

Politecnico di Torino

Corso di Laurea Ingegneria Meccanica



**Politecnico
di Torino**

Tesi di Laurea Magistrale

Ciclo di Rankine Organico su piccola scala guidato da concentratore solare

Relatore:

Ing. Davide Papurello

Candidato:

Marco Pavone

Anno Accademico 2023/2024

Sommario

INTRODUZIONE	6
1 - IMPIANTI SOLARI TERMODINAMICI CSP	10
1.1 COLLETTORI PARABOLICI CIRCOLARI (SPD)	13
1.2 COLLETTORI PARABOLICI LINEARI (PTC)	15
1.3 COLLETTORI DI FRESNEL (LFC)	17
1.4 SISTEMI A TORRE CENTRALE (SPT)	19
2 - CICLO RANKINE	21
2.1 CICLO RANKINE ORGANICO ORC	23
3 - FLUIDI ORGANICI	27
3.1 CARATTERISTICHE DEI FLUIDI	27
3.2 PROPRIETÀ DEI FLUIDI	31
3.3 TIPOLOGIE DI FLUIDO	34
3.4 SCELTA FLUIDO DI LAVORO	35
3.4.1 <i>Acetone</i>	36
3.4.2 <i>D5</i>	37
3.4.3 <i>MD3M</i>	38
4 - SIMULAZIONE E MODELLAZIONE CICLO ORC	40
4.1 TURBINA	41
4.1.1 <i>Turbina: Acetone</i>	42
4.1.2 <i>Turbina: D5</i>	44
4.1.3 <i>Turbina: MD3M</i>	46
4.2 POMPA	48
4.3 CONDENSATORE	49
4.3.1 <i>Condensatore: Acetone</i>	50
4.3.2 <i>Condensatore: D5</i>	54
4.3.3 <i>Condensatore: MD3M</i>	57
4.4 EVAPORATORE	60
4.4.1 <i>Evaporatore: Acetone</i>	62
4.4.2 <i>Evaporatore: D5</i>	66
4.4.3 <i>Evaporatore: MD3M</i>	69
4.5 RAPPRESENTAZIONE DEL CICLO SUL DIAGRAMMA T-S	72
4.5.1 <i>T-s: Acetone</i>	72
4.5.2 <i>T-s: D5</i>	75
4.5.3 <i>T-s: MD3M</i>	77
4.6 VALUTAZIONE COMPARATIVA DELLE PRESTAZIONI	79
5 - MODELLAZIONE DEL CAMPO SOLARE	81
5.1 CONCENTRATORE SOLARE ENERGY CENTER	81
5.2 CALCOLO DELLE DIMENSIONI DEL PARABOLOIDE	82
5.3 ANALISI COMPARATIVA	86
6 - ANALISI ECONOMICA	88
6.1 DETERMINAZIONE DEL COSTO D'INVESTIMENTO	88
6.1.1 <i>Module Costing Technique</i>	89
6.2 APPLICAZIONE DEL MODELLO	91
6.3 PAYBACK PERIOD	94
6.3.1 <i>Incentivi italiani</i>	95
6.4 RISULTATI OTTENUTI	97
CONCLUSIONI	103
BIBLIOGRAFIA	105

Indice delle figure

<i>Figura 1 – Consumo energetico primario per fonte energetica, periodo 1965-2022 [1]</i>	7
<i>Figura 2 – Evoluzione della capacità installata eolico e fotovoltaico 2010-2023 e target 2030 [4]</i>	8
<i>Figura 3 – Sviluppo annuale impianti CSP [9]</i>	11
<i>Figura 4 – Principali componenti di un impianto CSP [8]</i>	11
<i>Figura 5 – Tipologie di impianti CSP [8]</i>	13
<i>Figura 6 – (a) Impianto SPD montato e (b) schema del sistema [9]</i>	14
<i>Figura 7 – Schema impianto PTC [9]</i>	16
<i>Figura 8 – Schema di un concentratore convenzionale (a) ed uno innovativo (b) [9]</i>	17
<i>Figura 9 – Schema di funzionamento impianto Fresnel [9]</i>	17
<i>Figura 10 – Schema SPT [9]</i>	19
<i>Figura 11 – Diagramma T-s ciclo Rankine [11]</i>	21
<i>Figura 12 – Schema ciclo Rankine [11]</i>	23
<i>Figura 13 – Ciclo e schema impianto ORC [12]</i>	23
<i>Figura 14 – Schema ciclo binario</i>	24
<i>Figura 15 – Mappa impianti ORC [13]</i>	26
<i>Figura 16 – Confronto tra proprietà termodinamiche dell'acqua e dell'HCF-123</i>	27
<i>Figura 17 – Confronto calori specifici di evaporazione [14]</i>	28
<i>Figura 18 – Diagramma T-s per fluido wet [14]</i>	29
<i>Figura 19 – Diagramma T-s per fluidi isoentropici [14]</i>	30
<i>Figura 20 – Diagramma T-s per fluidi dry [14]</i>	30
<i>Figura 21 – Diagramma T-s di un'espansione vicina a quella critica [14]</i>	31
<i>Figura 22 - Diagramma T-s Acetone</i>	37
<i>Figura 23 - Diagramma T-s D5</i>	38
<i>Figura 24 - Diagramma T-s R245FA</i>	39
<i>Figura 25 - Pressione in uscita dalla turbina per l'Acetone</i>	43
<i>Figura 26 - Turbina (Acetone)</i>	43
<i>Figura 27- Diagramma portata - potenza (Acetone)</i>	44
<i>Figura 28 - Pressione in uscita dalla turbina per il D5</i>	45
<i>Figura 29 - Turbina (D5)</i>	45
<i>Figura 30 - Diagramma portata - potenza (D5)</i>	46
<i>Figura 31 - Pressione in uscita dalla turbina per l'MD3M</i>	47
<i>Figura 32 - Turbina (MD3M)</i>	47
<i>Figura 33 - Diagramma portata - potenza (MD3M)</i>	48
<i>Figura 34 - Confronto modelli pompa su Aspen Plus</i>	49
<i>Figura 35 - Variazione della temperatura dell'acqua in funzione della portata di fluido (Acetone)</i>	51
<i>Figura 36 - Condensatore (Acetone)</i>	51
<i>Figura 37 - Diagramma T-Q condensatore (Acetone)</i>	53
<i>Figura 38 - Variazione della temperatura dell'acqua in funzione della portata di fluido (D5)</i>	54
<i>Figura 39 - Condensatore (D5)</i>	55
<i>Figura 40 - Diagramma T-Q condensatore (D5)</i>	56
<i>Figura 41 - Variazione della temperatura dell'acqua in funzione della portata di fluido (MD3M)</i>	57
<i>Figura 42 - Condensatore (MD3M)</i>	58
<i>Figura 43 - Diagramma T-Q condensatore (MD3M)</i>	59
<i>Figura 44 - Variazione della temperatura di Dowtherm-A in funzione della portata di fluido (Acetone)</i>	63
<i>Figura 45 - Evaporatore (Acetone)</i>	63
<i>Figura 46 - Diagramma T-Q evaporatore (Acetone)</i>	65
<i>Figura 47 - Variazione della temperatura di Dowtherm-A in funzione della portata di fluido (D5)</i>	67
<i>Figura 48 - Evaporatore (D5)</i>	67
<i>Figura 49 - Diagramma T-Q evaporatore (D5)</i>	68
<i>Figura 50 - Variazione della temperatura di Dowtherm-A in funzione della portata di fluido (MD3M)</i>	69
<i>Figura 51 - Evaporatore (MD3M)</i>	70
<i>Figura 52 - Diagramma T-Q evaporatore (MD3M)</i>	71
<i>Figura 53 - Modello del ciclo ORC prodotto su Aspen Plus (Acetone)</i>	73
<i>Figura 54 - Modello del ciclo ORC modificato prodotto su Aspen Plus (Acetone)</i>	73
<i>Figura 55 - Diagramma T-s (Acetone)</i>	74
<i>Figura 56 - Modello del ciclo ORC prodotto su Aspen Plus (D5)</i>	76
<i>Figura 57 - Modello del ciclo ORC modificato prodotto su Aspen Plus (D5)</i>	76
<i>Figura 58 - Diagramma T-s (D5)</i>	77
<i>Figura 59 - Modello del ciclo ORC prodotto su Aspen Plus (MD3M)</i>	78
<i>Figura 60 - Modello del ciclo ORC modificato prodotto su Aspen Plus (MD3M)</i>	78
<i>Figura 61 - Diagramma T-s (MD3M)</i>	79

Figura 62 - Concentratore solare installato sul tetto dell'Energy Center	81
Figura 63 - Andamento giornaliero della temperatura media stagionale al fuoco della parabola e temperature minime operative per il ciclo con Acetone, D5 e MD3M	83
Figura 64 - Illustrazione del VAN per configurazione del ciclo ORC	99

Indice delle tabelle

Tabella 1 - Parametri caratteristici Acetone	36
Tabella 2 - Parametri caratteristici D5	37
Tabella 3 - Parametri caratteristici MD3M	39
Tabella 4 - Dati condensatore per i 3 fluidi organici	50
Tabella 5 - Dati evaporatore per i 3 fluidi organici	60
Tabella 6 - Dati input Dowtherm-A per i 3 fluidi organici	61
Tabella 7 - Capisaldi ciclo Rankine (Acetone)	72
Tabella 8 - Capisaldi ciclo Rankine (D5)	75
Tabella 9 - Capisaldi ciclo Rankine (MD3M)	77
Tabella 10 - Caratteristiche Tecniche e Prestazionali dei Cicli ORC in Relazione al Fluido Organico Utilizzato	80
Tabella 11 - Durata di funzionamento del ciclo ORC in relazione alla stagione (2019)	83
Tabella 12 - Valore medio giornaliero di DNI pe ciascuna stagione del 2019	84
Tabella 13 - Parametri riepilogativi di progetto del campo solare per tipologia di fluido	86
Tabella 14 - Differenze rendimenti elettrici per ogni fluido di lavoro	86
Tabella 15 - Differenze rendimenti impianto per ogni fluido di lavoro	87
Tabella 16 - Valori considerati per il calcolo dell'area di scambio	92
Tabella 17 - Contributo dei singoli componenti al costo totale dell'impianto	93
Tabella 18 - Costi calcolati secondo la metodologia NETL	93
Tabella 19 - Valori annuali del risparmio energetico e degli incentivi erogati per l'impianto ORC	98
Tabella 20 - Calcolo del VAN su 20 anni di vita dell'impianto.	98
Tabella 21 - Risparmio di CO ₂ e gas naturale nei 20 anni di vita dell'impianto	100
Tabella 22 - Prezzo di vendita dell'energia per rientrare nel costo d'investimento in 20 anni	101

Nomenclatura

T	Temperatura	[°C]
s	Entropia specifica	[kJ/kg K]
p	Pressione	[bar]
W_t	Potenza turbina	[kW]
W_p	Potenza pompa	[kW]
Q_{eva}	Potenza generatore di vapore	[kW]
Q_{cond}	Potenza condensatore	[kW]
Q_c	Potenza di una singola unità	[W]
m_{ORC}	Portata fluido organico	[kg/s]
DNI_{media annua}	Direct Normal Isolation	[W/m ²]
S_D	Superficie del disco	[m ²]

S_{cs}^n	Superficie del disco minima	[m ²]
S_{cs}^d	Superficie del disco maggiorata	[m ²]
η_{ORC}	Rendimento ciclo	
η_c	Rendimento del concentratore solare	

Introduzione

Nel contesto dell'attuale crisi climatica e della crescente consapevolezza dell'impatto devastante delle emissioni di gas serra, il mondo è alla ricerca di una nuova via energetica. Questa transizione non è solamente un'esigenza ambientale, ma una necessità per garantire un futuro sostenibile per le generazioni future.

Il Protocollo di Kyoto, adottato nel 1997 [6], è stato un passo significativo verso la mitigazione dei cambiamenti climatici, impegnando le nazioni industrializzate a ridurre le loro emissioni di gas serra entro obiettivi vincolanti. Quest'accordo storico ha innescato una serie di azioni su scala globale per affrontare il problema delle emissioni, mettendo in evidenza la necessità di una transizione energetica verso fonti più pulite e rinnovabili.

La carbonizzazione fossile ha dominato il panorama energetico per decenni, contribuendo in larga misura all'aumento delle emissioni di CO₂. La dipendenza da combustibili fossili come carbone, petrolio e gas naturale ha provocato significativi danni ambientali, compreso l'inquinamento atmosferico, l'acidificazione degli oceani e l'aumento delle temperature globali.

Tuttavia, la transizione verso un'economia a basse emissioni di carbonio non è solo una necessità ambientale, ma anche un'opportunità economica e sociale. L'adozione di energie rinnovabili come solare, eolica, idroelettrica e geotermica non solo ridurrà le emissioni di gas serra, ma creerà anche nuove opportunità di lavoro, promuovendo l'innovazione e stimolando la crescita economica.

A sostegno della transizione energetica si è unita anche l'Italia, la cui produzione è sempre stata centrata sui combustibili fossili usati in centrali termoelettriche. Nel 1965, il consumo primario di energia, cioè la domanda complessiva di energia prima della distribuzione ai consumatori finali, era dominato dal petrolio, che copriva quasi il 66% del totale. Due terzi del fabbisogno energetico primario italiano venivano infatti soddisfatti tramite l'importazione di greggio, gas naturale e carbone. Meno di un decennio dopo, la situazione vedeva il petrolio parte preponderante, con tre quarti del nostro mix energetico [1].

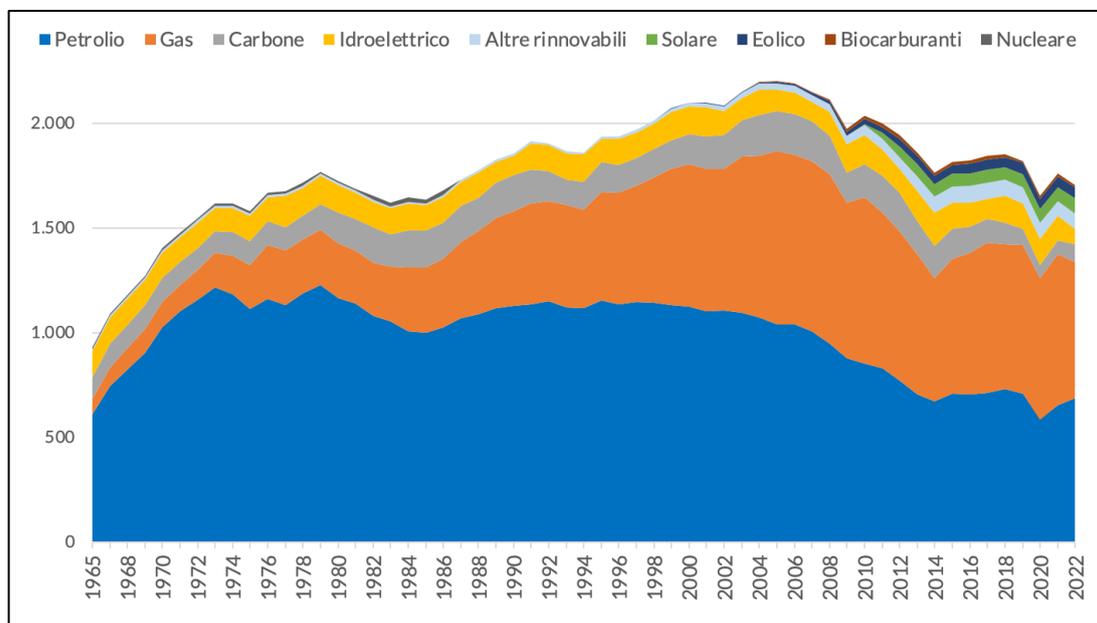


Figura 1 – Consumo energetico primario per fonte energetica, periodo 1965-2022 [1]

Oggi, a oltre cinquant'anni di distanza, la situazione è notevolmente mutata. Sebbene il petrolio rimanga la principale fonte energetica, la sua incidenza è diminuita a poco più del 40%. Inoltre, l'importazione del gas naturale è calata drasticamente in seguito agli avvenimenti inerenti al conflitto Russia-Ucraina nel 2022.

Lo shock dei prezzi energetici ha dato una forte spinta alle fonti rinnovabili e l'efficienza energetica è stata raggiunta senza il bisogno di sussidi pubblici, a differenza di quanto accadeva una dozzina di anni fa quando il boom del fotovoltaico fu sussidiato attraverso i costi energia [2]. Quindi, a seguito dell'invasione russa dell'Ucraina, le fonti rinnovabili in Italia hanno accelerato in termini di nuove installazioni (il triplo nel 2022 rispetto alla media dei 10 anni precedenti), in modo tale da favorire tra 10 anni previsti il raggiungimento degli obiettivi posti dal pacchetto europeo "Fit-for-55", che prevede una riduzione del 55% delle emissioni di CO₂ al 2030 rispetto ai livelli del 1990. Secondo questo pacchetto di riforme presentato dalla Commissione, in Italia l'energia prodotta da fonti rinnovabili dovrà coprire almeno il 65% dei consumi finali nel settore elettrico entro il 2030, rispetto al 55% indicato dal Piano Nazionale Integrato per l'Energia e il Clima (PNIEC). Questo presuppone un totale di 70 GW di potenza rinnovabile aggiuntiva [3].

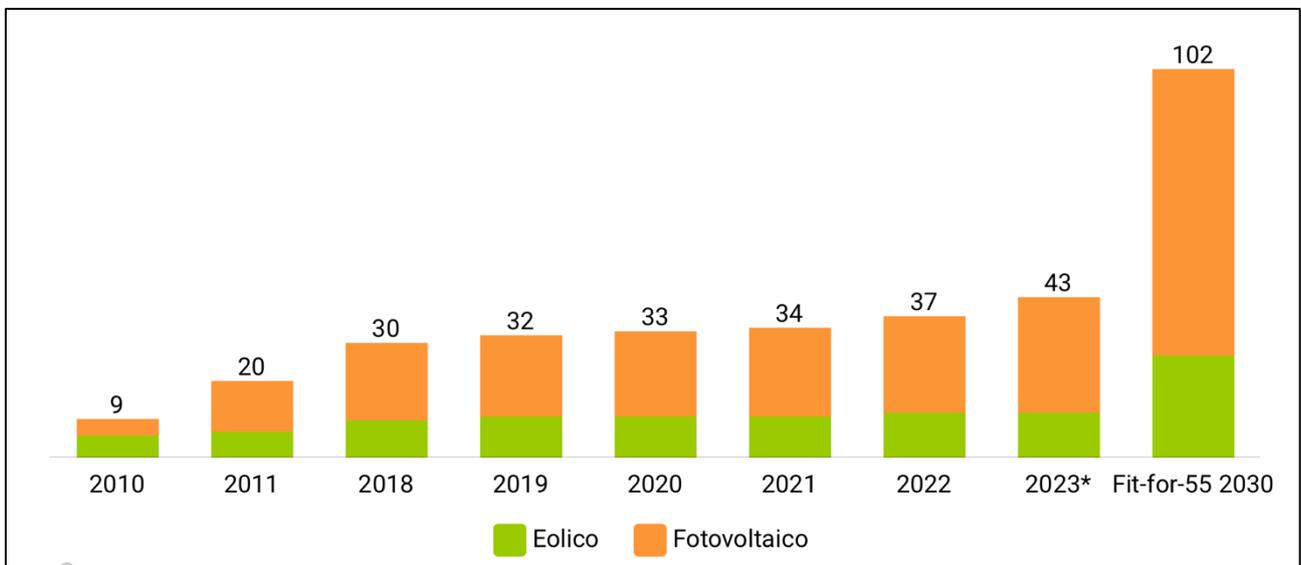


Figura 2 – Evoluzione della capacità installata eolico e fotovoltaico 2010-2023 e target 2030 [4]

L'eolico e il fotovoltaico risultano essere le fonti di energia più usate, anche se risultano avere problemi riguardo all'incompatibilità tra domanda e offerta. Nello specifico, nell'eolico, l'intermittenza del vento crea problemi quando essa viene utilizzata per fornire fino al 20% della domanda totale di energia elettrica può essere gestito, ma se la richiesta supera questa soglia, è necessario adottare misure specifiche per la rete di distribuzione e una capacità di produzione convenzionale. Per quanto riguarda il fotovoltaico, la produzione di energia solare diminuisce al tramonto, proprio quando la domanda di energia tende a raggiungere il suo picco. Le aziende di servizi pubblici sono costrette ad aumentare la produzione per colmare questo divario, sovraccaricando spesso una rete che non è ancora adeguatamente configurata per gestire tali variazioni. Il mercato per impianti che sfruttano l'energia solare è occupato principalmente da fotovoltaici, ma esistono anche altre tecnologie in grado di sfruttare questa fonte. Un'ottima soluzione risulta, infatti, essere quella dei sistemi a concentrazione solare o CSP, che permettono di convertire l'energia solare in energia termica, sfruttando le superfici riflettenti, per concentrare i raggi solari su un ricevitore. L'energia termica viene sfruttata per riscaldare un fluido, che attraverso un ciclo di lavoro produce energia meccanica, che a sua volta, per mezzo di un alternatore, viene convertita in energia elettrica. Con questa soluzione tecnologica si raggiungono temperature molto alte, infatti vengono impiegate solitamente in ambito industriale per processi di cogenerazione.

Usando un ciclo di potenza alimentato da fluidi organici, chiamato ORC (Organic Rankine Cycle), si può sfruttare il calore a bassa temperatura.

Questi fluidi, rispetto a quelli organici (acqua), risultano avere punti ebollizione più bassi, permettendo al ciclo di operare anche in condizioni non ottimali.

Lo scopo principale di questa tesi, verte sullo studio della fattibilità di un ciclo ORC su piccola scala alimentato da un concentratore solare.

1 – Impianti solari termodinamici CSP

Gli impianti a concentrazione solare sono una forma avanzata di tecnologia solare che sfrutta l'energia del sole per produrre elettricità in modo efficiente ed ecologico. Questi impianti utilizzano specchi o lenti per concentrare la luce solare in un punto specifico, dove è posizionato un ricevitore. Il ricevitore è progettato per assorbire il calore generato dalla concentrazione della luce solare e convertirlo in energia termica. Questa energia termica viene quindi utilizzata per generare vapore che aziona una turbina collegata a un generatore elettrico, producendo così elettricità [7].

Offrono diversi vantaggi rispetto ad altre forme di energia rinnovabile. Possono produrre energia anche in condizioni di nuvolosità, poiché la concentrazione della luce solare è sufficiente per generare calore. Inoltre, possono immagazzinare calore per un certo periodo di tempo, consentendo la produzione di elettricità anche dopo il tramonto.

Questi impianti sono considerati una forma pulita ed efficiente di energia rinnovabile, poiché non producono emissioni nocive durante il processo di generazione di elettricità. Tuttavia, richiedono un'ampia area di terreno e possono essere costosi da installare.

È importante sottolineare lo sviluppo progressivo annuale della tecnologia CSP, come si può constatare dalla figura 4. Il 2009 segna un punto di svolta significativo quando la CSP ha suscitato un genuino interesse, con un totale di 9 impianti stabiliti in quell'anno specifico. Questo interesse è continuato nei successivi anni, raggiungendo il suo apice nel 2012 con 25 progetti intrapresi in un solo anno. Sebbene il progresso delle centrali CSP possa essere stato negativamente influenzato dalla recente pandemia da Covid-19, il settore sta gradualmente vivendo una rinascita poiché le istituzioni di progetti stanno nuovamente aumentando.

Secondo i dati di Solar PACES (Solar Power and Chemical Energy Systems), ci sono più di 143 progetti implementati in tutto il mondo, di cui 114 sono operativi, 20 non operativi e 9 attualmente in funzione. Tra le quattro principali tecnologie CSP, PTC e SPT sono impiegate nella maggior parte delle centrali in funzione, con rispettivamente 91 e 34 progetti, seguite da LFR che rappresenta un totale di 16 progetti. PDC manca di maturità rispetto agli altri tre sistemi poiché solo 2 delle centrali CSP totali rientrano in questa categoria [8].

Attualmente, ci sono numerose centrali CSP capaci di produrre da 200 MW a 500 MW di elettricità in costruzione e in funzione nei paesi come Spagna, Stati Uniti, Marocco, Cina, Algeria, Egitto e India. In tutto il mondo, le centrali CSP in funzione producono un totale di

6246 MW, le centrali in fase di sviluppo generano 1492 MW e le centrali in costruzione hanno il potenziale per generare 1424 MW di potenza.

Per quanto riguarda i paesi, la Spagna genera una somma di 2304 MW, che rappresenta la maggiore quantità di elettricità ottenuta dalle tecnologie CSP.

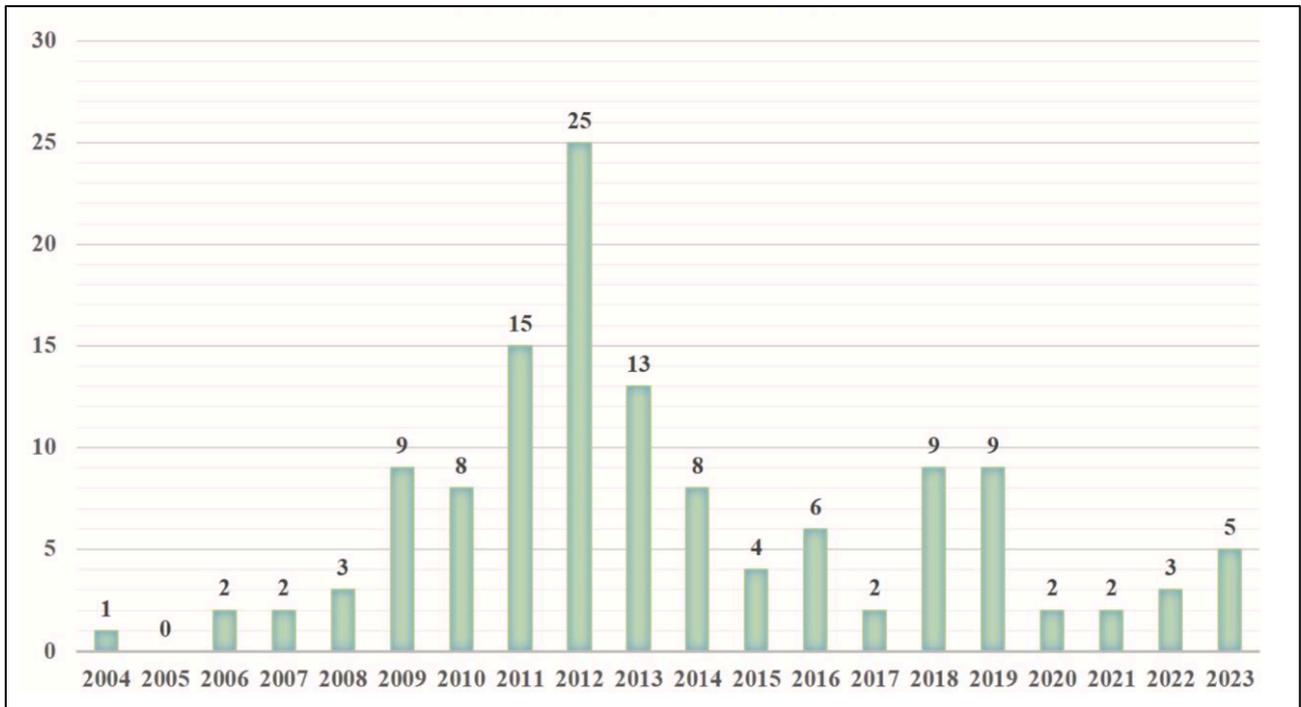


Figura 3 – Sviluppo annuale impianti CSP [9]

La funzione primaria di una centrale CSP può essere descritta in due blocchi che sono il blocco del campo solare e il blocco energetico.

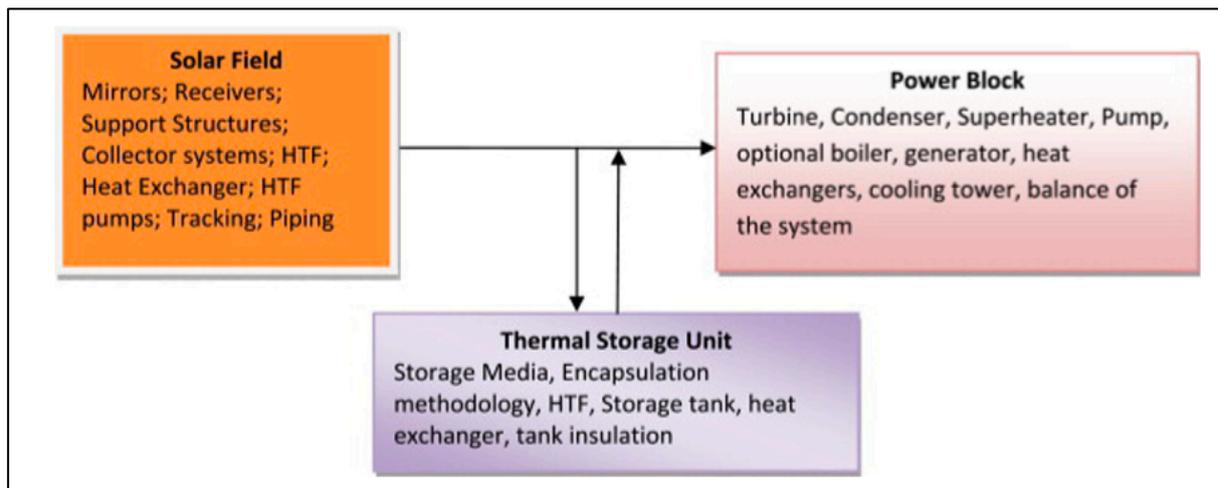


Figura 4 – Principali componenti di un impianto CSP [8]

I principali componenti di una centrale CSP e i loro elementi sono:

- Campo Solare: Questa è l'area in cui sono posizionati i concentratori solari, che raccolgono e concentrano la luce solare sul ricevitore.
- Concentratore Solare: Raccoglie e concentra la luce solare sul ricevitore.
- Ricevitore Solare: Raccoglie la luce solare concentrata dal concentratore e la trasforma in calore.
- Sistema di Trasferimento del Calore: Trasferisce il calore dal ricevitore ad un fluido di lavoro che viene utilizzato per generare energia.
- Turbina a Vapore: Il calore trasferito al fluido di lavoro genera vapore, che fa girare la turbina.
- Generatore: La turbina aziona il generatore, che produce elettricità.
- Sistema di Stoccaggio di Energia Termica (TES): Alcune centrali CSP sono dotate di un sistema di stoccaggio di energia termica che consente di immagazzinare il calore prodotto durante il giorno per l'uso durante la notte o in condizioni meteorologiche avverse.
- Sistemi Ausiliari: Questi includono dispositivi di controllo e monitoraggio, sistemi di raffreddamento e altre infrastrutture di supporto necessarie per il funzionamento della centrale CSP.

Lo stoccaggio di energia termica (cioè calore immagazzinato in un serbatoio) è parte integrante di una centrale CSP, dove il calore immagazzinato può essere utilizzato per il funzionamento continuo della centrale CSP durante la notte e nei giorni nuvolosi. Tuttavia, le capacità di stoccaggio potrebbero non essere presenti in tutte le centrali CSP. Inoltre, vengono utilizzati altri combustibili convenzionali come gas/olio come fonti supplementari di energia.

In base al processo di concentrazione della luce solare sul ricevitore, le tecnologie CSP sono categorizzate in quattro tipi principali: Dischi Parabolici Solari (SPD), Collettori a Trough Parabolico (PTC), Torri di Potenza Solare (SPT), e Riflettori Lineari di Fresnel (LFR). La figura 5 mostra le varie tecnologie CSP e i loro rapporti di installazione nel mix tecnologico, dove il PTC rappresenta la maggiore presenza, a livello globale.

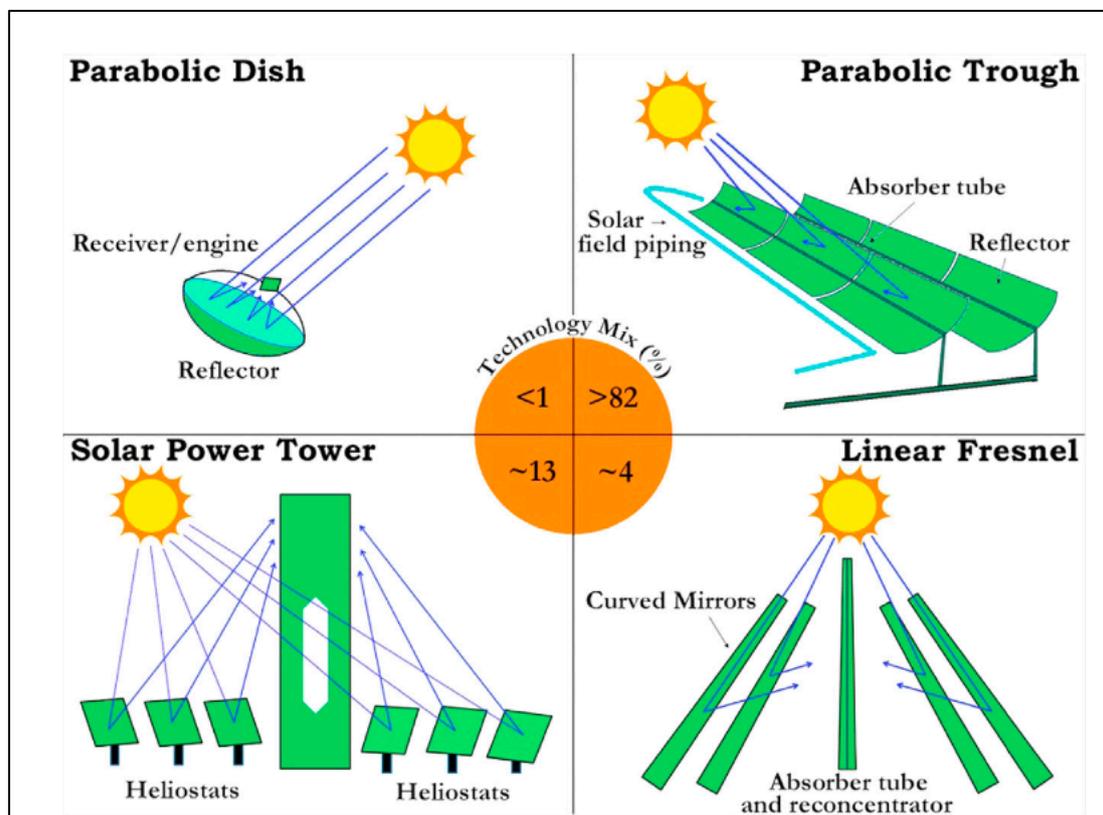


Figura 5 – Tipologie di impianti CSP [8]

1.1 Collettori parabolici circolari (SPD)

L'impianto SPD contiene un concentratore parabolico a forma di disco. Questo setup impiega un sistema di inseguimento solare con due assi per seguire automaticamente il movimento del sole. Questo sistema opera assorbendo radiazioni solari attraverso il disco e riflettendole verso il ricevitore, come mostrato nella figura 6. Un sistema SPD produce un'efficienza più elevata rispetto alla maggior parte delle altre tecnologie CSP. Gli elementi essenziali del design del sistema SPD sono il concentratore solare, il ricevitore e il motore, che richiedono un sistema di inseguimento solare. I design di questi componenti devono essere accurati poiché anche una leggera variazione può comportare difficoltà significative nel funzionamento dell'impianto. L'uso di un motore Stirling conferisce a questo sistema un'efficienza di quasi il 30%. Questo tipo di tecnologia è adatto per impianti CSP compatti.

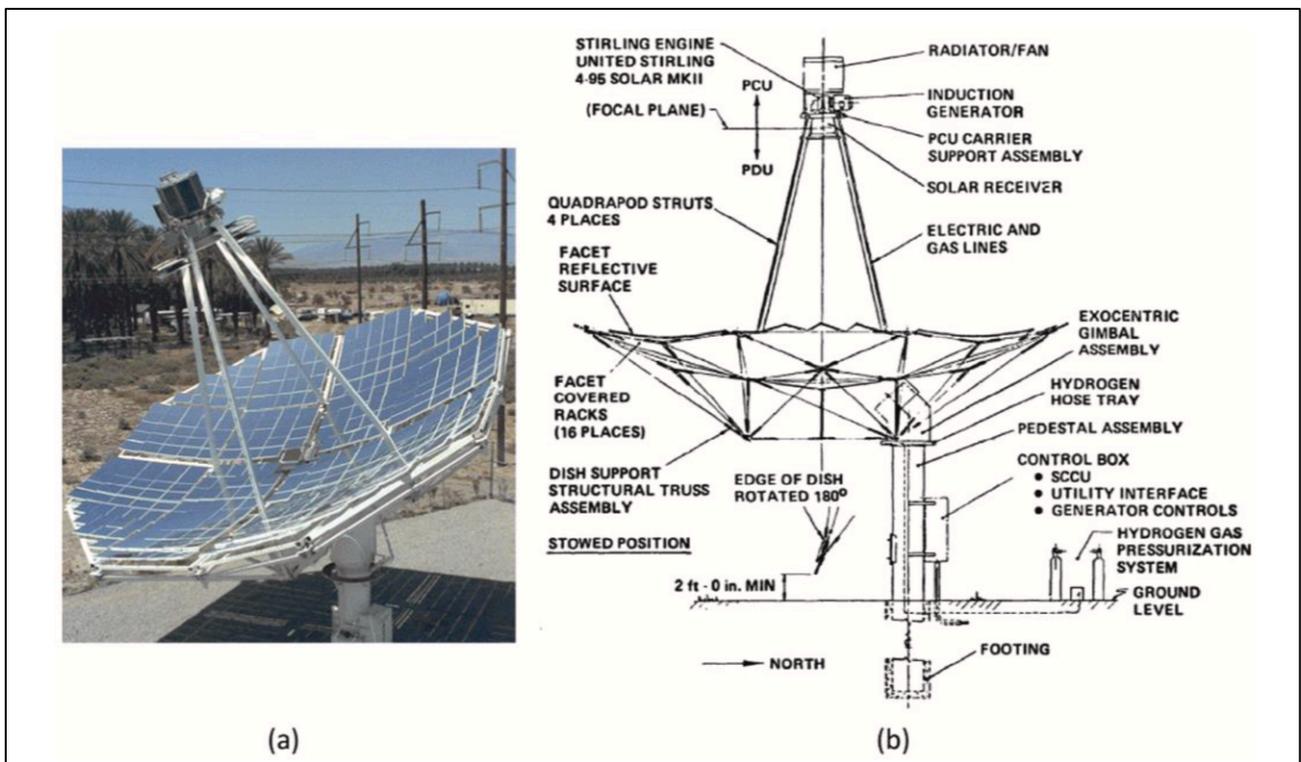


Figura 6 – (a) Impianto SPD montato e (b) schema del sistema [9]

La superficie del disco è di solito realizzata in argento con un rivestimento in vetro. Il ricevitore è sostenuto da una struttura di supporto. Il sistema SPD è progettato con specchi organizzati in una forma parabolica che concentra i raggi solari incidenti in un punto noto come punto focale, dove il ricevitore dovrebbe essere posizionato. Il ricevitore assorbe il raggio solare concentrato sotto forma di irraggiamento e lo trasferisce al fluido operativo che circola all'interno del ricevitore a cavità. Il sole è continuamente seguito dal disco parabolico su due assi. Il vapore della turbina viene condensato prima di essere pompato nuovamente nel campo del collettore. L'efficienza della conversione energetica è influenzata da diversi fattori come la quantità di radiazione solare ricevuta, il posizionamento preciso del sistema del disco e la durata del funzionamento. La distanza tra gli assemblaggi dei dischi deve essere calcolata in modo tale che non vengano proiettate ombre sui dischi vicini in nessun punto durante tutto l'anno, in modo tale da ottenere prestazioni ottimali.

L'uso del fluido di lavoro ha un'influenza significativa sull'efficienza del collettore solare.

Il fluido termovettore può essere olio diatermico, utilizzato nelle centrali di prima generazione, oppure una miscela di sali fusi, sviluppata recentemente per le centrali di seconda generazione. L'olio diatermico presenta il limite di dissociarsi a temperature superiori a 400 °C, il che lo rende inadatto per impianti che richiedono temperature più

elevate. Al contrario, i sali fusi possono raggiungere temperature fino e oltre i 550 °C, consentendo una migliore efficienza energetica grazie al maggiore differenziale di temperatura tra il serbatoio caldo e quello freddo.

Il generatore elettrico insieme a un motore Stirling sono integrati nel sistema SPD per convertire il calore concentrato dalla radiazione riflessa del ricevitore in energia elettrica. A causa di questo calore, il fluido di lavoro raggiunge temperature elevate insieme ad alte pressioni. Un singolo disco genera fino a 500 kW di potenza elettrica.

L'efficienza del sistema SPD con motore Stirling varia tra il 25% e il 30%, che è una delle efficienze di conversione solare-elettrica più elevate tra tutte le tecnologie solari. Il motivo dietro a questa efficienza è che gli specchi curvi utilizzati nel sistema puntano sempre direttamente verso il sole, mentre altre tecnologie come il PTC e il SPT subiscono perdite coseno (l'area proiettata subirà una riduzione). L'SPD ha efficienze solare-elettriche da 50 a 100% superiori rispetto ai SPT e ai PTC, rispettivamente, su base equivalente dei sistemi. A differenza di altre tecnologie CSP, uno dei principali vantaggi dell'SPD è che il sistema non necessita di un terreno perfettamente livellato ed è facilmente adattabile a reti remote e di piccole dimensioni.

1.2 Collettori parabolici lineari (PTC)

Questa configurazione di impianto si compone di riflettori parabolici, noti anche come specchi a forma di trogolo, che si orientano su un asse singolo per concentrare la luce solare diretta su un tubo ricevitore situato al fuoco del paraboloide. Il ricevitore lineare del PTC è posizionato sull'asse focale della sua parabola. Durante il giorno, lo specchio riceve il calore e lo dirige verso il ricevitore. Il ricevitore lineare o tubo di assorbimento è progettato per assorbire efficacemente il calore, ed è tipicamente di colore per massimizzarne l'assorbimento.

All'interno del tubo, scorre un fluido termovettore, specificamente progettato per catturare e trasportare il calore. Il liquido ad altissima temperatura riscalda l'acqua attraverso uno scambiatore di calore, trasformandola in vapore, il quale, a sua volta, viene utilizzato per far girare una turbina. Successivamente, il fluido ricicla il calore trasferito all'acqua, mentre il vapore viene raffreddato, condensato e riutilizzato nel processo. Uno dei principali vantaggi del sistema a trogolo è la possibilità di immagazzinare il fluido riscaldato per usarlo quando

non c'è luce solare. Tra le diverse tecnologie di raccolta solare, questa garantisce l'ottimizzazione dell'uso del suolo.

Solitamente, viene scelto il sale fuso o diverse tipologie di oli come fluido di lavoro. Per il riscaldamento efficiente del fluido di lavoro all'interno di un trogolo, è essenziale garantire un allineamento adeguato con il punto focale del riflettore.

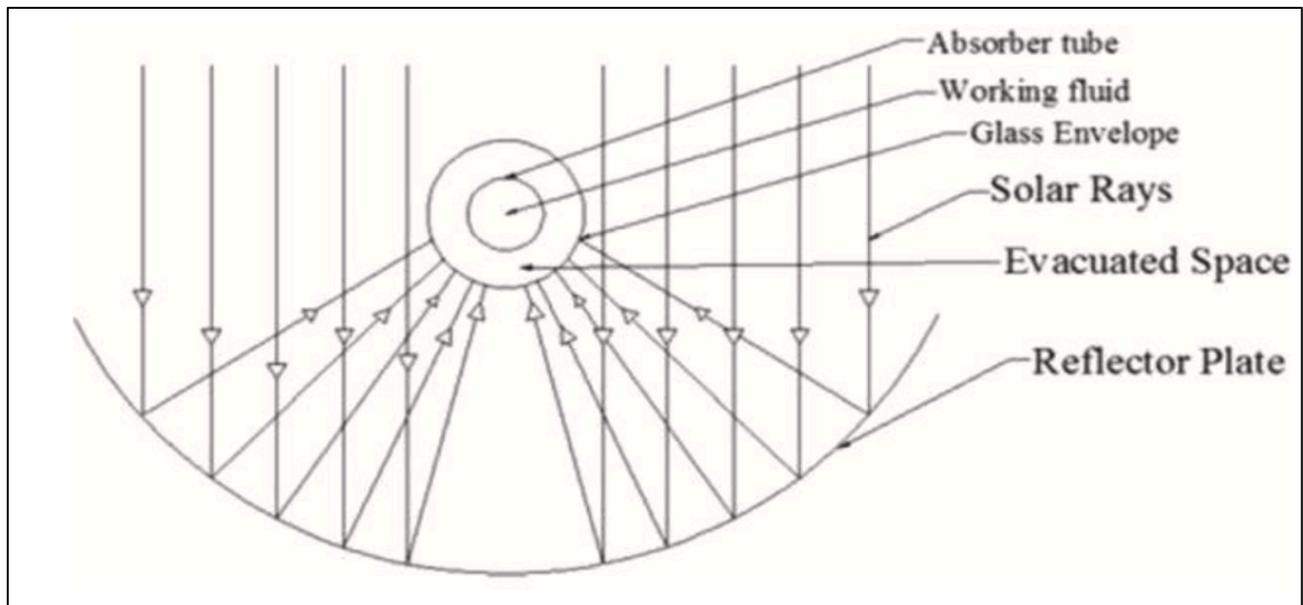


Figura 7 – Schema impianto PTC [9]

I riflettori sono dispositivi che deviano la radiazione solare verso la superficie di un ricevitore. Sono costituiti da materiali con un coefficiente di riflessione elevato. Esistono tre tipi principali di riflettori utilizzati: quelli in vetro argentato, quelli alluminizzati e quelli in polimero argentato. Tra questi, i riflettori in vetro argentato sono considerati i migliori in termini di capacità riflettente, mentre quelli alluminizzati sono i meno costosi.

Un altro parametro fondamentale dei riflettori è la geometria: è stato introdotto un nuovo tipo di ricevitore solare a temperatura più bassa con rapporti di concentrazione variabili lungo l'apertura del concentratore. Rispetto ai concentratori convenzionali, il loro design innovativo prevede una riduzione lineare della larghezza dell'apertura per migliorare l'efficienza, con una conversione dell'energia solare che varia dall'8% al 15% [9].

Per mitigare gli effetti del flusso di calore non uniforme e delle deformazioni, è cruciale selezionare l'angolo di bordo ottimale. È importante considerare attentamente le dimensioni dell'apertura per determinare l'angolo di bordo ottimale ed evitare problemi economici.

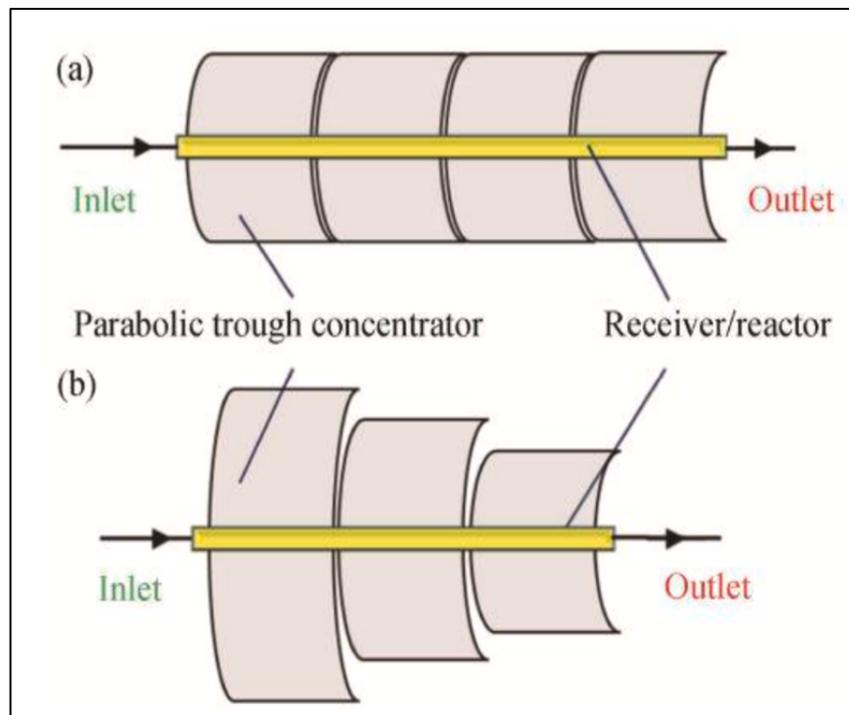


Figura 8 – Schema di un concentratore convenzionale (a) ed uno innovativo (b) [9]

1.3 Collettori di Fresnel (LFC)

Una variante evoluta del collettore parabolico lineare è il collettore lineare di Fresnel, che sostituisce il tradizionale concentratore con segmenti di specchi piani o leggermente curvi, disposti seguendo il principio della lente di Fresnel. In questo sistema, il tubo ricevitore è posizionato nel punto focale e rimane statico, a differenza del collettore parabolico lineare, dove è il concentratore ad essere mosso [10]. Questa caratteristica offre un vantaggio significativo poiché, per il trasporto del fluido termovettore, non è necessario l'utilizzo di tubi flessibili per collegare i singoli collettori o per connetterli alla rete di distribuzione. Una schematizzazione di questo processo è rappresentata nella figura seguente.

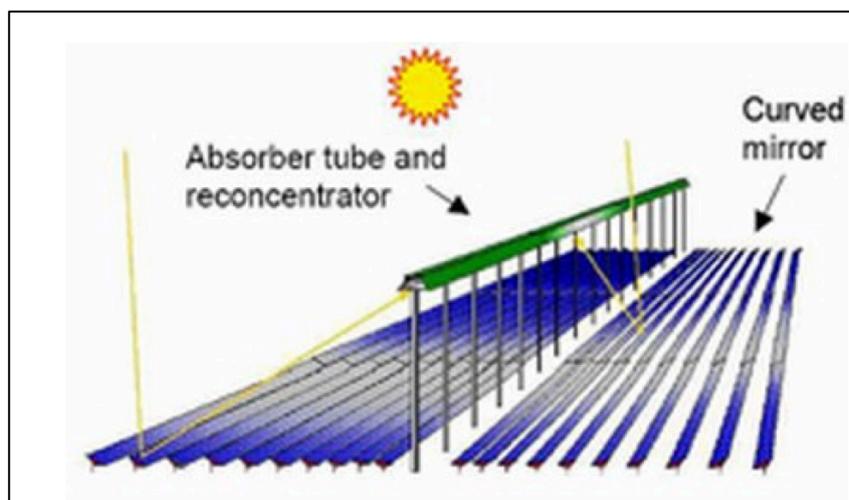


Figura 9 – Schema di funzionamento impianto Fresnel [9]

Le componenti fondamentali dell'impianto includono sia i sistemi di riflessione, come gli specchi, che il sistema di assorbimento, costituito da tubi e concentratori secondari. Affinché l'intero sistema funzioni in modo ottimale, è essenziale che queste componenti siano unite da una struttura meccanica che sia robusta che leggera. Questo consente una maggiore flessibilità nell'installazione dell'impianto, consentendo la sua posa anche su tetti o coperture di parcheggi, sfruttando così aree precedentemente poco utilizzate esposte al sole. La leggerezza della struttura è cruciale per garantire che non aggiunga un eccessivo carico aggiuntivo all'edificio o alla superficie di installazione. Tuttavia, oltre alla leggerezza, la struttura deve anche possedere una notevole resistenza meccanica e termica per sopportare le condizioni ambientali e le variazioni di temperatura. Un tipo comune di struttura utilizzato per supportare i riflettori primari è quello a traliccio, che è caratterizzato da una trave d'acciaio centrale che si estende longitudinalmente. Questo sistema strutturale è progettato per resistere efficacemente ai carichi assiali, garantendo complessivamente un impianto efficiente e affidabile.

I carichi maggiori assiali sono dovuti alla presenza del vento, che sollecita gli specchi in base alla loro inclinazione. Gli specchi più sollecitati sono quelli più esposti al vento, ovvero le file di specchi esterni.

Il sistema di riflessione primario consiste in specchi piani o leggermente curvati, disposti parallelamente su un piano. Questi specchi possono variare nelle dimensioni in base alle specifiche dell'impianto. La performance complessiva dell'impianto è fortemente influenzata dalla capacità riflettente dei suoi specchi, che deve essere elevata non solo durante l'installazione iniziale, ma per l'intera durata della loro vita utile. Attualmente, diverse soluzioni sono impiegate per realizzare la superficie riflettente dei pannelli primari. Una pratica comune è l'utilizzo di superfici argentate, protette da vetri e vernici multistrato, applicate sul retro del lato riflettente. Questo strato protettivo aiuta a preservare la riflettività dello specchio nel tempo, proteggendolo dall'esposizione agli agenti atmosferici che potrebbero causare deterioramento e perdita di prestazioni nel corso degli anni. Questa soluzione però non è molto economica e presenta numerose problematiche legate al peso e alla fragilità degli specchi. Anche le vernici adesive e i substrati protettivi della superficie argentata vanno sviluppati con cura per evitare degrading nel tempo, quindi, riduzione delle prestazioni [9].

1.4 Sistemi a torre centrale (SPT)

Il sistema a torre centrale si avvale di una serie di pannelli riflettenti piatti, noti anche come eliostati, che seguono il movimento del sole su due assi, focalizzando la luce solare su un singolo ricevitore. Quest'ultimo è posizionato sulla cima di una torre e contiene un fluido che assorbe l'energia solare per il suo trasporto e utilizzo [10].

Il funzionamento del sistema è simile a quello del disco parabolico, ma con una configurazione diversa del concentratore. Qui, invece del disco, si utilizzano numerosi eliostati che insieme formano una vasta superficie di raccolta, che può estendersi su centinaia di migliaia di metri quadrati. Ogni eliostato riflette i raggi solari verso un punto fisso nel tempo, agendo come punto focale. La torre che ospita il ricevitore deve crescere in altezza all'aumentare dell'estensione del campo solare, talvolta superando i cento metri. Gli eliostati sono disposti attorno alla torre o in una configurazione emiciclica verso nord. Sono posizionati a una distanza tale da evitare l'ombreggiamento reciproco, e questa distanza aumenta allontanandosi dalla torre.

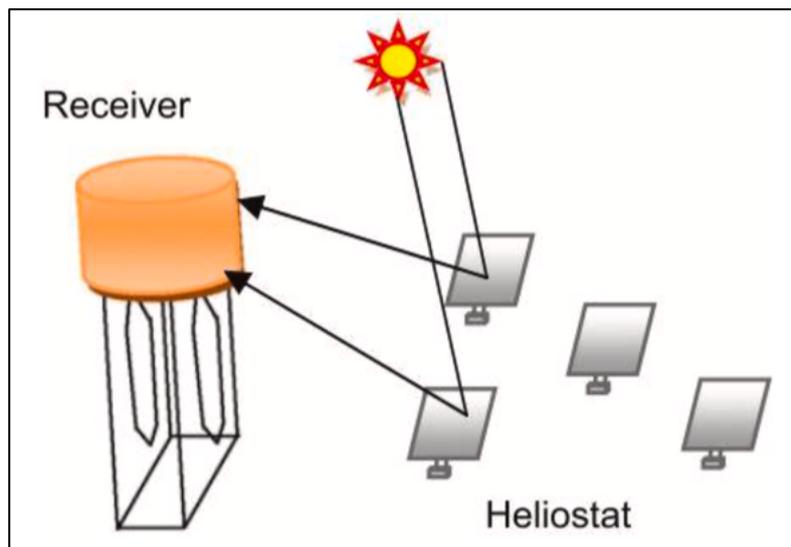


Figura 10 – Schema SPT [9]

Diverse tipologie di eliostati sono state oggetto di studio al fine di ottimizzare l'efficienza ottica e il controllo dei sistemi di inseguimento solare. La superficie captante di ciascun eliostato varia generalmente da circa 40 a 170 metri quadrati. Il materiale riflettente più comunemente utilizzato è il vetro, anche se, sono stati testati anche materiali alternativi, come membrane riflettenti o fogli metallici.

Grazie a un elevato fattore di concentrazione, che supera i 700, questi impianti consentono al fluido termovettore di raggiungere temperature operative elevate, spesso superiori ai 500°C, garantendo così elevati rendimenti nella trasformazione dell'energia termica in energia elettrica. Di solito, questa trasformazione avviene attraverso un ciclo termodinamico a vapore convenzionale. Le caratteristiche del vapore prodotto, in termini di temperatura e pressione, permettono inoltre l'integrazione dei sistemi a torre con le centrali termoelettriche a combustibili fossili. Inoltre, questi impianti a concentrazione offrono la possibilità di utilizzare sistemi di accumulo termico per soddisfare in modo più efficiente la domanda energetica. La fattibilità tecnologica del sistema a torre è stata dimostrata attraverso la realizzazione e l'operatività di numerosi impianti sperimentali di piccola scala, con potenze comprese tra 0,5 e 10 MW, distribuiti in vari paesi del mondo, tra cui Spagna, Italia, Giappone, Francia e Stati Uniti [9].

2 - Ciclo Rankine

William Rankine introdusse nel 1859 uno dei cicli termodinamici più diffusi, particolarmente impiegato nelle centrali termoelettriche che utilizzano turbine a vapore e solitamente utilizzano acqua come fluido termovettore. Questo ciclo presenta due curve isoentropiche e due isobare e può essere configurato come "aperto" o "chiuso". Nella configurazione aperta, il ciclo prevede lo scarico in atmosfera, mentre nella configurazione chiusa si adotta la cogenerazione per il recupero del calore. Sebbene il ciclo chiuso sia predominante nelle centrali termoelettriche, è ampiamente diffuso anche in molte altre applicazioni di produzione di dimensioni più ridotte, comprese quelle con una potenza compresa tra 5 e 500 kW.

Il ciclo Rankine è un ciclo termodinamico che viene utilizzato principalmente nelle centrali elettriche a vapore per convertire il calore in energia meccanica, che poi può essere convertita in energia elettrica tramite un generatore. Il ciclo Rankine è un processo a vapore che si compone di quattro fasi principali: compressione, riscaldamento, espansione e raffreddamento.

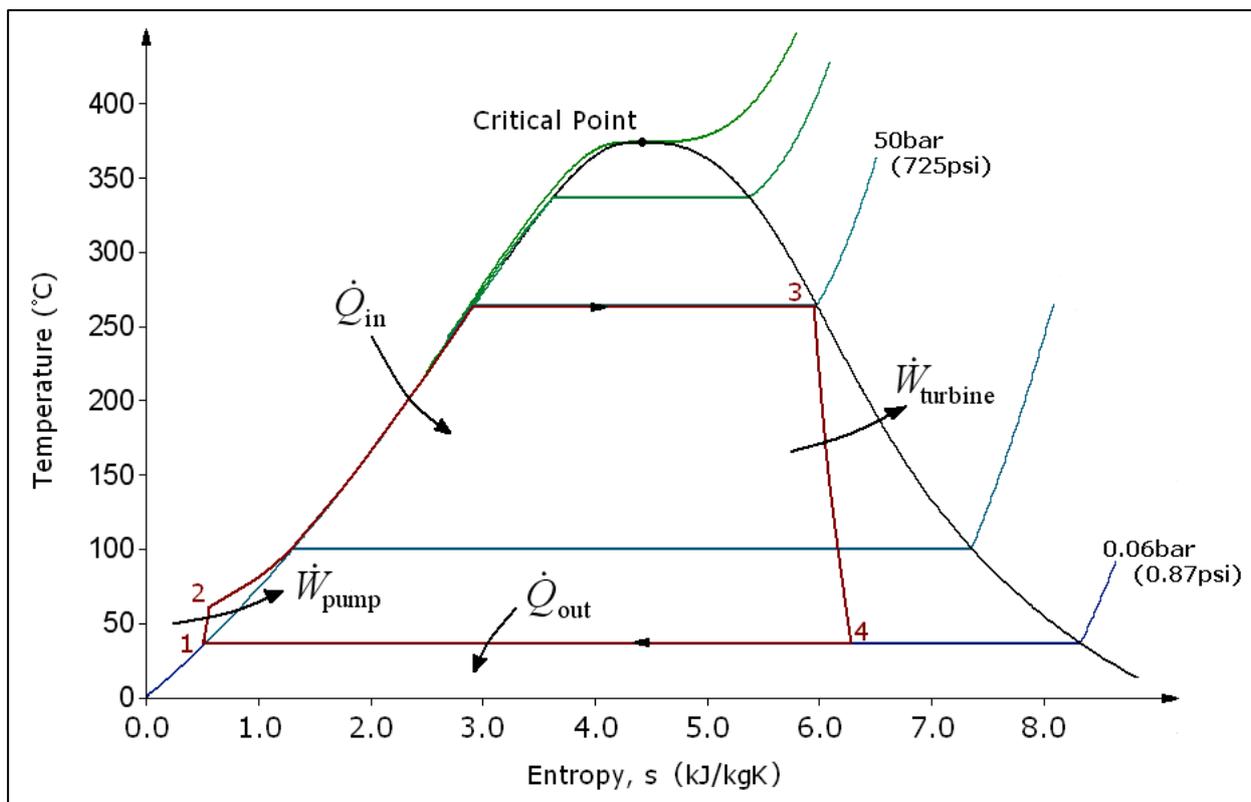


Figura 11 – Diagramma T-s ciclo Rankine [11]

Ecco come funziona il ciclo Rankine in dettaglio:

- 1. Compressione:** Il ciclo inizia con il vapore prodotto in una caldaia ad alta pressione. Questo vapore viene compresso ad alta pressione da una pompa, aumentandone la temperatura e la pressione. La compressione è necessaria per garantire che il vapore sia pronto per il successivo passaggio attraverso la turbina.
- 2. Riscaldamento:** Il vapore compresso ad alta pressione viene inviato alla turbina, dove viene fatto espandere. Durante questa espansione, il vapore perde pressione e temperatura, ma converte parte della sua energia in lavoro meccanico, alimentando la turbina e generando energia. Il vapore esausto dalla turbina è ancora relativamente caldo e ad alta pressione.
- 3. Espansione:** Il vapore esausto dalla turbina viene inviato a un condensatore, dove viene raffreddato e condensato in acqua liquida. Questo processo di condensazione rilascia una grande quantità di calore, che viene solitamente dissipato nell'ambiente o utilizzato in altri processi. Il vapore condensato è ora a bassa pressione e temperatura.
- 4. Raffreddamento:** L'acqua condensata viene quindi inviata a una pompa di alimentazione, che la comprime nuovamente ad alta pressione prima di inviarla di nuovo alla caldaia per essere riscaldata e trasformata nuovamente in vapore. Questo chiude il ciclo, poiché il vapore viene nuovamente compresso, riscaldato e fatto espandere.

Il ciclo Rankine è efficace perché sfrutta il principio della conservazione dell'energia, convertendo il calore da una fonte esterna in lavoro meccanico utilizzabile. È uno dei cicli termodinamici più comuni e importanti utilizzati nelle centrali elettriche di tutto il mondo. La sua efficienza dipende da vari fattori, tra cui la temperatura e la pressione del vapore, nonché l'efficienza delle apparecchiature utilizzate nel processo [11].

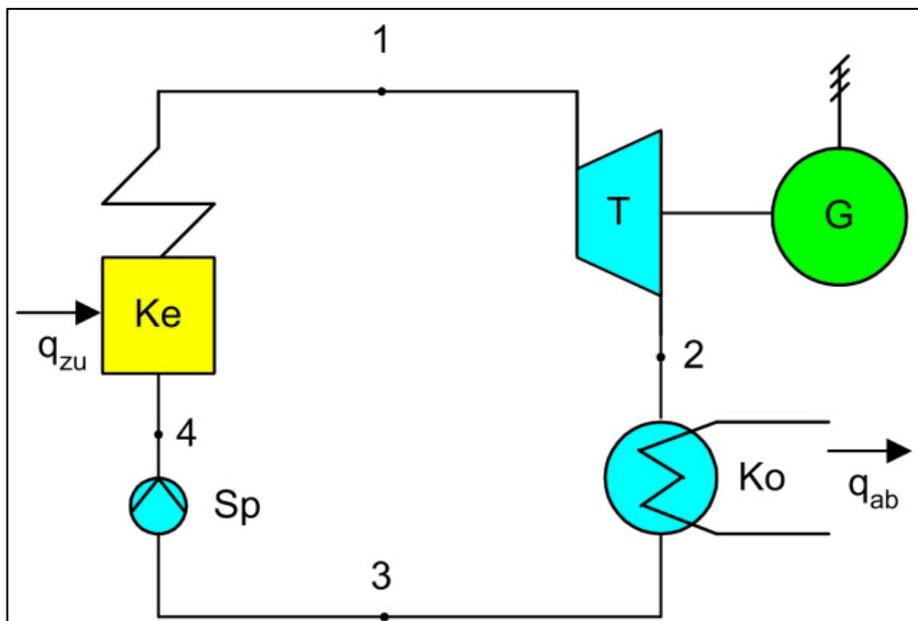


Figura 12 – Schema ciclo Rankine [11]

2.1 Ciclo Rankine organico ORC

Il ciclo Rankine organico (ORC, Organic Rankine Cycle) è una variante del ciclo Rankine classico che utilizza un fluido di lavoro organico anziché acqua. Questo tipo di ciclo è particolarmente adatto per sfruttare fonti di calore a temperature relativamente basse, rendendolo ideale per applicazioni come l'energia geotermica, il recupero del calore industriale, l'energia solare a bassa temperatura e altre fonti di calore a basso potenziale. Offre diversi vantaggi rispetto al ciclo Rankine convenzionale. Poiché utilizza un fluido organico con un punto di ebollizione più basso rispetto all'acqua, può operare a temperature più basse e sfruttare fonti di calore a bassa temperatura in modo più efficiente. Inoltre, i fluidi organici possono essere selezionati in base alle loro proprietà termodinamiche e ambientali, consentendo una maggiore flessibilità e adattabilità del sistema.

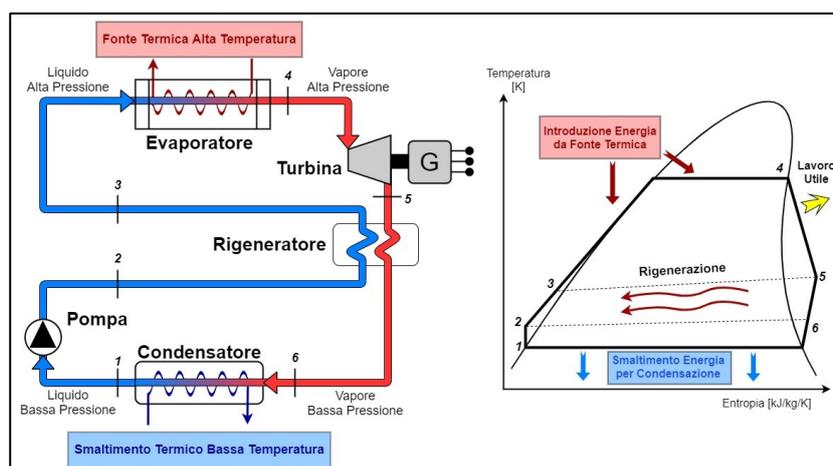


Figura 13 – Ciclo e schema impianto ORC [12]

Gli impianti a ciclo Rankine organico (ORC) si distinguono per la loro efficacia in due principali ambiti operativi rispetto ai tradizionali sistemi a vapore d'acqua:

- Applicazioni di dimensioni ridotte, con una gamma di potenze che va da pochi kW ad alcuni MW. Questo sviluppo verso la modularizzazione delle macchine ha consentito una generale riduzione dei costi di produzione.
- Applicazioni che sfruttano fonti di calore a bassa temperatura, con temperature comprese approssimativamente tra 70 e 400°C. In queste situazioni, l'uso dei sistemi ORC diventa preferibile rispetto ai cicli classici a vapore d'acqua.

Per temperature superiori ai 100-150°C, spesso si adottano cicli "binari". In questo processo, la sorgente termica cede calore a un fluido termovettore caratterizzato da un elevato punto di ebollizione. Questo fluido termovettore, a sua volta, cede calore al fluido di lavoro organico negli scambiatori di calore evaporativi.

Questo approccio comporta vantaggi aggiuntivi in termini di sicurezza dell'impianto, poiché il fluido termovettore (tipicamente acqua surriscaldata proveniente dalla caldaia a syngas) può trasportare calore ad alta temperatura a pressione atmosferica, riducendo rischi e costi di trasporto. Inoltre, si evitano gli effetti dannosi che temperature eccessive potrebbero avere sul fluido, prevenendone il deterioramento delle proprietà.

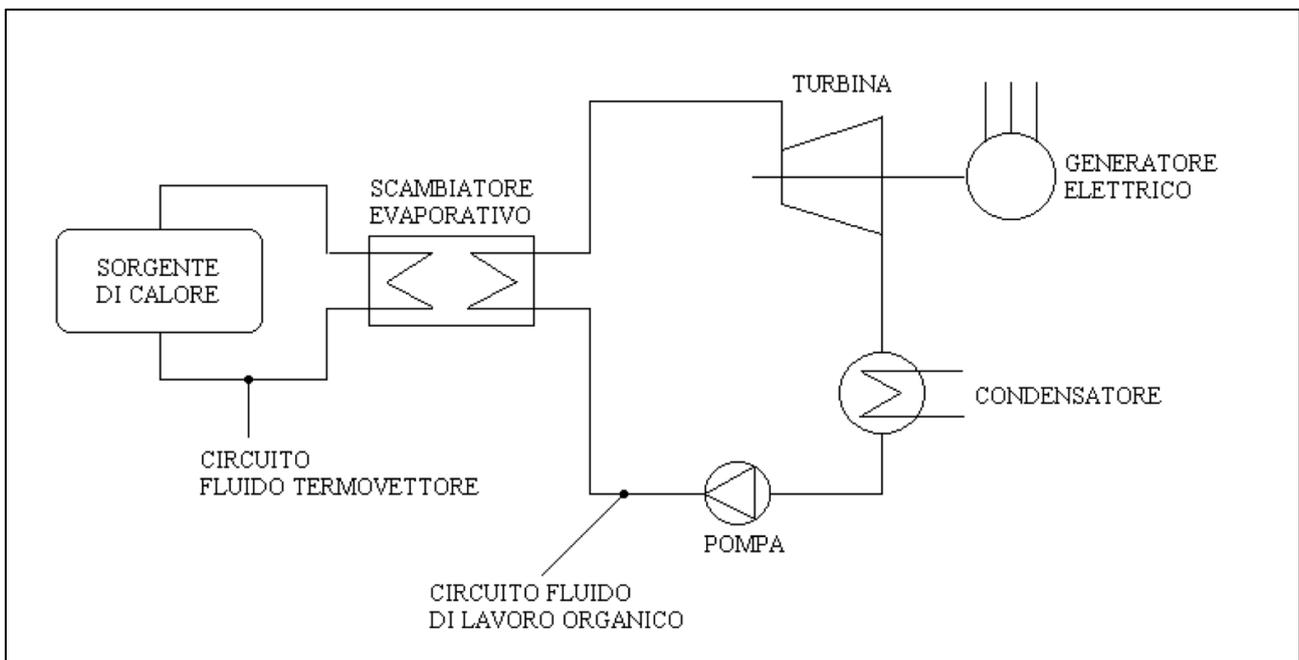


Figura 14 – Schema ciclo binario

Questo impianto garantisce una maggiore durata delle parti della turbina grazie alla mancanza di formazione di liquido nelle fasi finali dell'espansione. Questo contribuisce a una minore usura delle palette, prolungando così la vita utile dell'impianto. L'efficienza della turbina è elevata, specialmente con l'uso di turboespansori, il che consente di ottenere una maggiore potenza in uscita.

Inoltre, la bassa sollecitazione meccanica sulla turbina, grazie alla sua bassa velocità periferica, contribuisce alla sua affidabilità e durata nel tempo. La possibilità di collegare direttamente la turbina a un generatore elettrico, senza la necessità di riduttori di giri, semplifica ulteriormente il sistema e riduce i costi di manutenzione. Inoltre, la tecnologia ORC è caratterizzata da una bassa rumorosità durante il funzionamento, migliorando così l'esperienza complessiva dell'impianto.

La tecnologia ORC è anche caratterizzata da costi inferiori rispetto ai cicli a vapore d'acqua e una maggiore sicurezza grazie alle basse pressioni e temperature di lavoro. Inoltre, è possibile telecontrollare l'impianto e utilizzare fonti di calore a bassa temperatura precedentemente non sfruttabili, offrendo così un'opzione sostenibile e versatile per la produzione di energia.

Nonostante questa tecnologia offra numerosi vantaggi, presenta anche alcune sfide e svantaggi economici e tecnologici:

- Alto costo d'investimento: l'impianto ORC è ancora in fase di sviluppo, il che si traduce in costi d'investimento elevati.
- Necessità di una caldaia con circuito ad acqua o ad olio diatermico: l'installazione di un impianto ORC richiede l'uso di una caldaia con un circuito specifico, come ad esempio un circuito ad acqua o ad olio diatermico, aumentando così i costi complessivi dell'installazione.
- Personalizzazione degli espansori volumetrici: ogni produttore deve progettare o sviluppare espansori volumetrici specifici per adattarsi al proprio fluido di lavoro, il che comporta un ulteriore impegno tecnologico e finanziario per l'adattamento dell'espansore alle esigenze dell'applicazione.

Lo sviluppo della tecnologia ORC in Italia, è iniziata a partire dagli anni '70. È possibile studiarne la diffusione consultando il sito "orc-world-map.org".



Figura 15 – Mappa impianti ORC [13]

Dalla mappa si evince anche che gli impianti sono suddivisi per risorsa utilizzata:

- Biomassa (verde): impianti installati nelle zone agricole, dove scarti di natura organica vengono usati per alimentare dei cicli Rankine.
- Recupero di calore (blu): calore residuo da impianti industriali.
- Solare (giallo): particolarmente usati in Europa, meridionale e nord Africa, in Sicilia sono presenti tre impianti CSP per la produzione di energia elettrica e termica dotati di tecnologia a collettori lineari parabolici.
- Geotermico (rosso): viene sfruttata la differenza di temperature a diversa profondità di terreno per alimentare il ciclo.

3 – Fluidi organici

Sfruttare fonti energetiche come la biomassa per la produzione di energia elettrica può essere complesso, data la bassa potenza specifica e il modesto potere calorifico di tali fonti. Le soluzioni tradizionali, come i cicli a vapore d'acqua, che sono efficaci per potenze superiori ai 2-3 MW, risultano meno efficienti in impianti di potenza inferiore a causa della diminuzione del rendimento delle turbomacchine e della complessità dell'impianto stesso. Per sfruttare adeguatamente sorgenti di calore a temperatura variabile e non molto elevata, è necessario utilizzare fluidi di lavoro con specifiche proprietà, come un basso punto di ebollizione e curve limite che si adattino bene alle variazioni di temperatura delle sorgenti stesse. I fluidi termodinamicamente più interessanti, dotati di sufficiente stabilità termica, sono generalmente costituiti da molecole complesse. Questi fluidi sono denominati "organici"; in chimica, questo termine descrive una classe di fluidi che comprende gli idrocarburi e fluorocarburi con elevata massa molecolare, come i freon (clorofluorocarburi), e molti altri refrigeranti comuni, oltre a vari prodotti della chimica del carbonio, come composti aromatici, paraffine, combustibili, solventi, diluenti, ecc. Inoltre, l'uso di fluidi organici con elevata massa molecolare comporta un flusso più elevato a velocità inferiore, riducendo l'erosione delle parti metalliche e delle palette della turbina. Questo permette anche l'adozione di turbine monostadio, con minore sollecitazione meccanica complessiva.

3.1 Caratteristiche dei fluidi

La sostanza organica utilizzata è generalmente caratterizzata da un basso punto di ebollizione, un basso calore latente di evaporazione e un'elevata densità. Queste proprietà sono particolarmente vantaggiose poiché consentono di aumentare la portata in ingresso alla turbina.

Di seguito è riportata una tabella che confronta le proprietà termodinamiche dell'acqua con quelle dei fluidi HCF-123.

Working fluid	Molecular weight	Boiling point [K]	Liquid density [kg/m ³]	Latent heat [kJ/kg]	Specific heat ratio
Water (H ₂ O)	18.0	373.15	997.0	2257.00	1.33
HCFC-123 (CHCl ₂ -CF ₃)	152.9	300.85	1462.2	168.41	1.11

Figura 16 – Confronto tra proprietà termodinamiche dell'acqua e dell'HCF-123

Da questa tabella si può notare che il calore specifico di evaporazione del fluido organico analizzato è molto più basso rispetto a quello dell'acqua. Questo è il principale motivo per cui i fluidi organici vengono preferiti rispetto all'acqua per il recupero di calore da fonti a medio-bassa temperatura. Essi permettono di raggiungere rendimenti migliori e potenze più elevate rispetto ai fluidi di lavoro tradizionali.

Inoltre, un fluido organico segue meglio la curva di cessione di calore della sorgente che deve essere raffreddata. Un esempio è mostrato nella figura 17, dove la sorgente di calore è rappresentata dal gas di scarico di una turbina a gas [14].

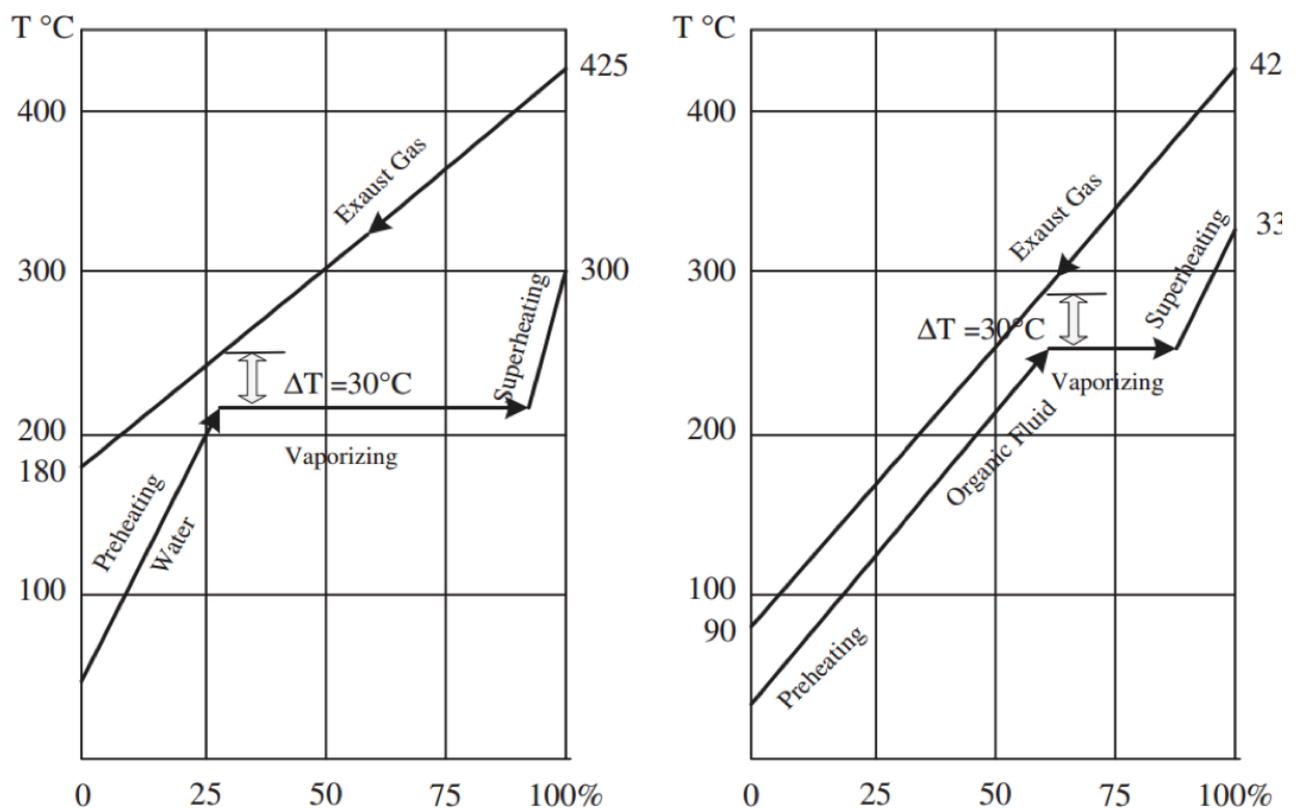


Figura 17 – Confronto calori specifici di evaporazione [14]

Dai grafici si può vedere che, quando si utilizza un fluido organico, il gas di scarico può essere raffreddato a una temperatura molto più bassa. Questo porta a un miglior utilizzo del contenuto entalpico del gas e a una maggiore produzione di energia elettrica dalla stessa sorgente di calore.

La pendenza della curva del vapore saturo (sul lato destro della curva a campana) di un fluido motore che opera in un ciclo termodinamico è fondamentale, come già accennato. Le figure seguenti illustrano i diversi comportamenti della curva del vapore saturo nel diagramma T-s (temperatura-entropia), che possono essere classificati in tre categorie:

- Fluido “wet” con pendenza negativa;
- Fluido isentropico con curve quasi verticali;
- Fluido “dry” con pendenza positiva;

Esempi di fluidi “wet” sono l’acqua e l’ammoniaca. In figura è mostrato un tipico diagramma T-s di un fluido wet. Con una curva di questo tipo, alla fine dell'espansione il fluido avrà un titolo inferiore a 1.

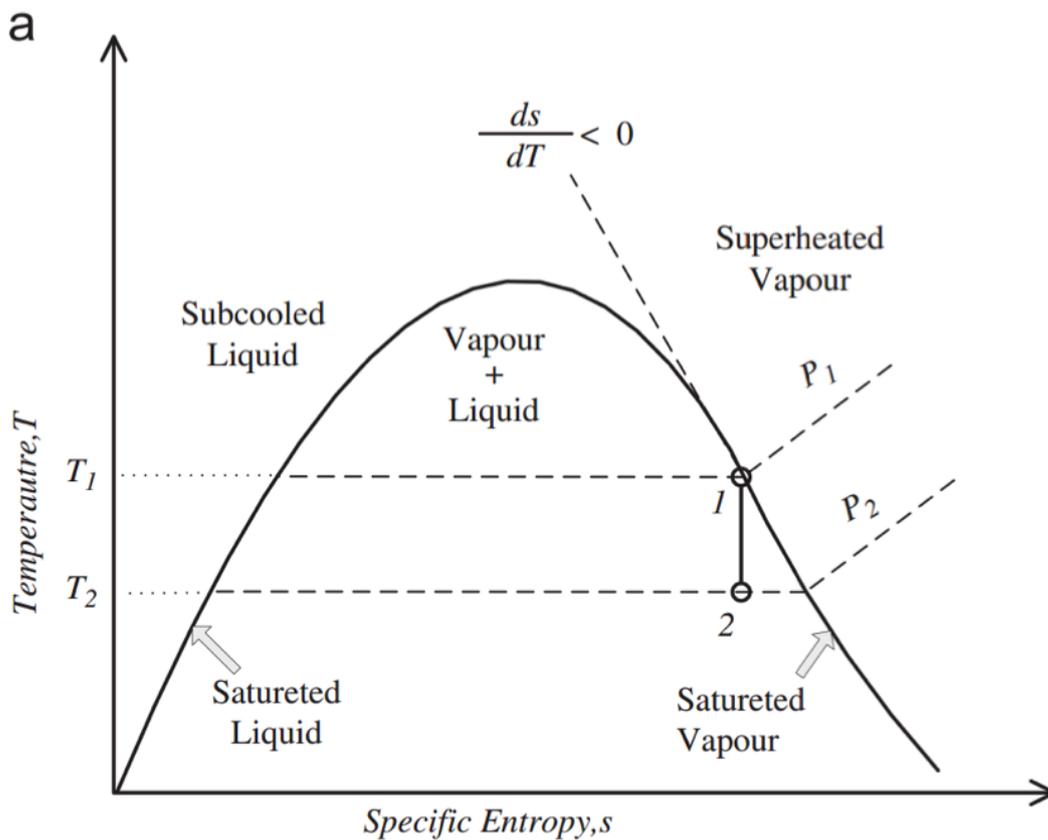


Figura 18 – Diagramma T-s per fluido wet [14]

I fluidi isoentropici hanno curve del vapore saturo quasi verticali.

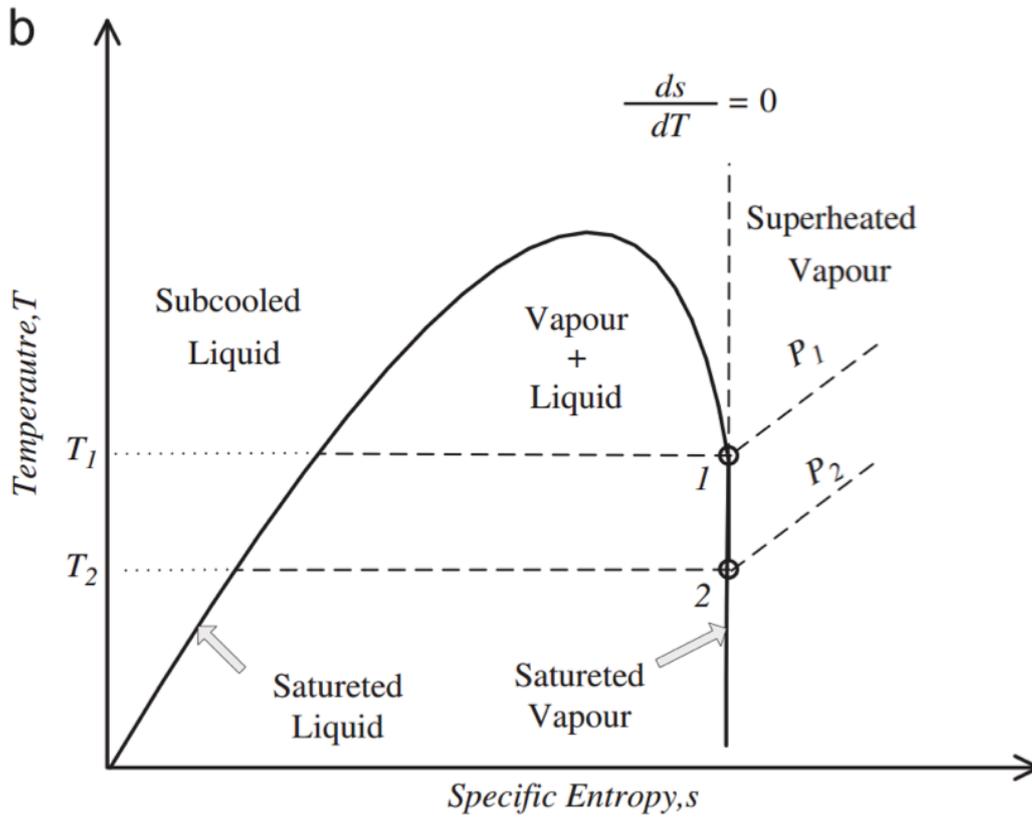


Figura 19 – Diagramma T-s per fluidi isoentropici [14]

Tra i fluidi secchi si possono includere l'R113 e il benzene. In Figura 19 è rappresentato il diagramma T-s di un tipico fluido dry con pendenza positiva.

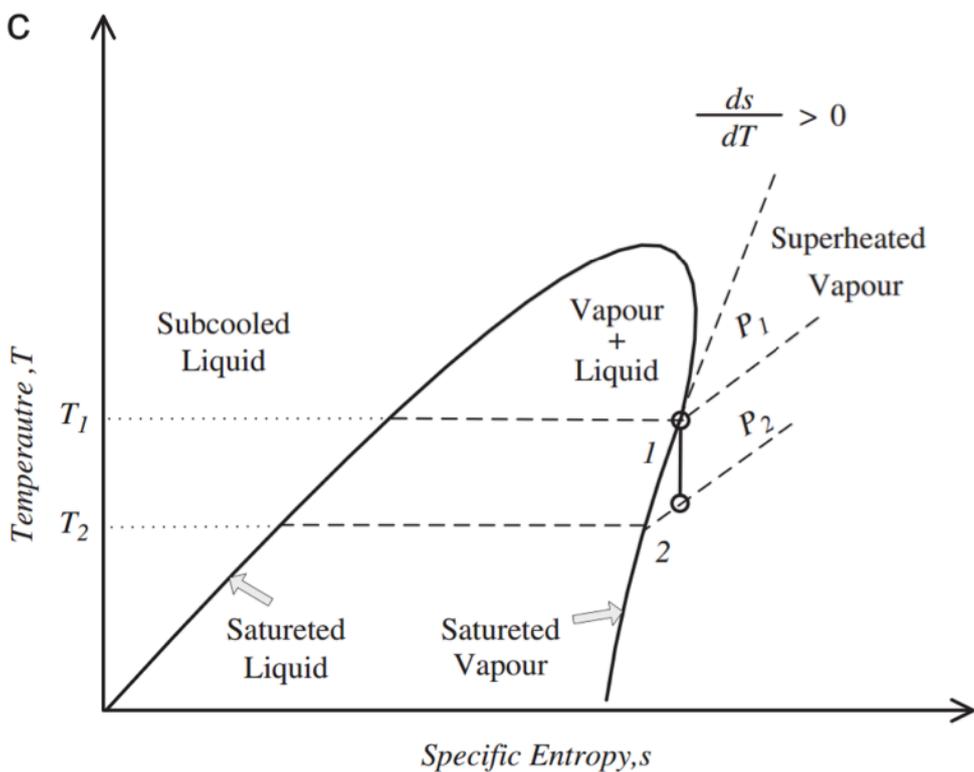


Figura 20 – Diagramma T-s per fluidi dry [14]

3.2 Proprietà dei fluidi

Temperatura e pressione critica

La temperatura critica è un parametro cruciale nella scelta del fluido organico per i cicli ORC, e non dovrebbe essere significativamente inferiore a quella della sorgente calda. Una differenza notevole tra le temperature del fluido e della sorgente genera entropia e non permette di massimizzare il rendimento termodinamico, poiché le temperature di evaporazione del vapore risultano nettamente inferiori rispetto a quelle della fonte utilizzata.

Inoltre, è fortemente sconsigliato operare con fluidi a pressioni uguali o superiori a quella critica. Alla temperatura critica, piccole variazioni di temperatura possono causare grandi variazioni di pressione, rendendo il ciclo instabile e inutilizzabile. Per quanto riguarda i fluidi asciutti, evaporare a temperature molto vicine a quella critica può comportare che, all'inizio dell'espansione, il fluido si trovi all'interno della curva limite superiore, portando all'espansione di un fluido bifase.

Alcuni studi raccomandano di operare a temperature inferiori di 10-15°C rispetto a quella critica. Altri suggeriscono di mantenere le pressioni a 10 bar al di sotto della pressione critica. Un'ulteriore metodologia prevede l'analisi grafica della curva limite superiore per determinare la pressione massima del ciclo [15].

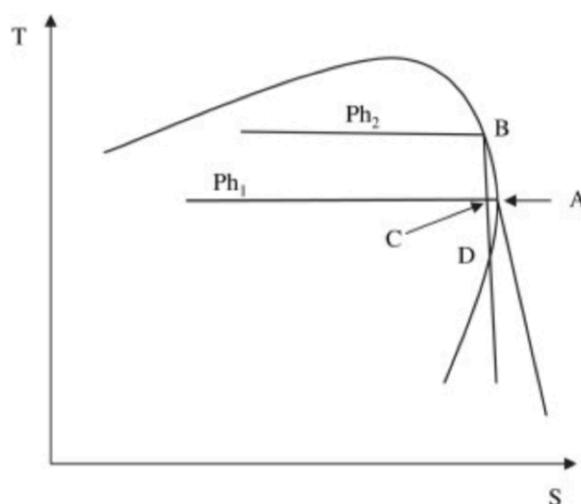


Figura 21 – Diagramma T-s di un'espansione vicina a quella critica [14]

Calore Latente di Evaporazione

Attraverso l'osservazione del diagramma T-S precedente, possiamo dedurre l'entità del calore latente del fluido: una distanza maggiore tra le due curve limite indica un calore latente maggiore.

È importante notare che con un calore latente più elevato, l'area del ciclo aumenta. Questa area del ciclo rappresenta il calore scambiato con l'ambiente esterno ed è direttamente proporzionale al lavoro specifico prodotto. Di conseguenza, calori latenti più elevati richiedono l'utilizzo di turbine con un maggior numero di stadi [15].

Pressione di evaporazione e condensazione

La pressione di evaporazione deve essere mantenuta bassa per ridurre le perdite del fluido e limitare lo spessore dei tubi. D'altra parte, è preferibile che la pressione di condensazione sia leggermente superiore alla pressione ambiente per evitare infiltrazioni nell'impianto.

In impianti ORC di piccole dimensioni, come nel nostro caso, è possibile utilizzare fluidi a pressione inferiore rispetto all'ambiente circostante. Questo approccio non richiede costi elevati per garantire la tenuta del sistema.

Stabilità chimica

A differenza dell'acqua, non tutti i fluidi organici mantengono la stabilità ad alte temperature. Le loro proprietà chimiche e termodinamiche possono variare con la temperatura, causando danni all'impianto. Alcuni composti organici possono reagire chimicamente con l'ambiente circostante, causando fenomeni di corrosione. Pertanto, è essenziale che il fluido rimanga stabile durante l'intero ciclo di lavoro, mantenendo la sua integrità chimica quando è a contatto con le pareti delle componenti impiantistiche.

Temperatura di congelamento

La temperatura di congelamento del fluido non deve coincidere con la temperatura dell'ambiente esterno, specialmente durante le condizioni invernali. È preferibile utilizzare fluidi con una bassa temperatura di congelamento per evitare danni all'impianto.

Tossicità e infiammabilità

È essenziale prevenire le fughe di fluidi organici nell'impianto poiché molti di essi sono tossici e infiammabili. Nel caso di sostanze infiammabili, è obbligatorio installare apparecchiature conformi alla normativa ATEX. Per quanto riguarda la tossicità, è cruciale assicurare una ventilazione adeguata negli ambienti di lavoro.

Lo standard ASHRAE classifica i refrigeranti in base al loro grado di infiammabilità; quindi, è consigliabile fare riferimento a questa classificazione prima di scegliere un fluido per l'utilizzo nell'impianto [15].

Indici ODP e GWP

ODP (Ozone Depletion Potential) e GWP (Global Warming Potential) indicano rispettivamente la capacità di distruggere lo strato di ozono e di contribuire al riscaldamento globale. L'indice ODP è misurato rispetto al fluido R-11, che ha un valore di riferimento pari a uno. I CFC, avendo valori elevati di ODP, sono stati banditi. L'indice GWP, invece, prende come riferimento la CO₂, con un valore unitario. Tuttavia, alcuni fluidi possono avere valori di GWP molto elevati, fino a 1000.

I valori ottimali di ODP e GWP sono idealizzati, poiché è impossibile trovare un fluido che li soddisfi perfettamente. Le normative europee richiedono fluidi con un ODP inferiore a 1, idealmente vicino a zero. Dal 2020, inoltre, sono stati aboliti i fluidi con un GWP superiore a 2500.

3.3 Tipologie di fluido

Silossani

I silossani sono composti chimici caratterizzati da un gruppo funzionale che deriva dalla combinazione di silicio, ossigeno e alcano. Ampiamente utilizzati nell'industria, questi fluidi possono raggiungere temperature superiori ai 400°C. Presentano buone proprietà termodinamiche e rendimenti elevati, con temperature di ebollizione comprese tra 50°C e 100°C.

È consigliabile mantenere una pressione minima di lavoro di 0,1 bar; al di sotto di questo valore si riscontra un'elevata portata nei condotti, che può causare danni alla turbina e ridurre l'efficienza dello scambio termico a causa della presenza di gas incondensabili. A causa della loro massa molecolare elevata, i silossani hanno pressioni critiche basse, comprese tra 10 e 20 bar, e temperature critiche tra 250°C e 300°C.

Si preferisce sempre una pressione critica il più alta possibile, ma grazie alle loro elevate temperature critiche, i silossani sono ideali per i cicli di potenza. Questi fluidi presentano un punto di infiammabilità abbastanza alto (circa 34°C), e le portate utilizzate nei cicli ORC sono piuttosto basse, il che ne facilita l'impiego. Inoltre, i silossani hanno un indice di potenziale di riduzione dell'ozono (ODP) nullo.

Fluidi refrigeranti

Ampiamente utilizzati nei cicli ORC, i fluidi refrigeranti devono il loro nome all'uso prevalente come agenti di raffreddamento. Questi fluidi, generalmente di tipo secco, sono impiegati soprattutto a basse temperature grazie al loro basso punto di ebollizione. Come spiegato in precedenza, la caratteristica di avere una pendenza negativa della curva di saturazione permette di espanderli senza il rischio di formazione di condensa.

I fluidi refrigeranti possono essere naturali, come l'ammoniaca, il propano e l'anidride carbonica, oppure artificiali, noti come Freon. I Freon sono derivati dalla sostituzione di atomi alogeni nel metano o nell'etano, e sono conosciuti anche come alogenuri alchilici. Spesso chiamati impropriamente CFC (cloro-fluoro-carburi), questi composti hanno un'elevata stabilità chimica, sono inerti e non infiammabili. Tuttavia, alcuni CFC sono stati banditi a causa del loro effetto dannoso sullo strato di ozono.

Per risolvere questo problema, sono stati sviluppati altri composti privi di cloro, come gli idrofluoroeteri. Questi sostituti dei CFC presentano un basso potenziale di riscaldamento globale (GWP), assenza di punti di infiammabilità e flash, inerti chimicamente e con un'ottima resistenza termica.

Miscela

I fluidi combinati, o miscele, vengono utilizzati per ottenere le proprietà desiderate nei cicli ORC. Una caratteristica peculiare delle miscele è che il passaggio di fase da liquido a vapore non avviene a temperatura costante, ma su un intervallo di temperatura crescente. Le combinazioni possibili per creare queste miscele sono praticamente infinite, permettendo di ottimizzare le performance del sistema in base alle specifiche esigenze operative.

3.4 Scelta fluido di lavoro

In questa tesi, si è deciso di impiegare il concentratore solare illustrato nel paragrafo precedente per alimentare un ciclo Rankine organico (ORC). Il concentratore a disco permette di raggiungere temperature elevate nel fuoco della parabola, superiori a 1700°C. Tuttavia, è fondamentale tenere in considerazione non solo le temperature raggiunte, ma anche la durata giornaliera in cui tali temperature vengono mantenute. Il ciclo ORC funziona in modo efficiente solo quando la temperatura del fluido nel collettore parabolico supera una soglia specifica, stabilita per ciascun fluido attraverso l'analisi di sensibilità dell'evaporatore.

La selezione dei fluidi di lavoro è stata effettuata tenendo conto delle temperature fornite dal concentratore e degli aspetti ambientali, in particolare l'ODP (Ozone Depletion Potential) e il GWP (Global Warming Potential). Per questo motivo, sono stati studiati fluidi appartenenti alla classe dei silossani e alla classe dei refrigeranti. Questi composti si dividono in silossani ciclici, come D3, D4, D5 e D6, e silossani lineari, come MDM e MD2M. Questi fluidi siliconici sono comunemente impiegati come fluidi di lavoro nei cicli ORC ad alta temperatura: sono atossici, non corrosivi, garantiscono una buona stabilità termica e presentano una bassa infiammabilità. Per quanto riguarda l'ambiente, i fluidi siliconici sono stati scelti per il loro ODP nullo e il GWP molto basso. I silossani selezionati per il ciclo ORC in questa tesi sono stati il D5 e l'MD3M.

Mentre come terzo fluido è stato selezionato un fluido refrigerante come l'Acetone.

3.4.1 Acetone

Il dimetilchetone ($\text{CH}_3\text{-CO-CH}_3$), noto comunemente come acetone, risulta adeguato dal punto di vista termodinamico grazie alla sua temperatura di ebollizione di soli $56,2\text{ }^\circ\text{C}$. La principale sfida con l'acetone è la sua temperatura di autoaccensione di circa $540\text{ }^\circ\text{C}$, ma in un sistema ORC tali temperature sono difficilmente raggiungibili.

La molecola di acetone è significativamente piccola e il suo diagramma T-s è ampio, il che comporta un maggiore calore latente durante il cambio di stato, rendendolo più efficace per la cogenerazione. Tuttavia, ciò richiede una maggiore energia termica nella fase di evaporazione. L'acetone è anche facilmente disponibile e relativamente economico, sebbene sia infiammabile e tossico, il che richiede precauzioni nella sua manipolazione e utilizzo.

Queste proprietà consentono all'acetone di essere utilizzato efficacemente in ORC ad alta temperatura, dove può migliorare l'efficienza del ciclo grazie alla sua capacità di operare a temperature relativamente basse rispetto all'acqua, assorbendo calore da fonti di calore a bassa temperatura e trasformandolo in lavoro meccanico.

Il diagramma T-s è stato ottenuto per mezzo del software Aspen PLUS e i valori di temperatura e pressione critica appartengono dal database del software.

Massa molare [kg/mol]	0,058	Entropia specifica [kJ/kg K]	-5,39
Temperatura critica [$^\circ\text{C}$]	235	Pressione critica [bar]	47
Temperatura punto triplo [$^\circ\text{C}$]	-94,7		

Tabella 1 - Parametri caratteristici Acetone

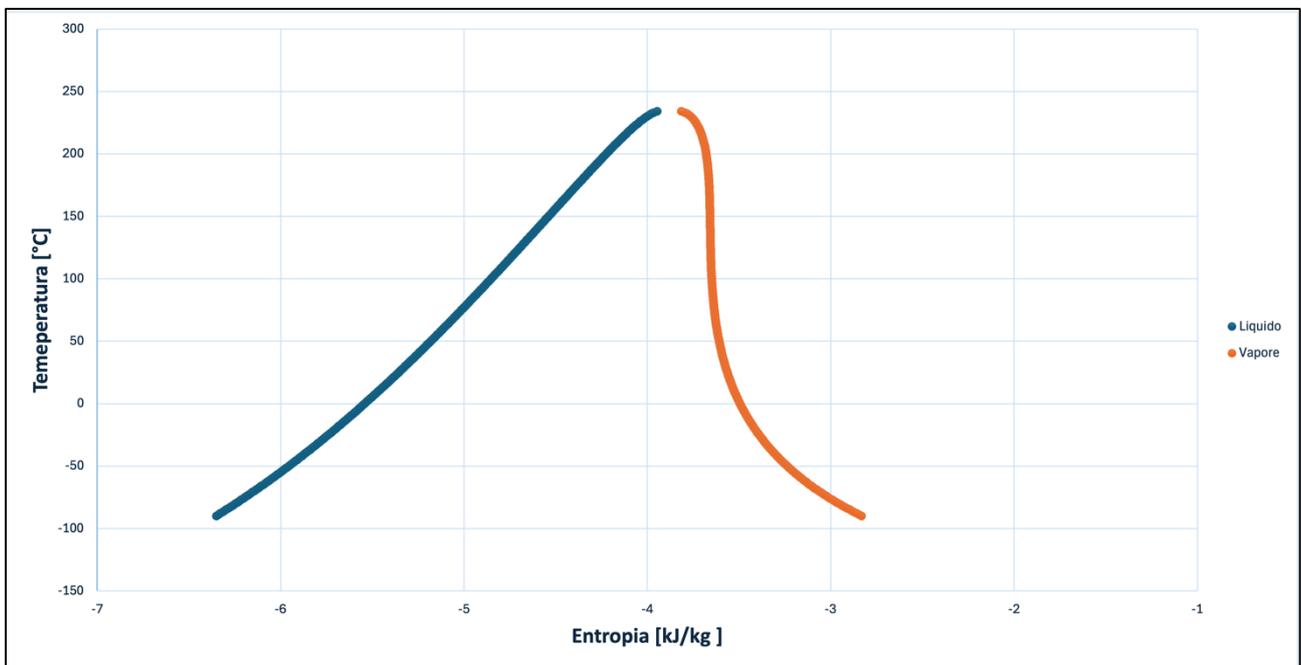


Figura 22 - Diagramma T-s Acetone

3.4.2 D5

Il D5, noto anche come decametilciclopentasilossano ($C_{10}H_3OSi_5O_5$), è un composto appartenente ai silossani. Questo composto è utilizzato nella produzione di cosmetici e nella fabbricazione di polimeri siliconici. Sebbene i silossani presentino buone caratteristiche ambientali, l'uso del D5 in questi ambiti è ancora limitato, rendendo difficile reperire valori precisi per alcune delle sue proprietà.

Anche in questo caso il diagramma T-s è stato ottenuto mediante il software Aspen PLUS.

Massa molare [kg/mol]	0,371	Entropia specifica [kJ/kg K]	-5,10
Temperatura critica [°C]	344	Pressione critica [bar]	10
Temperatura punto triplo [°C]	-44		

Tabella 2 - Parametri caratteristici D5

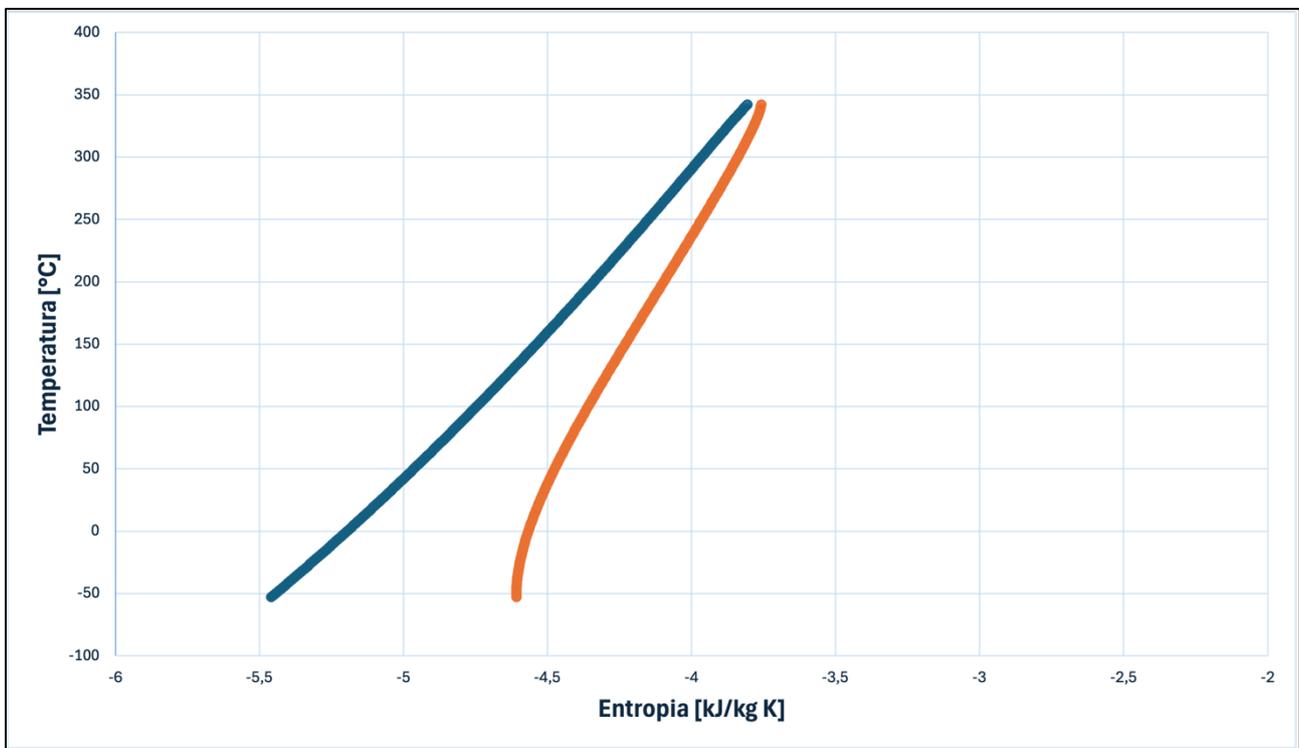


Figura 23 - Diagramma T-s D5

3.4.3 MD3M

Il dodecamethylpentasiloxane, comunemente noto come MD3M, rappresenta una delle soluzioni più avanzate e promettenti nel campo dei fluidi organici utilizzati nei cicli Rankine organici (ORC). Questi cicli termodinamici, operando a temperature e pressioni inferiori rispetto ai cicli Rankine tradizionali, sfruttano le caratteristiche termofisiche dei fluidi organici per convertire in modo efficiente il calore di scarto o geotermico in energia elettrica. Il fluido MD3M, grazie alle sue eccellenti proprietà chimiche e termodinamiche, si distingue per l'elevata stabilità termica, la bassa viscosità e la compatibilità con un'ampia varietà di materiali. Tali proprietà rendono MD3M particolarmente adatto per applicazioni ad alta temperatura, dove la resistenza alla degradazione termica e l'efficienza nel trasferimento di calore sono cruciali. Anche in questo caso, le sue proprietà termodinamiche sono state ricavate dal database presente nel software.

Massa molare [kg/mol]	0,385	Entropia specifica [kJ/kg K]	-4,78
Temperatura critica [°C]	355	Pressione critica [bar]	9,45
Temperatura punto triplo [°C]	-81		

Tabella 3 - Parametri caratteristici MD3M

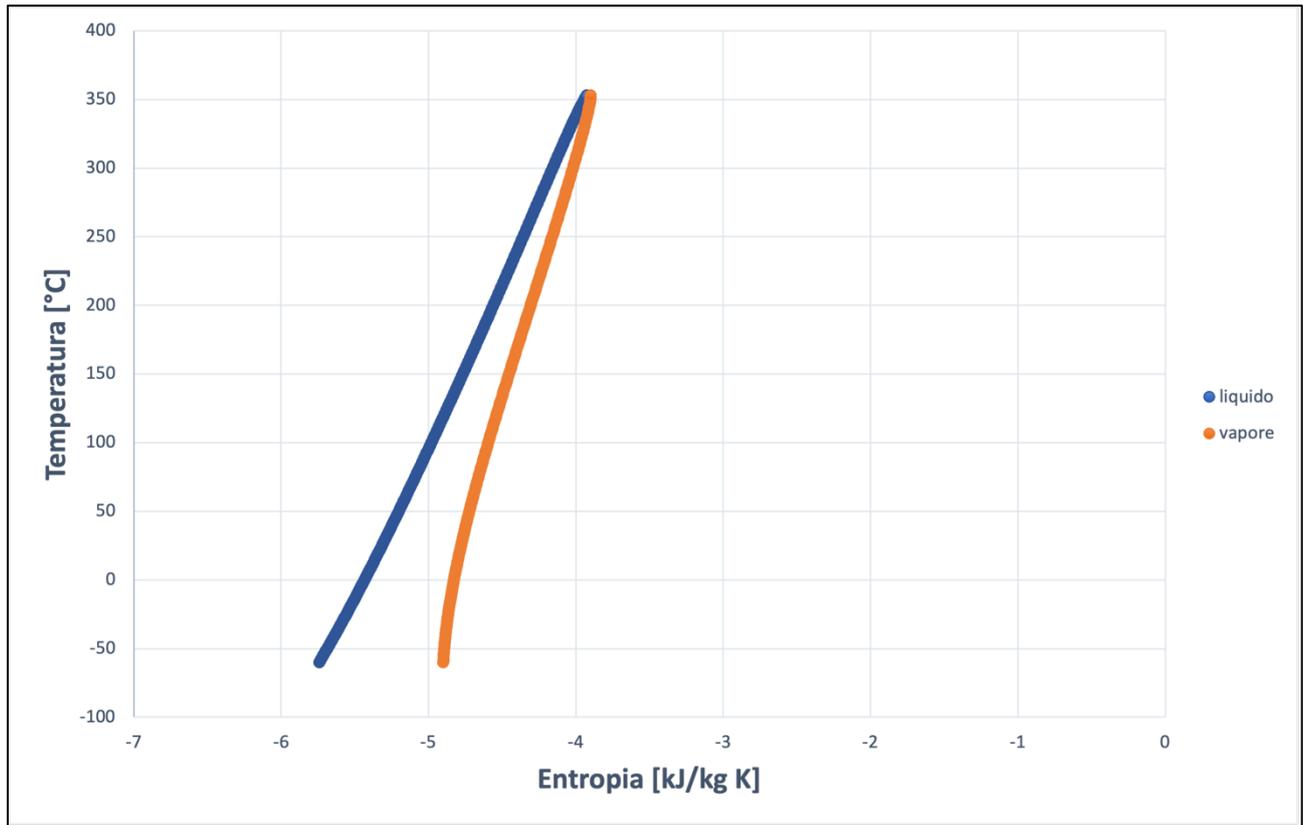


Figura 24 - Diagramma T-s R245FA

4 – Simulazione e modellazione ciclo ORC

In questo capitolo è stata sviluppata la modellizzazione di un ciclo Rankine organico, alimentato dal collettore a disco parabolico installato sul tetto dell'Energy Center. Il software utilizzato per la modellazione e la valutazione delle caratteristiche del ciclo ORC è Aspen Plus®, prodotto dalla Aspen Technology.

Aspen Plus® è un software di simulazione basato sull'uso di diagrammi di flusso (Flowsheet) che consente di modellare quantitativamente un impianto di trattamento chimico. Questo software può includere, oltre all'unità centrale del reattore, anche le fasi di pre e post trattamento. Aspen Plus® permette di simulare un intero processo chimico, dalla scelta della materia prima fino alla valutazione del prodotto finale, utilizzando un'interfaccia grafica dotata di comandi ad icone (blocchi) che rappresentano le diverse operazioni unitarie o processi chimici. Questi includono i flussi di materiale e di energia, oltre ai segnali elettrici o pneumatici. Ogni processo fisico è rappresentato matematicamente attraverso un insieme di equazioni algebriche e differenziali, garantendo che il numero di equazioni sia pari al numero di variabili sconosciute. Queste equazioni derivano da analisi di bilancio delle proprietà termodinamiche, relazioni termodinamiche di equilibrio di fase e chimico, correlazioni di velocità per il trasferimento di quantità di moto, calore e massa, oltre a dati cinetici e vincoli fisici del processo.

In generale, un processo chimico comprende componenti chimici soggetti a trattamenti fisici o chimici con l'obiettivo di convertire il materiale grezzo in prodotto finale di valore. Per convertire un processo in un modello di simulazione su Aspen Plus®, si seguono questi passaggi fondamentali:

- i. Specificare i componenti chimici del processo, selezionandoli dalle banche dati interne o introducendoli dall'esterno.
- ii. Selezionare i modelli termodinamici appropriati per rappresentare le proprietà fisiche dei componenti e delle miscele.
- iii. Creare il diagramma di flusso del processo, definendo le operazioni tramite i blocchi della libreria, etichettando e collegando i blocchi, e specificando portate e condizioni termodinamiche dei flussi di materiale, insieme alle condizioni operative di ciascun blocco.

L'obiettivo principale dell'uso di Aspen Plus® è progettare impianti migliori e ottimizzare quelli esistenti, migliorando la redditività del processo chimico lungo tutto il ciclo di vita.

Per simulare il ciclo ORC, sono stati selezionati fluidi operativi dalle librerie di Aspen Plus®, tra cui tre fluidi organici per il ciclo Rankine, un fluido termovettore e l'acqua per il recupero del calore. Si è scelto di utilizzare l'equazione di stato di Peng-Robinson per valutare le trasformazioni termodinamiche. Successivamente, il ciclo Rankine è stato composto sul Flowsheet, collegando i dispositivi necessari e impostando i parametri operativi per ciascun tratto. Un'analisi di sensibilità, utilizzando la funzionalità "Sensitivity" di Aspen Plus®, ha permesso di monitorare i parametri operativi e valutare l'impatto delle loro variazioni sulla potenza elettrica generata e sulle prestazioni del sistema. È stato fondamentale rispettare i limiti tecnici dei fluidi, evitando la formazione di fasi liquide e garantendo condizioni operative ottimali.

L'obiettivo era modellizzare un ciclo ORC capace di generare una potenza elettrica di circa 12 kW, analizzando il sistema attraverso analisi di sensibilità e inizializzando il ciclo sul Flowsheet con i parametri operativi corrispondenti a ciascun dispositivo. Si è scelto di trascurare le perdite di carico nei tratti di tubazione, data la loro esigua lunghezza e la ridotta complessità impiantistica.

4.1 Turbina

La turbina risulta essere il componente fondamentale per la modellazione del ciclo. Infatti, lo studio si basa sui parametri fissati in ingresso alla stessa, come la temperatura e la pressione dei fluidi, e su quelli in uscita, come la potenza.

Per quanto riguarda l'acetone, si è scelto di fissare la temperatura in ingresso (che equivale a quella di uscita dell'evaporatore) a 224°C. Questa scelta è dettata da motivi di sicurezza: non si vuole stare troppo vicini alla temperatura critica (235°C) per motivi di instabilità, per cui si è scelta una temperatura con uno scarto di 10/15°C. A questa temperatura corrisponde una pressione di 40 bar, ovviamente anch'essa inferiore a quella critica.

Il secondo fluido scelto è il silossano D5, il quale, come si evince dal suo diagramma T-s, ha una temperatura critica di 344°C. Si è scelto anche in questo caso di stare in ingresso alla turbina con una temperatura minore di quella critica, ovvero 334°C, alla quale corrispondono 9 bar di pressione.

Per il terzo fluido, l'MD3M, ci si accorge dal diagramma T-s come le temperature e le pressioni in gioco siano molto simili al D5. La temperatura critica infatti, è 355°C, quindi i dati in input sono 343°C e 7,92 bar.

La potenza meccanica prodotta dalla turbina per tutti i fluidi è fissata a 12 kW ed anche i rendimenti isoentropici e meccanici sono uguali e sono rispettivamente 0,8 e 0,9.

Nel software Aspen Plus, per la modellazione è stato utilizzato un compressore proveniente dalla libreria "Pressure Changers", configurato per operare come una turbina. Una volta impostati i parametri necessari sopraccitati, è stata condotta un'analisi di sensitività sul componente. Ciò ha reso possibile individuare il valore ottimale della portata del fluido in relazione alla pressione all'uscita della turbina.

4.1.1 Turbina: Acetone

Per individuare il valore ottimale della portata del fluido, sono state effettuate analisi dettagliate riguardanti la pressione di uscita dalla turbina. Dai grafici che correlano pressione e portata si osserva una relazione diretta tra queste due variabili. Una portata di fluido inferiore comporterebbe benefici per l'intero sistema, poiché ridurrebbe sia i costi del fluido che il lavoro richiesto dalla pompa. Tuttavia, una portata ridotta si traduce anche in una pressione di uscita dalla turbina inferiore, potenzialmente al di sotto della pressione atmosferica. Per garantire la sicurezza operativa, è fondamentale mantenere una leggera sovrappressione all'interno del circuito rispetto all'ambiente circostante, evitando così il rischio di infiltrazioni d'aria nell'impianto.

In questo caso la portata viene fatta variare da 0,1 a 2,5 kg/s con un incremento di 0,01 kg/s ad ogni step di calcolo. Dopodiché si è scelta l'altra variabile, ovvero la pressione in uscita dalla turbina. Tutto ciò con la potenza della turbina fissata.

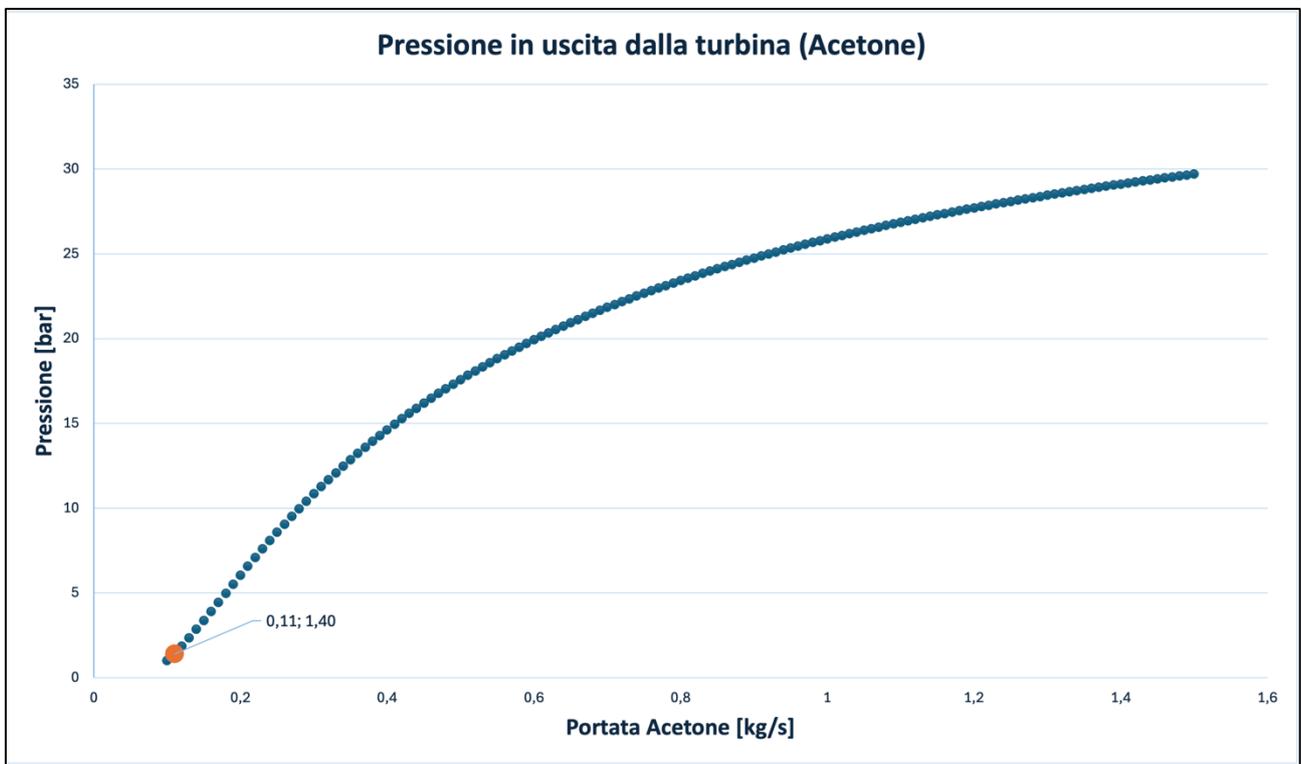


Figura 25 - Pressione in uscita dalla turbina per l'Acetone

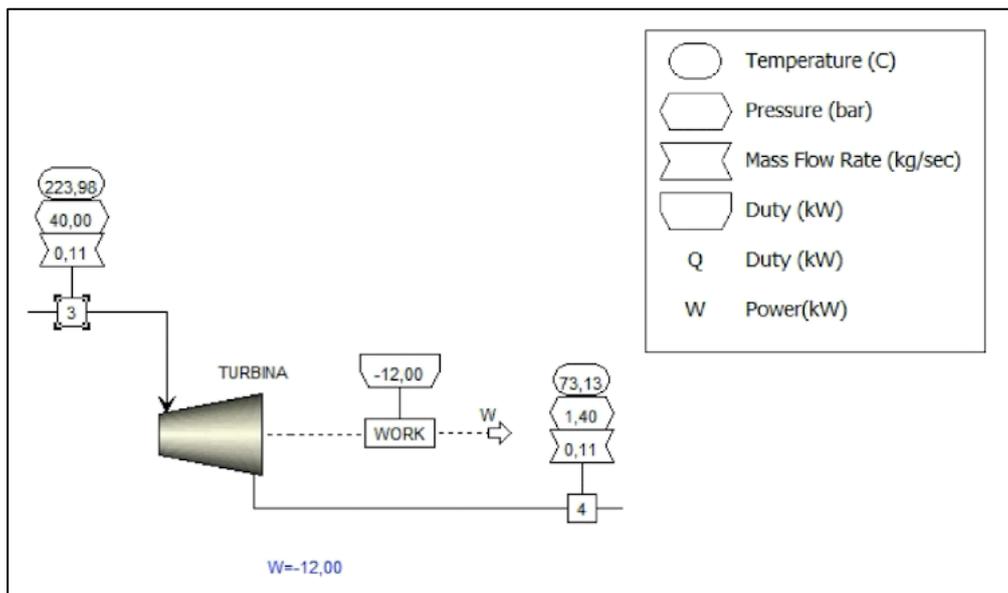


Figura 26 - Turbina (Acetone)

Viene fatta un'ultima analisi di sensitività per mostrare la relazione tra la portata del fluido organico e la potenza in uscita dalla turbina.

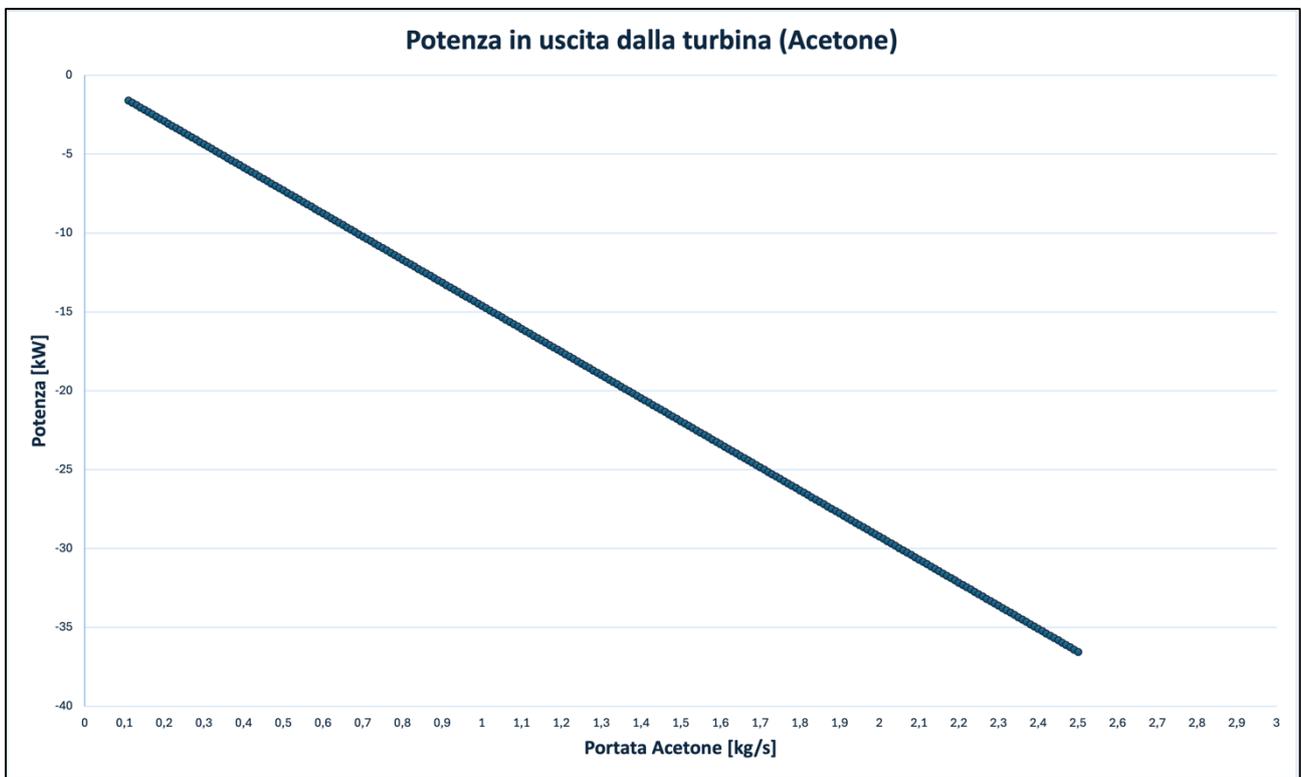


Figura 27- Diagramma portata - potenza (Acetone)

Come mostrato nel grafico, si osserva che, iniziando con una portata di acetone di 0,1 kg/s alla pressione di 1 bar circa, la potenza generata cresce proporzionalmente fino a raggiungere una portata di 2,5 kg/s. Alla fine, per soddisfare la richiesta energetica di 12 kW, si è deciso di operare con una portata di 0,11 kg/s, che consente al fluido di raggiungere una temperatura di 224 °C prima della turbina e di 73 °C dopo la stessa.

4.1.2 Turbina: D5

L'analisi del fluido D5 all'interno del ciclo, condotta secondo le stesse ipotesi di partenza delle precedenti analisi di sensitività, ha prodotto risultati con andamenti grafici molto simili. Come mostrato nel grafico in Figura 28, che illustra la relazione tra la portata del fluido organico e la pressione di scarico della turbina, valori di portata inferiori a 0.13 kg/s non garantirebbero una pressione adeguata a valle dell'espansore, risultando al di sotto della soglia imposta di 1.15 bar. Pertanto, si è deciso di operare con una portata di 0.76 kg/s di fluido organico. I valori termodinamici del fluido prima e dopo la turbina sono riportati in Figura 2.

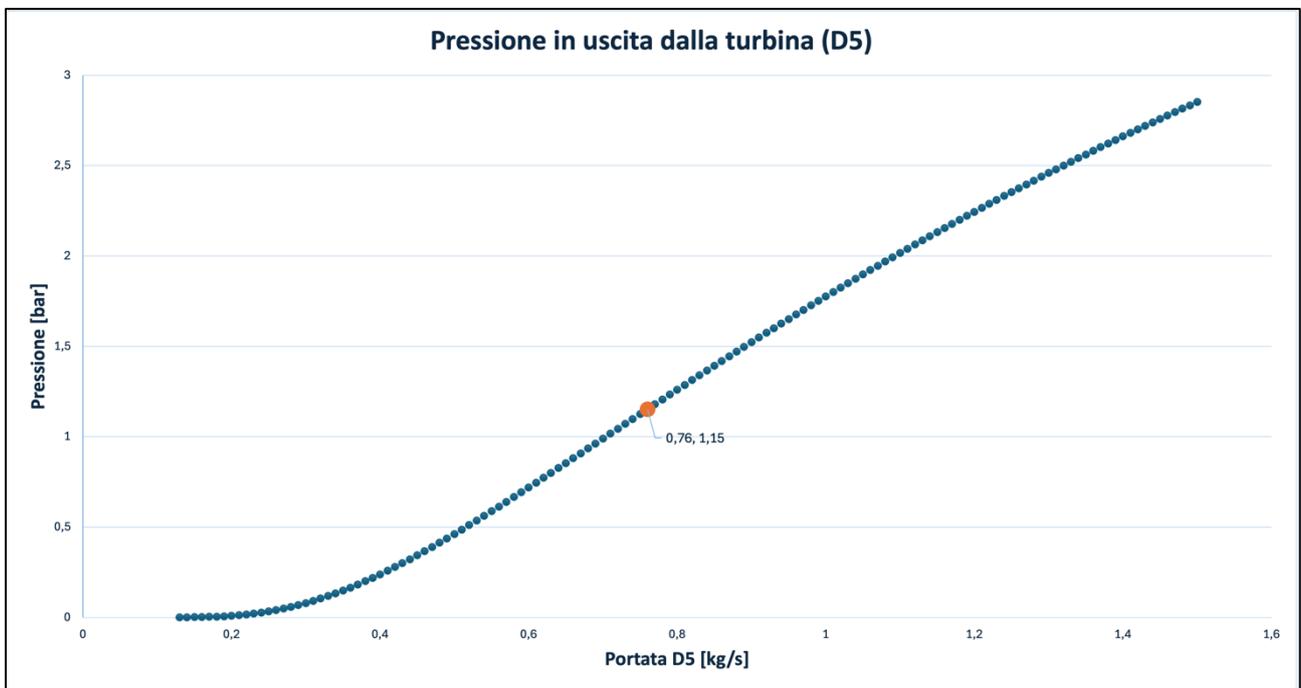


Figura 28 - Pressione in uscita dalla turbina per il D5

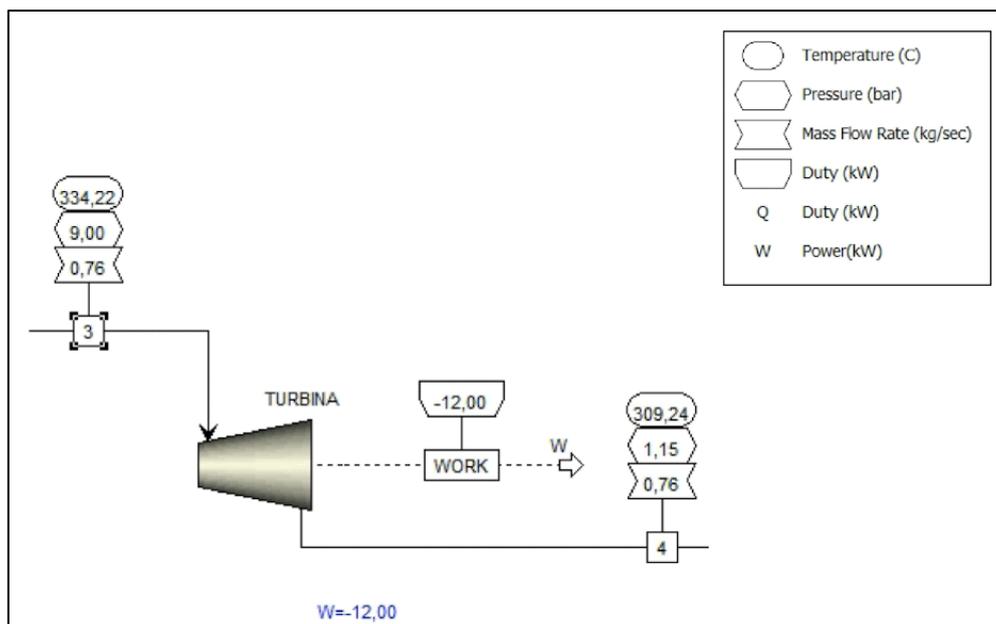


Figura 29 - Turbina (D5)

Facendo scorrere D5 nel ciclo, i risultati dell'analisi di sensitività condotta sulla casistica precedente (seguendo le medesime ipotesi di partenza) hanno prodotto grafici con andamenti molto simili. Analogamente a quanto osservato per l'acetone, si evidenzia una proporzionalità tra la potenza erogata dalla turbina e la portata di D5, come si evidenzia nel diagramma sottostante.

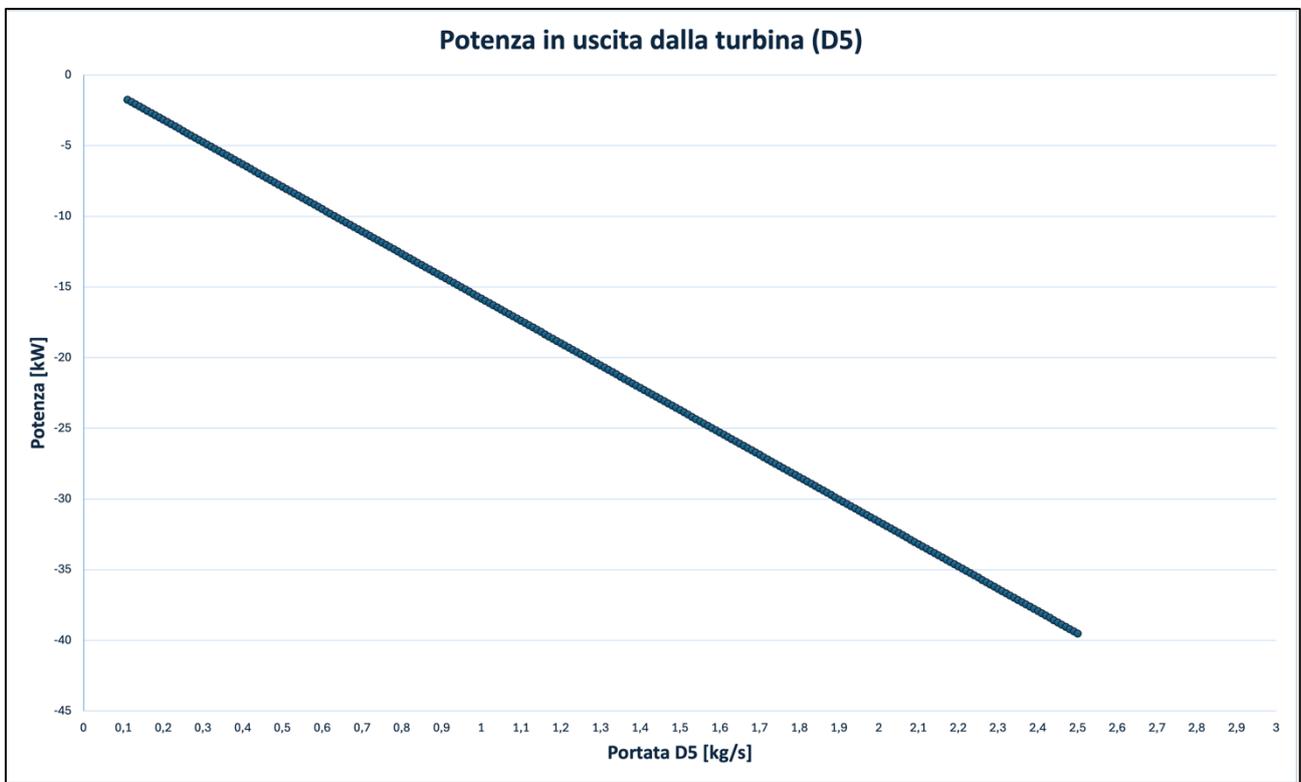


Figura 30 - Diagramma portata - potenza (D5)

4.1.3 Turbina: MD3M

Entrambe le procedure sono state ripetute anche per un ciclo ORC con MD3M. La prima analisi di sensitività, il cui grafico è mostrato in Figura 33, evidenzia anch'essa una relazione proporzionale tra la portata di MD3M e la potenza elettrica generata dall'albero. La variazione della portata del fluido organico è inoltre associata alla variazione del valore di pressione a valle della turbina, come mostrato in Figura 31. Il tratto di curva nel grafico che va da 0,1 kg/s fino a 0,30 kg/s, indica una condizione di non operatività, poiché una portata di 0,1 kg/s di MD3M non consentirebbe un corretto scambio termico tra fluido termovettore e fluido organico nell'evaporatore. Aumentando la portata a 0,11 kg/s, si rischierebbe un crossover di temperatura all'interno del condensatore. Per garantire condizioni operative ottimali, garantendo una pressione in uscita leggermente superiore a quella atmosferica, è necessario rispettare un valore di portata di 0,83 kg/s, corrispondente a una pressione allo scarico di 1,16 bar. I valori termodinamici del fluido a monte e a valle dell'espansore sono illustrati nella Figura 32.

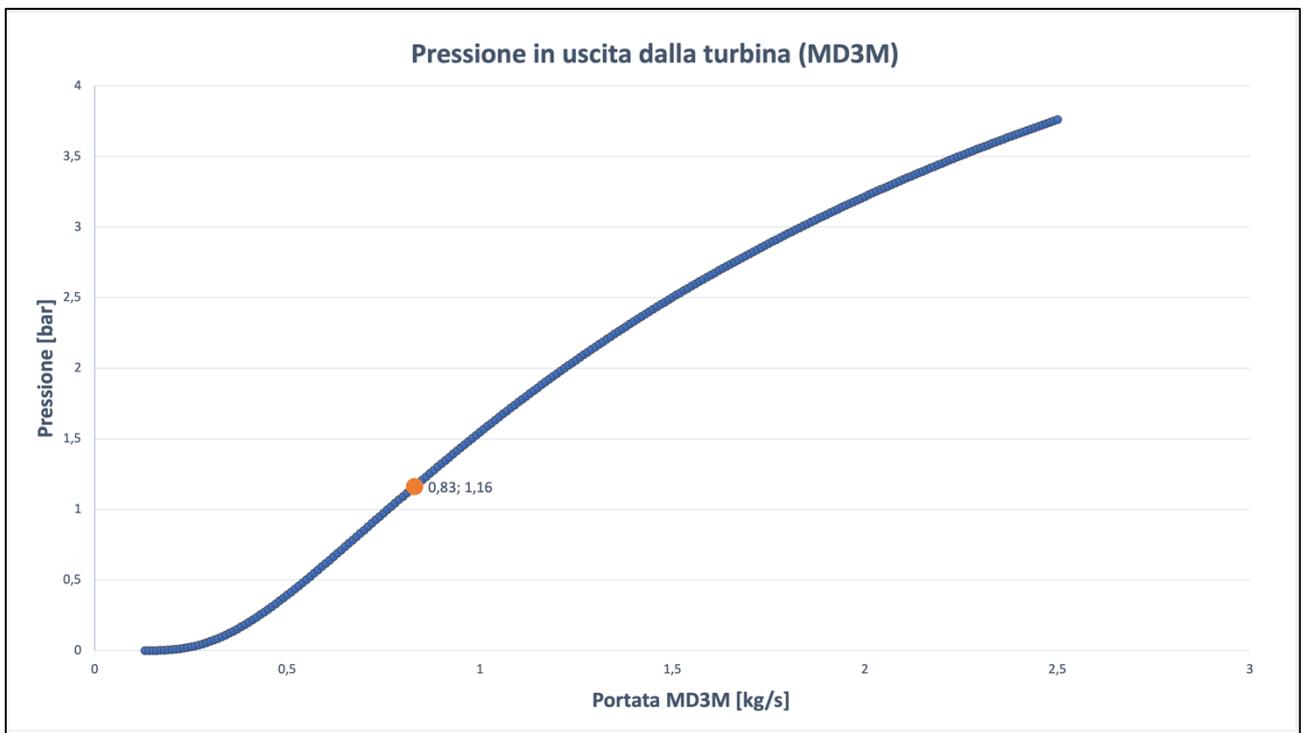


Figura 31 - Pressione in uscita dalla turbina per l'MD3M

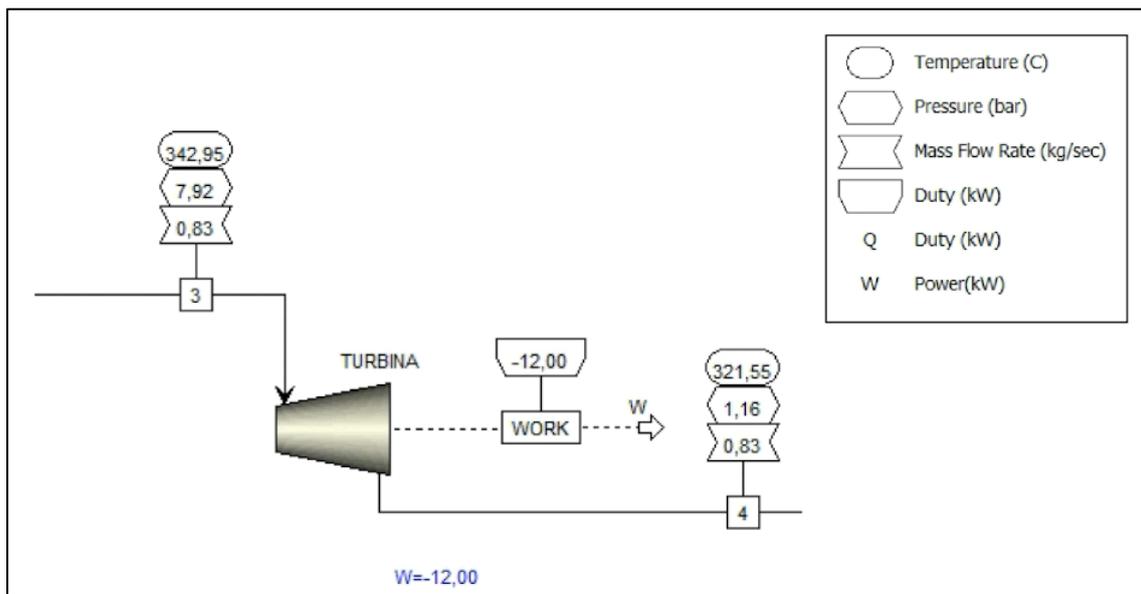


Figura 32 - Turbina (MD3M)

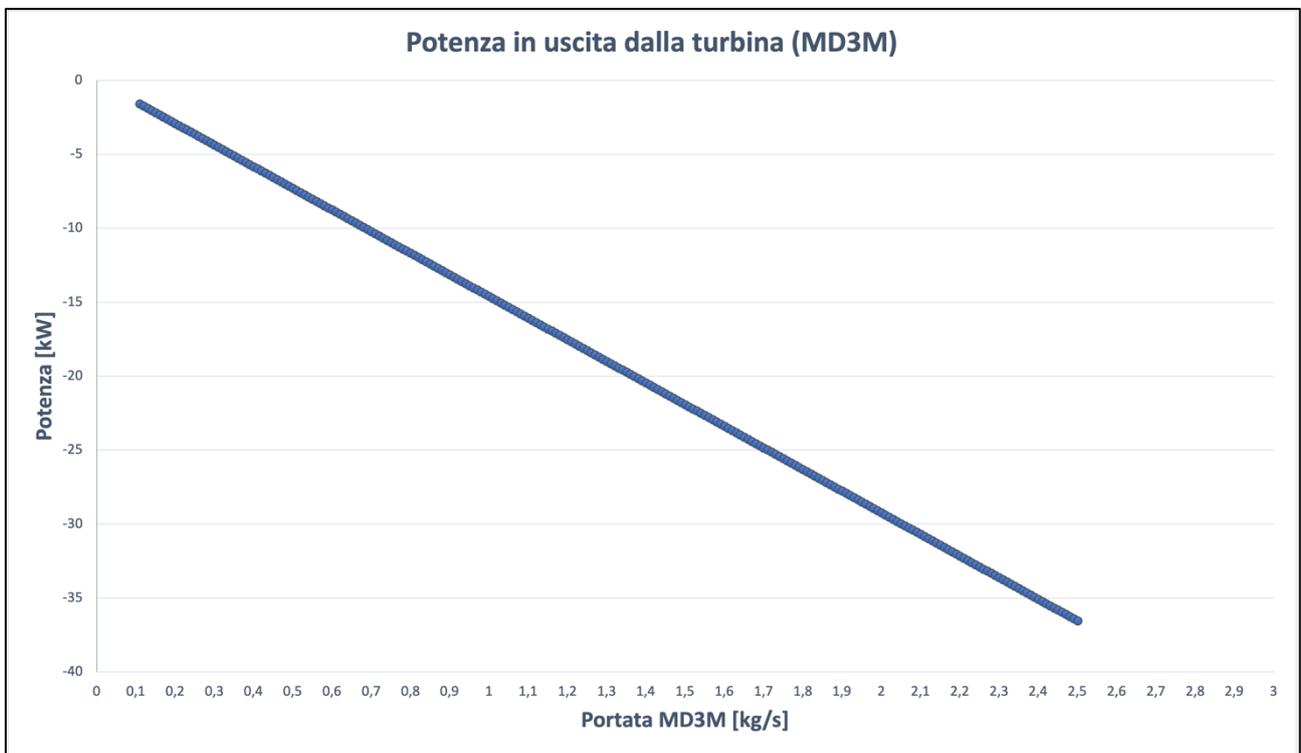


Figura 33 - Diagramma portata - potenza (MD3M)

4.2 Pompa

Durante la fase di compressione, il comportamento della pompa è stato modellizzato utilizzando il componente “Pump” fornito da Aspen, impostando un rendimento del 90%. La pressione di scarico riveste un ruolo cruciale, poiché influisce sia sulla temperatura del fluido organico sia sulla potenza elettrica prodotta dalla turbina. Il fluido, proveniente dal condensatore, entra nella pompa e durante la simulazione è fondamentale evitare di raggiungere valori critici di pressione e temperatura, che potrebbero causare l'accensione del fluido o il cedimento delle tubazioni, compromettendo l'intero impianto.

Per l'acetone è stata impostata la pressione correlata alla temperatura in ingresso alla turbina, ovvero 40 bar. Mentre per i silossani il ragionamento fatto è stato il medesimo ragionamento, impostando una pressione in uscita dalla pompa di 9 bar per il D5 e 7,92 bar per l'MD3M.

Da sottolineare come le potenze in gioco alla pompa siano molto basse e quindi trascurabili confrontandole a quelle della turbina e degli scambiatori di calore.

Di seguito viene riportato un confronto tra i tre fluidi organici.

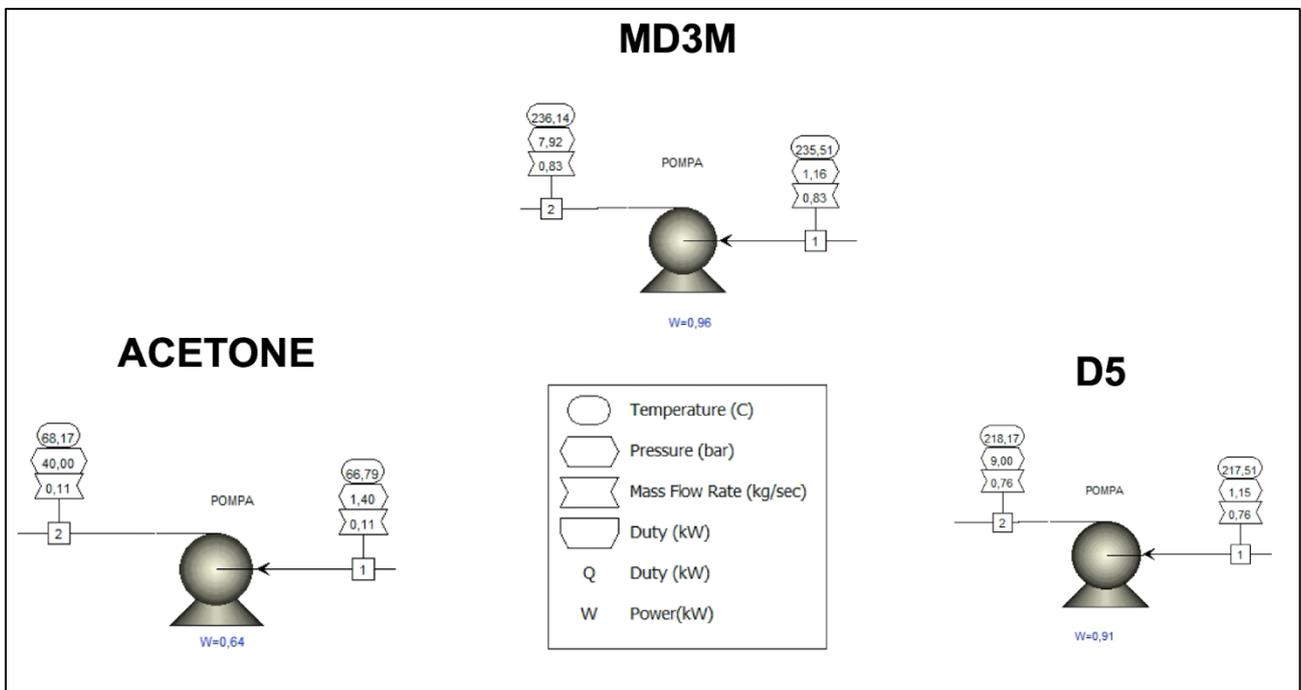


Figura 34 - Confronto modelli pompa su Aspen Plus

4.3 Condensatore

Il condensatore è un componente fondamentale per il corretto funzionamento di un ciclo ORC, poiché consente lo scambio di calore tra due flussi che lo attraversano in controcorrente: uno caldo e uno freddo. Il flusso caldo, proveniente dall'espansore, cede calore al fluido freddo per condensarsi e ritornare in fase liquida. Il flusso freddo, assorbendo il calore di condensazione, esce a una temperatura più alta. Poiché il ciclo ORC modellato è progettato per la produzione sia di energia elettrica che termica, il calore di condensazione deve riscaldare un fluido freddo utilizzato in applicazioni che richiedono potenza termica, come processi industriali o il riscaldamento. Per il fluido di raffreddamento è stata scelta l'acqua, permettendone l'utilizzo in diverse applicazioni. La temperatura dell'acqua in ingresso al condensatore è stata fissata a 25 °C, un valore coerente con la temperatura di ritorno di una rete di riscaldamento.

Analogamente a quanto fatto per l'evaporatore, nel contesto della simulazione si sceglie dalla libreria di Aspen Plus® il componente "HeatX", che simula il funzionamento di uno scambiatore di calore con due flussi di massa in ingresso (4 per il fluido organico e WAT-IN per l'acqua) e due flussi in uscita (1 e WAT-OUT), valutando le loro proprietà tramite la metodologia "Shortcut". Per quanto riguarda le perdite di carico attraverso il condensatore, si è deciso di operare nelle stesse condizioni ipotizzate per l'evaporatore, assumendo perdite di carico nulle attraverso il dispositivo per entrambe le tipologie di fluido (acqua e fluido organico).

	Acetone	D5	MD3M
Portata \dot{m}_{orc} [kg/s]	0,11	0,76	0,83
Temperatura in ingresso [°C]	224	334	343
Pressione in ingresso [bar]	40	9	7,92
Pressione in uscita [bar]	1,4	1,15	1,16

Tabella 4 - Dati condensatore per i 3 fluidi organici

Nel modello attuale mancano ancora i valori della temperatura in uscita dell'acqua e della sua portata. Poiché questi due parametri sono strettamente interdipendenti, è stata eseguita un'analisi di sensibilità per determinare i valori ottimali per tutti e tre i fluidi di lavoro presi in considerazione.

4.3.1 Condensatore: Acetone

Facendo circolare l'acetone all'interno del ciclo, l'obiettivo principale delle simulazioni effettuate è quello di ottenere acqua in uscita con una temperatura compresa tra 60 °C e 65 °C, adatta per l'utilizzo in un impianto di riscaldamento a radiatori. Le restrizioni progettuali stabiliti richiedono che la pressione del fluido organico in ingresso non scenda sotto 1,1 bar e che il fluido organico in uscita dal condensatore non presenti alcuna fase vapore (frazione di vapore = 0). Assumendo che l'acqua venga immessa in condizioni ambientali (25 °C e 1 bar), è stata condotta un'analisi di sensitività per determinare la portata d'acqua ottimale per il condensatore in base alla temperatura di uscita. Dal grafico emerge che portate inferiori a 0,26 kg/s non garantiscono un titolo di vapore nullo in uscita, mentre oltre i 2 kg/s la relazione tra portata e temperatura in uscita diventa pressoché lineare.

Considerando questi risultati, è stata scelta una portata d'acqua di 0,35 kg/s, che garantisce una temperatura di uscita di 60 °C, ideale per l'uso previsto nell'impianto. Le condizioni termodinamiche dei fluidi coinvolti sono illustrate in Figura 36.

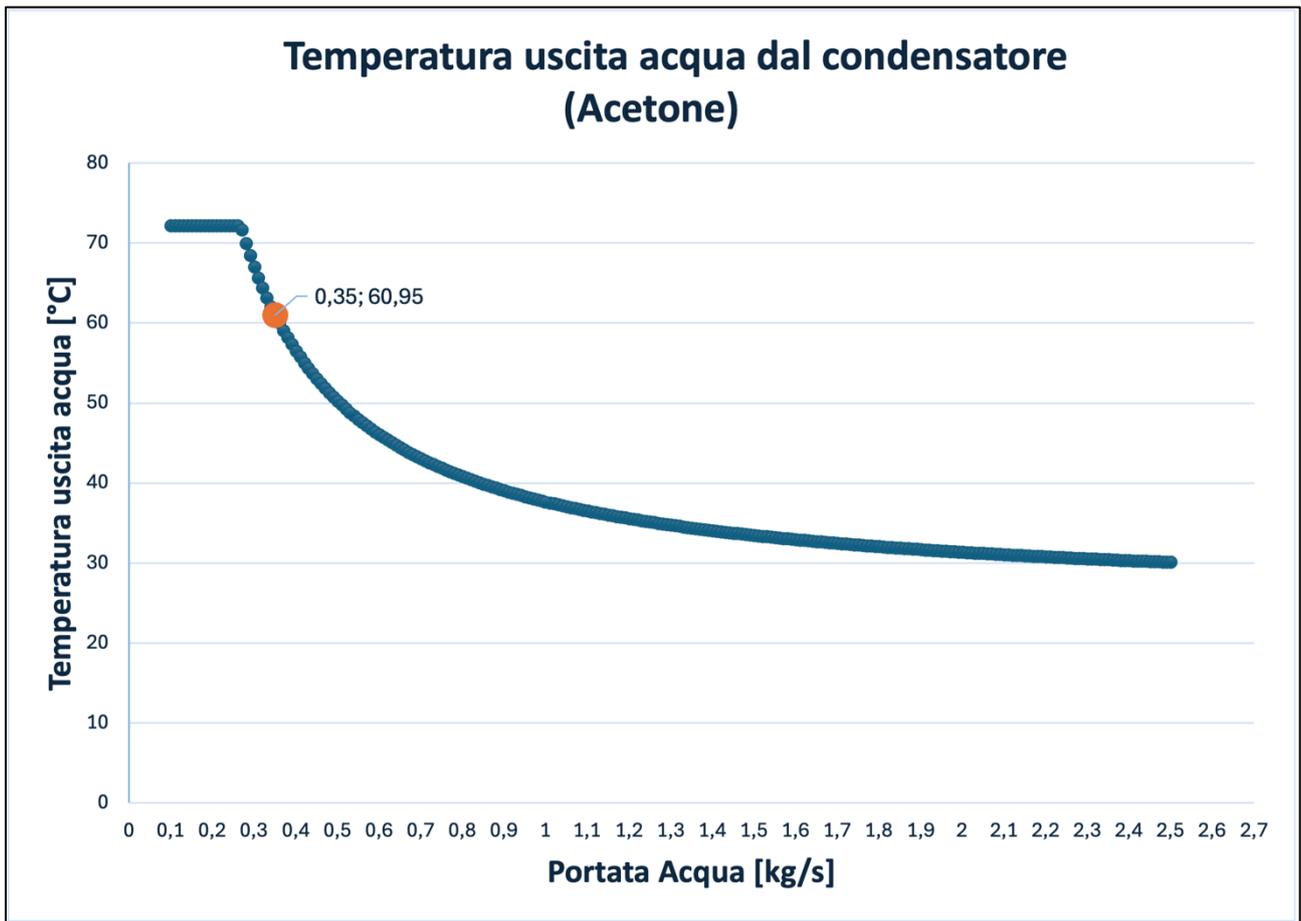


Figura 35 - Variazione della temperatura dell'acqua in funzione della portata di fluido (Acetone)

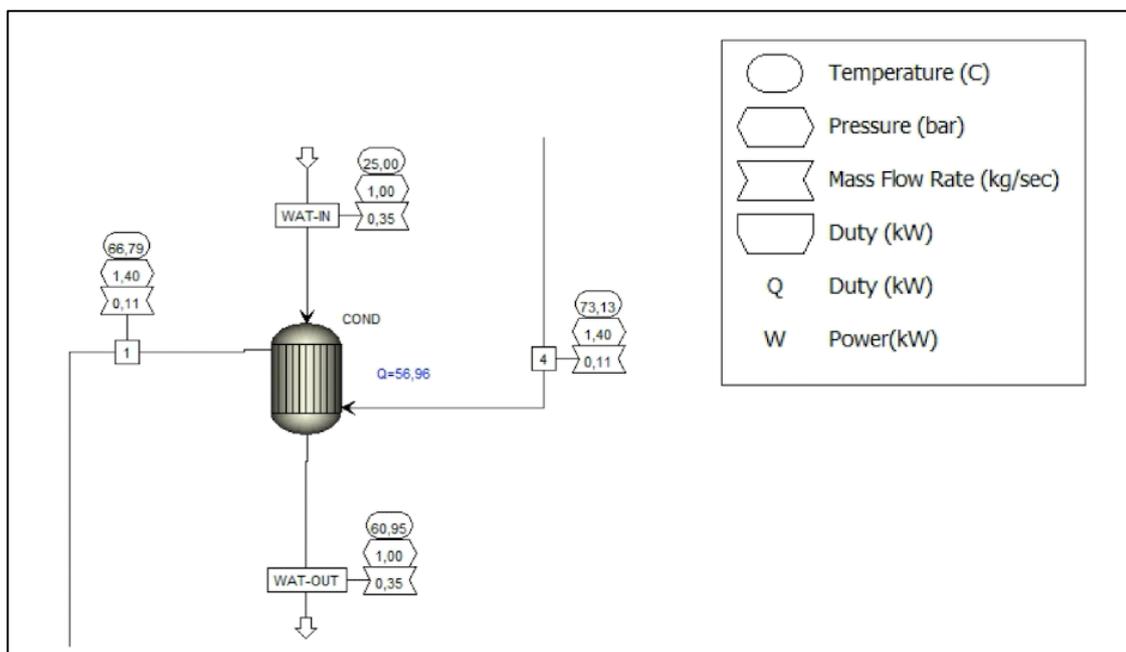


Figura 36 - Condensatore (Acetone)

Impostando i parametri operativi del condensatore e degli altri dispositivi in modo da garantire una produzione di 12 kW dalla turbina dopo l'espansione, si osserva una potenza termica scambiata tra i due fluidi pari a $Q = 56,96$ kW. È interessante analizzare gli scambi termici che avvengono nel condensatore, mettendoli in relazione con le variazioni di temperatura dei due fluidi, come illustrato in Figura 37. In questo contesto, l'acetone viene definito come fluido "caldo" poiché cede calore al fluido "freddo", ovvero l'acqua.

I grafici mostrano l'andamento della temperatura del fluido di lavoro e dell'acqua in relazione alla potenza termica scambiata. I flussi sono in controcorrente, permettendo di osservare che l'acqua (rappresentata in rosso) aumenta la sua temperatura, mentre il fluido di lavoro (rappresentato in blu) inizialmente si raffredda per poi subire un cambiamento di fase a temperatura costante.

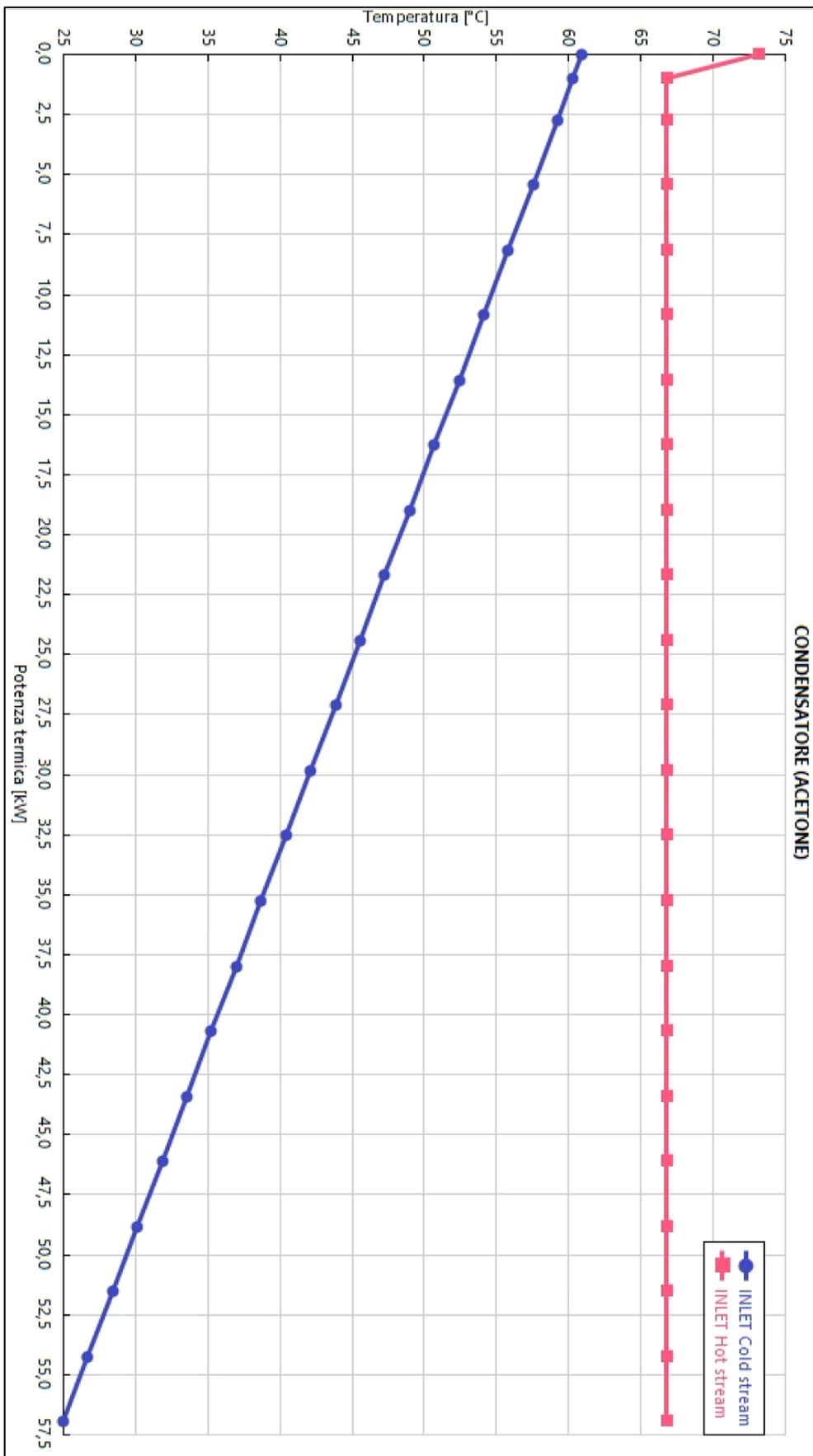


Figura 37 - Diagramma T-Q condensatore (Acetone)

4.3.2 Condensatore: D5

Ripetendo le analisi di sensibilità effettuate nella simulazione del ciclo ORC con l'acetone e utilizzando una portata di 0,1 kg/s di D5, si osserva un comportamento simile per la temperatura di uscita dell'acqua dal condensatore in relazione alla portata, come nel caso precedente (Figura 38). In questa analisi, l'intervallo di portata dell'acqua è stato mantenuto costante tra 0,1 e 2,5 kg/s. Si evidenzia che per portate inferiori a 0,6 kg/s la temperatura di uscita dell'acqua supera i 100 °C, risultando incompatibile con un impianto di riscaldamento. Pertanto, si è scelto un valore di portata pari a 1,27 kg/s, che garantisce una temperatura di uscita del fluido di 60 °C. La Figura 39 mostra un dettaglio del circuito ORC simulato sull'applicativo, includendo il condensatore e gli stati termodinamici dei fluidi in ingresso e in uscita.

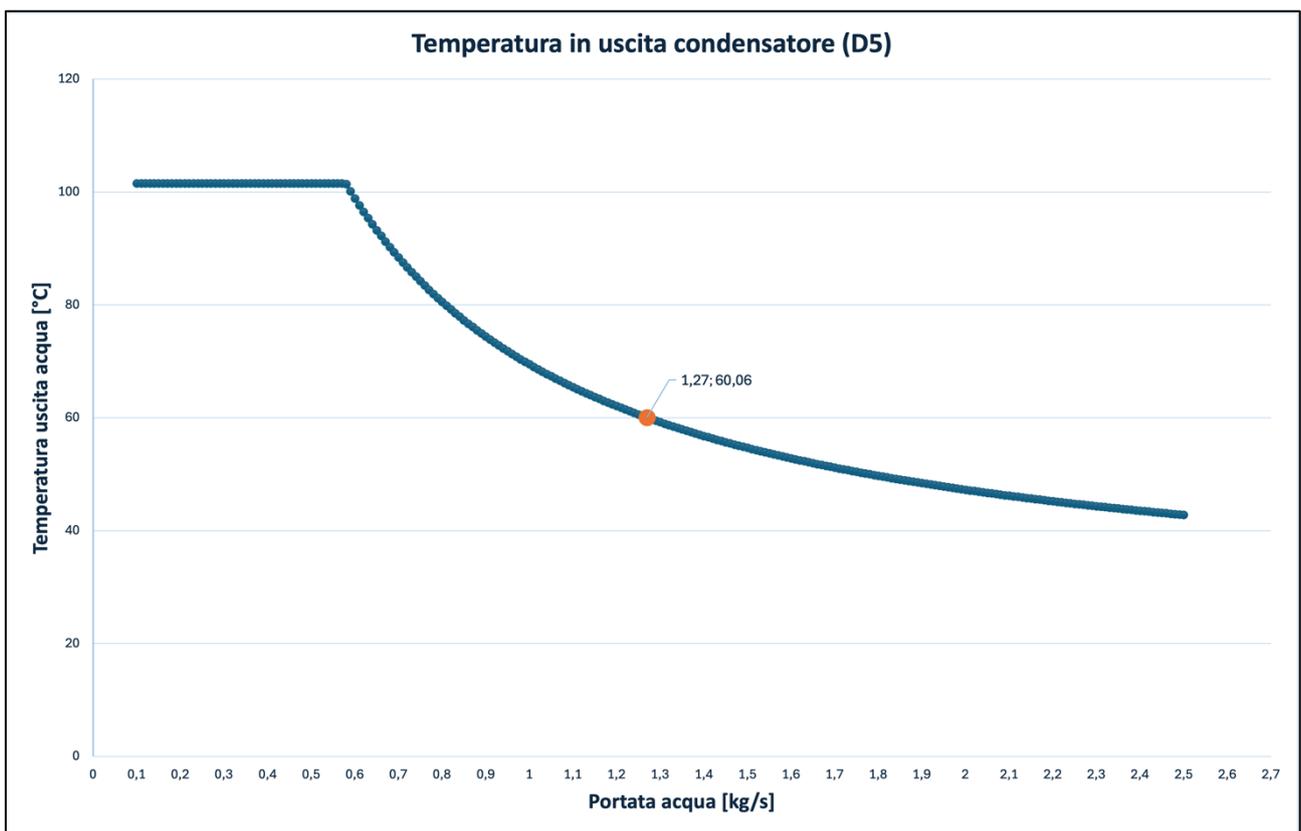


Figura 38 - Variazione della temperatura dell'acqua in funzione della portata di fluido (D5)

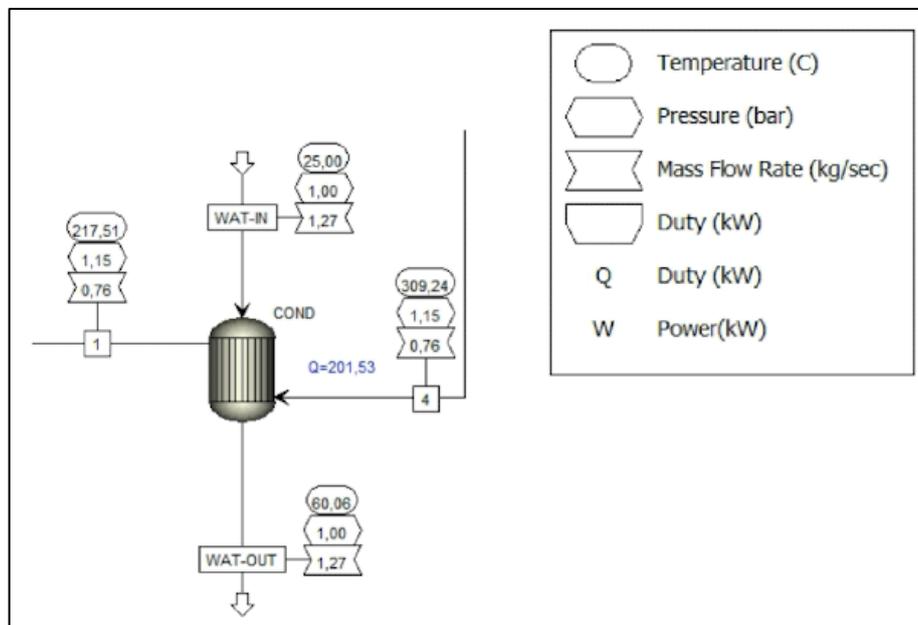


Figura 39 - Condensatore (D5)

Configurando i parametri operativi del condensatore e degli altri dispositivi per garantire una produzione di 12 kW dalla turbina dopo l'espansione, si registra una potenza termica scambiata durante il processo di evoluzione dei due fluidi pari a $Q = 201,53$ kW.

Si può notare la netta differenza di potenza termica scambiata rispetto al fluido precedente, questo è dovuto alle differenze di temperature in gioco che sono funzione delle diverse caratteristiche dei due fluidi.

Risulta di particolare interesse rappresentare l'andamento delle temperature in funzione della potenza termica scambiata dal D5, denominato "hot stream", all'acqua, definita "cold stream", attraverso il dispositivo. Questo è illustrato in Figura 40.

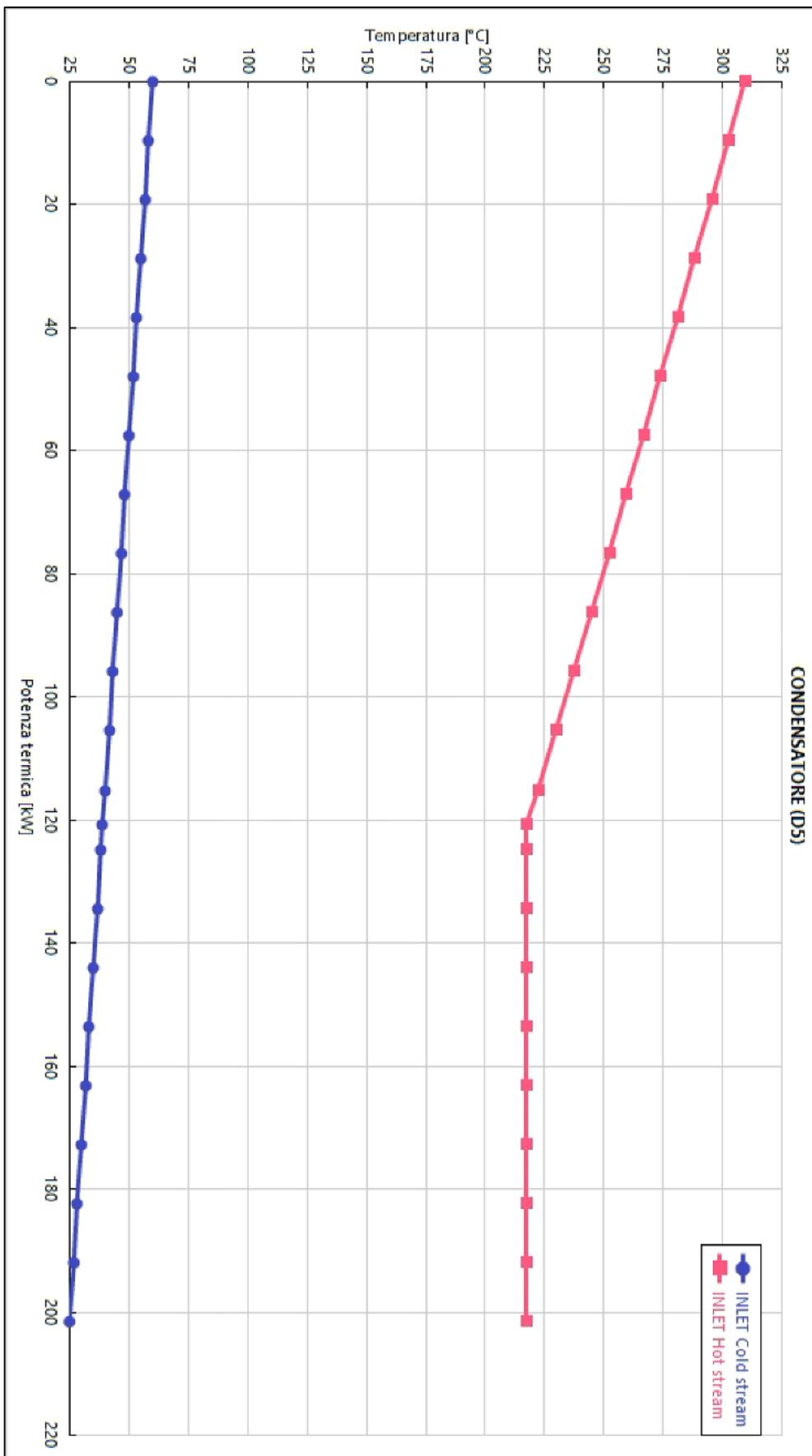


Figura 40 - Diagramma T-Q condensatore (D5)

4.3.3 Condensatore: MD3M

Dalla simulazione del ciclo Rankine Organico effettuata utilizzando cicloesano come fluido di lavoro, emerge un risultato molto simile a quello riscontrato nell'analisi di sensibilità della simulazione con il D5. In particolare, anche in questo caso, è stato determinato che la portata minima d'acqua necessaria per garantire l'uscita dell'acqua allo stato liquido è di 0,66 kg/s (un po' più alto rispetto al caso precedente). Questo valore è fondamentale per mantenere l'efficienza del sistema e prevenire il passaggio dell'acqua alla fase vapore. Osservando il grafico riportato in Figura 41, si può notare che l'andamento della relazione tra la temperatura di uscita e la portata d'acqua rispecchia fedelmente quello ottenuto nel caso della simulazione con D5, confermando così la consistenza dei risultati attraverso diverse configurazioni del fluido di lavoro. La Figura 42 presenta un quadro dettagliato del condensatore modellizzato nel software di simulazione, includendo i valori termodinamici dei fluidi sia in ingresso che in uscita. Questo quadro complessivo è essenziale per comprendere appieno le dinamiche del sistema e per validare le scelte progettuali adottate durante la simulazione.

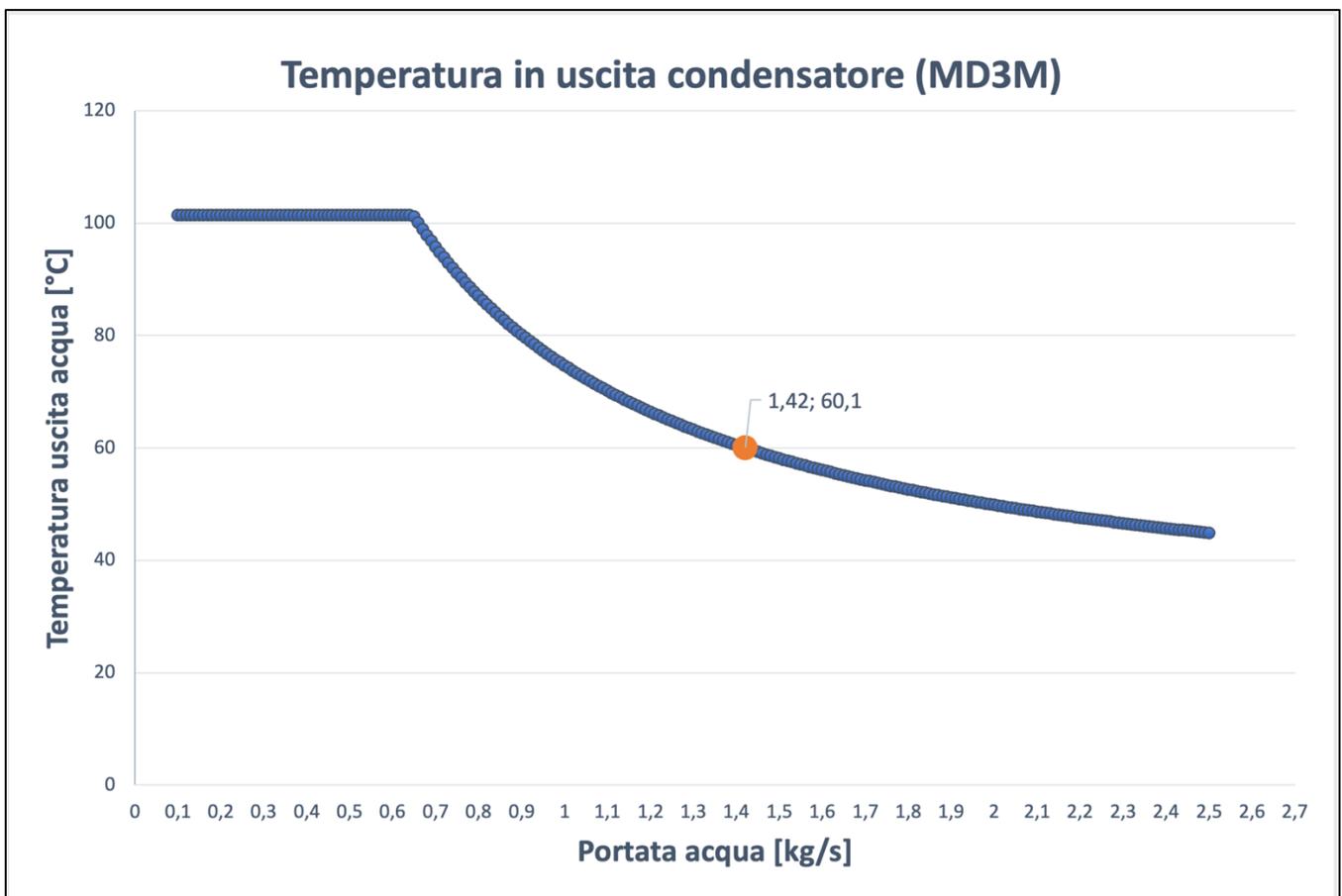


Figura 41 - Variazione della temperatura dell'acqua in funzione della portata di fluido (MD3M)

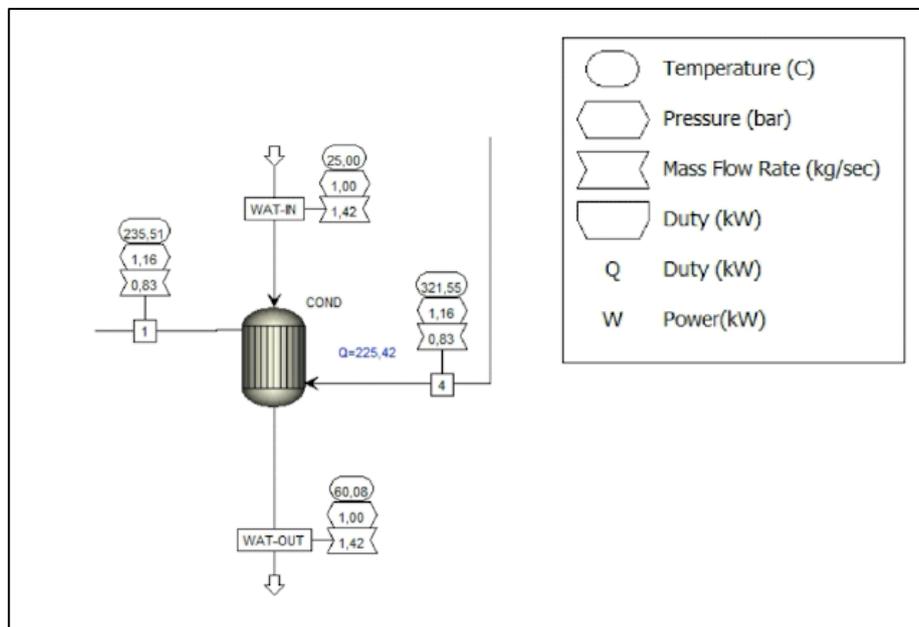


Figura 42 - Condensatore (MD3M)

In Figura 43 sono riportati gli andamenti delle temperature di entrambi i fluidi, MD3M e acqua, in funzione della potenza termica scambiata. Questo grafico rappresenta dettagliatamente l'avanzamento del processo di scambio termico tra i due fluidi. La curva delle temperature consente di osservare come varia il comportamento termico sia del fluido MD3M che dell'acqua durante il trasferimento di calore. Questa rappresentazione è cruciale per comprendere le dinamiche dello scambio termico all'interno del sistema, poiché mostra in modo chiaro come la temperatura dei fluidi cambia in relazione alla potenza termica scambiata. Analizzare queste variazioni è cruciale per ottimizzare il funzionamento del condensatore e garantire che le condizioni operative siano mantenute entro i limiti desiderati.

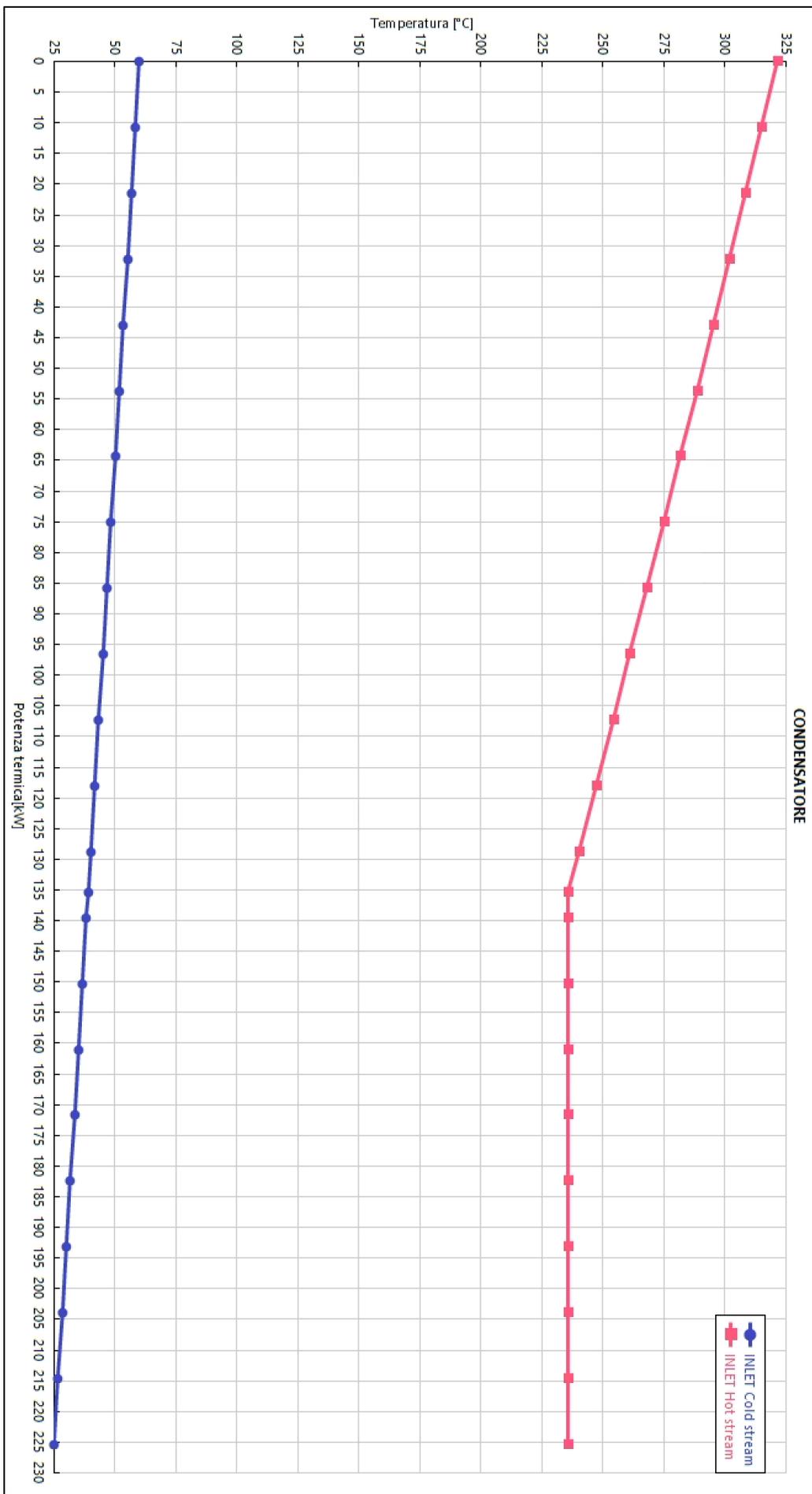


Figura 43 - Diagramma T-Q condensatore (MD3M)

4.4 Evaporatore

L'evaporatore è uno dei due scambiatori di calore presenti nel ciclo e ha il compito fondamentale di trasferire il calore accumulato dal fluido termovettore, che scorre attraverso il ricevitore (Dowtherm-A), al fluido organico all'interno del ciclo. In ambiente di simulazione, questo dispositivo viene modellato come uno scambiatore di calore a flusso controcorrente, con due flussi di massa in ingresso (DOW-IN, dove circola il Dowtherm-A, e 2, dove scorre il fluido organico) e due flussi in uscita (DOW-OUT e 3), utilizzando il componente "HeatX".

I parametri fisici dei fluidi in uscita vengono determinati utilizzando la metodologia "Shortcut". Questo approccio viene impiegato quando la geometria del dispositivo è sconosciuta o non rilevante, permettendo di eseguire semplici calcoli di bilancio materiale ed energetico per simulare il comportamento del sistema. Per quanto riguarda le perdite di carico attraverso l'evaporatore, sono state considerate trascurabili per entrambi i flussi di fluido (Dowtherm-A e fluido organico), poiché la metodologia di calcolo "Shortcut" consente di simulare l'operatività dello scambiatore di calore utilizzando unicamente i valori termodinamici dei fluidi in entrata. Questo approccio semplifica notevolmente la modellizzazione, mantenendo al contempo accuratezza nei risultati per scopi progettuali e di analisi.

Di seguito viene riportato un resoconto sulle temperature in uscita dal condensatore, ricordando che sono state settate in modo tale da entrare in turbina ad un valore inferiore di 10/15°C alla propria controparte critica.

	Acetone	D5	MD3M
Portata \dot{m}_{orc} [kg/s]	0,11	0,76	0,83
Temperatura in ingresso [°C]	68,17	218,17	236,14
Pressione in ingresso [bar]	1,4	1,15	1,16
Pressione in uscita [bar]	40	9	7,92
Temperatura in uscita [°C]	224	334	343

Tabella 5 - Dati evaporatore per i 3 fluidi organici

Per raggiungere le temperature desiderate in uscita, il fluido caldo deve trasferire calore a una temperatura superiore. I valori termici assunti per il Dowtherm sono riportati di seguito, illustrando le condizioni operative necessarie per garantire un efficiente trasferimento di calore. In particolare, il Dowtherm-A, agendo come fluido termovettore, deve essere

riscaldato a temperature adeguate per permettere l'evaporazione del fluido organico all'interno del ciclo.

Questo processo richiede che il Dowtherm-A entri nell'evaporatore a una temperatura sufficientemente elevata, in modo da trasferire il calore necessario al fluido organico, consentendogli di raggiungere la fase di vapore e di espandersi successivamente nella turbina. I dettagli specifici delle temperature operative del Dowtherm-A e le condizioni termodinamiche dei fluidi in ingresso e in uscita dall'evaporatore sono cruciali per ottimizzare il funzionamento complessivo del ciclo. Questi parametri sono essenziali per garantire che il fluido organico riceva la quantità di calore necessaria per il suo cambiamento di fase, assicurando così l'efficienza e la stabilità del ciclo termodinamico.

Nello specifico si è scelto di uniformare i dati di input per tutti e tre i fluidi organici.

	Acetone	D5	MD3M
Temperatura in ingresso Dowtherm-A [°C]	400	400	400
Pressione in ingresso Dowtherm-A [bar]	1	1	1

Tabella 6 - Dati input Dowtherm-A per i 3 fluidi organici

Resta da determinare la portata ottimale di Dowtherm necessaria per assicurare un trasferimento di calore efficace all'interno dell'evaporatore. A tal proposito, viene eseguita un'analisi di sensibilità, poiché la portata e la temperatura di uscita del fluido caldo dall'evaporatore sono parametri fortemente correlati.

L'analisi di sensibilità prevede la variazione della portata del Dowtherm e la conseguente osservazione delle temperature di uscita del fluido caldo. Questo approccio consente di identificare la combinazione ottimale di portata e temperatura che massimizza l'efficienza del trasferimento di calore, garantendo che il fluido organico raggiunga le condizioni termiche desiderate per la sua evaporazione e successiva espansione nella turbina.

Durante l'analisi, si monitorano attentamente le variazioni di temperatura del Dowtherm in uscita dall'evaporatore per diverse portate. Questo processo permette di stabilire una correlazione tra i due parametri, fornendo le informazioni necessarie per calibrare la portata del Dowtherm in modo da ottimizzare l'efficienza del ciclo termodinamico.

I risultati dell'analisi di sensibilità sono cruciali per definire i parametri operativi dell'evaporatore. Identificare la portata ottimale del Dowtherm assicura che il fluido organico riceva la quantità di calore necessaria per il suo cambiamento di fase, mantenendo

allo stesso tempo il fluido termovettore a una temperatura che permetta un trasferimento di calore efficace e sostenibile.

4.4.1 Evaporatore: Acetone

Viene eseguita un'analisi monitorando la temperatura di uscita del fluido in funzione della variazione della sua portata in ingresso, partendo da un valore di 0,1 kg/s fino a 2,5 kg/s e registrando i dati nel grafico in Figura 44. Durante questa analisi, è fondamentale selezionare adeguatamente le temperature operative per evitare di avvicinarsi alla temperatura critica del Dowtherm-A, che ammonta a 497 °C.

Come evidenziato dalla retta orizzontale nel grafico, valori di portata inferiori a 0,33 kg/s sono da evitare poiché non garantiscono un titolo di vapore unitario del fluido in uscita dall'evaporatore. Inoltre, per portate superiori a 1,4 kg/s, si osserva un andamento quasi lineare delle temperature di uscita, con valori che si avvicinano sempre più ai 400 °C del fluido in entrata.

A seguito di questa valutazione, è stata scelta una portata di 0,38 kg/s. Questa decisione garantisce che il gradiente termico del fluido termovettore non superi i 100 °C, un limite imposto per condizioni cautelative. Inoltre, garantisce che il fluido in uscita dall'evaporatore sia completamente in fase vapore, evitando la presenza di liquido che potrebbe danneggiare irreversibilmente l'espansore.

Questa configurazione ottimale consente di mantenere l'efficienza del sistema e di prevenire potenziali danni ai componenti critici, assicurando un funzionamento sicuro e affidabile del ciclo termodinamico.

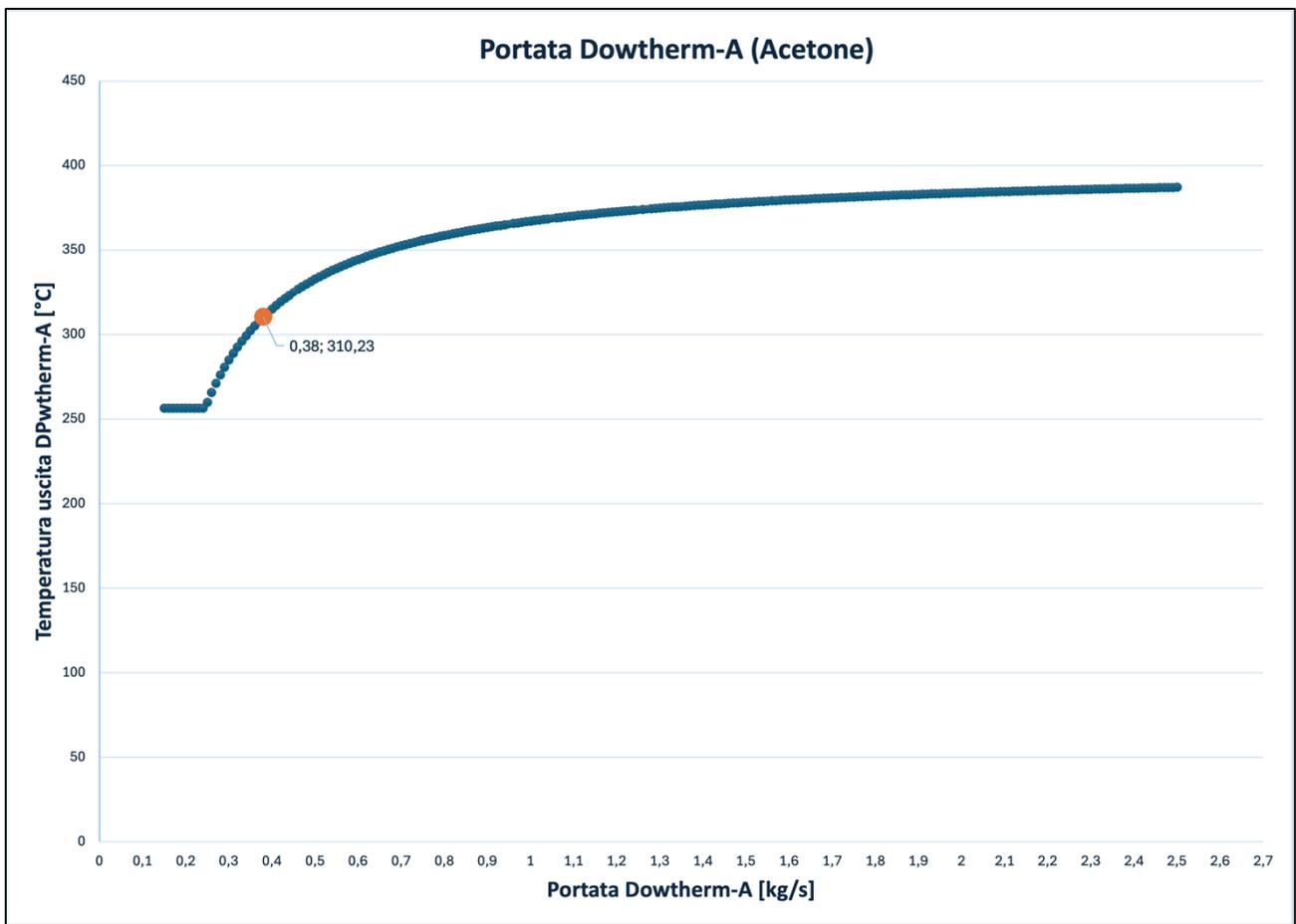


Figura 44 - Variazione della temperatura di Dowtherm-A in funzione della portata di fluido (Acetone)

I valori termodinamici dei fluidi nelle condizioni di ingresso e uscita sono mostrati nella Figura 45, che illustra un dettaglio del circuito ORC simulato su Aspen Plus®. Impostando i parametri di funzionamento dell'evaporatore e degli altri dispositivi in modo tale da garantire la produzione di 12 kW dalla turbina a seguito dell'espansione, si registra una potenza termica scambiata pari a $Q=69,65$ kW.

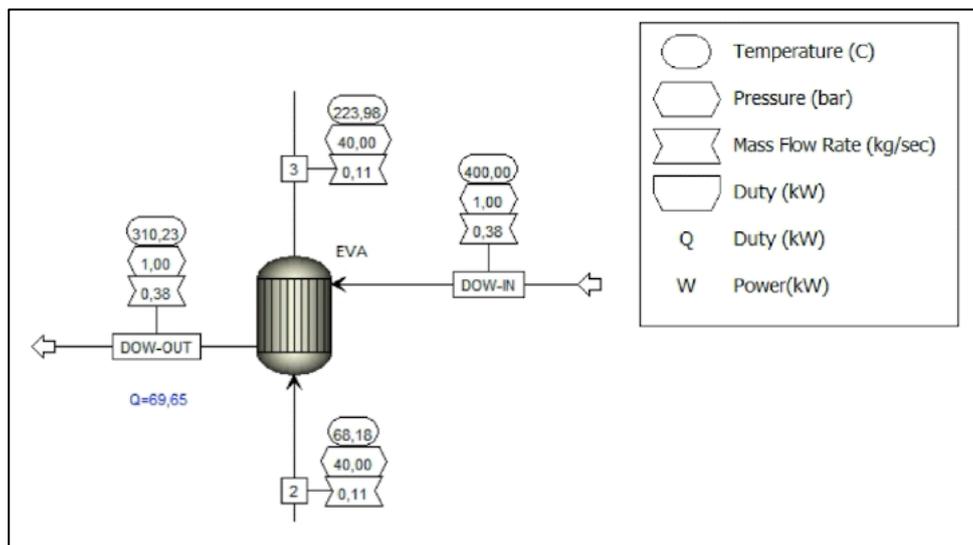


Figura 45 - Evaporatore (Acetone)

A seguito dell'analisi condotta, è stato possibile valutare gli scambi termici tra i due fluidi, producendo il grafico illustrato in Figura 46. In questo grafico, la potenza scambiata è espressa in Watt e viene rapportata alla variazione delle temperature dei fluidi nell'evaporatore. Il Dowtherm-A funge da fluido "caldo" (hot stream) che cede calore, mentre l'eptano agisce come fluido "freddo" (cold stream) che assorbe il calore. Questa rappresentazione consente di visualizzare chiaramente l'andamento delle temperature e l'efficienza del processo di scambio termico all'interno dell'evaporatore, fornendo preziose informazioni per ottimizzare le operazioni del ciclo ORC.

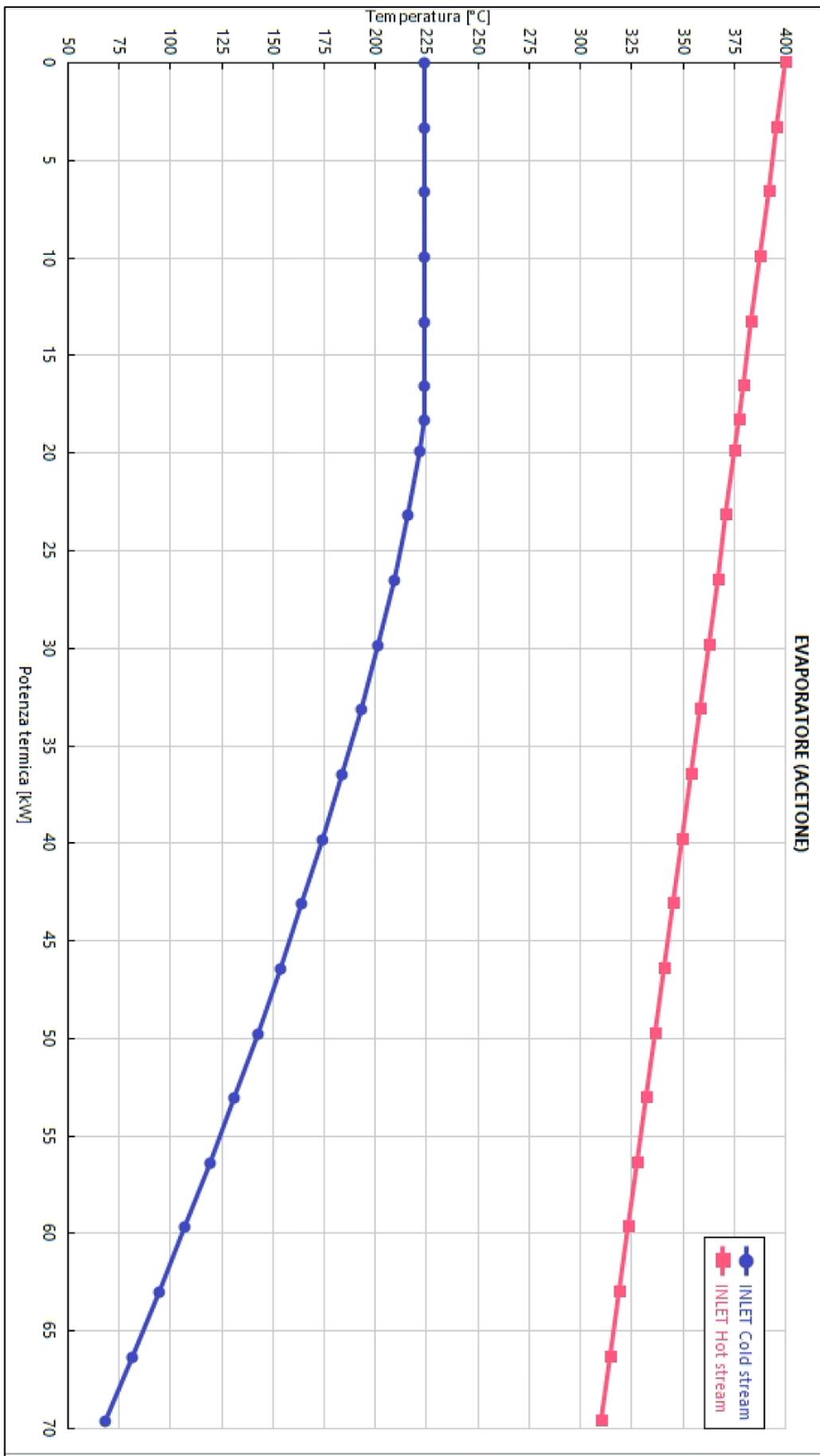


Figura 46 - Diagramma T-Q evaporatore (Acetone)

4.4.2 Evaporatore: D5

Proseguendo con le simulazioni, utilizzando D5 nel circuito ORC, si osserva che l'andamento della temperatura in uscita del fluido termovettore (Dowtherm-A) al variare della sua portata segue un comportamento molto simile a quello riportato nella simulazione con acetone. Questo andamento è illustrato in Figura 47 e copre un intervallo di portate che va da 0,1 kg/s a 2,5 kg/s. Durante la simulazione, è emerso che con una portata di 0,2 kg/s di D5 si riscontrano criticità nel funzionamento dell'impianto, dovute al fatto che il titolo del fluido in uscita dall'evaporatore non è unitario ($x = 0,32$). Questo significa che il fluido non è completamente vaporizzato, il che potrebbe compromettere l'efficienza e la sicurezza del sistema.

Per risolvere questo problema e assicurare che il gradiente termico del Dowtherm-A non superi i 100 °C, si è deciso di impostare una portata di 1,17 kg/s per il Dowtherm-A. Questa configurazione consente di mantenere la temperatura di uscita del fluido termovettore a 310 °C, partendo da una temperatura di ingresso di 400 °C. Tale scelta garantisce un funzionamento ottimale del sistema, mantenendo il fluido termovettore all'interno dei limiti di sicurezza e assicurando che il fluido organico in uscita dall'evaporatore sia completamente in fase vapore. Questo accorgimento è cruciale per prevenire potenziali danni ai componenti dell'impianto e per ottimizzare l'efficienza energetica del ciclo ORC.

I valori termodinamici di entrambi i fluidi sono illustrati in Figura 48, che contiene un'immagine dettagliata dell'evaporatore modellizzato in Aspen Plus®. Questa figura mostra le condizioni termodinamiche specifiche del fluido termovettore (Dowtherm-A) e del fluido organico sia in ingresso che in uscita dall'evaporatore. In Figura 49, invece, vengono illustrati gli andamenti delle temperature dei fluidi all'interno dell'evaporatore in relazione alla potenza termica scambiata. In particolare, la figura evidenzia le variazioni di temperatura del fluido termovettore, chiamato "hot stream", e del fluido organico, chiamato "cold stream".

Queste rappresentazioni grafiche sono fondamentali per comprendere il comportamento dei fluidi durante il processo di scambio termico. Il Dowtherm-A, agendo come fluido caldo, cede calore al fluido organico, che funge da fluido freddo. L'analisi degli andamenti delle temperature permette di valutare l'efficacia dell'evaporatore e di identificare eventuali aree di miglioramento per ottimizzare l'efficienza del sistema. Monitorando attentamente questi parametri, è possibile garantire che il ciclo ORC operi nelle condizioni ottimali,

massimizzando la produzione di energia e assicurando la stabilità e la sicurezza dell'impianto.

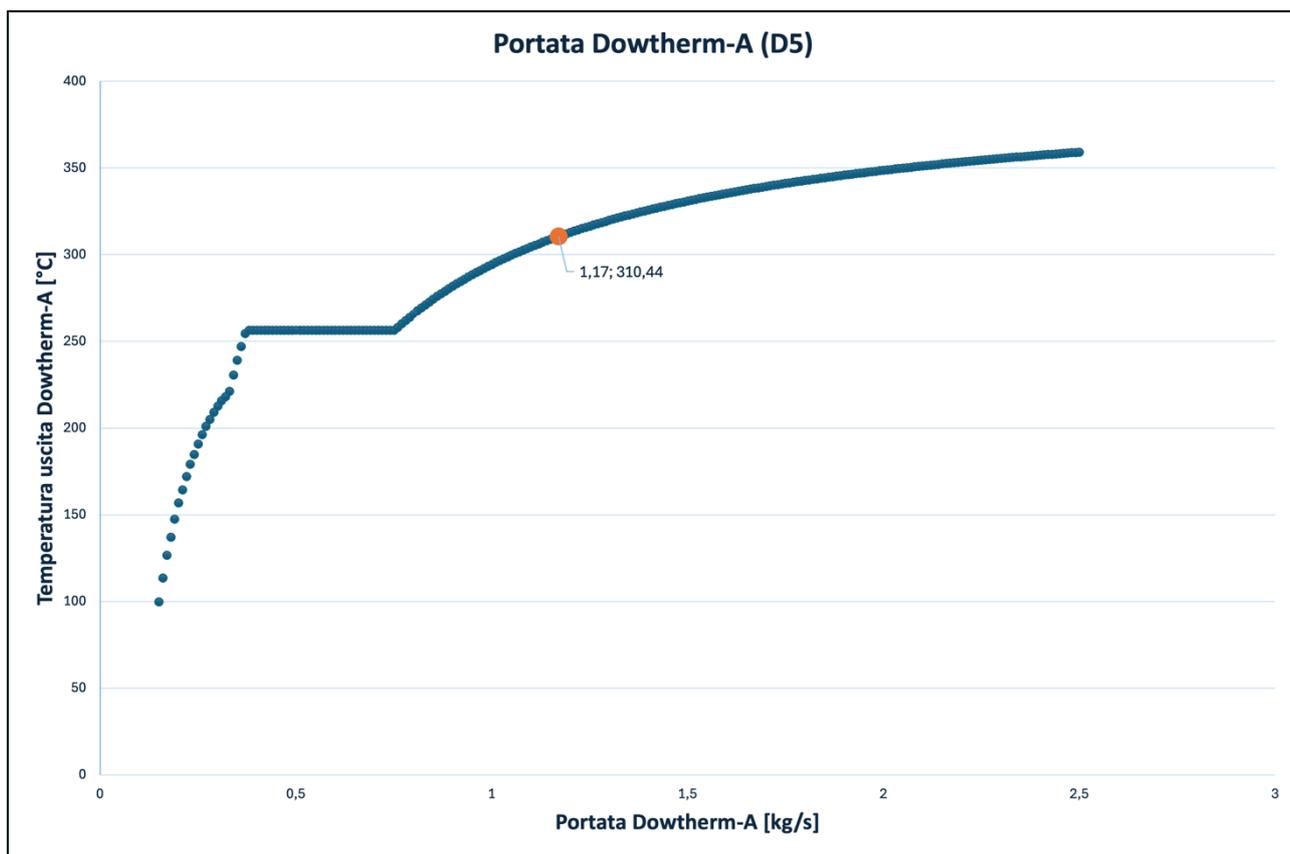


Figura 47 - Variazione della temperatura di Dowtherm-A in funzione della portata di fluido (D5)

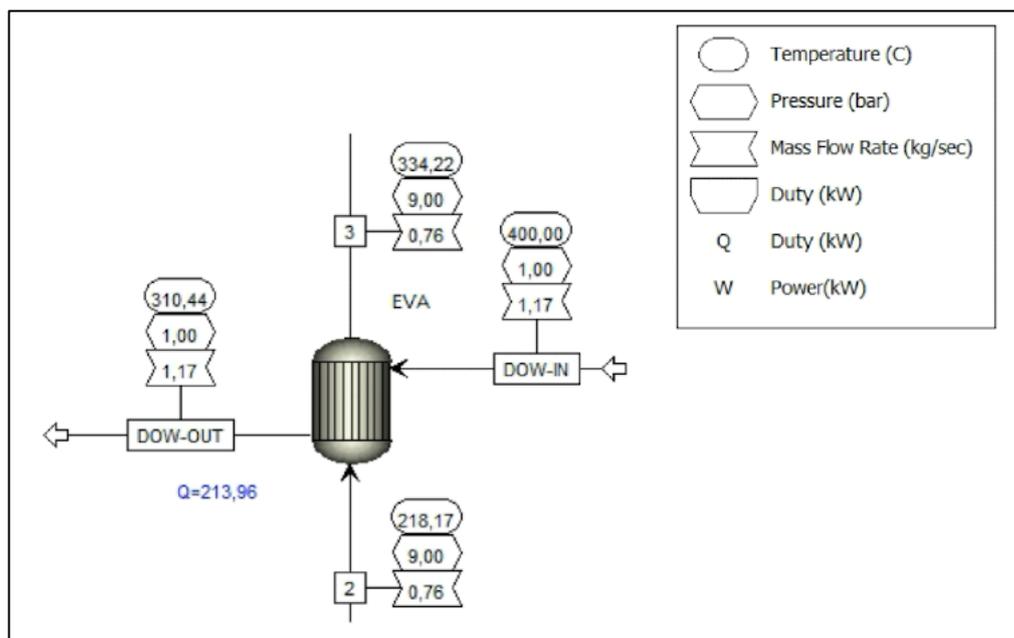


Figura 48 - Evaporatore (D5)

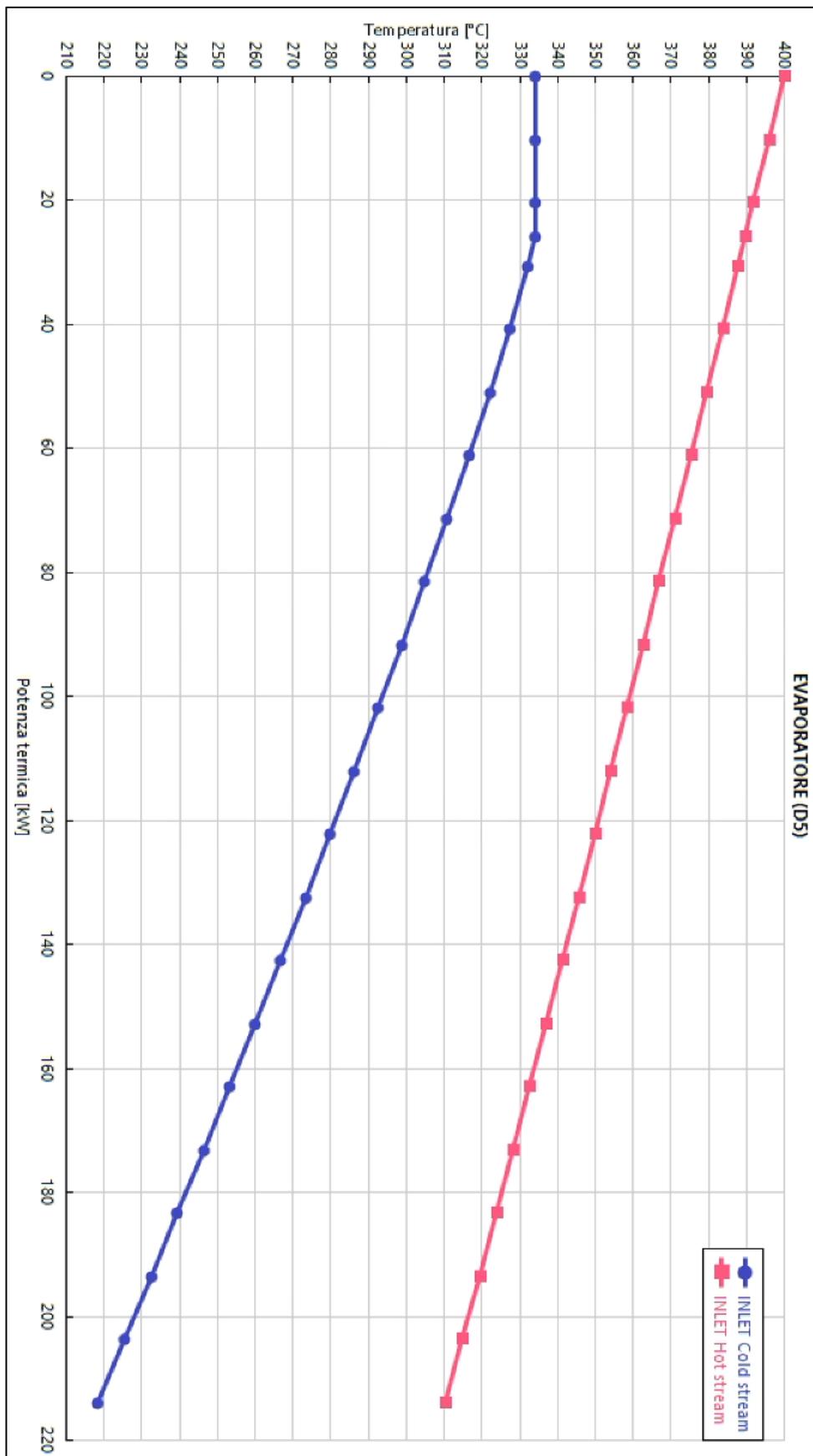


Figura 49 - Diagramma T-Q evaporatore (D5)

4.4.3 Evaporatore: MD3M

Una terza simulazione viene eseguita utilizzando MD3M, replicando le analisi di sensitività effettuate nelle due precedenti configurazioni. In questa simulazione, l'andamento della temperatura in uscita del fluido termovettore (Dowtherm-A) in funzione della sua portata, illustrato in Figura 50, non mostra problematiche nell'intervallo operativo compreso tra 0,1 e 2,5 kg/s. Pertanto, come già spiegato, si è optato per un valore di portata di 1,3 kg/s di Dowtherm-T, che permette di ottenere una temperatura in uscita di 310 °C.

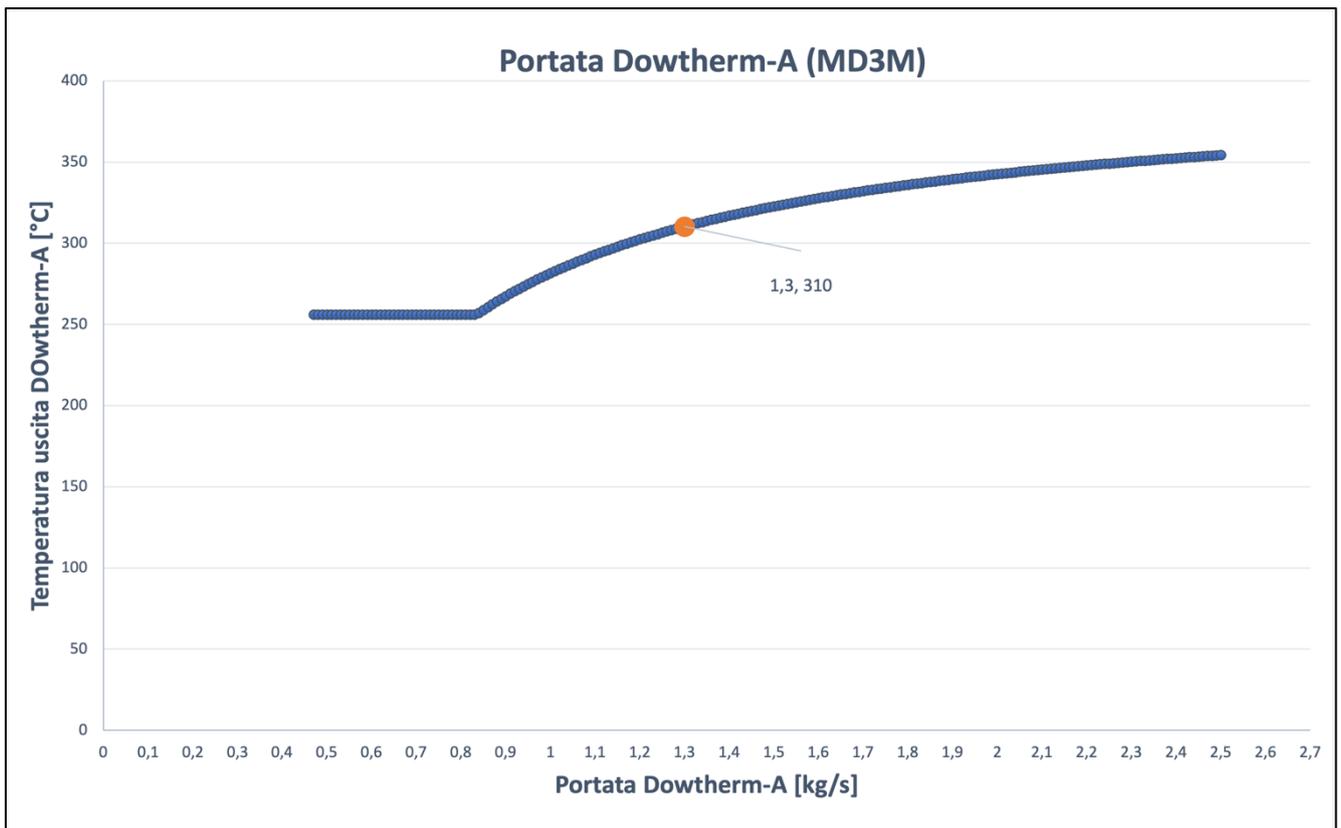


Figura 50 - Variazione della temperatura di Dowtherm-A in funzione della portata di fluido (MD3M)

In Figura 51 sono riportate le condizioni di temperatura, portata e pressione e dei fluidi coinvolti, fornendo una panoramica completa delle variabili operative.

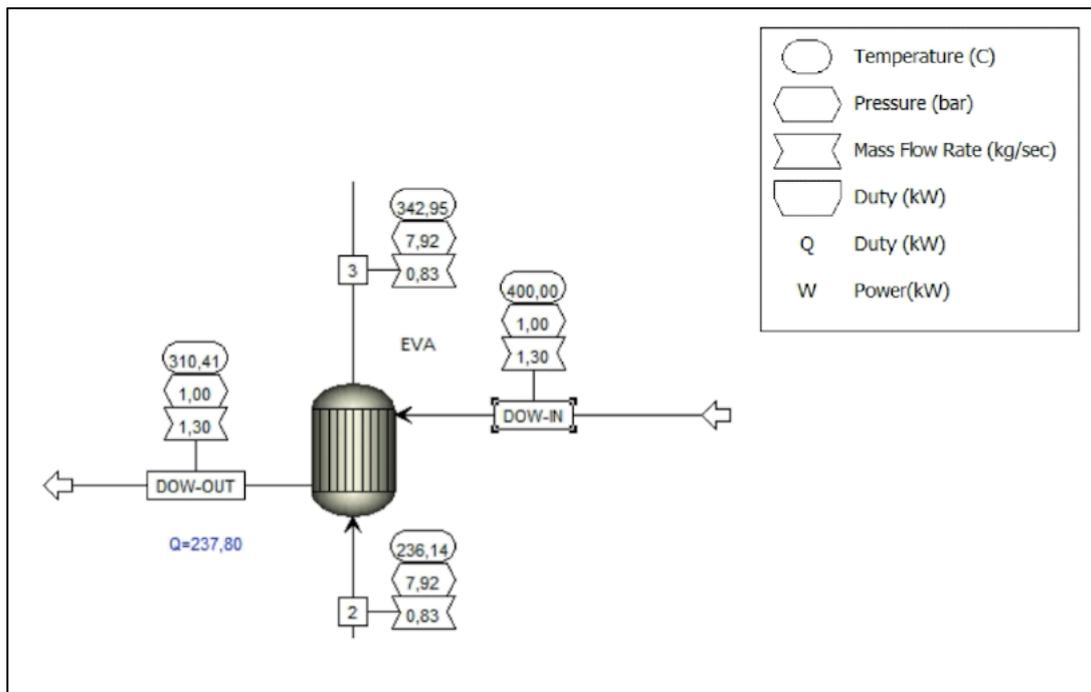


Figura 51 - Evaporatore (MD3M)

Inoltre, in Figura 52, è illustrato l'andamento della temperatura del Dowtherm-A e del MD3M, denominati rispettivamente "hot stream" e "cold stream", in funzione della potenza termica scambiata all'interno dell'evaporatore. Questi grafici consentono di visualizzare come le temperature dei fluidi variano durante il processo di scambio termico, offrendo informazioni cruciali per ottimizzare le prestazioni del ciclo ORC e garantire l'efficienza e la sicurezza dell'impianto.

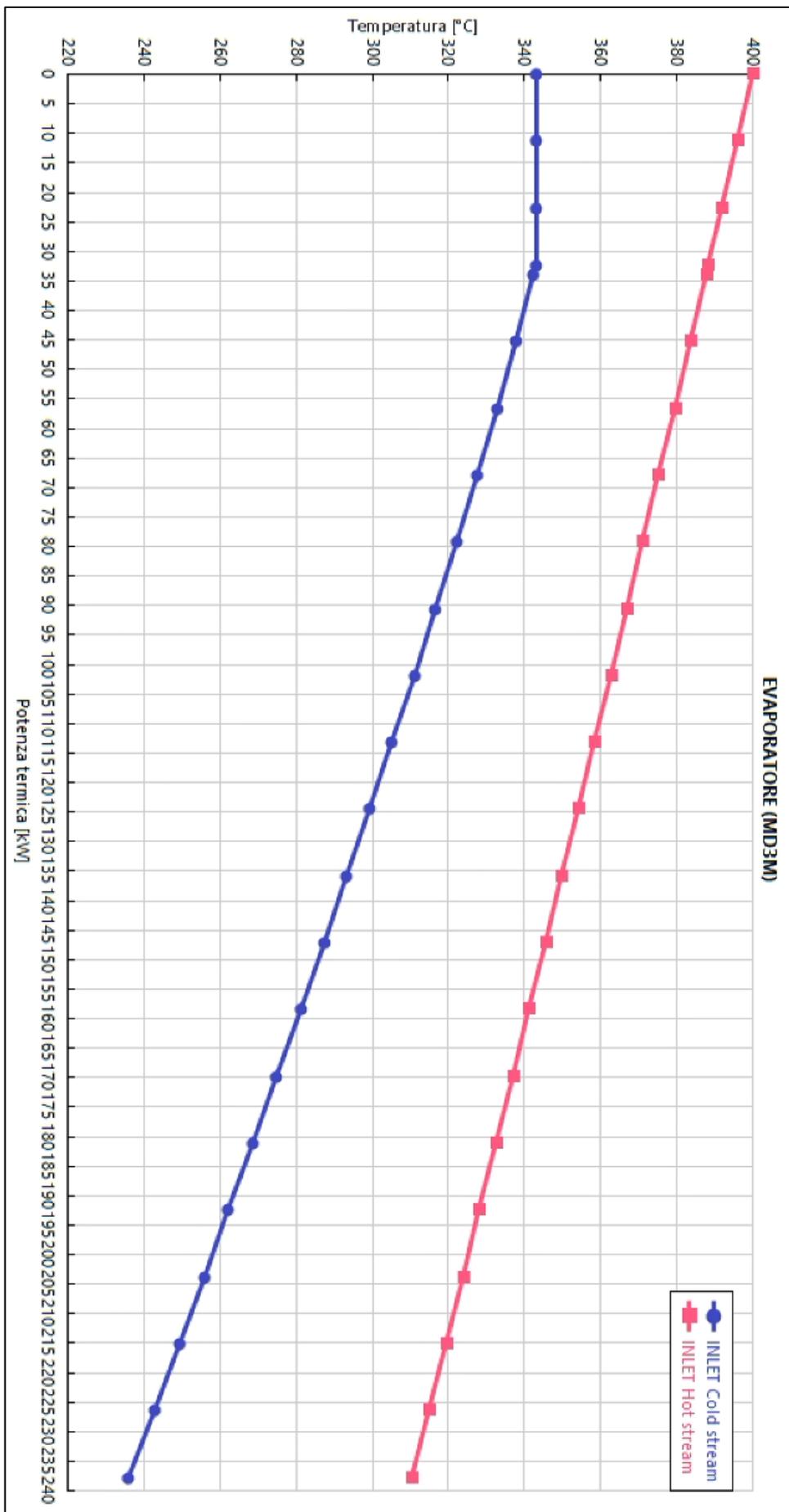


Figura 52 - Diagramma T-Q evaporatore (MD3M)

4.5 Rappresentazione del ciclo sul diagramma T-s

Dopo aver completato le simulazioni con il software Aspen Plus®, è possibile rappresentare il ciclo termodinamico dell'impianto su un diagramma temperatura-entropia (T-S) per ciascun fluido operativo utilizzato. I valori di temperatura ed entropia sono stati riportati su excel e tramite la funzionalità "inserisci grafico" è stato possibile ottenere i diagrammi. Nei diagrammi T-S, le entropie sono riportate con segno negativo. Questo è dovuto al fatto che, in Aspen Plus®, i valori energetici sono relativi a uno stato di riferimento, senza influenzare i risultati dei bilanci energetici analizzati.

4.5.1 T-s: Acetone

È stato considerato un ciclo Rankine Organico per la produzione di 12 kW di energia elettrica, utilizzando acetone come fluido organico, Dowtherm-A come fluido termovettore nell'evaporatore e acqua come fluido di raffreddamento per la condensazione. Il ciclo è rappresentato nel diagramma temperatura-entropia in Figura 55, mentre le caratteristiche dei capisaldi sono riportate in Tabella 1 .

Capisaldi	1	2	3	4	5	6
Fase	liquido	liquido	vapore saturo	vapore saturo	vapore	vapore saturo
Temperatura [°C]	66,70	68,09	223,97	223,97	77,18	66,70
Pressione [bar]	1,4	40	40	40	1,4	1,4
Frazione molare vapore	0	0	1	1	1	1
Frazione molare liquido	1	1	0	0	0	0
Entropia [kJ/kg K]	-5,066	-5,066	-4,058	-3,721	-3,572	-3,599

Tabella 7 - Capisaldi ciclo Rankine (Acetone)

E' importante sottolineare che, per ottenere i capisaldi del ciclo, sono stati sostituiti i blocchi che facevano riferimento agli scambiatori di calore (condensatore e generatore di vapore): sono stati usati degli "Heater" al posto degli "HeatX" usati in precedenza.

Questo perché ogni scambiatore di calore (heatX) è stato scisso in due heater, in modo tale da selezionare la frazione molare corrispondente, in modo tale da rappresentarla nel ciclo.

Ovviamente tutto ciò non ha alterato in alcun modo i risultati ottenuti in precedenza come si evince dalla Figura 54.

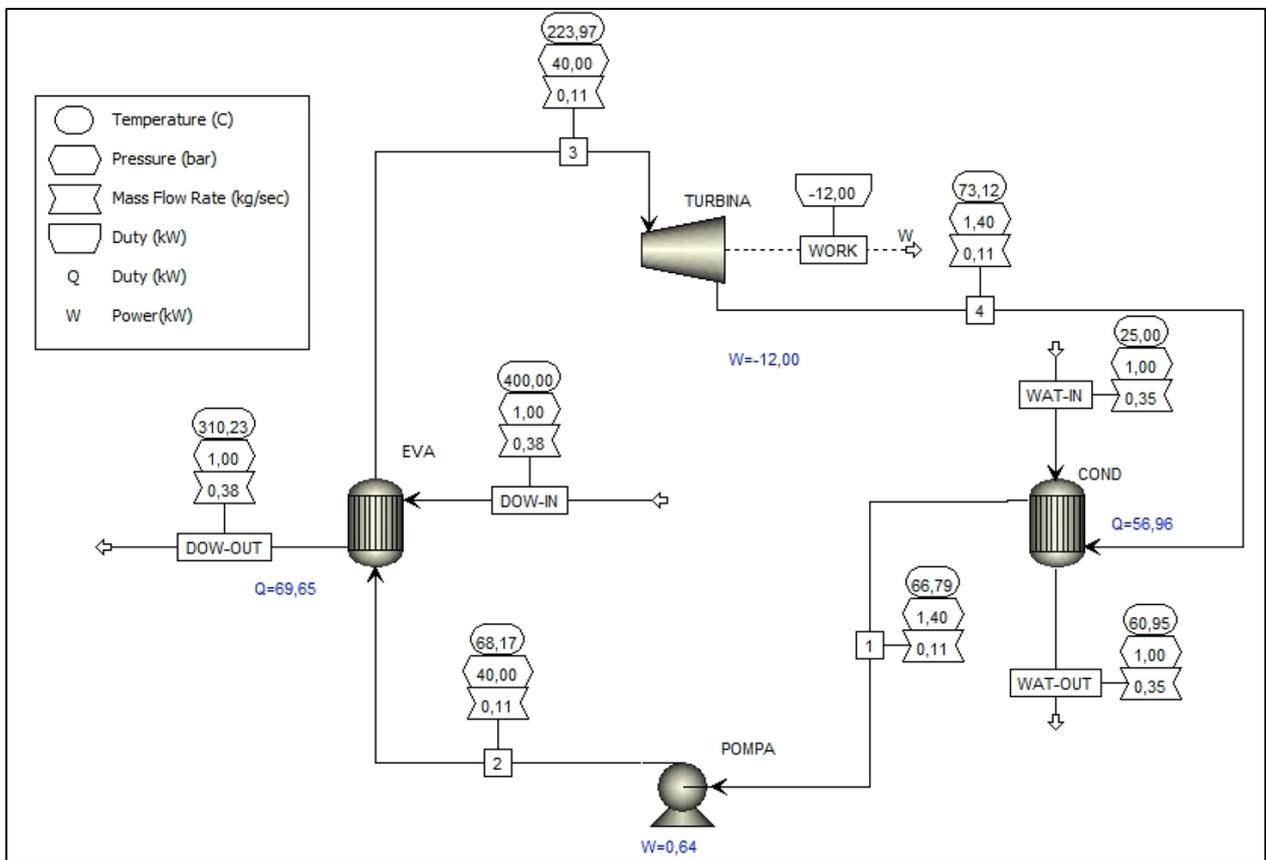


Figura 53 - Modello del ciclo ORC prodotto su Aspen Plus (Acetone)

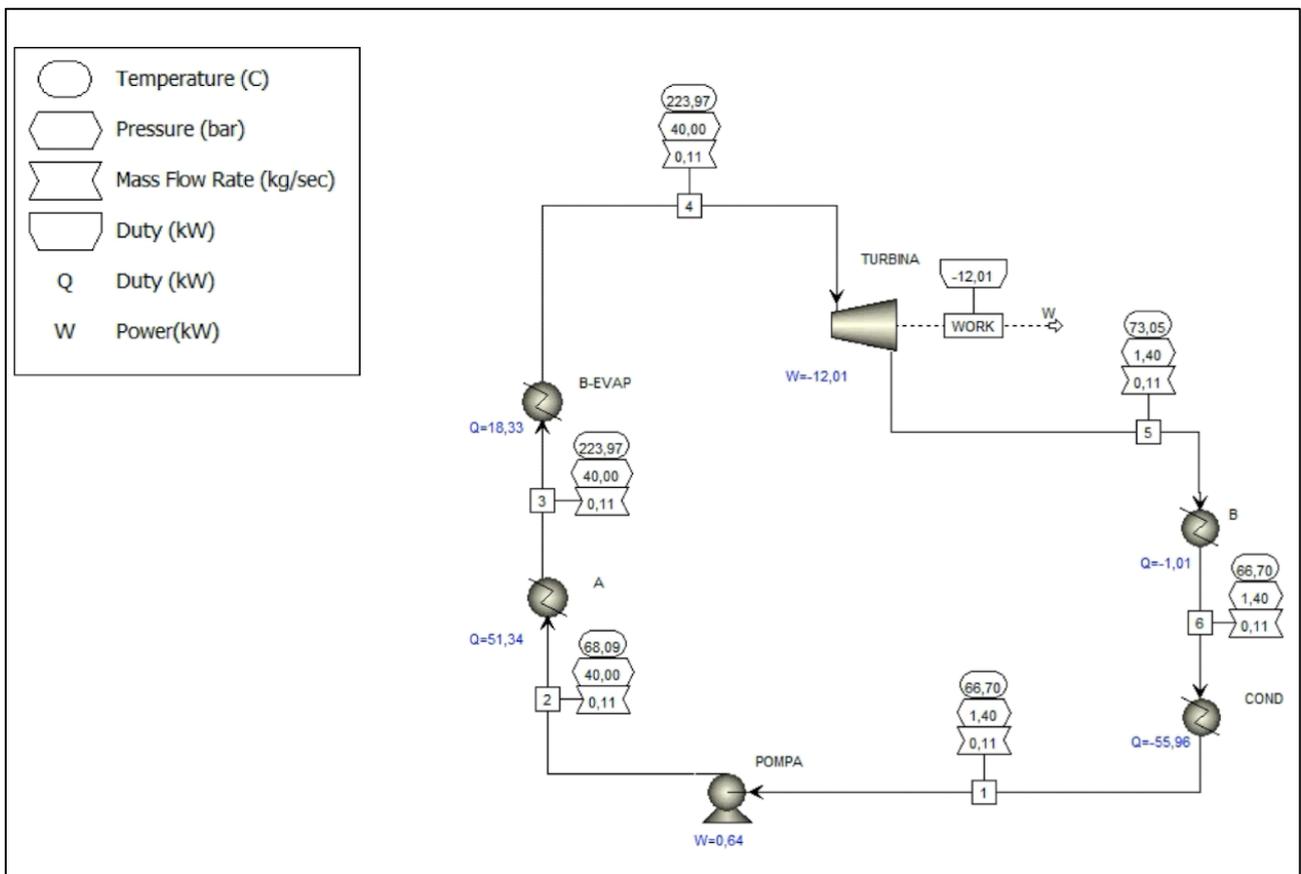


Figura 54 - Modello del ciclo ORC modificato prodotto su Aspen Plus (Acetone)

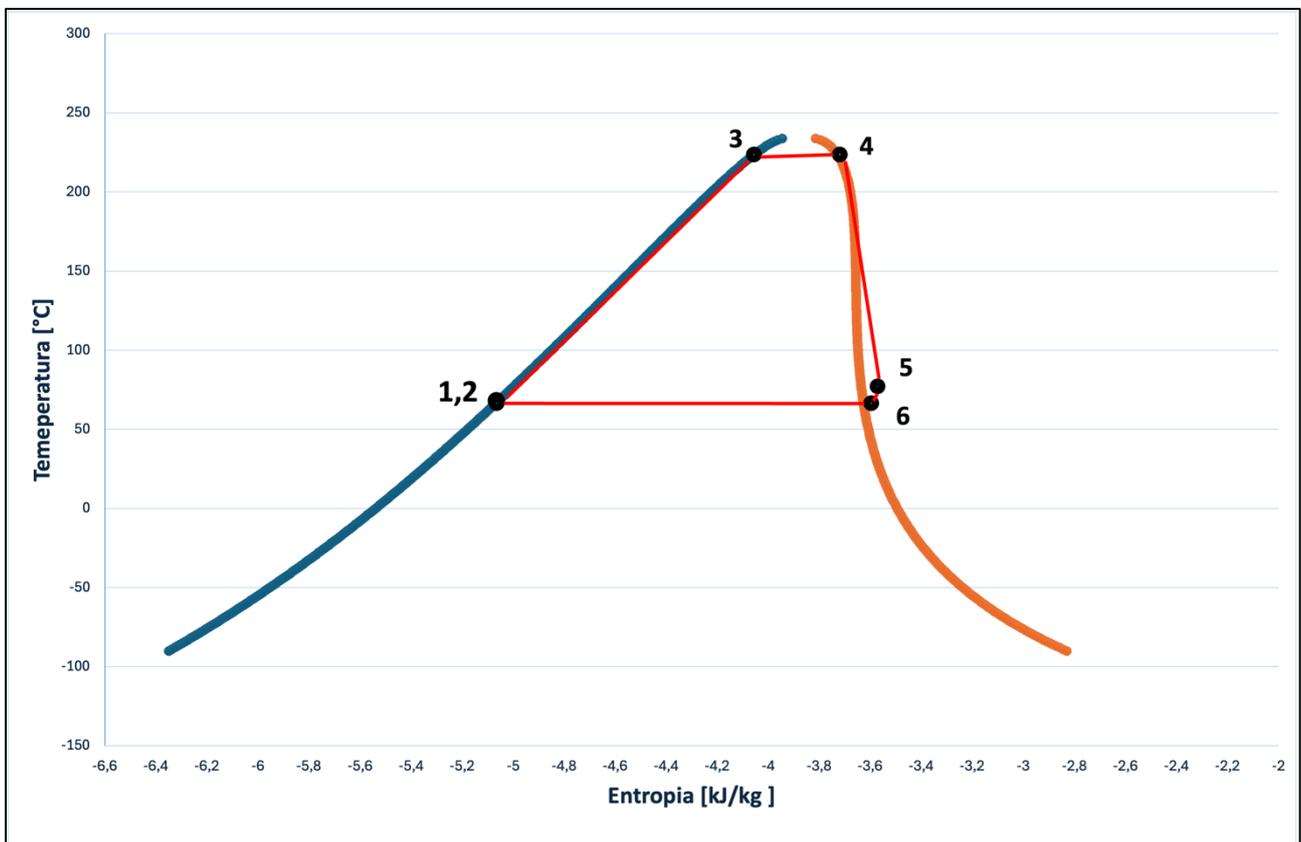


Figura 55 - Diagramma T-s (Acetone)

I capisaldi rappresentati nel diagramma illustrano le diverse fasi del ciclo:

- Pompa: La fase di pompaggio è indicata dal segmento 1-2. L'aumento di temperatura provocato dalla pompa è minimo, circa 1 °C, per cui i punti 1 e 2 appaiono quasi sovrapposti.
- Evaporatore: Questo componente è descritto dal segmento 2-4. Il fluido di lavoro entra nell'evaporatore allo stato 2 e viene riscaldato mantenendo lo stato liquido fino al punto 3. Successivamente, il fluido subisce un cambiamento di fase, rappresentato dal segmento 3-4, e arriva allo stato 4 completamente sotto forma di vapore.
- Turbina: La fase di espansione è indicata dal segmento 4-5, che non appare completamente verticale a causa delle irreversibilità presenti nel componente.
- Condensatore: È descritto dal segmento 5-1. Il fluido entra come vapore allo stato 5 e viene raffreddato a pressione costante fino a raggiungere lo stato 6, dove è in forma di vapore saturo. Il cambiamento di fase si verifica lungo il segmento 6-1, al termine del quale il fluido liquido è pronto per ricominciare il ciclo.

4.5.2 T-s: D5

Il ciclo ORC, derivante dall'analisi di sensitività condotta sui singoli componenti per il D5, è mostrato in Figura 4.18. I punti chiave del ciclo sono numerati, e i vari segmenti corrispondono alla descrizione fornita nel paragrafo 4.5.1.

Anche in questo caso, i capisaldi del diagramma T-s, sono stati ottenuti, come nel caso precedente, separando i due scambiatori di calore in modo tale da ottenere valori coerenti da inserire su Excel.

Rispetto all'acetone, il ciclo è spostato più in alto poiché avviene a un livello termico superiore: la temperatura del fluido in ingresso alla turbina è fissata a 334 °C (rispetto ai 224°C dell'acetone). In Figura 4.18 è rappresentato anche il modello prodotto su Aspen Plus, con i valori dei flussi in ingresso e in uscita dai componenti.

Capisaldi	1	2	3	4	5	6
Fase	liquido	liquido	vapore saturo	vapore saturo	vapore	vapore saturo
Temperatura [°C]	217,35	218,01	334,22	334,22	309,24	217,35
Pressione [bar]	1,15	9	9	9	1,15	1,15
Frazione molare vapore	0	0	1	1	1	1
Frazione molare liquido	1	1	0	0	0	0
Entropia [kJ/kg K]	-4,266	-4,266	-3,816	-3,760	-3,752	-4,049

Tabella 8 - Capisaldi ciclo Rankine (D5)

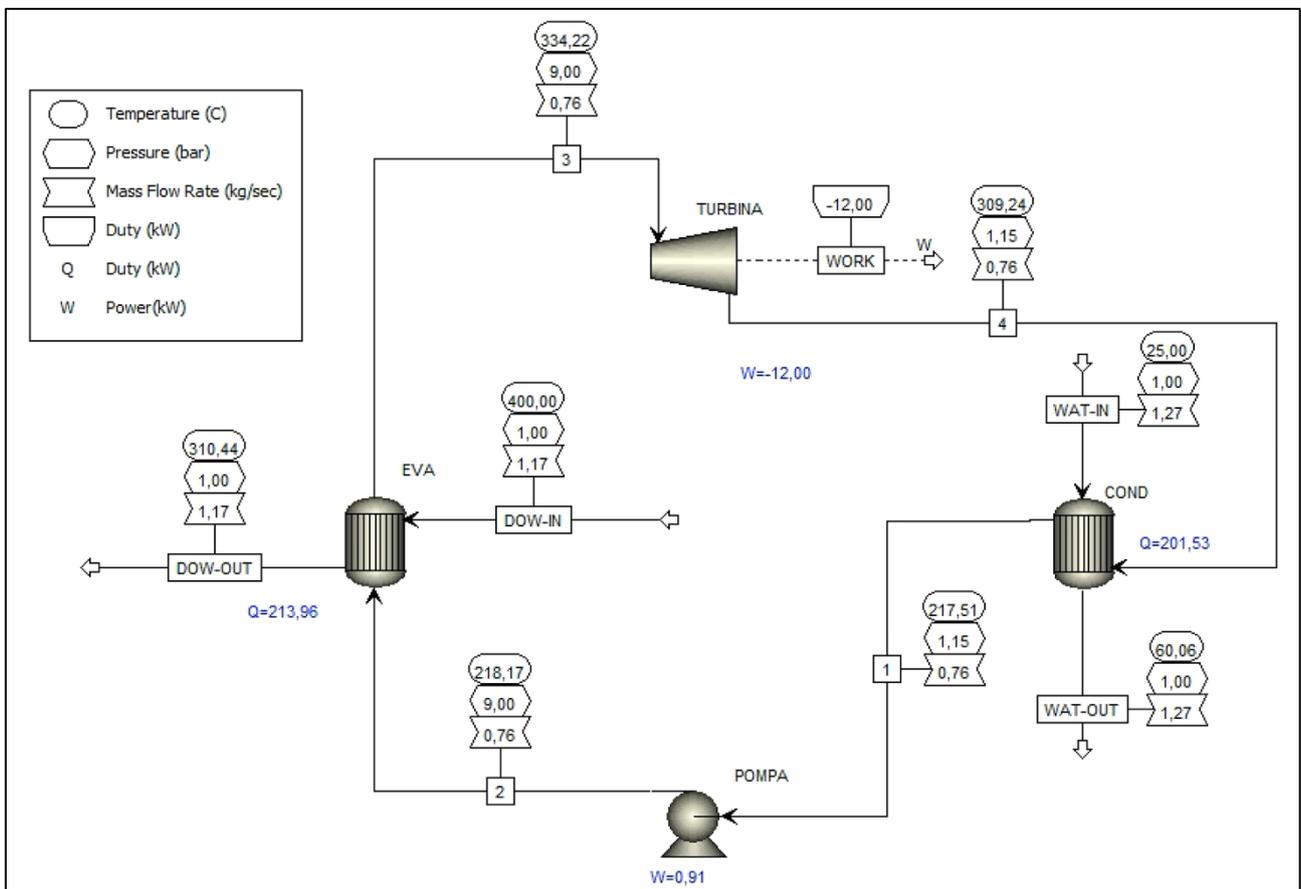


Figura 56 - Modello del ciclo ORC prodotto su Aspen Plus (D5)

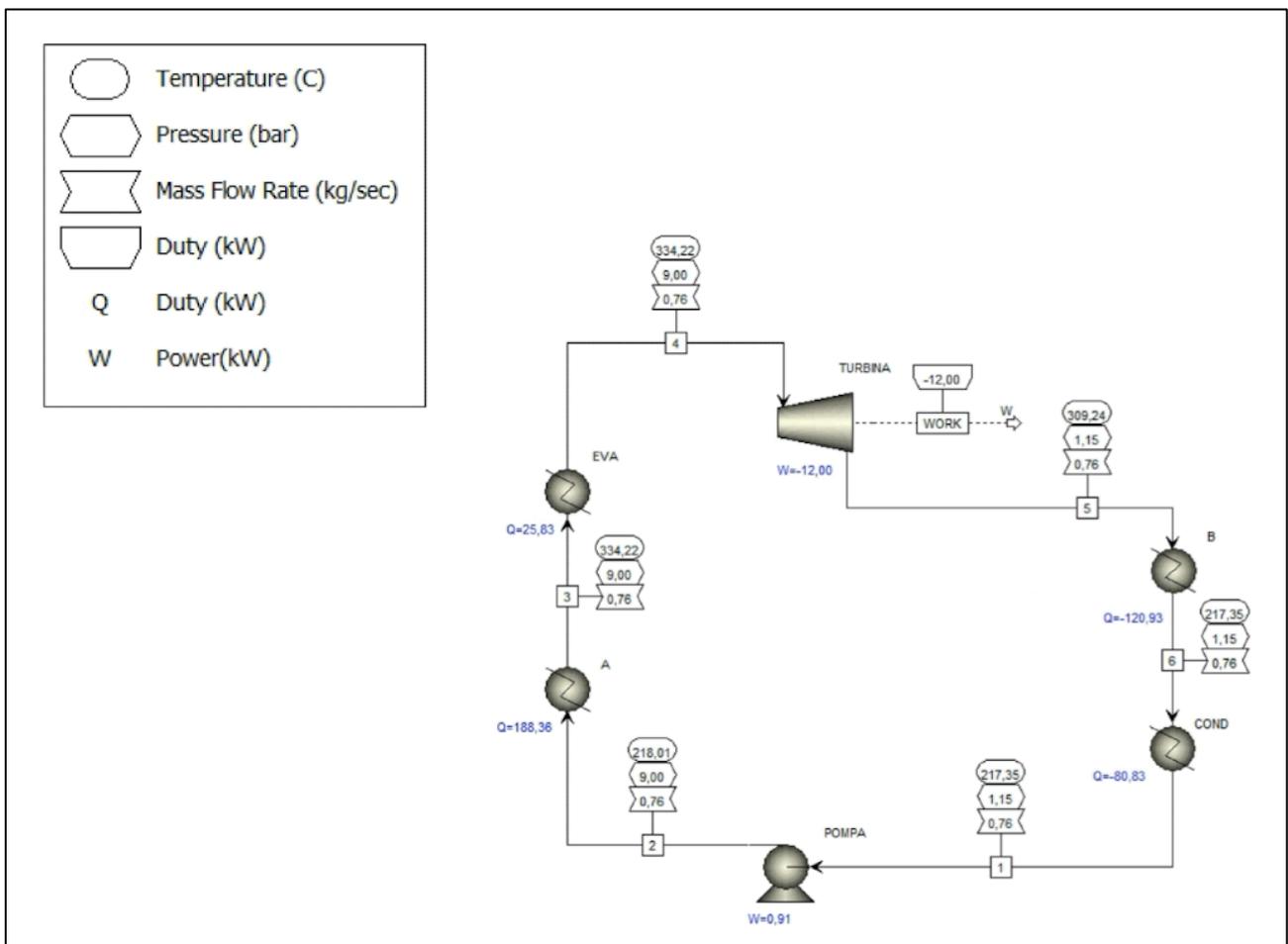


Figura 57 - Modello del ciclo ORC modificato prodotto su Aspen Plus (D5)

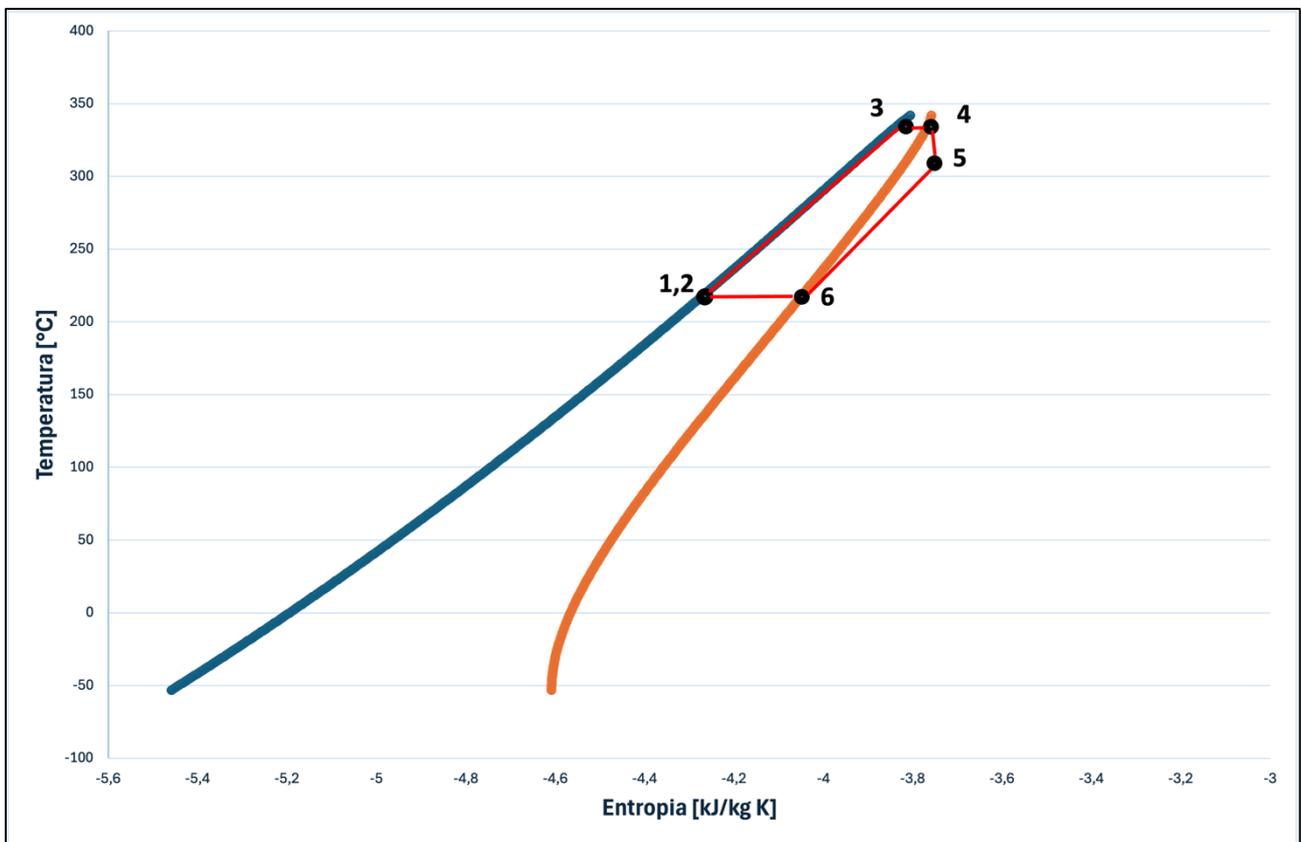


Figura 58 - Diagramma T-s (D5)

4.5.3 T-s: MD3M

In questo ultimo caso, trattandosi di un silossano come per il D5, i dati risultano abbastanza simili rispetto al caso precedente come riportato in Tabella.

Medesimo ragionamento è stato fatto per la modifica del flowsheet su Aspen Plus al fine di ottenere dati coerenti per i capisaldi del ciclo termodinamico.

Capisaldi	1	2	3	4	5	6
Fase	liquido	liquido	vapore saturo	vapore saturo	vapore	vapore saturo
Temperatura [°C]	235,45	236,08	342,95	342,95	321,55	235,45
Pressione [bar]	1,16	7,92	7,92	7,92	1,16	1,16
Frazione molare vapore	0	0	1	1	1	1
Frazione molare liquido	1	1	0	0	0	0
Entropia [kJ/kg K]	-4,42	-4,42	-3,98	-3,91	-3,91	-4,20

Tabella 9 - Capisaldi ciclo Rankine (MD3M)

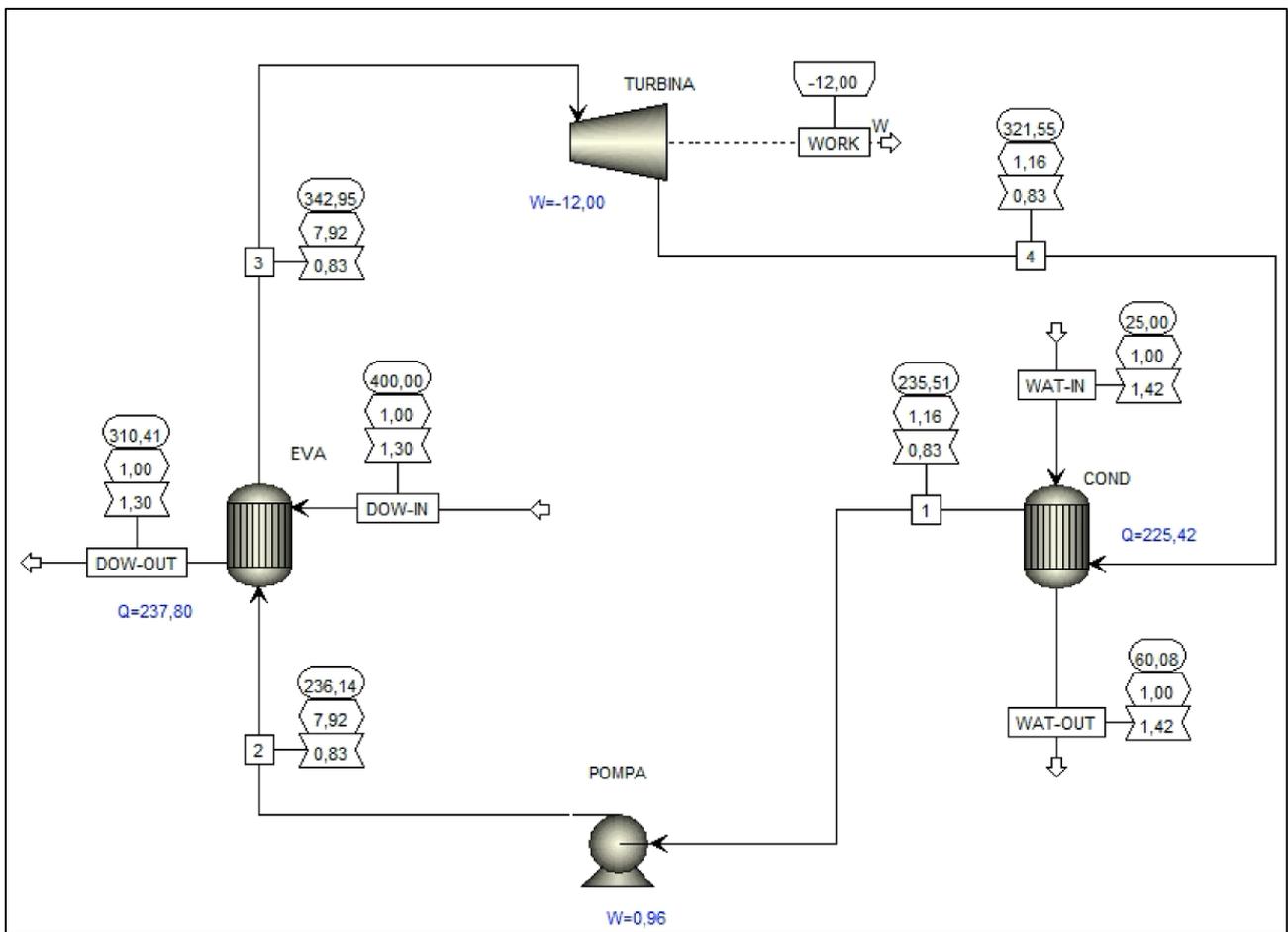


Figura 59 - Modello del ciclo ORC prodotto su Aspen Plus (MD3M)

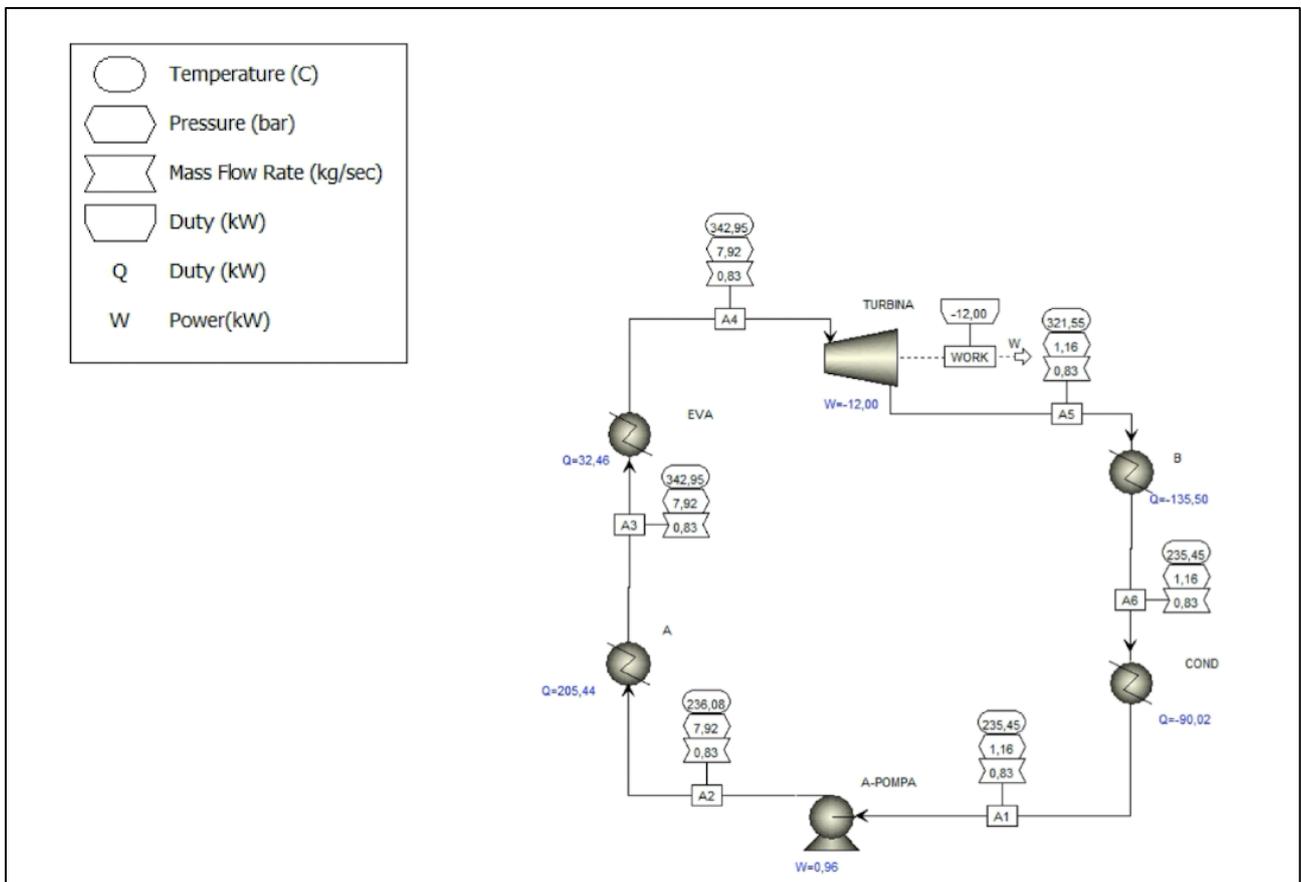


Figura 60 - Modello del ciclo ORC modificato prodotto su Aspen Plus (MD3M)

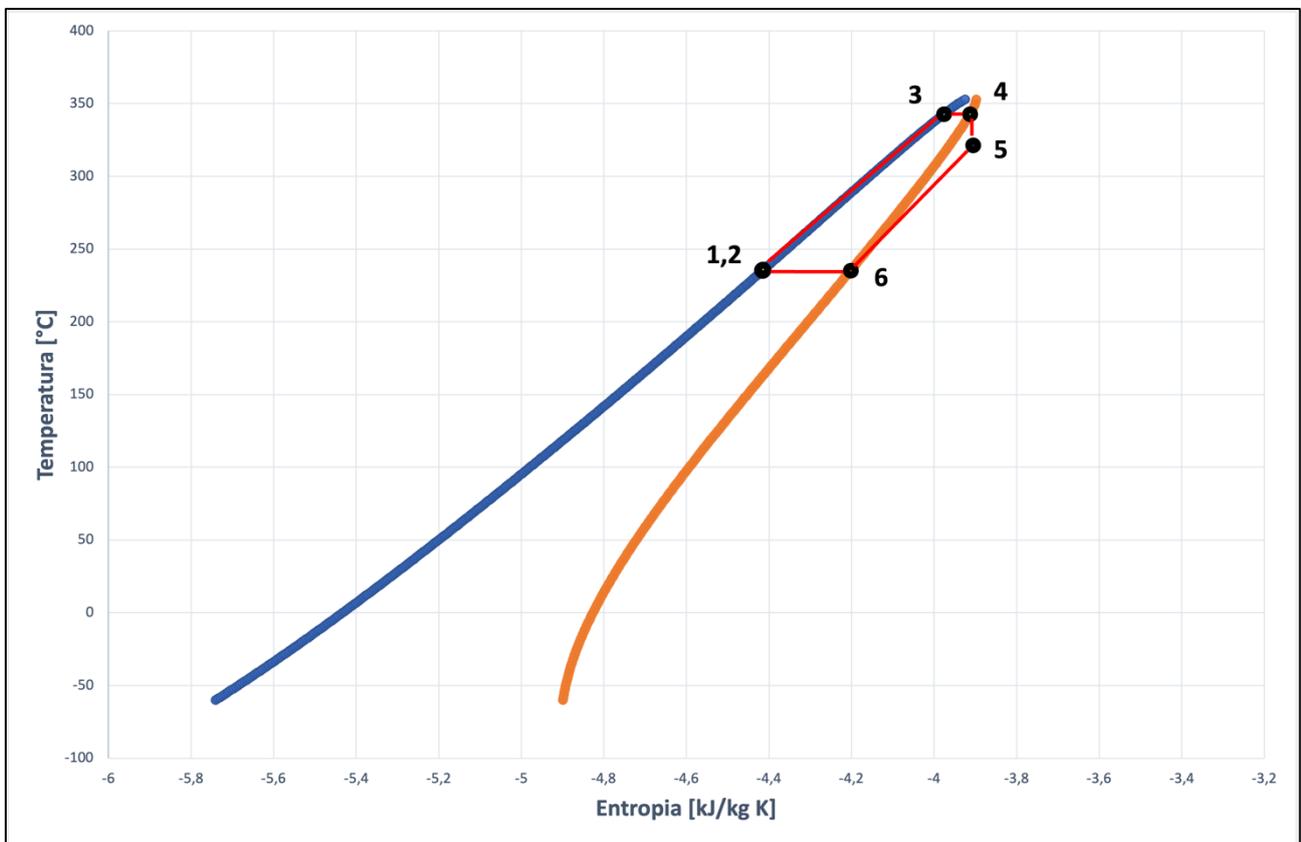


Figura 61 - Diagramma T-s (MD3M)

4.6 Valutazione comparativa delle prestazioni

A seguito delle simulazioni del ciclo Rankine Organico (ORC) eseguite con tre diversi tipi di fluidi organici, si è ritenuto utile confrontare le configurazioni degli impianti basandosi sul rendimento ottenuto. Il rendimento totale è calcolato con la relazione:

$$\eta_{ORC} = \frac{W_t - W_p}{Q_{eva}} \quad (1)$$

Nel numeratore, le due potenze rappresentano rispettivamente la potenza meccanica prodotta dalla turbina e quella assorbita dalla pompa. Il denominatore, invece, indica la potenza termica assorbita dal fluido di lavoro nell'evaporatore.

Nella Tabella 10 sono riportati tutti i valori relativi ai flussi energetici del ciclo.

	ACETONE	D5	MD3M
Wt [kW]	12	12	12
\dot{m}ORC [kg/s]	0,11	0,76	0,83
Qeva [kW]	69,65	213,96	237,8
Wp [kW]	0,64	0,91	0,96
ηORC	16,31%	5,18%	4,64%

Tabella 10 - Caratteristiche Tecniche e Prestazionali dei Cicli ORC in Relazione al Fluido Organico Utilizzato

Confrontando i valori dei rendimenti dei tre cicli è evidente che la configurazione migliore, a parità di potenza della turbina e di pressioni in uscita dalla stessa ($\cong 1$ bar), risulti essere quella in cui viene utilizzato l'acetone come fluido operativo. Infatti con una differenza di quasi del 9% risulta avere il rendimento organico più elevato.

5 - Modellazione del campo solare

5.1 Concentratore solare Energy Center

Il sistema di concentrazione esaminato utilizza un riflettore a disco per focalizzare i raggi solari su un ricevitore tubolare posizionato alla distanza focale del riflettore stesso. Il paraboloide, realizzato in alluminio e rivestito con uno strato polimerico, possiede elevate capacità riflettenti e ottiche. Questo paraboloide, prodotto da “El.Ma. Srl Electronic Machining”, è solitamente associato a un ciclo Stirling per la produzione di energia elettrica. In questa configurazione, invece del motore Stirling, è presente un ricevitore fatto di un tubo di allumina (Al_2O_3), capace di resistere a temperature molto elevate. La superficie del riflettore offre un'efficienza significativa: con una radiazione solare diretta di 800 W/m^2 , raggiunge un rendimento ottico dell'80%, producendo una potenza termica di 2,8 kW e permettendo di ottenere temperature superiori a $1800 \text{ }^\circ\text{C}$ nel punto focale.

Nella figura 63, nella parte inferiore del disco, si nota il supporto mobile del sistema di inseguimento solare, che ottimizza l'esposizione ai raggi solari.



Figura 62 - Concentratore solare installato sul tetto dell'Energy Center

Il sistema a doppio asse (azimutale ed elevazione) viene aggiornato continuamente per garantire una precisione teorica ottimale. La direzione dell'inseguimento è determinata in base a variabili come data, ora, latitudine e longitudine, con una precisione superiore a $0,015^\circ$. Inoltre, la centralina di controllo del sistema di inseguimento può essere connessa a un PC utilizzando un software specifico.

5.2 Calcolo delle dimensioni del paraboloide

Durante la fase di simulazione è stato ipotizzato che il ciclo Rankine Organico potesse soddisfare un fabbisogno energetico di 12 kW. Tuttavia, il singolo collettore parabolico installato presso l'Energy Center del Politecnico di Torino non è sufficiente a coprire l'intera richiesta energetica. Per determinare con precisione il numero di collettori solari parabolici necessari e la superficie destinata al campo solare, è essenziale prima di tutto stabilire la distribuzione della temperatura nel fuoco del collettore solare al variare del tempo. In questa analisi, si è tenuto conto del comportamento effettivo del sistema, osservato durante il funzionamento in condizioni reali di irraggiamento variabile sia durante il giorno sia a causa del cambiamento delle stagioni. Basandosi sul lavoro di E. Montà del 2019 [16], è possibile rappresentare graficamente le variazioni delle temperature medie stagionali rilevate vicino al fuoco del collettore solare, in relazione all'orario e al ciclo stagionale, come mostrato in Figura 63.

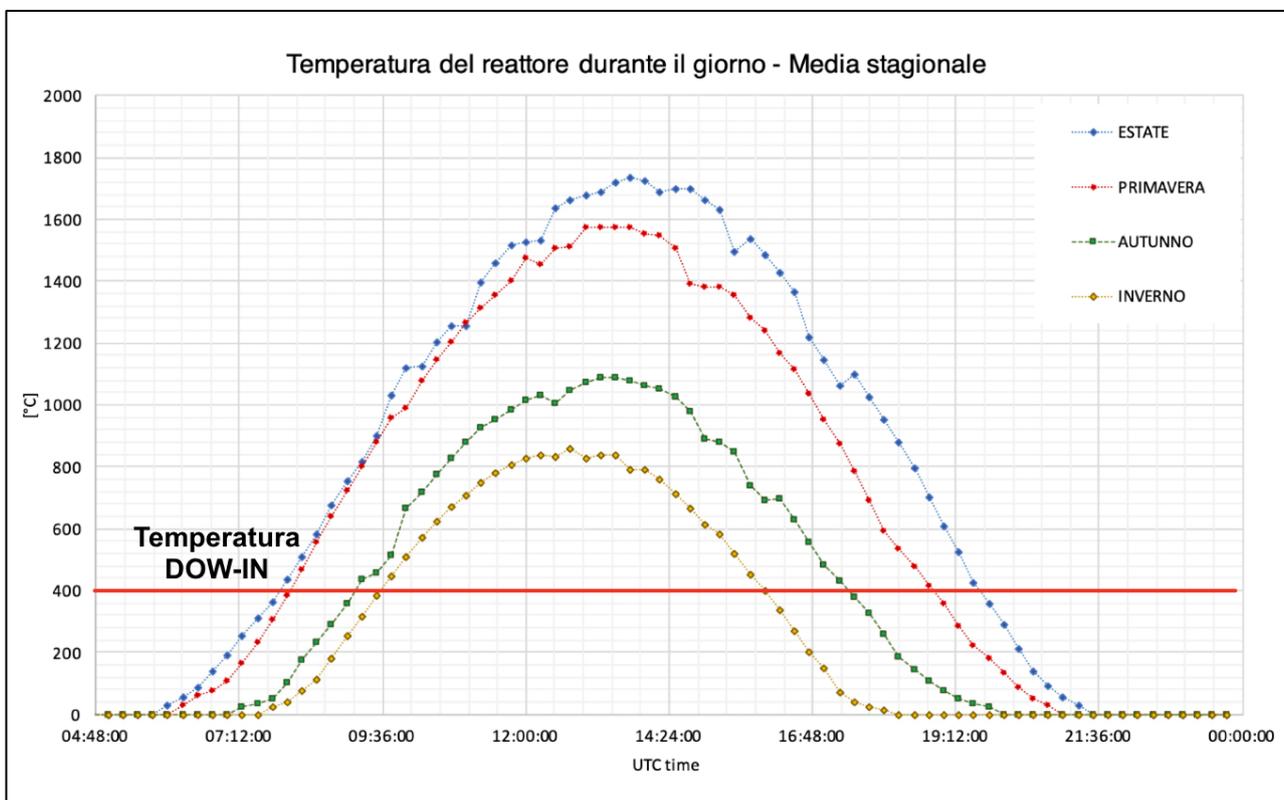


Figura 63 - Andamento giornaliero della temperatura media stagionale al fuoco della parabola e temperature minime operative per il ciclo con Acetone, D5 e MD3M

Nel modellare il ciclo ORC, il Dowtherm-A è stato scelto come fluido caldo per l'evaporatore; questo stesso fluido attraversa il campo solare, dove viene riscaldato dalla radiazione concentrata, per poi trasferire il calore accumulato al fluido di lavoro del ciclo.

Le temperature nel fuoco della parabola del concentratore solare variano durante la giornata e a seconda della stagione, aumentando al mattino e diminuendo nel pomeriggio, con un picco nelle ore centrali della giornata.

Il ciclo ORC viene attivato solo quando la temperatura al fuoco del paraboloide è pari o superiore alla temperatura di ingresso del fluido caldo nell'evaporatore. La temperatura del fluido caldo in ingresso all'evaporatore è rappresentata dalla retta rossa, che rappresenta una temperatura di 400°C.

I periodi di attività sono dettagliati nella Tabella 11 che fornisce un'analisi chiara delle ore in cui le temperature necessarie vengono raggiunte e superate, permettendo di calcolare con precisione il tempo di operatività del sistema in diverse condizioni stagionali.

	Intervallo temporale di attività [min]	Tempo di attività a stagione [min]	Tempo di attività al giorno [min]
Primavera	08:05 - 18:50	59985	645
Estate	07:50 - 19:36	66364	706
Autunno	09:07 - 17:24	44730	497
Inverno	09:29 - 15:59	34710	390

Tabella 11 - Durata di funzionamento del ciclo ORC in relazione alla stagione (2019)

Gli intervalli di attività del ciclo ORC sono stati riportati con una precisione di ± 1 minuto, insieme ai minuti effettivi di funzionamento durante le stagioni climatiche dell'anno 2019. In quell'anno, la primavera è durata 93 giorni, l'estate 94 giorni, l'autunno 90 giorni e l'inverno 89 giorni.

Si procede ora con la valutazione della radiazione normale diretta media stagionale per tutti e tre i casi applicativi. La radiazione normale diretta, conosciuta in inglese come Direct Normal Insolation (DNI), rappresenta l'energia che colpisce una superficie perpendicolare ai raggi solari. Per calcolare il valore medio stagionale del DNI, sono stati utilizzati i dati di radiazione diretta normale del 2019 forniti dalla stazione meteorologica del Politecnico di Torino. I valori di DNI sono stati registrati ogni 15 minuti durante l'intera giornata. In primo luogo, è stato calcolato il valore medio giornaliero di DNI per ciascuna stagione, considerando un giorno di sole specifico e i minuti giornalieri di funzionamento. I valori calcolati sono riportati in Tabella 12.

	Giorno di riferimento	Fascia oraria di riferimento	DNI media giornaliera [W/m²]
Primavera	29-mag	08:05 - 18:50	461,69
Estate	27-lug	07:50 - 19:36	502,65
Autunno	05-nov	09:07 - 17:24	280,36
Inverno	15-dic	09:29 - 15:59	349,29

Tabella 12 - Valore medio giornaliero di DNI pe ciascuna stagione del 2019

Il dimensionamento prosegue calcolando il valore medio annuo della radiazione (DNI medio annuo) attraverso una media pesata dei valori ottenuti, considerando tutti i minuti effettivi di funzionamento durante le quattro stagioni. Per il concentratore parabolico installato presso l'Energy Center del Politecnico di Torino, è possibile determinare la potenza producibile da una singola unità (Q_c) moltiplicando il valore medio annuo della radiazione solare per ciascun fluido (DNI medio annuo) per il rendimento del concentratore ($\eta_c = 0,8$) e la superficie del disco ($S_D = 4.5 \text{ m}^2$). La formula risultante è quindi la seguente:

$$Q_c = DNI_{media\ annua} \cdot \eta_c \cdot S_D \quad (2)$$

Il principio di funzionamento del ciclo ORC si basa sull'energia raccolta dal campo solare e trasferita dal ricevitore all'evaporatore tramite il fluido termovettore. Grazie alle simulazioni effettuate con Aspen Plus®, è stato possibile ricavare la potenza termica necessaria

all'evaporatore per permettere il funzionamento del ORC (Q_{eva}). Questo dato consente di calcolare il numero di collettori parabolici necessari per il funzionamento del ciclo, dividendo il fabbisogno termico dell'evaporatore per la potenza prodotta da un singolo collettore e arrotondando al numero intero superiore.

È essenziale valutare la superficie del campo solare in base alle condizioni operative considerate, poiché un solo collettore non è sufficiente a fornire i 12 kW di potenza elettrica richiesti. La superficie minima necessaria (S_{CS}^n) del campo solare si calcola tramite la seguente relazione:

$$S_{CS}^n = \frac{Q_{eva}}{DNI_{media\ annua} \cdot \eta_c} \quad (3)$$

Avvalendosi di una maggior correttezza, si prende in considerazione una superficie maggiorata (S_{CS}^d), ricavata moltiplicando il numero di collettori necessari per la superficie del campo solare associata a un singolo collettore. La formula per il calcolo è la seguente:

$$S_{CS}^d = n^{\circ} collettori \cdot \frac{Q_{eva}}{DNI_{media\ annua} \cdot \eta_c} = n^{\circ} collettori \cdot S_{CS}^n \quad (4)$$

Questa valutazione garantisce un dimensionamento più accurato del campo solare, tenendo conto delle effettive necessità operative del ciclo ORC.

Per determinare il numero di collettori necessari al funzionamento del ciclo ORC, si effettua il rapporto tra la potenza termica richiesta dall'evaporatore (Q_{eva}) e la potenza resa disponibile da un singolo collettore parabolico (Q_c). Successivamente, viene calcolata l'area del campo solare necessaria moltiplicando il numero di collettori per la superficie di ciascun collettore. I risultati di questi calcoli sono riportati nella tabella sottostante.

	Acetone	D5	MD3M
DNI media annua [W/m²]	416,53	416,53	416,53
Qc [W]	1499,499	1499,499	1499,499
Qeva [kW]	69,65	213,96	237,8
SCSn [m²]	209,02	642,09	713,64
n° collettori	46	143	159
SCSd [m²]	9709	91619	113173

Tabella 13 - Parametri riepilogativi di progetto del campo solare per tipologia di fluido

I risultati ottenuti evidenziano una riduzione del numero di concentratori e dell'area del campo solare. I fluidi MD3M e D5 mostrano valori molto simili, questo è dovuto al fatto che, abbiano le stesse caratteristiche essendo entrambi silossani ed inoltre hanno anche portate quasi uguali (0,83 kg/s per MD3M e 0,76 kg/s per D5). D'altra parte, l'acetone ha una portata inferiore (0,11 kg/s) e varia anche il calore latente di vaporizzazione dei due fluidi.

5.3 Analisi comparativa

L'efficienza elettrica rappresenta il rapporto tra la potenza elettrica complessiva e quella generata dai collettori solari. La potenza elettrica complessiva corrisponde alla potenza prodotta dalla turbina, dalla quale va sottratta l'energia necessaria per alimentare la pompa.

$$\eta_{el} = \frac{W_t - W_p}{S_D \cdot n^{\circ} \text{collettori} \cdot DNI_{media \text{ annua}}} \quad (5)$$

	ACETONE	D5	MD3M
Wt [kW]	12	12	12
Wp [kW]	0,64	0,91	0,96
n collettori	46	143	159
Sd [m²]	4,5	4,5	4,5
DNI media annua [W/m²]	416,53	416,53	416,53
η_{el}	13,18%	4,14%	3,70%

Tabella 14 - Differenze rendimenti elettrici per ogni fluido di lavoro

I dati in tabella mostrano come l'efficienza, in questo caso elettrica, sia nettamente migliore nel caso dell'acetone.

L'efficienza dell'impianto si calcola come il rapporto tra la potenza totale e quella prodotta dai collettori solari. La potenza totale comprende la somma della potenza elettrica generata

dalla turbina e della potenza termica rilasciata nel condensatore, sottraendo la potenza assorbita dalla pompa.

$$\eta_{imp} = \frac{W_t - W_p + \dot{Q}_{cond}}{S_D \cdot n^{\circ} \text{collettori} \cdot DNI_{media \text{ annua}}} \quad (6)$$

	ACETONE	D5	MD3M
Wt [kW]	12	12	12
Wp [kW]	0,64	0,91	0,96
Qcond [kW]	57,0	201,5	225,4
n collettori	46	143	159
Sd [m ²]	4,5	4,5	4,5
DNI media annua [W/m ²]	416,53	416,53	416,53
η_{el}	79,24%	79,32%	79,34%

Tabella 15 - Differenze rendimenti impianto per ogni fluido di lavoro

In questo caso notiamo come le efficienze dell'impianto siano pressochè uguali, le differenze sono al limite del centesimo. Quindi scegliere nuovamente la configurazione impiantistica con l'acetone come fluido di lavoro non è assolutamente sbagliato.

6 – Analisi Economica

L'analisi economica è fondamentale per determinare la fattibilità di un progetto: un impianto potrebbe essere ottimizzato dal punto di vista tecnico, ma potrebbe non essere concretamente realizzabile se non rispetta parametri economici sostenibili. Soluzioni ad alte prestazioni ma con costi proibitivi possono risultare meno competitive rispetto ad alternative con prestazioni più modeste, ma con costi inferiori o migliori ritorni economici. In questo capitolo conclusivo, si procederà a valutare i costi di investimento necessari per la realizzazione dell'impianto analizzato nei capitoli precedenti, con particolare riferimento alla configurazione che impiega l'acetone come fluido di lavoro.

6.1 Determinazione del costo d'investimento

Il calcolo del costo di investimento viene eseguito utilizzando la metodologia del National Energy Technology Laboratory (NETL) del Dipartimento dell'Energia degli Stati Uniti, applicabile per confrontare diversi impianti di produzione energetica su basi uniformi. Questa metodologia permette di stimare i costi di investimento non solo per impianti energetici, ma anche per impianti che generano altri tipi di profitto, come la produzione di idrogeno o syngas .

Il NETL suddivide il costo di investimento in cinque livelli principali:

- BEC (Bare Erected Cost): rappresenta i costi base dell'impianto, che includono il prezzo delle attrezzature e dei componenti necessari.
- EPCC (Engineering, Procurement, and Construction Cost): aggiunge al BEC il costo dei servizi di ingegneria e i costi di costruzione.
- TPC (Total Plant Cost): somma all'EPCC i costi relativi a imprevisti, considerando la possibilità di spese superiori al previsto a causa di errori progettuali.
- TOC (Total Overnight Capital): include il TPC più i costi per l'acquisizione del terreno e dei permessi di costruzione, senza tenere conto degli interessi accumulati durante la costruzione. È come se l'impianto fosse completato "dall'oggi al domani".
- TASC (Total As-Spent Capital): rappresenta il costo complessivo, considerando anche interessi e inflazione.

Secondo questa metodologia, i costi vengono calcolati in dollari. Per determinare i BEC, è necessario conoscere i costi dei singoli componenti dell'impianto. Tuttavia, tali informazioni possono risultare difficili da reperire, poiché i costi variano in base alla dimensione del componente. Le fonti principali di questi dati includono i fornitori, i prezzi di componenti simili acquistati in passato o la letteratura tecnica.

Per questo studio si utilizza la Module Costing Technique, un metodo che consente di stimare il costo base di acquisto dei componenti di un impianto attraverso parametri tabulati.

6.1.1 Module Costing Technique

Questo approccio, proposto da Turton [22], è stato introdotto da Guthrie negli anni '70 e rimane ancora oggi uno standard utilizzato. I prezzi iniziali si riferiscono alla configurazione base del componente e vengono poi moltiplicati per fattori che tengono conto di:

- Caratteristiche specifiche del componente;
- Pressione operativa nell'impianto;
- Materiale di costruzione richiesto.

Le funzioni di costo, che relazionano i parametri di funzionamento (come temperatura, pressione, portata) con il prezzo, sono valide solo entro determinati range operativi, oltre i quali i risultati non sarebbero realistici. La formula utilizzata per calcolare il costo base di acquisto di un componente (CBEC) è:

$$CBEC = c_p^0 \cdot F_M \cdot F_P \quad (7)$$

Dove:

- c_p^0 è il costo di base del componente;
- F_M è il fattore che tiene conto del materiale utilizzato;
- F_P è il fattore che considera la pressione operativa.

Quando le condizioni operative si discostano significativamente dalla configurazione base, i fattori di correzione F_M (materiale) F_P (pressione) assumono valori diversi da 1. I valori specifici di questi parametri per ciascun componente e materiale sono riportati nel testo di Turton.

Ai fini del calcolo del costo di acquisto riferito alla configurazione base (C_p^0) e del fattore di pressione (F_P), si utilizzano le seguenti formule:

$$C_p^0 = 10^{(k_1 + K \log_{10} A + k_3 (\log_{10} A)^2)} \quad (8)$$

$$F_P = 10^{(C_1 + C \log_{10} P + C (\log_{10} P)^2)} \quad (9)$$

Quando la taglia del componente è fuori dal range applicabile, il costo può essere stimato utilizzando la seguente relazione di capacità:

$$\left(\frac{C_1}{C_0} \right) = \left(\frac{S_1}{S_0} \right)^{0.6} \quad (10)$$

Dove:

- C_1 è il costo del componente con la nuova taglia;
- C_0 è il costo del componente di taglia nota;
- S_1 e S_0 rappresentano le capacità del nuovo componente e di quello noto.

Una volta calcolati i costi di acquisto, è necessario aggiornarli per tener conto dell'inflazione e delle variazioni nel tempo. Questo si fa utilizzando l'indice CEPCI (Chemical Engineering Plant Cost Index), che misura l'andamento dei costi nel tempo. I costi calcolati con i parametri di Turton si riferiscono all'anno 2001 ($CEPCI_{2001} = 394$) e vengono attualizzati al 2020 ($CEPCI_{2020} = 605,7$). La formula per attualizzare i costi è:

$$\frac{C_2}{C_1} = \frac{I_2}{I_1} \quad (11)$$

Dove:

- C2 è il costo aggiornato;
- C1 è il costo di riferimento;
- I2 e I1 sono gli indici CEPCI relativi agli anni in esame.

Questa metodologia consente una stima accurata dei costi di investimento in progetti energetici complessi.

6.2 Applicazione del modello

Il modello descritto è stato utilizzato per stimare il costo di acquisto dei componenti dell'impianto per entrambe le configurazioni del ciclo ORC, sia con che senza recuperatore. La selezione dei parametri K e C è stata effettuata per il calcolo del costo della configurazione di base (C_p^0) e del fattore di pressione (F_P) si basa su valori tabulati relativi ai seguenti componenti: una turbina, scambiatori a fascio tubiero (per evaporatore, condensatore) e una pompa centrifuga. I parametri di riferimento per la dimensione del componente (indicati come "A" nella formula per il calcolo del C_p^0) sono i seguenti:

- Turbina: potenza prodotta, 12 kW
- Pompa: potenza richiesta, 0,64 kW
- Evaporatore e condensatore: area di scambio termico

Per calcolare l'area di scambio termico, si utilizza la formula seguente:

$$Q = U \cdot S_D \cdot \Delta T_{LMTD} \quad (12)$$

Dove Q indica la quantità di calore trasferito, ΔT_{LMTD} è la differenza di temperatura media logaritmica, U è il coefficiente di scambio termico globale e S_D è l'area di scambio. La formula per ΔT_{LMTD} è:

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} = \frac{(T_{c,i} - T_{f,u}) - (T_{c,u} - T_{f,i})}{\ln \frac{(T_{c,i} - T_{f,u})}{(T_{c,u} - T_{f,i})}} \quad (13)$$

Per determinare il coefficiente di scambio termico, sono stati utilizzati i valori presenti in letteratura con fluido di lavoro Acetone [17]. I risultati per l'area di scambio termico mostrano coerenza con la letteratura.

	Qeva [kW]	U [W/m²K]	ΔT_{LMTD} [K]	A [m²]
Evaporatore	69,65	600	268	0,4
Condensatore	56,96	600	45	2,1

Tabella 16 - Valori considerati per il calcolo dell'area di scambio

In alcuni casi, la dimensione dei componenti esce dal range applicabile al modello, e pertanto si deve stimare l'effetto della capacità sul costo d'acquisto utilizzando la formula specifica. Successivamente, i costi vengono aggiornati al 2020 utilizzando l'indice CEPCI. Il fattore di pressione (F_P) viene calcolato solo per evaporatore e recuperatore, che operano a pressioni superiori a 5 bar; per gli altri componenti, F_P è assunto pari a 1. Il fattore materiale (F_M) è invece pari a 1 per tutti i componenti, poiché l'Acetone è compatibile con i materiali comuni indicati nel testo di Turton (acciaio al carbonio per gli scambiatori e la turbina, ghisa per la pompa).

Oltre ai componenti del ciclo ORC, l'impianto richiede altri elementi, tra cui il fluido di lavoro, l'alternatore, il fluido del campo solare e i concentratori solari. Il costo dell'Acetone non è facilmente reperibile in letteratura, ma si stima che incida in misura trascurabile rispetto al costo totale dei componenti del ciclo. È stato stimato un costo di 1,1€. Il costo dell'alternatore è stato reperito presso fornitori e risulta essere di 150 €, mentre il fluido Dowtherm ammonta a circa 2.800 €.

Infine, una delle principali spese riguarda i collettori solari. Basandosi sul costo di un singolo paraboloide, pari a 18.000 €, e applicando uno sconto del 16-17% per l'acquisto in grandi quantità, il costo unitario è stato stimato a 15.000 €. Per la configurazione semplice del ciclo ORC sono necessari 46 paraboloidei. Considerando la presenza di un collettore già installato, è stato stimato l'acquisto di 45.

I costi stimati con il modello sono in Dollari e sono stati convertiti in Euro utilizzando un tasso di cambio pari a 1,1927 \$/€. La tabella riporta i costi in Euro per ciascun componente dell'impianto, con il campo solare che rappresenta la voce di spesa maggiore.

	Costi [€]
Turbina	8615,889
Condensatore	8264,41775
Pompa	1146,50494
Evaporatore	3913,2125
Alternatore	150
Acetone	1,1
Dowtherm-A	2800
Collettori a disco	675000
Totale CBEC	699891,124

Tabella 17 - Contributo dei singoli componenti al costo totale dell'impianto

La Tabella 17 presenta una panoramica dettagliata dei costi in Euro per ciascun componente dell'impianto, la cui somma totale costituisce il costo base C_{BEC} . Dall'analisi dei dati emerge chiaramente che la voce di spesa più rilevante è rappresentata dall'investimento richiesto per il campo solare, che incide in maniera significativa sul costo complessivo del progetto. Secondo la metodologia descritta da NETL, dopo aver determinato i costi di acquisto dell'impianto, è fondamentale includere ulteriori spese, come quelle relative alla progettazione, agli imprevisti, all'acquisto del terreno, ai permessi e alla manutenzione. Successivamente, si tiene conto anche degli interessi e dell'inflazione. Le percentuali applicate per questi costi aggiuntivi sono riportate nella Tabella 18.

	% calcolo	Causa	Costi [€]
CBEC	Somma costo componenti	Costo componenti	699891
CEPCC	+2% CBEC	Progettazione	713889
CTPC	+10% CEPCC	Imprevisti	785278
CTOC	+10% CTPC	Manutenzione	903070
CTASC	+11,4% CTOC	Interessi e inflazione	1006019

Tabella 18 - Costi calcolati secondo la metodologia NETL

Il C_{TASC} rappresenta il costo totale di acquisto dell'impianto, includendo sia il ciclo ORC sia il campo solare. Una parte significativa di tale costo è legata all'acquisto dei collettori solari, i quali, essendo presenti in quantità maggiore nel ciclo semplice, comportano un aumento considerevole del prezzo dell'impianto.

6.3 Payback Period

Per valutare la convenienza di un investimento, si utilizza il Payback Period, ovvero il tempo necessario per recuperare il capitale investito durante la vita utile dell'impianto, che si ipotizza essere di 20 anni. Si assume che l'energia termica ed elettrica prodotta dall'impianto venga autoconsumata, evitando così l'acquisto dalla rete di distribuzione e generando un risparmio economico. È fondamentale verificare se questo risparmio sia sufficiente a coprire l'investimento iniziale entro il periodo considerato.

Per il calcolo del Payback Period, si devono analizzare i flussi di cassa netti annuali, sottraendo le uscite dalle entrate. I ricavi derivano esclusivamente dal risparmio ottenuto non acquistando energia dalla rete, ma utilizzando quella prodotta dall'impianto, a cui si aggiungono eventuali incentivi, che saranno discussi successivamente. Non vi sono ulteriori uscite di cassa, poiché la pompa del ciclo è alimentata da una parte dell'energia prodotta dall'espansore, escludendo quindi la necessità di energia elettrica esterna (come descritto nel capitolo 4). Inoltre, i costi di manutenzione sono già stati inclusi nel costo d'acquisto iniziale (C_{TOC} , che comprende anche la manutenzione).

Per determinare se un investimento in capitale risulti vantaggioso, si adotta il metodo del Valore Attuale Netto (VAN), noto in inglese come Net Present Value (NPV). Questo metodo consiste nel calcolare il valore attuale dei flussi di cassa futuri attesi dall'investimento e confrontarlo con il costo iniziale dell'investimento stesso. Se il valore attuale netto dei flussi di cassa futuri risulta superiore al costo iniziale, l'investimento è considerato conveniente, poiché, oltre a recuperare il capitale investito, si otterrà anche un guadagno economico.

Supponendo che l'investimento iniziale sia pari a I e che l'impianto generi un risparmio annuo costante, indicato come S_n ("Savings"), il VAN si calcola considerando i profitti attesi durante l'intero ciclo di vita dell'impianto, ipotizzato di 20 anni.

$$VAN = -I + \sum_{n=1}^{20} \frac{S_n}{(1+i')^n} \quad (14)$$

Dove n rappresenta gli anni di vita utile dell'impianto, e $i' = \frac{i-e}{1+e}$, con i indicante il tasso di interesse ed e l'inflazione legata al costo dell'energia. Se il VAN è maggiore di 0, significa che il beneficio netto è positivo, rendendo l'investimento vantaggioso. Calcolando il VAN per ciascun anno di vita dell'impianto (ossia per $n = 0, 1, 2, 3, \dots$ fino a 20), è possibile individuare l'anno in cui il valore attuale netto diventa positivo. Questo anno corrisponde al tempo di

ritorno dell'investimento, indicativo del momento in cui l'investimento viene recuperato. Da quel punto in poi, l'impianto genererà esclusivamente profitto.

Tra i flussi di cassa in entrata da considerare nella formula del VAN, rientra il risparmio economico (R) derivante dal mancato acquisto di energia dalla rete. Questo risparmio viene calcolato moltiplicando il prezzo di mercato corrente dell'energia elettrica (C_{el}) e termica (C_{th}) per l'energia netta prodotta dall'impianto in esame (rispettivamente W e Q_{cond}) e per le ore di funzionamento annuale dell'impianto (h_{funz} pari a 2909,15 ore/anno, ottenuto dalla somma dei minuti di tutte le stagioni dalla Tabella 11).

$$R = (W_{el} - W_p) \cdot h_{funz} \cdot C_{el} + Q_{cond} \cdot h_{funz} \cdot C_{th} \quad (15)$$

Sostituendo i costi dell'energia termica ed elettrica per le medie e grandi imprese italiane [18], si ottiene la seguente formula:

$$R = (12 - 0,64) \cdot 2909,15 \cdot 0,17149 + 57 \cdot 2909,15 \cdot 0,05882 \quad (16)$$

Per ottenere una stima realistica del tempo di ritorno dell'investimento, vengono inclusi anche gli incentivi attualmente disponibili in Italia per la cogenerazione e per le comunità energetiche. Questi incentivi, insieme ai risparmi energetici, vengono considerati come flussi di cassa in ingresso e saranno discussi nel paragrafo successivo. Di conseguenza, i "Savings" da inserire nella formula per il calcolo del VAN sono:

$$S = R + Incentivi \quad (17)$$

6.3.1 Incentivi italiani

L'efficienza energetica assume un ruolo sempre più rilevante, sia per il raggiungimento degli obiettivi europei di decarbonizzazione, sia nelle scelte economiche di aziende e cittadini. Le imprese sono maggiormente inclini a investire in progetti che comportano non solo risparmi energetici, ma anche vantaggi economici. Per incentivare tali investimenti nelle energie rinnovabili, Stati, Unione Europea e singole regioni mettono a disposizione diversi incentivi [19]. Nel presente lavoro di tesi, si è scelto di prendere in considerazione gli incentivi offerti dallo Stato italiano e dalla Regione Piemonte.

La cogenerazione è incentivata dallo Stato poiché rappresenta una soluzione ad alta efficienza energetica, capace di generare elettricità e produrre energia termica attraverso il recupero del calore che altrimenti verrebbe dissipato nel condensatore. Con un solo impianto, è quindi possibile soddisfare contemporaneamente le esigenze di elettricità, riscaldamento/raffrescamento e acqua calda sanitaria. Inoltre, la cogenerazione si distingue per la sua elevata affidabilità: l'energia prodotta viene generalmente autoconsumata, riducendo così il rischio di interruzioni dovute a guasti nelle reti elettriche tradizionali .

Per promuovere l'installazione di impianti di Cogenerazione ad Alto Rendimento (CAR), sono stati introdotti i Certificati Bianchi (CB), noti anche come Titoli di Efficienza Energetica (TEE). Questi certificati, istituiti dai Decreti Ministeriali del 24 aprile 2001 e successivamente modificati dai decreti del 20 luglio 2004 e del 21 dicembre 2007, premiano chi realizza interventi di efficienza energetica. Nel caso di impianti con potenza inferiore a 50 kWe, come quello studiato, è sufficiente dimostrare un risparmio energetico positivo per accedere a questi incentivi.

Ogni TEE rappresenta una Tonnellata Equivalente di Petrolio (TEP) risparmiata grazie al progetto di efficientamento energetico. Un TEE equivale a 5.347 kWh di energia elettrica o 11.628 kWh di energia termica, con un valore economico di 260 euro per ogni certificato [19]. Questo incentivo è particolarmente vantaggioso: maggiore è l'energia risparmiata, maggiore sarà l'importo dell'incentivo ricevuto. I flussi di cassa in ingresso derivanti dai Certificati Bianchi vengono calcolati con la seguente formula:

$$RISP = \frac{(W_{el} - W_p) \cdot h_{funz}}{\eta_{el,Italia}} + \frac{Q_{cond} \cdot h_{funz}}{\eta_{th,Italia}} \quad (18)$$

Dove h_{funz} rappresenta le ore annue di funzionamento dell'impianto, $\eta_{el,Italia}$ è il rendimento medio della rete elettrica italiana (pari al 46%) e $\eta_{th,Italia}$ è il rendimento medio della produzione di energia termica in Italia (pari al 90%). In base al risparmio di energia primaria calcolato, l'unità di cogenerazione ha diritto a un certo numero di Certificati Bianchi per l'anno specifico, calcolati come [20]:

$$CB = RISP \cdot 0,086 \cdot K \quad (19)$$

Dove K è pari a 1,4 per impianti con potenza inferiore a 1 MW e 0,086 è il coefficiente di conversione da MWh a TEP . Poiché l'impianto può essere collegato a una rete di teleriscaldamento, l'incentivo ha una durata prevista di 15 anni.

Oltre agli incentivi statali considerati nello studio, esistono ulteriori incentivi a livello europeo per l'utilizzo di fonti di energia rinnovabile. Inoltre, sul sito della Regione Piemonte sono frequentemente disponibili bandi che consentono di ottenere ulteriori agevolazioni.

Un esempio di incentivo regionale è rappresentato dal "Bando Codice IV4b21_energia_imprese", attivo dal 23 marzo 2020 al 30 settembre 2020, che finanziava parte dei costi per la realizzazione di impianti basati su Fonti Energetiche Rinnovabili (FER) destinati all'autoconsumo. I progetti finanziati dovevano avere un valore minimo di 50.000 € e riguardare l'installazione di cogeneratori, impianti a fonte rinnovabile o tecnologie energetiche ad alta efficienza. Il bando disponeva di un fondo di 100 milioni di euro, suddiviso in un 80% di finanziamento agevolato e un 20% di contributo a fondo perduto, con un limite massimo di 500.000 € [21].

Le caratteristiche dell'impianto analizzato rientrano nei criteri di eleggibilità previsti dal bando, permettendo così l'accesso ai finanziamenti. Questo bando rientrava nella programmazione POR FESR 2014-2020. Si ipotizza che la nuova programmazione POR FESR 2021-2027 preveda l'emissione di bandi simili, con un contributo minimo di 100.000 €, da sottrarre al costo di investimento dell'impianto. Tale bando è un esempio di incentivo regionale cumulabile con i Certificati Bianchi. In futuro, sarà necessario monitorare la disponibilità di ulteriori incentivi, anche a livello europeo, per ridurre ulteriormente i costi dell'investimento.

6.4 Risultati ottenuti

Nei paragrafi precedenti sono stati determinati i costi di acquisto complessivi dell'impianto, sia nella configurazione con recuperatore che senza, e si è illustrata la metodologia adottata per calcolare il tempo di ritorno dell'investimento, includendo gli incentivi disponibili in Italia. In Tabella 19 sono riportati il risparmio annuo (R), derivante esclusivamente dall'energia non acquistata dalla rete, le tonnellate equivalenti di petrolio (TEP) risparmiate, e i flussi di cassa annuali generati dagli incentivi, in particolare dai Certificati Bianchi (CB).

Risparmio R	15414,2
TEP risparmiati	59,3
Certificati Bianchi BC	30817,6
Risparmio totale annuo R+CB	46231,8

Tabella 19 - Valori annuali del risparmio energetico e degli incentivi erogati per l'impianto ORC

Per il calcolo del Valore Attuale Netto (VAN), si ipotizza un tasso di interesse dell'1,25% [21], corrispondente al tasso minimo garantito dai BTP Futura, e un'inflazione del 4,5% sui costi dell'energia elettrica. L'investimento iniziale viene calcolato considerando il costo di acquisto dell'impianto (CTASC indicato in Tabella 20), da cui sono già stati sottratti i 100.000 € degli incentivi regionali. Come indicato precedentemente, il contributo dei Certificati Bianchi è stato considerato solo per i primi 15 anni di funzionamento dell'impianto.

Anno	Flussi di cassa entranti Sn [€]	VAN [€]
0	-	-906019
1	46231,8	-858257
2	46231,8	-808913
3	46231,8	-757935
4	46231,8	-705269
5	46231,8	-650859
6	46231,8	-594648
7	46231,8	-536576
8	46231,8	-476580
9	46231,8	-414599
10	46231,8	-350565
11	46231,8	-284410
12	46231,8	-216065
13	46231,8	-145458
14	46231,8	-72512
15	46231,8	2849
16	15414,2	28807
17	15414,2	55625
18	15414,2	83331
19	15414,2	111953
20	15414,2	141524

Tabella 20 - Calcolo del VAN su 20 anni di vita dell'impianto.

Come si evince dalla tabella riportata sopra, l'investimento ha un VAN positivo dal 15esimo anno di utilizzo dell'impianto. Questo comporta un ritorno d'investimento di 15 anni. Raggiunto il 20esimo anno, si esaurisce il periodo di vita dell'impianto, con un recupero di 141524 €.

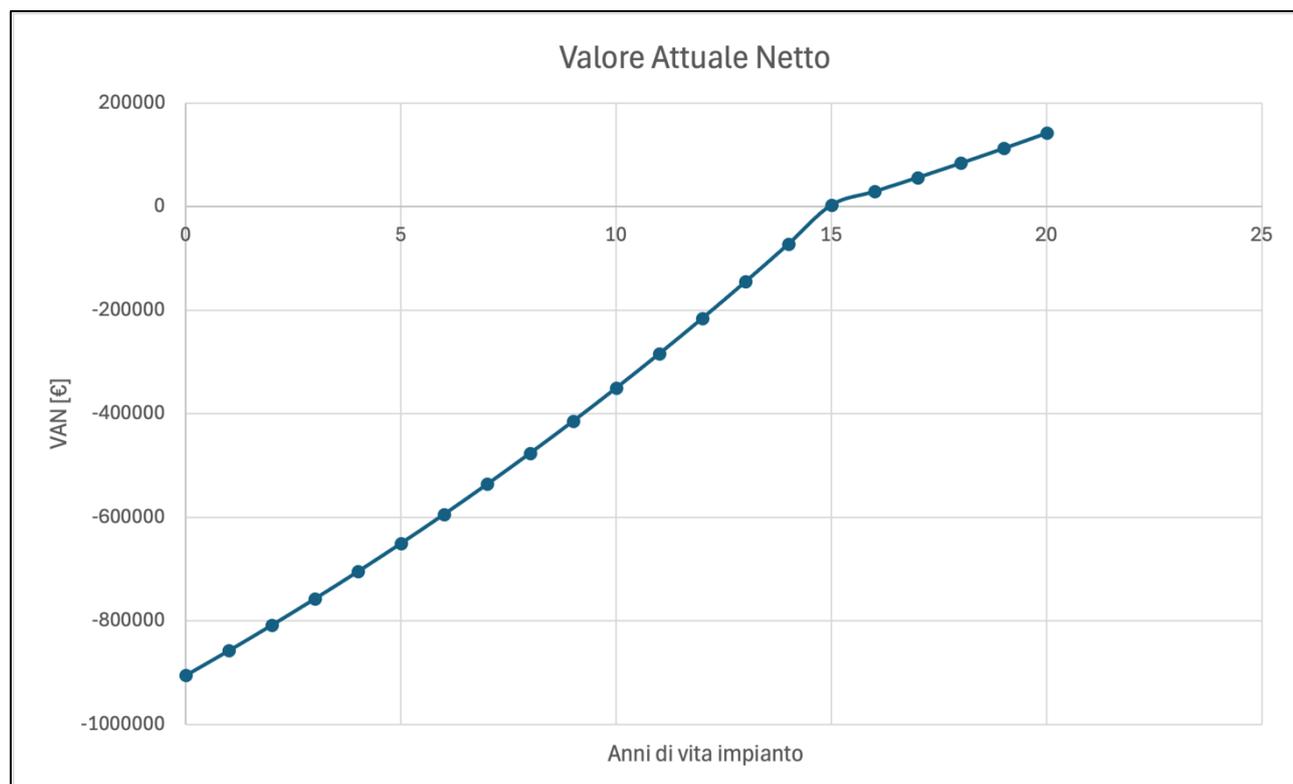


Figura 64 - Illustrazione del VAN per configurazione del ciclo ORC

Nel grafico è evidente che il punto di pareggio degli investimenti, o payback period, si verifica tra il 14° e il 15° anno. La traiettoria del grafico non mantiene una pendenza costante per tutta la durata dell'impianto; si osserva un cambio nel 15° anno, con una leggera diminuzione della pendenza. Questo cambiamento si deve al fatto che fino al 15° anno, i flussi di cassa netti annuali rimangono costanti e riflettono la somma del risparmio ottenuto dalle bollette energetiche più i benefici derivanti dai Certificati Bianchi. Tuttavia, dal 16° al 20° anno, l'assenza di incentivi riduce i flussi di cassa in entrata, rendendo la linea del grafico meno inclinata. Di conseguenza, il tempo di ammortamento dell'investimento è stimato in 15 anni. Inoltre, il costo dei collettori solari rappresenta circa l'80% del costo totale di investimento.

L'aspetto ambientale dell'impianto non va trascurato: l'utilizzo di concentratori solari per alimentare il ciclo ORC permette di sfruttare l'energia solare, evitando la produzione di inquinanti. Per ogni TEP di energia risparmiata con questo sistema (come indicato nella Tabella 19), si previene l'emissione di 2,4 tonnellate di CO₂ e il consumo di 1.200 metri cubi di gas naturale. Per neutralizzare l'equivalente di 2,4 tonnellate di CO₂ sarebbe necessario

l'assorbimento annuo di CO₂ da parte di 120 alberi, calcolando che ogni albero assorba circa 20 kg di CO₂ all'anno. I benefici complessivi accumulati in 20 anni di operatività dell'impianto sono dettagliati nella Tabella 21.

TEP	1185,7
CO₂ risparmiata [t]	2845,7
Gas naturale risparmiato [m³]	1422847
N alberi equivalenti	7114

Tabella 21 - Risparmio di CO₂ e gas naturale nei 20 anni di vita dell'impianto

L'impiego di collettori solari per attivare il ciclo ORC consente di prevenire l'emissione di 1185,7 tonnellate di anidride carbonica. Questo volume di CO₂ sarebbe altrimenti rilasciato utilizzando gas naturale come fonte energetica. In assenza di tale impianto, sarebbero necessari gli sforzi combinati di 7114 alberi nel corso di vent'anni per neutralizzare la quantità di anidride carbonica prodotta per generare un'equivalente quantità di energia.

In questa analisi, si presume che l'energia elettrica e termica generate dall'impianto siano completamente autoconsumate. Tuttavia, al fine di stabilire un confronto con altri sistemi e per identificare l'opzione più vantaggiosa (specificamente quella senza sistema di recupero), si è proceduto anche al calcolo del prezzo di vendita dell'energia necessario per ammortizzare il costo di investimento entro venti anni. Si sono esaminati tre diversi scenari:

- **LCOE (Levelized Cost of Electricity):** Calcolo del prezzo di vendita dell'energia elettrica necessario per coprire il costo di investimento, assumendo che l'impianto produca esclusivamente energia elettrica.
- **LCOH (Levelized Cost of Heat):** Determinazione del prezzo di vendita dell'energia termica, nel caso in cui l'impianto generi unicamente energia termica.
- **LCOE' (Levelized Cost of Combined Energy):** Stima del prezzo unitario al quale sia l'energia termica che quella elettrica dovrebbero essere vendute, presupponendo che l'impianto produca entrambe.

Assumendo un tasso di interesse e un'inflazione sul costo dell'energia analoghi a quelli utilizzati per il calcolo del VAN, con $i = 1,25\%$ e $e = 4,5\%$, e senza flussi di cassa annui uscenti, si applica la formula seguente:

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

dove E rappresenta la produzione annua di energia, specificata nei tre scenari come:

- LCOE: E corrisponde all'energia elettrica netta prodotta annualmente.
- LCOH: E è l'energia termica prodotta annualmente.
- LCOE': E è la somma delle energie elettrica e termica prodotte annualmente.

Si ottengono i seguenti risultati:

	LCOE	LCOH	LCOE'
Prezzo [€/kWh]	1,006	0,212	0,175

Tabella 22 - Prezzo di vendita dell'energia per rientrare nel costo d'investimento in 20 anni

Il prezzo dell'elettricità calcolato a 1,006 €/kWh risulta significativamente più alto rispetto ai valori comuni di mercato. Questa discrepanza si spiega con il fatto che l'impianto è stato progettato per una configurazione cogenerativa e non è stato specificamente ottimizzato per produrre esclusivamente energia elettrica. Di conseguenza, per recuperare i costi dell'investimento vendendo soltanto energia elettrica, il prezzo di vendita dovrebbe essere circa cinque volte superiore alla media del mercato, che si aggira attorno a 0,195 €/kWh per le energie rinnovabili.

D'altra parte, il costo dell'energia termica è molto più basso, approssimativamente 0,212 €/kWh_{th}, a causa della grande quantità di calore smaltito dal condensatore (57 kW_{th}). Tuttavia, considerando che l'impianto produce sia energia termica che elettrica e che entrambe possono essere vendute, il prezzo calcolato per ogni kWh generato, senza differenziare tra le due forme di energia, è di 0,175 €/kWh.

Per le ricerche future, sarebbe particolarmente interessante esplorare l'utilizzo del calore residuo generato dai collettori solari. Nell'impianto esaminato, è sufficiente una temperatura di 224 °C nel fuoco del paraboloide, sebbene i collettori possano raggiungere temperature ben superiori durante il giorno. Utilizzare questo calore aggiuntivo in altri processi produttivi o per alimentare sistemi di accumulo termico potrebbe offrire vantaggi significativi.

Per quanto riguarda gli incentivi, lo studio ha preso in considerazione quelli Statali e Regionali, ma potrebbero essere disponibili ulteriori fondi dall'Unione Europea, come accennato in precedenza. L'incentivo regionale è stato stimato in 100.000 €, ma è possibile che contributi futuri possano essere superiori. Questo ridurrebbe il costo dell'investimento, abbrevierebbe i tempi di ammortamento e aumenterebbe i guadagni alla fine del ciclo di vita dell'impianto.

Conclusioni

L'obiettivo di questo lavoro è fornire una panoramica sui sistemi a concentrazione solare e sul ciclo Rankine Organico, con un focus particolare sul funzionamento dei singoli componenti utilizzati e sulle varie tipologie disponibili. Utilizzando l'applicativo Aspen Plus, è stato modellato un ciclo Rankine Organico operante con tre diversi fluidi organici, con l'obiettivo di monitorare l'evoluzione termodinamica e condurre analisi sensibili per studiare il comportamento e le prestazioni del ciclo in relazione alle variazioni di parametri chiave, come la portata del fluido organico e del termovettore. Dopo aver valutato le prestazioni del ciclo Rankine con tutti e tre i fluidi organici, è emerso che l'acetone offre prestazioni superiori rispetto al D5 e al MD3M, mantenendo invariati i parametri iniziali di funzionamento.

Un ulteriore obiettivo di questa tesi è correlare il ciclo termodinamico simulato con l'energia fornita dal collettore solare installato presso l'Energy Center del Politecnico di Torino. Questo collettore è stato utilizzato come riferimento per dimensionare il campo solare necessario a soddisfare il fabbisogno energetico previsto per il ciclo Rankine. Per eseguire questo dimensionamento, sono stati utilizzati i valori medi di Radiazione Diretta Normale (DNI) registrati durante le ore di funzionamento in quattro giorni rappresentativi del 2019. Questi valori, insieme ai parametri geometrici del collettore di riferimento e al fabbisogno termico del ciclo Rankine associato, hanno permesso di calcolare la superficie minima necessaria del campo solare per soddisfare il fabbisogno energetico, in relazione a ciascun fluido organico.

I calcoli effettuati hanno mostrato che l'uso del MD3M come fluido operativo è la scelta meno conveniente sia in termini di efficienza complessiva del ciclo termodinamico sia dal punto di vista economico, poiché richiede una superficie maggiore di campo solare rispetto agli altri due fluidi. Al contrario, l'acetone si è dimostrato la scelta migliore anche sotto questo aspetto.

Nell'ultimo capitolo è stata condotta un'analisi economica dell'impianto utilizzante Acetone come fluido di lavoro. Tenendo conto degli incentivi statali e regionali previsti per la realizzazione di impianti di cogenerazione ad alto rendimento, l'opzione con il ciclo ORC semplice risulta essere la più vantaggiosa. Il guadagno netto a fine vita dell'impianto si avvicina ai 150.000 €, mentre il tempo di ritorno dell'investimento è stimato in 15 anni. Dal

punto di vista ambientale, l'installazione dell'impianto consentirebbe di evitare l'emissione di circa 2845,7 tonnellate di CO₂ in 20 anni.

In conclusione, il ciclo ORC semplice, con l'impiego dell'Acetone, risulta essere la soluzione più favorevole sotto tutti i punti di vista: termodinamico, economico e ambientale.

Gli sviluppi futuri potrebbero includere l'integrazione di un sistema di accumulo termico per il fluido caldo proveniente dal campo solare, permettendo la produzione di energia anche durante la notte o in condizioni di nuvolosità. Inoltre, sarebbe utile un'analisi exergetica per identificare e ottimizzare i componenti maggiormente soggetti a irreversibilità.

Bibliografia

- [1] "Cinquant'anni dopo: siamo alle porte di una nuova crisi energetica?"
<https://www.itinerariprevidenziali.it/site/home/ilpunto/finanza/50-anni-dopo-siamo-alle-porte-di-una-nuova-crisi-energetica.html>
- [2] "Il panorama energetico italiano dopo l'invasione russa dell'Ucraina"
<https://eccoclimate.org/wp-content/uploads/2023/09/Studio-FES-Italia-Energy-without-Russia.pdf>
- [3] "Nella Transizione energetica" <https://www.terna.it/it/chi-siamo/transizione-energetica>
- [4] <https://www.terna.it/it/investitori/strategia/scenario-contesto-mercato>
- [5] <https://www.wateronline.info/2022/05/29/il-problema-del-fotovoltaico-la-curva-dellanatra/>
- [6] "Kyoto Protocol to the United Nations Framework Convention on Climate Change," United Nations, 1997.
- [7] https://it.wikipedia.org/wiki/Concentrazione_solare
- [8] Md Tasbirul Islam, Nazmul Huda, A.B. Abdullah, R. Saidur "A comprehensive review of state-of-the-art concentrating solar power (CSP) _T technologies: Current status and research trends"
- [9] Md. Ibthisum Alam, Mashrur Muntasir Nuhash, Ananta Zihad, Taher Hasan Nakib, M Monjurul Ehsan "Conventional and Emerging CSP Technologies and Design Modifications: Research and Recent Advancements"
- [10] https://it.wikipedia.org/wiki/Impianto_solare_termodinamico
- [11] https://it.wikipedia.org/wiki/Ciclo_di_Rankine
- [12] <https://www.aereweb.it/turbine-orc/>
- [13] <https://orc-world-map.org>
- [14] Junjiang Bao, Li Zhao "A review of working fluid and expander selections for organic Rankine cycle"
- [15] B. Junjiang e Z. Li, "A review of working fluid and expander selections for organic Rankine cycle" Renewable and Sustainable Energy Reviews
- [16] E. Montà, "Realizzazione di processi di chemical looping e produzione di gas sintetico mediante solare termico a concentrazione"

- [17] Nitesh Kumar Choudhary, Sujit Karmakar “Thermo-Economic Analysis of Organic Rankine Cycle with Different Working Fluids for Waste Heat Recovery from Coal-based Power Plant”
- [18] “Prezzo energia elettrica e termica Italia,”
https://www.energy.eu/electricity_natural-gas_prices_european_union/.
- [19] “Incentivi cogenerazione,” Available: <https://www.ri-esco.it/cogenerazione-incentivi-previsti/>.
- [20] “Guida alla cogenerazione ad alto rendimento - GSE,”
https://www.gse.it/documenti_site/Documenti%20GSE/Servizi%20per%20te/COGENERAZIONE%20AD%20ALTO%20RENDIMENTO/Guide/GUIDA_CAR_AGGIORNAMENTO.pdf.
- [21] “Combined Heat and Power (CHP) - Cost,”
https://www.energy.gov/sites/prod/files/2013/11/f4/chp_clean_energy_std.pdf.
- [22] R. Turton, S. J. A., B. Debangsu e W. W. B, Analysis, synthesis, and design of chemical processes, Pearson Education, 2018.