianto ORC è la configurazione del ciclo termodinamico: il ciclo Rankine base può essere modificato e implementato per sfruttare in maniera più efficiente il calore messo a disposizione dalla sorgente calda.

I principali cicli termodinamici attualmente sul mercato sono:

- Ciclo ORC base subcritico: è la versione più semplice del ciclo Rankine, in cui la temperatura massima raggiunta nel ciclo è inferiore alla temperatura critica del fluido di lavoro
- Ciclo ORC surriscaldato: il vapore saturo in uscita dal vaporizzatore attraversa un surriscaldatore all'interno del quale viene portato allo stato di vapore surriscaldato. Il vapore entra in turbina surriscaldato e questo ciclo si chiama ciclo di Hirn
- Ciclo ORC supercritico: il fluido di lavoro viene portato in condizioni di vapore surriscaldato attraverso una trasformazione a pressione supercritica costante che permette il passaggio allo stato di vapore senza transitare da una condizione bifasica (vapore+liquido)
- Ciclo ORC con rigenerazione (o spillamento): si preleva una piccola quantità di vapore dalla turbina per preriscaldare il fluido prima dell'ingresso nel generatore di vapore; con questo accorgimento aumenta il rendimento dell'impianto.

Per tutte le varianti descritte è possibile introdurre anche un rigeneratore interno, ovvero uno scambiatore di calore che preriscalda il liquido in uscita dal condensatore recuperando parte del calore sensibile posseduto dal fluido che esce dalla turbina. Inoltre, la variante dello spillamento può essere applicata anche alle prime 3 tipologie d'impianto descritte sopra.

2.3.1 Ciclo ORC base subcritico

Il ciclo ORC subcritico presenta lo stesso schema d'impianto di un semplice ciclo Rankine. Nella configurazione rappresentata in Figura 2.3, la sorgente calda è rappresentata dal flusso caldo che attraversa l'economizzatore e il vaporizzatore.

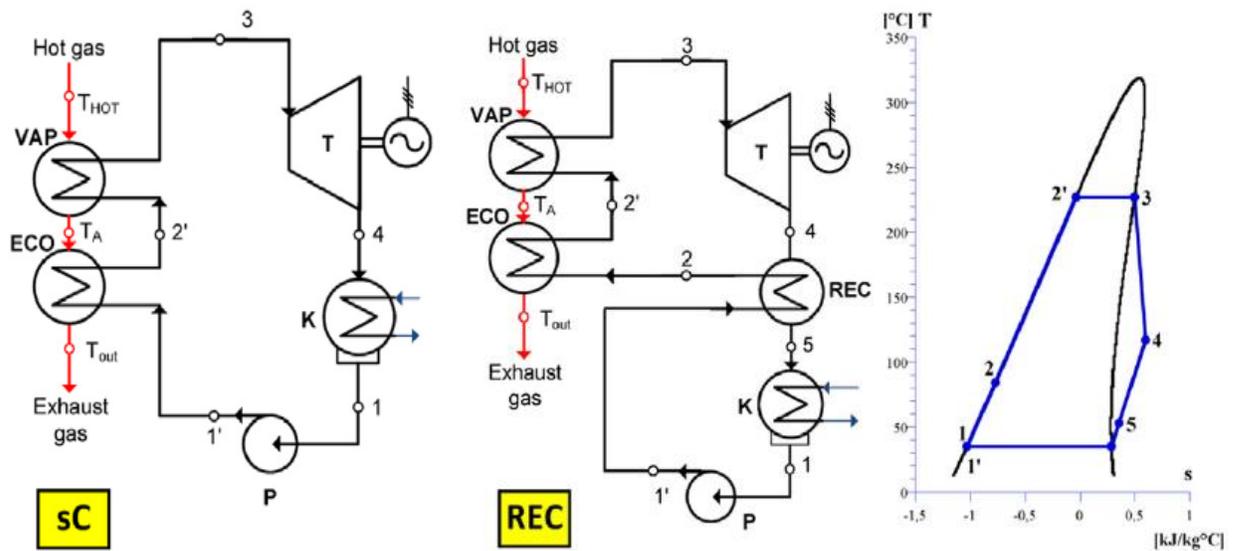


Figura 2.3 - Layout per un ciclo ORC: ciclo semplice sC, ciclo semplice con recupero termico REC e relativo diagramma T-s

Gli stati 1 e 1' che identificano il passaggio del fluido nella pompa risultano coincidenti perché il lavoro di pompaggio si assume trascurabile rispetto a quello di espansione. Il tratto 1-3 corrisponde all'evaporazione del fluido che avviene a pressione costante in due step: il fluido passa dallo stato liquido (1) a quello di liquido saturo (2') e successivamente, dopo aver attraversato il vaporizzatore, raggiunge lo stato di vapore saturo (3). In Figura 2.3 è riportata anche la configurazione con un recuperatore interno che permette di scaldare il fluido nel tratto 1'-2 sfruttando il calore del vapore in uscita dalla turbina, senza dover utilizzare calore della sorgente calda.

Applicando il primo principio della termodinamica e trascurando l'energia cinetica e potenziale, è

possibile ricavare per il ciclo senza recupero termico:

- Potenza termica richiesta nell'evaporatore (senza REC): $Q_{in_ORC} = \dot{m}_{ORC}(h_3 - h_{1'})$ (12)

- Potenza termica richiesta nell'evaporatore (con REC): $Q_{in_ORC_REC} = \dot{m}_{ORC}(h_3 - h_2)$ (13)

- Potenza prodotta in turbina: $W_{ORC} = \dot{m}_{ORC}(h_3 - h_4)$ (14)

È possibile calcolare anche la potenza richiesta dalla pompa e quella ceduta dal condensatore, le quali presentano la stessa formulazione anche per il ciclo ORC con surriscaldamento e per quello supercritico:

- Potenza spesa nella pompa (spesso trascurabile, $h_1 \simeq h_{1'}$): $W_{pompa} = \dot{m}_{ORC}(h_{1'} - h_1)$ (15)

- Potenza termica smaltita dal condensatore (senza REC): $Q_{out_ORC} = \dot{m}_{ORC}(h_4 - h_1)$ (16)

- Potenza termica smaltita dal condensatore (con REC): $Q_{out_ORC_REC} = \dot{m}_{ORC}(h_5 - h_1)$ (17)

Nel caso di ciclo con recupero termico, la potenza prodotta in turbina non varia, tuttavia diminuisce la potenza termica richiesta nell'evaporatore e risulta inferiore anche la potenza smaltita al condensatore; il rendimento, invece, aumenta.

Il rendimento del ciclo, calcolato come rapporto tra il lavoro utile e il lavoro speso, risulta essere:

$$\eta_{ORC_subcritico} = \frac{W_{ORC} - W_{pompa}}{Q_{in_ORC}} \simeq \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{1'}} \quad \eta_{ORC_subcritico_REC} \simeq \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_2} \quad (18)$$

2.3.2 Ciclo ORC con surriscaldamento

Il ciclo di riferimento è il ciclo di Hirn, in cui il fluido motore dopo la vaporizzazione subisce un ulteriore riscaldamento isobaro che lo porta nelle condizioni di vapore surriscaldato. In Figura 2.4 il surriscaldamento è descritto dal tratto 3-3', in cui il fluido passa all'interno di un componente chiamato surriscaldatore. Questo ulteriore passaggio permette di ottenere valori di titolo di vapore

più elevati a fine espansione (stato 4), riducendo il rischio di avere gocce di liquido nel vapore saturo in uscita dalla turbina; un fluido bifasico, infatti, provocherebbe seri danni di erosione negli stadi finali della turbina. Il surriscaldamento, inoltre, determina anche un aumento del rendimento del ciclo in quanto è maggiore la differenza tra la temperatura media di introduzione e di cessione del calore.

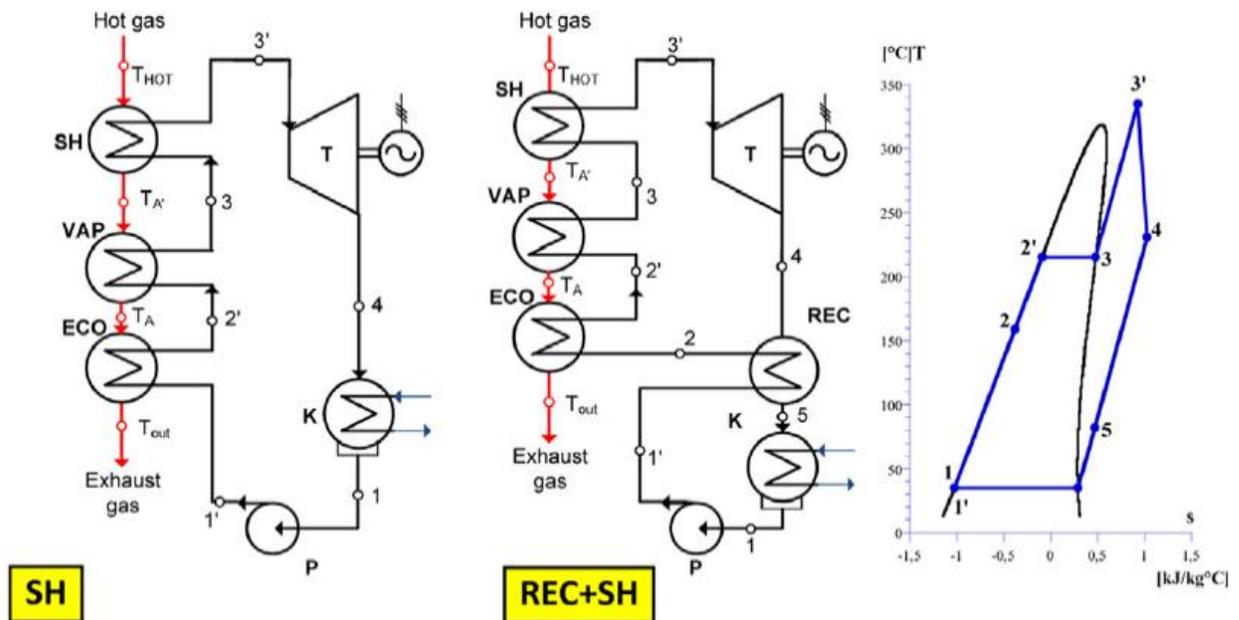


Figura 2.4 - Diversi layout per un ciclo ORC: ciclo con surriscaldamento SH, ciclo con surriscaldamento e recupero REC+SH e relativo diagramma T-s

In Figura 2.4 è rappresentato anche il layout del ciclo con surriscaldamento e recuperatore di calore (tratto 1'-2). Assumendo le stesse ipotesi effettuate per i cicli base subcritici, la differenza tra le due configurazioni riguarda la fase di evaporazione in cui si aggiunge il surriscaldamento del vapore in condizioni isobare.

Applicando il primo principio della termodinamica e trascurando l'energia cinetica e potenziale, per il ciclo senza recupero termico si può scrivere:

- Potenza termica richiesta nell'evaporatore: $Q_{in_ORC_SH} = \dot{m}_{ORC}(h_{3'} - h_{1'})$ (19)

- Potenza prodotta in turbina: $W_{ORC_SH} = \dot{m}_{ORC}(h_{3'} - h_4)$ (20)

Il rendimento del ciclo risulta essere:

$$\eta_{ORC_surriscaldamento} = \frac{W_{ORC_SH} - W_{pompa}}{Q_{in_ORC_SH}} \simeq \frac{h_{3'} - h_4}{h_{3'} - h_{1'}} \quad (21)$$

Per quanto riguarda le considerazioni sul ciclo con recupero termico, risultano essere analoghe a quelle riportate nel paragrafo precedente; stessa cosa per ciò che riguarda la potenza smaltita al condensatore e la potenza richiesta dalla pompa.

2.3.3 Ciclo ORC supercritico

Un fluido si trova nello stato supercritico quando le sue condizioni di pressione e temperatura sono superiori ai rispettivi valori critici. Un fluido in questo stato presenta proprietà intermedie tra un liquido ed un gas e può essere considerato come un gas compresso o come un liquido espanso. La pressione minima di esercizio deve quindi essere superiore alla pressione critica del fluido di lavoro, il quale viene compresso direttamente alla pressione di ingresso in turbina. La particolarità di tali fluidi è che, raggiunte le condizioni critiche, lo stato di vapore surriscaldato viene raggiunto senza dover attraversare la regione di transizione di fase liquido-vapore. Ogni fluido di lavoro presenta condizioni critiche specifiche che differiscono per i valori di pressione e temperatura; il fluido maggiormente utilizzato in condizioni supercritiche è la CO₂ in quanto ha un basso costo, è facilmente reperibile con alta purezza e non è né tossica né infiammabile.

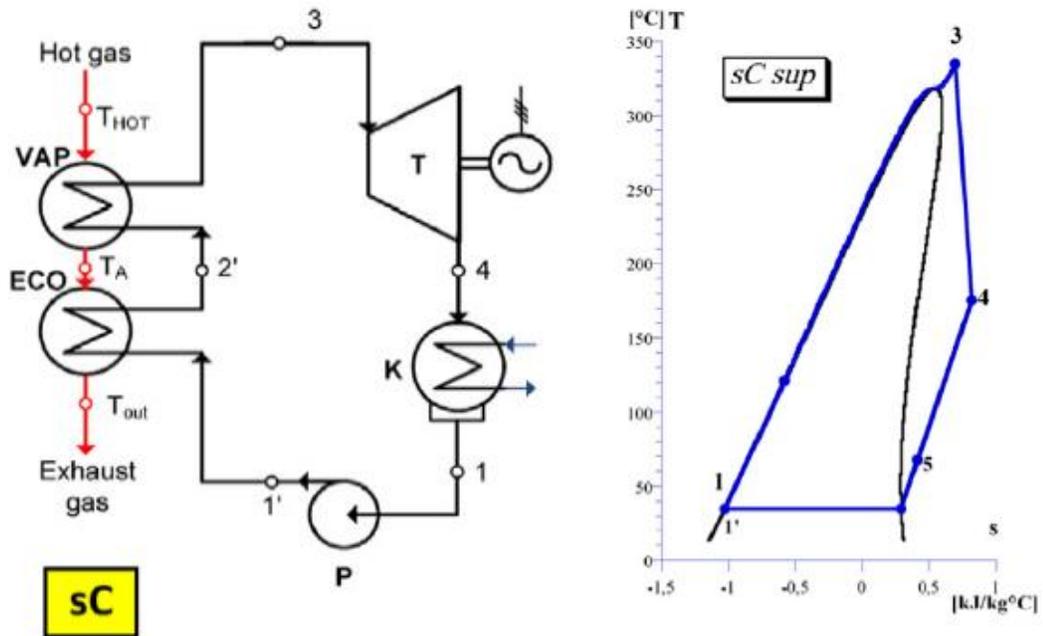


Figura 2.5 - Schema impiantistico e diagramma T-s di un ciclo ORC in condizioni supercritiche

Nella figura 2.5 dal diagramma T-s è possibile notare il comportamento supercritico del fluido: il tratto 1'-3 che descrive il passaggio di fase non presenta tratti orizzontali (come nei cicli analizzati in precedenza) e dunque il fluido non attraversa una condizione bifasica, passando direttamente dalla fase liquida (1') a quella di vapore surriscaldato (3). Lo schema impiantistico è lo stesso del ciclo ORC subcritico semplice, l'unica differenza è la pressione del fluido; in questo modo è possibile raggiungere temperature più elevate senza dover aggiungere una fase di surriscaldamento che richiederebbe una maggiore quantità di calore in ingresso.

Applicando il primo principio della termodinamica e trascurando l'energia cinetica e potenziale, per il ciclo senza recupero termico si può scrivere:

- Potenza termica richiesta nell'evaporatore: $Q_{in_ORC_sCsup} = \dot{m}_{ORC}(h_3 - h_{1'})$ (22)

- Potenza prodotta in turbina: $W_{ORC_sCsup} = \dot{m}_{ORC}(h_3 - h_4)$ (23)

Il rendimento del ciclo risulta essere:

$$\eta_{ORC_supercritico} = \frac{W_{ORC_sCsup} - W_{pompa}}{Q_{in_ORC_sCsup}} \simeq \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{1'}} \quad (24)$$

Confrontando il diagramma T-s del ciclo con surriscaldamento (Fig. 2.4) e quello con fluido supercritico (Fig 2.5) si nota che a parità di temperatura in ingresso in turbina, il salto entalpico ($h_3 - h_4$) del ciclo supercritico è superiore rispetto a quello del ciclo surriscaldato ($h_{3'} - h_4$), con un notevole aumento del rendimento. Per portare il fluido alla pressione supercritica la pompa necessita di un lavoro specifico superiore rispetto agli altri casi esaminati, rimanendo comunque molto basso. Per quando riguarda il ciclo con recuperatore di calore, vale quanto riportato nel paragrafo 2.3.1.

2.3.4 Ciclo ORC con rigenerazione

Poiché il rendimento di un ciclo ORC è calcolato come il rapporto tra il lavoro prodotto dalla turbina ed il calore che viene fornito al sistema, al fine di migliorare l'efficienza si può agire incrementando il salto entalpico presente a numeratore (cosa che accade nel caso del surriscaldamento e con i fluidi supercritici) oppure diminuendo il salto entalpico a denominatore, che corrisponde al calore in input al ciclo. Attraverso la rigenerazione si può aumentare il livello termico del fluido in ingresso nel generatore di vapore, diminuendo così la quantità di calore da fornire e aumentando quindi il rendimento del ciclo. Nel ciclo ORC con rigenerazione viene prelevata una frazione di vapore in un punto intermedio dell'espansione al fine di condensarla completamente e, attraverso uno scambiatore di calore, utilizzare il calore di condensazione per

preriscaldare il liquido compresso.

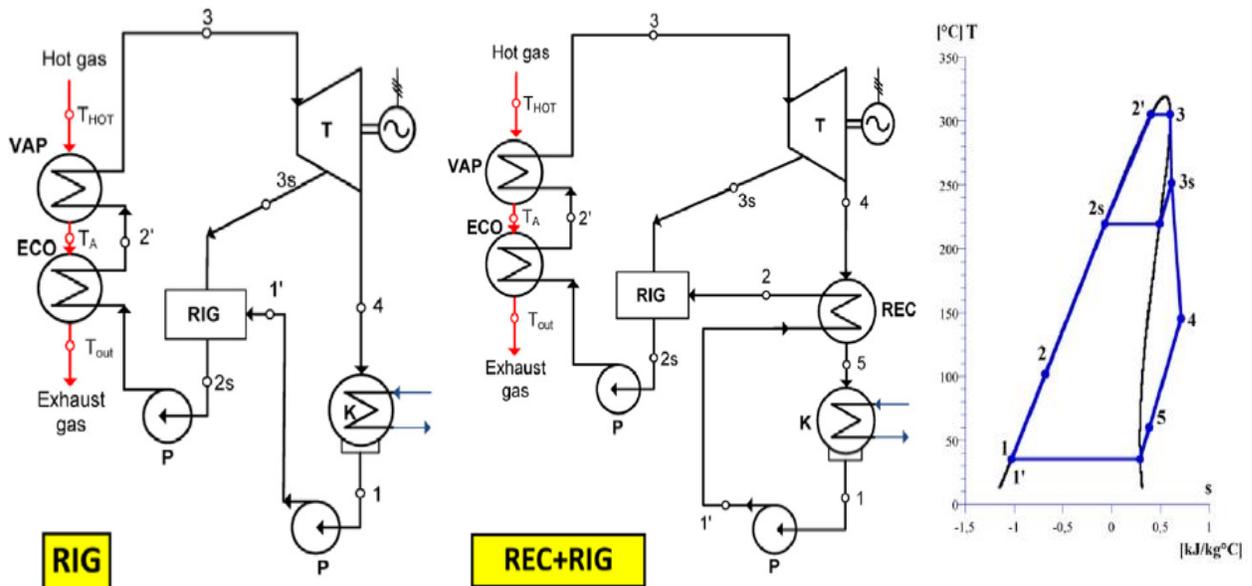


Figura 2.6 - Diversi layout per un ciclo ORC: ciclo con rigenerazione RIG, ciclo con rigenerazione e recupero REC+RIG e relativo diagramma T-s [16]

Nel diagramma T-s si può notare che la portata spillata esce dalla turbina in condizioni 3s e condensa (tratto 3s-2s) nel rigeneratore cedendo calore al fluido in uscita dalla pompa, riscaldandolo dallo stato 1' (o 2 nel caso in cui sia presente anche il recuperatore) fino allo stato 2s; in questo modo, per il tratto 1'-2s non c'è bisogno di calore fornito dall'esterno.

La portata spillata nel caso con e senza recupero termico, può essere calcolata conoscendo la portata totale di fluido che circola nell'impianto [16]:

$$\dot{m}_{s_RIG} = \dot{m}_{ORC} \frac{h_{2s} - h_{1'}}{h_{3s} - h_{1'}} \quad \dot{m}_{s_REC+RIG} = \dot{m}_{ORC} \frac{h_{2s} - h_{1'}}{h_{3s} - h_2} \quad (25)$$

Applicando il primo principio della termodinamica e trascurando l'energia cinetica e potenziale, per il ciclo senza recupero termico si può scrivere:

- Potenza termica richiesta nell'evaporatore: $Q_{in_ORC_RIG} = \dot{m}_{ORC}(h_3 - h_{2s})$ (26)

- Potenza prodotta in turbina: $W_{ORC_RIG} = \dot{m}_{ORC}(h_3 - h_4) - \dot{m}_{s_RIG}(h_{3s} - h_4)$ (27)

La potenza prodotta in turbina risulta poco inferiore rispetto al caso senza rigenerazione in quanto la portata che viene spillata non espande in turbina, riducendo il lavoro prodotto. Se la riduzione del calore introdotto è superiore alla diminuzione del lavoro in turbina, si ha un aumento del rendimento globale che, nel caso senza recupero termico, risulta essere:

$$\eta_{ORC_RIG} = \frac{W_{ORC_RIG} - W_{pompa}}{Q_{in_ORC_RIG}} \simeq \frac{h_3 - h_4 - \frac{\dot{m}_{s_RIG}}{\dot{m}_{ORC}}(h_{3s} - h_4)}{h_3 - h_{2s}} \quad (28)$$

2.4 Il fluido organico

L'aspetto fondamentale che differenzia i cicli ORC dai cicli convenzionali a vapore è l'utilizzo di fluidi organici come fluido di lavoro al posto dell'acqua. Essi infatti sono molto importanti perché determinano l'efficienza del sistema, la sua economia, le dimensioni dei componenti, la progettazione dell'espansore, la sicurezza e l'impatto ambientale. Nella progettazione di un ciclo ORC la scelta del fluido organico è molto complessa perché esistono centinaia di sostanze che possono essere utilizzate come fluido di lavoro in un ciclo ORC, inclusi idrocarburi, idrocarburi aromatici, eteri, alcoli, silossani e fluidi inorganici; per tale motivo verranno di seguito illustrate le principali caratteristiche dei fluidi organici ed i criteri per la loro scelta.

2.4.1 Pendenza della curva di vapore saturo

La curva di vapore saturo è una delle caratteristiche più importanti che vanno prese in considerazione nella scelta di un fluido di lavoro per un ciclo ORC; infatti, influisce sull'applicabilità del fluido, sull'efficienza del ciclo e sui componenti che è necessario utilizzare

per la produzione di energia elettrica. Generalmente ci sono 3 tipi di curve di vapore saturo che possono essere rappresentate nel diagramma temperatura-entropia (T-s) e che differiscono tra loro per la pendenza della curva:

- Fluido bagnato (wet fluid) → la pendenza della curva limite superiore del vapore saturo è negativa ($\frac{ds}{dT} < 0$). Ciò significa che espandendo isentropicamente il fluido, si entra all'interno della campana e si ha quindi la formazione di condensato negli ultimi stadi della turbina (Figura 2.7 (a)). Per avere un titolo elevato (solitamente pari all'85%) a fine espansione ed evitare danni alla turbina è necessario surriscaldare il vapore prima dell'espansione; in questo modo il rendimento del ciclo aumenta leggermente, ma i costi di impianto subiscono un forte incremento. Un esempio di fluidi bagnati sono l'acqua e l'ammoniaca.
- Fluido isentropico (isentropic fluid) → i fluidi isentropici presentano una curva limite superiore del vapore saturo verticale ($\frac{ds}{dT} = 0$). L'espansione del vapore avviene secondo una linea verticale (Figura 2.7 (b)) e quindi il vapore rimane saturo anche in uscita dalla turbina, senza la formazione di condensato; per questo motivo non è necessario surriscaldare il vapore in ingresso in turbina. Al fine di sfruttare tutto il calore sensibile che rimane nel vapore in uscita dalla turbina, è possibile effettuare una rigenerazione che incrementa anche il rendimento del ciclo [17]. Un esempio di fluidi isentropici sono R11 e R142b.
- Fluido asciutto (dry fluid) → i fluidi asciutti sono caratterizzati da una curva limite superiore del vapore saturo con pendenza positiva ($\frac{ds}{dT} > 0$). Ciò significa che espandendo isentropicamente il fluido in turbina si arriva nella zona di vapore surriscaldato (Figura 2.7(c)), escludendo la possibilità di formazione di condensato negli ultimi stadi

dell'espansione; grazie alla caratteristica appena riportata, non serve surriscaldare il fluido prima dell'ingresso in turbina. I fluidi più adatti per un ciclo ORC sono quindi i fluidi asciutti e isentropici; anche nel caso dei fluidi asciutti, il vapore uscente dalla turbina risulta essere ancora surriscaldato, ed è quindi possibile recuperare questo calore attraverso un rigeneratore, riducendo così anche il calore che deve smaltire il condensatore. Un esempio di fluidi asciutti sono i silossani, il pentano e l'esano [18].

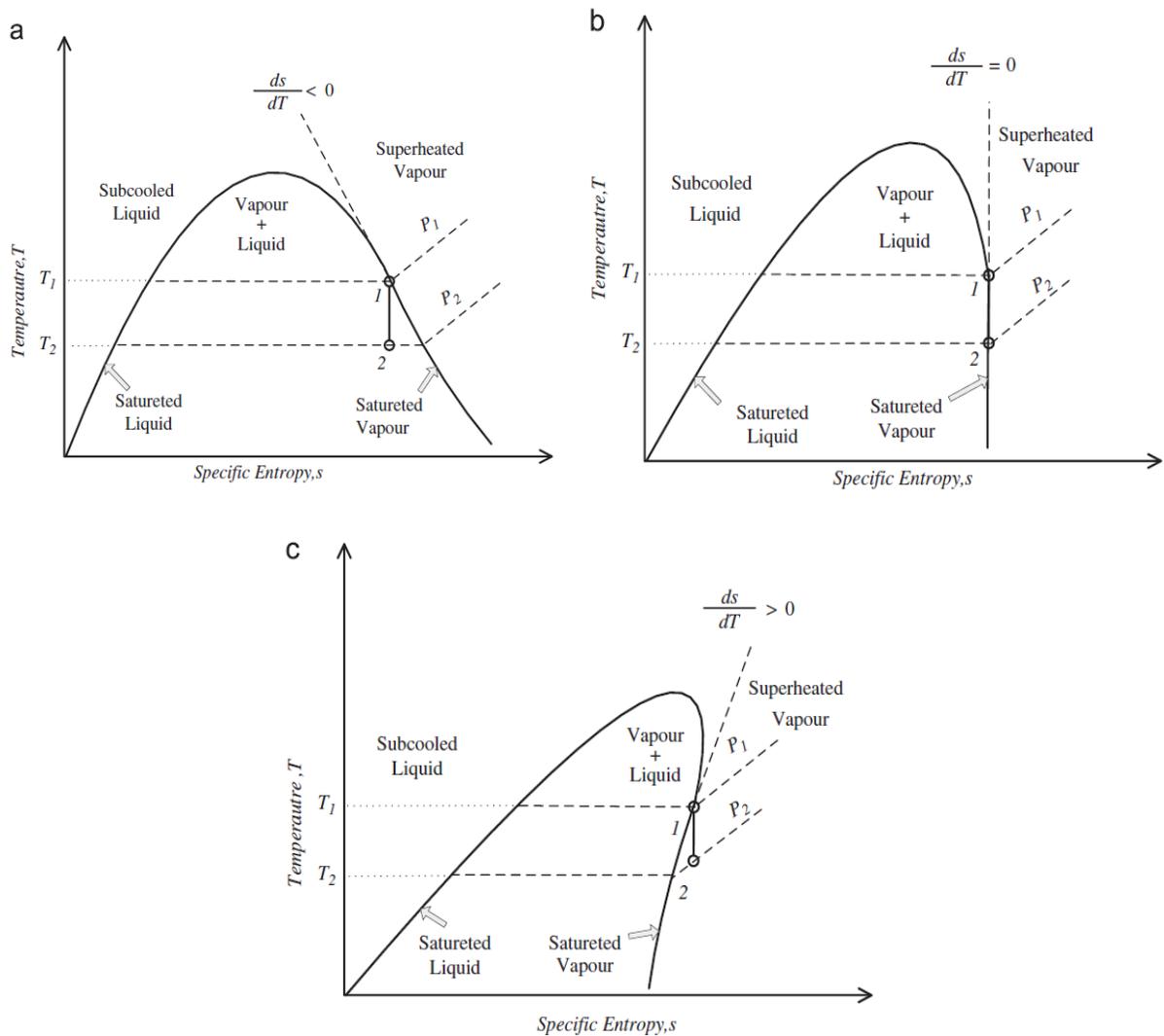


Figura 2.7 - Tipologia di fluidi organici: (a) fluido bagnato, (b) fluido isentropico, (c) fluido asciutto [18]

2.4.2 Calore latente di vaporizzazione

Un elevato calore latente di vaporizzazione permette al fluido di assorbire la maggior parte del calore durante il cambiamento di fase; in questo modo non è necessario aggiungere un'ulteriore fornitura di calore per aumentare l'efficienza del ciclo, come per esempio succederebbe realizzando un surriscaldamento o una rigenerazione interna. Dal punto di vista del lavoro prodotto, avere un alto calore latente di vaporizzazione permette di ottenere un maggior lavoro quando la temperatura e gli altri parametri sono fissati. Tuttavia, quando la sorgente di calore si trova a basse temperature (es. fonte geotermica o utilizzo di calore di scarto) è da preferire un fluido con basso calore latente di vaporizzazione perché in questo caso il processo di evaporazione avviene ad una temperatura più variabile; in questo modo il profilo di temperatura del fluido di lavoro segue meglio il profilo di temperatura della sorgente calda. Riducendo la differenza di temperatura nello scambiatore di calore (Figura 2.8), si riducono anche le irreversibilità legate allo scambio termico, permettendo il raggiungimento di prestazioni più elevate.

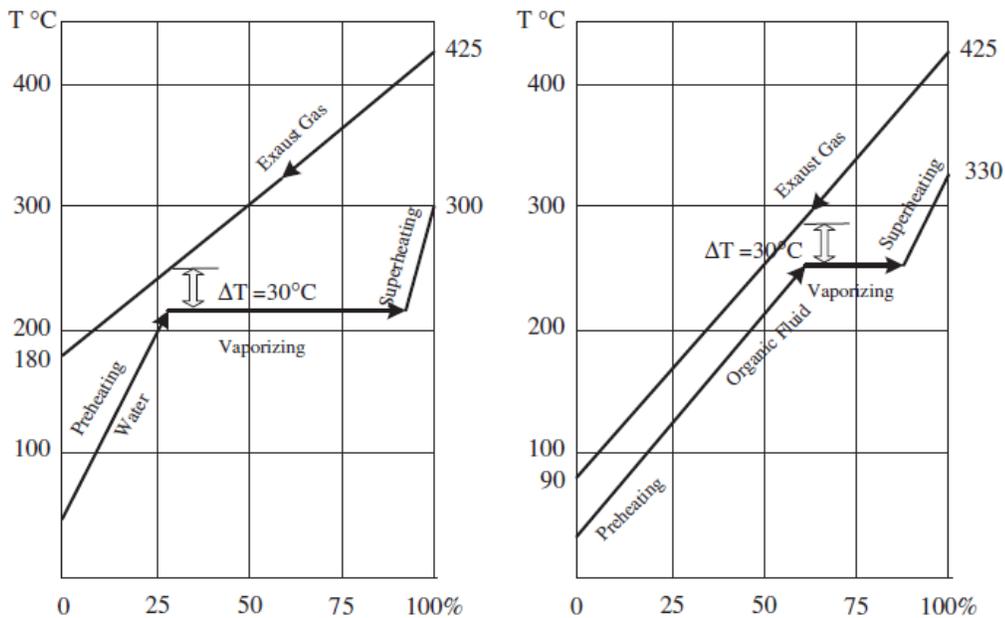


Figura 2.8 - Effetti del calore latente di evaporazione sullo scambio termico

2.4.3 Densità

Un'elevata densità nella fase di vapore è di cruciale importanza specialmente per i fluidi con una bassa pressione di condensazione; infatti, una bassa densità necessiterebbe di portate volumiche più alte che causerebbero un aumento del costo di pompaggio, maggiori perdite di carico negli scambiatori di calore e maggiori dimensioni della turbina, costi non indifferenti per il sistema. La densità deve essere elevata anche per quanto riguarda le condizioni di liquido saturo, perché ciò comporta un minore lavoro per aumentare la pressione dalla condizione del condensatore a quella dell'evaporatore e quindi una minore potenza assorbita dalla pompa.

2.4.4 Temperatura e pressione critica

Il punto critico di un fluido è un parametro chiave per la scelta del fluido di lavoro. È necessario che la temperatura critica del fluido sia superiore rispetto alla massima temperatura raggiunta nel ciclo. Se la temperatura critica di un fluido è inferiore rispetto alla temperatura della sorgente, si ha una produzione di entropia causata dalla distanza fra le curve di scambio termico e inoltre non si sfrutta tutto il calore che può fornire la sorgente; con bassi valori di temperatura critica risulta difficile anche la fase di condensazione. Tuttavia, per i cicli ORC supercritici tale temperatura deve essere sufficientemente bassa da poter

essere superata con la sorgente termica che si ha a disposizione. In base alla temperatura della sorgente calda, i fluidi utilizzabili sono riportati in Tabella 2.

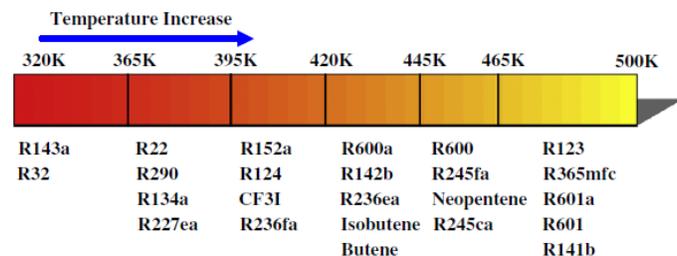


Figura 2.9 - Temperatura critica per alcuni fluidi di lavoro [18]

Molto importante è anche la pressione critica, poiché la pressione di evaporazione del ciclo non deve mai avvicinarsi troppo alla pressione critica del fluido. Infatti vicino al punto critico le

proprietà del fluido subiscono forti variazioni: per piccole variazioni di temperatura, si hanno forti variazioni di pressione che rendono l'intero sistema instabile. Per i fluidi asciutti inoltre, se la pressione di evaporazione è molto vicina a quella critica, si rischia di entrare all'interno della campana (ovvero in condizioni bifasiche) appena inizia l'espansione in turbina. Per i motivi sopracitati, è consigliabile operare con pressioni di circa 10 bar inferiori alla pressione critica e con temperature di 10-15 °C al di sotto della temperatura critica [17].

Tabella 2 - Classificazione dei fluidi organici per i cicli ORC in base alla temperatura critica [19]

Bassa T (<150 °C)		Media T (150-250 °C)		Alta T (>250 °C)	
Fluido	Tcrit [°C]	Fluido	Tcrit [°C]	Fluido	Tcrit [°C]
R32	78.11	RE347	160.2	N-Eptano	267
Propano	96.68	HFE7000	164.46	Cicloesano	280.5
R134a	101.1	Novoc649	168.66	Benzene	288.9
R245	107	SES36	177.5	MDM	291.1
R152a	113.3	R123	183.7	N-Ottano	296.2
Ammoniaca	132.3	HFE7100	195.3	Toluene	318.6
Isobutano	134.8	Esano	234.6	MD2M	325.8
R236ea	139.29	N-Pentano	196.5	R-30B2	337.8
RE-134	147	Metanolo	240.2	N-Propilbenzene	365
n-Butano	152.3	Etanolo	240.8	N-Butilbenzene	388
R245fa	154.1	MM	245.4	R20B3	422.9

2.4.5 Pressioni di lavoro

Le pressioni di lavoro del ciclo hanno una grande influenza sulla complessità del sistema e sui costi di installazione. Il passaggio di stato di una sostanza pura è ad un grado di libertà, quindi la pressione e la temperatura sono collegate tra loro e, fissata una delle due, l'altra si determina automaticamente. Per questa ragione la temperatura di condensazione di un ciclo ORC dipende dalla temperatura del fluido che asporta il calore nel condensatore: questa temperatura può essere

dell'ordine della temperatura ambiente oppure maggiore nel caso in cui nell'impianto si abbia cogenerazione. Ogni sostanza ha una pressione di condensazione differente, ed è importante che questa pressione sia superiore alla pressione atmosferica. Infatti, in caso di sovrappressione rispetto all'ambiente, si evitano infiltrazioni di aria nell'impianto ed è molto importante che queste non siano presenti perché non è possibile utilizzare degassatori per rimuoverle. Una volta fissata la pressione di condensazione, è possibile valutare quella di evaporazione; tale pressione non deve essere troppo elevata al fine di limitare gli spessori dei tubi, ridurre le fughe di fluido e non dover utilizzare particolari accorgimenti per le guarnizioni e per i vari componenti dell'impianto.

2.4.6 Temperatura di congelamento

La temperatura di congelamento (o solidificazione) deve essere la più bassa possibile per evitare che il fluido congeli all'interno dell'impianto durante l'inverno. È importante che tale temperatura sia lontana dal valore minimo di temperatura che si raggiunge nel ciclo.

2.4.7 Viscosità e conducibilità

La viscosità deve essere bassa sia per la fase liquida che per quella di vapore in modo da ridurre le perdite per attrito all'interno degli scambiatori di calore e nei tubi. Oltre a influenzare le perdite di carico delle tubazioni, la viscosità ha ripercussioni anche sullo scambio termico. Attraverso il numero di Nusselt è possibile correlare la viscosità e il coefficiente di scambio termico: minore è la viscosità e maggiore sarà tale coefficiente [17].

La conducibilità del fluido, invece, deve essere alta in modo da avere un alto coefficiente di scambio termico nello scambiatore di calore.

2.4.8 Stabilità chimica del fluido e compatibilità con i materiali

Diversamente dall'acqua i fluidi organici hanno il problema della stabilità chimica ad alte temperature. Per questo motivo una sostanza può essere utilizzata in un ciclo ORC solo se la sua temperatura di stabilità chimica è superiore alla massima temperatura raggiungibile nel ciclo, considerando un certo margine di sicurezza e tenendo in considerazione possibili anomalie come picchi di temperatura all'interno del generatore di vapore. Un'altra problematica da tenere in considerazione è la stabilità dei fluidi a contatto con le pareti solide dei componenti dell'impianto. Nel lato pratico, ne deriva una limitazione della massima temperatura del ciclo di circa 600 K [18].

2.4.9 Sicurezza

Ogni sostanza presenta un certo livello di pericolosità e un fluido organico dovrebbe avere queste caratteristiche: non essere corrosivo né infiammabile, ed essere atossico. Ciò vale soprattutto per le applicazioni domestiche. Nei casi pratici, alcune delle caratteristiche sopracitate non sono necessariamente da rispettare, quindi a volte alcune sostanze vengono scelte per le loro buone prestazioni anche se magari sono leggermente tossiche o infiammabili. Tuttavia, se un fluido è infiammabile (es. il pentano) ma non ci sono pericoli di ignizione nelle vicinanze dell'impianto, ciò non è considerato un problema. Ad alte temperature però alcune sostanze potrebbero presentare fenomeni di autoaccensione, quindi vanno valutate la massima concentrazione ammissibile e il limite di esplosione. Considerando che a volte vengono utilizzati fluidi leggermente tossici, è buona regola evitare sempre il contatto tra l'aria ed il fluido organico, realizzando un circuito completamente isolato.

2.4.10 Aspetti ambientali

Nonostante gli ORC operino in circuiti chiusi, è possibile che il fluido di lavoro nel suo ciclo di vita abbia interazioni con l'ambiente, ed è quindi importante capire quali sono i danni ecologici dei quali si deve tenere conto durante la scelta del fluido. Solitamente vengono considerati 3 indici di impatto ambientale:

- Ozone Depletion Potential (ODP) → l'ODP di un composto è il degrado che esso può causare nella fascia di ozono comparandolo agli effetti distruttivi di una sostanza di riferimento. Nello specifico si calcola come rapporto tra la perdita di ozono dovuta alla sostanza considerata e la distruzione di ozono prodotta da una uguale massa di triclorofluorometano (R11). Il valore che viene associato ai fluidi è variabile: 1 è assegnato al R11, 0 a composti che non presentano ODP. I refrigeranti tradizionali (inclusi clorofluorocarburi (CFC) e idroclorofluorocarburi (HCFC)) hanno un ODP che varia da 0.1 a 1. Tuttavia, visto l'impatto negativo che ha il cloro in atmosfera, i refrigeranti più moderni come gli idrofluorocarburi (HFC) e gli idrofluoroeteri (HFE) non contengono cloro e hanno un ODP pari a zero [20].
- Global Warming Potential (GWP) → il potenziale di riscaldamento globale esprime il contributo all'effetto serra di un gas rispetto all'effetto serra prodotto dalla CO₂; il GWP associato all'anidride carbonica è pari a 1, mentre per il metano (CH₄) è circa 25, più di 20 volte superiore. Ogni valore di Global Warming potential è calcolato riferendosi a uno specifico intervallo di tempo (solitamente 20, 100, 500 anni).
- Atmospheric Lifetime (ALT) → nell'ALT viene stimato il tempo che un gas rimane in atmosfera e può andare da pochi anni fino a migliaia di anni. Si considera che i gas rimangano in atmosfera fino a quando non risultano ben mescolati, ovvero finché la loro

concentrazione è così bassa da essere la stessa in tutto il mondo e non solo vicino alla fonte di emissione [21]. È un parametro utile per determinare gli effetti dell'inquinamento a lungo termine.

A causa degli alti impatti ambientali, alcuni fluidi di lavoro (i CFC, ovvero R11, R12, R113, R114 e R115) sono stati gradualmente eliminati dal 1991 fino al bando definitivo del 2010. Gli HCFC rispetto ai CFC hanno un valore di ODP molto inferiore perché vengono distrutti nella bassa atmosfera e solo una piccola parte raggiunge la stratosfera; per questo motivo, sono stati utilizzati temporaneamente per rimpiazzare i CFC ma tra il 2030 e il 2040 ci sarà l'eliminazione completa anche degli HCFC (R21, R22, R123, R141b e R142b). Ad oggi le due categorie di fluidi che si possono utilizzare negli impianti termici sono gli HFC e gli HFE, poiché entrambi non contengono cloro e hanno ODP nullo, anche se gli HFC sono considerati gas serra poiché hanno un valore elevato di GWP.

2.4.11 Reperibilità e costo

La fattibilità di un ciclo ORC è fortemente dipendente dalla reperibilità e dal costo del fluido di lavoro che si vuole utilizzare. I fluidi che garantiscono le migliori prestazioni solitamente sono anche i più costosi, perciò per ottimizzare l'intero sistema occorre identificare qual è il miglior compromesso tra le prestazioni ed i costi.

Gli idrocarburi sono economici e ricoprono molti utilizzi, ma hanno un elevato livello di infiammabilità e non sono molto stabili ad alte temperature. Attualmente sono molto diffusi i silossani, ovvero fluidi organici legati a gruppi Si-O, che possono essere utilizzati anche ad alte temperature (dai 250 ai 400 °C) [22].

2.4.12 Osservazioni finali

La scelta del fluido di lavoro per un impianto ORC è molto importante per quanto riguarda i costi e le prestazioni del sistema. In letteratura sono riportate tutte le caratteristiche dei fluidi utilizzabili, tuttavia per la scelta di un composto organico conviene costruire un modello del ciclo ORC e simularlo con diversi fluidi di lavoro in modo da trovare il migliore.

Dal punto di vista della struttura e del tipo di molecole, i fluidi per i sistemi ORC possono essere suddivisi in sette gruppi [18]:

1. Idrocarburi, inclusi quelli lineari (n-butano, n-pentano), ramificati (isobutano, isopentano) e idrocarburi aromatici (toluene, benzene), hanno:
 - Buone proprietà termodinamiche
 - Pericolo di infiammabilità
2. Perfluorocarburi sono/hanno:
 - Inerti e stabili, con elevata complessità molecolare
 - Proprietà termodinamiche indesiderate
3. Silossani (MM, MDM, MD2M) presentano:
 - Buone proprietà termiche e fisiche
 - Condensazione ed espansione sono isobariche ma non isoterme
4. Idrocarburi a catena lineare con parziale sostituzione di fluoro:
 - Alcuni presentano zero ODP e quindi sono potenzialmente interessanti
5. Eteri presentano:
 - Problemi di tossicità ed infiammabilità
 - Proprietà termodinamiche indesiderate

6. Alcoli presentano:

- Problemi di infiammabilità
- Solubili in acqua
- Proprietà termodinamiche non ottime

7. Fluidi inorganici hanno:

- Basso impatto ambientale
- Costi bassi e reperibilità alta
- Qualche problema operativo

Il miglior fluido per un sistema dipende sicuramente dal livello di temperatura che si ha a disposizione come sorgente calda, ma non esiste un fluido che possa andare bene per ogni ciclo ORC. La scelta deve tenere in considerazione non solo le prestazioni termodinamiche e i costi, ma anche tutti gli altri fattori sopra elencati, come le pressioni di lavoro, gli aspetti ambientali e quelli di sicurezza.

2.5 Espansori

L'espansore è uno dei componenti principali per un ciclo Rankine poiché è l'organo che converte l'energia termica in lavoro meccanico. Esistono principalmente due tipologie di espansori: quelli dinamici e quelli volumetrici. Quelli dinamici sono utilizzati principalmente per i cicli a vapore e si dividono in turbine assiali e radiali, ma non sono adatte all'utilizzo su piccola taglia perché diminuendo le dimensioni della macchina aumenta drasticamente la velocità di rotazione. Nei cicli ORC solitamente si utilizzano espansori di tipo volumetrico perché sono caratterizzati da una portata inferiore, un maggior salto di pressione e una minore velocità di rotazione. Sul mercato sono presenti espansori anche di piccole taglie (<10 kWe) che si rivelano particolarmente

convenienti nei casi di recupero di calore di scarto a bassa temperatura, a differenza degli espansori dinamici che sono utilizzati per potenze solitamente superiori a 1 MWe. Nella scelta di un espansore bisogna considerare diversi criteri: la potenza, il rapporto di espansione ed il volume, il rendimento isentropico, la necessità di lubrificazione ed i costi. Come riportato sopra, gli espansori volumetrici sono adatti a valori bassi di potenza (fino a 1 MW) e al crescere della potenza si considerano prima gli espansori Scroll e quelli a vani rotanti, poi gli espansori a pistoni alternativi ed infine quelli a vite [23]. Verranno di seguito descritte le varie tipologie di espansori volumetrici presenti sul mercato.

2.5.1 Espansori scroll (a spirale)

Gli espansori di tipo Scroll sono formati da una parte fissa ed una mobile composta da due condotti a spirale che, durante il moto, creano una serie di camere mobili di volume crescente che permettono il trasferimento del fluido dall'ingresso all'uscita. Come mostrato in Figura 2.10, il fluido entra nel centro delle spirali, rimane "intrappolato" in un vano a mezzaluna dove espande e progressivamente si sposta verso la zona periferica, da cui poi fuoriesce. Sia la parte mobile che quella fissa devono essere fabbricate in modo ottimale per garantire un'ottima tenuta stagna e un'elevata efficienza dell'espansore. Questi componenti originariamente erano stati sviluppati come compressori e solo recentemente vengono utilizzati anche come espansori.

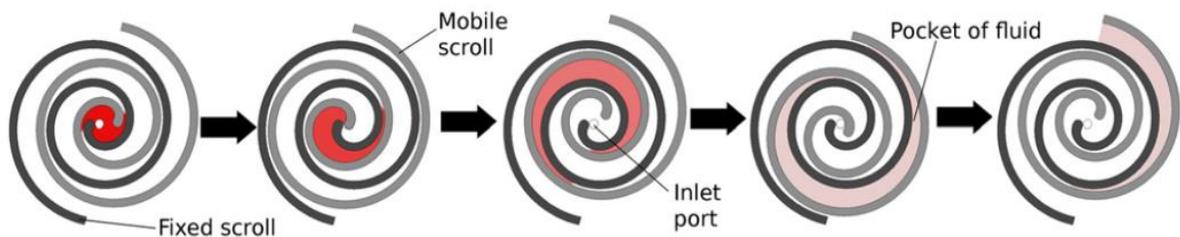


Figura 2.10 - Principio di funzionamento di un espansore Scroll [25]

Un vantaggio di questi espansori è l'assenza di valvole di aspirazione e di scarico, che rendono il componente meno rumoroso e più duraturo; tuttavia, l'assenza delle valvole non permette di variare il rapporto di espansione, che viene fissato dalla complessa geometria della macchina. Gli espansori Scroll possono essere categorizzati in due tipologie: "compliant", che richiedono di essere lubrificati per limitare l'usura, e "constrained", che non necessitano di lubrificazione. Questi espansori sono utilizzati principalmente su piccola scala, con una produzione di energia elettrica che varia da 0,1 a 10 kWe.

2.5.2 Espansori screw (a vite)

Gli espansori a vite (detti anche "screw") possono essere a singola o doppia vite. Quelli a doppia vite sono composti da due rotori di forma elicoidale (un maschio ed una femmina) che si intersecano reciprocamente. Tra di essi e tra la cassa esterna si formano delle camere all'interno delle quali viene inserito il fluido che espande durante lo spostamento verso l'uscita, determinando così l'espansione; quando il fluido raggiunge il volume massimo, inizia la fase di scarico. Durante la fase di espansione, la pressione del fluido viene trasmessa all'albero esterno dei rotori producendo lavoro meccanico.

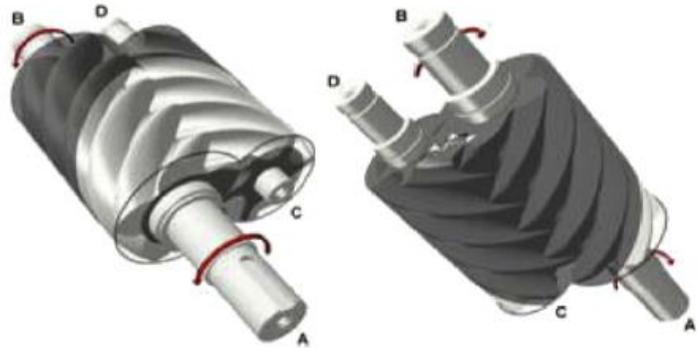


Figura 2.11 - Espansori Screw [24]

Un ciclo si compie in due rotazioni

complete del rotore maschio. Negli espansori screw gli attriti sono pochi, limitando così le perdite.

La macchina può essere lubrificata o meno, e in alcuni casi il mescolamento del lubrificante con il fluido di lavoro può essere un problema. Questi espansori solitamente sono utilizzati per la produzione di potenze di circa 20-50 kWe [24].

2.5.3 Espansori a vani rotanti

Gli espansori a vani rotanti solitamente presentano una struttura più semplice rispetto alle macchine precedentemente descritte e richiedono quindi lavorazioni meno accurate, diminuendo così il costo di acquisto. Sono compatibili con molti fluidi di lavoro e presentano una coppia non nulla allo spunto. In questa tipologia di espansori, il fluido di lavoro si espande modificando il volume tra gli

spazi chiusi che si creano tra il corpo della macchina ed il rotore. Sono presenti delle palette che servono per garantire la tenuta tra i diversi spazi in cui il fluido si trova in stati di espansione differenti. Tra i vantaggi è possibile citare una curva caratteristica quasi piatta per diverse condizioni di funzionamento, basse velocità di rotazione che rendono

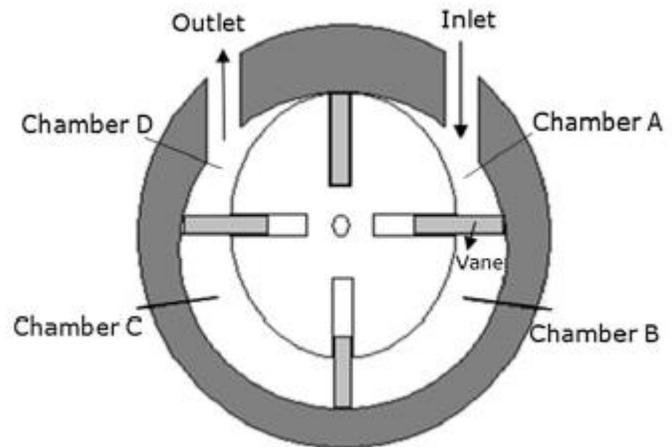


Figura 2.12 - Rappresentazione di un espansore a vani rotanti [24]

possibile l'accoppiamento con un trasformatore senza utilizzare un riduttore, la capacità di operare anche in presenza di liquido e richiedono poca manutenzione. Non producono rumore né vibrazioni e arrivano a elevati rapporti di espansione (fino a 10) [18].

2.5.4 Espansori a pistoni alternativi

Gli espansori a pistoni alternativi sono molto utilizzati nel recupero termico da motori a combustione interna. Sono composti da un cilindro all'interno del quale si muove un pistone rotante provvisto di una paletta strisciante che separa la camera di espansione in due zone: una ad alta pressione collegata al condotto di ingresso del fluido e l'altra a bassa pressione connessa allo

scarico. Mentre il pistone ruota all'interno della camera di lavoro, una frazione della portata del fluido di lavoro (determinata dal rapporto volumetrico di costruzione dell'espansore) viene fatta passare nella zona di alta pressione. Dopo questa fase detta di aspirazione, il fluido espande causando un movimento del pistone, convertendo così la sua energia interna in energia meccanica. I processi di aspirazione, espansione e scarico avvengono contemporaneamente, assicurando un funzionamento regolare ed uniforme alla macchina.

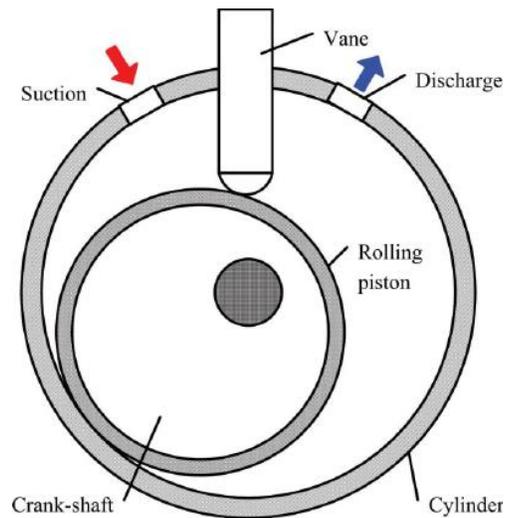


Figura 2.13 - Rappresentazione di un espansore a pistoni alternativi

Questi espansori lavorano a basse velocità di rotazione e quindi non necessitano di un sistema di lubrificazione ausiliario. Possono essere presenti perdite di fuga sia all'interno della camera di espansione dalla zona ad alta pressione a quella a bassa pressione, sia dall'interno dell'espansore verso l'ambiente circostante. Dal confronto tra un espansore a pistoni alternativi ed uno scroll, risulta che per elevati rapporti di pressione si hanno maggiori rendimenti utilizzando una macchina a pistoni alternativi [18].

2.6 Confronto tra ORC e cicli Rankine a vapore

La principale differenza tra un ciclo ORC ed un Rankine consiste nel diverso fluido di lavoro: nel primo caso si utilizzano fluidi bassobollenti (solitamente organici) mentre nel secondo si utilizza acqua. Nonostante i componenti siano gli stessi, questi due cicli presentano caratteristiche diverse.

Nel diagramma T-s riportato in Figura 2.14 sono riportate le curve limite di vapor saturo per l'acqua e per alcuni altri fluidi che vengono solitamente utilizzati nei cicli ORC. È possibile notare che l'acqua presenta una curva di saturazione con pendenza negativa, mentre per i fluidi organici è verticale o addirittura positiva; ne consegue che per i fluidi organici non ci sono limitazioni riguardanti lo stato del vapore in uscita dalla turbina, perché si avrà sempre vapore surriscaldato e non una condizione bifasica. Di conseguenza per i fluidi organici, a differenza del vapor d'acqua, non è necessaria la fase di surriscaldamento prima dell'ingresso in turbina.

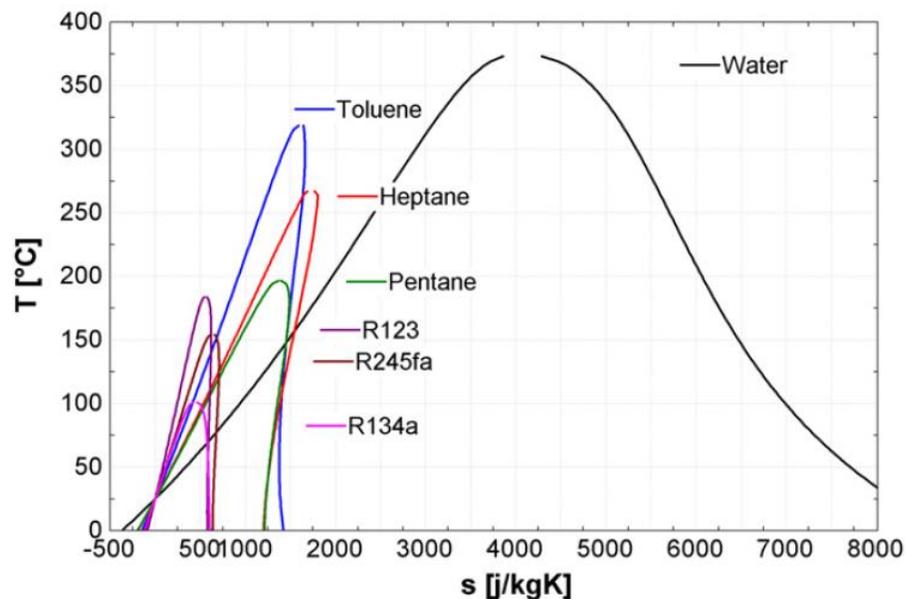


Figura 2.14 - Diagramma T-s per l'acqua e altri comuni fluidi organici [25]

I fluidi organici sono caratterizzati da una temperatura di ebollizione inferiore rispetto all'acqua ed è quindi possibile utilizzarli quando si hanno sorgenti di calore a bassa temperatura. La temperatura di ingresso in turbina per il vapore deve essere di almeno 450 °C per evitare la formazione di condensa durante l'espansione, ed è quindi necessario considerare gli stress termici sui componenti ed un costo elevato; per un fluido organico, invece, questa temperatura è solitamente inferiore a 350-400 °C. Il consumo della pompa, essendo proporzionale alla portata volumetrica del liquido

ed alla differenza di pressione, risulta più grande nei cicli ORC. Nei cicli a vapore infatti circola una portata d'acqua relativamente bassa (perché l'acqua ha un elevato calore latente di evaporazione) e di conseguenza anche il consumo della pompa è contenuto. Solitamente per determinare l'impatto della pompa sull'intero ciclo, si considera il Back Work Ratio (BWR), definito come rapporto tra il consumo della pompa e la potenza prodotta in turbina. Nei cicli a vapore si ha un BWR di circa 0.4%, mentre per un fluido ORC a bassa temperatura è di circa il 10%; in generale, minore è la temperatura critica del fluido e maggiore sarà il BWR. Per quanto riguarda la turbina, nei cicli Rankine a vapore si utilizzano turbine a più stadi di espansione perché solitamente si ha un elevato salto entalpico ed un alto rapporto tra le pressioni di ingresso ed uscita; nei cicli ORC invece si utilizzano turbine a singolo stadio, le quali risultano anche più economiche. Un altro importante fattore da considerare confrontando questi due diversi cicli, riguarda le caratteristiche dei fluidi di lavoro; l'acqua è un fluido molto conveniente perché presenta un basso costo, alta disponibilità, non è tossica né infiammabile, è chimicamente stabile e non crea problemi all'ambiente (basso GWP e ODP nullo). Considerando anche l'efficienza, il massimo rendimento ottenibile per i cicli ORC è 24%, mentre per i cicli a vapor d'acqua supera il 30% (ma con un design più complesso) [25].

Tabella 3 - Confronto tra ciclo Rankine a vapore e ciclo ORC

Caratteristiche fluido	Ciclo Rankine a vapore	Ciclo ORC
Pressione critica (P_c)	Alta	Bassa
Temperatura critica (T_c)	Alta	Bassa
Punto di ebollizione	Alto	Basso
Calore specifico	Alto	Basso
Viscosità	Bassa	Relativamente alta
Pressione di condensazione	Bassa	Accettabile
Infiammabilità	No	Dipende dal fluido
Tossicità	No	Dipende dal fluido
Impatto ambientale	No	Dipende dal fluido
Reperibilità	Disponibilità elevata	Dipende dal fluido
Costo	Basso	Alto

In conclusione, i cicli ORC sono più adatti per la produzione di bassa-media potenza (solitamente inferiore a qualche MWe); presentano costi inferiori e richiedono una configurazione molto più semplice, motivo per cui sono adatte per la generazione di potenza anche in aree remote. Nel caso di produzione di grande potenza è più conveniente utilizzare un ciclo Rankine a vapore, ma solo se si ha a disposizione una sorgente ad alta temperatura.

3 SISTEMI DI ACCUMULO TERMICO

3.1 Generalità

Un sistema di accumulo termico (“Thermal Energy Storage”, TES) è un sistema che permette di immagazzinare energia termica attraverso il raffreddamento, riscaldamento, scioglimento, solidificazione o vaporizzazione di un materiale. Questa tecnologia è indispensabile quando si ha uno sfasamento temporale tra la produzione e la richiesta di energia: i TES immagazzinano energia termica quando ve ne è disponibilità e la restituiscono quando è presente una richiesta. Un esempio tipico è quello delle fonti di energia rinnovabili, in particolar modo quella solare. Infatti l’energia solare è disponibile soltanto nelle ore diurne, mentre la domanda di energia termica è distribuita durante tutto l’arco giornaliero; qui entra in gioco l’accumulo che permette di immagazzinare durante il giorno una parte di energia termica da poter rendere poi disponibile nel momento in cui la produzione diretta non è possibile (es. di notte o in caso di nuvolosità). I consumi di energia elettrica variano significativamente tra giorno e notte e ciò causa dei periodi di picco di richiesta e periodi non di picco, durante i quali il costo dell’energia elettrica è inferiore. L’utilizzo di un accumulo permette di livellare le punte di carico (“peak shaving”): l’energia termica viene accumulata quando il costo dell’elettricità è basso e viene utilizzata durante i picchi di carico. Le caratteristiche più importanti di un sistema di accumulo sono la durata (ovvero il tempo durante il quale l’energia può essere conservata con perdite accettabili), la capacità di accumulo (quantità di energia immagazzinata nell’unità di volume) e l’efficienza (rapporto tra energia rilasciata durante la scarica e l’energia immagazzinata durante la carica). Un accumulo efficiente deve avere una lunga durata ed un’elevata densità di accumulo, minimizzando le perdite.

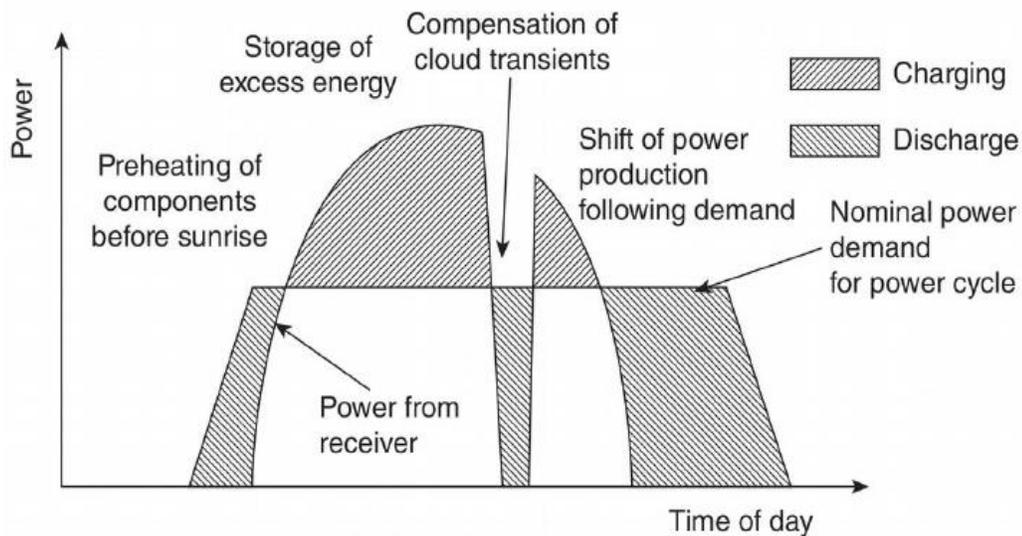


Figura 3.1 - Curva di carica e scarica di un accumulatore termico [11]

La presenza di un accumulatore termico fornisce al sistema una maggiore flessibilità, permettendo un miglior accoppiamento con le utenze elettriche. Il principio di funzionamento di un TES è lo stesso per tutte le diverse applicazioni e prevede tre fasi: una fase di carica, in cui l'energia viene fornita all'accumulo, una fase di mantenimento, in cui l'energia viene conservata all'interno dell'accumulatore, ed infine si ha la fase di scarica, in cui l'energia accumulata viene ceduta per essere utilizzata. La scelta della tipologia di accumulatore da utilizzare dipende da più discriminanti; è necessario quantificare il periodo di stoccaggio richiesto, poiché sul mercato esistono accumuli a breve termine, ovvero con ciclo giornaliero che vanno da poche ore ad un massimo di una settimana, ed accumuli a lungo termine o stagionali, con capacità di stoccaggio superiore a tre o quattro mesi. Un altro parametro utilizzato per la scelta del TES è l'intervallo di temperatura di esercizio: ci sono accumuli ad alta temperatura ($T > 200\text{ °C}$), a bassa temperatura ($20\text{ °C} < T < 200\text{ °C}$) ed accumuli freddi, in cui si hanno temperature inferiori rispetto a quella ambientale.

Tuttavia, il parametro più utilizzato per la classificazione dei TES è il meccanismo fisico utilizzato per immagazzinare l'energia termica e si può quindi parlare di:

- Accumulo sensibile → in cui si ha la variazione di temperatura del mezzo di accumulo
- Accumulo latente → in cui l'immagazzinamento ed il rilascio di energia avvengono attraverso un cambiamento di fase del mezzo di accumulo
- Accumulo termochimico → si basa su una reazione chimica reversibile, in cui si ha un assorbimento/rilascio di energia chimica di legame attraverso lo spostamento dell'equilibrio di reazione dei reagenti che costituiscono il mezzo di accumulo.

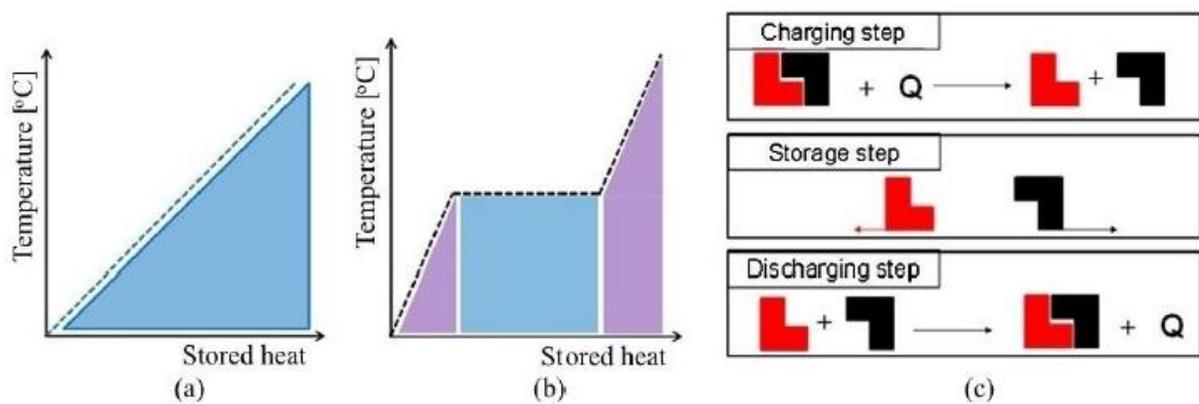


Figura 3.2 - Metodi di accumulo termico: (a) Accumulo sensibile, (b) accumulo latente, (c) accumulo termochimico [45]

3.2 Accumulo sensibile

L'accumulo di calore sensibile ("Sensible Heat Storage", SHS) è il metodo più semplice e maturo per immagazzinare energia termica. Il calore viene accumulato variando la temperatura di un mezzo di accumulo che può essere liquido (acqua, olio) o solido (roccia, mattoni, terreno, sabbia), senza alcun cambiamento di fase nell'intervallo di temperature del processo; ciò che varia è quindi l'energia interna del mezzo accumulatore. I SHS presentano due grandi vantaggi: sono economici e non c'è il rischio di dover utilizzare sostanze tossiche. L'acqua è il mezzo di accumulo più utilizzato perché è un fluido molto economico, non tossico e facilmente reperibile.

La quantità di calore immagazzinata in un accumulatore è proporzionale alla variazione di temperatura, alla capacità specifica del mezzo accumulatore ed alla sua quantità, ed è espressa come:

$$Q_{stor} = m_h \int_{T_i}^{T_f} c_p(T) dT \quad (29)$$

Dove Q_{stor} è la quantità di calore immagazzinato (in Joule), $m_h (= \rho V)$ è la massa del mezzo di accumulo (kg), c_p è il calore specifico a pressione costante (J/(kgK)), T_i è la temperatura iniziale (°C) mentre T_f è la temperatura finale (°C).

Nel caso in cui il calore specifico non cambi al variare della temperatura, si può scrivere:

$$Q_{stor} \approx m_h c_p \Delta T \quad (30)$$

La capacità di accumulare energia per un determinato materiale dipende quindi dalla sua capacità termica, ovvero dal valore di ρc_p . Un buon materiale deve avere elevata capacità termica, deve essere economico e reperibile in grandi quantità. Questo è il motivo per cui l'acqua si presenta come miglior fluido per i TES a calore sensibile. Tuttavia, in condizioni di pressione normale, per temperature superiori ai 100 °C si utilizzano oli, sali fusi o materiali solidi, che possono essere impiegati per temperature fino a 1000 °C. Lo svantaggio dei materiali solidi è il basso valore di calore specifico, a cui conseguono talvolta dimensioni eccessive del serbatoio di accumulo.

Tabella 4 - Materiali utilizzati come mezzi di accumulo sensibile e loro caratteristiche

Materiale	Temperatura (°C)	Densità (kg/m³)	Calore specifico (J/(kg°C))
Sabbia	20	1555	800
Roccia	20	2560	879
Mattoni	20	2240	880
Acqua	0-100	1000	4190
Olio	12-260	867	2200

Altri parametri che bisogna considerare nella scelta del mezzo e nella progettazione di un sistema di accumulo sono: la pressione di vapore, la velocità di estrazione del calore, la corrosività, la compatibilità tra i materiali, il coefficiente di perdita ed i costi. Nel caso di accumulatori ad acqua si progetta il sistema in modo da minimizzare il mescolamento del fluido, ottenendo una stratificazione spontanea dell'acqua (dovuta alla variazione della densità al cambiare della temperatura). La capacità di stratificazione può essere ottimizzata agendo sui parametri di progetto del serbatoio, come per esempio il rapporto tra altezza e diametro. Solitamente i serbatoi sono isolati esternamente in modo da ridurre al minimo le perdite di calore.

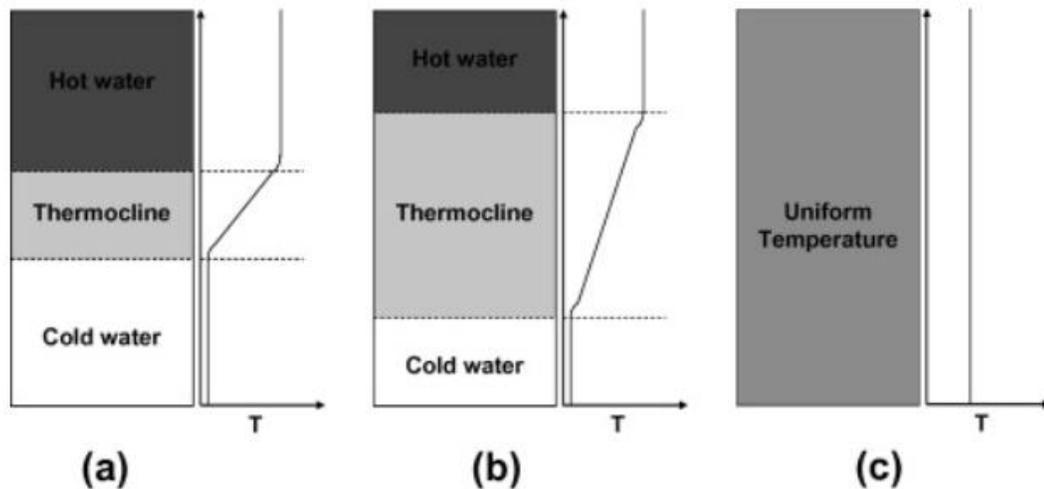


Figura 3.3 - Diversi livelli di stratificazione in un serbatoio: (a) molto stratificato; (b) moderatamente stratificato; (c) completamente mescolato [46]

3.3 Accumulo latente

I sistemi di accumulo termico latente sfruttano il cambiamento di fase di determinate sostanze per rilasciare o assorbire calore; sono un'efficiente alternativa ai sistemi di accumulo sensibile ed hanno il vantaggio di avere una maggior densità di energia rispetto ai SHS, permettendo di avere volumi minori a parità di energia accumulata. La transizione di fase di maggior interesse in questa

tipologia di accumuli è quella solido-liquido, ed i materiali che vengono utilizzati sono comunemente definiti PCM (“Phase Change Materials”).

La capacità di accumulo di un sistema che utilizza materiali a cambiamento di fase è data da:

$$Q = m\lambda_m \quad (31)$$

Dove Q è l’energia termica accumulata e λ_m è il calore latente di fusione. Tuttavia, nei casi reali, è difficile operare isotermicamente alla temperatura di cambiamento di fase, ma l’intero sistema opera in un intervallo di temperature (T_i e T_f) che include la temperatura di fusione T_m . In questo caso, oltre al calore latente, si deve anche considerare il contributo del calore sensibile accumulato in parte dal solido ed in parte dal liquido (Figura 3.4). L’energia totale accumulata dal PCM risulta quindi essere:

$$Q = \int_{T_i}^{T_f} m c_p dT + m\lambda_m + \int_{T_i}^{T_f} m c_p dT = m[\bar{c}_{p,S}(T_m - T_i) + \lambda_m + \bar{c}_{p,L}(T_m - T_i)] \quad (32)$$

Dove m è la quantità di materiale, $\bar{c}_{p,S}$ il calore specifico della fase solida, $\bar{c}_{p,L}$ il calore specifico della fase liquida e λ_m il calore latente di fusione associato al passaggio di fase.

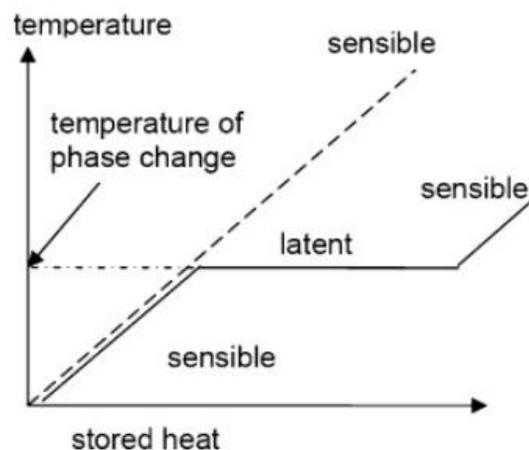


Figura 3.4 - Accumulo termico con transizione di fase [26]

Durante la fase di carica il materiale si comporta come un generico solido, assorbendo calore sensibile ed innalzando la temperatura; dopo aver raggiunto la temperatura del cambiamento di fase, si ha l'accumulo di calore latente a temperatura quasi costante. Durante la fase di scarica, invece, si realizza il processo opposto. Gli accumuli con PCM sono di notevole interesse proprio perché riescono ad accumulare e rilasciare calore a temperatura quasi costante; nonostante questo grande vantaggio, questi sistemi sono caratterizzati da un basso valore di conduttività termica che limita la velocità di carica e scarica [26]. I materiali utilizzati per accumuli latenti sono solitamente:

- Materiali organici → come per esempio paraffine, esteri, alcoli e glicoli, caratterizzati da una bassa temperatura di fusione.
- Materiali inorganici → ad esempio sali, sali idrati e metalli, utilizzati soprattutto per accumuli ad alta temperatura.
- Materiali eutettici → sono una miscela di sostanze il cui punto di fusione è inferiore a quello delle singole sostanze che la compongono [11].

Un sistema di accumulo latente è composto dal materiale soggetto al cambiamento di fase, da un involucro esterno che lo contenga e da uno scambiatore di calore attraverso cui si ha il trasferimento di calore dal fluido termovettore al materiale considerato (o viceversa, nella fase di scarica). Per aumentare l'efficienza di questi sistemi di accumulo è possibile massimizzare l'area di contatto tra il fluido termovettore ed il materiale a cambiamento di fase, o aumentare la conduttività termica di quest'ultimo utilizzando materiali compositi (es. grafite).

3.4 Accumulo termochimico

I sistemi termochimici permettono di accumulare calore sfruttando l'energia assorbita e rilasciata durante la rottura e la formazione dei legami chimici durante una reazione chimica reversibile.

Durante la fase di carica il calore da accumulare innesca una reazione chimica endotermica che, partendo dalla sostanza A, permette di scinderla nei prodotti B+C secondo tale reazione:



Dopodiché i due prodotti B e C possono essere accumulati separatamente fino alla fase di scarica, in cui le due sostanze vengono nuovamente a contatto dando origine ad una reazione chimica esotermica. Le reazioni che solitamente vengono utilizzate per gli accumuli termochimici sono riportate in tabella.

Tabella 5 - Materiali e reazioni per accumuli termochimici [26]

Composto	Reazione	Temperatura [°C]
Ammoniaca	$\text{NH}_3 + \Delta H \leftrightarrow 1/2\text{N}_2 + 3/2\text{H}_2$	400-500
Reforming del metano	$\text{CH}_4 + \text{H}_2\text{O} + \Delta H \leftrightarrow \text{CO}_2 + 3\text{H}_2$	500-1000
Carbonato di calcio	$\text{CaCO}_3 + \Delta H \leftrightarrow \text{CaO} + \text{CO}_2$	800-900
Ossido di magnesio	$\text{Mg}(\text{OH})_2 + \Delta H \leftrightarrow \text{MgO} + \text{H}_2\text{O}$	250-400

Questo meccanismo permette di avere un accumulo di lunga durata e ad elevata densità di energia.

I reagenti chimici possono essere accumulati e conservati in condizioni ambientali standard anche per tempi indefiniti, consentendo un facile trasporto e riducendo le perdite termiche. Per tale ragione sono di particolare interesse le reazioni reversibili in cui i reagenti ed i prodotti siano accumulabili in forma liquida o solida. Affinché una reazione chimica possa essere utilizzata in un sistema di accumulo termico è necessario che i reagenti siano poco costosi, che l'energia immagazzinabile sotto forma di legame sia tale da rendere il sistema conveniente e che la reazione

sia vicino all'equilibrio.

Una reazione molto utilizzata per gli accumuli termochimici nel campo del solare a concentrazione è la dissociazione dell'ammoniaca. L'ammoniaca liquida (NH_3) si dissocia in idrogeno (H_2) e azoto (N_2) sfruttando il calore reso disponibile dal sistema CSP:



L'azoto e l'idrogeno vengono accumulati in due serbatoi differenti fino a quando è richiesto il rilascio dell'energia termica accumulata (per esempio per alimentare un ciclo ORC): a questo punto le due sostanze vengono messe a contatto tra di loro dando origine ad una reazione esotermica in cui si forma nuovamente ammoniaca [26].

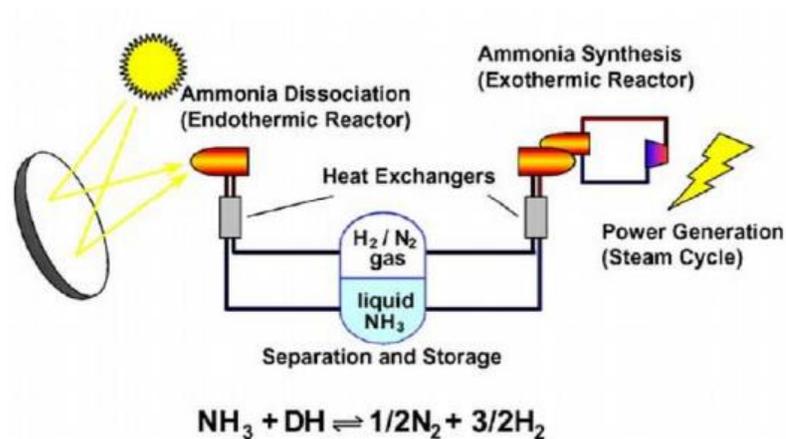


Figura 3.5 - Schema semplificato di un accumulatore termochimico con dissociazione dell'ammoniaca [26]

4 MODELLAZIONE CICLO ORC

In questo capitolo verrà descritta ed analizzata la fase di modellazione di un ciclo ORC alimentato mediante un sistema a concentrazione solare. Verranno scelti tre fluidi di lavoro e, attraverso le opportune assunzioni, verrà modellato un ciclo Rankine organico da 10 kW di potenza per dimostrare quale dei fluidi permetta il miglior sfruttamento della risorsa solare. Il modello viene realizzato e simulato attraverso il software Aspen Plus.

4.1 Concentratore solare a disco

Il sistema a concentrazione considerato in questo studio è un collettore solare parabolico a disco situato sul tetto dell'Energy Center di Torino. Il paraboloide è stato studiato e realizzato da El.Ma. srl Electronic Machining per conto del Politecnico di Torino al fine di effettuare sperimentazioni in laboratorio a scopo di ricerca e per uso temporaneo.



Figura 4.1 - Concentratore solare prodotto da El.Ma. srl Electronic Machining e installato sul tetto dell'Energy Center

Il concentratore a disco (mostrato in Figura 4.1) è composto da un paraboloide in alluminio rivestito internamente da un film polimerico riflettente e con elevata efficienza ottica; l'impianto è dotato inoltre di un sistema di inseguimento solare automatico a due assi indipendenti (azimut ed elevazione) in modo da ricevere la radiazione solare sempre con il miglior angolo di incidenza possibile. Attraverso un calcolo in tempo reale delle coordinate solari, l'inseguitore permette di orientare il sistema nella direzione del sole istante per istante. Il paraboloide ha una superficie captante di $4,5 \text{ m}^2$ con un rendimento ottico dell'80% e nel fuoco della parabola si possono raggiungere temperature di $1800 \text{ }^\circ\text{C}$. Con una radiazione diretta media di circa 800 W/m^2 , la potenza concentrata in condizioni ottimali è di circa $2,8 \text{ kW}$.

I valori di temperatura raggiunti sul fuoco del paraboloide sono riportati in Figura 4.2 e sono stati ricavati a partire dai valori medi stagionali di irradianza che, importati su un modello 2D su Comsol, hanno permesso di determinare le curve giornaliere di temperatura per le diverse stagioni.

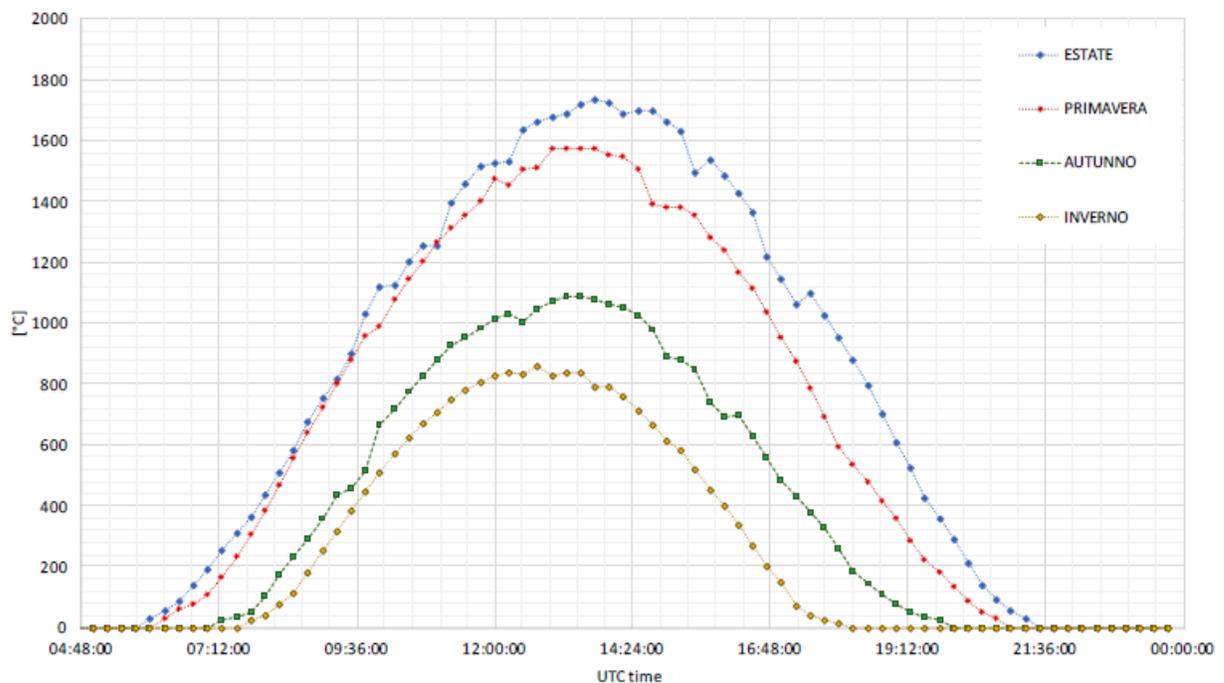


Figura 4.2 - Variazione giornaliera della temperatura media stagionale raggiunta sul fuoco della parabola. I valori sono stati ottenuti da un modello 2D su Comsol [47]

4.2 Scelta dei fluidi di lavoro

In questo lavoro di tesi si è scelto di utilizzare il concentratore solare descritto nel paragrafo precedente per alimentare un ciclo ORC. Questa decisione influenza la scelta dei fluidi da utilizzare all'interno del ciclo: come è possibile notare dalla Figura 4.2, il concentratore a disco permette il raggiungimento di elevate temperature nel fuoco della parabola (oltre 1700 °C). Tuttavia è necessario considerare non solo le temperature raggiunte, ma anche per quante ore al giorno queste temperature sono raggiungibili. Il ciclo Rankine organico funziona solo quando la temperatura del fluido nel paraboloide è superiore ad una determinata temperatura di soglia stabilita per ogni fluido durante l'analisi di sensitività dell'evaporatore (paragrafo 4.3.4).

La scelta dei fluidi di lavoro viene effettuata considerando le temperature rese disponibili dal concentratore e gli aspetti ambientali, in particolare l'ODP ed il GWP. Per tale ragione vengono studiati due fluidi appartenente alla classe dei silossani ed un fluido commerciale.

I silossani sono dei composti chimici caratterizzati dalla ripetizione del gruppo funzionale R_2SiO ed il loro nome deriva dalla combinazione di *silicio*, *ossigeno* ed *alcano*. Questi composti si suddividono in silossani ciclici, di cui fanno parte il D3, D4, D5 e D6, ed i silossani lineari, ovvero MM, MDM, MD2M e MDnM. Questi fluidi siliconici sono spesso utilizzati come fluidi di lavoro nei cicli ORC ad alta temperatura: non sono tossici né corrosivi, presentano una buona stabilità termica e sono poco infiammabili. Per quanto riguarda gli aspetti ambientali, si è scelto di utilizzare i fluidi siliconici poiché sono caratterizzati da un valore di ODP nullo e da un GWP molto basso [27]. I silossani scelti come fluidi di lavoro per il ciclo ORC in questo lavoro di tesi sono stati l'MDM ed il MD2M.

Il terzo fluido scelto per il confronto è un prodotto commerciale che solitamente viene utilizzato come fluido di scambio termico in alcune applicazioni industriali. Tuttavia, come citato in letteratura [28], può anche essere impiegato come fluido di lavoro nei cicli ORC ad alta temperatura. Poiché il concentratore considerato in questo lavoro di tesi permette il raggiungimento di temperature molto elevate, si è deciso di studiare il ciclo ORC utilizzando un fluido di lavoro che potesse lavorare a temperature superiori rispetto ai siliconici citati sopra. A tal fine, viene studiato il Therminol 66, un fluido composto da terfenile modificato che rimane in fase liquida ad alte temperature ed a basse pressioni; per questo motivo è spesso utilizzato a pressione ambiente.

Tabella 6 - Temperatura e pressione critica per i siliconici MDM e MD2M [29] e Therminol 66 [30]

Nome del fluido	Tipo di fluido	Tcritica [°C]	Pcritica [bar]
MDM	Asciutto	290,98	14,15
MD2M	Asciutto	326,25	11,9
Therminol 66	Asciutto	569	24,3

Per i tre fluidi considerati viene effettuato un confronto tra i dati sperimentali trovati in letteratura (Tabella 6) e quelli calcolati dal software Aspen Plus. Viene realizzato un diagramma T-s per MDM, MD2M e Therminol 66 per poi poter confrontare le temperature e le pressioni critiche ottenute dal calcolatore con i dati sperimentali.

A tal fine è stato utilizzato un elemento presente all'interno della libreria "Exchangers" di Aspen Plus: l'Heater. L'utilizzo di questo componente permette di scaldare una portata di fluido in ingresso denominata "IN": si può poi decidere se in uscita si vuole avere il fluido in fase liquida o vapore.

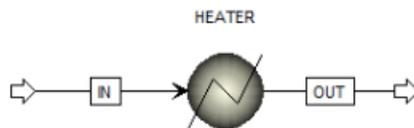


Figura 4.3 - Schema dell'impianto utilizzato per tracciare le curve T-s

Il flusso in ingresso ha un valore di portata di 1 kg/s, in modo da avere poi nel diagramma T-s l'entropia specifica. Attraverso un'analisi di sensitività viene fatta variare la temperatura in ingresso e si misurano le temperature e le entropie del flusso in uscita sia per lo stato vapore (condizione ottenuta impostando "vapor fraction"=1) che per quello liquido ("vapor fraction"=0). I valori ottenuti sono stati rappresentati poi in un diagramma T-s; questo processo è stato eseguito per tutti e 3 i fluidi scelti.

4.2.1 MDM

Il primo fluido analizzato è l'Ottimetiltrisilossano $C_8H_{24}Si_3O_2$ (MDM). Dai dati in letteratura si ricava che la temperatura critica dell'MDM è pari a 290,98 °C e la pressione critica è 14,15 bar [29]. Questi valori trovano conferma dai risultati ricavati da Aspen Plus, per il quale la temperatura critica è di 291 °C e la pressione critica è 14,55 bar. La pendenza della curva limite di saturazione

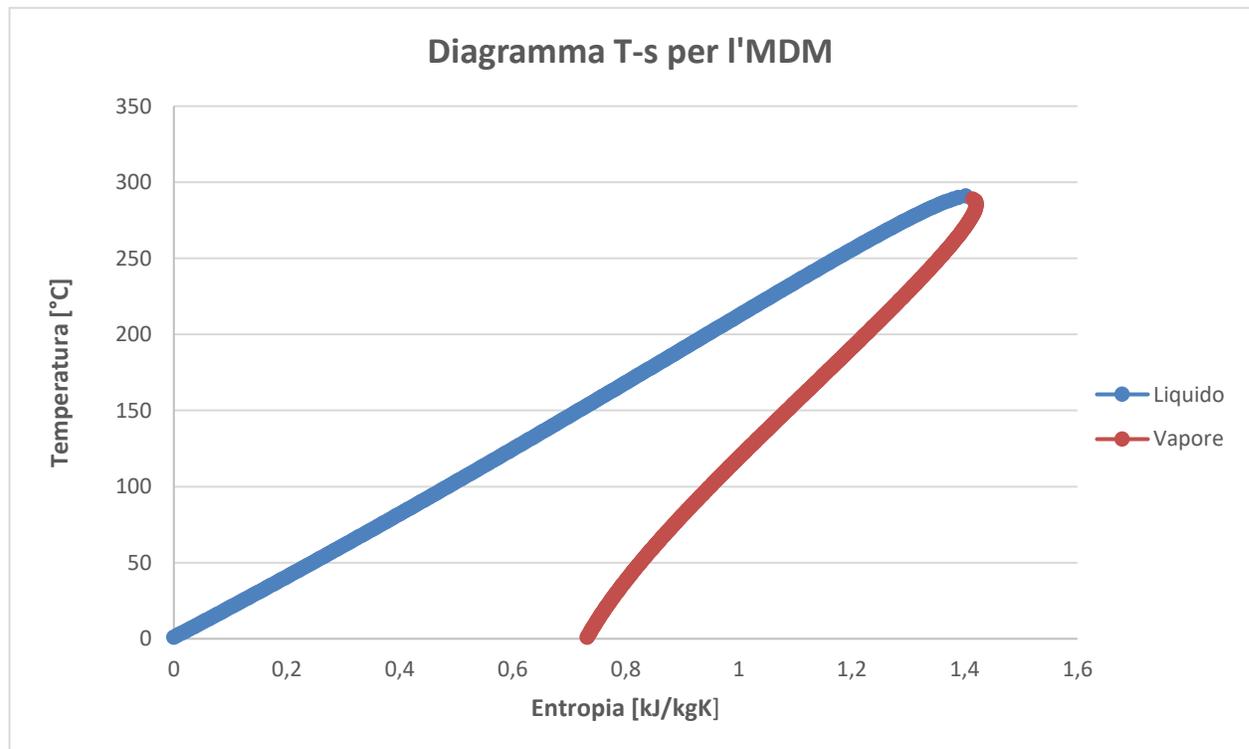


Figura 4.4 - Diagramma T-s ottenuto dal software Aspen Plus per l'MDM

è negativa e quindi il fluido è di tipologia asciutto; risulta quindi adatto per essere utilizzato come fluido di lavoro in un ciclo ORC. Durante l'analisi di sensitività è stata calcolata anche la pressione corrispondente ad ogni valore di temperatura; tuttavia, non è mostrata nel grafico. Il diagramma T-s ottenuto è riportato in Figura 4.4.

4.2.2 MD2M

Il secondo fluido di cui sono state analizzate le proprietà è il decametiltetrasilossano $C_{10}H_{30}Si_4O_3$ (MD2M). Anche questo è un fluido siliconico e dall'analisi eseguita su Aspen Plus emerge che la temperatura critica è di 326 °C e la pressione critica è di 11,86 bar; questi risultati sono coerenti con quanto riportato in letteratura, rispettivamente 326,25 °C e 11,9 bar. Anche in questo caso la pendenza della curva di vapor saturo è negativa ed il fluido è utilizzabile in un ciclo ORC. Il grafico ottenuto è il seguente:

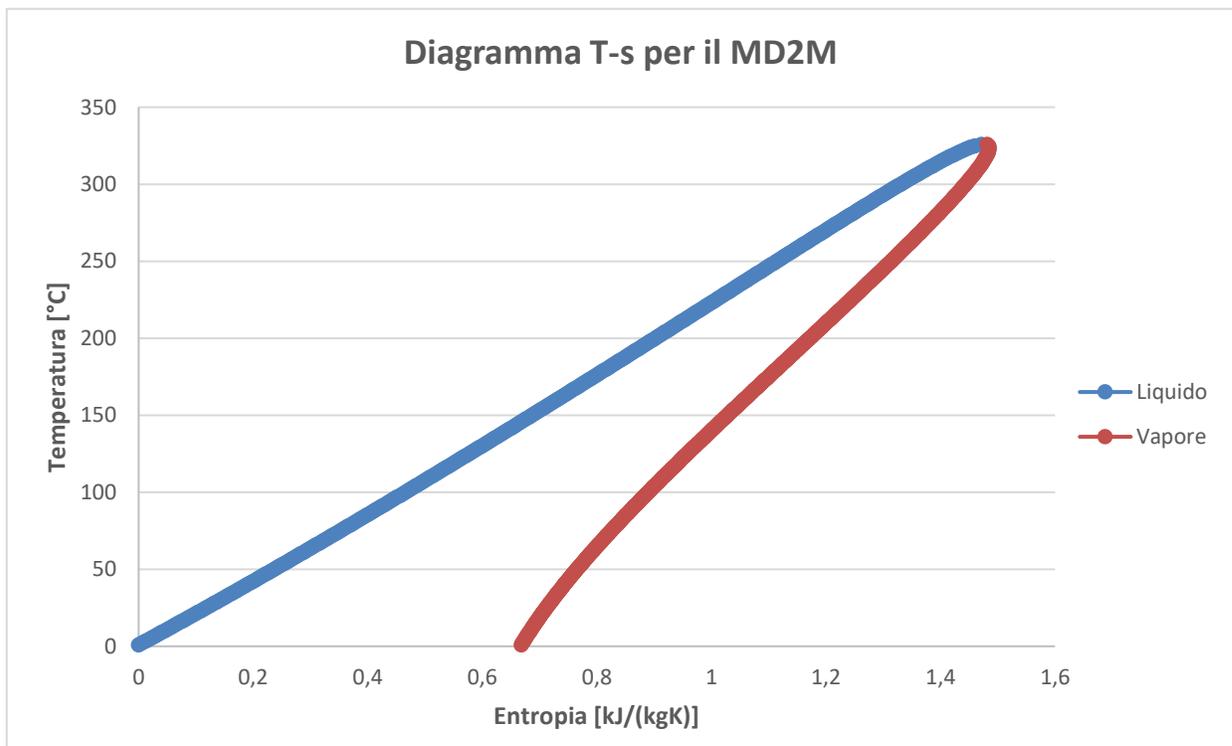


Figura 4.5 - Diagramma T-s ottenuto dal software Aspen Plus per il MD2M

4.2.3 Therminol 66

Il terzo fluido analizzato è il Therminol 66, un fluido commerciale prodotto dalla società Eastman e composto da terfenile modificato; si presenta come un liquido chiaro di colore giallo pallido. I dati di temperatura e pressione critica ottenuti da Aspen Plus sono rispettivamente 568 °C e 24,03 bar; gli stessi dati in letteratura sono di 569 °C e 24,3 bar [30]. Si ha quindi coerenza tra i dati del software e quelli sperimentali. Il diagramma T-s ottenuto è riportato in Figura 4.6.

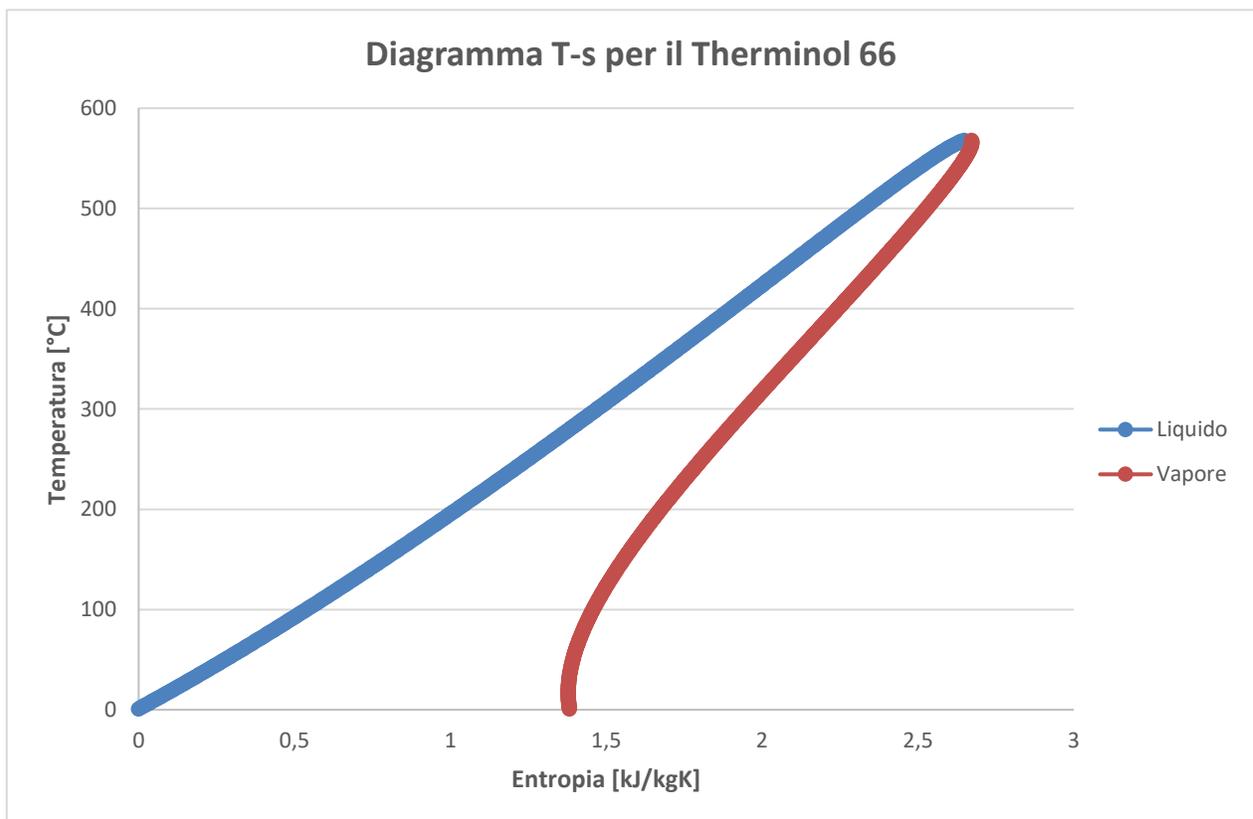


Figura 4.6 - Diagramma T-s ottenuto dal software Aspen Plus per il Therminol 66

4.3 Modellazione dei componenti e scelta del punto di

progetto

Nel seguente paragrafo vengono analizzati singolarmente tutti i componenti del ciclo ORC e viene effettuata per ognuno di essi un'analisi di sensitività al fine di determinare il punto ottimale di progetto. Durante questa analisi, viene fatto variare un parametro a scelta in un range prestabilito e si vede come varia a sua volta un altro parametro. Si è scelto di iniziare dal componente della turbina perché la prima assunzione che si fa per la modellazione del ciclo è una produzione di potenza in output di 10 kW.

4.3.1 Espansore

L'espansore è il primo componente che viene preso in considerazione in questa trattazione e viene studiato per tutti i fluidi di lavoro scelti e descritti nel paragrafo 4.2. I parametri che sono stati fissati per lo studio della turbina sono la temperatura dei fluidi in ingresso e la potenza che deve avere in output la turbina stessa (10 kW).

Per quanto riguarda il silossano (MDM) si è scelto di fissare la temperatura di ingresso in turbina (che equivale alla temperatura in uscita dal generatore di vapore) a 250 °C. La scelta di limitare tale temperatura a 250 °C è stata effettuata per una questione di sicurezza: il punto critico del MDM si ha a 291 °C ed è importante che il fluido non raggiunga mai quella temperatura, per evitare fenomeni di instabilità. Inoltre, ad una temperatura di 250 °C corrisponde la pressione di 7,72 bar e, incrementando ulteriormente la temperatura, anche la pressione salirebbe, causando un incremento del lavoro della pompa ed un maggiore spessore delle tubature. Per i motivi sopracitati, si è scelto di far entrare il MDM in turbina ad una temperatura di 250 °C e 7,72 bar di pressione.

Il secondo fluido scelto per il confronto è il MD2M che, come è possibile notare dal diagramma T-s, presenta una temperatura critica di 326 °C, di poco superiore all'MDM. Tuttavia, per fare un confronto adeguato, si è deciso di prendere come temperatura di ingresso in turbina la temperatura corrispondente alla stessa pressione di ingresso utilizzata per il primo fluido. Per questo motivo, per il MD2M è stata scelta una pressione di input nell'espansore di 7,65 bar a cui corrisponde una temperatura di 297 °C.

Il terzo fluido considerato è il Therminol 66 che, come è possibile notare dal diagramma T-s, presenta una temperatura critica parecchio superiore rispetto ai siliconici precedentemente citati (568 °C vs 291 °C e 326 °C). Tuttavia, anche in questo caso si è deciso di scegliere come temperatura in ingresso in turbina la temperatura corrispondente circa alla stessa pressione utilizzata per gli altri fluidi. Per il Therminol 66 è stata fissata una pressione di input in turbina di 7,69 bar a cui corrisponde una temperatura di 473 °C.

La potenza meccanica prodotta dall'espansore per tutti i fluidi è fissata a 10 kW ed anche i rendimenti isoentropici e meccanici sono uguali e sono rispettivamente 0,9 e 0,98. Tuttavia, va considerato anche il rendimento dell'alternatore, che viene assunto pari a 0,98. La potenza elettrica prodotta dal ciclo risulta quindi di 9,8 kW_e.

Tabella 7 - Assunzioni per la modellazione dell'espansore nel ciclo ORC

	MDM	MD2M	Therminol 66
Temperatura in ingresso $T_{\text{turb_in}}$	250 °C	297 °C	473 °C
Pressione in ingresso $P_{\text{turb_in}}$	7,72 bar	7,65 bar	7,69 bar
Rendimento isoentropico $\eta_{\text{is_turb}}$	0,9	0,9	0,9
Rendimento meccanico η_{mec}	0,98	0,98	0,98
Potenza meccanica in uscita W_{out}	10 kW	10 kW	10kW
Rendimento dell'alternatore η_{al}	0,98	0,98	0,98
Potenza elettrica prodotta W_{el}	9,8 kW _e	9,8 kW _e	9,8 kW _e

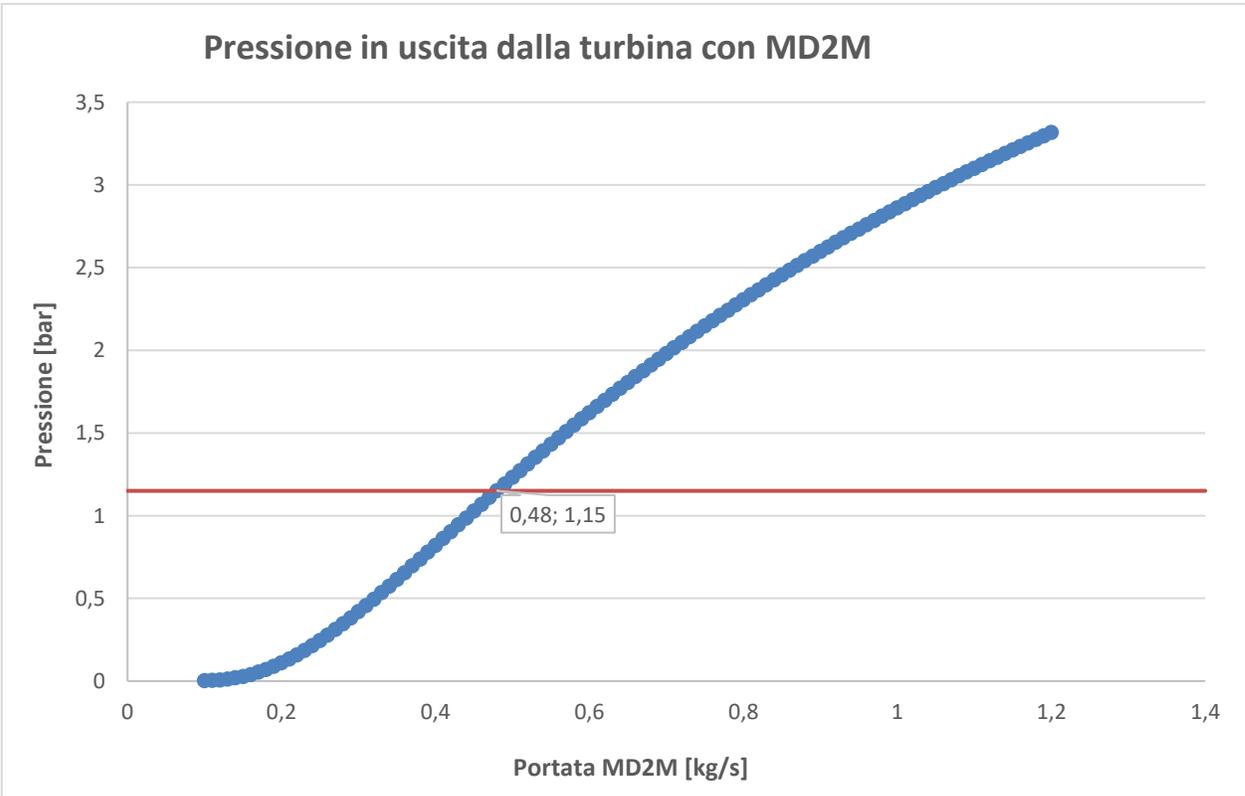
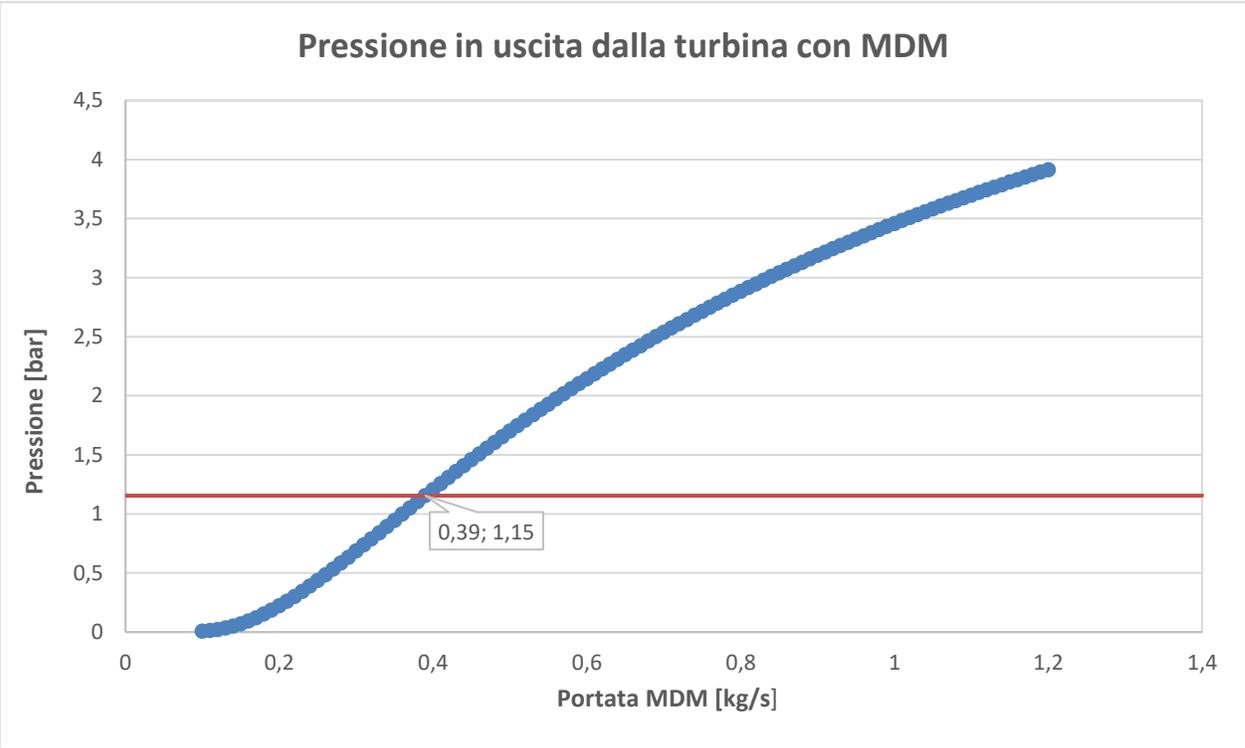
Il componente utilizzato su Aspen Plus per la modellazione è un compressore della libreria dei “Pressure Changers”, a cui è stato specificato di lavorare come turbina. Dopo aver fissato i parametri sopracitati sul software, viene effettuata un’analisi di sensitività sul componente per trovare il valore ottimale della portata del fluido in funzione della pressione in uscita dalla turbina. La portata viene fatta variare tra 0,1 kg/s ad 1,2 kg/s con un incremento di 0,01 kg/s ad ogni step; per ogni valore di portata, quindi, viene calcolato dal software il valore di pressione che si ha in uscita dalla turbina e che assicura una produzione di 10 kW di potenza. Questo processo è stato effettuato per entrambi i fluidi considerati nello studio ed i grafici ottenuti sono rappresentati in Figura 4.7.

Per scegliere il valore ottimale di portata del fluido sono state effettuate delle considerazioni sulla pressione in uscita dalla turbina. Dai grafici pressione-portata è possibile notare che queste due grandezze risultano essere direttamente proporzionali. Una minor portata di fluido certamente porterebbe benefici all’intero sistema perché ridurrebbe i costi del fluido ed il lavoro della pompa, tuttavia a basse portate corrispondono bassi valori di pressione in uscita dalla turbina, anche inferiori alla pressione atmosferica. Per una questione di sicurezza è importante che nel circuito si abbia sempre una leggera sovrappressione rispetto all’ambiente circostante in modo da evitare infiltrazioni di aria all’interno dell’impianto.

Fissando la pressione in uscita alla turbina a circa 1 bar, dall’analisi di sensitività è stato possibile ricavare i corrispondenti valori di portata per i 3 fluidi. I valori di pressione scelti sono riportati nella Tabella 8.

Tabella 8 - Pressioni scelte per i fluidi in uscita dall’espansore

	MDM	MD2M	Therminol 66
Pressione uscita turbina $P_{\text{turb_out}}$	1,15 bar	1,15 bar	1,13 bar



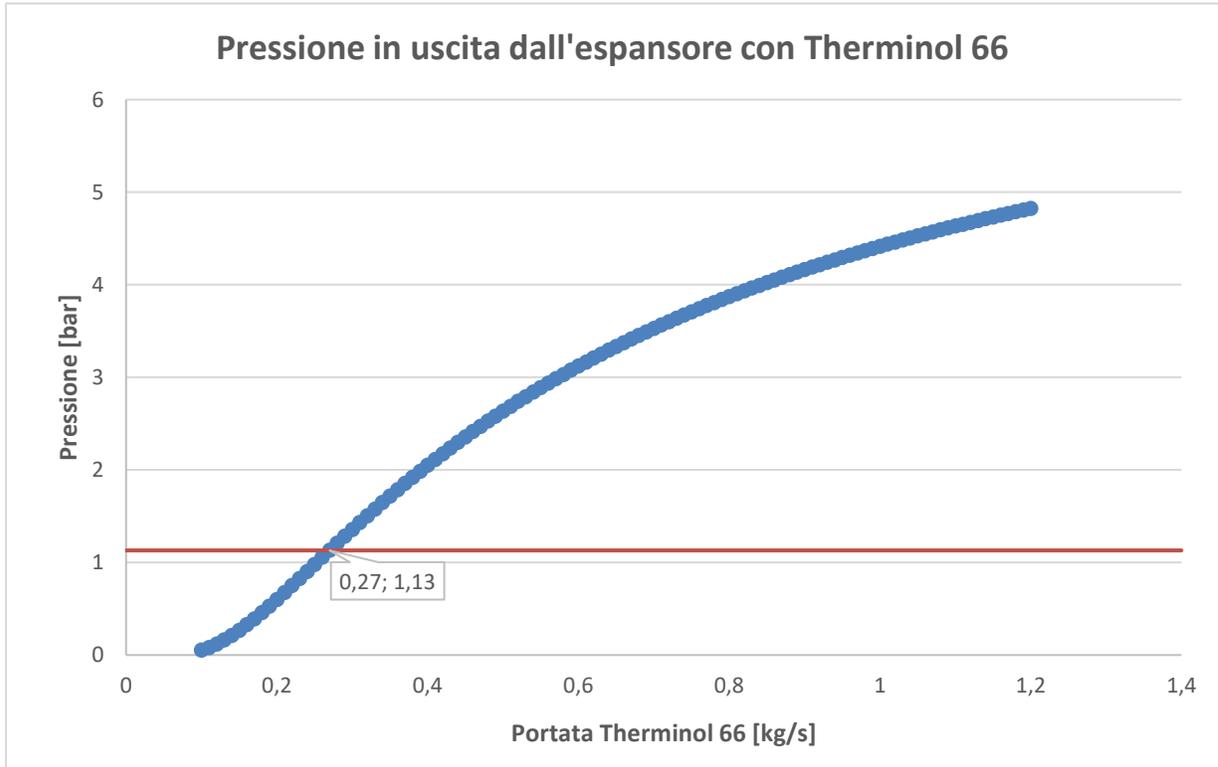


Figura 4.7 - Temperatura in uscita dalla turbina e corrispondenti a circa 1 bar di pressione per MDM, MD2M e Therminol 66

Dai grafici riportati sopra è possibile vedere che le portate corrispondenti alle pressioni scelte sono 0,39 kg/s (1404 kg/h) per il MDM, 0,48 kg/s (1728 kg/h) per il MD2M e 0,27 kg/s (972 kg/h) per il Therminol 66. Il software Aspen Plus fornisce i valori di temperatura che si hanno in uscita dalla turbina nelle condizioni di progetto descritte precedentemente. Il fluido in uscita dalla turbina, come è possibile notare dal “vapor fraction” riportato in Figura 4.8, è ancora nella fase di vapore e non ci sono quindi problemi di formazione di particelle liquide nella turbina.

Tabella 9 - Valori di portata e temperatura ottenuti dal modello dell'espansore simulato su Aspen Plus

	MDM	MD2M	Therminol 66
Portata \dot{m}_{ORC}	0,39 kg/s	0,48 kg/s	0,27 kg/s
Temperatura in uscita T_{turb_out}	225,32 °C	275,09 °C	451,8 °C

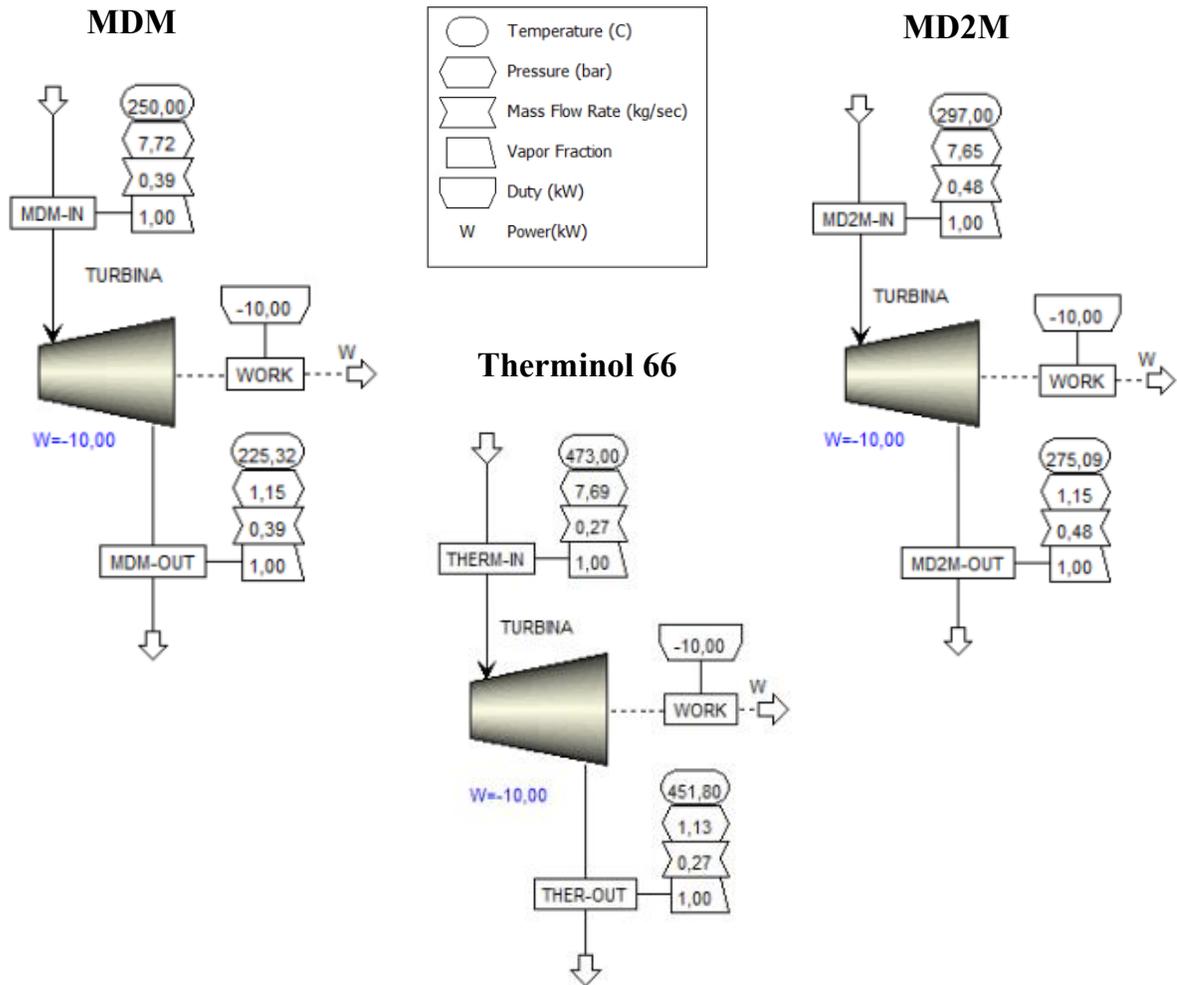


Figura 4.8 - Schema espansore Aspen Plus con valori di riferimento al punto di progetto scelto

4.3.2 Condensatore

Il condensatore è un componente indispensabile per il funzionamento di un ciclo ORC. È uno scambiatore che viene attraversato in controcorrente da due flussi differenti che scambiano calore tra di loro: un flusso caldo ed uno freddo. Il flusso caldo corrisponde a quello in uscita dall'espansore e cede calore al fluido freddo al fine di condensare e ritornare in fase liquida; il flusso freddo, assorbendo il calore di condensazione, esce ad una temperatura superiore. Poiché il

ciclo ORC che si vuole modellare è stato pensato per sia per la produzione di energia elettrica che termica, il calore di condensazione che viene ceduto dal fluido caldo deve scaldare un fluido freddo che venga utilizzato per qualche applicazione in cui sia richiesta una potenza termica, come ad esempio in un processo industriale o per il riscaldamento. Il fluido di raffreddamento che si è deciso di utilizzare è stato l'acqua, in modo che fosse possibile utilizzarla per diverse applicazioni. Si assume una temperatura dell'acqua in ingresso al condensatore di 60 °C, un valore coerente con la temperatura di ritorno di una rete di riscaldamento.

Su Aspen Plus il condensatore è modellato utilizzando il componente "HeatX" della libreria "Exchangers". I valori in input per i 3 fluidi studiati corrispondono ai valori ottenuti in output dall'espansore analizzato nel paragrafo 4.3.1, mentre i valori in output sono stati calcolati direttamente dal software. Si è assunto che la pressione del fluido caldo non subisca variazioni durante la condensazione.

Tabella 10 - Valori di input dei fluidi di lavoro per la modellazione del condensatore

	MDM	MD2M	Therminol 66
Portata \dot{m}_{ORC}	0,39 kg/s	0,48 kg/s	0,27 kg/s
Temperatura ingresso T_{cond_in}	225,32 °C	275,09 °C	451,8 °C
Pressione ingresso P_{cond_in}	1,15 bar	1,15 bar	1,13 bar
Pressione uscita P_{cond_out}	1,15 bar	1,15 bar	1,13 bar

Per quanto riguarda l'acqua, invece, si è assunta una temperatura di ingresso di 60 °C ed una pressione di 1 bar per tutte e 3 le configurazioni (MDM, MD2M e Therminol 66).

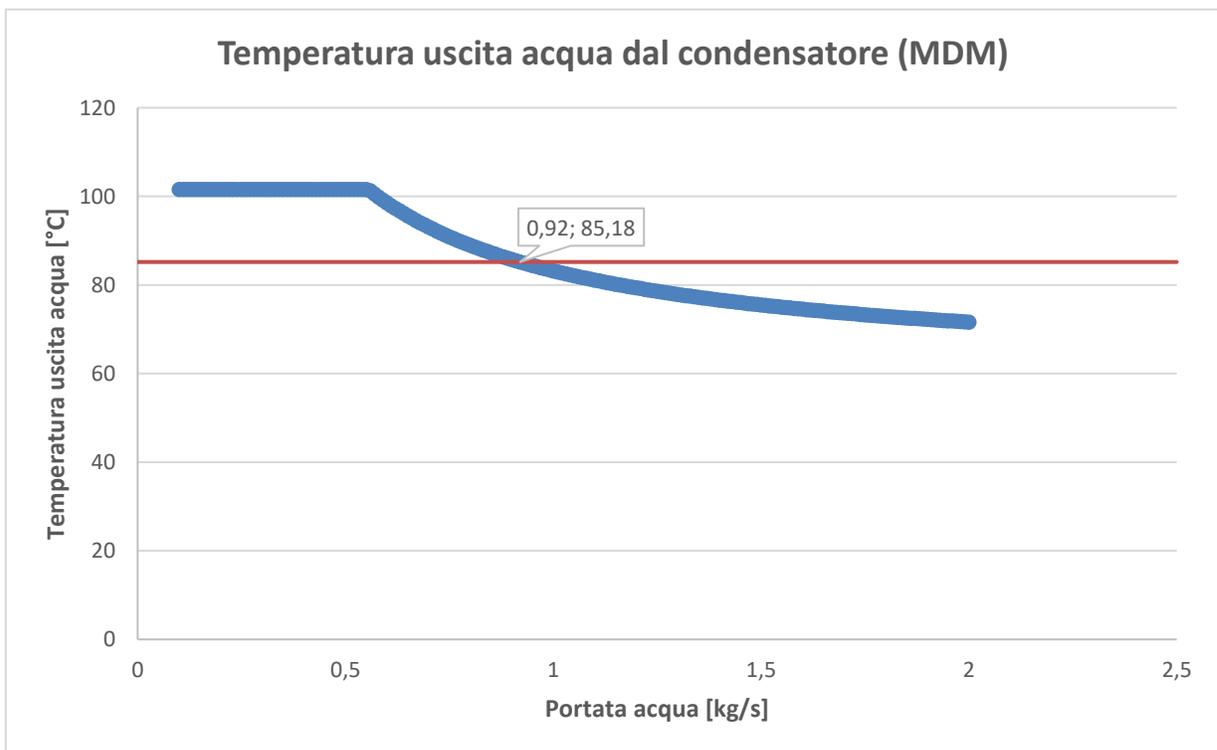
Tabella 11 - Valori di input per il fluido refrigerante del condensatore

	Fluido refrigerante → acqua
Temperatura ingresso T_{wat_in}	60°C
Pressione ingresso P_{wat_in}	1 bar

Ciò che manca ancora all'interno del modello, sono i valori di temperatura in uscita dell'acqua e la sua portata. Questi due parametri sono dipendenti tra loro, e viene quindi fatta un'analisi di sensitività al fine di determinarne i valori ottimali per tutti e 3 i fluidi di lavoro considerati. Nell'analisi si fa variare la portata d'acqua da 0,1 kg/s a 2 kg/s con un incremento di 0,01 kg/s. Per ogni step, si determina la temperatura in uscita del fluido refrigerante. Come è stato detto in precedenza, l'acqua in uscita può essere poi utilizzata per altri scopi, tra cui il riscaldamento. Per tale motivo, si sceglie di prendere il valore di portata tale per cui la temperatura dell'acqua in uscita sia di circa 85 °C. In tabella sono riportati i valori della temperatura dell'acqua che sono stati scelti, con i relativi valori di portata corrispondenti.

Tabella 12 - Valori determinati dall'analisi di sensitività per il flusso di acqua

	MDM	MD2M	Therminol 66
Temperatura uscita acqua T_{wat_out}	85,18 °C	85,15 °C	85,17 °C
Portata \dot{m}_{acqua}	0,92 kg/s	1,12 kg/s	1,14 kg/s



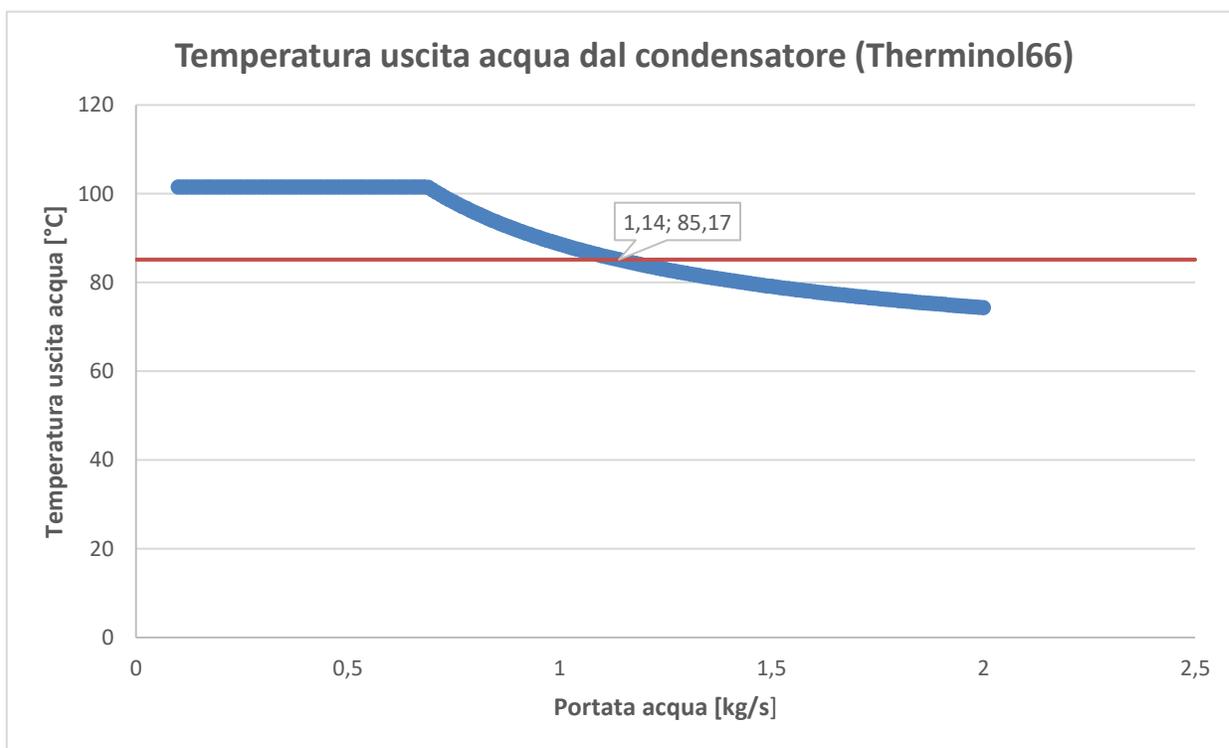
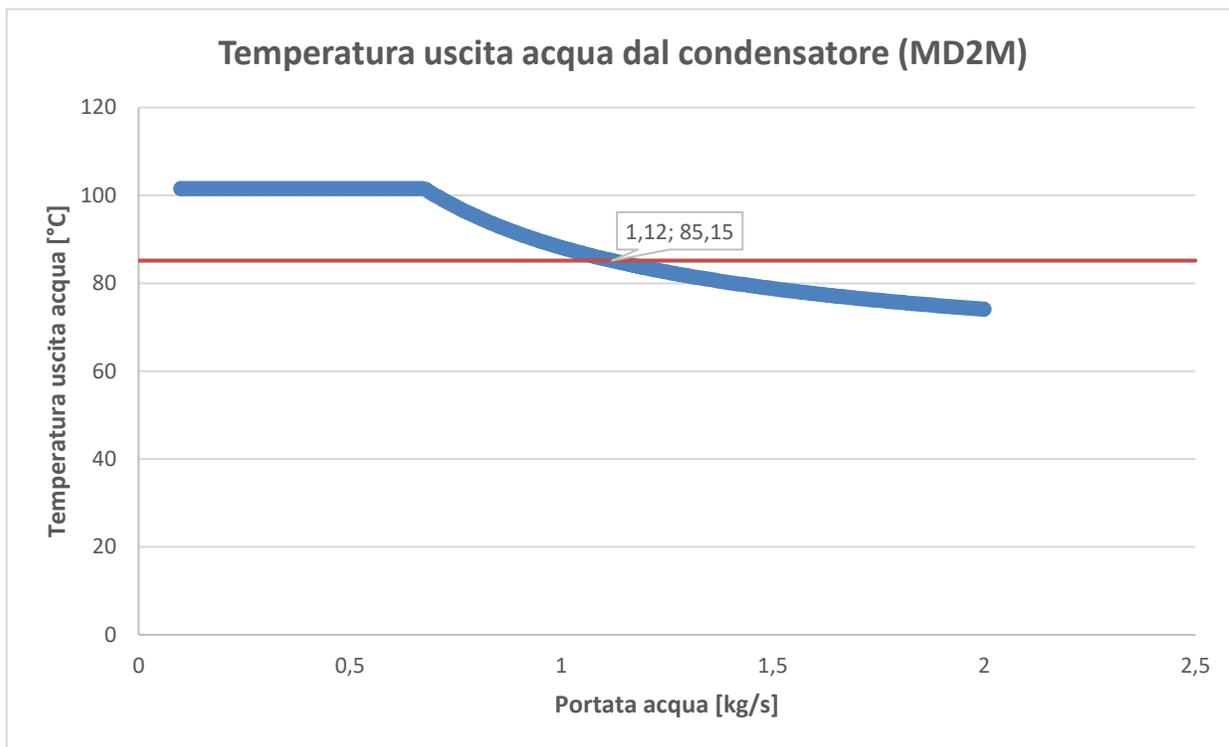


Figura 4.9 - Temperatura dell'acqua in uscita dal condensatore in funzione della portata, per MDM, MD2M e Therminol 66

Il valore massimo di portata che si ottiene dall'analisi di sensitività si ha per il Therminol 66, mentre il minimo per l'MDM. Questo è giustificato dal fatto che la differenza di temperatura tra ingresso ed uscita dell'acqua è uguale per tutti i fluidi, ma la potenza ceduta dal fluido caldo per la condensazione invece è diversa: è massima per il Therminol 66 (130,54 kW_{th}) e minima per l'MDM (105,42 kW_{th}). Quindi, serve una maggior portata di acqua per permettere la condensazione del fluido commerciale rispetto ai siliconici. In Figura 4.10 è riportato l'impianto modellato su Aspen Plus con i valori ottenuti per i flussi in ingresso ed in uscita, e la potenza termica utile.

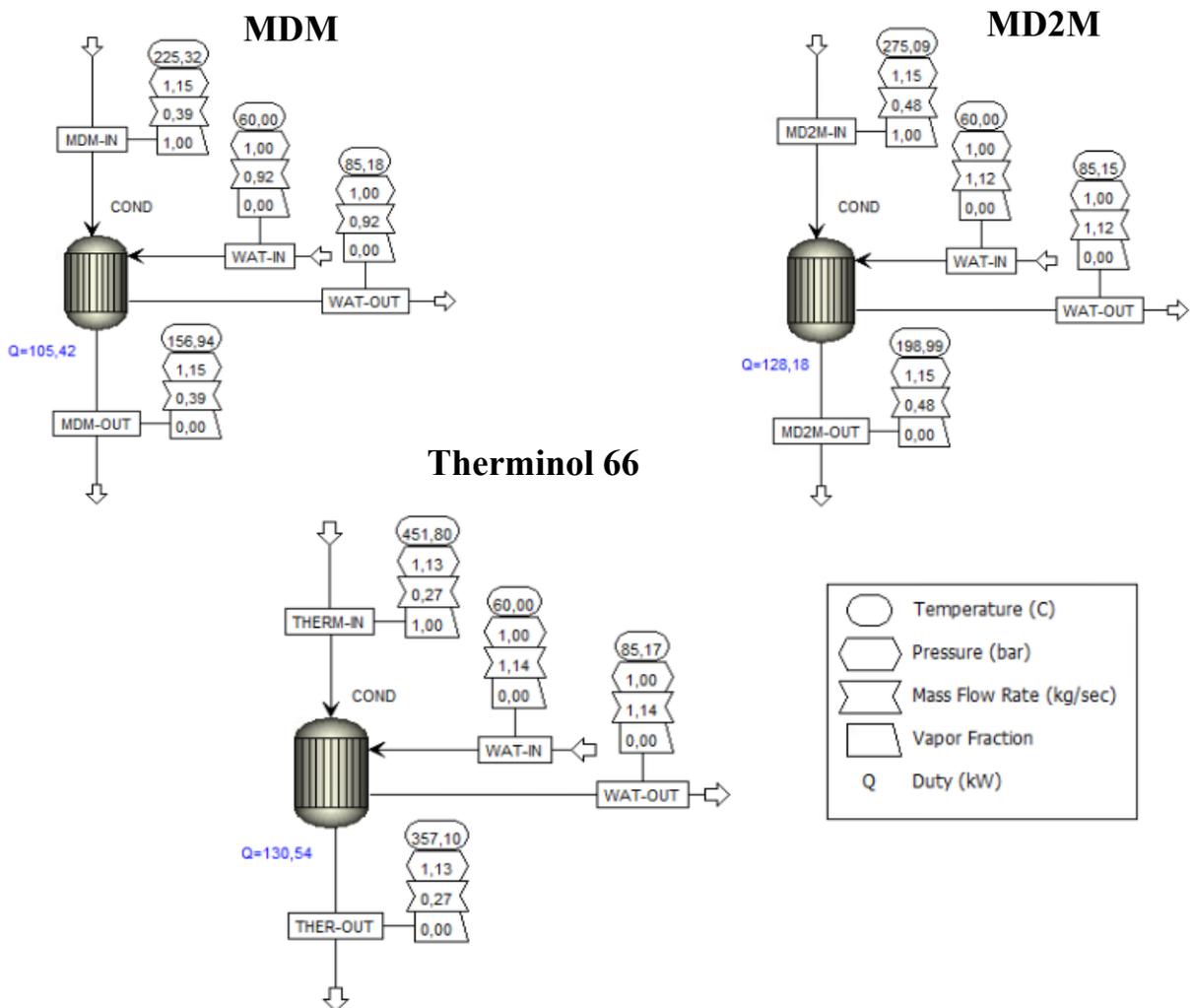


Figura 4.10 - Modello del condensatore su Aspen Plus con i dati riferiti al punto di progetto scelto

Per il condensatore sono riportati anche i diagrammi Temperatura-Potenza termica.

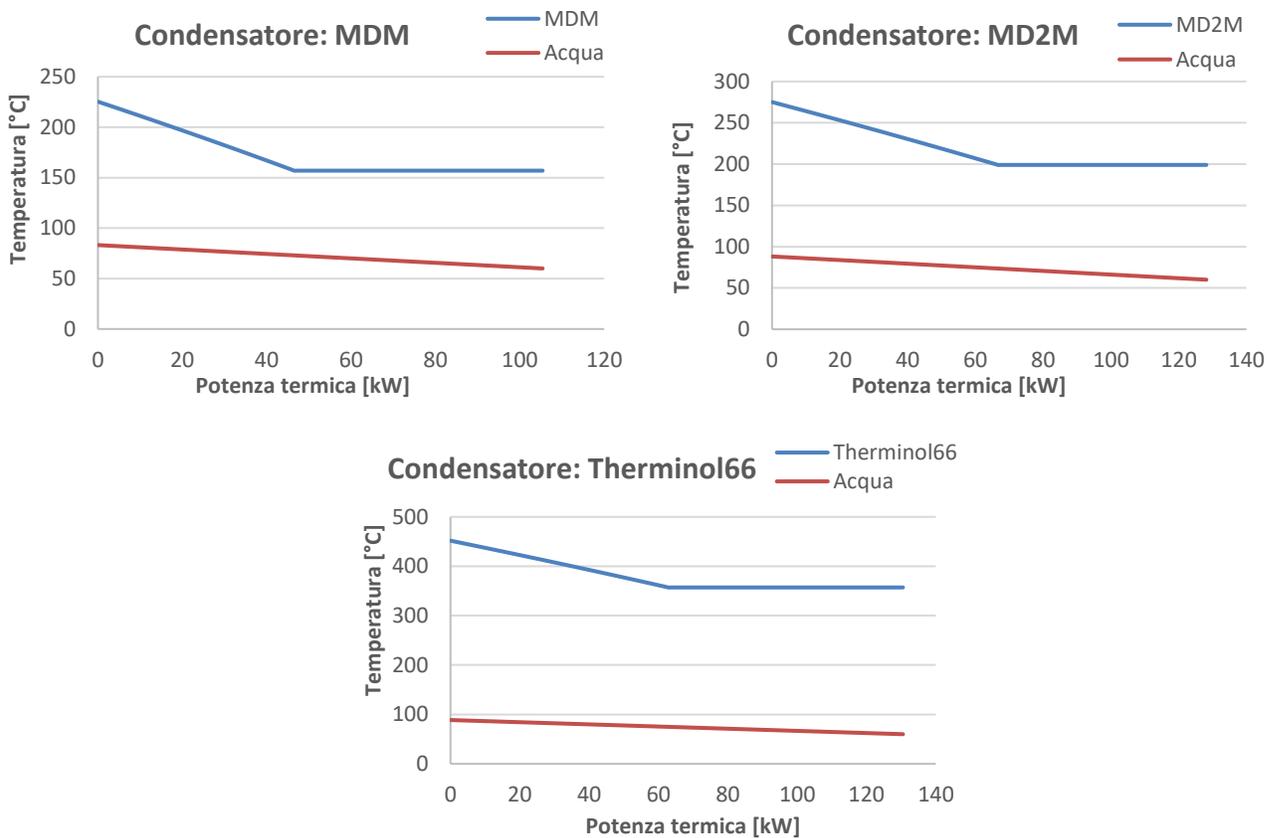


Figura 4.11 - Grafici T-Q per il condensatore

I grafici mostrano il variare della temperatura del fluido di lavoro e dell'acqua al variare della potenza termica scambiata. I flussi sono in controcorrente ed è possibile notare che l'acqua (in rosso) aumenta la sua temperatura mentre il fluido di lavoro (in blu) prima si raffredda e poi avviene il cambiamento di fase a temperatura costante. Le due curve risultano più distanti tra loro nel caso del Therminol 66, in quanto è più elevata la differenza di temperatura tra il fluido caldo e quello freddo. La potenza termica smaltita al condensatore è riportata nella Tabella 13.

Tabella 13 - Potenza termica utile prodotta dal ciclo ORC

	MDM	MD2M	Therminol 66
Potenza termica W_{th_out}	105,42 kW _{th}	128,18 kW _{th}	130,54 kW _{th}

4.3.3 Pompa

La pompa è il componente che permette di innalzare la pressione del fluido di lavoro in uscita dal condensatore. Per il modello della pompa si utilizza il componente “Pump” presente nella libreria “Pressure Changers” di Aspen Plus. Per ogni fluido le condizioni di ingresso nella pompa sono uguali a quelle in uscita dal condensatore (visibili in Figura 4.10). Il rendimento isentropico del componente è assunto pari a 0,9. La pressione in uscita dalla pompa è settata uguale alla pressione di ingresso in turbina.

Tabella 14 - Pressioni di ingresso e uscita della pompa e rendimenti per i 3 fluidi considerati

	MDM	MD2M	Therminol 66
Pressione ingresso $P_{\text{pump_in}}$	1,15 bar	1,15 bar	1,13 bar
Pressione uscita $P_{\text{pump_out}}$	7,72 bar	7,65 bar	7,69 bar
Rendimento isentropico $\eta_{\text{is_pump}}$	0,9	0,9	0,9

A causa delle irreversibilità della pompa, il fluido in uscita presenta una temperatura leggermente superiore rispetto all’ingresso (come si può notare in Figura 4.12). I valori ottenuti e la potenza elettrica assorbita dalla pompa sono riportati in Tabella 14.

Tabella 15 - Temperature in uscita dalla pompa e potenza elettrica consumata

	MDM	MD2M	Therminol 66
Temperatura uscita $T_{\text{pump_out}}$	157,43 °C	199,52 °C	357,39 kW
Potenza consumata $W_{\text{el_pump}}$	0,42 kW	0,52 kW	0,26 kW

La potenza elettrica richiesta dalla pompa è maggiore per il fluido MD2M in quanto è quello caratterizzato da una portata più elevata (0,48 kg/s). In tutti e 3 i casi il consumo della pompa è molti inferiore rispetto alla potenza prodotta dall’espansore.

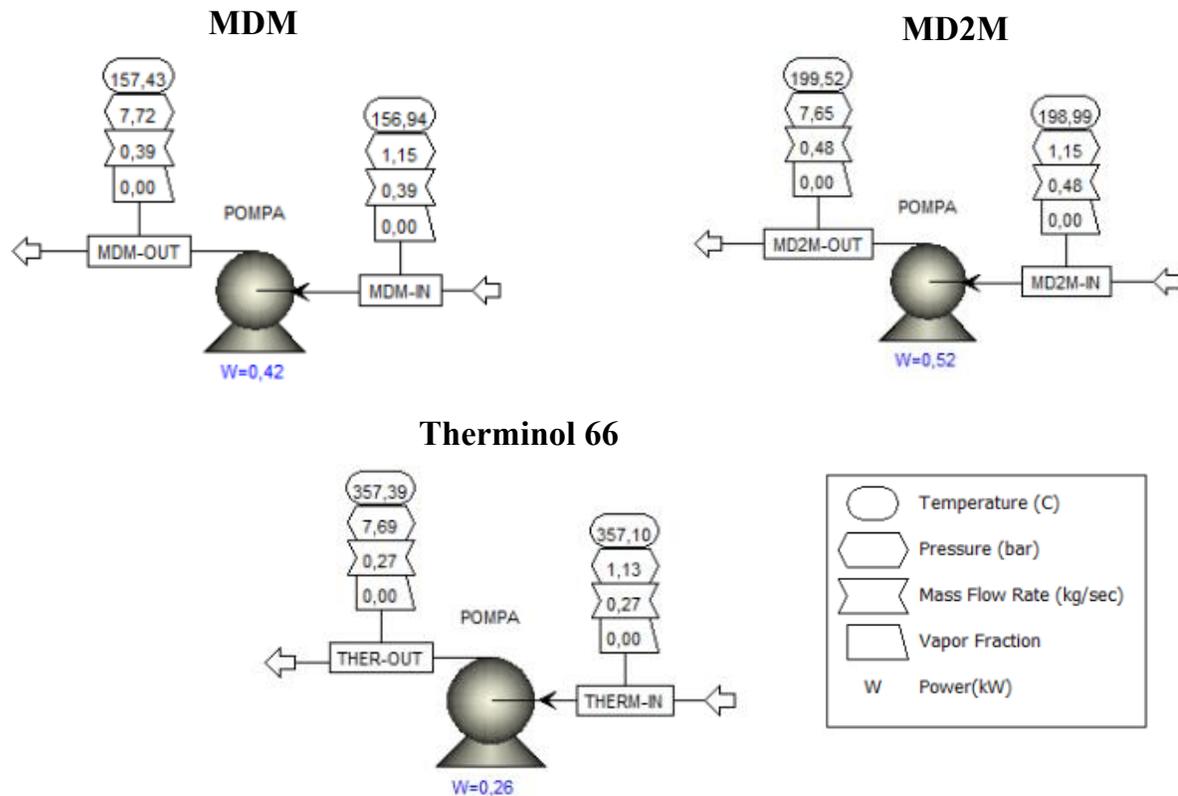


Figura 4.12 - Modello della pompa su Aspen Plus per MDM, MD2M e Therminol 66

4.3.4 Evaporatore

L'evaporatore è il componente chiave dell'impianto: permette al ciclo ORC di sfruttare il calore derivante dai concentratori solari a disco. È uno scambiatore di calore che viene attraversato in controcorrente da un flusso caldo e da uno freddo: il fluido caldo cede calore al freddo, il quale evapora. Il flusso caldo è quello derivante dal campo solare, mentre il flusso freddo è il fluido di lavoro utilizzato nel ciclo ORC. La quantità di calore scambiata tra i due fluidi deve essere tale da permettere il passaggio di stato per il fluido di lavoro. Il fluido caldo che è stato scelto è un olio diatermico commerciale che viene spesso utilizzato nei campi solari: il Dowtherm. Per il Therminol 66 come fluido caldo si utilizza il Dowtherm-A in fase vapore, mentre per i silossanici si utilizza

il Dowtherm-T, adatto a lavorare solo in fase liquida. Tuttavia, entrambi sono oli diatermici e presentano caratteristiche simili.

Su Aspen Plus l'evaporatore è modellato utilizzando il componente "HeatX" della libreria "Exchangers". I valori dei flussi in ingresso corrispondono ai valori dei flussi che si sono ottenuti in output dal modello della pompa (paragrafo 4.3.3). Si assume che la pressione rimanga costante durante l'evaporazione. La temperatura di uscita del fluido evaporato è uguale a quella scelta per il flusso entrante nell'espansore nel paragrafo 4.3.1.

Tabella 16 - Valori di input dei fluidi di lavoro per la modellazione dell'evaporatore

	MDM	MD2M	Therminol 66
Portata \dot{m}_{ORC}	0,39 kg/s	0,48 kg/s	0,27 kg/s
Temperatura ingresso T_{eva_in}	157,43 °C	199,52 °C	357,39 °C
Pressione ingresso P_{eva_in}	7,72 bar	7,65 bar	7,69 bar
Pressione uscita P_{eva_out}	7,72 bar	7,65 bar	7,69 bar
Temperatura uscita T_{eva_out}	250 °C	297 °C	473 °C

Per poter raggiungere tali temperature in uscita, il fluido caldo deve fornire calore ad una temperatura superiore. I livelli termici assunti per il Dowtherm sono riportati in Tabella 16. Per il MD2M la pressione fissata per il Dowtherm è di 1,6 bar per riuscire a mantenere la fase liquida.

Tabella 17 - Valori assunti in input per il fluido caldo dell'evaporatore

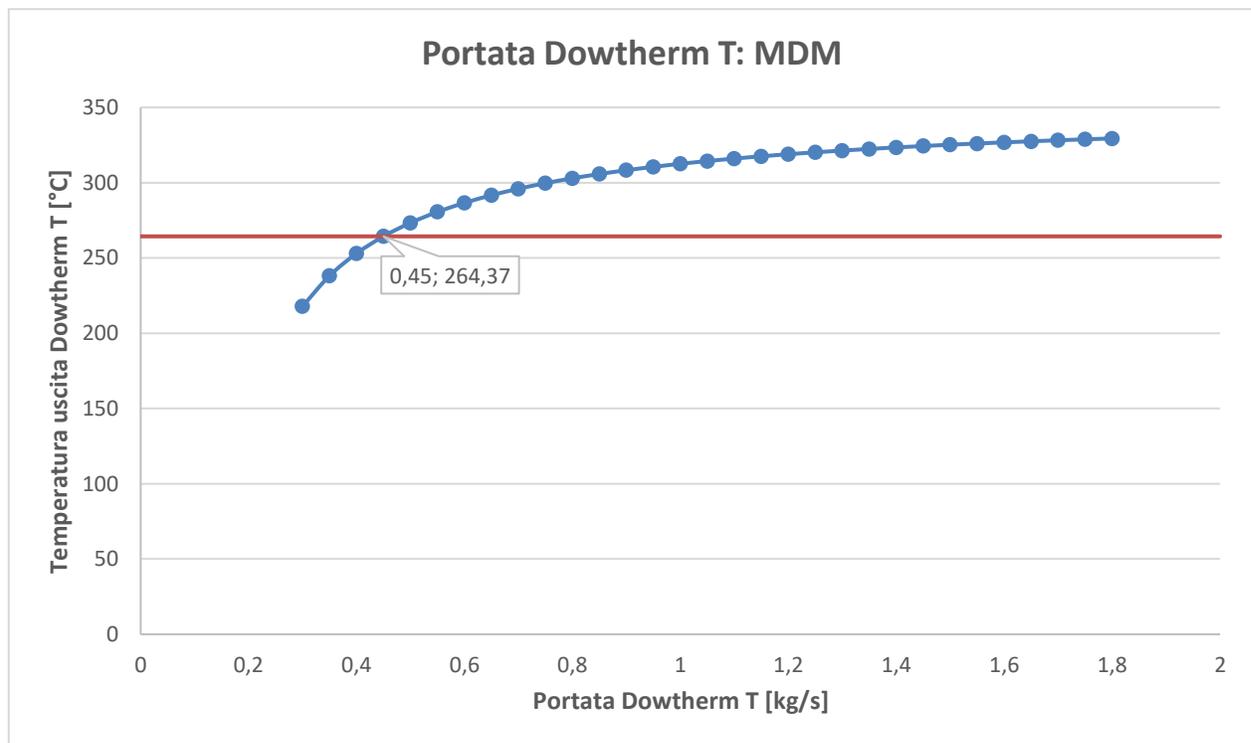
	MDM	MD2M	Therminol 66
Temperatura ingresso Dowtherm T_{dow_in}	350 °C	380 °C	530 °C
Pressione Dowtherm P_{dow_in}	1 bar	1,6 bar	4 bar

Resta da determinare la portata di Dowtherm. A tal fine, viene fatta un'analisi di sensitività: la portata e la temperatura di uscita del fluido caldo dall'evaporatore sono due parametri dipendenti tra loro. Attraverso l'analisi di sensitività viene fatta variare la portata di olio diatermico

proveniente dal campo solare da 0,3 kg/s a 1,8 kg/s con un incremento di 0,5 kg/s. Nella configurazione con il Therminol 66, i valori di portata di 0,3 kg/s e 0,35 kg/s non sono sufficienti a garantire un corretto funzionamento dell'espansore, in quanto causano un crossover di temperatura; viene perciò considerato solo il range 0,4-1,8 kg/s per tale fluido. Il valore di portata che viene scelto è quello che corrisponde ad una differenza di temperatura tra ingresso ed uscita del Dowtherm di circa 90 °C per tutte e le 3 configurazioni (MDM, MD2M, Therminol 66). I valori derivanti dall'analisi di sensitività sono riportati nei grafici in Figura 4.13, mentre i valori di portata scelti sono illustrati in Tabella 18 con i relativi valori di temperatura in uscita corrispondenti.

Tabella 18 - Valori determinati attraverso l'analisi di sensitività per il Dowtherm

	MDM	MD2M	Therminol 66
Temperatura uscita Dowtherm $T_{\text{dow_out}}$	264,37 °C	290,95 °C	442,61 °C
Portata $\dot{m}_{\text{Dowtherm}}$	0,45 kg/s	0,5 kg/s	0,7 kg/s



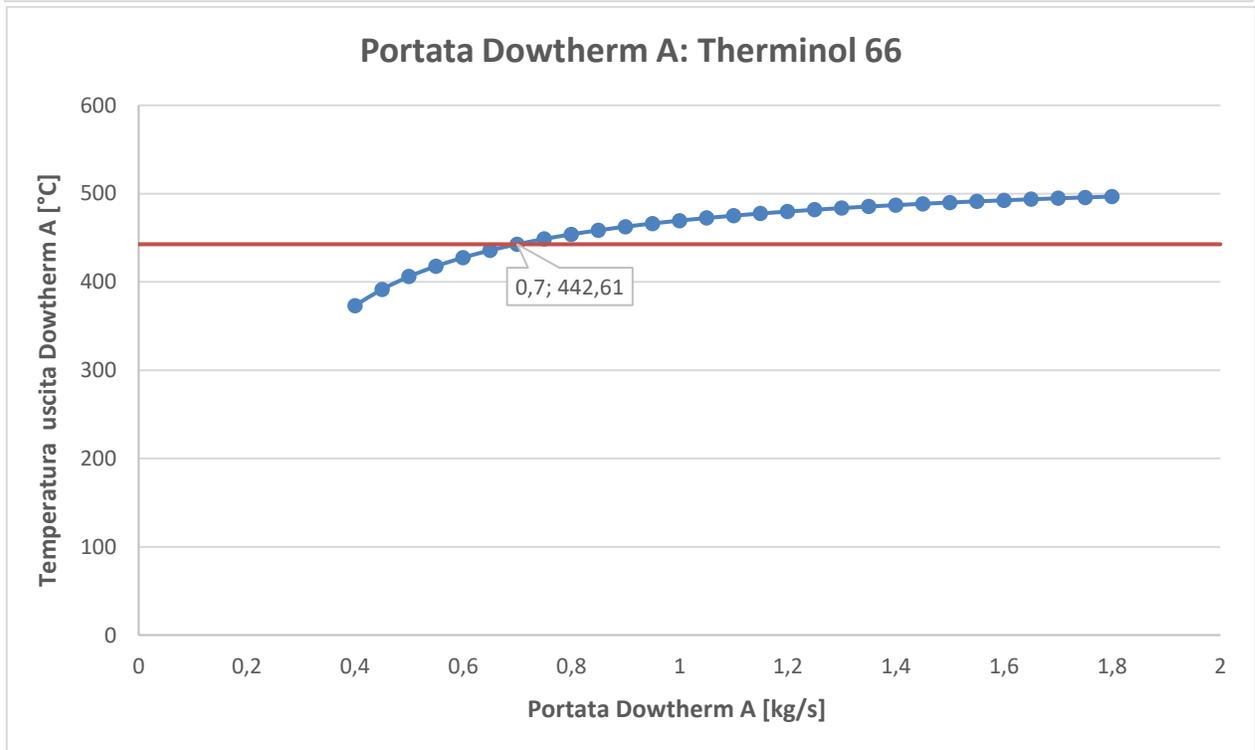
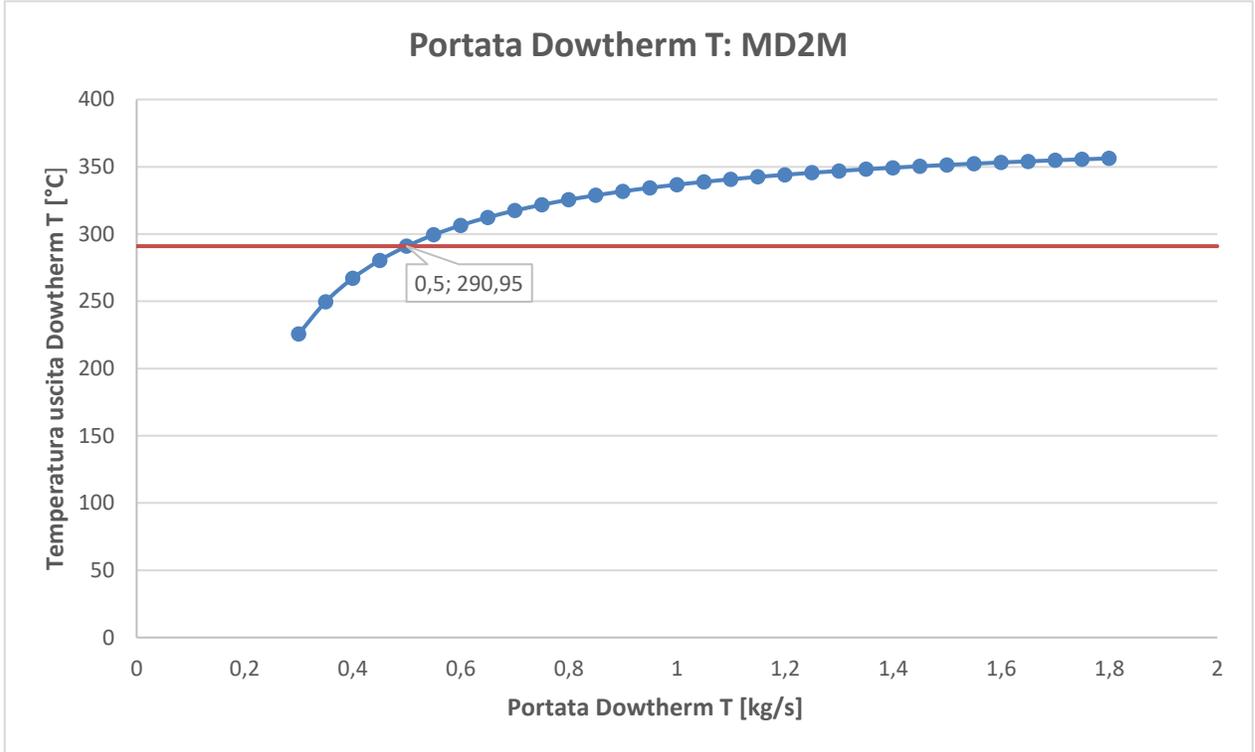


Figura 4.13 - Temperatura del Dowtherm in funzione della portata per MDM, MD2M e Therminol 66

Le curve Temperatura-Potenza scambiata (curve T-Q) per i due flussi in controcorrente sono rappresentate in Figura 4.14.

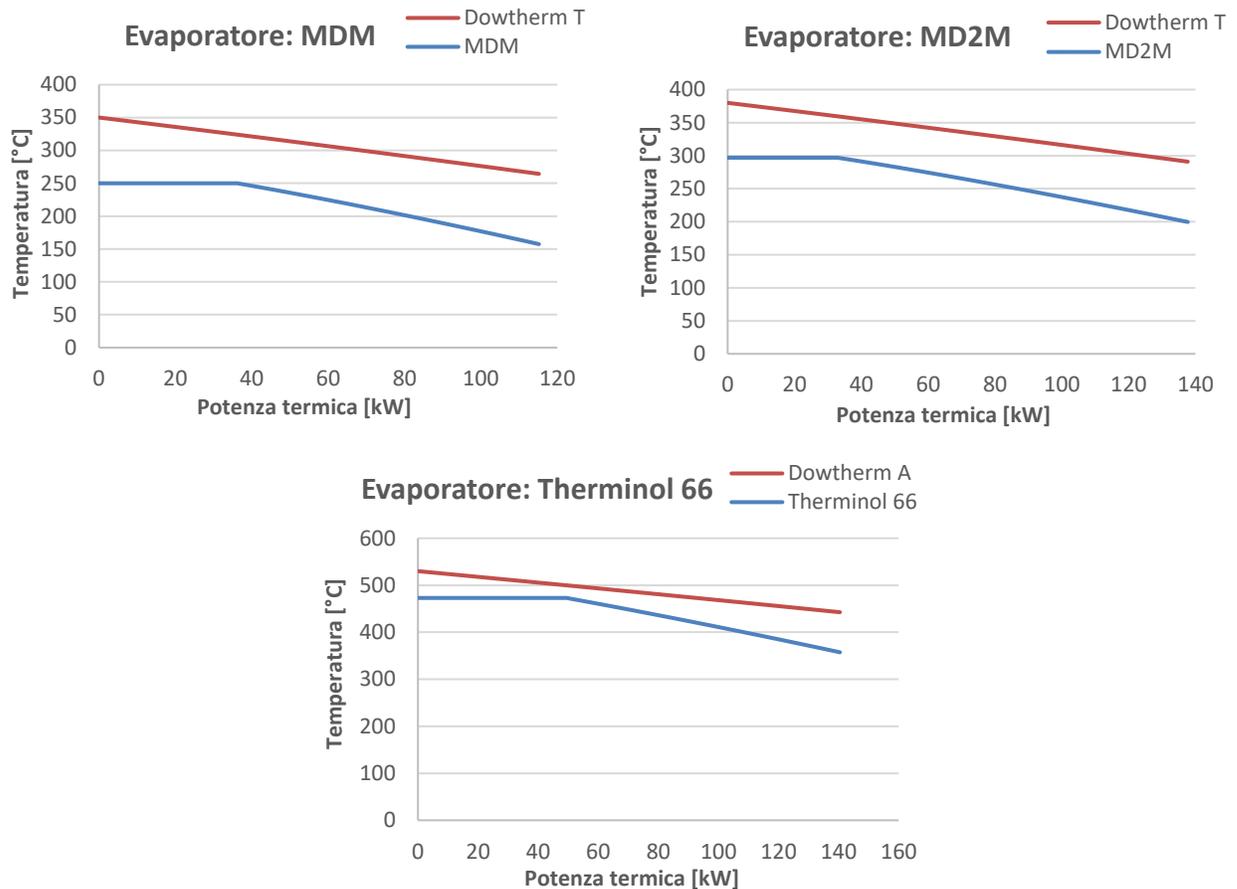


Figura 4.14 - Grafici T-Q per l'evaporatore

Dai grafici si nota che la differenza di temperatura maggiore si ha per l'MDM, mentre il fluido che presentano un minor differenza di temperatura tra flusso caldo e freddo è il Therminol 66. La minima differenza di temperatura che si verifica all'interno di uno scambiatore è chiamata temperatura di pinch point. Al diminuire di questa differenza i due profili si avvicinano ed aumenta l'efficienza dello scambio termico (perché diminuiscono le irreversibilità) ma aumentano le aree di scambio necessarie per realizzarlo. La temperatura di pinch point è di circa 74 °C per l'MDM,

62 °C per il MD2M e 27 °C per il Therminol 66. Per quest'ultimo risulta inferiore perché, rispetto agli altri fluidi, è minore la differenza tra la temperatura in ingresso del Dowtherm-A e la temperatura in uscita del Therminol 66 dall'evaporatore.

La potenza termica necessaria all'evaporazione del flusso freddo è riportata in Tabella 19.

Tabella 19 - Potenza termica scambiata all'evaporatore

	MDM	MD2M	Therminol 66
Potenza termica evaporatore W_{th_in}	115,19 kW _{th}	137,71 kW _{th}	140,44 kW _{th}

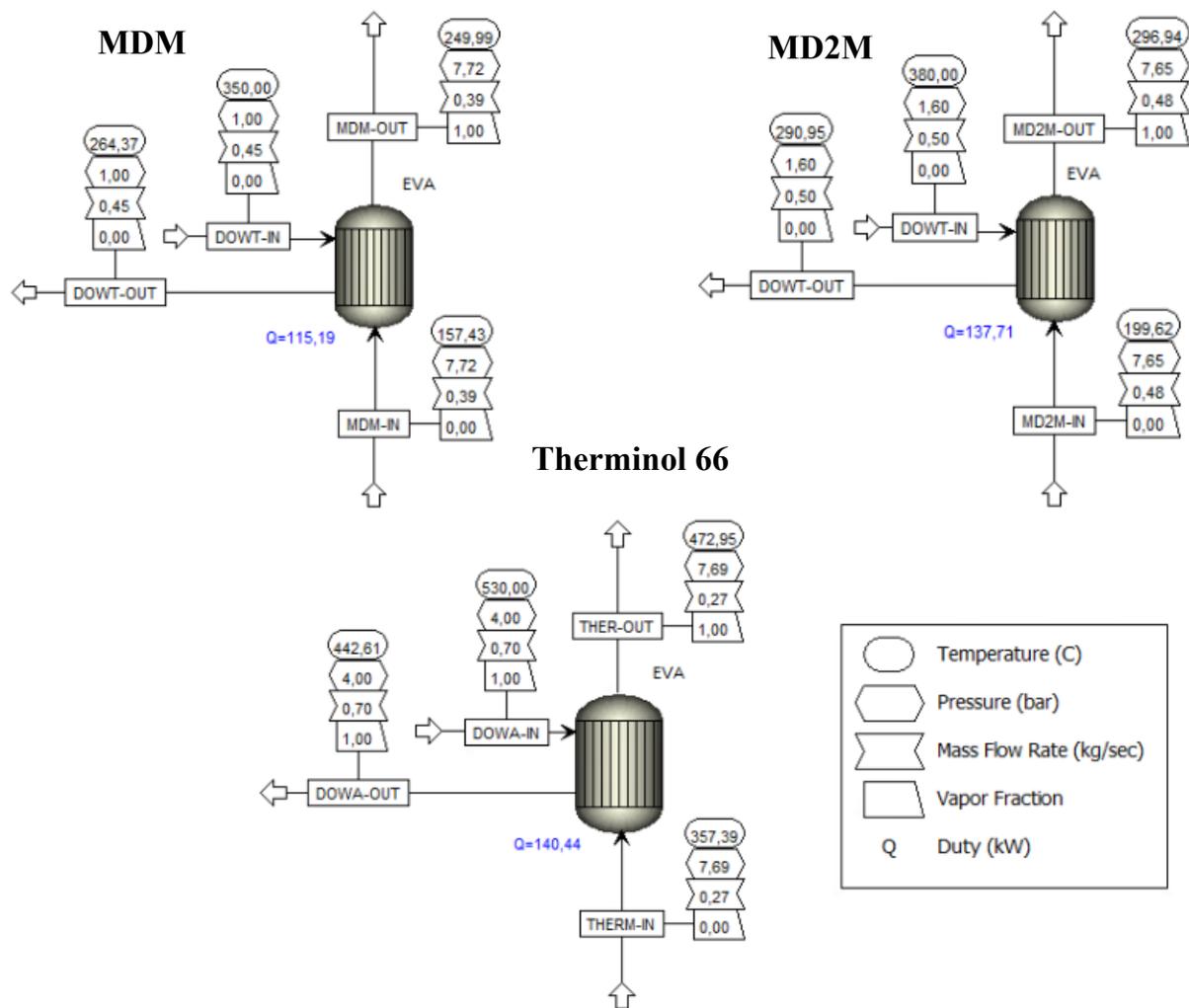


Figura 4.15 - Modello del condensatore su Aspen Plus

4.4 Ciclo ORC base

Dopo aver modellato i singoli componenti esplicitando le assunzioni fatte, è ora possibile assemblare il ciclo ORC per i fluidi di lavoro considerati. Per ogni fluido utilizzato viene riportato il modello prodotto su Aspen Plus ed il diagramma rappresentante il punto di progetto.

4.4.1 MDM

Il ciclo ORC modellato per funzionare con il fluido MDM è riportato in Figura 4.16: in nero è presente il diagramma T-s del fluido, costruito con i valori derivanti dal software utilizzato per il modello, mentre in rosso è rappresentato il ciclo. I numeri, corrispondono ai capisaldi individuati nella fase di modellazione.

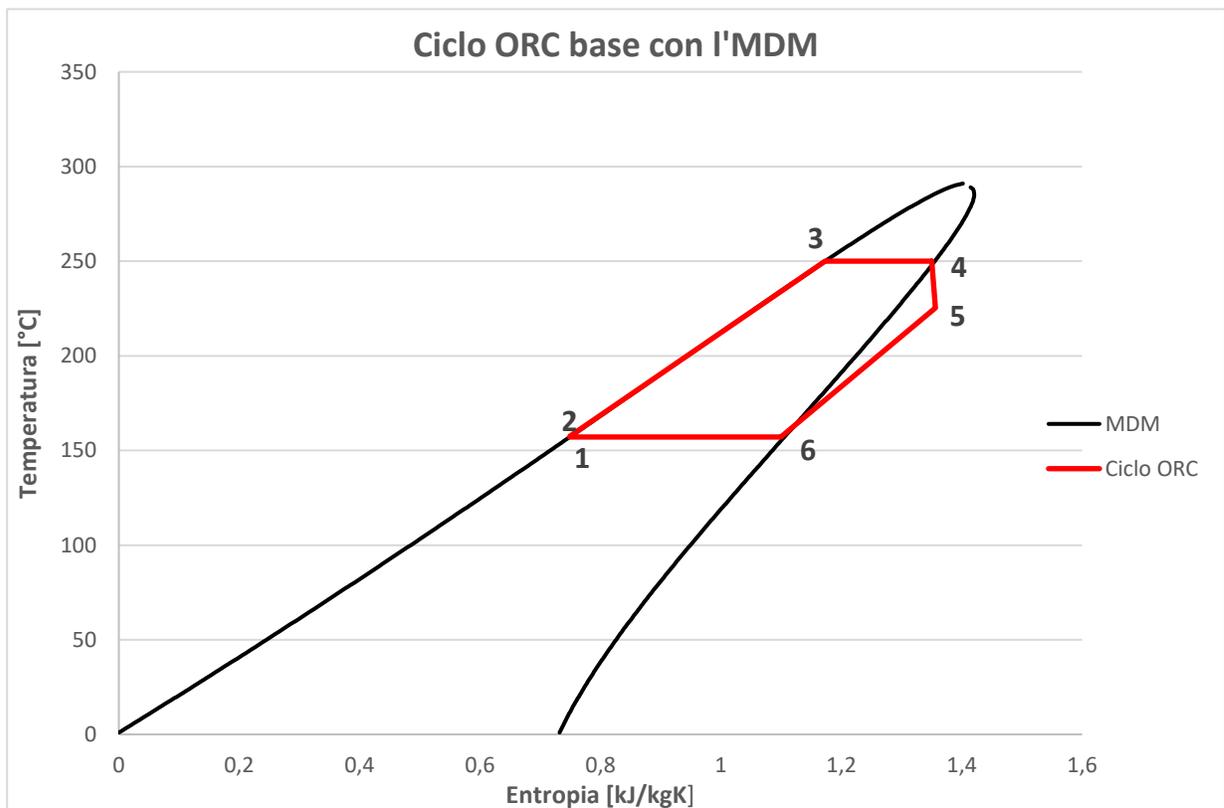


Figura 4.16 – Ciclo ORC con fluido di lavoro MDM rappresentato su un diagramma T-s

I capisaldi rappresentati nel diagramma rappresentano le diverse fasi:

- Pompa → la fase di pompaggio è rappresentata dal tratto 1-2. L'incremento di temperatura causato da questo componente è quasi impercettibile (circa 1 °C), motivo per cui il punto 1 e 2 sembrano coincidere.
- Evaporatore → questo componente è rappresentato dal tratto 2-4. Il fluido di lavoro entra nell'evaporatore nello stato 2 e viene scaldato rimanendo in fase liquida fino allo stato 3. Successivamente, avviene il cambiamento di fase, rappresentato dal tratto 3-4. Nello stato 4 la transizione di fase è terminata e il fluido di lavoro è completamente in forma di vapore.
- Espansore → la fase di espansione è rappresentata dal tratto 4-5 che non risulta perfettamente verticale a causa delle irreversibilità presenti nel componente.
- Condensatore → il condensatore è rappresentato dal tratto 5-1. Il fluido entra sotto forma di vapore all'interno del componente nello stato 5 e viene raffreddato a pressione costante fino allo stato 6, in cui si ha vapor saturo. Continuando a cedere calore, il processo di transizione di fase avviene nel tratto 6-1, in conclusione del quale il fluido liquido può ricominciare il ciclo.

Il ciclo realizzato su Aspen Plus con i risultati derivanti dalla modellazione è riportato in Figura 4.17. Il ciclo produce una potenza di 10 kW (9,8 kW_e considerando il rendimento di conversione dell'alternatore) ed una potenza termica utile di 105,28 kW.

Per il fluido di lavoro MDM sono stati trovati in letteratura dei dati sperimentali. Sostituendo tali dati nel modello creato e proposto in questo lavoro di tesi, si è riscontrata coerenza con quanto riportato in letteratura [31]: i valori di portata e le potenze scambiate risultavano simili.

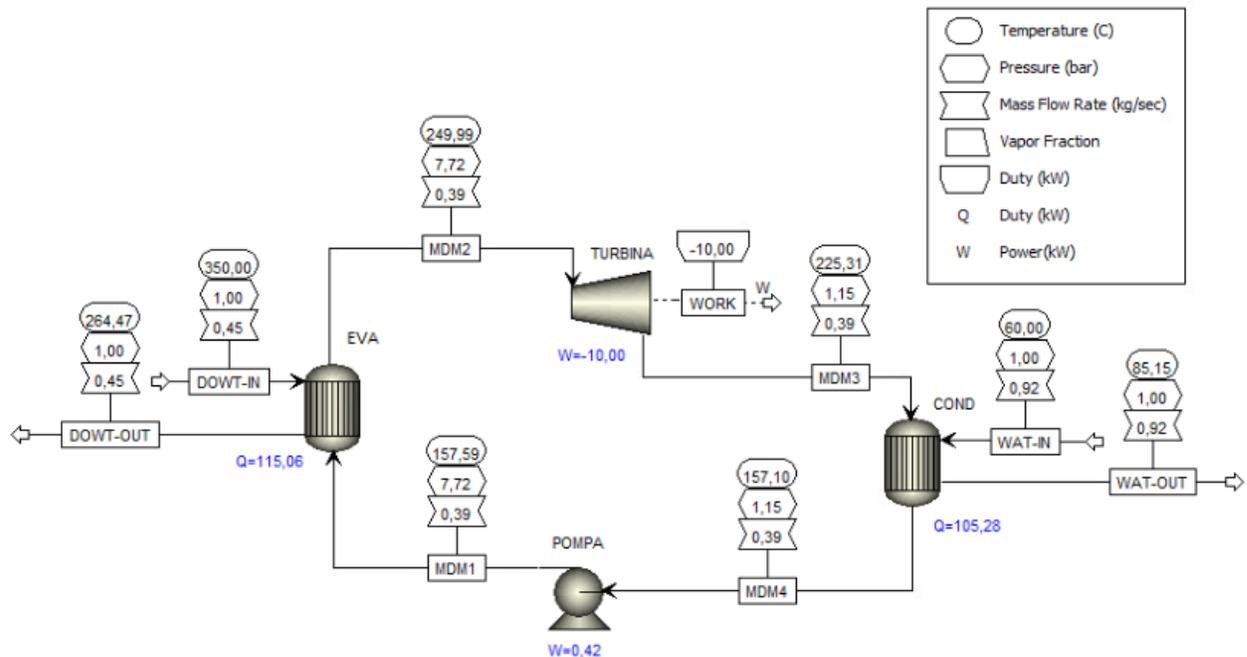


Figura 4.17- Modello del ciclo ORC con fluido di lavoro MDM prodotto su Aspen Plus

4.4.2 MD2M

Il ciclo ORC ottenuto dall'analisi di sensitività eseguita sui singoli componenti per il MD2M è riportato in Figura 4.18. I capisaldi del ciclo sono numerati ed i vari tratti rispecchiano la descrizione fatta nel paragrafo 4.4.1. È possibile notare che rispetto all'MDM il ciclo è spostato più in alto, in quanto avviene ad un livello termico superiore: la temperatura del fluido in ingresso in turbina è stata fissata a 297 °C (rispetto ai 250 °C per l'MDM). In Figura 4.18, invece, è rappresentato il modello prodotto su Aspen Plus con i valori dei flussi in ingresso ed in uscita dai componenti.

Il modello proposto nel lavoro di tesi ha trovato riscontro con i dati sperimentali trovati in letteratura per il fluido MD2M [29].

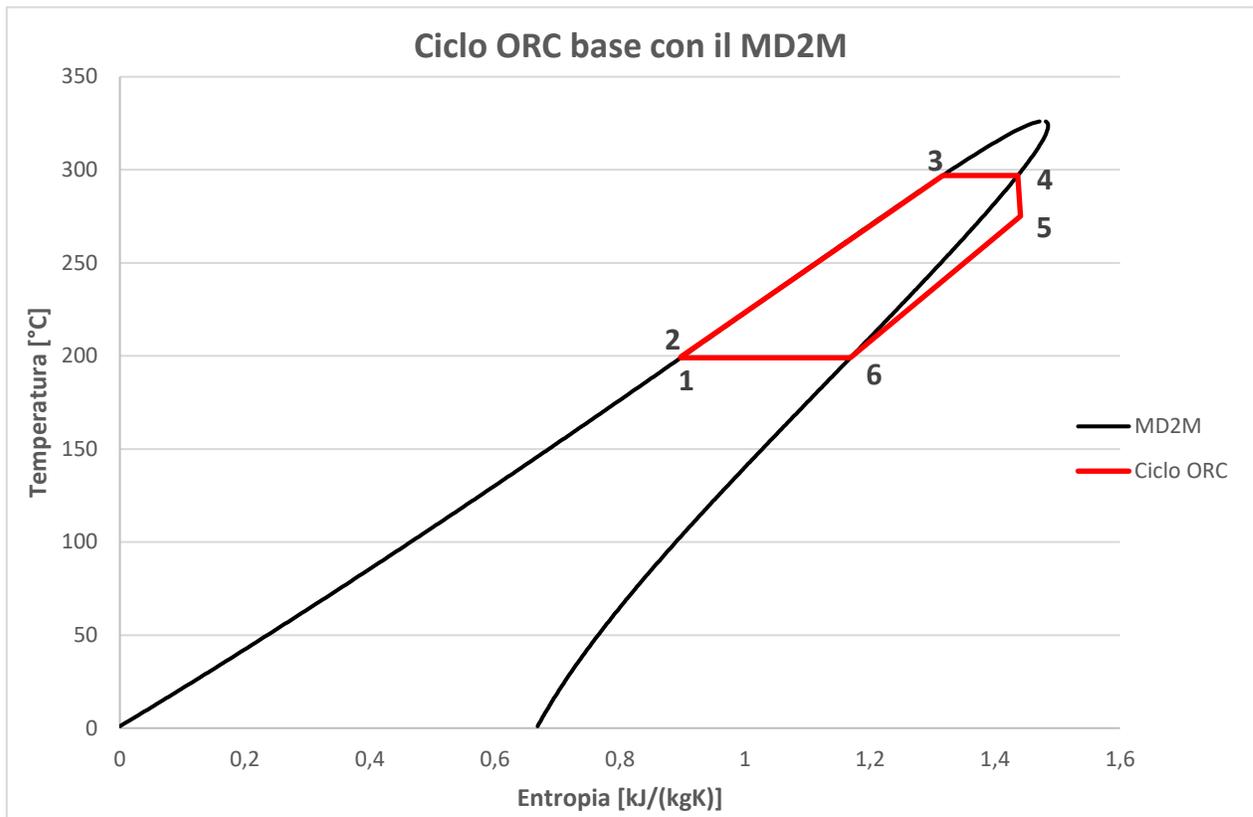


Figura 4.19 - Ciclo ORC con fluido di lavoro MD2M rappresentato su un diagramma T-s

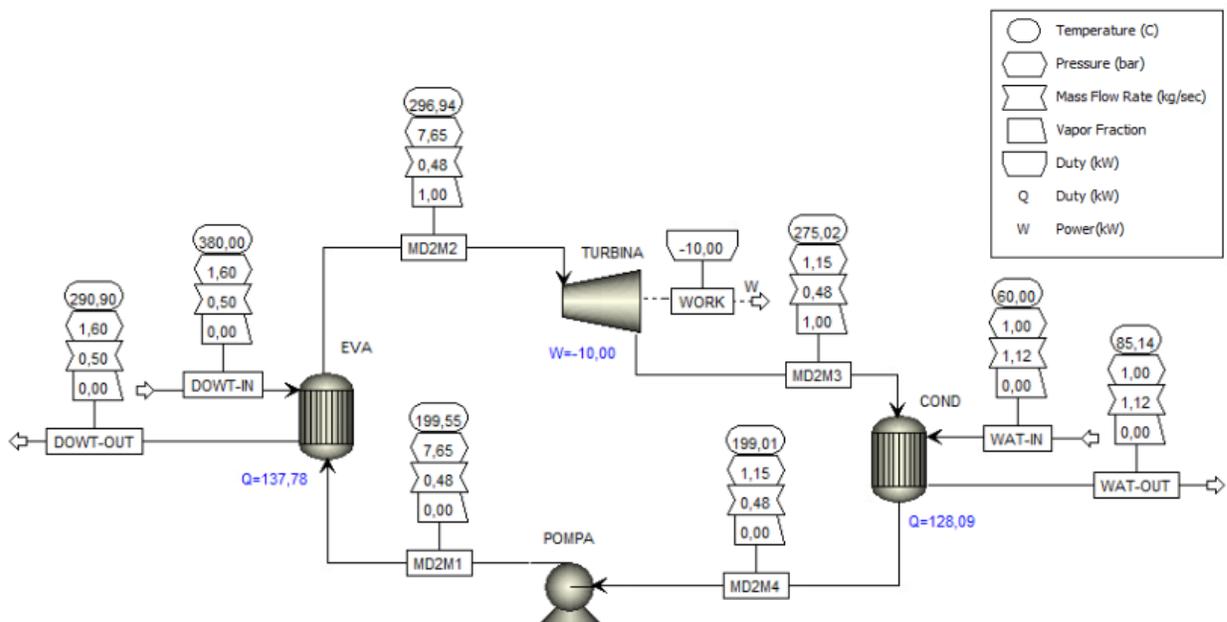


Figura 4.18 - Modello del ciclo ORC con fluido di lavoro MD2M prodotto su Aspen Plus

4.4.3 Therminol 66

Il ciclo ORC operante con il fluido di lavoro Therminol 66 è riportato in Figura 4.20. I parametri dei vari flussi sono quelli ottenuti dall'analisi di sensitività effettuata precedentemente. Tra i 3 fluidi considerati il Therminol 66 è quello utilizzato ad un livello termico superiore. Come per gli altri due fluidi, il tratto 1-2 corrispondente alla pompa è quasi trascurabile rispetto al resto del ciclo.

Per quanto riguarda il Therminol 66 come fluido di lavoro, non sono stati trovati riscontri in letteratura. Tuttavia, il processo seguito per la realizzazione di questo modello è analogo a quello utilizzato per i siliconici.

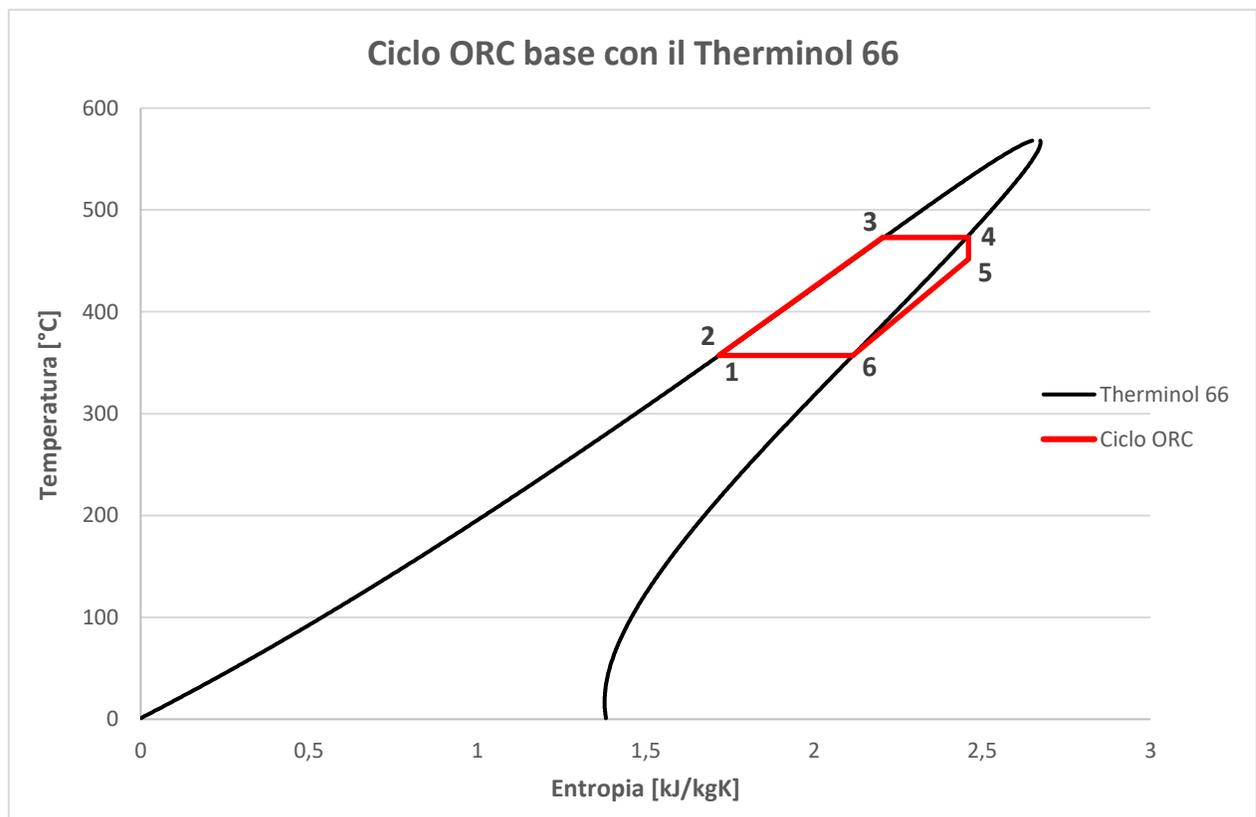


Figura 4.20 - Ciclo ORC con fluido di lavoro Therminol 66 rappresentato su un diagramma T-s

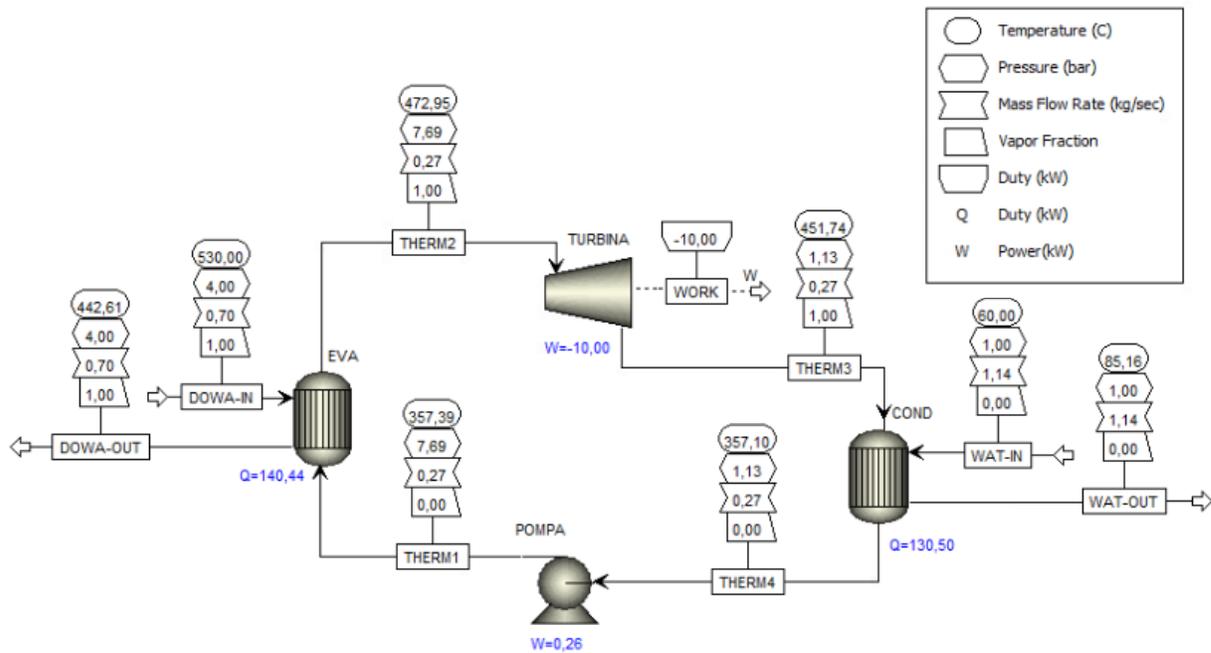


Figura 4.21 - Modello del ciclo ORC con fluido di lavoro Therminol 66 prodotto su Aspen Plus

4.5 Ciclo ORC con recuperatore

Dopo aver analizzato il ciclo ORC base, si vuole provare a migliorare l'efficienza del ciclo cambiando il layout del ciclo ed attuando un recupero interno di calore. Si inserisce un componente a valle dell'espansore: un recuperatore.

4.5.1 Recuperatore

Il recuperatore è uno scambiatore di calore in controcorrente che permette di preriscaldare il liquido in uscita dal condensatore recuperando parte del calore sensibile posseduto dal fluido che esce dall'espansore. Con questo recupero interno è inferiore la termica da smaltire all'evaporatore, così come la potenza termica da fornire in input all'evaporatore, permettendo di diminuire l'area del campo solare necessaria al funzionamento del ciclo.

Sul software Aspen Plus il recuperatore è stato modellato utilizzando un “HeatX” della libreria “Heat Exchangers” ed impostando 20 °C di differenza tra la temperatura del fluido caldo in ingresso e la temperatura del fluido freddo in uscita. Questa è l’unica assunzione fatta, poiché i restanti parametri dei flussi vengono determinati dal software quando si lancia la simulazione.

Inizialmente per ogni fluido sono stati utilizzati i dati del ciclo base discusso precedentemente, aggiungendo solo il recuperatore. Diminuendo la quantità di calore da smaltire al condensatore e mantenendo la stessa portata di fluido refrigerante (acqua), la temperatura in uscita che si otteneva per tale flusso era nell’ordine dei 70-75 °C. Per mantenere la temperatura di uscita uguale al caso base analizzato, viene fatta un’analisi di sensitività sul condensatore: si varia la portata di acqua e si sceglie il valore per cui in uscita si hanno circa 85 °C (come è stato fatto nel paragrafo 4.3.2).

I valori ottenuti da questa analisi sono riportati in Tabella 20. Tuttavia, i valori di temperatura in uscita potrebbero variare leggermente quando si va ad assemblare il ciclo inserendo il condensatore con il resto dei componenti.

Tabella 20 - Valori di temperatura e portata d'acqua ottenuti dall'analisi di sensitività sul condensatore per il ciclo recuperativo

	MDM	MD2M	Therminol 66
Portata acqua condensatore \dot{m}_{acqua}	0,59 kg/s	0,63 kg/s	0,64 kg/s
Temperatura acqua uscita condensatore $T_{\text{out, wat}}$	85 °C	85,03 °C	85,3 °C

Il calore che viene recuperato e che va quindi sottratto a quello che si deve fornire dall’esterno, è massimo per il Therminol 66 e minimo per l’MDM:

Tabella 21 - Potenza termica recuperata per MDM, MD2M e Therminol 66

	MDM	MD2M	Therminol 66
Potenza termica recuperata W_{rec}	38,33 kW	56,38 kW	56,81 kW

I diagrammi T-Q del recuperatore mostrano l'andamento delle temperature all'interno dello scambiatore in controcorrente: il fluido caldo ed il fluido freddo hanno un andamento quasi parallelo. Ciò è dovuto al fatto che lo scambio termico avviene tra lo stesso fluido e quindi il calore specifico è molto simile (varia con la temperatura), cambia solo la temperatura; in questo caso, si riducono al minimo le irreversibilità.

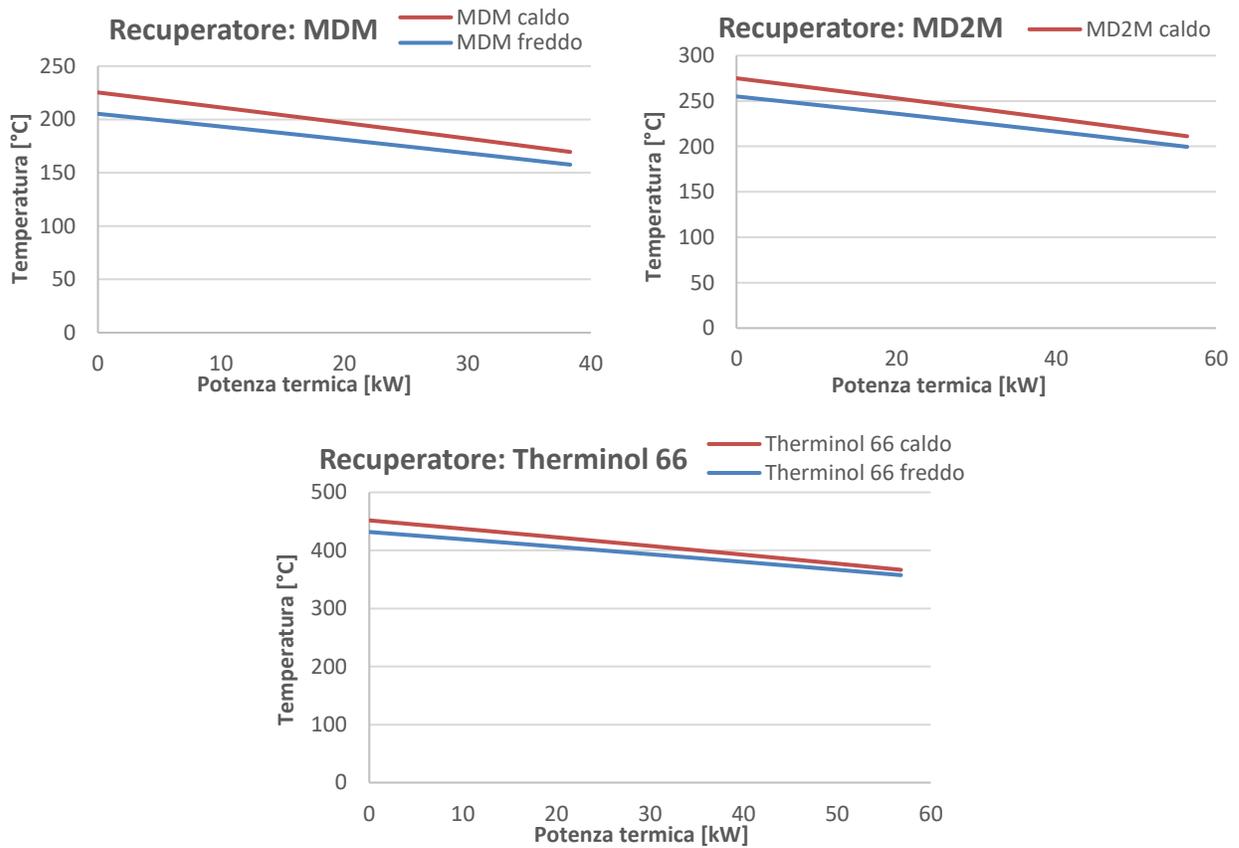


Figura 4.22 - Grafico T-Q per il recuperatore con i diversi fluidi considerati.

L'efficienza del recuperatore è definita come il rapporto tra il calore scambiato tra i due flussi ed il massimo calore scambiabile. La formula è la seguente:

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{max}} = \frac{c_p * \Delta T_{max}}{c_p * (T_{c,i} - T_{f,i})} = \frac{T_{c,i} - T_{c,u}}{T_{c,i} - T_{f,i}} \quad (36)$$

Dove ΔT_{max} è la massima differenza di temperatura tra ingresso ed uscita che si ha comparando il flusso caldo e quello freddo, $T_{c,i}$ è la temperatura del fluido caldo in ingresso e $T_{f,i}$ è la temperatura del fluido freddo in ingresso. Come ΔT_{max} si utilizza la differenza di temperatura del fluido caldo. L'efficienza del recuperatore verrà riportata in seguito per ogni tipologia di fluido considerata.

4.5.2 MDM

Il ciclo ORC con il recuperatore modellato il siliconico MDM è riportato in Figura 4.23. L'aggiunta del recuperatore interno permette il recupero di 38,33 kW, permettendo l'innalzamento della temperatura del liquido in uscita dalla pompa da 157,59 °C a 205,31 °C senza ricorrere a sorgenti esterne, sfruttando soltanto il calore sensibile contenuto dal vapore in uscita dalla turbina.

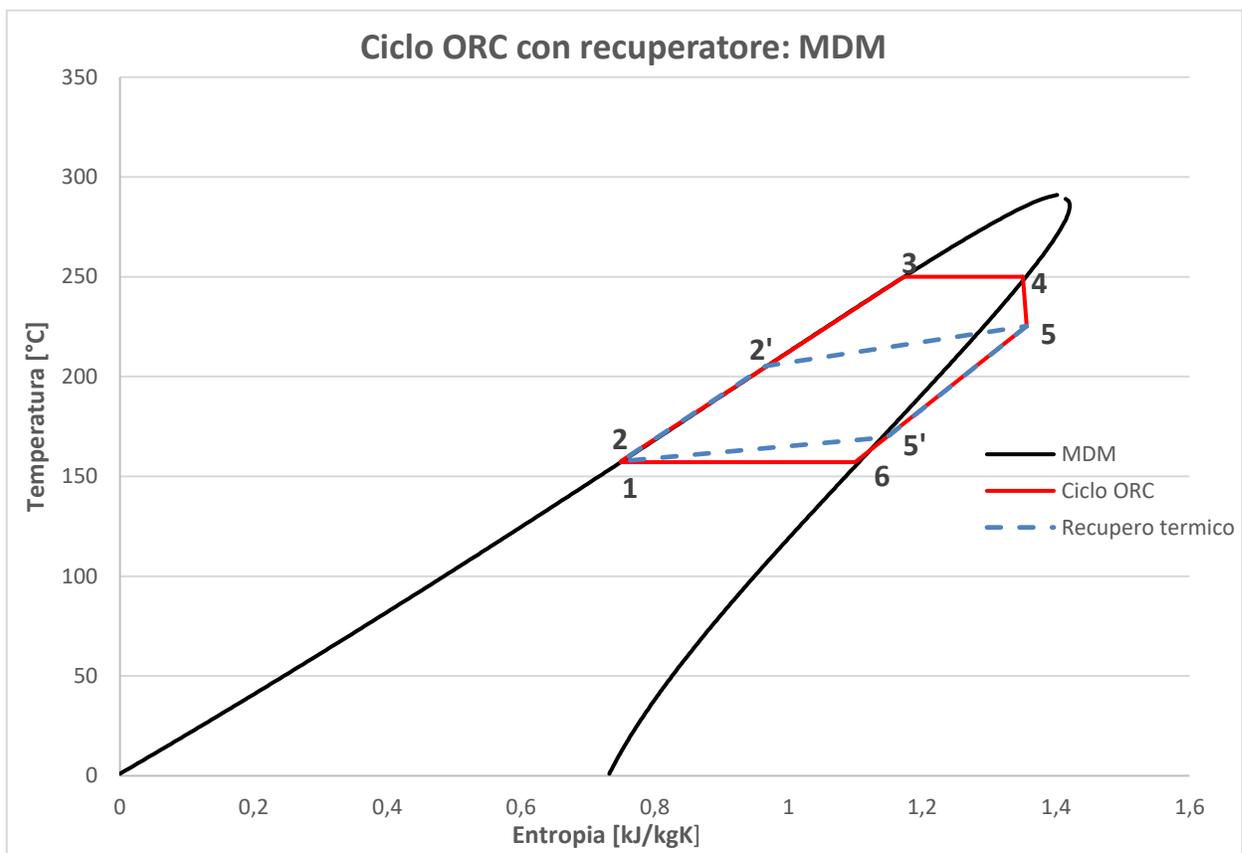


Figura 4.23 - Ciclo ORC con recupero termico per il fluido di lavoro MDM rappresentato su un diagramma T-s

Nella Figura 4.23 è illustrato il diagramma Temperatura-Entropia con i capisaldi ricavati dalla modellazione. In nero è rappresentato il fluido di lavoro (sempre con i dati ricavati da Aspen Plus), in rosso il ciclo termodinamico ed in blu tratteggiato è riportato il recupero termico.

Le fasi del ciclo che sono rappresentate sono le seguenti:

- Pompa → corrisponde al tratto 1-2. I due punti sembrano coincidenti poiché si ha innalzamento di temperatura quasi impercettibile.
- Recuperatore → il calore recuperato dal flusso in uscita dalla turbina permette il riscaldamento del fluido di lavoro in stato liquido, portandolo dallo stato 2 al 2'. Il calore che viene recuperato, è quello ceduto dal fluido caldo nel tratto 5-5'.
- Evaporatore → nel caso recuperativo l'evaporatore fornisce calore nel tratto 2'-4, (nel ciclo base era il segmento 2-4). Nel tratto 2'-3 si ha il riscaldamento del liquido fino a farlo arrivare alla condizione di liquido saturo (stato 3). Successivamente inizia l'evaporazione del fluido, che si conclude quando tutto il liquido è diventato vapore saturo (stato 4).
- Espansore → l'espansione porta il fluido dallo stato 4 allo stato 5 attraverso una diminuzione di pressione e di temperatura. L'entropia aumenta leggermente a causa delle irreversibilità e pertanto il segmento non è perfettamente verticale.
- Recuperatore → il flusso in uscita dalla turbina attraversa il recuperatore e si raffredda cedendo calore al fluido freddo, passando dallo stato 5 al 5'. Questa diminuzione di temperatura permette al fluido di lavoro di entrare nel condensatore già ad un livello termico inferiore.
- Condensatore → questo componente è rappresentato dal tratto 5'-1. La condensazione del fluido avviene nel tratto 6-1 a temperatura e pressione costante, mentre nel tratto 5'-6 si ha il raffreddamento del fluido ancora in stato vapore.

La portata di acqua refrigerante al condensatore è fissata a 0,59 kg/s, come è stato ricavato dall'analisi di sensitività svolta. L'efficienza termica del recuperatore è di 0,82.

In questa configurazione, essendo richiesto meno calore all'evaporatore, il Dowtherm-T che cede calore al fluido MDM ritorna al campo solare ad una temperatura superiore: 293,95 °C rispetto ai 264,47 °C del ciclo base. Ciò permette di ridurre l'area del campo solare, che verrà analizzata nel capitolo 4.6. Non avendo variato la portata del fluido di lavoro, la pompa presenta lo stesso consumo del ciclo semplice. Anche la potenza prodotta in turbina non è variata, ed è di 10 kW; considerando il rendimento dell'alternatore, si riescono a produrre 9,8 kW_e.

Il modello ottenuto su Aspen Plus è riportato in Figura 4.24.

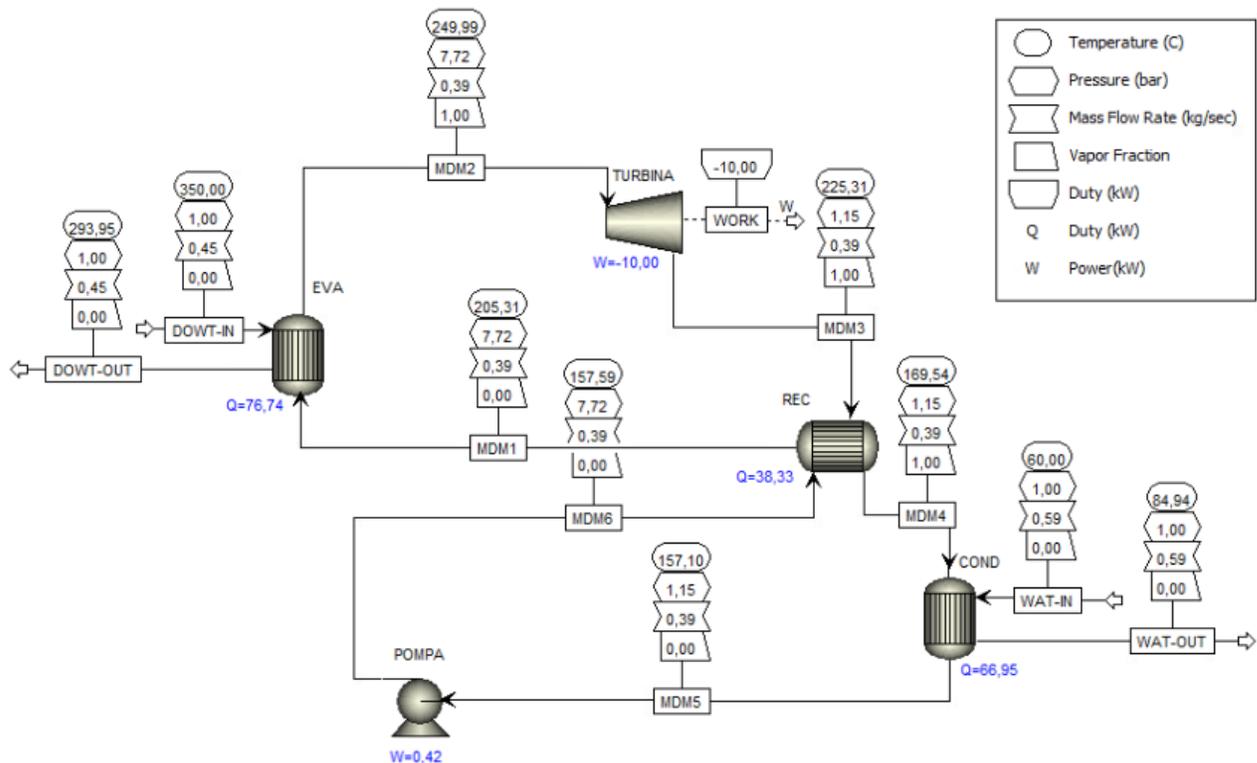


Figura 4.24 - Modello del ciclo ORC con recupero termico per il fluido MDM prodotto su Aspen Plus

4.5.3 MD2M

Il ciclo ORC con recupero termico è stato modellato anche per il siliconico MD2M. In questo caso il calore recuperato permette di innalzare la temperatura del liquido da 199,55 °C a 255,02 °C.

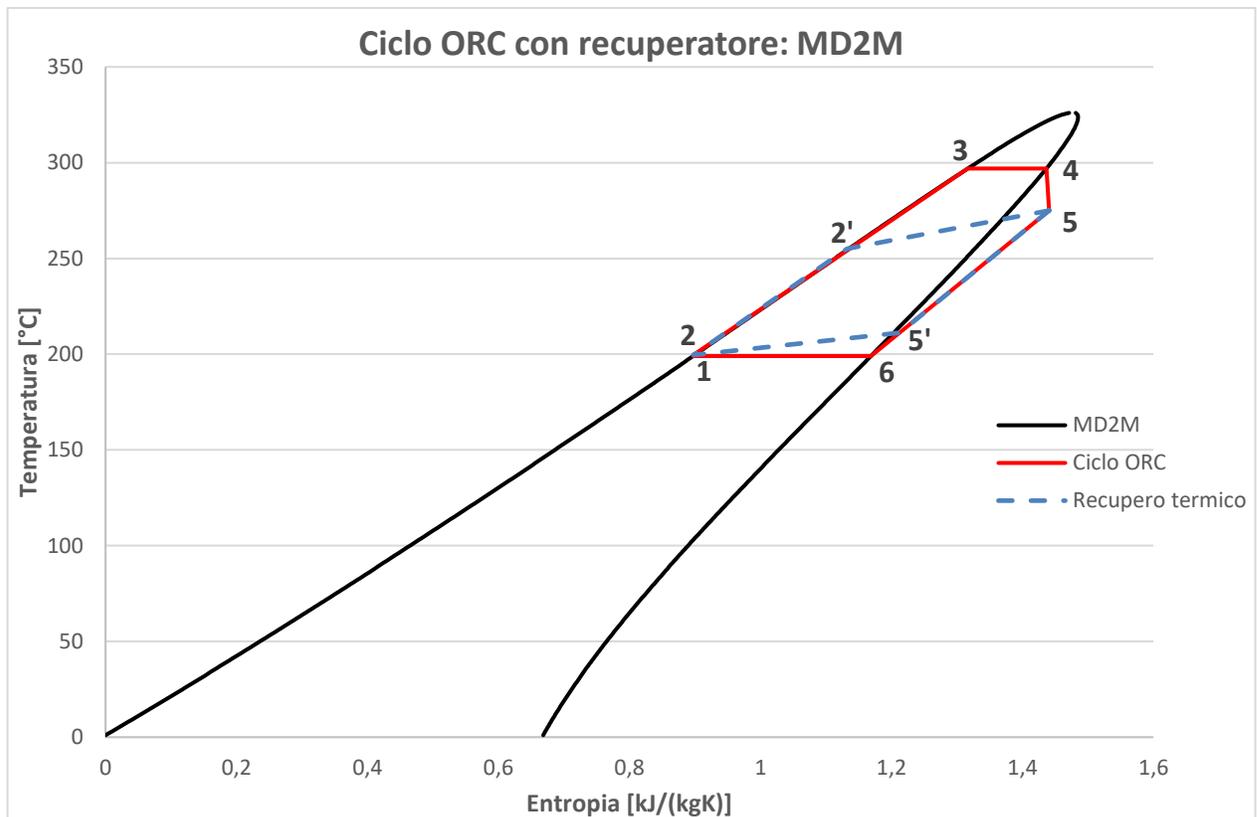


Figura 4.25 - Ciclo ORC con recupero termico per il fluido di lavoro MD2M rappresentato su un diagramma T-s

Il calore che si riesce a recuperare in questa configurazione è di 56,38 kW e l'efficienza del recuperatore è di 0,85. La portata di acqua refrigerante è di 0,63 kg/s, rispetto ai 1,12 kg/s necessari nel ciclo semplice.

In Figura 4.26 è presente il modello del ciclo in cui sono riportati i valori che caratterizzano i capisaldi.

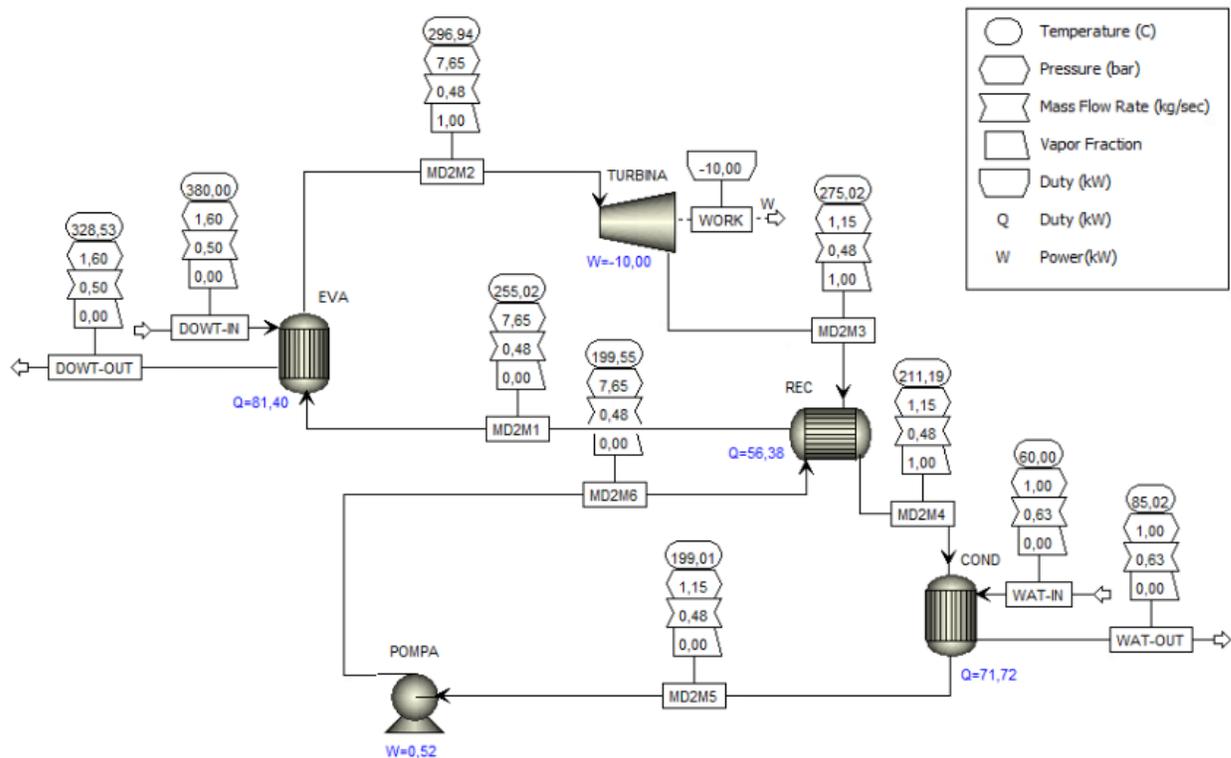


Figura 4.26 - Modello del ciclo ORC con recupero termico per il fluido MD2M prodotto su Aspen Plus

4.5.4 Therminol 66

Il ciclo ORC con recupero termico per il fluido di lavoro Therminol 66 è rappresentato nel diagramma T-s in Figura 4.27. Il calore recuperato in questa configurazione è di 56,81 kW, che permettono di scaldare il liquido in uscita dalla pompa da 357,39 °C a 4731,74 °C. Il restante calore necessario all'evaporazione del fluido di lavoro viene fornito dal campo solare, in cui circola una portata di 0,7 kg/s di Dowtherm-A che entra nell'evaporatore a 530 °C ed esce a 478,59 °C.

L'efficienza del recuperatore è di 0,9 ed è il valore più alto ottenuto confrontando i 3 fluidi di lavoro. Il diagramma T-s del ciclo con recupero termico ed il modello di Aspen Plus sono riportati nelle figure sottostanti.

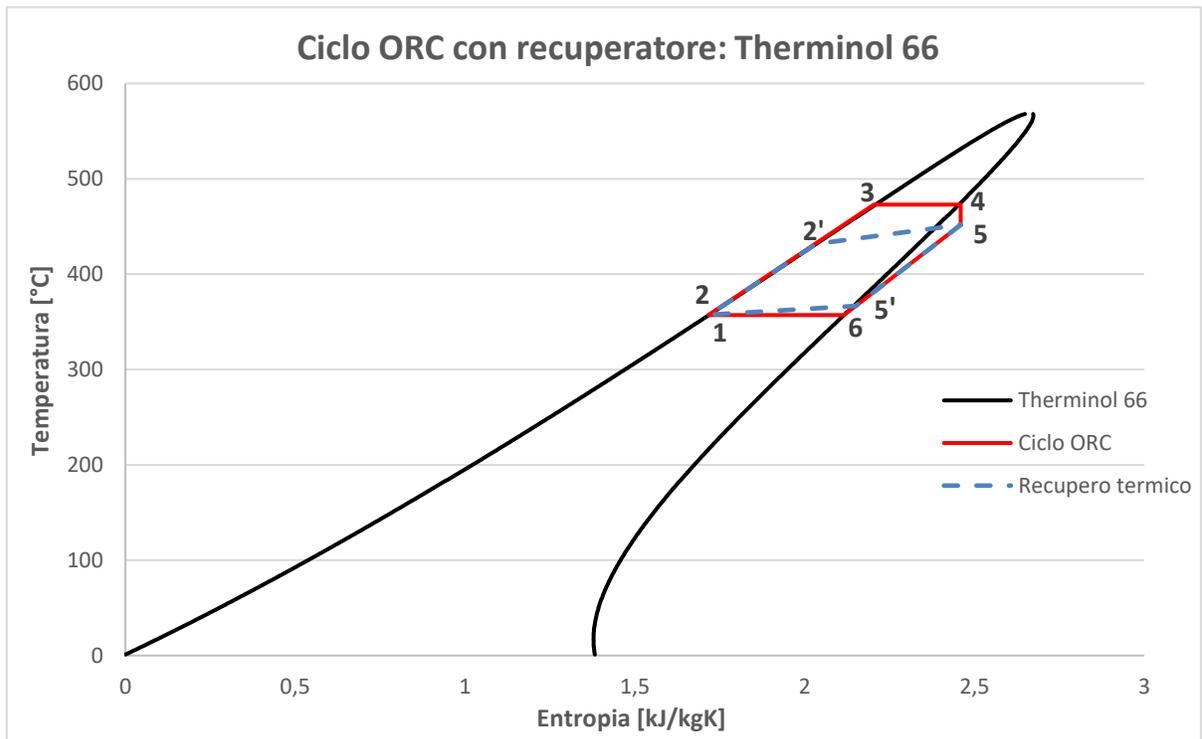


Figura 4.28 - Ciclo ORC con recupero termico per il fluido di lavoro Therminal 66 rappresentato su un diagramma T-s

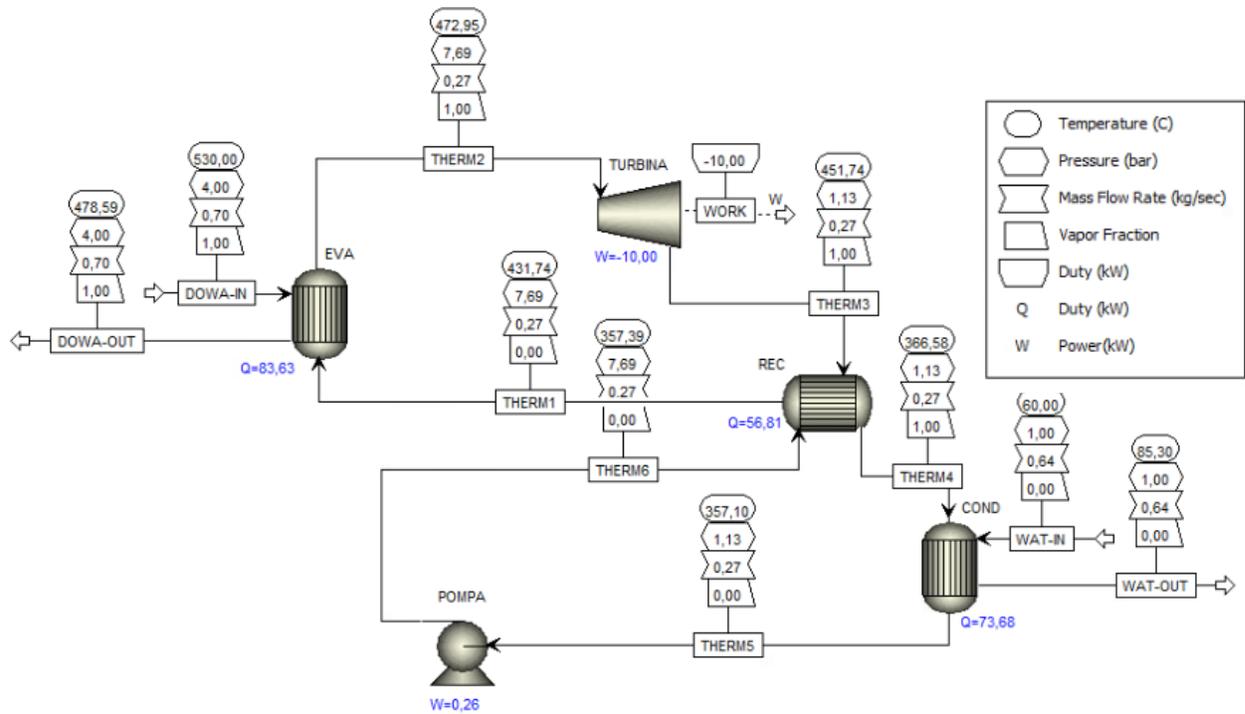


Figura 4.27 - Modello del ciclo ORC con recupero termico per il fluido Therminal 66 prodotto su Aspen Plus

4.6 Modellazione del campo solare

Il solo concentratore descritto nel paragrafo 4.1 e presente sul tetto dell'Energy Center di Torino non è sufficiente ad alimentare i cicli ORC da 10 kW analizzati in precedenza. In questo paragrafo si vuole modellare il campo solare per determinare il numero di concentratori solari necessari al funzionamento del ciclo per i 3 diversi fluidi di lavoro sia nella configurazione base che in quella con il recuperatore. Durante la modellazione del ciclo ORC il Dowtherm è stato scelto come fluido caldo per l'evaporatore: tale fluido è lo stesso che attraversa il campo solare e che viene riscaldato grazie alla radiazione concentrata, per poi cedere il calore accumulato al fluido di lavoro del ciclo. Il concentratore solare nel fuoco della parabola presenta valori di temperatura variabili nell'arco della giornata (riportate in Figura 4.29): sono crescenti al mattino e decrescenti al pomeriggio, con un massimo raggiunto nelle ore centrali della giornata. Il ciclo ORC entra in funzione solo quando la temperatura raggiunta nel fuoco del paraboloide è maggiore o uguale alla temperatura di ingresso nell'evaporatore del fluido caldo; questa temperatura è stata fissata per ogni fluido durante la modellazione del componente (Paragrafo 4.3.4, Tabella 17). Tali valori sono riportati in Tabella e sono utilizzati per determinare quante ore al giorno queste temperature vengono raggiunte e superate, in modo da ottenere le ore giornaliere di funzionamento dell'impianto. Queste ore variano in base alla stagione considerata.

Tabella 22 – Temperature minime richieste al ciclo per il suo funzionamento

	MDM	MD2M	Therminol 66
Temperatura ingresso Dowtherm $T_{\text{dow_in}}$	350 °C	380 °C	530 °C

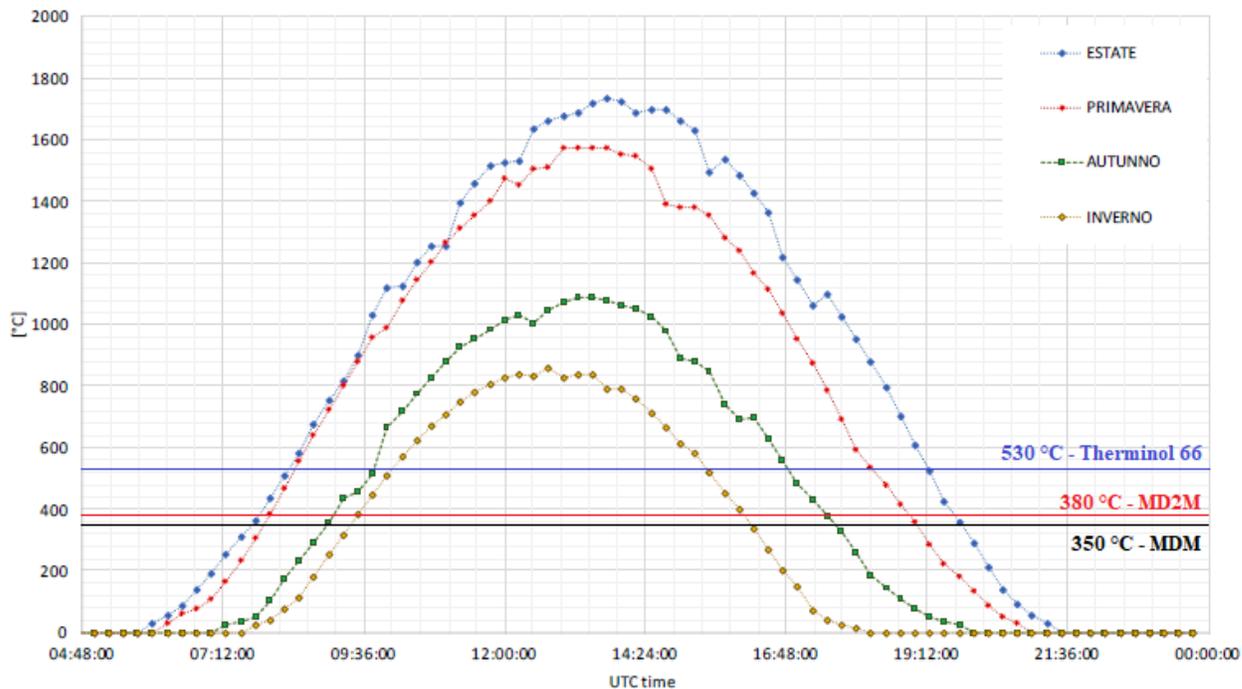


Figura 4.29 - Variazione giornaliera della temperatura media stagionale raggiunta sul fuoco della parabola e temperature minime di funzionamento per il ciclo con MDM, MD2M e Therminol 66

Nel grafico sono riportate le curve rappresentanti la variazione giornaliera della temperatura media stagionale, mentre le rette orizzontali identificano i 3 livelli di temperatura richiesti per il funzionamento del ciclo con l'MDM, il MD2M ed il Therminol 66.

Dall'intersezione tra le curve della temperatura nel fuoco della parabola e le temperature minime di funzionamento del ciclo, si ricavano le ore giornaliere in cui il ciclo ORC funziona nelle diverse stagioni (Tabella 23).

Tabella 23 - Orario medio di funzionamento del ciclo per tutte le stagioni con i diversi fluidi di lavoro

	MDM	MD2M	Therminol 66
Primavera	7:55-19:00	8:00-18:55	8:30-18:15
Estate	7:40-19:45	7:50-19:40	8:20-19:15
Autunno	9:00-17:40	9:05-17:30	9:50-16:50
Inverno	9:20-16:10	9:30-16:05	10:05-15:25

Dopo aver ricavato le ore giornaliere medie di funzionamento per ogni stagione, si ricava la radiazione normale diretta (DNI) media stagionale. A tal fine, si utilizzano i dati della DNI forniti da una stazione meteorologica situata vicino all'Energy Center; i valori si riferiscono al 2019. I dati di radiazione diretta sono stati registrati ogni 15 minuti per tutto l'arco della giornata dal 29 maggio al 18 dicembre. Per ricavare la radiazione media stagionale, si prende come riferimento un giorno di Sole per ogni stagione e si calcola la DNI media nell'orario riportato in Tabella 23. Poiché i dati della stagione invernale non sono presenti, per tale periodo viene preso come riferimento il 14 dicembre, giorno molto prossimo alla stagione invernale.

Tabella 24 - Valori di radiazione normale media diretta (DNI) per un giorno di sole preso come riferimento

	Giorno scelto	DNI [W/m ²]		
		MDM	MD2M	Therminol 66
Primavera	30 maggio	857,87	861,06	879,69
Estate	29 luglio	786,1	791,72	813,29
Autunno	4 novembre	605,46	623,26	686,74
Inverno	14 dicembre	701,17	718,30	745,56

La radiazione diretta media annuale si può ricavare facendo una media pesata tra i valori di DNI stagionali ed il periodo di funzionamento ricavato per ogni stagione in Tabella 23. A tal fine vengono considerati i minuti di funzionamento del ciclo ORC in un anno:

Tabella 25 - Minuti di funzionamento giornalieri e stagionali per i 3 fluidi di lavoro considerati

	MDM		MD2M		Therminol 66	
	Giorno [min]	Stagione [min]	Giorno [min]	Stagione [min]	Giorno [min]	Stagione [min]
Primavera	665	61845	655	60915	585	54405
Estate	725	67425	710	66030	655	60915
Autunno	520	46800	505	45450	420	37800
Inverno	410	36490	395	35155	320	28480

La radiazione diretta media annua ricavata dalla media pesata sopra citata è riportata in Tabella 26:

Tabella 26 - Radiazione normale diretta (DNI) media in un anno per le ore di funzionamento dell'impianto

	MDM	MD2M	Therminol 66
DNI annua [W/m²]	752,63	762,75	796,22

Ora che è nota la radiazione diretta media annua, è possibile ricavare il rendimento dell'intero impianto e l'area del campo solare necessaria al funzionamento del ciclo. A tal fine è necessario conoscere la potenza termica che il sistema CSP deve fornire all'evaporatore; tale valore è stato calcolato nei paragrafi precedenti ed è riportato in Tabella 27.

Tabella 27 - Potenza termica richiesta all'evaporatore per le due configurazioni del ciclo modellate

	MDM	MD2M	Therminol 66
Potenza termica ciclo semplice Q_{eva} [kW]	115,06	137,78	140,44
Potenza termica ciclo con recuperatore Q_{eva} [kW]	76,74	81,40	83,63

Il concentratore considerato ed approfondito nel paragrafo 4.1 ha un'efficienza ottica dell'80% ed un'area di 4,5 m². La potenza prodotta da un singolo collettore a disco, per ogni fluido di lavoro, si ricava dalla seguente formula:

$$Q_{CSP} = DNI_{annua} * 0,8 * Area_{disco} \quad (37)$$

Tabella 28 - Potenza prodotta da un singolo collettore a disco in condizioni di DNI media annua

	MDM	MD2M	Therminol 66
Potenza prodotta da un collettore a disco Q_{CSP} [kW]	2,71	2,75	2,87

Per ricavare il numero di collettori necessari al funzionamento del ciclo si fa il rapporto tra la potenza necessaria e la potenza resa disponibile da un paraboloide. Successivamente, viene calcolata l'area di campo solare necessaria. I risultati sono riportati nelle tabelle sottostanti.

Tabella 29 - Numero di collettori necessari per il funzionamento del ciclo ORC per le due configurazioni considerate

	MDM	MD2M	Therminol 66
N° collettori caso semplice	43	51	49
N° collettori caso recuperativo	29	30	30

I valori riportati in Tabella 29 sono stati approssimati per eccesso all'unità. Per quanto riguarda l'area del campo solare, si vuole avere un valore preciso in modo che valga non solo per il collettore a disco considerato, ma per qualsiasi sistema a concentrazione solare. Per questo motivo, al posto di moltiplicare il numero di collettori per l'area del disco, si utilizzano valori non approssimati:

$$Area\ campo\ solare = \frac{Q_{eva}}{DNI_{annua} * 0,8} \quad (38)$$

Tabella 30 - Area del campo solare necessaria ad alimentare i cicli ORC considerati in questo studio

	MDM	MD2M	Therminol 66
Area campo solare caso semplice [m²]	191,1	225,8	220,5
Area campo solare caso recuperativo [m²]	127,5	133,4	131,3

I risultati ottenuti mostrano la riduzione del numero di concentratori e dell'area del campo solare nel caso del ciclo con recupero interno di calore. I fluidi MD2M e Therminol 66 presentano valori molto simili nonostante richiedano due livelli termici molto diversi; ciò è dovuto al fatto che nonostante il MD2M richieda temperature più basse per funzionare, la quantità di calore da fornire è elevata perché la portata di MD2M è maggiore (0,48 kg/s). Il Therminol 66, invece, non ha una portata molto elevata (0,27 kg/s), però risulta maggiore la differenza di temperatura tra l'ingresso e l'uscita del fluido di lavoro dall'evaporatore; inoltre, varia anche il calore latente di vaporizzazione dei due fluidi.

4.7 Risultati ottenuti e discussione

Nei paragrafi precedenti è stato modellato l'intero impianto composto dal campo solare e dal ciclo ORC, studiato sia nella configurazione base che in quella con il recuperatore termico.

L'aggiunta del recuperatore nel ciclo ORC permette di diminuire (quasi dimezzare) la potenza termica smaltita al condensatore e quella fornita all'evaporatore.

Tabella 31 - Potenze termiche scambiate nel ciclo nelle due configurazioni considerate

	Configurazione	MDM	MD2M	Therminol 66
Potenza richiesta evaporatore Q_{eva} [kW]	Semplice	115,06	137,78	140,44
	Recuperatore	76,74	81,40	83,63
Potenza recuperata Q_{rec} [kW]	Semplice	/	/	/
	Recuperatore	38,33	56,38	56,81
Potenza smaltita condensatore Q_{cond} [kW]	Semplice	105,28	128,09	130,5
	Recuperatore	66,95	71,72	73,68

La configurazione più vantaggiosa è sicuramente quella con il recuperatore. Nel ciclo semplice le potenze termiche scambiate nel ciclo sono parecchio inferiori per l'MDM e simili per MD2M e Therminol 66. Nonostante l'MD2M sia un fluido appartenente alla categoria dei silossani e abbia le temperature simili all'MDM, presenta valori di potenza termica più simili al Therminol 66. Ciò è dovuto al fatto che la portata di MD2M è la più elevata, ed è quindi necessaria più potenza per gli scambi termici.

Il ciclo ORC è stato modellato per la produzione di energia termica ed elettrica. In tutte le configurazioni (semplice e con recupero termico) e per tutti i fluidi di lavoro, la potenza prodotta in turbina è di 10 kW, corrispondenti a 9,8 kW_e di potenza elettrica. Conoscendo la radiazione normale diretta media annua e l'area solare dei collettori a disco, è possibile calcolare i rendimenti

dell'intero impianto. L'efficienza viene calcolata sia per la sola produzione di energia elettrica che per la cogenerazione. Nel calcolo del rendimento si tiene in considerazione anche il consumo elettrico della pompa che, nonostante sia molto piccolo, non viene trascurato. La potenza elettrica consumata nella fase di pompaggio viene sottratta da quella prodotta dall'espansore, in modo che il ciclo funzioni autonomamente e sia autoalimentato senza aver bisogno di energia elettrica esterna.

Il rendimento del ciclo per la sola produzione di energia elettrica è calcolato con il rapporto tra l'energia elettrica netta prodotta e l'energia fornita dal campo solare; quest'ultima viene calcolata moltiplicando la DNI ottenuta per l'area del campo solare ($A_{camposolare} = 4,5 * N^{\circ}collettori$):

$$\eta_{el} = \frac{P_{el,turbina} - P_{pompa}}{DNI * N^{\circ}collettori * A_{disco}} \quad (39)$$

Tuttavia l'impianto è stato pensato per la produzione di energia sia termica che elettrica e quindi viene anche calcolato il rendimento di cogenerazione. La cogenerazione nell'impianto studiato è indispensabile per sfruttare al massimo il calore derivante dal campo solare; infatti, se si volesse utilizzare il ciclo per la sola produzione di energia elettrica, la turbina dovrebbe produrre molta più potenza per rendere l'impianto conveniente. Per ottenere ciò, la pressione di uscita del fluido di lavoro dalla turbina dovrebbe essere inferiore alla pressione atmosferica, in modo da sfruttare l'intero salto entalpico disponibile. Tuttavia, per questioni di sicurezza, tale pressione è stata assunta pari alla pressione atmosferica, quindi il fluido esce dall'espansore con ancora del potenziale che viene sfruttato nel condensatore per la produzione di energia termica. Il rendimento dell'impianto in assetto cogenerativo è calcolato tenendo conto sia della produzione termica che di quella elettrica utilizzando questa formula:

$$\eta_{\text{impianto}} = \frac{P_{el,turbina} + P_{termica,cond} - P_{pompa}}{DNI * N^{\circ}collettori * A_{disco}} \quad (40)$$

L'area del un disco è pari a 4,5 m². I rendimenti sono riportati in Tabella 32, insieme all'efficienza del recuperatore.

Tabella 32 - Rendimenti dell'impianto per la configurazione semplice e con recuperatore termico

	Configurazione	MDM	MD2M	Therminol 66
Rendimento di generazione elettrica η_{el}	Semplice	6,73 %	5,6 %	5,58 %
	Recuperatore	9,97 %	9,65 %	9,12 %
Rendimento di cogenerazione η_{impianto}	Semplice	78,73 %	78,47 %	79,76 %
	Recuperatore	77,71 %	78,66 %	77,42 %
Efficienza recupero termico ϵ	Semplice	/	/	/
	Recuperatore	0,82	0,85	0,9

Dai risultati riportati in tabella si può notare che il recuperatore migliora l'efficienza del ciclo nel caso in cui si faccia uso solamente dell'energia elettrica prodotta. In questo caso, il fluido di lavoro che permette di ottenere un rendimento maggiore è l'MDM.

Tuttavia questo ciclo è stato modellato per la cogenerazione, ed in questo caso il rendimento non migliora molto inserendo il recuperatore termico, anzi diminuisce leggermente. Ciò è dovuto al fatto che per calcolare il rendimento al numeratore sono presenti sia la potenza elettrica prodotta che quella termica, ma nel caso con il recuperatore la potenza termica utile prodotta è inferiore rispetto al caso base; contemporaneamente si riduce anche il numero di concentratori utilizzati, ma dovendo approssimare per eccesso il numero di collettori necessari (poiché si misurano in numeri interi senza decimali), non si riesce a sfruttare completamente l'intera area solare, la quale risulta leggermente sovrastimata. Questo inconveniente si potrebbe risolvere utilizzando altre tipologie di concentratori su misura, che riescano a ricoprire l'area solare richiesta senza sovrastimarla, come

riportato in Tabella 30. In quel caso, probabilmente, il rendimento ottenuto per la cogenerazione con il recuperatore sarebbe superiore rispetto a quello ottenuto per il caso semplice.

Tabella 33 - Sovrastima dell'area del campo solare quando si utilizzano concentratori solari uguali a quello posto sul tetto dell'Energy Center

	Configurazione	MDM	MD2M	Therminol 66
Area campo solare necessaria [m²]	Semplice	191,1	225,8	220,5
	Recuperatore	127,5	133,4	131,3
Area campo solare nel caso considerato [m²]	Semplice	193,5	229,5	220,5
	Recuperatore	130,5	135	135

La sovrastima maggiore si ha per il Therminol 66 nella configurazione recuperativa, ed infatti è il caso che presenta un minor rendimento in configurazione recuperativa rispetto al ciclo semplice.

Considerando il rendimento dell'intero impianto e l'area del campo solare, la configurazione che risulta migliore è quella in cui si utilizza il siliconico MDM. I rendimenti che si ottengono sarebbero superiori per il MD2M, tuttavia risulta maggiore anche la quantità di fluido di lavoro da utilizzare ed il numero di collettori necessari, che sono un costo non indifferente per l'impianto. Le stesse considerazioni valgono anche per il ciclo utilizzante il Therminol 66; in questo caso, il rendimento del ciclo con il recuperatore risulta il più basso, nonostante sia richiesto un paraboloide in più rispetto al ciclo con MDM. Per tali motivi ed in vista di un'analisi economica, nel Capitolo 5 verrà considerato l'impianto con il fluido di lavoro MDM il quale risulta più conveniente se si considerano sia gli aspetti termodinamici che quelli economici.

Per quanto riguarda gli sviluppi futuri di questo impianto, sarebbe possibile aggiungere dei componenti. Come detto in precedenza, il ciclo ORC funziona solo in determinate ore del giorno, che corrispondono all'arco orario in cui la radiazione normale diretta è sufficiente al raggiungimento della temperatura minima richiesta in ingresso all'evaporatore. Questo è un fattore

penalizzante per il ciclo e potrebbe essere migliorato aggiungendo un accumulo termico in cui si riesca ad immagazzinare il calore in eccesso prodotto dai concentratori solari nell'arco della giornata. In questo modo, il ciclo ORC potrebbe funzionare continuativamente anche nelle ore notturne o in caso di condizioni meteorologiche avverse. Poiché le temperature rese disponibili dal campo solare sono ben superiori rispetto a quelle necessarie al funzionamento del ciclo, la fase di carica dell'accumulo termico potrebbe avvenire sfruttando proprio le temperature più elevate, non compromettendo il funzionamento del ciclo ORC. Inoltre, un altro accumulo potrebbe essere utilizzato raccogliere l'acqua di raffreddamento che esce dal condensatore a 85 °C. Infatti, il riscaldamento dell'acqua avviene quando il ciclo ORC è in funzione, ovvero per le ore centrali della giornata; in questo arco temporale, in inverno, la richiesta per una rete di riscaldamento è minima. I termosifoni entrano in funzione soprattutto al mattino e la sera; per questo motivo sarebbe utile aggiungere un accumulatore termico, in modo da poter alimentare una rete di riscaldamento in qualsiasi momento della giornata. Per quanto riguarda la stagione estiva in cui l'acqua calda non serve per riscaldare gli ambienti, si potrebbe pensare di utilizzare questa potenza termica per realizzare del raffrescamento, processo noto come "solar cooling". In questo modo, la potenza termica prodotta sarebbe utilizzabile in tutte le stagioni ed a qualsiasi ora del giorno, rimuovendo il vincolo dell'intermittenza della radiazione solare. Un'alternativa per utilizzare la potenza termica prodotta dal ciclo, potrebbe essere quella di utilizzare tale calore per alimentare un altro ciclo ORC funzionante con un fluido differente a temperature inferiori. Ciò sarebbe utile nel caso in cui la richiesta di energia elettrica sia considerata più importante rispetto alla richiesta di energia termica. In questo caso, però, bisognerebbe procedere con un'analisi economica per valutare la fattibilità del progetto.

5 ANALISI ECONOMICA

L'analisi economica è un criterio indispensabile per valutare la fattibilità di un progetto. Anche se un impianto è ben fatto dal punto di vista tecnico, la possibilità di realizzarlo dipende anche dall'aspetto economico. Soluzioni molto performanti ma dal costo troppo elevato possono essere facilmente superate da altre con prestazioni più scarse, ma dal minor costo o dal maggior ritorno economico.

In questo ultimo capitolo si valutano i costi di investimento da sostenere per la realizzazione dell'impianto analizzato nei capitoli precedenti. L'impianto scelto è quello che ha come fluido di lavoro l'MDM, sia nella configurazione base che in quella con il recuperatore; nonostante l'analisi termodinamica abbia prodotto un rendimento superiore per il caso semplice, è possibile che l'analisi economica ribalti la situazione. Infatti, nella configurazione base sono richiesti 43 concentratori a disco per il funzionamento dell'impianto, mentre in quella con il recuperatore ne servono "solo" 29. Perciò, solo dopo aver effettuato un'analisi dei costi sarà possibile decidere qual è la configurazione più conveniente.

5.1 Metodologia per il calcolo del costo d'investimento

Il calcolo del costo di investimento è realizzato seguendo la metodologia proposta dal dipartimento di energia del NETL – National Energy Technology Laboratory e può essere applicata per confrontare su basi simili diversi impianti di produzione di energia. Tuttavia, seguendo le linee guida di questa metodologia è possibile ricavare il costo di investimento per diversi impianti che producono del guadagno (es. produzione di idrogeno, syngas, etc.) [32].

Il NETL divide il costo di investimento in 5 livelli:

- BEC (Bare Erected Cost) → sono i costi base che bisogna sostenere e comprendono il costo dell'attrezzatura e dei componenti necessari all'impianto.
- EPCC (Engineering, Procurement and Construction Cost) → comprendono i BEC calcolati precedentemente, a cui si somma il costo del servizio per la progettazione ed i costi sostenuti per la costruzione dell'impianto.
- TPC (Total Plant Cost) → comprende l'EPCC a cui si sommano i costi per eventuali imprevisti. Il TPC tiene conto del fatto che ci potrebbero essere errori di progettazione che fanno spendere più del previsto.
- TOC (Total Overnight Capital) → comprende il TPC più i costi del terreno e dei permessi di costruzione. Non tiene conto degli interessi che si devono sostenere durante la costruzione, ma è come se il progetto fosse completato "dall'oggi al domani".
- TASC (Total As-Spent Capital) → è la somma di tutti i costi sostenuti, considerando anche il tasso di interesse e l'inflazione.

I costi, seguendo questa metodologia [32], vengono calcolati in Dollari.

Per calcolare i BEC è necessario conoscere i costi dei singoli componenti dell'impianto; ciò non è molto semplice da reperire in quanto il costo di un componente dipende dalla taglia. Tuttavia il costo base può essere ricavato dalle aziende produttrici del componente, dalla registrazione dei prezzi pagati per l'acquisto di componenti simili oppure dalla letteratura.

In questa trattazione verrà applicata la "Module Costing Technique" che è un modello per il calcolo del costo base di acquisto dei componenti di un impianto utilizzando dei parametri tabulati.

5.1.1 Module Costing Technique

La Module Costing Technique è una metodologia che permette di stimare il costo base di acquisto (C_{BEC}) di un componente. Questo approccio è proposto nel testo di Turton [33] ma è stato introdotto verso il 1970 da Guthrie ed è valido ed utilizzato ancora oggi. Tutti i prezzi sono riferiti al costo di un componente nella sua configurazione base e successivamente questo costo viene moltiplicato per dei fattori che tengono conto:

- dello specifico componente
- della pressione che si raggiunge nell'impianto
- dello specifico materiale da costruzione che si deve utilizzare

Una funzione di costo è una relazione che viene utilizzata per stimare i costi di acquisto di un componente utilizzando uno o più parametri di funzionamento (es. temperatura, pressione, portata). Solitamente tale funzione è valida solo per un determinato range della variabile indipendente e al di fuori di questo range i costi non sono realistici.

La funzione di costo che si utilizza per determinare il costo di un componente è la seguente:

$$C_{BEC} = c_p^0 \cdot F_M \cdot F_P \quad (41)$$

Dove c_p^0 è il costo di acquisto di un componente riferito alla sua configurazione base, F_M è il fattore che tiene conto del tipo di materiale utilizzato e F_P invece è il fattore che considera la pressione operativa all'interno del componente. Questi due fattori sono diversi da 1 quando le condizioni operative sono molto diverse rispetto alla configurazione base. Tutti questi parametri sono tabulati nel testo di Turton per ciascun componente e materiale.

Per il calcolo del costo di acquisto riferito alla configurazione base e del fattore di pressione si possono utilizzare le seguenti formulazioni:

$$c_p^0 = 10^{(K_1 + K \log_{10} A + K_3 (\log_{10} A)^2)} \quad (42)$$

$$F_p = 10^{(C_1 + C_2 \log_{10} P + C_3 (\log_{10} P)^2)} \quad (43)$$

I parametri C e K si trovano tabulati nel testo di Turton [33], mentre A e P sono i parametri che si riferiscono alla taglia del componente di cui si vuole calcolare il costo.

Oltre alle formule sopra citate è possibile ricavare il costo di un componente anche se la sua taglia si trova fuori dal range di applicabilità della formula: si devono considerare gli effetti della capacità di un componente sul costo d'acquisto. Per fare ciò, si utilizza la seguente formula:

$$\frac{C_1}{C_0} = \left(\frac{S_1}{S_0} \right)^{0.6} \quad (44)$$

Dove C_1 è il costo del componente della taglia desiderata, C_0 è il costo di un componente analogo di cui si conoscono le specifiche, S_1 è la capacità del componente che si vuole acquistare e S_0 è la capacità del componente noto. In generale, maggiore è la taglia di un componente e minore è il suo costo per unità di capacità.

Dopo aver calcolato il costo di acquisto dei componenti attraverso le formule sopra elencate, è necessario considerare l'influenza del tempo sul costo dell'attrezzatura. Il prezzo di acquisto di un componente in un certo anno j è proporzionale al costo dello stesso componente all'anno di riferimento, moltiplicato per il rapporto tra i rispettivi indici di costo. Questi indici coincidono con l'indice CEPCI (Chemical Engineering Plant Cost Index) che tiene conto della variazione del valore del denaro nel corso degli anni dovuta all'inflazione. Il costo dei componenti calcolati

utilizzando i parametri riportati da Turton fanno riferimento all'anno 2001 ($CEPCI_{2001} = 394$) e vengono attualizzati al 2020 ($CEPCI_{2020} = 605,7$) [34].

La formula che si utilizza è la seguente:

$$\frac{C_2}{C_1} = \left(\frac{I_2}{I_1}\right) \quad (45)$$

Dove C rappresenta il costo di acquisto, I l'indice di costo CEPCI, lo stato 2 è quello riferito all'anno in cui si vuole conoscere il costo e 1 corrisponde all'anno in cui il costo è noto (in questo caso, il 2001).

5.2 Applicazione del modello

Il modello sopra descritto è stato utilizzato per stimare il costo d'acquisto dei componenti dell'impianto per entrambe le configurazioni del ciclo ORC, con e senza recuperatore. Per la scelta dei parametri K e C da utilizzare per il calcolo del costo della configurazione base (c_p^0) e del fattore di pressione (F_p) vengono utilizzati i valori tabulati per i seguenti componenti: espansore radiale gas/liquido (per l'espansore), scambiatori a fascio tubiero (per evaporatore, condensatore e recuperatore) ed una pompa centrifuga. I parametri che fanno riferimento alla taglia del componente e che vengono utilizzati nella formula (parametro "A" della formula per il calcolo del c_p^0) sono:

- per l'espansore → la potenza prodotta, 10 kW
- per la pompa → la potenza richiesta, 0,42 kW
- per condensatore, evaporatore e recuperatore → l'area di scambio termico

Per il calcolo dell'area di scambio termico si utilizza la seguente formula:

$$Q = U \cdot A_{scambio} \cdot \Delta T_{LMTD} \quad (46)$$

Dove Q è il calore scambiato, ΔT_{LMTD} è la differenza di temperatura media logaritmica, U è il coefficiente di scambio termico globale ed $A_{scambio}$ è l'area di scambio.

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} = \frac{(T_{c,i} - T_{f,u}) - (T_{c,u} - T_{f,i})}{\ln \frac{(T_{c,i} - T_{f,u})}{(T_{c,u} - T_{f,i})}} \quad (47)$$

Per quanto riguarda il valore del coefficiente di scambio termico, si utilizzano i valori riportati in letteratura [31] per un impianto simile a quello considerato (output di 12 kW) e con fluido di lavoro MDM.

Tabella 34 - Valori considerati per il calcolo dell'area di scambio negli scambiatori di calore

	Configurazione	Q_{eva} [kW]	U [W/m²K]	ΔT_{LMTD} [K]	A [m²]
Evaporatore	Semplice	115,06	31	103,4	35,9
	Recuperatore	76,74	31	94,2	26,3
Condensatore	Semplice	105,28	201	117,3	4,5
	Recuperatore	66,95	201	90,7	3,7
Recuperatore	Recuperatore	38,33	43	15,6	57

I valori ottenuti per l'area di scambio termico sono coerenti con quanto riportato in letteratura [31], risulta inferiore solo l'area del condensatore poiché nel caso studiato il ΔT_{LMTD} è molto più elevato rispetto al caso citato in letteratura.

La taglia di alcuni componenti è fuori dal range consentito per l'utilizzo del modello ed è quindi necessario stimare gli effetti della capacità sul costo di acquisto con la formula riportata in precedenza; successivamente i costi vengono aggiornati al 2020 utilizzando l'indice CEPCI.

Il fattore di pressione (F_P) viene calcolato solo per l'evaporatore ed il recuperatore in quanto superano i 5 bar di pressione; per gli altri componenti, invece, viene assunto pari ad 1. Per quanto riguarda il fattore che tiene conto dei materiali utilizzati (F_M), è pari ad 1 per ogni componente poiché l'MDM risulta compatibile con i materiali più comuni considerati nel testo di Turton (acciaio al carbonio per scambiatori di vapore e turbina, ghisa per la pompa) [35].

Fino ad adesso sono stati stimati i costi solo dei componenti del ciclo ORC, tuttavia l'impianto per funzionare necessita anche di altro: il fluido di lavoro, l'alternatore, il fluido circolante nel campo solare ed i concentratori solari. Per quanto riguarda il siliconico MDM è difficile trovare un costo in letteratura: l'esperienza, però, dice che il contributo del fluido dell'intero impianto è almeno un ordine di grandezza inferiore rispetto al costo dei componenti del ciclo [36]. Per questo motivo, è stato stimato pari a 3.000 € per la configurazione base e 3.500 € per quella con il recupero termico, in cui si considera una maggior lunghezza delle tubature (poiché è presente un componente in più) e quindi una maggiore quantità di fluido. Il costo dell'alternatore e del Dowtherm sono stati reperiti da fornitori e sono rispettivamente 150 € e 2.800 € circa in totale. Un'altra spesa che non va sottovalutata è quella per i collettori solari: assumendo di acquistare paraboloidi uguali a quello descritto nel paragrafo 4.1, si ha un costo di 18.000 € per ognuno. Tuttavia, questo è il prezzo per un singolo collettore, ma dovendone prendere in grandi quantità si assume uno sconto di circa il 16-17%. Il costo di ogni singolo collettore viene quindi assunto pari a 15.000 €. Per la configurazione con il ciclo ORC semplice servono 43 paraboloidi, mentre con il recupero termico ne servono 29; considerando che un collettore è già presente sul tetto dell'Energy Center, si assume di doverne acquistare rispettivamente 42 e 28. I costi derivanti dall'applicazione del modello sono in Dollari e vengono convertiti in Euro per calcolare il totale (C_{BEC}), considerando un tasso di conversione Dollaro/Euro pari a 1,1927 \$/€.

In Tabella 35 vengono riportati i costi in Euro per ogni componente dell'impianto, la cui somma equivale al costo base C_{BEC} . Come è possibile notare dai valori in Tabella 35, il contributo maggiore è dato dalla spesa che si deve sostenere per il campo solare.

Tabella 35 – Contributo dei singoli componenti al costo totale dell'impianto

	ORC semplice [€]	ORC recuperativo [€]
Espansore	12.694,9	12.694,9
Condensatore	8.246,3	7.332,5
Pompa	730,5	730,5
Evaporatore	24.546,7	22.103,3
Rigeneratore	/	29.577,9
MDM	3.000	3.500
Alternatore	150	150
Dowtherm T	2.800	2.800
Collettori a disco	630.000	420.000
TOTALE C_{BEC}	682.168,5 €	498.889 €

I concentratori solari incidono sul costo dell'impianto per circa il 92% nella configurazione con il ciclo ORC semplice e per circa l'84% per il ciclo con il recupero termico.

Come descritto nella metodologia NETL, dopo aver stimato i costi di acquisto dell'impianto, è necessario aggiungere i costi riguardanti la progettazione, gli imprevisti, il costo del terreno, i permessi e la manutenzione ed infine si considerano gli interessi e l'inflazione. La percentuale che si somma per tener conto di questi costi aggiuntivi è riportata nella Tabella 36.

Tabella 36 - Costi calcolati seguendo la metodologia NETL

	% calcolo	Causa	ORC semplice [€]	ORC recuperativo [€]
C_{BEC}	\sum costo componenti	Costo componenti	682.168,5	498.889
C_{EPCC}	+2% di C_{BEC}	Progettazione	695.811,9	508.866,8
C_{TPC}	+15% di C_{EPCC}	Imprevisti	800.183,6	585.196,8
C_{TOC}	+10% di C_{TPC}	Manutenzione e permessi	880.202	643.716,5
C_{TASC}	+11,4% di C_{TOC}	Interessi ed inflazione	980.545	717.100,2

Il C_{TASC} è il costo complessivo di acquisto per l'intero impianto, comprendente il ciclo ORC ed il campo solare. La maggior parte del costo deriva dall'acquisto dei collettori solari e, essendo in maggiore quantità per il ciclo semplice, causano un netto aumento del prezzo dell'impianto in cui è presente la configurazione base del ciclo ORC. Confrontando i costi di investimento è evidente che l'impianto che comprende il recuperatore ha un costo inferiore, tuttavia è necessario fare altre considerazioni economiche per valutare quale investimento risulti più conveniente.

5.3 Payback Period

Per verificare se un investimento è conveniente o meno, si calcola il Payback Period (o Tempo di Ritorno), ovvero il tempo necessario a recuperare il capitale investito nel ciclo di vita dell'impianto, assunto pari a 20 anni. Si assume che l'energia termica ed elettrica che viene prodotta dall'impianto venga autoconsumata: in questo modo, non è necessario acquistarla dalla rete di distribuzione, generando un risparmio economico. È importante valutare se questo risparmio è tale da ripagare il costo di investimento dell'impianto nel ciclo di vita considerato (20 anni).

Per il calcolo del tempo di ritorno dell'investimento è importante valutare i flussi di cassa netti che si hanno annualmente, sottraendo le uscite dalle entrate. I ricavi che si ottengono nel ciclo di vita

dell'impianto sono legati solamente al risparmio economico che si ha non acquistando energia termica ed elettrica dalla rete ma utilizzando ciò che viene prodotto dall'impianto installato, a cui si somma il valore degli incentivi che verranno trattati in seguito. Non sono presenti uscite di cassa, in quanto la pompa del ciclo viene alimentata da una parte della potenza elettrica prodotta dall'espansore e non ha bisogno di energia elettrica esterna (come è stato assunto nel capitolo 4) ed i costi di manutenzione dell'impianto sono già stati tenuti in considerazione nel calcolo iniziale del costo d'acquisto (C_{TOC} include anche la manutenzione).

Per capire se un investimento in capitale è vantaggioso si utilizza il metodo del Valore Attuale Netto (in sigla "VAN", dall'inglese Net Present Value, abbreviato NPV): si calcola il valore attuale dei flussi di cassa futuri che ci si aspetta di ricevere dopo l'investimento e si confrontano con il costo dell'investimento stesso. Se il valore attuale netto dei flussi di cassa futuri attesi dopo l'investimento è superiore al costo dell'investimento, allora si deve investire perché significa che, oltre a rientrare del costo d'investimento, si avrà anche un guadagno economico [37]. Supponendo che un investimento in un capitale costi I e che ci si aspetta che negli anni di vita dell'impianto (20 anni) si generi un profitto annuo di importo pari a S_n ("Savings", risparmi annuali), si definisce il VAN come:

$$VAN = -I + \sum_{n=1}^{20} \frac{S_n}{(1+i')^n} \quad (48)$$

Dove n sono gli anni di vita dell'impianto, ed $i' = \frac{i-e}{1+e}$ con i che rappresenta il tasso di interesse ed e che è l'inflazione legata al costo dell'energia. Se $VAN > 0$ allora il beneficio netto è positivo e l'investimento è conveniente. Effettuando il calcolo del VAN per ogni anno di vita dell'impianto (ovvero $n=0,1,2,3\dots 20$), si riesce a determinare in quale anno il valore attuale netto diventa

positivo: questo anno è noto come tempo di ritorno dell'investimento, ed indica il tempo che ci vuole per rientrare della spesa effettuata. Da quell'anno in poi, l'impianto produrrà solo guadagno.

Tra i flussi di cassa in ingresso da inserire nella formula del VAN c'è il risparmio economico (R) derivante dal mancato acquisto dell'energia dalla rete: viene calcolato moltiplicando il prezzo di mercato attuale dell'energia elettrica (C_{el}) e termica (C_{th}) per l'energia netta che viene prodotta dall'impianto studiato (rispettivamente W e Q_{cond}) e per il tempo di funzionamento annuo dell'impianto (h_{funz} , ricavato da Tabella 25 e pari a 3.542,7 h/anno):

$$R = (W_{el} - W_{pompa}) \cdot h_{funz} \cdot C_{el} + Q_{cond} \cdot h_{funz} \cdot C_{th} \quad (49)$$

Sostituendo con i costi dell'energia termica ed elettrica per le medie-grandi imprese italiane [38], si ottiene:

$$R = (9,8 - 0,42) \cdot 3.542,7 \cdot 0,17149 + 115,28 \text{ (o } 66,95 \text{ con recupero)} \cdot 3.542,7 \cdot 0,05882 \quad (50)$$

In questo lavoro di tesi, al fine di ricavare un tempo di ritorno dell'investimento realistico, vengono anche considerati gli incentivi italiani che sono attualmente presenti per la cogenerazione e per le comunità energetiche. Tali incentivi vengono considerati, così come i risparmi, dei flussi di cassa in ingresso, e verranno trattati nel sottoparagrafo seguente. Per tale ragione, i "Savings" da inserire nella formula per il calcolo del VAN, sono:

$$S = R + \textit{incentivi} \quad (51)$$

5.3.1 Incentivi italiani

L'efficienza energetica ricopre un ruolo sempre più importante in vista degli obiettivi comunitari di decarbonizzazione ma non solo, anche nelle scelte economiche di aziende e cittadini. Le imprese sono più propense ad investire in progetti che prevedono un risparmio energetico, ma soprattutto economico. Per questo motivo gli Stati, l'Europa e le singole regioni stanziavano degli incentivi che vengono corrisposti a chi investe sulle fonti di energia rinnovabile. Nel lavoro di tesi svolto si è deciso di considerare gli incentivi che vengono forniti dallo Stato Italiano e dalla Regione Piemonte.

La cogenerazione viene promossa dallo Stato in quanto è una soluzione ad alta efficienza energetica che permette di generare elettricità e di produrre energia termica recuperando il calore che andrebbe sprecato al condensatore. Con un solo impianto quindi, si possono soddisfare i fabbisogni sia di corrente elettrica che di riscaldamento/raffrescamento ed acqua calda sanitaria. Inoltre, la cogenerazione è un sistema di produzione molto affidabile: solitamente l'energia prodotta viene autoconsumata, riducendo il rischio di rimanere senza energia quando si verificano perdite nelle normali reti elettriche [39].

Per incentivare la realizzazione di impianti di Cogenerazione ad Alto Rendimento (CAR) sono stati introdotti i Certificati Bianchi (CB), anche noti come Titoli di Efficienza Energetica (TEE). Questi certificati sono stati inseriti dai Decreti Ministeriali del 24 aprile 2001, modificati dai Decreti Ministeriali del 20 luglio 2004 ed aggiornati dal Decreto Ministeriale del 21 dicembre 2007. Per poter accedere all'incentivo dei Certificati Bianchi, per potenze inferiori a 50 kW_e (ovvero nel caso considerato nello studio), basta che l'impianto di cogenerazione generi un valore positivo di risparmio. Tali certificati sono noti anche come Titoli di Efficienza Energetica perché hanno una doppia funzione: certificano il risparmio energetico e premiano chi ha effettuato l'intervento.

Per ogni Tonnellata Equivalente di Petrolio (TEP) risparmiata grazie al progetto di efficientamento energetico, viene corrisposto un TEE. Per ogni TEE vengono corrisposti 260 € [39].

$$1 \text{ TEP} = 5.347 \text{ kWh di energia elettrica} = 11.628 \text{ kWh di energia termica} = \\ 1.200 \text{ m}^3 \text{ di gas naturale} = 2,4 \text{ tonnellate di CO}_2 = 1 \text{ TEE} = 260 \text{ €}$$

Questo incentivo è particolarmente vantaggioso perché maggiore è l'energia risparmiata e maggiore sarà l'importo erogato dall'incentivo. I flussi di cassa in ingresso prodotti dai Certificati Bianchi vengono calcolati seguendo questo procedimento [40]:

$$RISP = \frac{(W_{el} - W_{pompa}) \cdot h_{funz}}{\eta_{el_Italia}} + \frac{Q_{cond} \cdot h_{funz}}{\eta_{th_Italia}} \quad (52)$$

Dove h_{funz} sono le ore annue di funzionamento dell'impianto, η_{el_Italia} è il rendimento medio della rete elettrica Italiana pari a 46% mentre η_{th_Italia} è il rendimento medio di produzione di energia termica in Italia pari a 90%. In base al risparmio di energia primaria calcolato secondo la formula prima descritta (RISP), l'unità di cogenerazione ha diritto per lo specifico anno ad un numero di Certificati Bianchi pari a:

$$CB = RISP \cdot 0,086 \cdot K \quad (53)$$

Con $K=1,4$ per potenze inferiori a 1 MW e 0,086 utilizzato come coefficiente di conversione da MWh a TEP [40]. Poiché l'impianto in questione può essere collegato alla rete di teleriscaldamento, la durata prevista per l'incentivo è di 15 anni.

Oltre all'incentivo statale citato e considerato nello studio, sono presenti altri incentivi Europei per l'utilizzo di fonti di energia rinnovabili. Inoltre, sul sito della Regione Piemonte sono spesso presenti bandi che permettono di ottenere ulteriori detrazioni.

Ne è un esempio il “Bando Codice IV4b21_energia_impresa” in vigore dal 23/03/2020 al 30/09/2020 che finanziava parte dei costi di realizzazione di impianti FER (Fonti Energetiche Rinnovabili) la cui produzione era destinata all’autoconsumo. Gli interventi finanziati dovevano essere non inferiori a 50.000 € e relativi a installazione di cogeneratori, impianti a fonte rinnovabile o nuove tecnologie energetiche ad alta efficienza. La dotazione del bando era di 100 Mln di Euro ed il finanziamento era così suddiviso: 80% con finanziamento agevolato e 20% di contributo a fondo perduto (con limite massimo di 500.000 €) [41]. Le caratteristiche dell’impianto studiato rientravano nei parametri richiesti dal bando, e sarebbe stato quindi possibile accedervi. Questo bando faceva parte della programmazione POR FESR del 2014-2020. Si assume che, nella nuova programmazione POR FESR 2021-2027, verranno nuovamente emessi bandi a favore dell’efficientamento energetico che porteranno a beneficio del progetto studiato un minimo di 100.000 €. Tale importo viene sottratto al costo di investimento dell’impianto. Questo era un esempio di bando regionale cumulabile con i Certificati Bianchi, tuttavia occorrerà verificare in futuro la presenza di altri incentivi anche in ambito europeo, in modo da poter ridurre ulteriormente il costo sostenuto per l’investimento.

5.4 Risultati ottenuti e discussione

Nei paragrafi precedenti sono stati ricavati i costi d'acquisto dell'intero impianto (sia con il recuperatore che senza) ed è stata descritta la metodologia per il calcolo del tempo di ritorno dell'investimento considerando gli incentivi italiani messi a disposizione dallo Stato.

In Tabella 37 sono riportati il risparmio annuo (R) dovuto solamente all'energia che non si acquista dalla rete, i TEP risparmiati ed i flussi di cassa annuali derivanti dagli incentivi (Certificati Bianchi, CB).

Tabella 37 - Valori annui del risparmio e degli incentivi erogati per l'impianto sia nel caso di ciclo ORC semplice sia in quello con recupero termico

	ORC semplice [€]	ORC recuperativo [€]
Risparmio (R)	27.636,9	19.649,7
TEP risparmiati	58,6	40,4
Certificati Bianchi (CB)	15.234,1	10.511,1
Risparmio totale annuo=R+CB	42.871	30.160,8

Per calcolare il VAN si assume che il tasso di interesse sia pari a 1,25% [42] (tasso minimo garantito dai BTP Futura) e che l'inflazione sul costo dell'energia elettrica sia al 4,5%. Inoltre, come l'investimento iniziale, si considera il costo di acquisto dell'impianto (C_{TASC} in Tabella 36) a cui vengono già sottratti i 100.000 € di incentivi regionali. Come detto in precedenza, il contributo dei Certificati Bianchi viene considerato soltanto per i primi 15 anni di vita dell'impianto.

Tabella 38 - Calcolo del VAN per 20 anni di vita dell'impianto

Anno	ORC semplice [€]		ORC recuperativo [€]	
	Flussi di cassa entranti S [€]	VAN [€]	Flussi di cassa entranti S [€]	VAN [€]
0	/	-880.545	/	-617.100,2
1	42.871	-836.297,9	30.160,8	-585.971,3
2	42.871	-790.630,5	30.160,8	-553.843,2
3	42.871	-743.497,2	30.160,8	-520.683,9
4	42.871	-694.850,9	30.160,8	-486.460,2
5	42.871	-644.643,3	30.160,8	-451.137,9
6	42.871	-592.823,9	30.160,8	-414.681,8
7	42.871	-539.341,3	30.160,8	-377.055,6
8	42.871	-484.141,9	30.160,8	-338.221,6
9	42.871	-427.170,7	30.160,8	-298.141
10	42.871	-368.370,8	30.160,8	-256.773,9
11	42.871	-307.683,5	30.160,8	-214.079
12	42.871	-245.048,2	30.160,8	-170.013,7
13	42.871	-180.402,4	30.160,8	-124.533,9
14	42.871	-113.681,6	30.160,8	-77.594,2
15	42.871	-44.819	30.160,8	-29.147,9
16	27.636,9	998,2	19.649,7	3.427,9
17	27.636,9	48.286,1	19.649,7	37.049,4
18	27.636,9	97.091,9	19.649,7	71.750
19	27.636,9	147.464,3	19.649,7	107.564,6
20	27.636,9	199.453,6	19.649,7	144.528,7

Dalla Tabella 38 sopra riportata si ottiene che l'investimento ha un VAN positivo a partire dal 16esimo anno per entrambe le configurazioni; questo significa che il tempo di ritorno dell'investimento è pari a 16 anni. Dal 17esimo anno in poi, si hanno solo guadagni. A fine vita dell'impianto, con la configurazione recuperativa si guadagnano 144.528,7 € netti contro i 199.453,6 della configurazione semplice. Il guadagno più elevato è senza dubbio quello per l'impianto con il ciclo ORC base, nonostante sia quello con l'investimento iniziale maggiore.

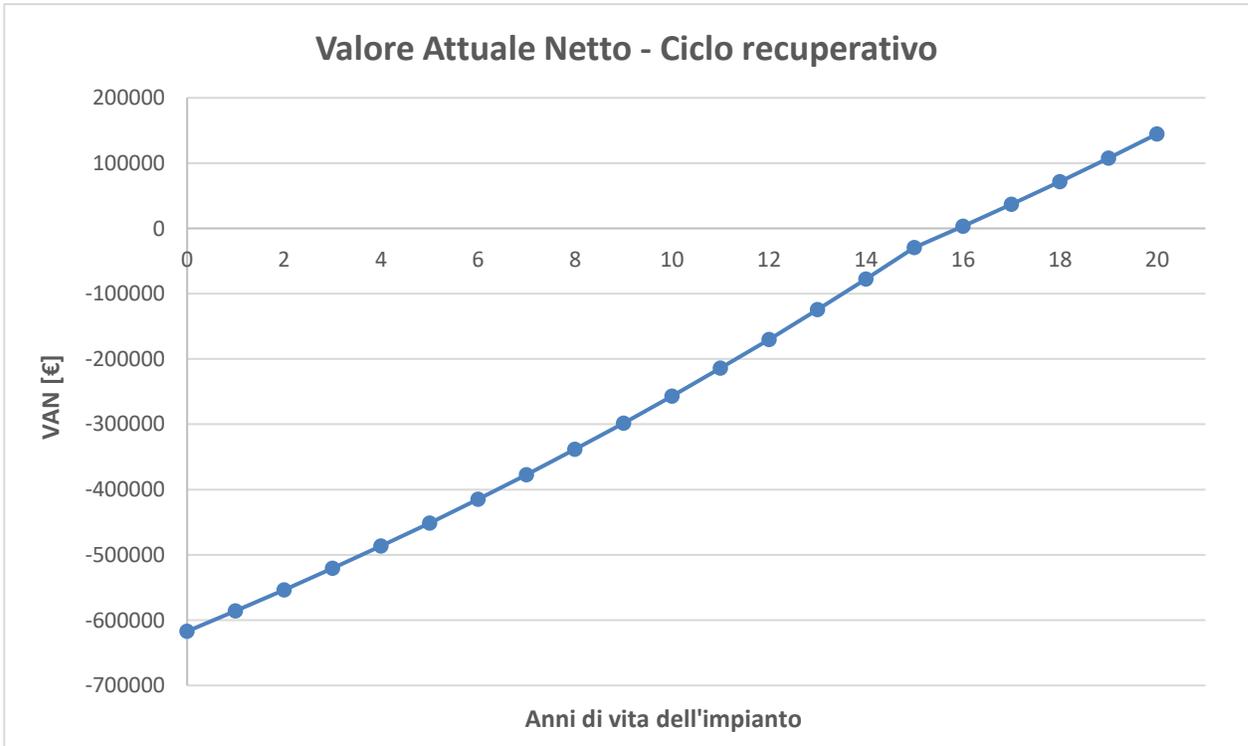
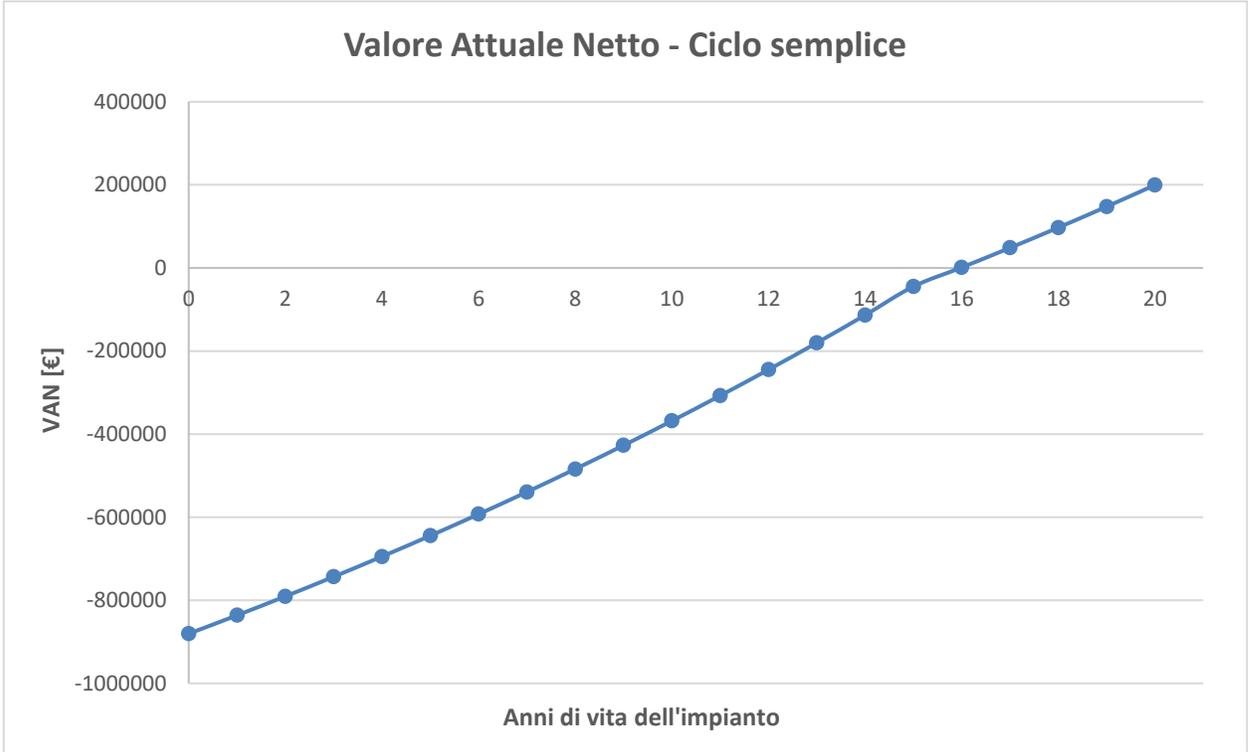


Figura 5.1 - Rappresentazione del VAN per la configurazione del ciclo ORC semplice e con recupero termico

Nei grafici è rappresentato il VAN per tutti gli anni di vita dell'impianto. Si vede che, per entrambe le configurazioni, il payback period si ha tra il 15esimo ed il 16esimo anno. La pendenza della linea non è uniforme per tutta la vita dell'impianto: dal 15esimo anno cambia e diminuisce leggermente. Ciò è dovuto al fatto che dall'anno 0 all'anno 15 i flussi di cassa positivi netti sono costanti ed equivalgono alla somma del risparmio delle bollette più gli incentivi (Certificati Bianchi), mentre dall'anno 16 al 20esimo non si ha più il contributo degli incentivi e quindi i flussi di cassa entranti sono inferiori. La linea, infatti, risulta meno pendente.

Dai risultati ottenuti risulta che l'investimento più conveniente sia quello in cui il ciclo ORC è senza il recuperatore interno, in quanto porta quasi 55.000 € in più di guadagni a fine vita. Il tempo di ritorno dell'investimento è di 16 anni. Il costo dei collettori solari incide sul costo d'investimento per circa l'80%.

Da non sottovalutare è anche l'impatto ambientale dell'impianto: utilizzando i concentratori solari per alimentare il ciclo ORC, si sfrutta l'energia derivante dal Sole senza produrre inquinamento. Per ogni TEP risparmiato attraverso questo impianto (Tabella 37) si evita l'emissione di 2,4 tonnellate di CO₂ in atmosfera e si risparmiano 1.200 m³ di gas naturale. Per ripulire l'equivalente di 2,4 t di CO₂ occorrerebbe il lavoro annuale di 120 alberi (assumendo che ogni albero assorba 20 kg_{CO2}/anno). In Tabella 39 si riportano i risparmi che si hanno in 20 anni di vita dell'impianto.

Tabella 39 - Risparmio di CO₂ e gas naturale in 20 anni di vita dell'impianto per entrambe le configurazioni del ciclo ORC

	Ciclo ORC semplice	Ciclo ORC con recupero
TEP	1.171,9	808,5
CO₂ risparmiata [t]	2.812,5	1.940,5
Gas naturale risparmiato [m³]	1.406.232	970.254
N° alberi equivalenti	7.031	4.851

L'utilizzo dei collettori solari per alimentare il ciclo ORC permette di evitare l'emissione di 2.812,5 tonnellate di anidride carbonica (che sarebbe emessa se il ciclo fosse alimentato a gas naturale) quando si utilizza la configurazione del ciclo base e 1.940,5 tonnellate con il recupero termico nel ciclo. Sono valori molto elevati che hanno un impatto non indifferente sull'ambiente. Qualora non venisse costruito l'impianto, per bilanciare l'emissione di anidride carbonica emessa in 20 anni per la produzione dello stesso quantitativo di energia, occorrerebbe il lavoro ventennale di 7.031 e 4.851 alberi rispettivamente per la configurazione base e con recupero. L'impianto utilizzando il ciclo ORC base è migliore sia dal punto di vista economico che da quello ambientale, poichè evita l'emissione di un quantitativo superiore di CO₂.

In questo lavoro si è assunto che l'energia elettrica e termica prodotte dall'impianto vengano autoconsumate. Tuttavia, per un confronto con altri impianti, per la configurazione migliore (ovvero senza recuperatore) si calcola anche il prezzo a cui si dovrebbe vendere l'energia per rientrare del costo di investimento in 20 anni. Gli scenari proposti sono 3:

- LCOE → Levelized Cost Of Electricity → si calcola il prezzo a cui bisogna vendere l'elettricità per ricoprire il costo di investimento come se nell'impianto venisse prodotta solo energia elettrica.
- LCOH → Levelized Cost Of Heat → si ottiene il prezzo a cui è necessario vendere l'energia termica nel caso in cui l'impianto producesse soltanto energia termica.
- LCOE' → Levelized Cost of Energy → si assume che l'impianto produca sia energia termica che elettrica e che entrambe vengano vendute con lo stesso prezzo al kWh.

Assumendo un tasso di interesse e di inflazione sul costo dell'energia pari a quello utilizzato per il calcolo del VAN ($i' = \frac{i-e}{1+e}$ con $i=1,25\%$ ed $e=4,5\%$) ed assumendo che non ci siano flussi di cassa annuali in uscita, viene applicata la seguente formula:

$$LCOE = \frac{\text{annuity} \cdot C_{TASC}}{E} = \frac{(1 + i')^{20} \cdot i'}{(1 + i')^{20} - 1} \cdot \frac{C_{TASC}}{E} \quad (54)$$

Dove E rappresenta l'energia annua prodotta e, per i 3 casi sopra citati, è:

- LCOE → E=energia elettrica netta prodotta annualmente
- LCOH → E=energia termica prodotta annualmente
- LCOE' → E=somma dell'energia elettrica e termica prodotte annualmente

Dall'applicazione della formula riportata, si ottengono i seguenti risultati:

Tabella 40 - Prezzo di vendita dell'energia per rientrare del costo d'investimento in 20 anni

	LCOE	LCOH	LCOE'
Prezzo [€/kWh]	1,041	0,093	0,085

Il costo dell'elettricità che si ottiene è di 1,041 €/kWh_e e risulta essere nettamente superiore rispetto a quanto si trova normalmente sul mercato. Questo prezzo è così elevato perché il ciclo è stato studiato per una configurazione cogenerativa e non è stato ottimizzato per la sola produzione di energia elettrica. Per questo motivo, se si volesse rientrare dell'investimento vendendo solo energia elettrica, bisognerebbe proporla sul mercato ad un costo 5 volte superiore rispetto a quanto si trova solitamente (circa 0,195 €/kWh medi per le fonti di energia rinnovabili [43]). La situazione è diversa invece per quando riguarda il costo del kWh nel caso in cui si venda solo energia termica: al condensatore viene smaltita una grande quantità di calore (105,28 kW_{th}) e quindi il prezzo risulta molto basso, circa 0,093 €/kWh_{th}. Tuttavia, considerando che nell'impianto studiato si ha la produzione sia di energia termica che elettrica e che sarebbe possibile venderle entrambe, è stato calcolato anche il prezzo dell'energia per ogni kWh prodotto, senza differenziare le due forme di energia. Il prezzo che si ottiene è di 0,085 €/kWh ed è coerente con quanto trovato in letteratura per la cogenerazione (0,083 €/kWh [43]).

Per studi futuri sarebbe interessante riuscire a sfruttare anche il calore in eccesso che viene prodotto dai collettori solari: infatti, per il funzionamento dell'impianto studiato, basta una temperatura sul fuoco del paraboloide di 350 °C, ma i collettori sono in grado di raggiungere temperature molto più elevate durante l'arco della giornata. Sarebbe vantaggioso riuscire a sfruttare anche il calore "in eccesso" per utilizzarlo in altri processi o per alimentare un accumulo termico. Anche per questo scopo, avere una superficie maggiore di campo solare (ovvero configurazione con ciclo ORC base) potrebbe essere vantaggioso e potrebbe portare a guadagni più elevati rispetto alla configurazione recuperativa. In definitiva, l'impianto con il ciclo ORC semplice risulta il migliore sia dal punto di vista dell'investimento, che da quello ambientale ed anche per eventuali sviluppi e scenari futuri.

Inoltre, in questo studio sono stati considerati gli incentivi Statali e Regionali, ma non è escluso che ce ne possano essere altri erogati dall'Europa, come riportato in precedenza. L'incentivo regionale è stato ipotizzato pari a 100.000 €, tuttavia è possibile che il contributo offerto da bandi futuri sia maggiore. In questo caso, il costo dell'investimento sarebbe inferiore, il tempo di ritorno dell'investimento più breve, e si avrebbero guadagni maggiori a fine vita dell'impianto.

6 CONCLUSIONI

In questo lavoro di tesi è stato dimensionato un ciclo ORC per la produzione di energia elettrica e termica alimentato da un campo di concentratori solari a disco. Il ciclo produce 10 kW di potenza (9,8 kW_e) ed il calore smaltito al condensatore viene utilizzato per scaldare una portata d'acqua fino a circa 85 °C da poter utilizzare in una rete di riscaldamento. L'impianto è stato dimensionato sia per un ciclo ORC semplice che per uno con recupero interno per 3 diversi fluidi di lavoro: MDM, MD2M e Therminol 66. Dai dati ottenuti è risultato che, considerando sia il rendimento dell'impianto che il numero di collettori necessari al suo funzionamento, il fluido MDM è quello che porta maggiori vantaggi; il rendimento per il ciclo semplice è 78,73% e con il recuperatore è 77,71%, mentre i paraboloidi necessari sono rispettivamente 43 e 29. I rendimenti ottenuti sono molto simili per entrambe le configurazioni perché, nonostante con il recuperatore sia necessaria meno potenza termica in input all'evaporatore, risulta inferiore anche la quantità di energia termica utile prodotta. Nell'ultimo capitolo è stata effettuata un'analisi economica per entrambe le configurazioni dell'impianto utilizzando come fluido di lavoro l'MDM. Considerando anche gli incentivi statali e regionali che vengono forniti per la realizzazione di sistemi di cogenerazione ad alto rendimento, l'impianto con il ciclo ORC semplice risulta essere il più vantaggioso: il guadagno netto a fine vita è di quasi 200.000 € ed il tempo di ritorno dell'investimento è pari a 16 anni. Per quanto riguarda gli effetti ambientali, si è calcolato che la realizzazione di tale impianto permetterebbe di evitare l'emissione di 2.812,5 tonnellate di CO₂ in 20 anni.

In conclusione, si può dire che l'impianto che prevede il ciclo ORC semplice operante con MDM risulta essere il più vantaggioso sotto tutti i punti di vista considerando l'analisi termodinamica, quella economica e l'impatto ambientale.

Eventuali sviluppi futuri potrebbero comprendere l'aggiunta di un accumulo termico per il fluido caldo proveniente dal campo solare, in modo da assicurare la produzione di energia termica ed elettrica anche di notte o in caso di nuvolosità. Inoltre, si potrebbe procedere con un'analisi exergetica al fine di valutare ed ottimizzare i componenti in cui si generano le maggiori irreversibilità.

Negli ultimi anni sono innumerevoli gli incentivi messi in campo dallo Stato e dalle regioni per migliorare l'efficienza energetica degli edifici. Tuttavia, alcuni economisti ritengono che i benefici della transizione energetica siano sovrastimati e che si potrebbe arrivare ad un effetto paradossale, per cui l'aumento dell'efficienza energetica porterebbe ad un incremento di emissioni di gas serra. Questo è il "paradosso di Jevons", secondo cui una maggiore efficienza si traduce in una diminuzione di costi e, di conseguenza, in un aumento dei consumi.

7 BIBLIOGRAFIA

- [1] «International Energy Agency,» [Online]. Available: <https://iea-pvps.org/snapshot-reports/snapshot-2020/>.
- [2] P. installata. [Online]. Available: <https://www.evwind.es/2020/02/02/concentrated-solar-power-had-a-global-total-installed-capacity-of-6451-mw-in-2019/73360>.
- [3] «Specchi di Archimede,» [Online]. Available: <https://www.enea.it/it/eneaxexpo/gli-specchi-di-archimede-e-il-disco-solare>.
- [4] G. Pikra, A. Salim, B. Prawara, A. J. Purwanto, T. Admono e Z. Eddy, «Development of small scale concentrated solar power plant using organic Rankine Cycle for isolated region in Indonesia,» *Energy Procedia*, n. 32, pp. 122-128, 2013.
- [5] «Dispense per il corso di tecnologie delle energie rinnovabili,» [Online]. Available: https://people.unica.it/danielecocco/files/2012/04/Solare_Termodinamico.pdf.
- [6] A. Fernandez-Garcia, E. Zarza, L. Valenzuela e M. Perez, «Parabolic-through solar collectors and their applications,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, n. 14, pp. 1695-1721, 2010.
- [7] L. Rubini, G. Habib e Lavra, «Tecnologie solari a concentrazione - Produzione di calore a media temperatura,» [Online]. Available: https://www.enea.it/it/Ricerca_sviluppo/documenti/ricerca-di-sistema-elettrico/climatizzazione-rinnovabili/rds-254.pdf.
- [8] O. Taylan e H. Berberoglu, «Fuel production using concentrated solar energy,» in *Application of solar energy*, 2012.
- [9] ENEA, «Ricerca e innovazione per un futuro low-carbon,» 2010. [Online]. Available: <https://energia.regione.emilia-romagna.it/documenti/doc-fonti-rinnovabili/solare-termodinamico-fonte-enea>.

- [10] W. Stine e M. Geyer, *Power from the sun*, 2001.
- [11] J. Pye e M. Simonetti, *Dispense per il corso di "Technology for renewables energy sources" - Politecnico di Torino*.
- [12] «Sundrop Farms,» [Online]. Available: <https://www.aalborgcsp.com/projects/366mwh-integrated-energy-system-based-on-csp-australia/>.
- [13] «Solare a concentrazione ad alta temperatura,» [Online]. Available: <http://www.solaritaly.enea.it/Documentazione/csp.pdf>.
- [14] «Progetto Archimede,» [Online]. Available: <http://www.consulente-energia.com/aa-centrale-enel-archimede-priolo-come-funziona-impianto-solare-termodinamico-tecnologia-ricevitore-sali-fusi-rubbia-enea.html>.
- [15] «Ciclo Rankine - Turbine a vapore,» [Online]. Available: <http://my.liuc.it/MatSup/2011/Y90304/SEIND-01-TV.pdf>.
- [16] L. Branchini, D. P. Andrea e P. Antonio, «Systematic comparison of ORC configurations by means of comprehensive performance indexes,» *Applied Thermal Engineering*, n. 61, pp. 129-140, 2013.
- [17] «Cicli ORC - Energetica applicata,» [Online]. Available: https://elearn.ing.unipi.it/pluginfile.php/96784/mod_resource/content/1/ORC.pdf.
- [18] B. Junjiang e Z. Li, «A review of working fluid and expander selections for organic Rankine cycle,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, n. 24, pp. 325-342, 2013.
- [19] B. F. Tchanche, G. Lambrinos, A. Frangoudakis e G. Papadakis, «Low-grade heat conversion into power using organic Rankine cycles - A review of various applications,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, n. 15, pp. 3963-3979, 2011.
- [20] «Fluidi refrigeranti - ODP e GWP,» [Online]. Available: <https://www.carel.it/refrigerants>.
- [21] «Atmospheric Lifetime,» [Online]. Available: <https://www.epa.gov/climateleadership/atmospheric-lifetime-and-global-warming-potential-defined>.

- [22] «Scelta del fluido di lavoro - ORC,» [Online]. Available: https://www.enea.it/it/Ricerca_sviluppo/documenti/ricerca-di-sistema-elettrico/biomasse/2012/rds-2013-178.pdf.
- [23] «Espansori ciclo ORC,» [Online]. Available: https://www.enea.it/it/Ricerca_sviluppo/documenti/ricerca-di-sistema-elettrico/adp-mise-enea-2015-2017/impianti-di-conversione-di-energia-di-piccola-taglia/rds_par2015-162.pdf.
- [24] G. Qiu, L. Hao e S. Riffat, «Expanders for micro-CHP systems with organic Rankine cycle,» *Applied Thermal Engineering*, n. 31, pp. 3301-3307, 2011.
- [25] S. Quoilin, M. Van Den Broek, S. Declaye, D. Pierre e V. Lemort, «Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, n. 22, pp. 168-186, 2013.
- [26] A. Gil, M. Medrano, M. Ingrid, A. Lazaro, P. Dolado, B. Zalba e C. L. F., «State of the art on high temperature thermal energy storage for power generation. Part 1 - Concepts, materials and modellization,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 14, pp. 31-55, 2010.
- [27] A. Sebelev, A. Saychenko, N. Zabelin e M. Smirnov, «Numerical analysis of the expansion process in a two-stage axial turbine operating with MDM siloxane».
- [28] R. Vescovo e E. Spagnoli, «High Temperature ORC systems,» *Energy Procedia*, n. 129, pp. 82-89, 2017.
- [29] N. A. Lai, M. Wendland e J. Fischer, «Working fluids for high-temperature organic Rankine cycles,» *Energy*, n. 36, pp. 199-211, 2011.
- [30] «Catalogo Therminol 66,» [Online]. Available: https://www.therminol.com/sites/therminol/files/documents/TF-8695_Therminol-66_Technical_Bulletin.pdf.
- [31] A. Uusitalo, T. Turunen-Saaresti, H. Juha e R. Dhanasegaran, «Experimental study of a small scale and high expansion ratio ORC for recovering high temperature waste heat,»

Energy, n. 208, 2020.

- [32] «NETL - National Energy Technology Laboratory,» [Online]. Available: https://netl.doe.gov/projects/files/QGESSCostEstMethodforNETLAssessmentsofPowerPlantPerformance_090119.pdf.
- [33] R. Turton, S. J. A., B. Debangsu e W. W. B, Analysis, synthesis, and design of chemical processes, Pearson Education, 2018.
- [34] «CEPCI 2020,» [Online]. Available: <https://www.chemengonline.com/pci-home>.
- [35] «Compatibilità materiali ed MDM,» [Online]. Available: <https://www.coleparmer.com/chemical-resistance>.
- [36] M. Astolfi, M. C. Romano, P. Bombarda e E. Macchi, «Binary ORC (Organic Rankine Cycles) power plants for the exploitation of medium–low temperature geothermal sources – Part B: Techno-economic optimization,» *Energy*, vol. 66, pp. 435-446, 2014.
- [37] R. S. Pindyck e D. L. Rubinfeld, Microeconomia, Pearson, 2018.
- [38] «Prezzo energia elettrica e termica Italia,» [Online]. Available: https://www.energy.eu/electricity_natural-gas_prices_european_union/.
- [39] «Incentivi cogenerazione,» [Online]. Available: <https://www.ri-esco.it/cogenerazione-incentivi-previsti/>.
- [40] «Guida alla cogenerazione ad alto rendimento - GSE,» [Online]. Available: https://www.gse.it/documenti_site/Documenti%20GSE/Servizi%20per%20te/COGENERAZIONE%20AD%20ALTO%20RENDIMENTO/Guide/GUIDA_CAR_AGGIORNAMENTO.pdf.
- [41] «Bando piemonte FER,» [Online]. Available: <https://www.finpiemonte.it/bandi/dettaglio-bando/bando-efficienza-energetica>.
- [42] «BTP Futura,» [Online]. Available: <https://www.soldioggi.it/btp-futura-24089.html>.
- [43] «Combined Heat and Power (CHP) - Cost,» [Online]. Available: https://www.energy.gov/sites/prod/files/2013/11/f4/chp_clean_energy_std.pdf.

- [44] «Cicli termochimici ad ossidi di ceria,» [Online]. Available: <https://www.energy.gov/eere/fuelcells/hydrogen-production-thermochemical-water-splitting>.
- [45] I. Sarbu e C. Sebarchievici, «A Comprehensive Review of Thermal Energy Storage,» *Sustainability*, 2018.
- [46] A. Arteconi, N. Hewitt e F. Polonara, «State of the art of thermal storage for demand-site management,» *Applied Energy*, n. 93, pp. 371-389, 2012.
- [47] E. Montà, «Realizzazione di processi di chemical looping e produzione di gas sintetico mediante solare termico a concentrazione,» 2020.