

# UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI NAPOLI FEDERICO II

SCUOLA DI DOTTORATO IN INGEGNERIA INDUSTRIALE



DOTTORATO DI RICERCA IN

INGEGNERIA DEI SISTEMI MECCANICI CICLO XXVIII

## **SUPPORTO ALLA PROGETTAZIONE DI IMPIANTI ORC: OTTIMIZZAZIONE MULTI-OBIETTIVO**

### **TUTOR**

CH. MO PROF. ALFREDO GIMELLI

ING. ROBERTO CIMINO

### **DOTTORANDO**

ALESSANDRO LUONGO

*La mente che si apre ad una nuova idea  
non torna mai alla dimensione precedente.*

Albert Einstein

# 1 Indice

Introduzione: Scenario energetico mondiale .....	4
Capitolo 1: Organic Rankine Cycle .....	11
1.1 <i>Ciclo Rankine</i> .....	11
1.2 <i>Generalità ciclo ORC</i> .....	17
1.3 <i>Confronto con cicli a vapore</i> .....	19
1.4 <i>Caratteristiche dei fluidi organici</i> .....	21
1.5 <i>Tipologia di espansori</i> .....	23
1.4.1. <i>Turbine</i> .....	24
1.4.2. <i>Espansori scroll</i> .....	25
1.4.3. <i>Espansori Screw</i> .....	26
1.4.4. <i>Espansore a pistoni</i> .....	27
1.4.5. <i>Espansore rotativo a palette</i> .....	27
1.4.6. <i>Confronto delle diverse tipologie di espansori</i> .....	28
Capitolo 2: Modello termodinamico ORC .....	31
2.1 <i>Ciclo di riferimento</i> .....	31
2.2 <i>Modello numerico</i> .....	32
2.3 <i>Fluido di lavoro</i> .....	34
Capitolo 3: Ottimizzazione Multi-obiettivo .....	37
3.1 <i>Ottimizzazione Multi-obiettivo</i> .....	37
3.2 <i>Integrazione modello termodinamico con ottimizzatore</i> .....	38
3.3 <i>Funzioni obiettivo</i> .....	40
3.4 <i>Logica di funzionamento ottimizzatore</i> .....	43
Capitolo 4: Case study ed analisi risultati .....	53
4.1. <i>Case study 1: Clean Cycle discarica Warrington (UK)</i> .....	53
4.2. <i>Case study 2: Cinema multisala Roma</i> .....	58
Conclusioni .....	62
Bibliografia .....	64

## Introduzione: Scenario energetico mondiale

La sfida ai cambiamenti climatici ed alla riduzione delle emissioni di gas serra ha come obiettivo il contenimento dell'innalzamento della temperatura media terrestre entro i 2 °C (scenario 2DS dell' International Energy Agency) dovrà essere raggiunto contestualmente ad una dinamica di aumento della popolazione mondiale (9 miliardi di persone, scenario centrale, al 2050) che comporterà una crescita dell'economia mondiale (misurata dal world Gross Domestic Product- GDP) di più di quattro volte rispetto all'indice del 2012 [1].

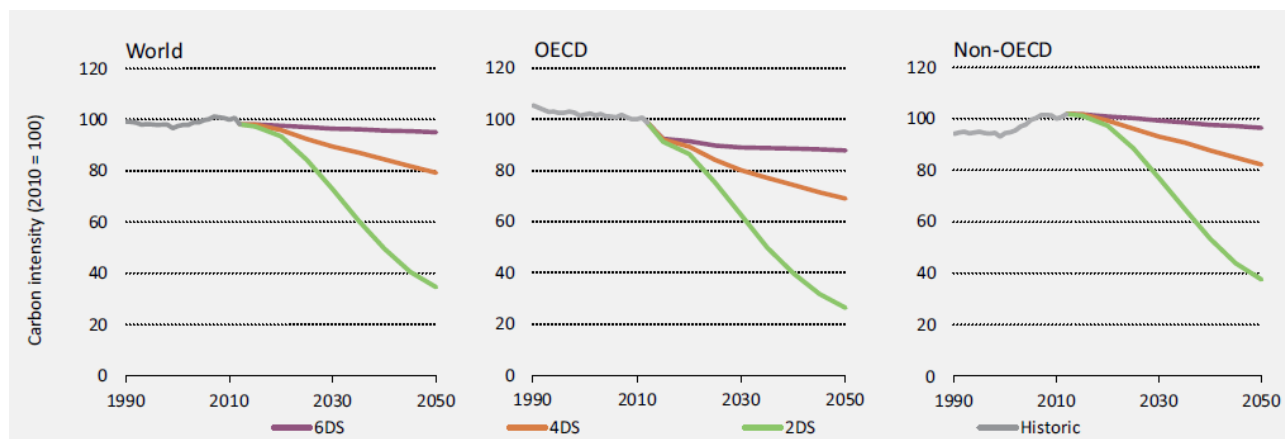


Figura 1 – Andamento diversi scenari di aumento della temperatura media

Lo scenario 6DS mostrato nei grafici considera l'ipotesi di non effettuare ulteriori interventi di riduzione delle emissioni rispetto a quelle già presenti provocando così un aumento dell'energia annuale e dei relativi processi legati alle emissioni di CO<sub>2</sub> di circa il 60%. Tali conseguenze possono essere potenzialmente devastante per i cambiamenti climatici globali portando ad un aumento della temperatura media di circa 5,5 °C.

Lo scenario 4DS tiene in considerazione invece le politiche energetiche pianificate o ancora in fase di valutazione (non ancora attuate) evidenziando un meno drammatico aumento della temperatura media di circa 3,7°C.

Lo scenario 2DS crea invece un percorso che da una possibilità di limitare l'aumento della temperatura media sotto i 2°C al 2050 con una riduzione di almeno il 60% dell'attuale trend di emissioni di CO<sub>2</sub>.

Al fine di poter realizzare quest'ultimo scenario, è importante intervenire su due aspetti con strategie ben precise:

- Migliorare l'efficienza energetica al fine di fronteggiare la crescita della domanda;
- Ridurre il carbon impact.

Entro il 2050, l'efficienza energetica nel 2DS prevede una riduzione del 64 % dell'intensità energetica del PIL rispetto ad oggi; vale a dire che anche se il PIL mondiale dovesse aumentare di tre volte, l'uso di energia primaria aumenterà di solo il 20% (Figura 2 sinistra).

Ridurre l'uso globale di energia primaria non è però sufficiente al fine di poter raggiungere gli obiettivi previsti nello scenario 2DS; il mix di fonti energetiche deve essere modificato in modo da ridurre le emissioni di CO<sub>2</sub>

(Figura 2 destra) di circa il 60 % entro il 2050. E' quindi necessario apportare miglioramenti in entrambi le strade ovvero ridurre la domanda globale e decarbonizzare della restante parte [1].

Il vincolo 2DS comporta pertanto misure ed interventi che vanno verso il disaccoppiamento della crescita economica mondiale dal consumo energetico primario, consentendo in tal modo una crescita economica senza contestuale aumento delle emissioni di GHG (Greenhouse Gases, misurati in tonnellate di CO2 equivalente emesse) [1].

Nei paesi OECD (Organisation for Economic Co-operation and Development - paesi economicamente sviluppati), il disaccoppiamento della crescita economica dal consumo di energia primaria è già una realtà: il consumo energetico in questo gruppo di paesi è allo stesso livello del 2000, anche se il loro GDP è cresciuto del 26% [2].

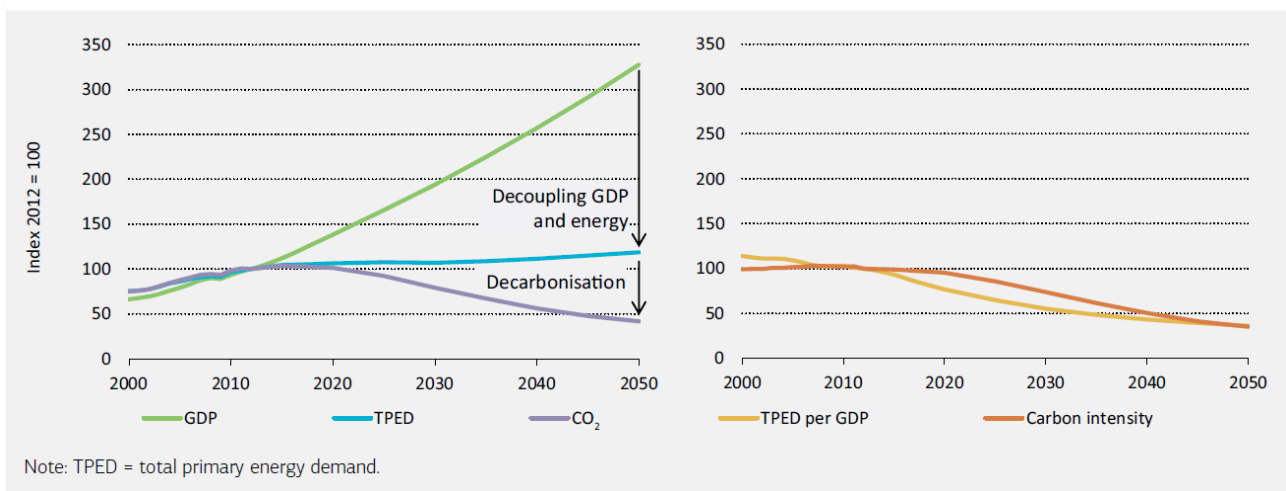


Figura 2 – Andamento del GDP, dell'energia primaria e delle emissioni di CO2 nello scenario 2DS [1]

I paesi sviluppati (paesi IEA: lista leggermente differente da quella OECD) hanno dunque già fatto molto, tale aspetto lo si può notare dal grafico mostrato in Figura 3 in cui vengono illustrati i risparmi di consumo di energia primaria (avoided total final consumption: TFC), ottenuti a mezzo dell'implementazione di misure di vario tipo tutte riconducibili principalmente a efficienza energetica [2].

Nel solo 2014 i risparmi conseguiti sono pari a 520 milioni di tonnellate di olio equivalente (toe), pari a 22 EJ, con un risparmio sulle importazioni di energia valutato a 550 miliardi di US \$: l'efficienza energetica è così diventata «energy virtual supply», entrando in competizione con le fonti energetiche tradizionalmente importate nei paesi sviluppati di carbone, olio e gas.

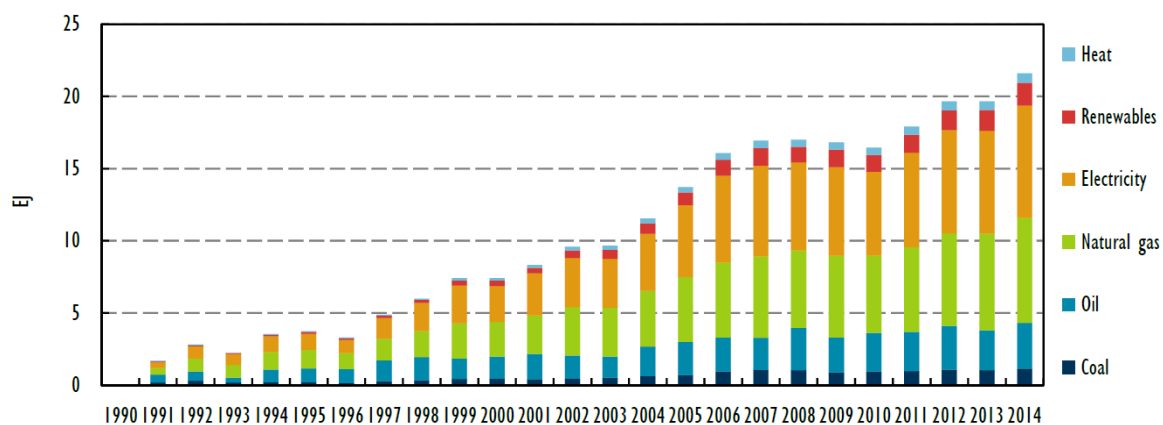


Figura 3 – Consumo di energia primaria evitato nei paesi IEA grazie ad investimenti in efficienza energetica fatti dal 1990 [3]

A titolo di esempio nel grafico in Figura 4 sono mostrati i paesi più «virtuosi» in termini di efficienza energetica in testa ai quali vi è la Germania. In tale diagramma sono mostrate le importazioni energetiche evitate nel periodo 1990-2014, in funzione delle misure di efficienza energetica applicate.

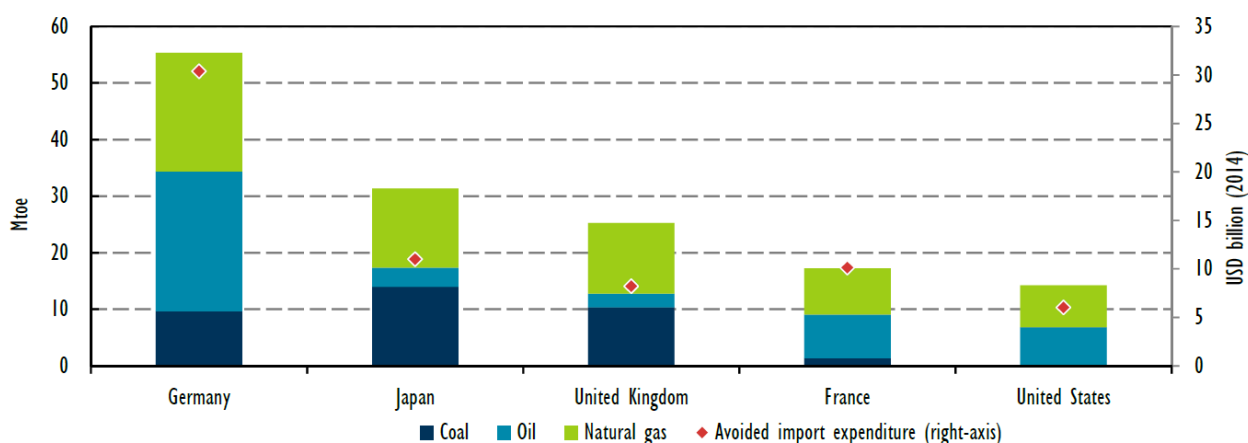


Figura 4 – Volumi e costi delle importazioni energetiche evitate nel 2014 nei paesi IEA [3]

I paesi sviluppati (OECD) stanno tuttavia appiattendo la curva dei risparmi dovuti ad iniziative di efficienza energetica in quanto il margine di efficientamento energetico si riduce. Molto diversa invece è la situazione nei paesi in via di sviluppo (non OECD), che essendo partiti in ritardo nelle misure di efficienza energetica, stanno crescendo nei risparmi grazie sia alla diffusione di tali misure di efficienza energetica. In particolare grazie alla crescita economica e dei relativi consumi energetici associati che assicura al «mercato» dell'efficienza energetica ampi spazi di crescita [2].

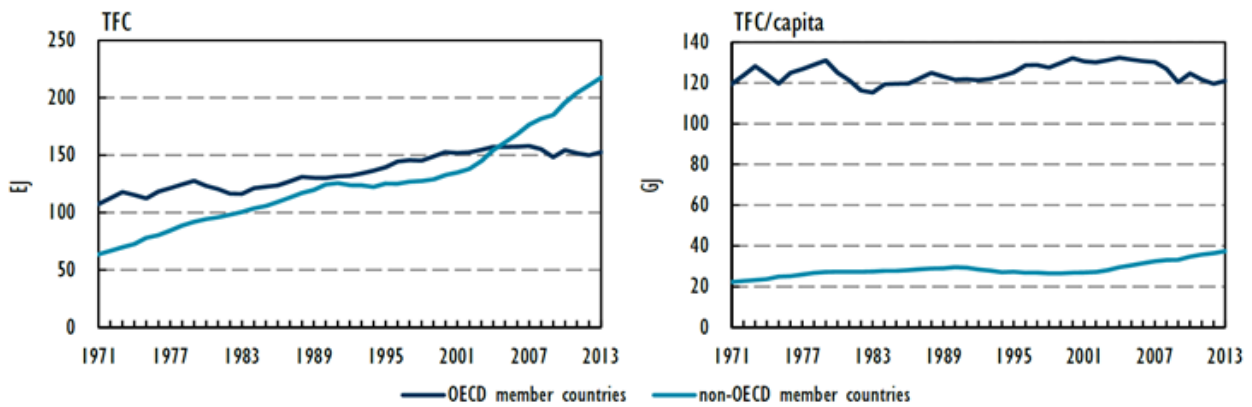


Figura 5 – Consumo di energia primaria (TFC) in paesi OECD e non-OECD, 1971-2013 [2]

L'obiettivo di contenere entro 2°C il riscaldamento globale al 2050 (scenario 2DS dello IEA) presuppone che la pendenza della curva delle emissioni di CO<sub>2</sub> (al 2012 pari a 34,5 Gt) cambi segno già al 2020 (rispetto allo scenario «business as usual» che porterebbe all' aumento di 6 °C -6DS), a mezzo di una serie di interventi di decarbonazione, diffusione delle rinnovabili e sull' efficienza energetica (vedi Figura 6) [1].

In particolare, i settori nei quali l'efficienza energetica dovrà contribuire maggiormente sono l'industria, il trasporto e gli edifici.

Nel settore industriale dovranno essere implementate tecnologie che sostituiranno motori a bassa efficienza con macchine a più elevata performance e tecnologie di recupero di calore di scarto. Nel settore dei trasporti, invece, si tratterà di aumentare l'efficienza complessiva del parco autoveicoli sia con l' ampia diffusione di veicoli ibridi ed elettrici (ad esempio fuel cells), sia con operazioni di fuel switching (diffusione del gas naturale e dei biocarburanti). Il settore degli edifici, infine, vedrà proseguire l'aumento di efficienza tramite interventi di ammodernamento dello stock di edifici esistenti (coibentazioni, integrazione di rinnovabili e ottimizzazione dei consumi tramite sensoristica e software di gestione) [1].

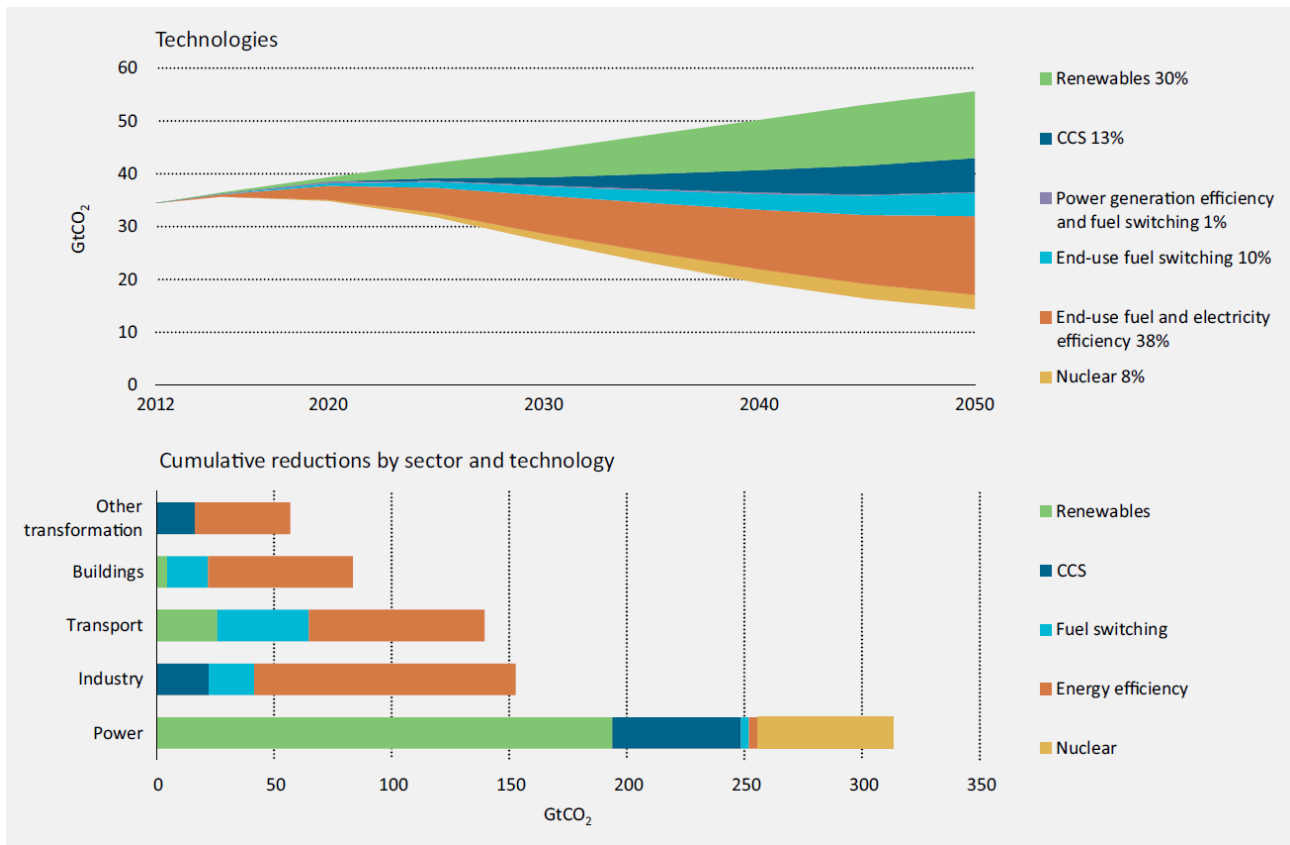


Figura 6 – Riduzione delle emissioni tra lo scenario 6DS e quello 2DS di CO<sub>2</sub> divise per categorie [1]

La quota di energia primaria impiegata nei settori industriale e residenziale è, come si vede dalla prima torta del grafico in Figura 7, molto rilevante, visto che rappresenta il 34% del consumo totale mondiale di energia nel 2012, ripartito circa a metà fra settore industriale e residenziale (48% verso 52%) [1].

L'energia persa nella trasformazione da input (primary energy use) ad output (final energy consumption) è rilevante come si vede dal raffronto delle due torte in Figura 7: il margine di miglioramento per interventi di efficienza energetica è dunque notevole [1].

Bisogna però considerare che i due settori sono differenziati dal range di temperature richiesto. La temperatura è un indicatore importante della differenza tra i due settori infatti il calore richiesto nel settore degli edifici è a temperature inferiori a 100 °C mentre il calore richiesto nel settore industriale presenta principalmente temperature superiori a 100 °C. Circa due terzi della domanda finale di energia industriale è utilizzato per la produzione di calore con temperature comprese tra di 200 °C a 400 °C [4].



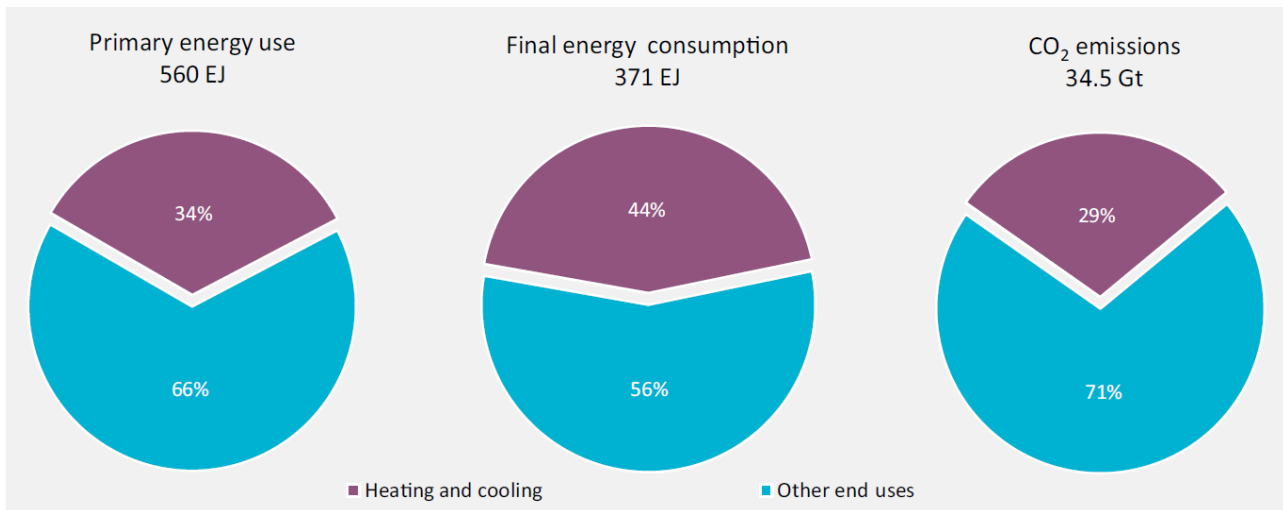


Figura 7 – Utilizzo di energia primaria, consumo finale di energia per produzione di calore e raffrescamento del 2012 con relative emissioni di CO<sub>2</sub> [1]

In Figura 8 è riportato un diagramma delle tecnologie attualmente impiegabili nel settore industriale per gli interventi di efficienza energetica, che vanno combinati fra loro a seconda delle situazioni specifiche e delle condizioni di mercato [5].

E' evidente che il fattore costo dei singoli interventi è cruciale, soprattutto in uno scenario di bassi prezzi dell'energia quale quello che il mondo attualmente vive.

E' pertanto molto importante valutare la soluzione tecnologica specifica alla luce delle due variabili performance e costi (sia di capitale che operativi), al fine di selezionare la tecnologia o il pacchetto di tecnologia che offre il risparmio energetico maggiore ai costi più bassi possibili.

Per tale ragione il lavoro che sarà presentato ha lo scopo di realizzare un modello numerico che tramite ottimizzazione multi-obiettivo [51] possa diventare uno strumento utile per la progettazione e per la scelta della soluzione migliore da applicare per ciascun caso specifico.

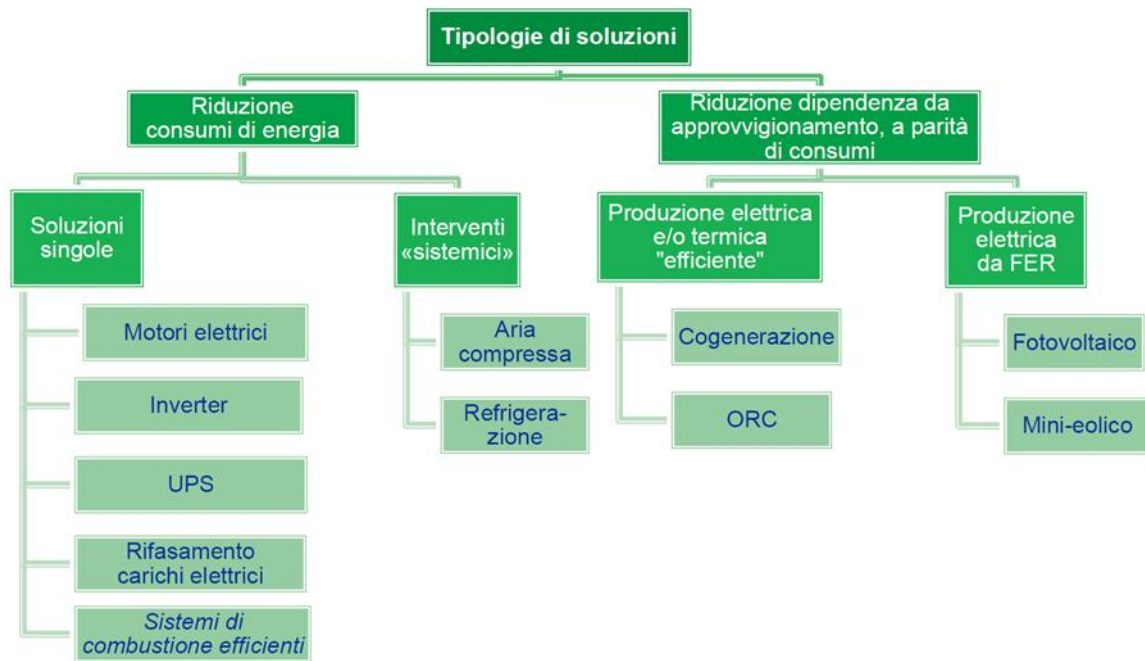


Figura 8 - Tecnologie impiegabili nel settore industriale per gli interventi di efficienza energetica [5]

Il presente lavoro ha lo scopo di mostrare ed analizzare i principali studi effettuati durante i tre anni di dottorato. La principale attività di ricerca ha avuto come tema l'efficienza energetica nei processi industriali ed in particolare il recupero e valorizzazione di calore di scarto tramite impianti ORC [10]-[17] (Organic Rankine Cycle). Tale studio non si è limitato soltanto all'analisi delle diverse tipologie di sistemi ORC ma ha avuto come scopo ultimo la realizzazione di un modello numerico che tramite ottimizzazione multi-obiettivo [6][9], identifica la miglior configurazione d'impianto (fluido, definizione del ciclo termodinamico, costo, efficienza) avendo come input la potenza termica da recuperare.

# Capitolo 1: Organic Rankine Cycle

Tra le tecnologie indicate nel diagramma è presente anche la tecnologia ORC (Organic Rankine Cycle) che grazie alla tipologia di fluido motore impiegato, riesce a generare potenza elettrica anche da calore a bassa temperatura rappresentando quindi un'ottima soluzione di efficienza energetica in particolare nel settore industriale.

I Sistemi ORC sono studiati sin dal lontano 1880 ma non hanno trovato interessi applicativi reali (a causa di bassa efficienza di conversione dell'energia) fino alle recenti preoccupazioni legate ai cambiamenti climatici e il conseguente obiettivo di contenimento dell'aumento della temperatura media terrestre e quindi della relativa riduzione di emissioni di CO<sub>2</sub> [19].

## 1.1 *Ciclo Rankine*

L'esecuzione di un ciclo termodinamico diretto da parte di un opportuno fluido (fluido motore) in un'opportuna macchina od impianto (impianto motore) costituisce il metodo più comune per realizzare, come effetto globale esterno, la trasformazione di energia termica in energia meccanica. Le leggi che regolano processi di questo tipo sono direttamente i due principi basilari della termodinamica.

Quello che si fa in genere è l'analisi di cicli termodinamici che possono costituire riferimento ideale per impianti o macchine motrici termiche di pratica realizzazione; per questo motivo questi cicli sono denominati cicli ideali di riferimento e verranno considerati almeno internamente reversibili. In realtà le varie irreversibilità che accompagnano i cicli termodinamici nella loro pratica realizzazione hanno effetti molto importanti [21].

Il secondo principio della termodinamica indica come la possibilità di realizzare, da parte di un fluido termodinamico, un ciclo diretto con produzione netta di lavoro esterno, richieda la disponibilità di almeno due sorgenti termiche: la prima, a temperatura mediamente superiore, dalla quale il fluido motore riceve il calore positivo di ciclo  $Q^+$ ; la seconda, a temperatura inferiore (chiamata spesso serbatoio termico o pozzo termico, per riservare l'appellativo di sorgente termica a quella che cede calore al fluido motore), alla quale il fluido rigetta il calore negativo di ciclo  $Q^-$ .

Un ciclo ideale internamente reversibile, composto da due trasformazioni isoentropiche e due trasformazioni isobare è chiamato ciclo di Rankine.

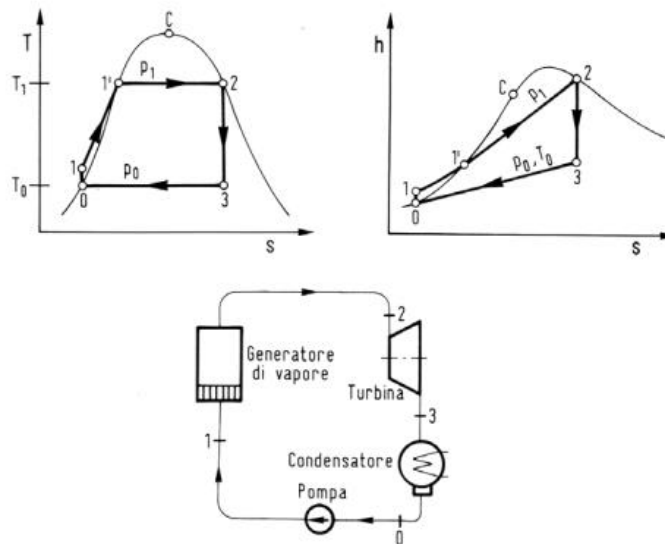


Figura 9 - Ciclo di Rankine rappresentato sui piani T-s e h-s e schema di impianto

Esso presenta logicamente un rendimento termico interno minore del corrispondente ciclo di Carnot tra gli stessi valori di temperatura minima  $T_0$  e massima  $T_1$  di ciclo, che tra l'altro dipende anche dal fluido motore utilizzato (contrariamente a quanto accade per il ciclo di Carnot) [20].

Lo schema dell'impianto, rappresentato in Figura 9 con l'indicazione della corrispondenza degli stati termodinamici del fluido rispetto al ciclo rappresentato nella stessa figura, comprende:

- Generatore di vapore (sorgente di calore) ove il fluido a pressione prefissata  $p_1$  viene riscaldato e vaporizzato dallo stato 1 allo stato 2, scambiando con la sorgente esterna il calore positivo di ciclo  $Q^+$
- Espansore (in genere una turbina) ove il fluido espandendosi da 2 a 3 (in maniera idealmente isoentropica) cede all'esterno il lavoro positivo di ciclo  $L^+$
- Condensatore, spesso del tipo a fascio tubiero, refrigerato ad acqua da sorgenti naturali, ove viene asportato il calore (di condensazione isobara dallo stato 3 allo stato 0) negativo di ciclo  $Q^-$
- Pompa, ove il liquido viene riportato dalla pressione  $p_0$  (stato 0) alla pressione  $p_1$  e dove viene scambiato (in maniera idealmente isoentropica) il lavoro negativo di ciclo  $L^-$ .

### Analisi Termodinamica

Il primo principio della termodinamica (per sistemi con deflusso), nella ipotesi di poter trascurare le variazioni di energia potenziale e cinetica, consente di calcolare l'entità degli scambi energetici dei singoli processi [20].

Nel generatore di vapore, essendo nullo il lavoro utile  $L'_{12}$  scambiato

$$Q^+ = h_2 - h_1$$

Per la turbina, nell'ipotesi di trasformazione adiabatica è possibile scrivere:

$$L_{23} = L^+ = h_2 - h_3$$

Nel condensatore, non essendoci scambio di lavoro con deflusso:

$$Q_{30} = Q^- = h_0 - h_3$$

Nella pompa infine, essendo il processo adiabatico:

$$L_{01} = L^- = h_0 - h_1$$

Il fluido elaborato nella pompa è un liquido la cui densità può essere ipotizzata costante (incomprimibile); in tal caso il lavoro ideale di pompaggio è stimabile tramite l'espressione

$$L_{01} = L^- = -v_0(p_1 - p_0)$$

Una considerazione ulteriore può essere fatta osservando che il volume specifico nella fase liquida, lungo la trasformazione di pompaggio, è in generale inferiore (in termini di ordini di grandezza) rispetto ai valori della fase vapore, riscontrabili durante il processo di espansione: il lavoro negativo  $L^-$  nel ciclo Rankine risulterà, in modulo, molto minore del lavoro positivo  $L^+$  del ciclo:

$$|L^-| \ll |L^+|$$

Con approssimazione spesso sufficiente nei calcoli tecnici, è possibile considerare trascurabile il lavoro negativo del ciclo rispetto a quello positivo ed assumere quest'ultimo coincidente con il lavoro netto

$$L^+ \cong L_n$$

In tal caso il valore del rendimento termico si può approssimare con l'espressione seguente

$$\eta_t = \frac{L^+ + L^-}{Q^+} \cong \frac{L^+}{Q^+} \cong \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_0}$$

Per la stessa ragione nei diagrammi termodinamici T-s (Figura 10), h-s, o h-p nelle dimensioni usualmente disponibili, i punti 0 e 1 sono indistinguibili e vengono quindi considerati coincidenti

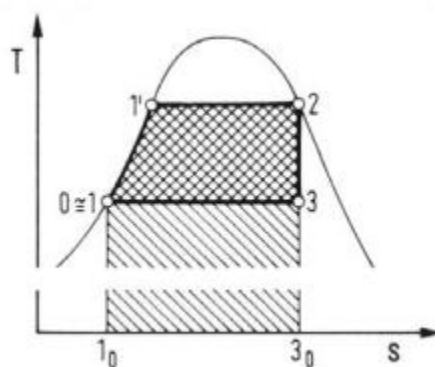


Figura 10 - Ciclo di Rankine rappresentato sul piano T-s

Osservando la figura si può notare come il rendimento termico del ciclo, in quanto reversibile, e con portata di fluido motore costante in ogni singola sezione, può essere calcolato come rapporto delle aree segnate:

$$\eta_t = \frac{\text{area}(11'231)}{\text{area}(11'233_01_01)}$$

Naturalmente il diagramma deve far riferimento all'asse vero delle ascisse e cioè a 0 gradi assoluti.

Per un ciclo diretto evolvente tra due sorgenti termiche l'espressione del rendimento termico  $\eta_t$  è in generale data dal rapporto tra il lavoro netto ottenuto (calcolato come differenza tra il lavoro positivo e il lavoro negativo di ciclo) e la quantità di calore messa a disposizione dalla sorgente termica a più alta temperatura [21].

Per il ciclo ideale di Rankine esaminato è possibile scrivere, con riferimento all'unità di massa di fluido motore evolvente

$$\eta_t = \frac{L^+ + L^-}{Q^+} = \frac{(h_2 - h_3) - (h_1 - h_0)}{(h_2 - h_1)}$$

È possibile dimostrare come, nel caso del ciclo di Rankine, il valore del rendimento termico sia inferiore a quello del ciclo ideale di Carnot evolvente tra gli stessi valori delle temperature di vaporizzazione e condensazione, conseguenza del valore inferiore della temperatura media di adduzione del calore del fluido motore. Le fasi di scambio termico del ciclo infatti, sono trasformazioni isobare internamente reversibili, per le quali è possibile definire il valore della temperatura (assoluta) media termodinamica attraverso l'espressione:

$$\bar{T}_{12} = \frac{\int_1^2 T ds}{s_2 - s_1} = \frac{\Delta h_{12}}{\Delta s_{12}}$$

dove  $\Delta h_{12}$  e  $\Delta s_{12}$  sono i valori delle variazioni rispettivamente di entalpia ed entropia tra gli stati estremi della trasformazione.

Nel caso del ciclo di Rankine illustrato in Figura 9 risulta:

$$\bar{T}_{12} = \frac{h_2 - h_1}{s_2 - s_1} \quad \bar{T}_{30} = \frac{h_0 - h_3}{s_0 - s_3} = T_0$$

è possibile scrivere quindi:

$$Q^+ = h_2 - h_1 = \bar{T}_{12}(s_2 - s_1) \quad Q^- = h_0 - h_3 = T_0(s_0 - s_3)$$

ed avendo nel caso in esame  $s_0 = s_1$  e  $s_2 = s_3$  si otterrà:

$$\eta_t = \frac{Q^+ + Q^-}{Q^+} = 1 - \frac{T_0}{\bar{T}_{12}}$$

Passando all'analisi delle installazioni reali, le trasformazioni ideali di riferimento subiscono i seguenti effetti di irreversibilità:

- Lo scambio termico nel generatore e nel condensatore non sono più trasformazioni a pressione costante: sarà necessario quindi, considerare una differenza di pressione tra ingresso e uscita tale da compensare le perdite di carico lungo i condotti di deflusso

- Le fasi con scambio di lavoro utile (pompaggio ed espansione) sono processi praticamente adiabatici ma non reversibili (quindi non isoentropici), caratterizzabili da opportuni valori non unitari del rendimento isoentropico.

Per il calcolo del rendimento di conversione dell'impianto, delle deviazioni citate rispetto al ciclo ideale di riferimento, ci si può limitare e considerare quella di gran lunga più influente, che riguarda la non isoentropicità dell'espansione in turbina. Il ciclo si presenta come illustrato nella figura seguente [20]:

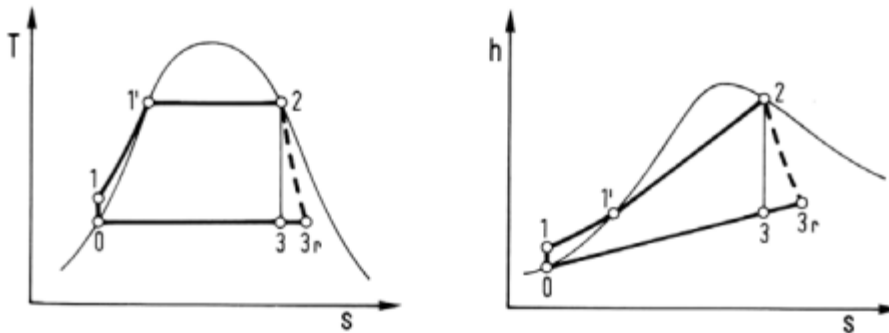


Figura 11 - Espansione adiabatica non reversibile in un ciclo di Rankine

L'espansione reale porta il fluido motore dalla condizione 2 alla condizione 3r con aumento di entropia (per irreversibilità interna)  $\Delta s = s_{3r} - s_2$ . Il lavoro di espansione  $L_{23r}$  risulta naturalmente inferiore a quello ideale  $L_{23}$  (per il quale è nulla la variazione di entropia  $\Delta s=0$ ); stante l'ipotesi di adiabaticità e la trascurabilità delle variazioni di energia cinetica e potenziale, esso è esprimibile come differenza di entalpia tra gli stati estremi del processo:

$$L_{23r} = h_2 - h_{3r}$$

Il rendimento isoentropico dell'espansione adiabatica è esprimibile come:

$$\eta_{ie} = \frac{L_{23r}}{L_{23}} = \frac{h_2 - h_{3r}}{h_2 - h_3}$$

### Tecnica della rigenerazione

La rigenerazione è un metodo utilizzato per aumentare il rendimento degli impianti a ciclo Rankine indipendentemente dal tipo di fluido di lavoro, sia esso acqua o un composto organico; essa consiste nel trasferimento di calore dal fluido allo stato di vapore in uscita dalla turbina, al fluido allo stato liquido che deve essere riscaldato dalla temperatura di condensazione fino alla temperatura di evaporazione [21].

Con riferimento alla figura seguente:

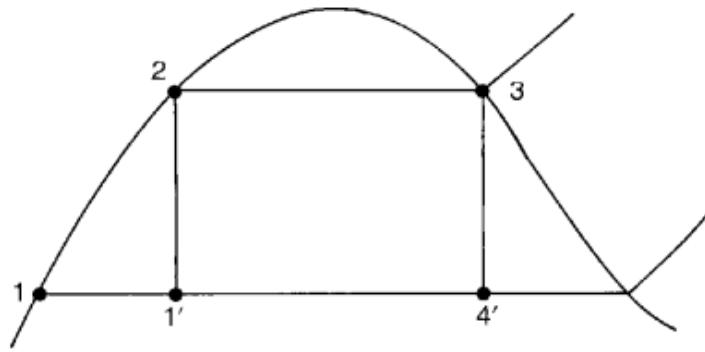


Figura 12 - Relazione tra il rendimento del ciclo di Carnot (1'234'1') ed il rendimento del ciclo di Rankine a vapor d'acqua (1234'1)

Si osservi come la temperatura media a cui il calore viene fornito nel ciclo di Rankine sia inferiore a quella in un ciclo ideale di Carnot che operi tra la temperatura di condensazione e quella di evaporazione; di conseguenza, come già precedentemente dimostrato, il rendimento del ciclo Rankine è inferiore a quello del ciclo di Carnot.

Nel ciclo rigenerativo il liquido viene preriscaldato ed entra nel generatore di vapore con un valore della temperatura prossima a quella di evaporazione, aumentando in questo modo la temperatura media in corrispondenza della quale viene fornito il calore.

Un processo rigenerativo ideale avverrebbe con uno scambio di calore reversibile, cioè in modo che in ciascun punto la temperatura del vapore sia più alta solo di un infinitesimo di quella del liquido.

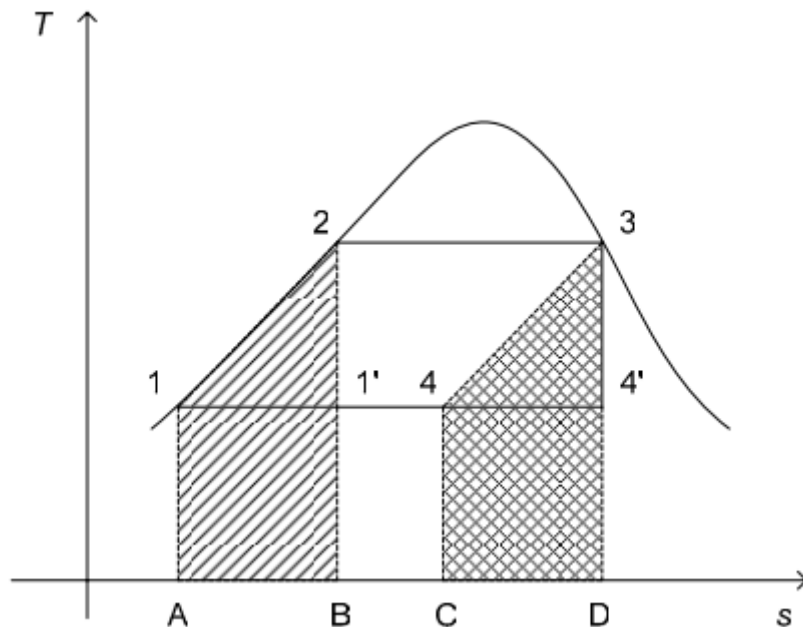


Figura 13 - Ciclo di Rankine a vapor d'acqua con processo rigenerativo ideale illustrato sul diagramma T-s

Con riferimento alla figura 10 si osservi come al posto dell'adiabatica isoentropica  $3 \rightarrow 4'$ , l'espansione del vapore segue la curva  $3 \rightarrow 4$  sul diagramma T-s, esattamente parallela alla  $1 \rightarrow 2$ , che rappresenta la curva di riscaldamento del liquido fino alla condizione di liquido saturo in cui ha inizio la fase di evaporazione. Viene quindi utilizzato il calore equivalente all'area  $C43DC = A12BA$  per preriscaldare l'acqua da  $T_1$  a  $T_2$ .



La fase di adduzione del calore in questo modo, avviene solo lungo la trasformazione  $2 \rightarrow 3$ , a temperatura costante e corrispondente all'area B23DB. Il calore ceduto in fase di condensazione al pozzo termico (trasformazione  $4 \rightarrow 1$ ) è rappresentato dall'area A14CA, esattamente uguale all'area B1'4'DB, corrispondente al calore ceduto nel ciclo di Carnot di riferimento 1'234'1'. È possibile affermare, quindi, che il ciclo rigenerativo ideale presenta valori di rendimento termico uguali a quelli del ciclo di Carnot evolvente tra le stesse temperature estreme [20].

Il ciclo rigenerativo ideale appena esaminato è in pratica irrealizzabile per due motivi:

- Impossibilità di ottenere uno scambio continuo del calore posseduto dal vapore che si espande in turbina al liquido;
- La fase finale di espansione il vapore sarebbe caratterizzato da valori del titolo troppo bassi ( $x_4$ ) tali da determinare una consistente presenza di liquido che provocherebbe danni alle pale della turbina.

Nella pratica, negli impianti a ciclo Rankine tradizionali a vapore d'acqua, la rigenerazione si realizza preriscaldando l'acqua di alimento per mezzo di tutto il calore che può essere ceduto da una parte del vapore spillato dai diversi stadi della turbina durante l'espansione e non da una parte del calore sottratta a tutto il vapore che viene ammesso in turbina; questa operazione, da un lato comporta una riduzione del lavoro utile ottenibile dall'espansione, in quanto gli ultimi stadi della turbina non sono percorsi da tutta la portata di vapore, ma dall'altro comporta l'utilizzazione di una parte del calore di condensazione, che sarebbe altrimenti perduto.

Il vantaggio della rigenerazione, quindi, è legato alla diminuzione del calore che dovrebbe essere ceduto al condensatore in quanto parte di esso viene riutilizzato nel ciclo anziché essere perso. Per impianti che lavorano a pressioni e temperatura elevate, la tecnica della rigenerazione riesce ad essere maggiormente incisiva, in termini di efficienza [21].

## 1.2 Generalità ciclo ORC

La generazione di potenza da centrali termoelettriche a ciclo Rankine utilizza tipicamente come fluido di lavoro l'acqua, grazie alle sue favorevoli proprietà negli impieghi ad alta temperatura e laddove le potenze termiche in gioco sono considerevoli [20].

Negli impianti per lo sfruttamento del calore a temperature relativamente basse, l'acqua perde gran parte della sua utilità, facendo risultare più adatti allo scopo molti altri fluidi di tipo organico, ovvero idrocarburi leggeri e clorofluorocarburi (freon). Questi fluidi sono basso bollenti, prestandosi quindi ad un utilizzo a basse temperature [23].

L'andamento della curva limite superiore (del vapore saturo secco) nel caso dell'acqua presenta anche nel caso di uno o più surriscaldamenti, valori del titolo a fine espansione minori dell'unità. Tale problematica non si presenterebbe con una curva che avesse pendenza positiva (la curva limite superiore nel caso dell'acqua ha pendenza negativa) in quanto a fine espansione il fluido si troverebbe in una situazione di vapore secco. I fluidi organici di cui si è accennato sopra, presentano la caratteristica di avere la curva limite superiore a pendenza positiva o, nei casi peggiori, leggermente negativa (vedi Figura 14).

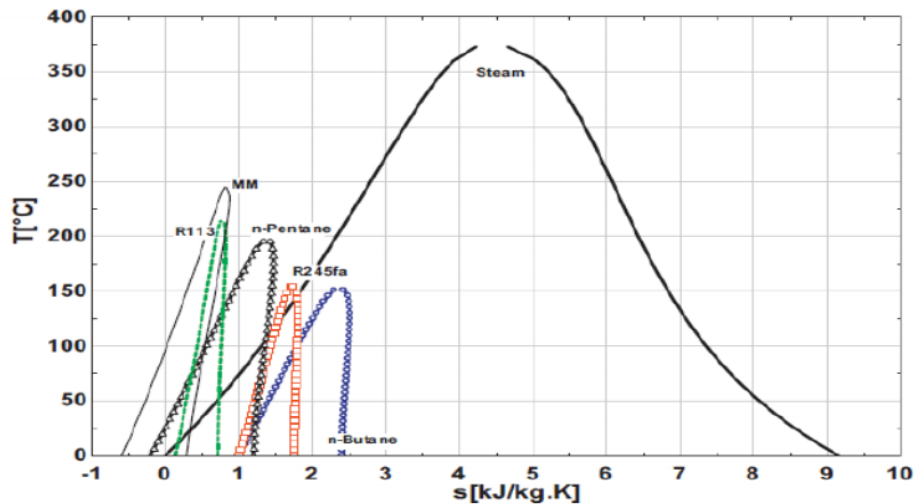


Figura 14 - Confronto delle curve di saturazione di alcuni fluidi organici con quella dell'acqua sul diagramma t-s [22]

Oltre alla caratteristica di realizzare un'espansione secca, altre importanti proprietà contraddistinguono i fluidi di lavoro organici e che influiscono sulla scelta di un fluido piuttosto che di un altro [23].

FLUIDO	MASSA MOLECOLARE [g/mol]	PRESSIONE CRITICA [MPa]	TEMPERATURA CRITICA [K]	TEMPERATURA VAPORIZZAZIONE [K]
Acqua	18	22,06	647	373
Ammoniaca	17	11,33	405,3	239,7
Isobutano	58,1	3,648	408,5	261,5
Butano	58,122	3,796	425,12	272,6
n-pentano	72,15	3,36	469,5	308
Benzene	78,14	4,9	562,2	353
Toluene	92,14	4,11	592	536
R134a	102	4,06	374,15	248
Etilbenzene	106,167	3,61	617	570
R141b	116,95	4,46	479,96	305,2
Propylbenzene	120,19	3,20	638	573
R12	121	4,13	385	243,2
R245fa	134,05	3,64	427,2	288,05
R245ca	134,05	3,925	447,57	298,28
Butilbenzene	134,22	2,89	661	573
R11	137	4,41	471	296,2
R236ea	152,04	3,502	412,44	279,34
R123	152,93	3,662	456,83	300,97
R114	170,92	3,257	418,83	276,74
R113	187	3,41	487,3	320,38

Tabella 1 - Proprietà termodinamiche dei principali fluidi organici [25]

La Tabella 1 mostra, per i fluidi organici utilizzati maggiormente negli esistenti impianti ORC, alcuni dei parametri termodinamici che maggiormente li contraddistinguono quali punto critico, massa molecolare e temperatura di vaporizzazione. Inoltre viene riportato un confronto con l'acqua da cui si nota che la massa molecolare dell'acqua sia inferiore a quella dei fluidi organici con influenza sulla temperatura di vaporizzazione. I fluidi con temperatura critica più elevata permettono un'evaporazione ad una temperatura superiore, ma lavorano con salti di pressione più contenuti, che potrebbero ridurre l'effetto utile ottenibile. La scelta del fluido adatto nei cicli ORC, quindi, gioca un ruolo chiave perché determina sia le prestazioni che i costi della realizzazione dell'impianto[24].

### 1.3 *Confronto con cicli a vapore*

Gli impianti ORC possono essere impiegati per la generazione di energia elettrica, sfruttando energia termica a bassa temperatura. A tali basse temperature un ciclo a vapore risulterebbe inefficiente a causa dei grandi volumi che si avrebbero alle ridotte pressioni (e temperature) alle quali sarebbe necessario far condensare il fluido, con degli inaccettabili aumenti di volume e di costo degli impianti stessi. La tecnologia ORC risulta, quindi, vantaggiosa rispetto ai tradizionali sistemi a vapore d'acqua, per le seguenti applicazioni:

- I. Applicazioni di piccola taglia (con range di potenze da pochi kW ad alcuni MW);
- II. Applicazioni dedicate allo sfruttamento di sorgenti di calore a bassa temperatura (il range di temperature alle quali è possibile abbinare un sistema ORC è approssimativamente compreso fra 80° e 400°C). In tali applicazioni l'utilizzo di sistemi ORC diventa una delle poche tecnologie (in alcuni casi l'unica) in grado di sfruttare questo tipo di calore.

In situazioni in cui si hanno a disposizione sorgenti a bassa temperatura e con potenze termiche limitate (ad esempio le sorgenti geotermiche o scarti termici) i sistemi ORC si posizionano tra le migliori soluzioni di efficientamento energetico e di sfruttamento del calore per la produzione di energia. In questo modo si possono utilizzare anche fonti termiche a bassa entalpia e temperatura come:

- Scarti termici industriali,
- Energia solare,
- Energia Geotermica;
- Biomasse;
- Energia marina;

Caratteristica di tale tipologia di sistemi è che può essere facilmente combinato con altri cicli termodinamici, celle a combustibile, motore a combustione interna, microturbine, il sistema di dissalazione dell'acqua di mare, ciclo Brayton e turbina a gas, cogenerazione and CCHP [26].

La disposizione impiantistica tipica prevede l'utilizzo dei cicli binari (figura 12) nei quali la sorgente termica scambia calore con un fluido termovettore ad alto punto di ebollizione (generalmente acqua), che provvederà poi a scambiare (negli scambiatori di calore evaporativi) il calore positivo di ciclo con il fluido di lavoro organico.

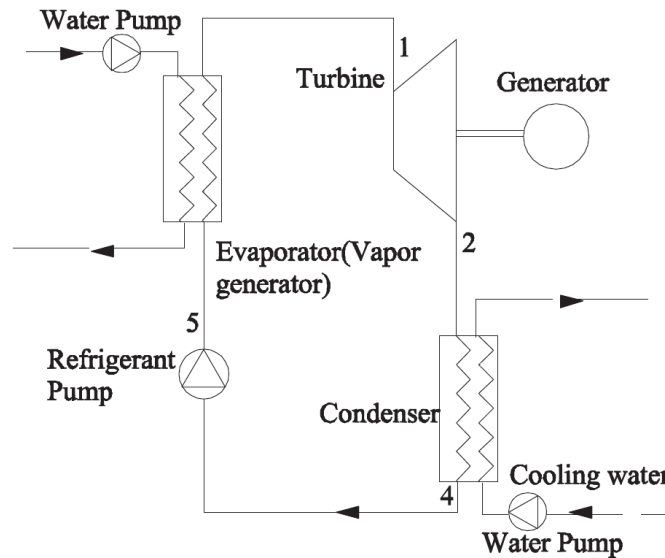


Figura 15 –Esempio di Impianto ORC[27]

L'assunzione di tale tipo di soluzione porta ad ulteriori vantaggi dal punto di vista della sicurezza dell'impianto, in quanto il fluido termovettore è in grado di trasportare calore ad elevata temperatura a pressione atmosferica riducendo i rischi.

E' possibile riassumere i vantaggi relativi all'utilizzo della tecnologia ORC rispetto ad un ciclo a vapore tradizionale con i seguenti punti [25]:

- Assenza di erosione delle palette della turbina dovuta all'assenza di formazione di liquido nelle fasi finali dell'espansione, con aumento delle ore di funzionamento della stessa;
- Ottimo rendimento della fase di espansione;
- Bassa sollecitazione meccanica sulla girante della turbina dovuta alle modeste velocità periferiche;
- Possibilità di accoppiamento diretto tra turbina e il generatore elettrico (a due poli) senza interposizione di un riduttore di giri, dovuto ai bassi regimi di rotazione – Soluzione con espansore volumetrico;
- Elevata affidabilità e minima richiesta di interventi manutentivi, essendo il fluido motore non corrosivo e capace di mantenere pulite e lubrificate le parti con cui viene a contatto;
- Procedure di fermata e avviamento semplici, tali da consentire la gestione dell'unità ORC anche a personale non patentato, cosa peraltro impossibile nei tradizionali cicli a vapore;
- Elevata sicurezza degli impianti legata all'utilizzo generalizzato di un fluido termovettore ad alto punto di ebollizione (oli diatermici, acqua);
- Inquinamento acustico contenuto;
- Buone prestazioni in termini di efficienza anche a carico parziale;
- Assenza di surriscaldatori grazie alla caratteristica curva di saturazione;
- Elevata efficienza di conversione per potenze contenute.

## 1.4 Caratteristiche dei fluidi organici

La sostanza organica impiegata nelle applicazioni ORC è solitamente caratterizzata da un basso punto di ebollizione, da un basso calore latente di evaporazione e da un'elevata densità, proprietà queste, preferibili per aumentare la portata in ingresso in turbina.

Nella tabella che segue vengono confrontate le proprietà termodinamiche dell'acqua con quelle del HCFC-123, un fluido organico spesso impiegato in questo tipo di impianti.

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

Tabella 2 - Confronto tra proprietà termodinamiche dell'acqua e del HCFC-123 [28]

Dalla tabella si nota che il calore specifico di evaporazione del fluido organico considerato è molto più basso di quello dell'acqua, motivo principale per cui i fluidi di questo tipo sono utilizzati in sostituzione dell'acqua per il recupero di calore da fonti a medio-bassa temperatura, consentendo il raggiungimento di migliori rendimenti e più elevate potenze rispetto ai fluidi di lavoro convenzionali. Inoltre un fluido organico segue meglio la curva di cessione di calore della sorgente che deve essere raffreddata; un esempio è mostrato nella Figura 16, in cui la sorgente di calore è il gas di scarico di una turbina a gas.

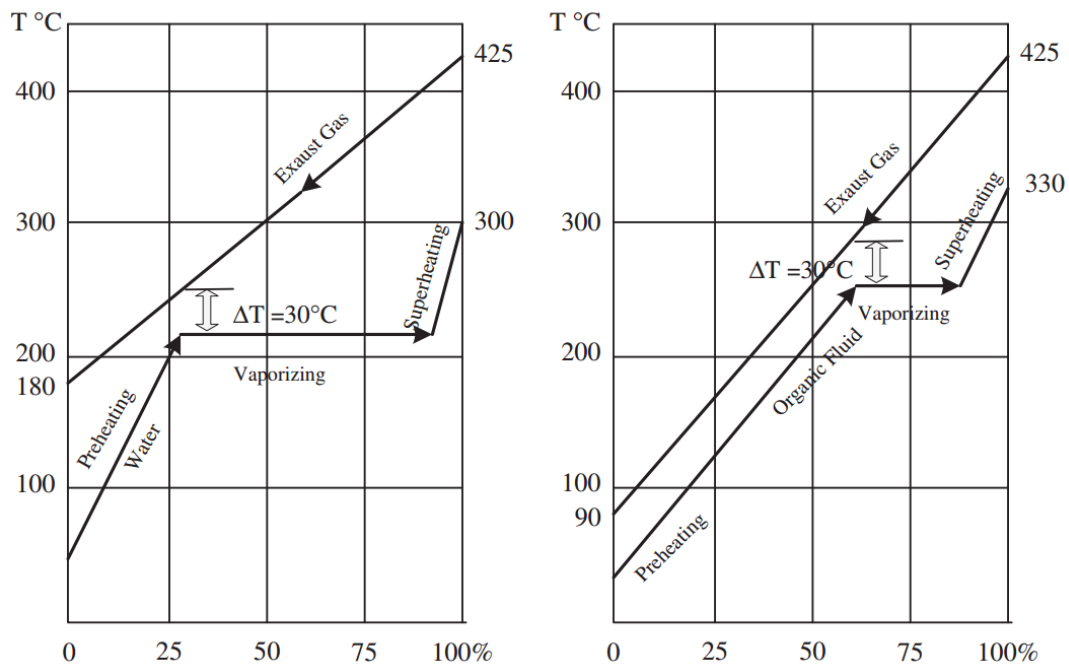


Figura 16 - Confronto tra i calori specifici di evaporazione [29]

Dai grafici è possibile notare come nel caso di utilizzo di fluido organico, il gas di scarico può essere raffreddato ad una temperatura significativamente più bassa: ciò comporta un miglior sfruttamento del contenuto entalpico del gas ed una maggiore produzione di energia elettrica a partire da una data sorgente di calore.

La pendenza della curva del vapore saturo (lato destro della curva a campana) di un qualsiasi fluido motore operante in un ciclo termodinamico, assume come anticipato in precedenza un ruolo importante. Nelle seguenti figure sono mostrati gli andamenti della curva del vapore saturo nel diagramma T-s (temperatura - entropia) che possono essere divisi in tre categorie:

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

Esempi di fluidi “wet” sono l’acqua e l’ammoniaca. In Figura 17 **Errore. L'origine riferimento non è stata trovata.** è mostrato un tipico diagramma T-s di un fluido wet. Con tale curva alla fine dell’espansione ci si troverà in condizione di titolo inferiore a 1.

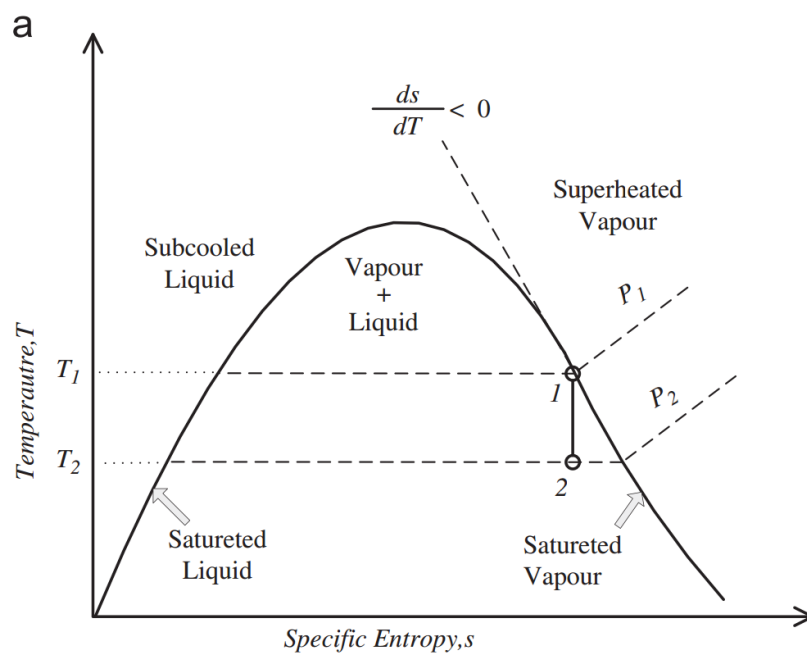


Figura 17 - Diagramma T-s per fluido “wet”[29]

I fluidi isoentropici hanno curve del vapore saturo quasi verticali. Esempi di fluidi con curva mostrata in Figura 18

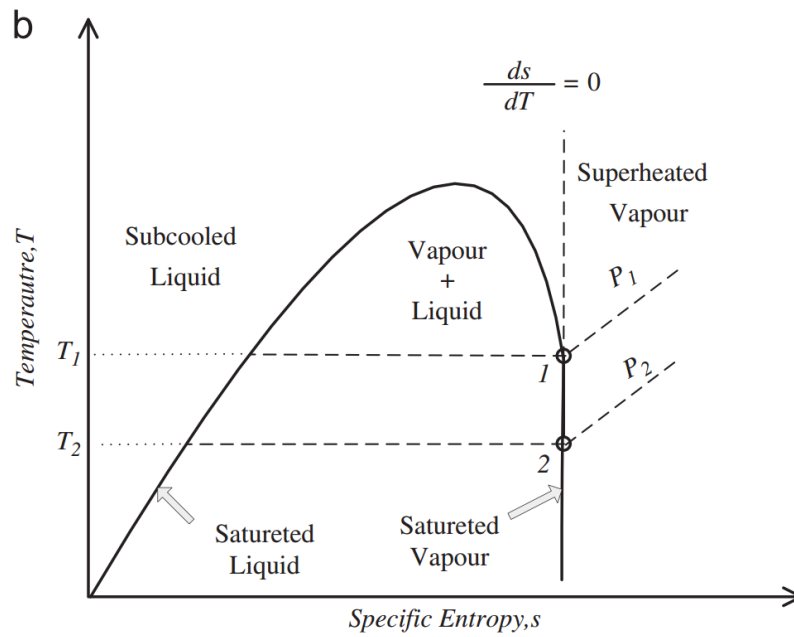


Figura 18 - Diagramma T-s per fluidi isoentropici [29]

Tra i fluidi secchi ci sono l'R113 e il benzene. In Figura 19 è mostrato il diagramma T-s di un tipico fluido dry con pendenza positiva.

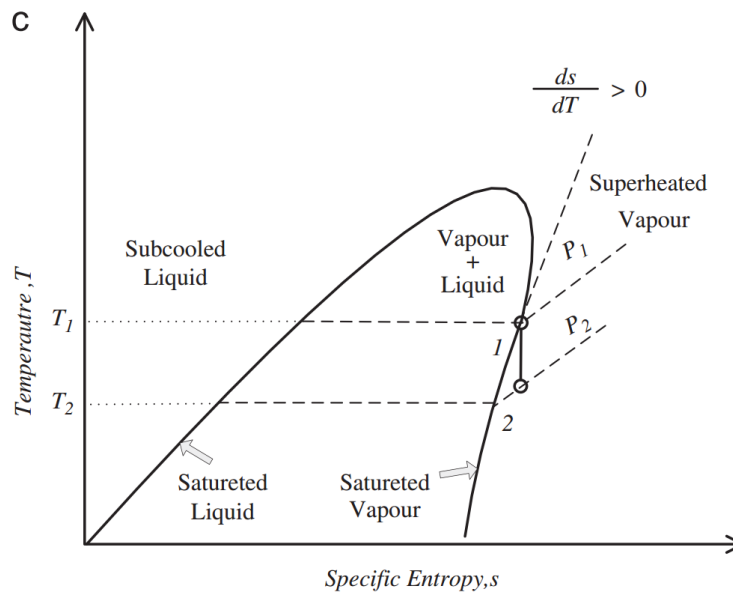


Figura 19 - Diagramma T-s per fluido secco [29]

### 1.5 Tipologia di espansori

Gli espansori rappresentano l'elemento che limita maggiormente l'efficienza di un sistema ORC e gioca un ruolo fondamentale nel rapporto tra efficienza e costo del sistema.

Gli espansori possono essere suddivisi in due categorie [29]:

- Dinamici, tra cui rientrano le turbine radiale ed assiali;
- Volumetrici, tra cui espansori scroll, screw e a pistoni.

#### 1.4.1. Turbine

Le turbine utilizzate nei sistemi ORC non hanno grosse differenze da quelle utilizzate per gli impianti a vapore. D'altronde a causa della grossa differenza tra le proprietà termodinamiche dei fluidi organici rispetto al vapore, le turbine utilizzate nei sistemi ORC hanno alcune peculiarità elencate nel seguito [29]:

- I fluidi organici avendo una massa molare maggiore presentano una velocità del suono minore di quella del vapore. Per tale ragione, in fase di progettazione bisognerebbe evitare di raggiungere una velocità supersonica all'uscita del nozzle che potrebbero causare ulteriori perdite da urti;
- A causa della differenza di temperatura d'ingresso, le turbine utilizzate nei sistemi ORC hanno un maggiore rapporto di espansione ed un minor salto entalpico rispetto ai cicli a vapore. Tale aspetto è maggiormente accentuato nei casi in cui l'impianto ORC sia alimentato da energia termica di scarto di altri processi industriali;
- I fluidi organici hanno una densità maggiore ed un volume specifico minore rispetto all'acqua. Per tale ragione la sezione di passaggio del fluido e la dimensione dell'intera turbina può essere inferiore a quella a vapore. Inoltre, al termine dell'espansione non si avrà una fase mista ma bensì solo la fase vapore;
- A causa di un layout compatto e delle dimensioni ridotte di una turbina ORC è necessario fare attenzioni a problemi di overspeed;
- Molti dei fluidi organici sono infiammabili, esplosivi e spesso anche costosi. Tali aspetti sono da tenere in considerazione da un punto di vista di sicurezza in particolare bisogna prevenire possibili fuoriuscite in ambiente di fluido. Per le turbine ORC è quindi necessario avere tenute doppie con conseguente aumento dei costi.

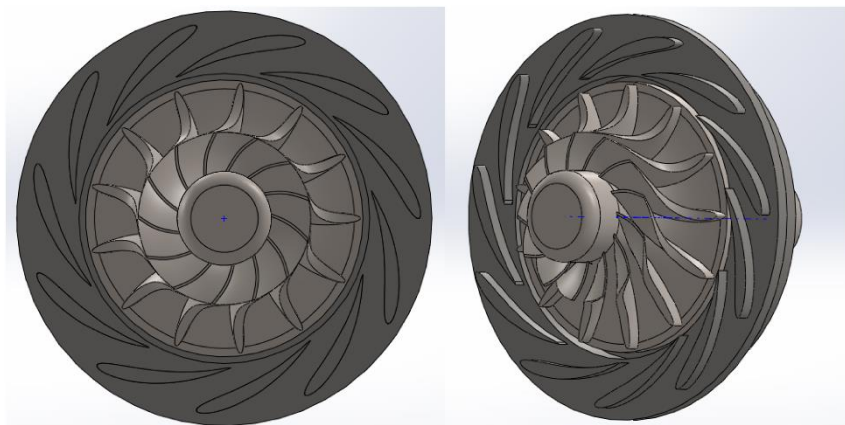


Figura 20 – Esempio di Turbina radiale 65[36]

Le turbine monostadio assiali sono solitamente utilizzate in caso di alta portata e bassi rapporti di espansione, mentre le turbine monostadio radiali sono utilizzate per basse portate di fluido e alti rapporti di espansione. Ci sono alcuni vantaggi nell'utilizzare turbine radiali [31]:



- Con piccoli accorgimenti, le turbine radiali standard possono essere ottimizzate per diverse risorse geotermiche;
- Utilizzando una guida a geometria variabile in ingresso, sono in grado di mantenere costante il livello di efficienza in condizioni di off-design;
- Le turbine radiali sono meno sensibili alle inaccuranze del profilo delle palette rispetto alle turbine assiali riuscendo a mantenere rendimenti alti anche al decrescere della dimensione;
- Le turbine radiali sono più semplici da costruire rispetto a quelle assiali.

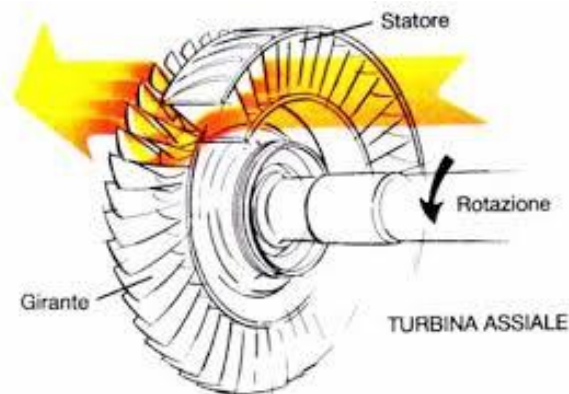


Figura 21 - Esempio di turbina assiale

#### 1.4.2. Espansori scroll

Gli espansori scroll in quanto volumetrici hanno un rapporto volumetrico fisso. Il rapporto di compressione fisso può però generare due tipologie di perdite nel caso in cui il volume di fluido trattato non è lo stesso del rapporto volumetrico nominale. Possono quindi generarsi situazioni di sotto-espansione o sovra-espansione. Questi due effetti possono ridurre sensibilmente l'efficienza di espansione ma il più comune dei due è sicuramente la sotto-espansione. Per tale ragione in situazioni di rapporti di espansione elevati sono meno adatti rispetto agli espansori dinamici. Altre tipologie di perdite sono le perdite d'attrito, perdite di pressione, dispersione interne, perdite di calore [32][33]. Tra gli espansori volumetrici quelli a pistoni sono quelli più indicati per le applicazioni con alto rapporto di espansione poiché per poterli realizzare è necessario un alto rapporto volumetrico interno[34]. Confrontando le diverse tipologie di espansori volumetrici, gli espansori scroll presentano una geometria più complicata rispetto alle altre tipologie. Tali espansori possono essere suddivisi in due categorie:

- Scroll che necessitano di lubrificazione;
- Scroll che non necessitano lubrificazione.

Vantaggi di questa tipologia di espansori è che non necessitano di valvole in ingresso o allo scarico riducendo così sensibilmente l'inquinamento acustico aumentando la durata della macchina stessa [35]. Inoltre il movimento di rotazione rotativa dei punti di contatto provoca minori perdite d'attrito garantendo anche una tenuta migliore grazie alla quale si evita l'utilizzo di olio che faccia tenuta e sono evitate fuoriuscite di fluido verso l'ambiente.



Figura 22 - Esempio di espansore scroll

### 1.4.3. Espansori Screw

Gli espansori a vite sono stato utilizzati in diverse applicazioni riguardanti cicli Rankine alimentati da fonte geotermica o da calore di scarto. La velocità di rotazione di tali espansori è alta e necessita quindi di riduttori o componenti che ne regolino la velocità. Gli espansori a vite elicoidale, vista la loro particolare forma, necessitano di elevata tecnologia durante la fase di produzione [29].

Come in tutti i dispositivi volumetrici, le tenute sono un aspetto critico per prevenire perdite interne di fluido lubrificante. Per ovviare a tale problematica è inserita una tenuta in ciascun lobo del rotore. Anche questi espansori possono essere suddivisi tra quelli che necessitano di lubrificazione e quelli che non ne hanno bisogno. Nei casi in cui è necessaria, la lubrificazione è invece affidata ad una miscela olio/ fluido di lavoro che agisce tra il rotore e lo statore. Tali macchine sono più semplici di quelle oil free, meno costose, più efficienti e spesso usati come compressori. Gli espansori oil free invece tengono separata la fase olio dal fluido di lavoro. Sono però necessarie delle tenute interne con componenti aggiunti che ne fanno incrementare la difficoltà di costruzione e quindi anche il costo[29].

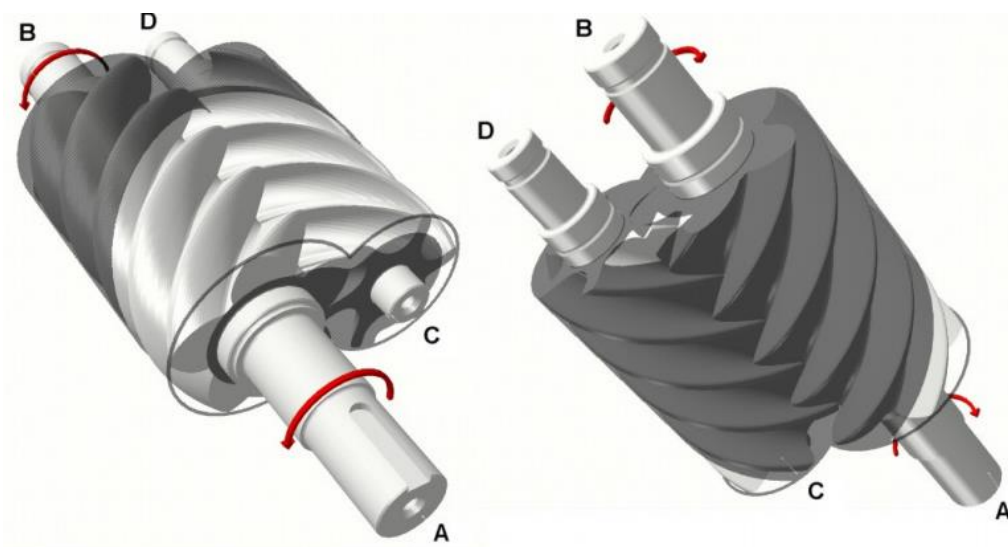


Figura 23 - Esempio di espansore screw

#### 1.4.4. *Espansore a pistoni*

Gli espansori volumetrici a pistoni trovano maggior impiego quale turbo-espansori in applicazioni automotive. Negli anni 50' furono sviluppati delle applicazioni di motori per autoveicoli con cicli rankine che utilizzavano questa tipologia di espansori[29]. La complessità di questi dispositivi sta nell'esatta calibrazione delle fasi di apertura e chiusura delle valvole di aspirazione e scarico.

Caratteristica principale di questa tipologia di espansori è sicuramente le numerosi perdite per attrito dovute alle tante interfacce a contatto tra di loro. Il contatto maggiore e quindi le maggiori perdite avvengono all'interno del cilindro, tra il pistone e le pareti del cilindro stesso. Per applicazioni ORC tali perdite potrebbero essere ridotte aggiungendo olio al fluido organico di lavoro. Tra gli svantaggi di queste macchine troviamo [29]:

- Problemi di lubrificazione quando si lavora con vapore;
- Elevate perdite di attrito durante il passaggio del fluido attraverso le valvole;
- Affidabilità ridotta a causa dell'elevato numero di parti in movimento e quindi soggette ad usura meccanica;
- Alti costi di realizzazione.

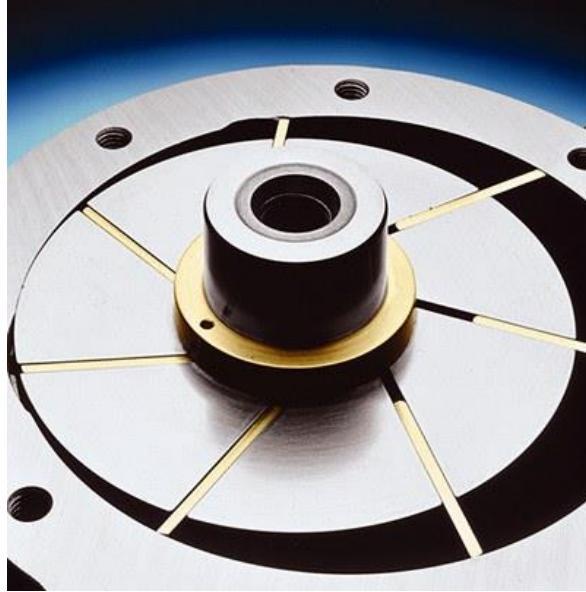
#### 1.4.5. *Espansore rotativo a palette*

Gli espansori rotativi a palette sono caratterizzati da ampie tolleranze che permettono di funzionare con diversi tipologie di fluidi di lavoro. In confronto alle tipologie presentate in precedenza ha una struttura molto semplice, facile da costruire e quindi poco costosa [37].

Tra i vantaggi degli espansori a palette troviamo:

- Curva del rendimento piatta al variare di molte condizioni operative;
- Bassa velocità di rotazione (circa 3000 rpm) che permetta un accoppiamento diretto con l'alternatore senza dover utilizzare riduttori di giri;
- Possibilità di lavorare anche con miscele bifasiche;
- Manutenzione minima;
- Lubrificazione minima;
- Applicazioni con fluido organico [38];
- Basso impatto acustico e vibrazioni ridotte;
- Alto rapporto di espansione [39];
- Capacità di lavorare ad alte pressioni [40];
- Perdite per attrito minime visto le pochi parti in movimento a contratto tra di loro.

La velocità di rotazione, seppur bassa, è molto influenzata dalla pressione e dalla portata del fluido in ingresso.



*Figura 24 - Esempio di espansore a palette*

#### *1.4.6. Confronto delle diverse tipologie di espansori*

La scelta della tipologia di espansore migliore a seconda dell'applicazione dipende da molti parametri quali [30]:

- Efficienza isoentropica;
- Rapporto di espansione;
- Potenza in uscita;
- Sistema di lubrificazione;
- Velocità rotativa;
- Bilanciamento dinamico;
- Affidabilità;
- Temperatura d'esercizio;
- Costo.

Expander type	Working fluids	Isentropic efficiency (%)	Power [kW]	Rotate speed [rpm]	Pressure ratio
Radial-inflow turbine	R123	48	0.15	17,000	-
Radial-inflow turbine	<i>n</i> -pentane	49.8	1.44	65,000	3.45
Radial-inflow turbine	HFE-301	85	1.50	60,000	1.1
Radial-inflow turbine	<i>n</i> -pentane	40	1.50	60,000	1.3
Radial-inflow turbine	TFE	70–85	5–10	15,000–30,000	4.8
Radial-inflow turbine	R245fa	78.7	32.7	63,000	4.11
Radial-inflow turbine	R123	65	1.36	24,000	5.2
Radial-inflow turbine	R123	68	2.40	40,000	6.3
Scroll expander	R134a	63–65	1–3.5	2400–3600	2.4–4.0
Scroll expander	R123	67, 81, 83	1.2, 1.38, 1.75	3670	8.8, 5.5, 3.1
Scroll expander	R123	45–50	0.14–0.24	600–1400	3.28–3.87
Scroll expander	R134a	70–77	0.5–0.8	1015–3670	2.65–4.84
Scroll expander	R113	65	0–0.46	1800–4800	-
Scroll expander	Water	33.8	11–12	1000–1400	10.54–11.5
Scroll expander	R134a	10–65	0.35–2	300–390	-
Scroll expander	R123	42.5–67	0.4–1.8	1771–2660	2.75–5.4
Scroll expander	R245fa	45–71	0.2–2	-	2–5.7
Scroll expander	Air	-	0.4–1.1	1740–2340	3.66
Screw expander	Air	26–40	0.5–3	400–2900	-
Screw expander	R113	48–76	6–15.5	1300–3600	2.11
Reciprocating piston expander	CO <sub>2</sub>	10.5	24.35	114	2.1
Reciprocating piston expander	CO <sub>2</sub>	62	-	306	2.4
Rotary vane expander	R245fa	43–48	0.025–0.032	2200–3000	21.54–24.17
Rotary vane expander	CO <sub>2</sub>	17.8–23	-	300–1500	-
Rotary vane expander	HFE7000	52.88–55.45	1.66–1.72	841–860	2.063–2.095

Tabella 3 – Apparati sperimentali realizzati in laboratorio[29]

Da una ricerca bibliografica [29] è emerso che I prototipi di espansori attualmente realizzati sono maggiormente turbine radiali ed espansori scroll. Per quanto riguarda i fluidi invece quelli più utilizzati sono l’R134a e l’R245fa [23][24][25]. I rendimenti invece oscillano tra l’85% (utilizzando turbine radiali) al 10%. Essendo però esperimenti di laboratorio le potenze non sono mai superiori ai 2kW. Il numero di giri invece oscilla tra i 18.000-50.000 rpm per le macchine dinamiche e i 5000 rpm per quelle volumetriche.

Nella Tabella 4 è mostrato il paragone tra espansori ORC. Come si può notare le potenze massime sono raggiunte dalle turbine radiali e quelle screw.

Type	Capacity range (kW)	Rotate speed (rpm)	Cost	Advantages	Disadvantages
Radial-inflow turbine	50–500	8000–80,000	High	Light weight, mature manufacturability and high efficiency	High cost, low efficiency in off-design conditions and cannot bear two-phase
Scroll expander	1–10	< 6000	Low	High efficiency, simple manufacture, light weight, low rotate speed and tolerable two-phase	Low Capacity, lubrication and modification requirement
Screw expander	15–200	< 6000	Medium	Tolerable two-phase, low rotate speed and high efficiency in off-design conditions	Lubrication requirement, difficult manufacture and seal
Reciprocating piston expander	20–100	-	Medium	High pressure radio, mature manufacturability, adaptable in variable working condition and tolerable two-phase	Many movement parts, heavy weight, have valves and torque impulse
Rotary vane expander	1–10	< 6000	Low	Tolerable two-phase, torque stable, simple structure, low cost and noise	Lubrication requirement and low capacity

Tabella 4 – Confronto espansori per applicazioni ORC [29]

Per quanto concerne il numero di giri le turbine radiali presentano la massima velocità necessitando così di ulteriori componentistica per regolazione di velocità ed interfaccia con l’alternatore, presentando così

maggiori complessità di realizzazione e quindi di costo. Le macchine volumetriche invece hanno una velocità massima di 6000 rpm risultato quindi più semplici e meno costose.

Da un punto di vista operativo, per alcuni fluidi ci potrebbe essere anche del liquido alla fine dell'espansione, questo porterebbe ad un possibile danneggiamento delle palette nel caso di turbine radiali cosa che invece non avrebbe influenza sul funzionamento delle macchine volumetriche.

## Capitolo 2: Modello termodinamico ORC

Come mostrato nel capitolo precedente, in letteratura ed in commercio sono disponibili diverse tipologie di impianti ORC con diversi fluidi utilizzati. Per poter rendere l'analisi la più completa possibile, si è partiti validando un modello termodinamico tramite dati sperimentali presenti in letteratura ed in particolare quelli relativi all'impianto ORC Clean Cycle commercializzato da GE della potenza nominale di 125kW [41].

### 2.1 Ciclo di riferimento

In Figura 25 si riporta uno schema con indicati i parametri di riferimento del ciclo preso in considerazione per poter realizzare un modello termodinamico.

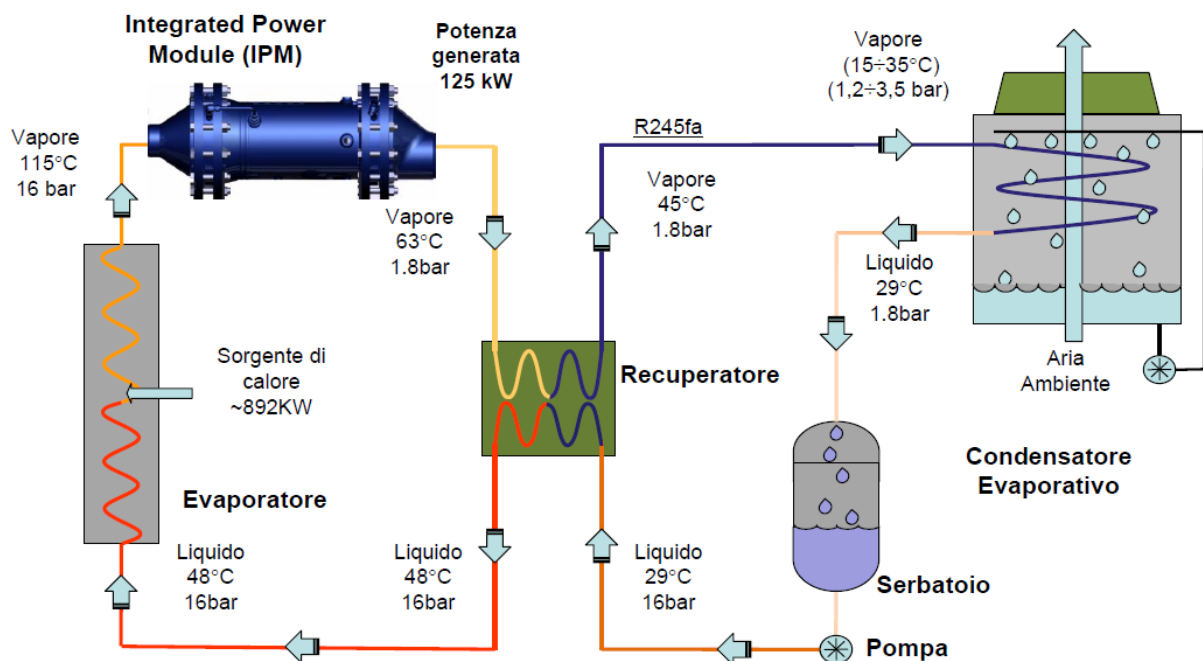


Figura 25 - Schema Clean Cycle 125[42]

Come si può notare sempre dalla Figura 25 il ciclo in esame recupera 892kW termici di scarto per alimentare il ciclo ORC. Nella seguente Tabella 5 sono riportati i valori caratteristici di tale impianto:

<b>Potenza termica in ingresso</b>	892 kWt
<b>Fluido organico utilizzato</b>	R245fa
<b>Potenza elettrica lorda</b>	125 kW <sub>e</sub>
<b>Temperatura massima ciclo</b>	115 °C
<b>Tipologia espansore</b>	Turbina radiale singolo stadio
<b>Numero di giri massimo espansore</b>	30'000 rpm
<b>Rendimento globale elettrico lordo</b>	14%

Tabella 5 - Caratteristiche impianto di riferimento

## 2.2 Modello numerico

Grazie ai dati recuperati in letteratura [42] e riportati in Tabella 5 è stato possibile realizzare un modello termodinamico dell'impianto ORC.

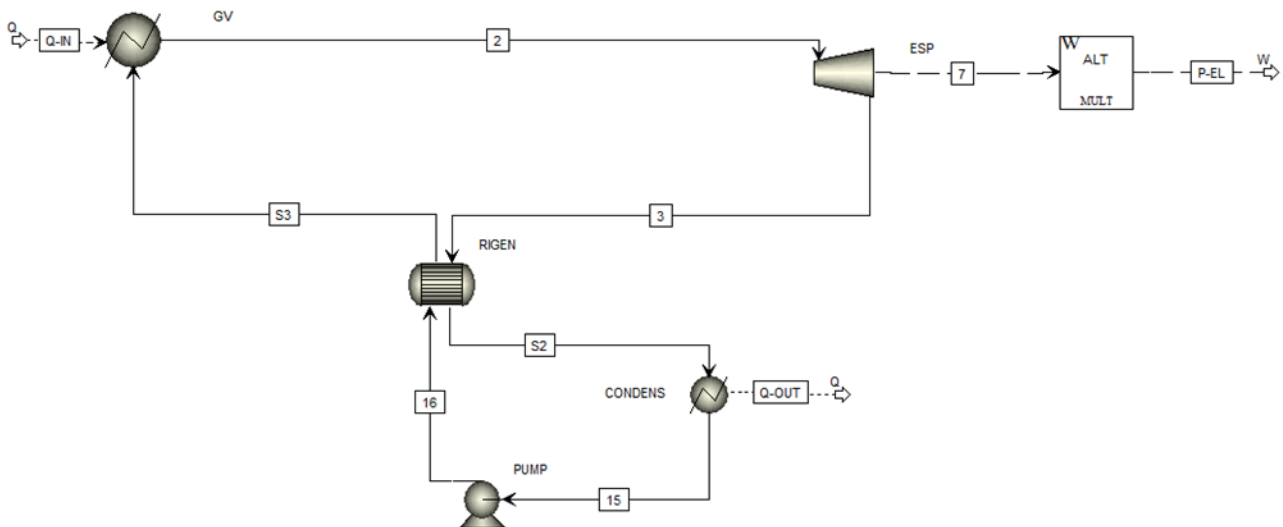


Figura 26 - Schema impianto

Come si può notare dalla Figura 26, l'impianto ORC è composto dai seguenti elementi:

- Evaporatore;
- Espansore;
- Generatore;
- Condensatore;
- Pompa;
- Rigeneratore.



L'intento di realizzare il modello numerico è chiaramente finalizzato all'accoppiamento con l'ottimizzatore multi-obiettivo. Nel seguito si riporteranno le principali impostazioni dei componenti di tale modello ed il motivo per il quale si è deciso di attribuire tali impostazioni.

### *Evaporatore*

L'evaporatore è stato modellato come uno scambiatore di calore che ha in ingresso la potenza termica e la temperatura del fluido caldo in ingresso (è stata scelta l'acqua poiché è il fluido solitamente più utilizzato per tali applicazioni). Tale modellazione è sia in accordo con il ciclo di riferimento che con lo scopo ultimo del lavoro. Infatti essendo il maggior ambito di applicazione degli impianti ORC il recupero di scarti termici, tale impostazione lo rende in linea con gli obiettivi che saranno approfonditi nel capitolo successivo.

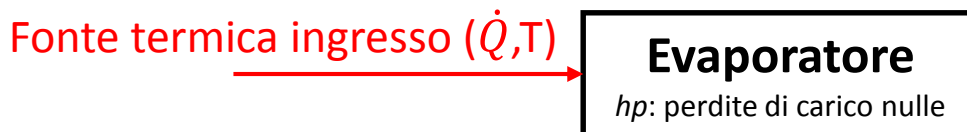


Figura 27 - Schematizzazione evaporatore

### *Espansore*

L'espansore ha come parametri d'impostazione l'efficienza e la pressione di uscita, ovvero quella minima del ciclo. E' stata, quindi, impostata una pressione di uscita pari a 1.8 bar in accordo con la Figura 25.

### *Generatore*

Per quanto riguarda l'alternatore, che ha il compito di trasformare l'energia meccanica generata dalla turbina in energia elettrica, è stato utilizzato un semplice blocco di riduzione del valore in ingresso impostando quindi la percentuale di riduzione che subirà la potenza meccanica che in realtà corrisponde al rendimento dell'alternatore. Da letteratura risulta che per tali tagli un rendimento tipico per generatori sincroni a magneti permanenti per queste tipologie di applicazioni oscilla tra 0.97 e 0.85. E' stato quindi utilizzato un valore medio pari a 0.9 [43]. In uno sviluppo futuro tale impostazione può essere migliorata utilizzando una funzione che renda variabile anche il rendimento dell'alternatore.

### *Condensatore*

Il condensatore, così come fatto per l'evaporatore, è stato modellato come uno scambiatore di calore che ha come output la potenza necessaria alla condensazione e come impostazione quella di condensare il fluido in ingresso. Tale modifica rispetto al ciclo di riferimento è stata effettuata per evitare complicazioni di calcolo per l'accoppiamento con l'ottimizzazione multi-obiettivo. Non è stato quindi modellato anche il fluido refrigerante (aria, acqua).

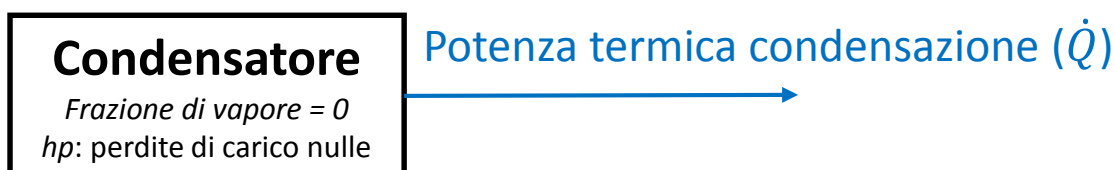


Figura 28 - Schema di modellazione del condensatore

### Pompa

La pompa ha come parametri d'impostazione l'efficienza e la pressione di uscita, ovvero quella massima del ciclo. Per quanto riguarda il valore di efficienza è stato impostato pari a 0.7 in accordo con la letteratura [43].

### Rigeneratore

Il rigeneratore ha il compito di recuperare calore dal fluido in uscita dalla turbina e cederlo al fluido in uscita dalla pompa.

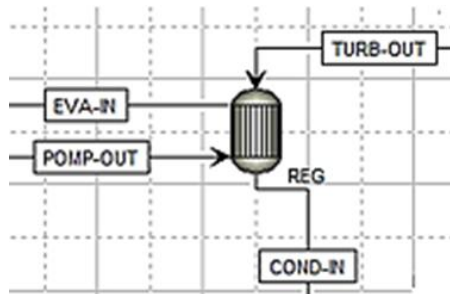


Figura 29 - Schema del rigeneratore

Per tale componente è stato impostato che la differenza di temperatura in uscita dalla turbina (fluido caldo in ingresso al rigeneratore), e la temperatura del fluido che dal rigeneratore è diretto all'evaporatore è pari a 15°C così come riportato in Figura 25.

$$\Delta T = T_{turb-out} - T_{eva-in} = 15^{\circ}C$$

## 2.3 Fluido di lavoro

L'impianto ORC di riferimento mostrato in precedenza (*Clean Cycle*) ha come fluido di lavoro l'R245fa. Per poter, però, permettere, durante l'ottimizzazione multi-obiettivo, anche la scelta del fluido ottimale in base all'input termico fornito, sono selezionati ed inseriti nel modello anche altri due fluidi organici attualmente utilizzati in impianti ORC in commercio e che trovano applicazioni in impianti a ciclo inverso ed a ciclo diretto [23]:

- R134a
- R245fa
- MDM

### Caratteristiche r134a

L'R-134a è il refrigerante alternativo di riferimento per il condizionamento d'aria nel settore automobilistico. Può essere utilizzato nella refrigerazione residenziale e commerciale nonché nel condizionamento d'aria commerciale e industriale

Sono stati messi a punto kit di conversione di impianti esistenti da R-12 a R-134a. L'R-134a è stato concepito per diverse applicazioni in refrigerazione, tra cui banchi frigoriferi per supermercati, celle frigorifere e refrigeratori domestici. Viene anche utilizzato in gruppi frigoriferi centrifughi.

L'R-134a può essere impiegato sia nelle nuove apparecchiature sia nella conversione degli impianti di refrigerazione commerciali operanti con R-12. Nel primo caso, sono necessarie modifiche progettuali di lieve entità per ottimizzare le prestazioni del sistema. Nel secondo caso, si consulti l'opportuno manuale di conversione a R-134a.

#### *Caratteristiche r245fa*

Con la commercializzazione dell'HFC 1,1,1,3,3-pentafluoropropane (HFC-245fa; R-245fa ) si rende disponibile un prodotto con proprietà termofisiche e caratteristiche ambientali tali da consentire svariate applicazioni come *chillers* centrifughi per il condizionamento civile, cicli *Rankine* organici per il recupero di calore e generazione di energia elettrica, trasferimento di calore sensibile nella refrigerazione a basse temperature, fluidi secondari nella refrigerazione commerciale, pompe di calore e sistemi di raffreddamento passivo. Si osservano svariati usi come agente espandente, solvente e agente per aerosol.

#### *Caratteristiche MDM*

Impropriamente noti col nome di Siliconi (quando furono scoperti, si pensò che avessero nella struttura solo atomi di silicio), i Polisilossani appartengono alla famiglia dei fluidi organici utilizzati correntemente nell'industria, che ammettono temperature anche superiori ai 400 °C. Si tratta di una miscela di molti polimeri (macromolecole costituite da un gran numero di gruppi molecolari, uguali o diversi, uniti a catena mediante la ripetizione dello stesso tipo di legame) con differenti masse molecolari.

Il fluido motore preso in considerazione per le indagini sviluppate in questo elaborato è l'octametiltrisilossano, appartenente alla famiglia dei polisilossani, la cui formula chimica è  $C_8H_{24}Si_3O_2$ .

Sulla base delle indicazioni ricavate in letteratura [45] questo si è dimostrato un ottimo fluido, in grado di soddisfare i requisiti precedentemente elencati e quindi effettivamente impiegato in impianti ORC commerciali. In particolare, l'utilizzo di tale fluido avviene quando la temperatura della fonte calda è molto alta, esempio tipico è quello degli impianti CHP della Turboden [44].

Con la stessa filosofia utilizzata per la modellazione dei componenti mostrati in precedenza (maggiore flessibilità per successiva ottimizzazione) sono stati impostati all'interno del simulatore termodinamico tutti e tre i fluidi inserendo la relativa frazione massica. Nel caso del ciclo di riferimento è stato impostato pari a 1 il valore della frazione massima del R245fa.

Select components:

	Component ID	Type	Component name	Alias
▶	<b>R245FA</b>	<i>Conventional</i>	<b>1,1,1,3,3-PENTAFLUOROPROPANE</b>	<b>C3H3F5-D1</b>
▶	<b>WATER</b>	<i>Conventional</i>	<b>WATER</b>	<b>H2O</b>
▶	<b>R134A</b>	<i>Conventional</i>	<b>1,1,1,2-TETRAFLUOROETHANE</b>	<b>C2H2F4</b>
▶	<b>MDM</b>	<i>Conventional</i>	<b>OCTAMETHYLTRISILOXANE</b>	<b>C8H24SI3O2</b>
▶				

Figura 30 - Elenco fluidi modello termodinamico ORC

Come da [29] i tre fluidi sono impiegati per applicazioni diverse a seconda della temperatura del fluido caldo in ingresso [42] [44] ed in particolare:

- $T < 100^{\circ}\text{C}$  = R134a; (Infinity Turbine)
- $100^{\circ}\text{C} < T < 150^{\circ}\text{C}$  = R245fa (Clean Cycle);
- $150^{\circ}\text{C} < T < 300^{\circ}\text{C}$  = MDM (Turboden).

## Capitolo 3: Ottimizzazione Multi-obiettivo

L'ottimizzazione multi-obiettivo potrebbe rappresentare, per il settore industriale, uno strumento utile per la definizione di specifiche di prodotti sempre più competitivi, in particolare, nel settore energetico. La crescente potenza di calcolo dei moderni elaboratori, infatti, fornisce ai progettisti la possibilità di costruire modelli parametrici complessi che possono essere utilizzati per realizzare procedure di ottimizzazione automatiche. Come accade in gran parte dei problemi di progettazione, gli obiettivi di cui tener conto sono molti e, spesso, in contrasto tra loro.

Un problema generico di ottimizzazione multi-obiettivo può essere definito come la ricerca dell'insieme dei valori di input di una funzione a più valori reali che massimizzano o minimizzano gli output. Cioè, la maggioranza dei problemi di ottimizzazione è caratterizzato dalla presenza contemporanea di più obiettivi, cioè funzioni a valori reali da massimizzare e/o minimizzare, tipicamente in contrasto tra loro.

### 3.1 Ottimizzazione Multi-obiettivo

Molti problemi di questo tipo sono caratterizzati, come già anticipato in precedenza, da più obiettivi contrastanti tra di loro che devono essere massimizzati o minimizzati. Tali problemi sono definiti *Multi-Objective Optimization Problem (MOOP)* e possono essere formalizzati come un esempio nel seguito:

$$\min \mathbf{F}(\mathbf{x}) = \min(F_1(\mathbf{x}), F_2(\mathbf{x}), \dots, F_k(\mathbf{x}))$$

$$\text{dove: } \mathbf{x} \in X \quad F_i: \mathbf{R}^n \rightarrow \mathbf{R} \quad i = 1, \dots, k \quad k \geq 2$$

In cui  $\mathbf{R}^k$  è definito come spazio obiettivo mentre  $\mathbf{R}^n$  è lo spazio delle variabili decisionali.  $\mathbf{x} \in \mathbf{R}^n$  è invece il vettore delle variabili decisionali mentre  $\mathbf{x} \in \mathbf{R}^k$  è il vettore degli obiettivi. Chiaramente si è assunto che la funzione  $F_1(\mathbf{x}), F_2(\mathbf{x}), \dots, F_k(\mathbf{x})$  è almeno parzialmente conflittuale. Le soluzioni nell'ottimizzazione multi-obiettivo possono essere definite con il concetto matematico di ordine parziale e di ricerca del minimo, nel caso del problema presentato sopra, individuando il fronte di Pareto.

Il processo di ottimizzazione, dopo aver selezionato i parametri da ottimizzare, ha lo scopo di individuare una o più soluzioni ottimali per la specifica applicazione che si sta analizzando. Tali parametri identificati sono chiamati funzioni obiettivo del processo di ottimizzazione multi-obiettivo, mentre i parametri di design sono chiamati variabili decisionali [46].

Le analisi che sono state condotte e che saranno presentate, hanno come funzioni obiettivo:

- Costo impianto;
- Efficienza globale elettrica.

Scopo dell'ottimizzazione è la massimizzazione del rendimento globale elettrico e la minimizzazione dei costi d'impianto. Risultato atteso dell'analisi è la determinazione del Fronte di Pareto [47] nel piano Costi/ $\eta_{el}$ .

Il fronte di Pareto è, per definizione, un insieme di soluzioni ottime, composto da quei punti per i quali non esiste nessun punto che sia migliore contemporaneamente per tutti gli obiettivi considerati nella funzione di ottimizzazione [47].

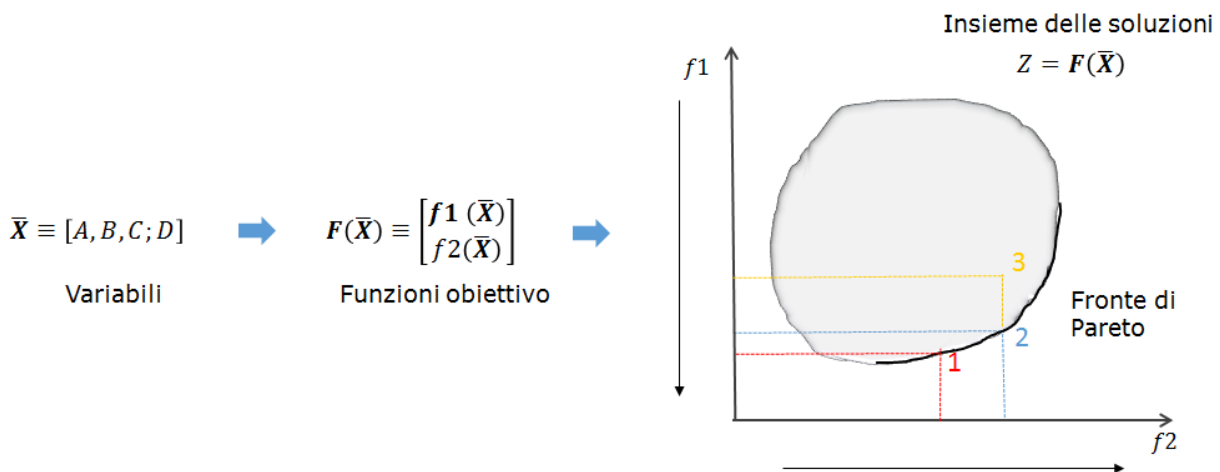


Figura 31 -Esempio di fronte di Pareto

Nella Figura 31 è mostrata la logica di funzionamento dell'ottimizzazione multi-obiettivo con due obiettivi contrastanti. Il primo passo da effettuare è settare i parametri che si intende far variare all'ottimizzatore. Verranno poi fissate le funzioni obiettivo (nel caso in esame costo impianto/ efficienza globale). Tale funzioni dipendenti dalle variabili generano un insieme di soluzioni. La parte delle soluzioni per le quali non è possibile trovarne una migliore (visto che i due obiettivi sono contrastanti) farà parte del fronte di Pareto.

I punti 1 e 2 si trovano sul fronte di Pareto in quanto non è possibile stabilire quale dei due sia una soluzione ottima dell'altro. Il punto 3 invece non è sul fronte di Pareto, infatti confrontandolo con il punto 2 si nota che per la funzione f2 il valore è lo stesso, mentre per la funzione f1 il punto 2 avrà un valore più basso rispetto al punto 3.

### 3.2 Integrazione modello termodinamico con ottimizzatore

Prima di procedere all'ottimizzazione multi-obiettivo con le funzioni obiettivo indicate in 3.1 e con la logica che mostreremo nel seguito, è stato necessario integrare il modello termodinamico con il software di ottimizzazione. Tale software presenta al suo interno la possibilità di richiamare file di altri programmi (es. Fluent, Matlab, ecc...) e procedere successivamente all'elaborazione dell'ottimizzazione. Nel caso che si sta presentando questo non è stato possibile poiché il modello numerico è stato realizzato con un simulatore di processo non presente nella libreria dell'ottimizzatore. Per poter realizzare tale integrazione si è dovuto quindi far ricorso al file batch di DOS. Infatti tramite tale selezione, si è riuscito a far interagire i due software avviando il simulatore termodinamico da DOS.

Scopo di tale accoppiamento è quindi quello di realizzare un ottimizzatore automatico che fissato un input (potenza termica in ingresso) restituisce l'insieme di soluzioni ottime (in funzione degli obiettivi fissati) che possano aiutare i progettisti ad individuare l'impianto ottimale a seconda delle esigenze.

L'individuazione degli input, delle variabili e degli obiettivi e quindi della logica secondo cui condurre l'analisi si basa sul presupposto che nella maggior parte delle installazioni reali di impianti ORC [41] [44] sfrutta come

fonte calda in ingresso recuperi termici e quindi di calore che andrebbe perso. Inoltre, per motivi di gestione impiantistica, l'impianto principale e quello di recupero tramite ORC sono separati e lo scambio termico avviene tramite un fluido terzo, generalmente acqua.

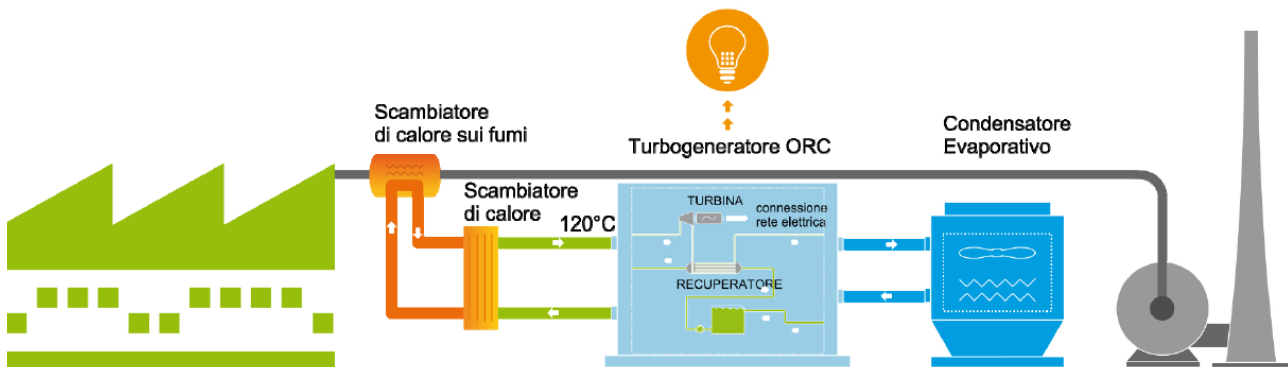


Figura 32 – Esempio di recupero di calore tramite ORC [42]

Secondo tale approccio si è deciso di identificare i seguenti parametri da fissare ovvero gli input del modello prima di poter avviare l'ottimizzazione:

- Potenza termica in ingresso all'impianto ORC;
- Temperatura del fluido caldo.

Passo successivo è quello di impostare i parametri (variabili) che l'ottimizzatore può variare entro un certo *range* preimpostato al fine di raggiungere le funzioni obiettivo fissate in base agli input forniti:

- Fluido organico;
- Portata massica fluido;
- Pressione minima del ciclo;
- Pressione massima del ciclo;
- Numero di giri della turbina.

La scelta di inserire tra le variabili anche il numero di giri ha lo scopo di voler identificare anche la miglior tipologia di espansore (volumetrico, dinamico) in base al NS ricavato dal ciclo identificato. Nei prossimi paragrafi tale scelta sarà ampiamente spiegata.

Tutte le variabili saranno raccolte in un unico file di input, tipico del software che si sta utilizzando. Tale file è quindi associato al file batch che avrà come input il file con tutte le variabile e che produrrà a sua volta un file di output.

Per ogni soluzione identificata dal software si è scelto di evidenziare i seguenti output che saranno valori da cui poter ricavare le funzioni obiettivo:

- Potenza elettrica generata dalla turbina;
- Potenza elettrica richiesta dalla pompa;

- Numero di giri specifico  $N_s = n * Q_{out, is}^{\frac{1}{2}} / \Delta h_{is}^{\frac{3}{4}}$
- Rendimento espansore

### 3.3 Funzioni obiettivo

Una volta impostati gli *input*, le variabili con i rispettivi *range* e gli *output*, resta da completare il modello con l'identificazione delle funzioni obiettivo i cui valori andranno massimizzati o minimizzati dall'ottimizzatore a seconda delle esigenze e delle scelte effettuate.

L'ottimizzatore multi-obiettivo così realizzato ha lo scopo di realizzare uno strumento e quindi un'analisi delle soluzioni impiantistiche ORC più adatte alle esigenze e alle specifiche del committente.

I parametri che sono stati ritenuti di maggior interesse sono:

- Rendimento globale elettrico
- Costo totale d'impianto

La scelta è dunque ricaduta su questi due parametri poiché l'esigenza è quella di ottenere un impianto con un rendimento elettrico il più alto possibile al minor costo.

Per tali ragione la funzione obiettivo rendimento globale elettrico sarà massimizzata mentre quella del costo totale d'impianto minimizzata. Come è facilmente intuibile i due obiettivi sono contrastanti tra di loro.

#### Rendimento globale elettrico

La massimizzazione del rendimento globale elettrico coinvolgerà la maggior parte delle variabili (tipologia di fluido, ciclo termodinamico numero di giri della turbina....). Il rendimento è stato calcolato con la seguente relazione:

$$\eta_{gel} = \frac{Pel_t - Pel_p}{\dot{Q}_{in}}$$

Dove:

$Pel_t$  = Potenza elettrica generata dalla turbina

$Pel_p$  = Potenza elettrica richiesta dalla pompa

$\dot{Q}_{in}$  = Potenza termica in ingresso

I primi due valori sono un *output* dell'ottimizzatore mentre l'ultimo è un valore d'*input* del processo.



### Costo totale d'impianto

La valutazione della funzione che possa identificare il costo totale dell'impianto, a differenza del rendimento globale elettrico, risulta di più difficile valutazione.

Da letteratura [48] esistono diversi metodi per la valutazione di tale relazione tutte basate su *scaling* di costi d'impianto o di componenti già noti per una data dimensione.

Un primo metodo consiste nel realizzare lo *scaling* su ogni componente e poi calcolare il costo d'impianto tramite somma dei costi dei componenti. Tale metodo seppur accurato e preciso necessita di una grande quantità di valori di costo noti per ogni componente.

Altro metodo, meno accurato e preciso del primo ma che permette di ottenere una relazione di costo affidabile, consiste nel mettere in relazione la caratteristica principale della tipologia d'impianto con il costo dell'impianto totale. Nel caso di sistemi ORC potrebbe essere la potenza termica in ingresso o la potenza elettrica netta generata.

Relazione che permette di ricavare il costo, valida per entrambi i casi, è la seguente:  $I_2 = I_1 \times \left(\frac{C_2}{C_1}\right)^f$

Dove:

$I$  = Costo

$C$  = Parametro identificativo del sistema

$f$  = scaling factor (empirico)

Nel caso del primo metodo andrebbe calcolato il costo di ogni componente i cui parametri identificativi sono diversi a seconda della tipologia.

Vista la difficoltà di reperire valori affidabili di costo per tutti i componenti per varie dimensioni, si è deciso di utilizzare il secondo metodo con parametro identificativo la potenza elettrica generata. Il valore dello *scaling factor* empirico può essere ricavato dalla letteratura (0.75 per generazione elettrica) [48].

Al fine di verificare l'attendibilità di tale valore e di tale funzione è stata eseguita un'accurata indagine di mercato sia contattando direttamente fornitori che estrapolando valori da letteratura.

In Tabella 6 sono riportati alcuni dei costi degli impianti risultati dall'indagine di mercato effettuata.

	Potenza nominale (kWe)	Costo modulo (€/kWe)
Infinity Turbine	10	5000
Infinity Turbine	50	2600
BEP-Europe	50	2400
Electratherm	65	2900
Pure cycle	250	2000
Turboden	500	1900
Turboden	1000	1350
Turboden	2000	950

Tabella 6 - Esempio costo modulo ORC

I valori ritenuti più significativi sono stati diagrammati nella seguente curva in cui si può notare la variazione del costo specifico dell'impianto al variare della potenza elettrica generata dalla turbina:

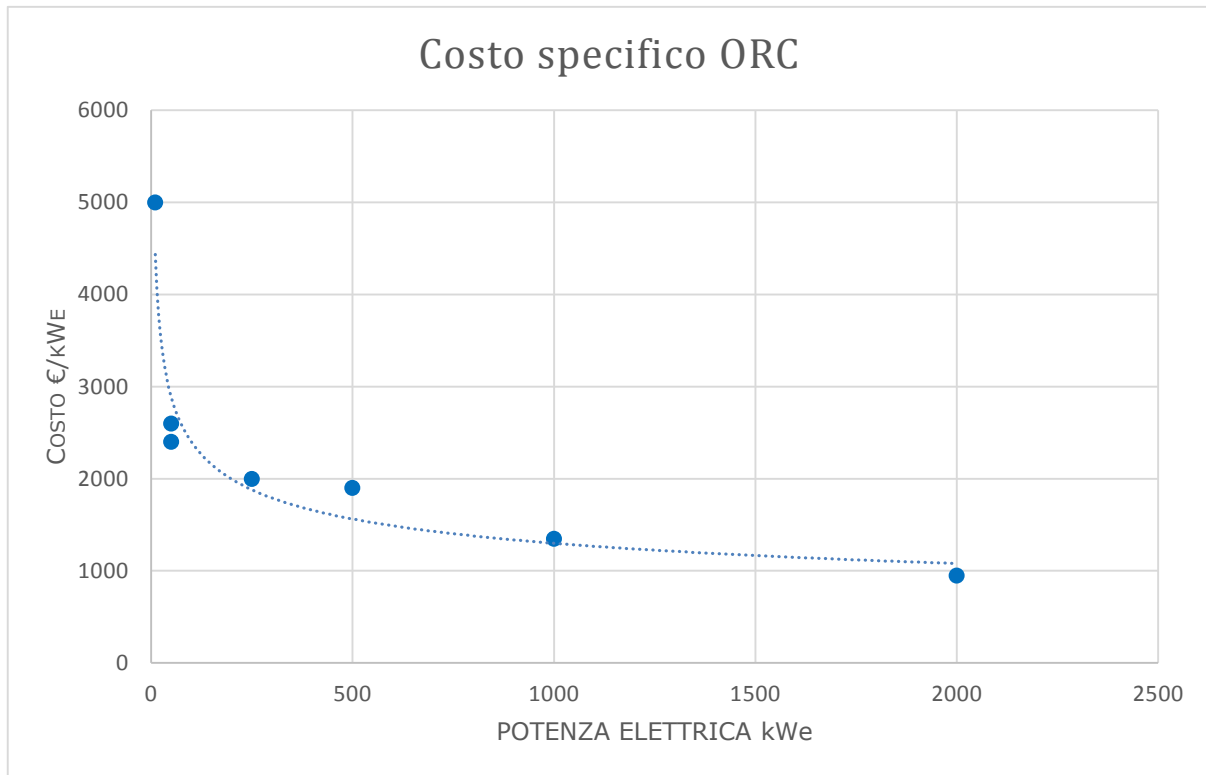


Figura 33 - Funzione costo

Da tale curva si ottiene un valore  $f$  che varia tra 0,55 e 0,67. Vista la variabilità si è deciso di utilizzare come funzione costo quello della curva tratteggiata mostrata nella Figura 33 che restituirà quindi un costo medio di un impianto ORC presente sul mercato in funzione della taglia:

$$Costo \left[ \frac{\text{€}}{\text{kWe}} \right] = 8187.8 * Pel [\text{kWe}]^{-0.267}$$

Bisogna tener presente che per la realizzazione di tale curva sono stati considerati anche impianti con diversa tipologia di espansore (volumetrico, dinamico), diversa tipologia di fluido e di ciclo ( $P_{max}$ ,  $T_{max}$ ) di cui però non si avrà riscontro diretto nella voce costo finale ricavata. Si otterrà, quindi, un'indicazione di massima del costo dell'impianto in funzione dell'energia elettrica generata dalla turbina. Inoltre, la potenza elettrica utilizzata nella curva è quella lorda ovvero quella generata dalla turbina.

La relazione calcola il costo specifico dell'impianto al kWe e non il costo totale d'impianto. Come funzione obiettivo è stato scelto di utilizzare il costo totale e quindi tale valore ricavato dalla relazione sopra andrà moltiplicato per la potenza elettrica generata.

### 3.4 Logica di funzionamento ottimizzatore

La metodologia adottata in questo lavoro prevede quindi l'accoppiamento del modello termodinamico dell'impianto ORC con un ottimizzatore. Il problema di ottimizzazione multi-obiettivo e multi-variabile è stato risolto utilizzando un algoritmo evolutivo identificato con la sigla MOGA II che appartiene alla classe di metodi genetici [51][52][53]. Lo schema logico di funzionamento è riportato nella Figura 34:

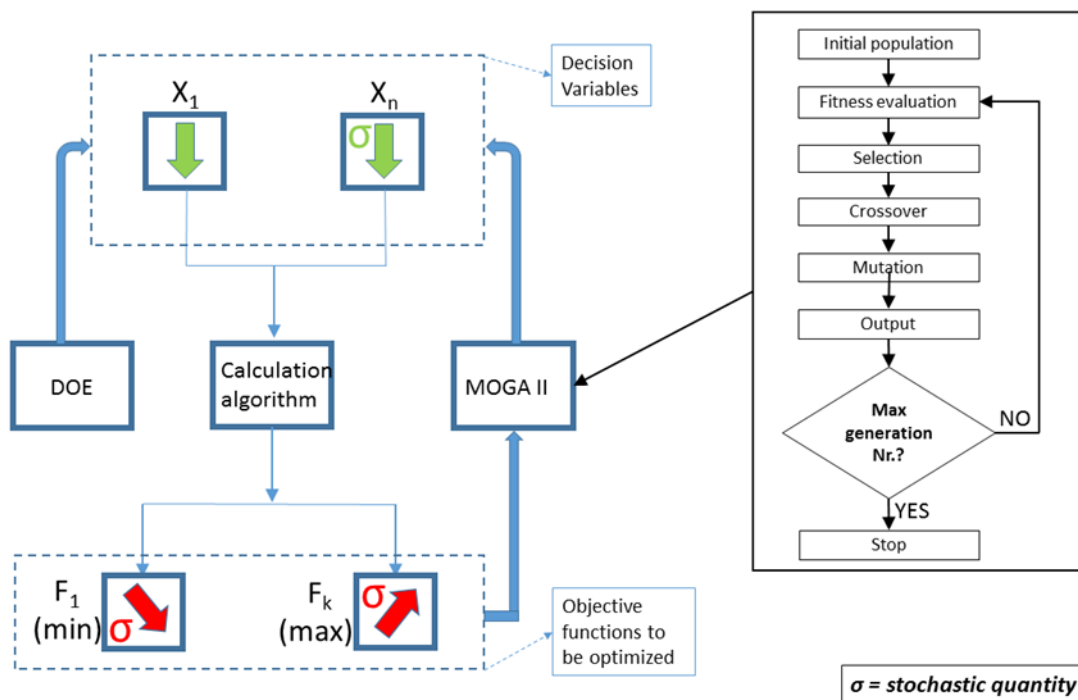


Figura 34 –Ottimizzazione Multi-obiettivo

Stabiliti i parametri di input, le variabili e le funzioni obiettivo che si intende massimizzare e/o minimizzare, resta da creare una logica di funzionamento per permettere al software di svolgere al meglio l'ottimizzazione multi-obiettivo ed individuare le soluzioni ottime.

La parte chiamata *Calculation algorithm* in Figura 34 rappresenta l'intera fase di calcolo algoritmo che sarà spiegato nel seguito.

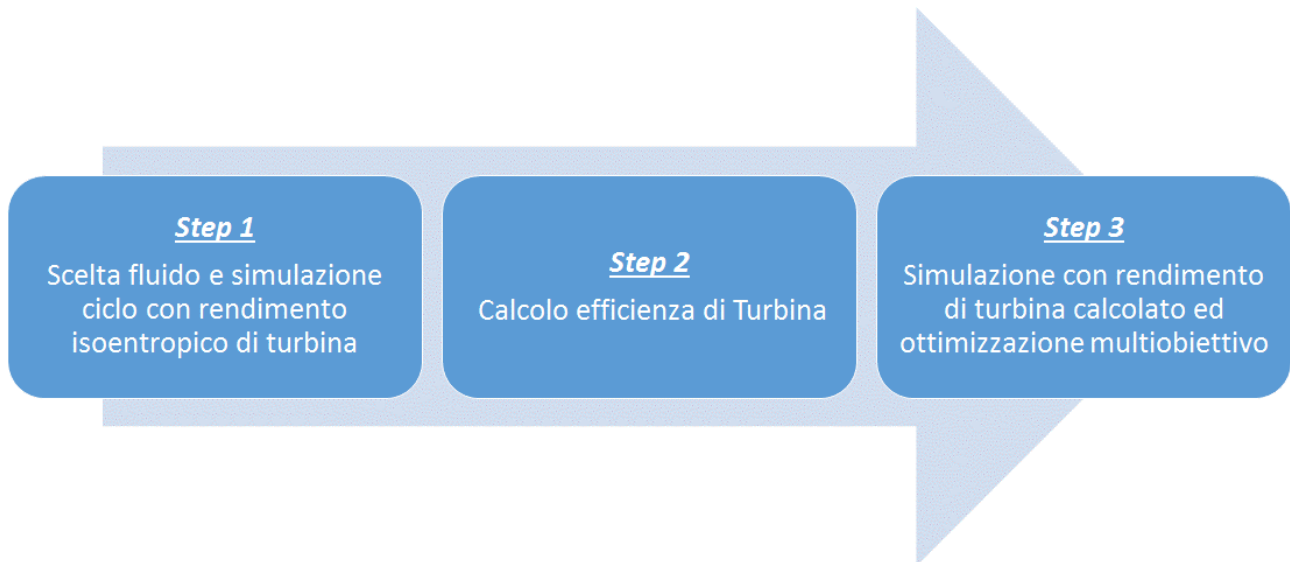


Figura 35 - Sequenza logica

Come mostrato nella figura sopra, il processo può essere diviso in tre fasi:

- La prima fase prevede l'impostazione del rendimento di turbina isoentropico;
- La seconda fase prevede il calcolo del rendimento di turbina;
- La terza fase presenta invece un rendimento di turbina ricavato.

Nella seconda fase viene quindi ricavato il rendimento di turbina tramite analisi adimensionale calcolando quindi il numero di giri specifico che sarà utilizzato come input nel diagramma di Balje [49].

Nel seguito saranno spiegate le tre fasi e la metodologia con cui viene calcolato il rendimento di turbina.

#### Prima Fase: Scelta fluido e simulazione ciclo con rendimento isoentropico di turbina

Come già anticipato in 3.2 i due parametri di input impostati sono la potenza termica in ingresso all'impianto ORC (potenza di scarto che si intende recuperare) e la temperatura del fluido caldo (acqua) che cederà calore al fluido organico. Primo passo che si vuole far compiere al software è l'identificazione del fluido organico. È importante identificare prima la tipologia di fluido poiché gli intervalli dei valori da attribuire alle variabili sono diversi a seconda del fluido organico. I fluidi organici presi in considerazioni (R134a, R245fa, MDM) possono essere impostati e variati tramite la frazione massica del fluido di lavoro nel file di input (Figura 37). Il valore della frazione massica per ogni fluido può essere un valore compreso tra 0 ed 1, ma se si vuole evitare di formare miscele tra i tre fluidi impostati è necessario che si vincoli il sistema ad impostare solo i valore estremi (0/1) in modo da indicare se c'è o meno la presenza di quel fluido.

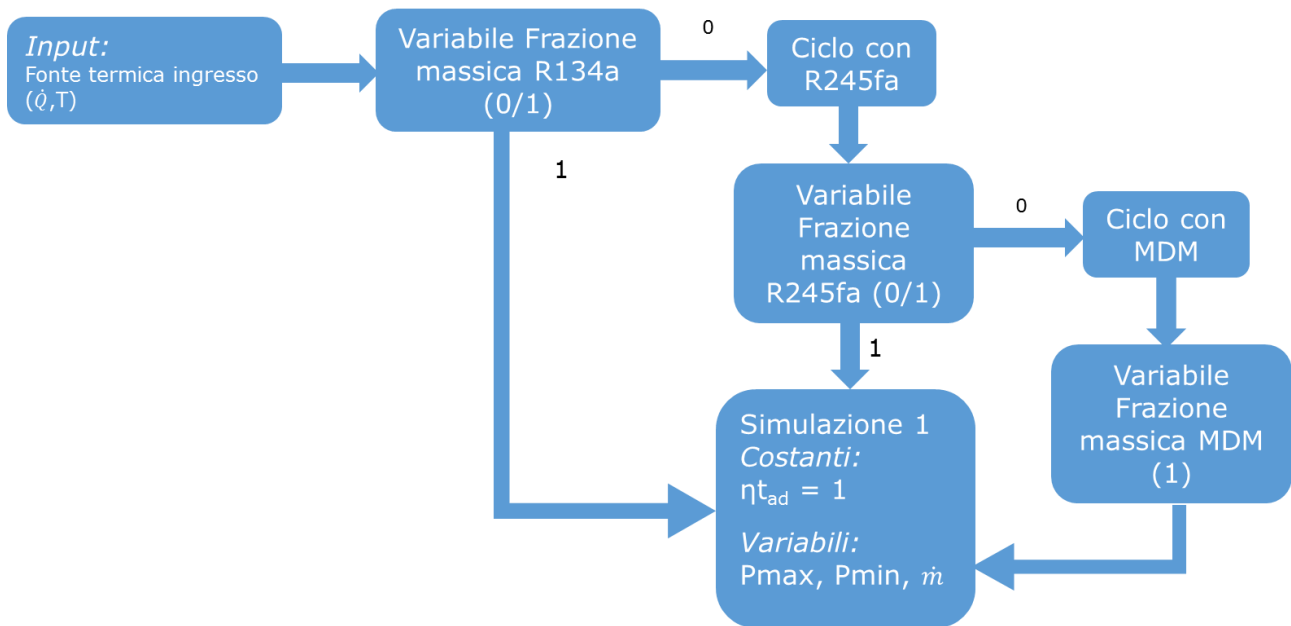


Figura 36 – Logica di ottimizzazione fase 1

Come mostrato in Figura 36, l’ottimizzazione in maniera casuale attribuisce il valore di 0 o di 1 alla variabile frazione massica per il fluido R134a. Nel caso in cui tale valore sia pari a 1 il fluido vettore scelto è proprio l’R134a e quindi si passerà ad effettuare la simulazione con questa tipologia di fluido. Se invece il valore di tale variabile è pari a 0, si passerà a verificare il valore attribuito alla variabile frazione massica per il fluido R245fa. Anche per tale variabile in maniera casuale il sistema attribuirà un valore 0/1. Nel caso in cui tale valore è pari ad 1, si andrà ad effettuare la simulazione con l’R245fa come fluido organico, in casi di valore pari a 0 si effettuerà la simulazione con l’MDM quale fluido di lavoro. Per render questo ultimo passaggio possibile e non dare la possibilità al sistema di non impostare nessun fluido (valore della frazione massica pari a 0 per tutte e tre le variabili), si è impostata fissa la variabile della frazione massica dell’MDM pari a 1.

Composition

Mass-Frac

Component	Value
R245FA	
WATER	
R134A	
MDM	1

Total: 1

Figura 37 - Frazione massica fluido organico

Le variabili indicate in 3.2 presentano valori diversi a seconda del fluido organico utilizzato ed identificato secondo le modalità mostrate in precedenza.

	R134a	R245fa	MDM
Pressione massima [bar]	20-40	5-36	1-14
Pressione minima [bar]	7.5-15	7-1.5	0.5-0.01
Portata massica [m/s]	0.5 – 25		

Tabella 7 - Range di valori per le variabili a seconda del fluido

Con tali parametri, per ciascun caso analizzato il simulatore termodinamico darà alcuni output alcuni dei quali utilizzati per il calcolo del rendimento di espansione, altri dei quali per il calcolo della funzione obiettivo rendimento globale elettrico.

### Fase 2: Valutazione del rendimento di espansione

Tra le aree di miglioramento tecnologico nei cicli ORC si annovera l'individuazione, o in alternativa, la progettazione e lo sviluppo di espansori che massimizzino il rendimento del ciclo e quindi la produzione di energia elettrica. Le aziende produttrici di unità ORC, in generale, procedono in tal senso brevettando propri modelli di espansori volumetrici o dinamici (es. GE, Turboden, Zuccato, Infinity...) [41] [44] [50] oppure sviluppando questi a partire da prototipi esistenti. Per tale ragione è stato ritenuto utile aggiungere a tale modello di supporto alla progettazione di impianti ORC, l'individuazione della tipologia di espansore che meglio si presta, in termini di efficienza, alla realizzazione delle condizioni di funzionamento individuate dall'ottimizzatore numero al fine di massimizzare il rendimento globale dell'impianto.

Per raggiungere tale scopo ed arrivare quindi all'individuazione della tipologia di espansore che massimizzi il rendimento dell'intero impianto, si ci avvale del parametro adimensionale *numero di giri specifico* che può essere espresso come:

$$N_s = n \frac{\sqrt{Q}}{\Delta h_{is}^{3/4}}$$

Dove:

$N_s$ : Numero di giri specifico

$n$ : Numero di giri della macchina

$Q$ : Portata volumetrica

$\Delta h_{is}$ : Salto entalpico dell'espansione isoentropico

Il calcolo del numero di giri specifico permetterà l'utilizzo del diagramma di Balje [49], conosciuto anche come diagramma  $N_s$ - $D_s$ , valido per singolo stadio di macchina, relativo alle macchine motrici, il quale permette di individuare, in funzione del numero di giri specifico, la tipologia di macchina a più alto rendimento. Inoltre

grazie a tale diagramma si possono ricavare anche i parametri geometrici e quindi di progettazione di tali macchine.

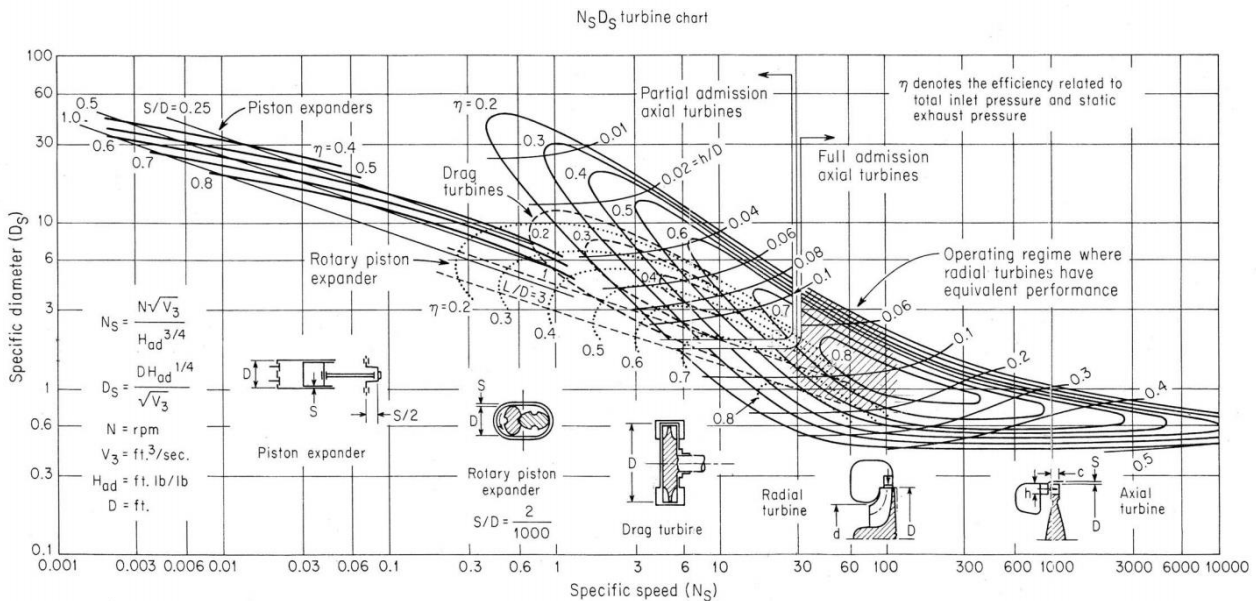


Figura 38 - Diagramma di Balje

Come si può notare dal grafico per molti valori del numero di giri specifico esistono più tipologie di macchine utilizzabili che presentano però rendimenti diversi. In ottica di quanto specificato sopra si farà riferimento solo alla tipologia e quindi alla corrispondente curva con valore dell'efficienza più alto. Seguendo tale criterio sono stati realizzate delle curve che associno ad ogni numero di specifico un valore di rendimento massimo ottenibile.

Con riferimento alla individuazione della tipologia di macchina ottimale corrispondentemente al particolare valore del numero di giri specifico, c'è da precisare che le soluzioni vengono selezionate individuando, per ogni velocità di rotazione e per ogni tipologia di macchina, quelle che presentano rendimento maggiore.

Dal diagramma emergono cinque andamenti del rendimento massimo ottenibile in funzione del numero di giri specifico:

	Ns	ηt
1	0.001÷0.01	0.6÷0.8
2	0.01÷1	0.8
3	1÷40	0.3÷0.8
4	41÷350	0.8
5	>350	0.7÷0.35

Nelle seguenti figure sono riportati la relazione tra [29] il numero di giri specifico e il valore del rendimento massimo di turbina ottenibile per i 5 andamenti. Per un valore del numero di giri specifico compreso tra 40 e 350 (andamento 4) il valore del rendimento massimo ottenibile resta costantemente pari a 0.8 (come per l'andamento 2). Da letteratura si è notato che esistono prototipi di laboratorio che

superano anche tale valore di rendimento. Non avendo però un grafico più aggiornato si è deciso di utilizzare lo stesso tale valore limite.

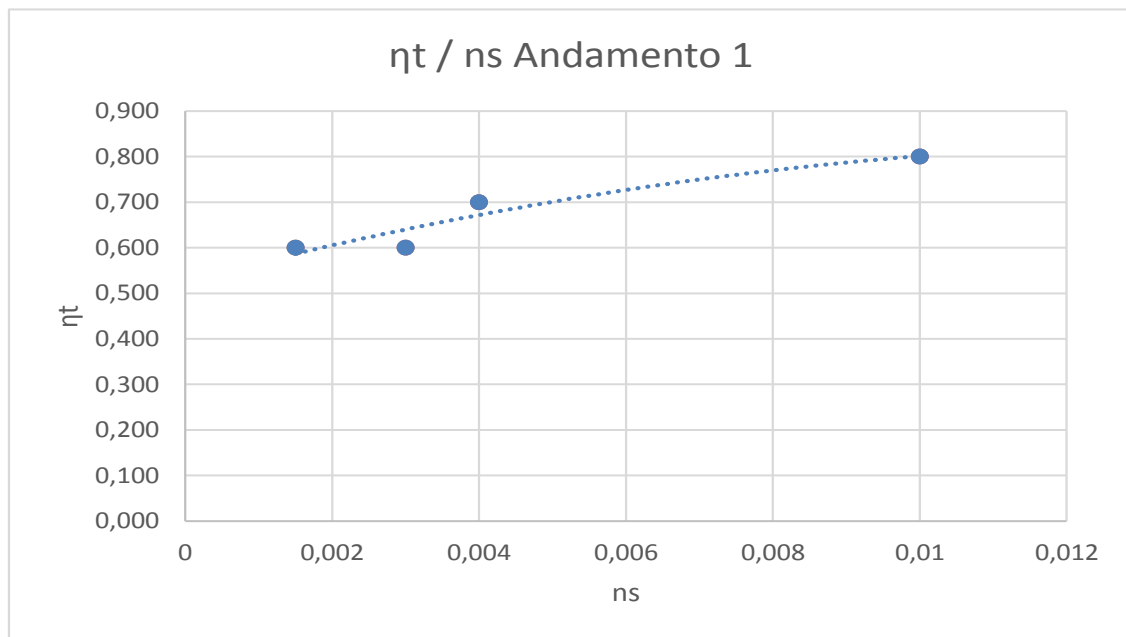


Figura 39 - Andamento  $\eta_t / N_s$  intervallo 1

L'andamento 1 mostra il valore del rendimento massimo ottenibile per un numero di giri specifico compreso tra 0,001 e 0,1. Come si può vedere l'efficienza ha un trend crescente da un valore di 0,6 fino a 0,8.

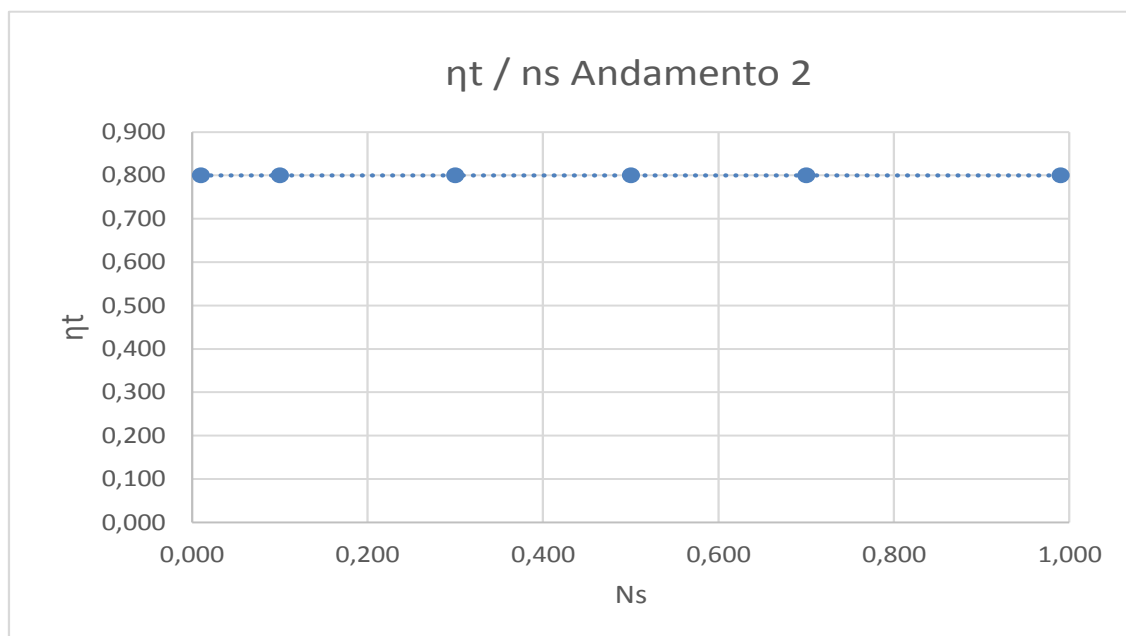


Figura 40 - Andamento  $\eta_t / N_s$  intervallo 2

In Figura 40 è mostrato il valore del rendimento massimo ottenibile per un numero di giri specifico compreso tra 0,1 e 1. Come si può vedere l'efficienza ha un trend costante pari a 0,8.



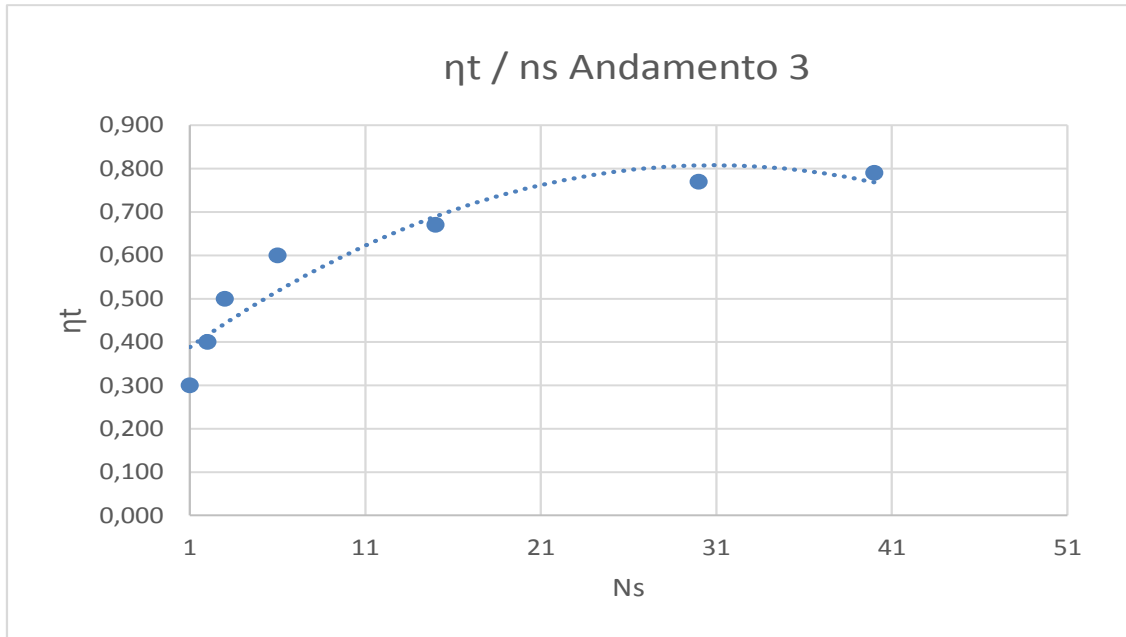


Figura 41 - Andamento  $\eta_t / N_s$  intervallo 3

La Figura 41 mostra il valore del rendimento massimo ottenibile per un numero di giri specifico compreso tra 1 e 40. Come si può vedere l'efficienza ha un trend crescente da un valore di 0,3 fino a 0,8.

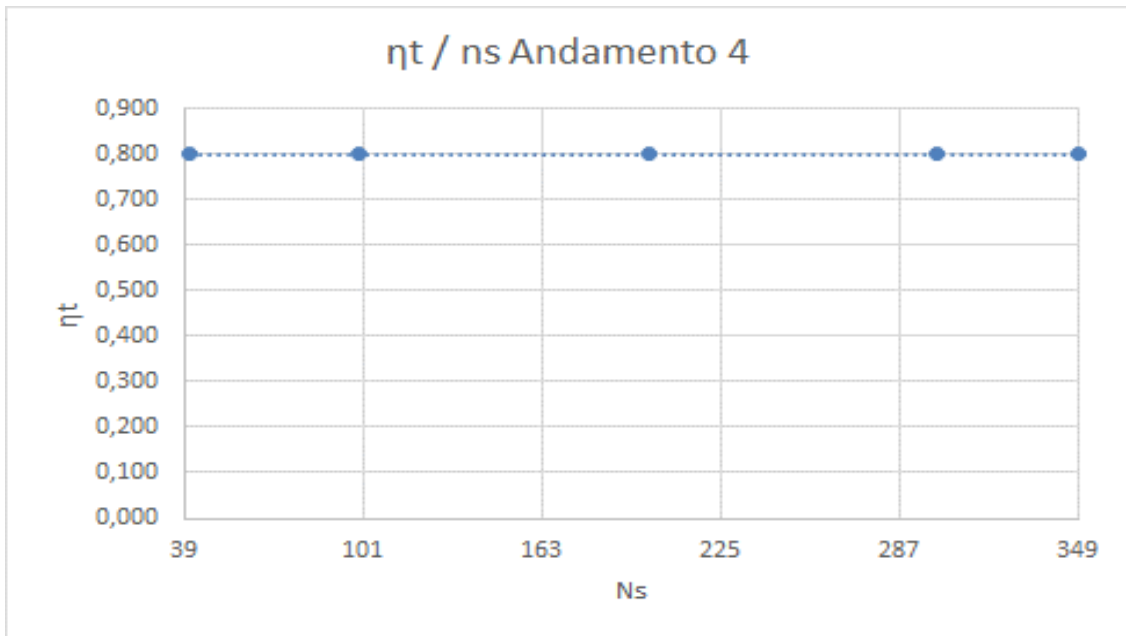


Figura 42 - Andamento  $\eta_t / N_s$  intervallo 4

L'andamento 4 mostra il valore del rendimento massimo ottenibile per un numero di giri specifico compreso tra 41 e 349. Come si può vedere l'efficienza ha un valore costante di 0,8.

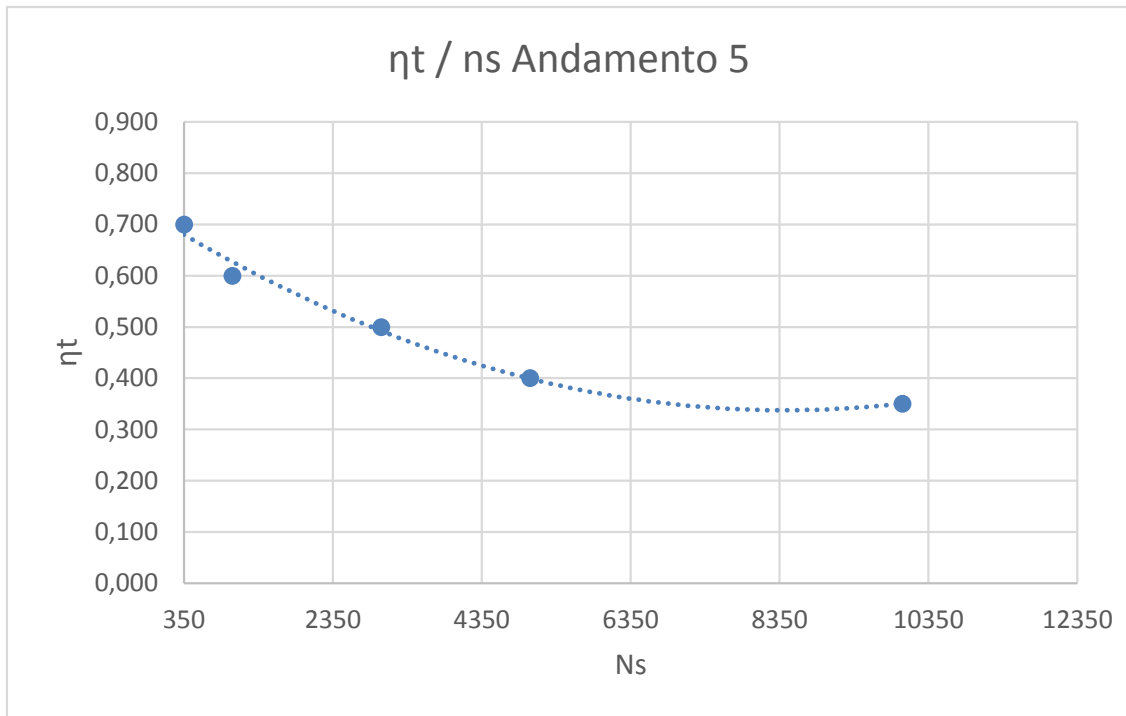


Figura 43 – Andamento  $\eta_t / N_s$  intervallo 5

La Figura 43 mostra il quinto ed ultimo andamento del rendimento massimo ottenibile per un numero di giri specifico maggiore di 350. Come si può vedere l'efficienza ha un trend decrescente da un valore di 0,7 fino a circa 0,35.

#### Logica di calcolo del rendimento di turbina

Ricavati quindi gli andamenti  $\eta_t / N_s$ , resta da impostare la logica di calcolo del rendimento di turbina da far attuare all'ottimizzatore multi-obiettivo. Analizzando la relazione  $N_s = n \frac{\sqrt{Q}}{\Delta h_{is}^{3/4}}$  si evince che per poter ricavare il numero di giri specifico dovranno essere utilizzati alcuni output ottenuti dalla simulazione effettuata con rendimento di turbina isoentropico ed in particolare la portata volumetrica  $Q$  e il salto entalpico  $\Delta h_{is}$ . Per poter ricavare  $N_s$  è però necessario il valore del numero di giri della turbina  $n$ . A tal proposito è stato inserito un'ulteriore variabile che rappresenta quindi il numero di giri  $n$  con un intervallo compreso tra 1000 e 20000 rpm. I valori scelti come estremi dell'intervallo fanno riferimento a velocità di macchine realizzate e commercializzate per impianti ORC [41][44][50].

In Figura 44 viene mostrata l'intera logica alla base del calcolo del rendimento di turbina partendo quindi dalla prima simulazione con rendimento di turbina isoentropico, l'impostazione della variabile numero di giri  $n$  come indicato sopra, ed infine il calcolo del rendimento di turbina passando dal calcolo di  $N_s$  e dalle curve mostrate in precedenza. Essendo però stati identificati cinque diversi andamenti della relazione  $\eta_t / N_s$  è stato necessario impostare cinque diverse funzioni. Dopo aver calcolato il valore di  $N_s$  il software tramite un comando "if" verifica che il valore sia compreso tra 0.001 e 0.01. In caso positivo si calcolerà il valore del rendimento di turbina tramite la relazione ricavata per l'andamento 1, in caso negativo si passerà a verificare l'appartenenza del valore di  $N_s$  calcolato al secondo gruppo e così via.

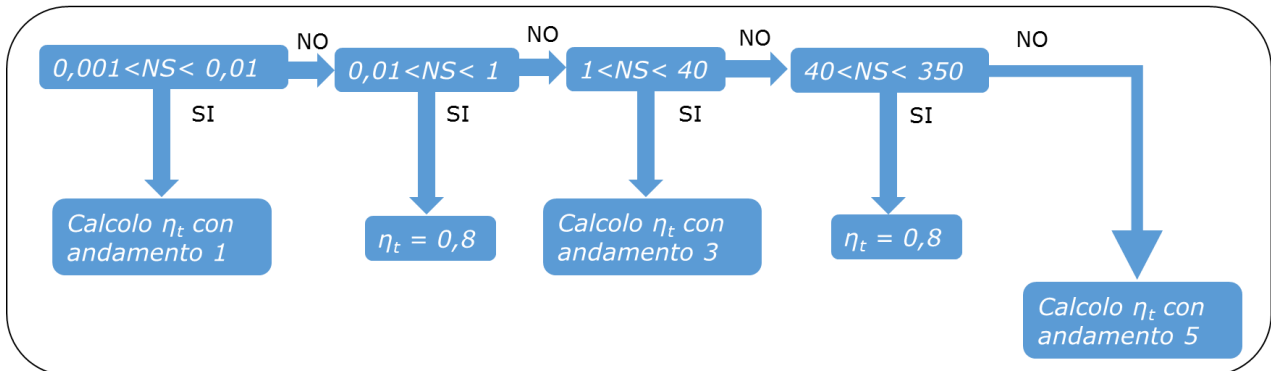


Figura 44 - Logica di calcolo del rendimento di turbina

Terza Fase: Simulazione ciclo con rendimento di turbina calcolato ed ottimizzazione multi-obiettivo

Calcolato il rendimento di turbina la simulazione dell’impianto verrà nuovamente eseguita con gli stessi valori di input e di variabili assegnate per la prima fase di simulazione ma con il valore del rendimento della turbina pari a quello calcolato.

In questa fase vengono infine associati agli output della simulazione le due funzioni obiettivo mostrate in 3.3. Sarà quindi identificato l’insieme delle soluzioni e quindi quelle ottime che andranno a posizionarsi sul fronte di Pareto.

Va inoltre precisato che il processo è iterativo e nella figura sottostante viene schematizzato tale processo:

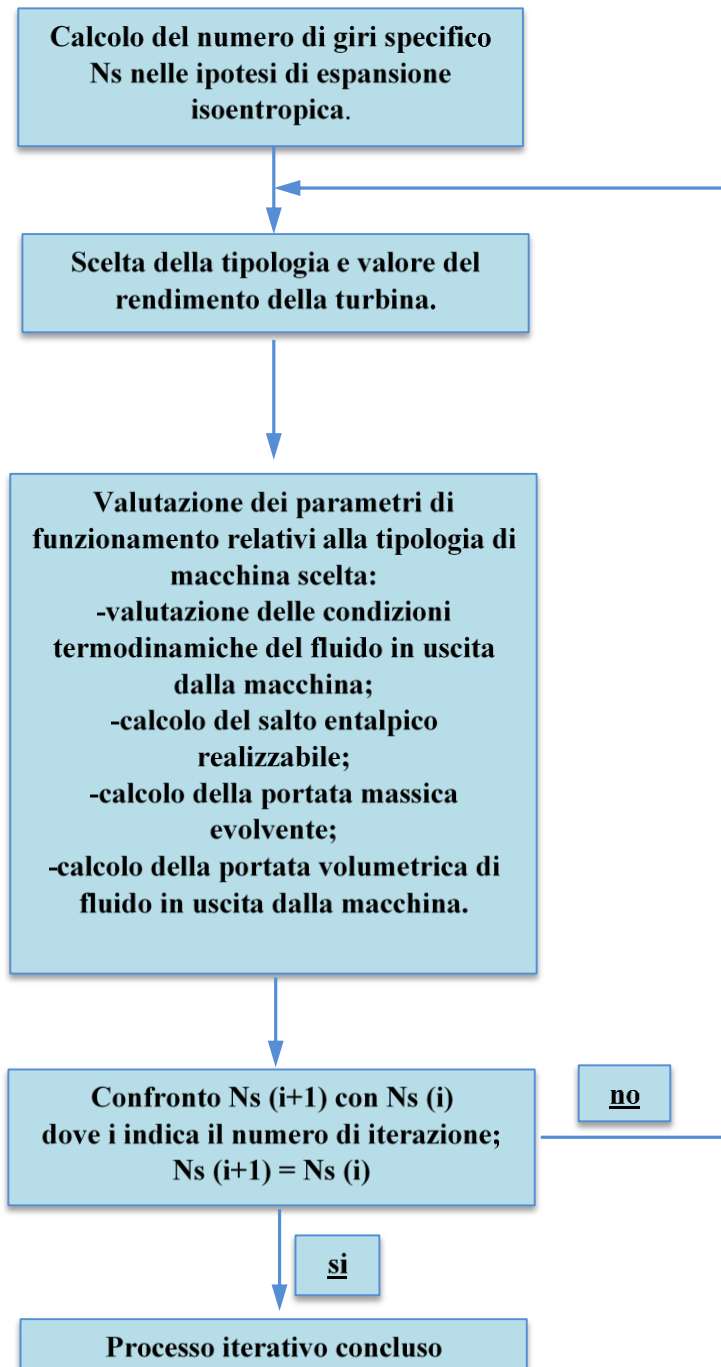


Figura 45 – Schema del processo iterativo da svolgere per la scelta dell'espansore

## Capitolo 4: Case study ed analisi risultati

Il crescente interesse per l'efficientamento energetico ed il recupero di calore di scarto rende gli impianti ORC una delle possibili soluzioni tecnologiche atte a realizzare energia elettrica da scarti termici. In particolare è sempre più diffuso l'utilizzo di impianti di piccola taglia (50-500 kWe) [34] [41] [50] [54] in quanto permette di realizzare efficienza anche con potenze termiche di scarto contenute e con costi d'investimento bassi. Sono sempre più numerose le aziende agricole che autoproducono energia elettrica sfruttando la biomassa prodotta al loro interno tramite impianti a biogas o caldaie a cippato di legno e in molti di questi casi gli scarti termici prodotti dai generatori elettrici viene utilizzato per alimentare piccoli impianti ORC [34] [41] [50] [54].

Applicazioni tipiche in cui è stato scelto di utilizzare impianti ORC di piccola taglia sono:

- Recupero calore da motori a biogas;
- Recupero calore da impianti di generazione elettrica da biomassa;
- Alimentazione primaria di piccole caldaie a cippato;
- Geotermia.

Per tale ragione lo strumento di ottimizzazione multi-obiettivo con la logica e le impostazioni mostrate nei capitoli precedenti è stata applicato ad impianti di piccola taglia ed in particolare si è fatto riferimento ad applicazioni dei seguenti impianti:

- Clean Cycle 125kW;
- Zuccato Energia 50kW.

### 4.1. Case study 1: Clean Cycle discarica Warrington (UK)

Uno dei sistemi ORC di piccola taglia più diffuso è sicuramente il Clean Cycle della GE [41] [42]. Esistono diverse referenze dell'utilizzo di tale tecnologia in particolari su applicazioni di recupero di calore da motori alimentati a biogas. In tali applicazioni il calore dei fumi del motore viene ceduto all'acqua che a sua volta cederà calore al fluido organico.

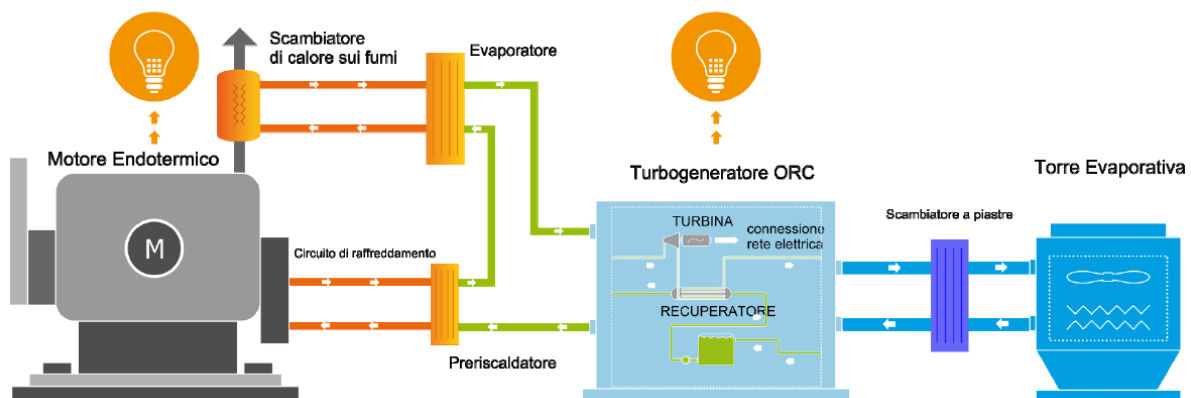


Figura 46 – Esempio di schema di applicazione ORC da motore a biogas

Primo caso analizzato e sottoposto ad ottimizzazione è quello riguardante una discarica situata a Warrington, Inghilterra. Per oltre dieci anni la produzione di energia elettrica è stata affidata a due motori Jenbacher alimentati da metano prodotto dalla discarica. Nel 2011 è stato installato un impianto ORC Clean cycle 125 fornito da GE che sfruttando i fumi caldi prodotti dai motori produce circa 102 kWe. Tale impianto è stato il primo installato in UK per questa tipologia di applicazione.

Nella seguente tabella sono riassunti i principali dati di tale applicazione:

<b>Tipologia Impianto</b>	2 Motori a gas metano
<b>Potenza termica in uscita dai motori</b>	980 kWt
<b>Impianto ORC installato</b>	Clean Cycle 125 kWe
<b>Fluido organico utilizzato</b>	R245fa
<b>Potenza elettrica netta prodotta</b>	102 kWe
<b>Temperatura acqua ingresso</b>	150 °C
<b>Tipologia espansore</b>	Turbina radiale singolo stadio
<b>Numero di giri massimo espansore</b>	30000 rpm
<b>Rendimento globale elettrico netto</b>	10,4%

*Tabella 8 - Dati caratteristici case 1*

Come si può notare dalla Tabella 8, l'impianto utilizza come fluido organico l'R245fa ed ha come espansore una turbina radiale a singolo stadio con una velocità di 30000 rpm. Il rendimento medio globale elettrico è pari a 10,4 %.

Grazie a tali dati caratteristici disponibili, il caso sopra riportato si presta a verificare la bontà del modello di ottimizzazione realizzato ed a verificare il posizionamento di tale scelta impiantistica sul piano delle soluzioni che sarà individuato al termine delle simulazioni. Infine verranno svolte considerazioni anche sulla tipologia di espansore utilizzato.

### Analisi dei risultati

Il grafico di Figura 47 mostra l'insieme delle soluzioni ottenute utilizzando la procedura ed i valori mostrati nei paragrafi precedenti ed in particolare come input abbiamo una potenza termica pari a 980 kWt. Su tale diagramma sono riportate le due funzioni obiettivo ovvero costo impianto e rendimento globale.

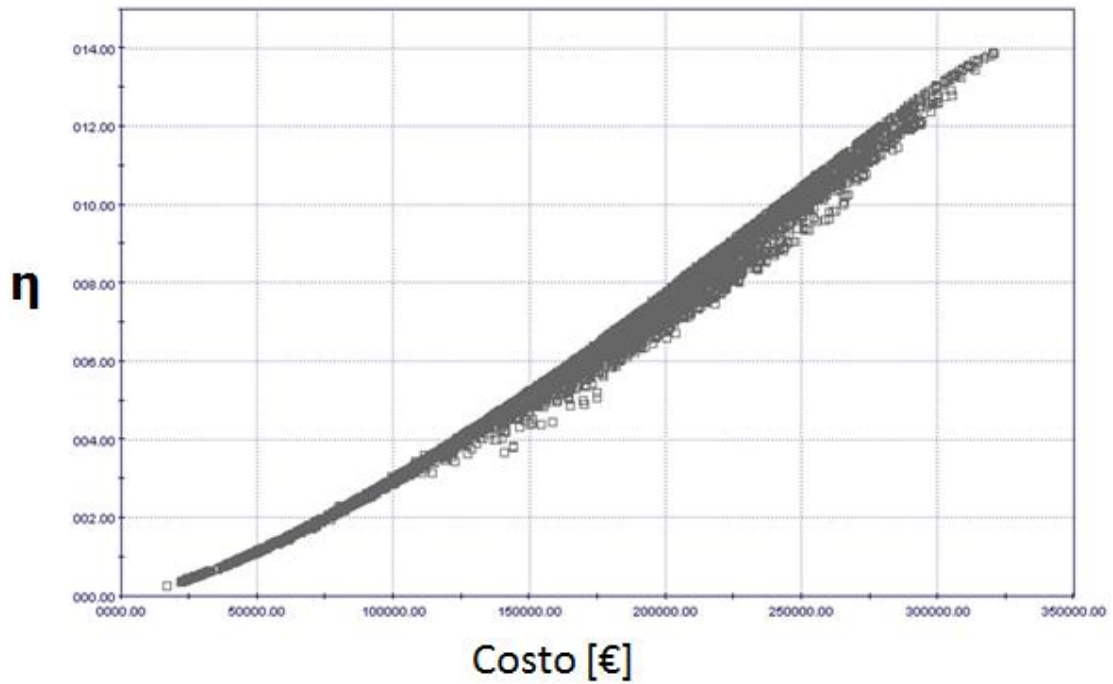


Figura 47 - Risultati ottimizzazione

In Figura 48 è invece evidenziato in verde il fronte di Pareto individuato e quindi analizzato. Con tali grafici ed informazioni starà poi al progettista o al cliente effettuare una scelta e quindi preferire un obiettivo ad un altro ed identificare la soluzione impiantistica migliore al proprio scopo.

## Fronte di Pareto

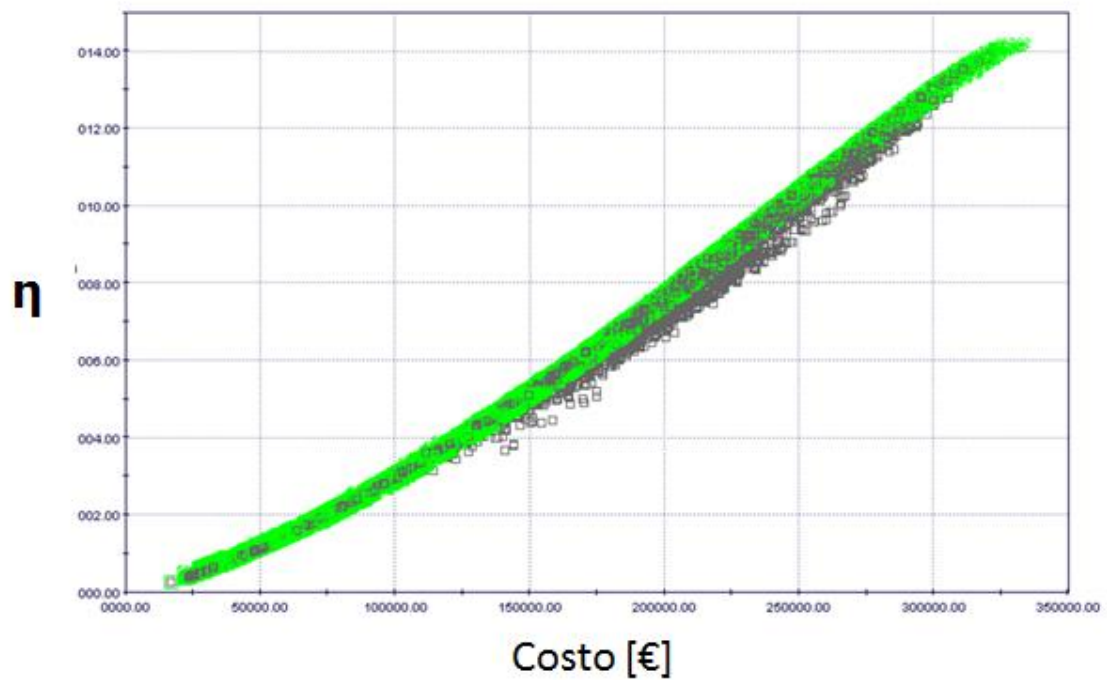


Figura 48 - Fronte di Pareto

In Tabella 9 sono mostrati 4 soluzioni impiantistiche differenti che massimizzano il rendimento e che appartengono al fronte di Pareto. Come si può notare si ottiene un rendimento massimo pari a 13,9 % a fronte di 148 kWe generati ed un costo pari a 320 k€.

ID	Fluido	Potenza [kWe]	NS	rpm	$\eta_t$	$\eta$	Costo [k€]	Pmax [bar]	Tmax [°C]
1	R245fa	148.6	191.5	25500	0.8	13.9%	320	30.5	148
2	R245fa	148.1	157.9	20500	0.8	13.85%	319	30.5	145
3	R245fa	147.1	102.2	13500	0.8	13,8%	317	29	145
4	R245fa	147.1	181.8	24000	0.8	13,8%	317	29	145

Tabella 9 - Risultati con rendimento massimo

Resta ora da verificare dove si posizione il case study in esame all'interno dell'insieme delle soluzioni ottenuto con l'ottimizzazione multi-obiettivo.

In Tabella 10 sono riportati i principali dati caratteristici del esempio analizzato. Tali dati ci consentiranno di effettuare un confronto ed identificare il posizionamento di questa scelta impiantistica nell'insieme delle soluzioni ottenute dall'ottimizzazione multi-obiettivo valutando inoltre se rientra tra le soluzioni ottime ovvero se fa parte del Fronte di Pareto.

<b>Potenza elettrica netta prodotta</b>	102 kWe
<b>Numero di giri</b>	30000 rpm
<b>Rendimento</b>	10,4%
<b>Costo</b>	265 k€

Tabella 10 - Case study 1

Nella Figura 49 è riportato in blu il posizionamento della configurazione impiantistica presa in considerazione, sul piano delle soluzioni individuate. Come si evince chiaramente essa non si colloca sul fronte di Pareto. Infatti a parità di costo, si può arrivare ad un valore del rendimento di turbina pari a 11,2% rispetto al valore di 10,4% dell'impianto in esame. Tale risultato dimostra che si sarebbe potuta utilizzare una scelta impiantistica migliore in base agli input termici che si avevano a disposizione. Scopo della realizzazione di questo strumento è proprio questo ovvero aiutare progettisti e clienti ad effettuare la miglior scelta/progettazione d'impianto a seconda della fonte termica che si ha a disposizione.



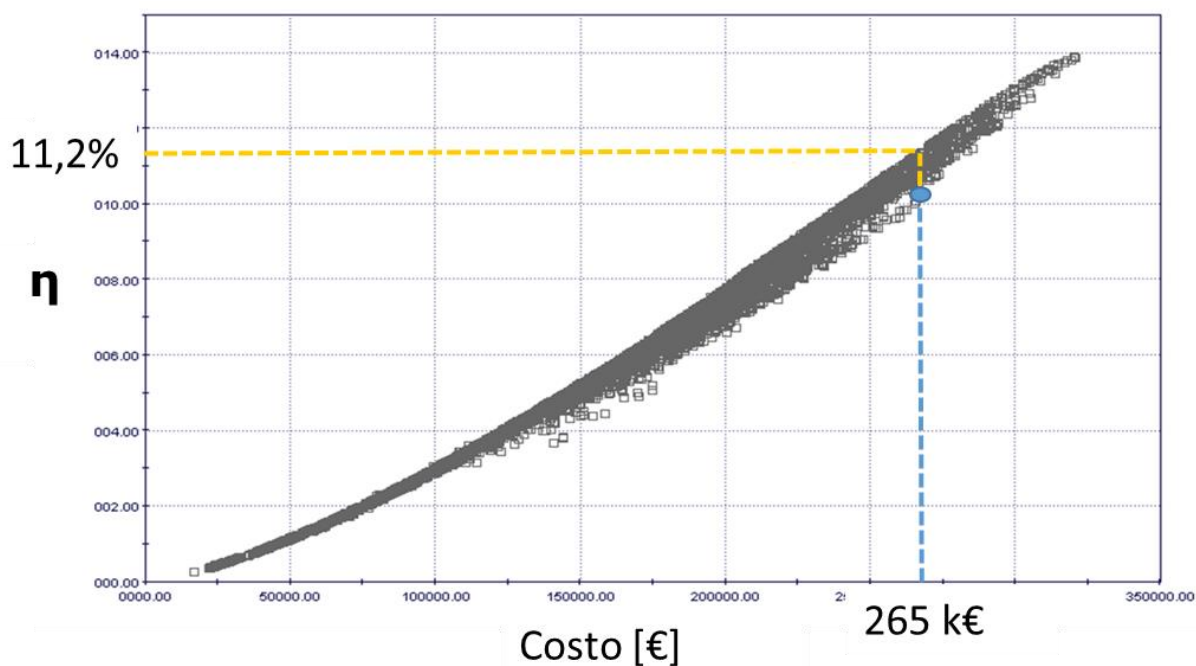


Figura 49 - Analisi risultati

La Tabella 11 mostra due soluzioni impiantistiche che si posizionano sul fronte di Pareto e che hanno un costo pari a quello del case study analizzato. Tali soluzioni raggiungono entrambe un rendimento elettrico di 11,2% ed hanno un rendimento di turbina pari a 0,8. Quello che differenzia le due soluzioni è il numero di giri specifico e quindi la tipologia di macchina. Tale aspetto consente di identificare diverse tipologie di espansori che massimizzano il rendimento.

ID	Fluido	Potenza [kWe]	NS	rpm	$\eta_t$	$\eta$	Costo [k€]
1	R245fa	105	121	12500	0.8	11.2%	265
2	R245fa	105	85	9000	0.8	11.2%	265

Tabella 11 - Soluzioni fronte di Pareto

Come già ampiamente descritto nel paragrafo 3.4, è possibile raggiungere il massimo rendimento di turbina con diversi valore del numero di giri specifico e quindi con diverse tipologie di macchine. Con le due soluzioni mostrate in precedenza ed in particolare con i relativi valori del numero di giri specifico è stato possibile identificare dal diagramma di Balje le tipologie e le dimensioni geometriche delle soluzioni identificate.

La soluzione 1 presenta un  $N_s$  pari a 121 e come mostrato nella Figura 50 per tale valore esistono due diverse geometrie di turbina monostadio radiale che realizzano un rendimento pari a 0.8. Come si può notare si hanno due diversi valori del diametro specifico e quindi altrettante geometri diverse.

Anche per la seconda soluzione, che presenta una valore di  $N_s$  di 85 si può ottenere un valore del rendimento di turbina pari a 0.8 con due diverse geometri di turbine radiali. Si è quindi verificato che esistono almeno 4

diverse geometrie di turbina in grado di massimizzare il rendimento del ciclo ORC con gli input termici analizzati.

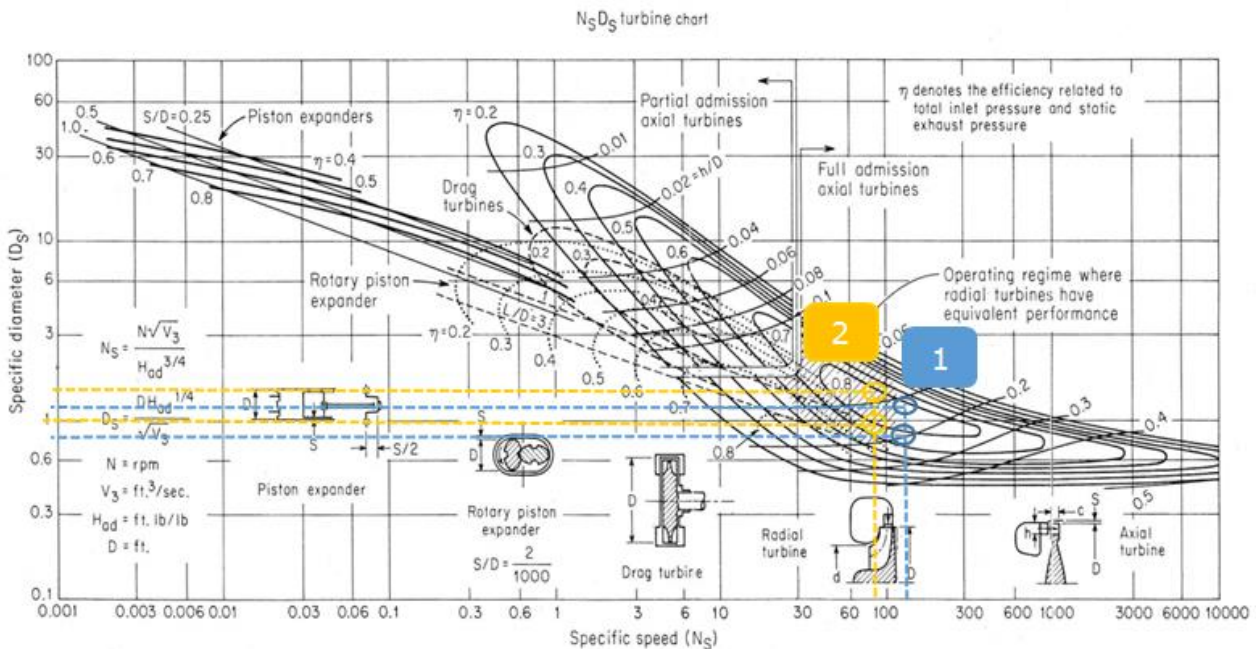


Figura 50 - Risultati diagramma di Balje

Aspetto che bisogna tenere in considerazione è che la funzione costo non tiene conto del relativo costo della differente tipologia di espansione in quanto, come descritto nel paragrafo 3.3, il costo è stato relazionato al solo parametro di potenza elettrica generata e non a tutti i componenti dell'impianto (tra i quali l'espansore).

#### 4.2. Case study 2: Cinema multisala Roma

Secondo caso analizzato riguarda un'applicazione di recupero termico tramite sistema ORC collegato ad un impianto costituito da due gassificatori Burkhart che producono gas di sintesi (syngas) tramite il processo pirolisi di pellet di legna; il syngas così prodotto va ad alimentare due motori MAN appositamente modificati e collegati a generatori elettrici per un output complessivo di 360kWE [54].

Tale impianto è stato realizzato per poter alimentare un multisala The Space situato a Roma [54].

Il sistema ORC in questione è ZE-50-ULH che preleva potenza termica sia dai gassificatori, recuperando sia il calore prodotto dal processo di pirolisi all'interno del gassificatore che altrimenti sarebbe disperso nei gas in uscita, sia dai due generatori di potenza. Da questi ultimi viene recuperato sia il calore altrimenti disperso tramite le camicie dell'impianto di raffreddamento sia il calore residuo contenuto nei fumi di scarico dei motogeneratori stessi [54].

L'impianto fornito da Zuccato Energia, costituito da un modulo ZE-50-ULH, aggiunge ulteriori 45 kWE ai 360 kWE immessi in rete dall'impianto sopra menzionato, portando la potenza complessiva immessa in rete a 405 kWe [54].

Nella seguente tabella sono riassunti i principali dati di tale applicazione:

<b>Tipologia Impianto</b>	2 Gassificatori + 2 Motori a syngas
<b>Potenza termica recuperata</b>	600 kWt
<b>Impianto ORC installato</b>	ZE-50-ULH Zuccato Energia
<b>Fluido organico utilizzato</b>	R245fa
<b>Potenza elettrica netta prodotta da ORC</b>	45 kWe
<b>Temperatura acqua ingresso</b>	100 °C
<b>Tipologia espansore</b>	Turbina radiale singolo stadio
<b>Numero di giri massimo espansore</b>	15000 rpm
<b>Rendimento globale elettrico netto</b>	7,5%

*Tabella 12 - Dati caratteristici applicazione cinema*

Come si può notare dalla Tabella 12, l'impianto utilizza come fluido organico l'R245fa ed ha come espansore una turbina radiale a singolo stadio con una velocità media di 15000 rpm. Il rendimento medio globale elettrico è pari a 7,5 %.

Anche per questa applicazione, con i dati caratteristici disponibili, è stato possibile verificare nuovamente la bontà del modello di ottimizzazione realizzato ed a verificare il posizionamento di tale scelta impiantistica sul piano delle soluzioni che sarà individuato al termine delle simulazioni.

#### Analisi dei risultati

Come per il caso precedente e ampiamente spiegato nei paragrafi precedenti, l'input che è stato fornito al modello è la potenza termica questa volta pari a 600 kWt ad una temperatura di 100°C. Sono bastate quindi solo queste due semplici informazioni per poter effettuare l'ottimizzazione multi-obiettivo ed analizzare i risultati.

Il grafico di Figura 51 mostra l'insieme delle soluzioni ottenute dall'ottimizzazione multi-obiettivo. Anche in questo caso per meglio evidenziare i risultati sul diagramma sono riportate le due funzioni obiettivo ovvero costo impianto e rendimento globale. In verde è evidenziato il Fronte di Pareto ovvero l'insieme delle soluzioni ottime per il caso in esame. Come si può notare, a differenza del caso analizzato in precedenza nel paragrafo 4.1, l'insieme delle soluzioni risulta essere molto a ridosso del Fronte di Pareto. Essendo una potenza termica minore a temperatura molto bassa, le soluzioni reali (le uniche riportate sul diagramma), risultano essere ridotte rispetto al caso precedente.

## Fronte di Pareto

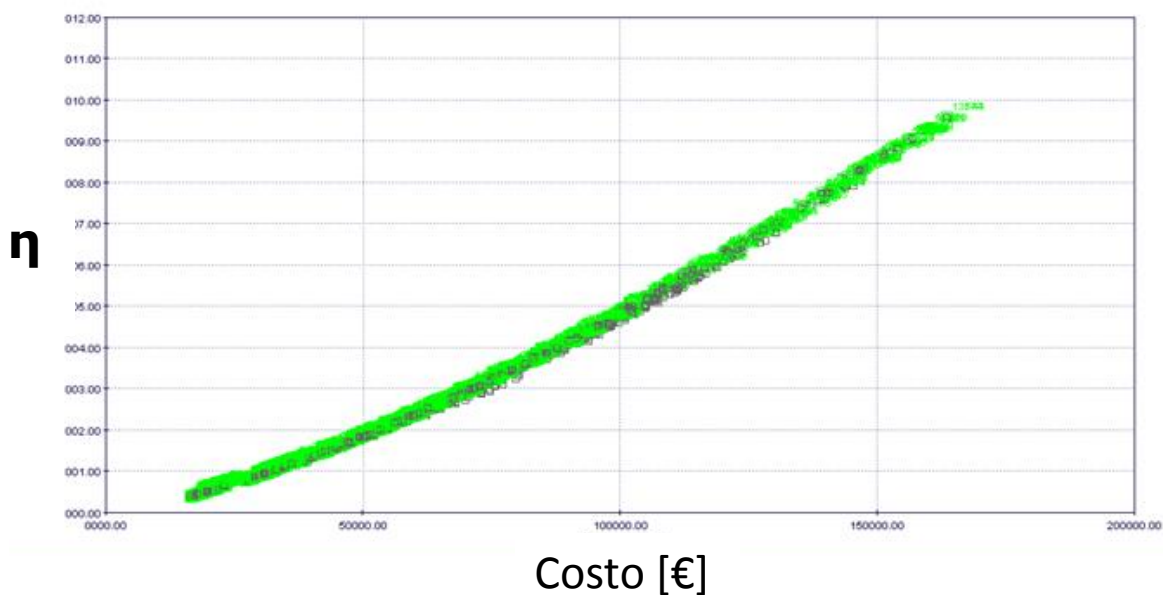


Figura 51 - Insieme delle soluzioni con Fronte di Pareto

In Tabella 13 sono mostrate 3 soluzioni impiantistiche differenti che massimizzano il rendimento e che appartengono al fronte di Pareto. Come si può notare si ottiene un rendimento massimo pari a 9.6 % a fronte di circa 60 kWe generati ed un costo pari a 163 k€.

ID	Fluido	Potenza [kWe]	NS	rpm	$\eta_t$	$\eta$	Costo [k€]	Pmin [bar]	Pmax [bar]	Tmax [°C]
1	R245fa	59.5	50	5800	0.8	9.6%	163	1.5	8.5	99
2	R245fa	59.5	90	10000	0.8	9.6%%	163	1.5	8.5	99
3	R245fa	58	102	11000	0.8	9.35%	160	1.5	8	90

Tabella 13 - Risultati con rendimento massimo

Anche in questo caso, così come per il primo caso analizzato si nota che è possibile raggiungere il rendimento massimo con diverse tipologie di espansori. Nel seguito si riporta il diagramma di Balje per le soluzioni ottenute.

La soluzione 1 presenta un  $N_s$  pari a 50 e come mostrato nella Figura 52, per tale valore esistono due diverse geometrie di turbina monostadio radiale che realizzano un rendimento pari a 0.8. Come si può notare si hanno due diversi valori del diametro specifico e quindi altrettante geometrie diverse.

Anche per la seconda soluzione, che presenta un valore di  $N_s$  di 90 si può ottenere un valore del rendimento di turbina pari a 0.8 con due diverse geometrie di turbine radiali. Si è quindi verificato che esistono almeno 4 diverse geometrie di turbina in grado di massimizzare il rendimento del ciclo ORC con gli input termici analizzati.

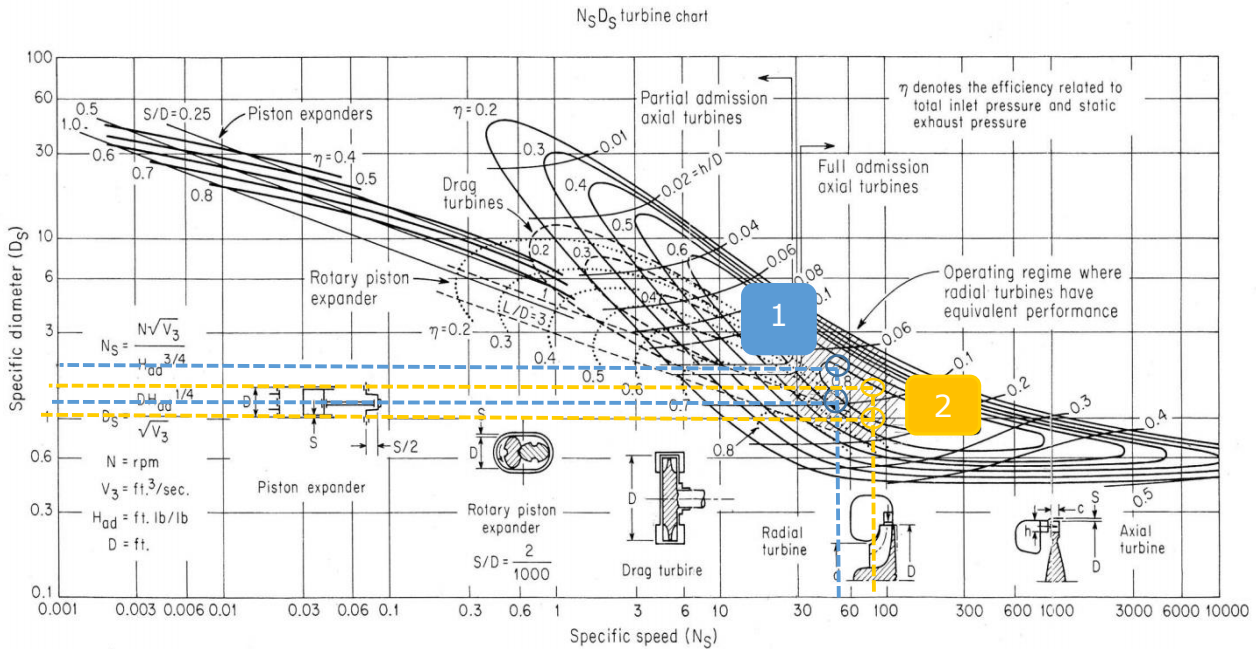


Figura 52 - Diagramma di Balje soluzioni con rendimento massimo

In Figura 53 è riportato in giallo il posizionamento della configurazione impiantistica presa in considerazione, sul piano delle soluzioni individuate. Come si evince chiaramente essa non si colloca sul fronte di Pareto né tantomeno nell'insieme delle soluzioni individuate. Infatti posizionandoci sul diagramma a parità di rendimento di 7.5%, si può ottenere lo stesso risultato con un costo di 140k€ rispetto ai 180€ dell'impianto utilizzato per l'applicazione in esame (Tabella 14).

ID	Fluido	Potenza [kWe]	NS	rpm	$\eta_t$	$\eta$	Costo [k€]
1	R245fa	45	85	9500	0.8	7,5%	140
2	R245fa	45	45	5000	0,8	7,5	140

Tabella 14 - Risultati con rendimento caso studio

Tale risultato dimostra che si sarebbe potuta utilizzare una scelta impiantistica migliore in base agli input termici che si avevano a disposizione con un risparmio potenziale di circa 40 k€. Anche in questo caso bisogna tenere in considerazione che la funzione costo non tiene conto del relativo costo della differente tipologia di espansione in quanto, come descritto nel paragrafo 3.3, il costo è stato relazionato al solo parametro di potenza elettrica generata e non a tutti i componenti dell'impianto (tra i quali l'espansore). Tali risultati

rappresentano solo un'indicazione di massima di quelli che potrebbero essere i risparmi con scelte impiantistiche diverse.

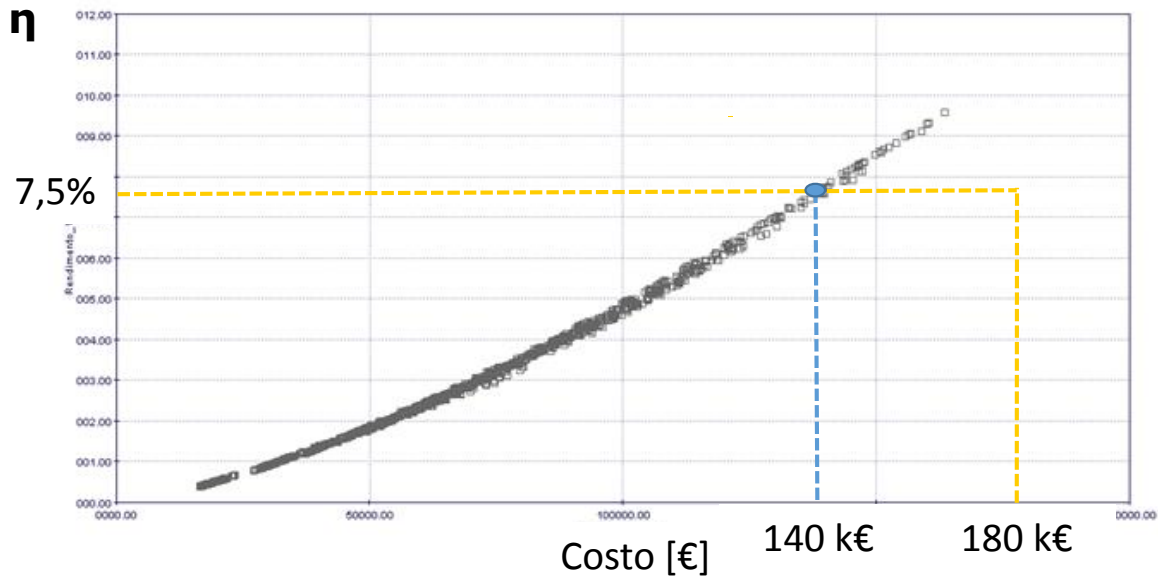


Figura 53 - Analisi dei risultati cinema multisala

## Conclusioni

Il lavoro presentato nella tesi di dottorato ha portato alla realizzazione di un modello automatico che permette di effettuare una pre-fattibilità tecnico economica di recupero di calore tramite impianti ORC. Tale modello è dunque basato su un'ottimizzazione multi-obiettivo costo/efficienza e può essere un valido supporto alla scelta ed alla progettazione di impianti ORC. L'unico input di cui si necessita è la potenza termica in ingresso, valore facilmente reperibile e sul quale si basa il recupero energetico e quindi la misura di efficientamento energetico che si vuole effettuare.

La validazione e la messa appunto di tale strumento ha visto la necessità di effettuare modellazioni termodinamiche di impianti ORC che è alla base dell'ottimizzazione multi-obiettivo.

Per poter valutare la funzione costo è stata effettuata una ricerca di mercato contattando direttamente fornitori e confrontando tali informazioni con quelle disponibili in letteratura.

E' stata inoltre inserito un blocco di calcolo che permettesse, tramite iterazioni e sfruttando l'analisi adimensionale, la scelta e l'identificazione dei parametri geometrici della tipologia di espansore che massimizzano il rendimento.

Lo strumento finale è quindi composto da quattro diversi blocchi di calcolo:

- Modello termodinamico impianto ORC;
- Ottimizzatore multi-obiettivo;
- Calcolo per scelta espansore;

- Funzione costo.

Lo strumento così realizzato è stato provato con diversi casi studio, due dei quali qui presentati (Multisala Roma, Discarica UK).

Per entrambi i casi analizzati, l'insieme delle soluzioni ma in particolare il fronte di Pareto delle soluzioni individuate, ha mostrato la presenza di scelte impiantistiche migliori in quanto in entrambi i casi analizzati non ci si trova sul fronte di Pareto.

Per tale ragione lo strumento realizzato dimostra di essere utile in fase di scelta e/o progettazione di impianti di questo tipo.

Possibilità area di miglioramento dello strumento è quella di rendere più accurata la funzione costo prevede però un'indagine di mercato molto approfondita e che riguardi ogni singolo componente dell'impianto. Tali informazioni però sono facilmente reperibili per aziende produttrici di tali impianti.

Ulteriori sviluppi futuri potrebbero prevedere il calcolo dei rendimenti di pompa ed alternatore in maniera iterativa sfruttando la stessa metodologia utilizzata per il calcolo del rendimento di espansione.

## Bibliografia

- [1] IEA, Energy Technology Perspectives 2015, ISBN 978-92-64-23342-3;
- [2] IEA, Energy Efficiency - Market Report 2015;
- [3] IEA, Energy balances - Energy Projections for IEA Countries 2014;
- [4] IEA, Linking Heat and Electricity Systems 2014;
- [5] Energy Strategy Group, Energy Efficiency Report, 2012;
- [6] Wang J. et al., "*Multi-objective optimization of an organic Rankine cycle (ORC) for low grade waste heat recovery using evolutionary algorithm*", Energy Conversion and Management 71 (2013) 146–158;
- [7] Corne D. W. et al., "*The Pareto Envelope-Based Selection Algorithm for Multiobjective Optimization*", Parallel Problem Solving from Nature PPSN VI Lecture Notes in Computer Science Volume 1917, 2000, pp 839-848;
- [8] Gimelli A. et al., "*Optimization criteria for cogeneration systems: Multi-objective approach and application in an hospital facility*", Applied Energy 104 (2013) 910–923;
- [9] Murata T. et al., "*MOGA: multi-objective genetic algorithms*", Evolutionary Computation, IEEE International Conference (Volume:1 ) Perth, 1995.
- [10] Tchanche B. F. et al., "*Low-grade heat conversion into power using organic Rankine cycles – A review of various applications*", Renewable and Sustainable Energy Reviews 15 (2011) 3963–3979;
- [11] Quoilin S. et al. , "*The Organic Rankine Cycle: Thermodynamics, applications and optimization*", Encyclopedic of Life Support Systems (EOLSS);
- [12] Obernberger I. et al., "*Description and evaluation of the new 1000 kWel Organic Rankine Cycle process integrated in the biomass CHP plant in Lienz, Austria*", Euroheat & Power 10 (2002);
- [13] Schuster A. et al., "*Energetic and economic investigation of Organic Rankine Cycle applications*", Applied Thermal Engineering 2009;29:1809–17;
- [14] Bronicki LY. "*Organic Rankine Cycles in Geothermal Power Plants – 25 years of ORMAT experience*", GRC Annual Meeting Reno, NV; 2007;
- [15] Chena Power LLC – "*400kW Geothermal Power Plant at Chena Hot Springs, Alaska*". Final Report for Alaska Energy Authority; 2007;
- [16] Fredy Véleza et al., "*A technical, economical and market review of organic Rankine cycles for the conversion of lowgrade heat for power generation*", Renewable and Sustainable Energy Reviews 16 (2012) 4175– 4189;
- [17] Steven Lecompte, "*Review of organic Rankine cycle(ORC) architectures for waste heat recovery*", Renewable and Sustainable Energy Reviews 47(2015) 448–461;
- [18] A. Chauvel et al, "*Manual of process economic evaluation*", pagg. 182-189, IFP publications 2003, ISBN 2-7108-0836-6;
- [19] Tchanche B. F. et al., "*Low-grade heat conversion into power using organic Rankine cycles – A review of various applications*", Renewable and Sustainable Energy Reviews 15 (2011) 3963–3979;
- [20] Renato Della Volpe: "*Macchine*" Liguori Editore, 2°ed 2002;
- [21] Gaetano Marotta, "*Ottimizzazione multiobiettivo di un ciclo orc: trade-off efficienza elettrica e superficie di scambio termico*", Tesi di laurea magistrale 2013



- [22] V. Sabatelli et al, “Potenzialità della co-generazione e tri-generazione per via solare”, Report Ricerca di Sistema Elettrico ENEA 2013;
- [23] E.H. Wang et al, “Study of working fluid selection of organic Rankine cycle (ORC) for engine waste heat recovery”, Energy 2011;
- [24] Ulli Drescher, Dieter Brüggemann: “Fluid selection for the Organic Rankine Cycle (ORC) in biomass power and heat plants” Applied Thermal Engineering 2007;
- [25] T.C. Hung, T.Y. Shai, S.K. Wang: “A review of organic Rankine Cycles (ORCs) for the recovery of low-grade waste heat” Energy 1997;
- [26] Fredy Véleza et al, technical, “Economical and market review of organic Rankine cycles for the conversion of lowgrade heat for power generation”, Renewable and Sustainable Energy Reviews 16 (2012) 4175– 4189;
- [27] Zhang Shengjun, “Performance comparison and parametric optimization of subcritical Organic Rankine Cycle (ORC) and transcritical power cycle system for low-temperature geothermal power generation”, Applied Energy 88 (2011) 2740–2754;
- [28] Takahisa Yamamoto et al, “Design and testing of the Organic Rankine Cycle”, Energy 26 (2001) 239–251;
- [29] Junjiang Bao et al, “A review of working fluid and expander selections for organic Rankine cycle”, Renewable and Sustainable Energy Reviews 24 (2013) 325–342;
- [30] Qiu G et al, “Expanders for micro-CHP systems with organic Rankine cycle”, Applied Thermal Engineering 2011;31(16):3301–7;
- [31] Sauret E, “Candidate radial-inflow turbines and high-density working fluids for geothermal power systems”, Energy 2011; 36(7):4460–7;
- [32] Lemort V. et al, “Testing and modeling a scroll expander integrated into an organic Rankine cycle”, Applied Thermal Engineering 2009;29(14–15):3094–102;
- [33] Lemort V et al, “Experimental characterization of a hermetic scroll expander for use in a micro-scale Rankine cycle”, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A, Journal of Power and Energy 2012;226(1):126–36;
- [34] Quoilin S. “Sustainable energy conversion through the use of organic Rankine cycles for waste heat recovery and solar applications”. PhD thesis. University of Liège, Belgium; 2011;
- [35] Wang H. et al. “Experimental performance of a compliant scroll expander for an organic Rankine cycle”. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy 2009;223 (7):863;
- [36] Roberto Capata et al. “Preliminary Design and Simulation of a Turbo Expander for Small Rated Power Organic Rankine Cycle (ORC)”. Energies 2014, 7(11), 7067-7093
- [37] Musthafah MT. “Thermodynamic analysis of expansion profile for displacement-type expander in low-temperature Rankine cycle”. Journal of Thermal Science and Technology 2010;
- [38] Badr O et al. “Performances of multi-vane expanders”. Applied Energy 1985;20(3):207–34.
- [39] Badr O et al. “Multi-vane expanders as prime movers for low-grade energy organic Rankine-cycle engines”. Applied Energy 1984;16(2):129–46;
- [40] Mohd M et al. “Efficiency of compact organic Rankine cycle system with rotary-vane-type expander for low-temperature waste heat recovery”. International Journal of Environmental Science and Engineering 2010;2(1):11–6;
- [41] “Heat Recovery Solutions”, GE Power
- [42] “Una tecnologia per l’efficienza energetica e la generazione di energia da fonti rinnovabili”, Ingeco srl, <https://www.progecoweb.it>;

- [43] Luca Attavanti, "Ottimizzazione di un impianto ORC solare a concentrazione (CSP): procedura di scelta delle macchine a massimo rendimento", Tesi di laurea magistrale 2012;
- [44] Vescovo et al . "Applicazione di Cicli ORC a Recuperi Termici da Processi Industriali", Turboden srl;
- [45] Angelino et al "*Cyclic Methyloxanes as Working Fluids for Space Power Cycles*", ASME Journal of Solar Energy Engineering, vol. 115, 1993;
- [46] Gimelli A. et al., "Optimization criteria for cogeneration systems: Multi-objective approach and application in an hospital facility", Applied Energy 104 (2013) 910–923;
- [47] Corne D. W. et al., "The Pareto Envelope-Based Selection Algorithm for Multiobjective Optimization, Parallel Problem Solving" from Nature PPSN VI Lecture Notes in Computer Science Volume 1917, 2000, pp 839-848;
- [48] IFP – "Manual of Process economic evaluation" –; ISBN 2-7108-0836-6;
- [49] O.E. Balje, "*Turbomachies: a guide to desgin, selection and theory*" – 1981;
- [50] Zuccato Energia, <http://www.zuccatoenergia.it>;
- [51] Hoseyn Sayyaadi. "Multi-objective approach in thermoenvironomic optimization of a benchmark cogeneration system". Applied Energy 2009;86(6):867-879;
- [52] Jiang-Jiang Wang et al, "Optimization of capacity and operation for CCHP system by genetic algorithm". Applied Energy 2010;87(4)1325-1335.;
- [53] Toffolo A, Lazzaretto A. "*Evolutionary algorithms for multi-objective energetic and economic optimization in thermal system design*". Energy 2002;27:549–567;
- [54] Zuccato Energia: <http://www.zuccatoenergia.it/index.php/it/referenze/187teatromarcello>;