

ALMA MATER STUDIORUM - UNIVERSITÀ DI BOLOGNA

SCUOLA DI INGEGNERIA E ARCHITETTURA

DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA INDUSTRIALE

CORSO DI LAUREA IN INGEGNERIA ENERGETICA

TESI DI LAUREA

In

Sistemi Energetici T

**Analisi del rendimento di sistemi micro
ORC di tipo sperimentale**

CANDIDATO

Alba Ambrogi

RELATORE:

Ch.mo Prof. Ing. Antonio Peretto

CORRELATORI

Prof. Ing. Andrea De Pascale

Ing. Saverio Ottaviano

Ing. Valentina Orlandini

Anno Accademico 2015/16

Sessione II

Indice

Introduzione.....	5
Capitolo 1 - Sistemi energetici ORC	6
1.1 Introduzione	6
1.2 Ciclo Rankine a fluido organico.....	8
1.2.1 <i>Layout</i> del ciclo e considerazioni termodinamiche.....	8
1.2.2 Principali componenti di un sistema ORC.....	11
1.2.3 Differenze ciclo ORC / ciclo Rankine tradizionale.....	12
1.3 Criteri di scelta del fluido di lavoro.....	13
1.4 Applicazioni.....	20
1.5 Aspetti economici.....	24
Capitolo 2 - Trattazione teorica del rendimento isoentropico.....	25
2.1 Introduzione.....	25
2.1.1 Sistema chiuso.....	25
2.1.2 Sistema aperto.....	26
2.2 Lavoro reale, politropico e isoentropico.....	26
2.2.1 Compressione.....	27
2.2.2 Espansione.....	32
Capitolo 3 - Classificazione espansori.....	37
3.1 Introduzione.....	37
3.2 Turboespansori.....	37
3.3 Espansori volumetrici.....	38
3.3.1 <i>Vane</i> Expander.....	38
3.3.2 <i>Screw</i> Expander.....	39
3.3.3 <i>Piston</i> Expander.....	41

3.3.4	<i>Scroll</i> Expander.....	43
3.4	Tabella di confronto.....	44
Capitolo 4	- Gli espansori nei sistemi micro ORC: casi di studio.....	45
4.1	Ricerca bibliografica.....	45
4.1.1	Espansore <i>Scroll</i>	46
4.1.2	Espansore <i>Screw</i>	48
4.1.3	Espansore <i>Piston</i>	49
4.1.4	Espansore <i>Vane</i>	51
4.1.5	Turbina.....	53
4.2	Analisi dati banchi prova.....	57
Capitolo 5	- Banco prova del DIN.....	65
5.1	Descrizione generale del sistema.....	65
5.2	Funzionamento del sistema ORC.....	67
5.3	Circuito dell'acqua.....	70
5.4	Punti di acquisizione delle misure e sensoristica.....	71
5.5	Risultati sperimentale.....	73
5.5.1	Bilanci circuito ORC.....	74
5.5.2	Bilanci circuito acqua.....	77
5.5.3	Indici di prestazioni.....	79
Conclusioni.....		83
Bibliografia.....		85

Ringraziamenti

Giunta alla fine di questo lavoro sento di voler ringraziare le diverse persone che mi sono state di aiuto e di sostegno nel corso della realizzazione. In primo luogo il Prof. Antonio Peretto, mio relatore, per l'accoglienza, la disponibilità e l'indirizzo nel corso della redazione. Grazie anche per avermi permesso di effettuare il tirocinio presso il laboratorio del DIN, tirocinio particolarmente inerente allo specifico del mio corso di laurea e anche per questo per me di particolare interesse. Ringrazio il Prof. Andrea De Pascale per il sovrappiù di gentilezza con cui mi ha sempre fatta sentire a mio agio, oltre che, naturalmente per la competenza con la quale mi ha aiutata a dare organicità al lavoro. Infine, ma sicuramente non da ultimi, ringrazio l'Ing. Saverio Ottaviano, e l'Ing. Valentina Orlandini, sempre disponibili, attenti e interessati al lavoro, che "stoicamente" hanno risposto alle mie ripetute richieste su punti critici della tesi, con capacità di soluzione, ma anche spronandomi e incoraggiandomi. Ringrazio inoltre la mia Università per l'organizzazione, la qualità dei servizi offertimi, e la disponibilità del personale, docente, amministrativo e bibliotecario. Un grazie anche alla città che mi ha ospitato, per la l'accoglienza, i servizi, e la qualità della vita che mi ha consentito.

Introduzione

La motivazione di questa tesi ha origine nel tirocinio svolto presso il laboratorio del DIN (Dipartimento di Ingegneria Industriale) dell'Università di Bologna, di cui rappresenta un approfondimento. Il lavoro svolto si è concentrato sull'analisi del rendimento isoentropico di diversi espansori adottati all'interno di sistemi micro-ORC (*Organic Rankine Cycle*). Nel primo capitolo è presentata una descrizione generale dei sistemi ORC, mettendone in evidenza le principali caratteristiche, il *layout* tipico, le differenze rispetto ad un ciclo Rankine tradizionale a vapor d'acqua, gli ambiti di utilizzo, e i vantaggi dal punto di vista dell'impatto ambientale. Nel secondo capitolo si è proceduto ad una trattazione teorica del rendimento isoentropico del compressore e dell'espansore, specificando le ipotesi adottate nei calcoli e mettendo in luce la relazione tra rendimento isoentropico e politropico nell'uno e nell'altro apparato. Nel terzo capitolo sono stati descritti i due diversi tipi di espansori: turboespansori e espansori volumetrici. In particolar modo ci si è concentrati su questi ultimi, descrivendo nel dettaglio vantaggi e svantaggi delle quattro tipologie presenti in letteratura: *scroll*, *screw*, *vane* e *piston*. Nel quarto capitolo si è passati ad analizzare nel dettaglio gli articoli presenti nella banca dati *Science Direct* di Elsevier maggiormente pertinenti alla ricerca, cioè quelli imperniati sulla valutazione dell'efficienza dei vari tipi di espansore sopra detti, utilizzati all'interno di un sistema micro-ORC. Tale analisi si è incentrata in particolare sulla modalità di calcolo del rendimento isoentropico dell'espansore e sul rendimento del sistema complessivo. Nel quinto e ultimo capitolo viene infine presentato il sistema ORC del laboratorio di via Terracini del DIN, descrivendone il *layout* e i componenti principali. Anche in questo caso viene inoltre riportata la potenza scambiata all'interno dei componenti e la modalità di calcolo adottata per la valutazione del rendimento isoentropico dell'espansore e del sistema complessivo.

Capitolo 1 - Sistemi energetici ORC

1.1 Introduzione

In questo capitolo vengono descritti i sistemi energetici ORC (*Organic Rankine Cycle*), evidenziando in particolare vantaggi e svantaggi dell'utilizzo di fluidi organici come fluido di lavoro, nonché le differenze con un ciclo Rankine tradizionale e presentando infine le varie sorgenti termiche generalmente utilizzate. Si introducono brevemente i concetti di generazione distribuita e di micro-cogenerazione, ambiti nei quali i sistemi ORC svolgono un ruolo importante.

GENERAZIONE DISTRIBUITA: questa tipologia di produzione differisce sotto diversi aspetti dal modello di generazione tradizionale, che prevede la produzione concentrata in poche centrali di grandi dimensioni allacciate alla rete di trasmissione ad altissima tensione. Infatti con generazione distribuita si intende la produzione di energia decentralizzata in centrali di piccola taglia, le quali sono allacciate direttamente all'utilizzatore o alla rete di distribuzione a bassa tensione. La produzione in piccoli impianti dislocati permette di ridurre notevolmente le distanze di distribuzione (e quindi le perdite per il trasporto) e inoltre permette l'utilizzo di fonti rinnovabili non applicabili in sistemi di grandi dimensioni. Allo stesso tempo però comporta maggiori costi specifici di impianto e richiede complessi sistemi di automazione via software per il controllo delle varie centrali situate in diversi punti del territorio.

MICRO-COGENERAZIONE: la micro-cogenerazione è la produzione combinata di elettricità e di calore da un unico impianto di piccola taglia. Si considera "micro" quando le potenze in gioco sono minori di 50 kW. Questa tecnologia è utilizzata in presenza di calore di scarto di processi produttivi, inutilizzato e che dovrebbe essere dissipato con sistemi di raffreddamento. Uno dei modi per fare un

miglior uso di questo calore è consumare tale fonte di energia in loco, e quindi utilizzarla per produrre energia in tutte le forme necessarie nel punto di utilizzo.

Alla luce di alcune valutazioni sperimentali è possibile verificare come gli ORC risultino essere una scelta ragionevole e vantaggiosa per convertire calore in energia meccanica ed elettrica. Nello specifico i sistemi ORC sono particolarmente adatti nelle situazioni in cui vi sia del calore a bassa temperatura (100–300°C), non valorizzabile con i sistemi tradizionali. Ciò è possibile soprattutto grazie alle basse temperature di ebollizione dei fluidi organici in essi utilizzati. Diviene così possibile sfruttare ad esempio il calore di scarto dei processi industriali. Inoltre gli ORC sono un'ottima soluzione per l'accoppiamento con fonti rinnovabili (biomasse, geotermico, solare) con conseguente riduzione delle emissioni di gas serra. In generale, nei casi in cui la temperatura media della sorgente sia inferiore a 250°C e la potenza al di sotto di 1 MW, gli ORC risultano essere la soluzione migliore in quanto presentano un rendimento relativamente elevato, costi di investimento contenuti, affidabilità e possibilità di funzionare senza personale in loco e in luoghi remoti [1]. La Figura 1 mostra le principali tecnologie di produzione di energia termica ed elettrica presenti nel panorama internazionale, distinguendole per intervalli di rendimenti elettrici e potenze installabili.

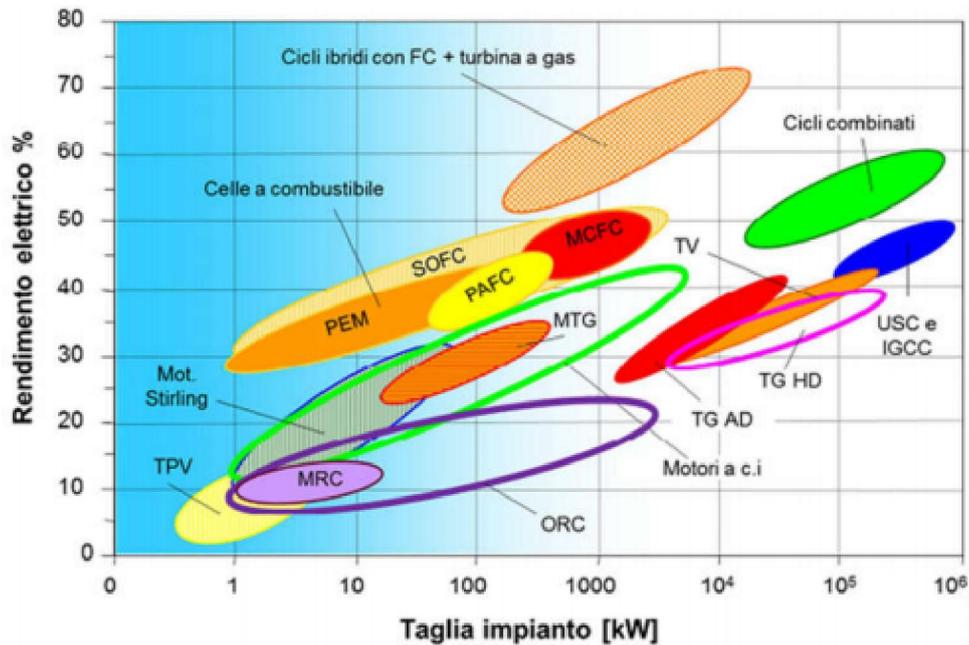


Figura 1 - Sistemi di generazione energetica distinti per taglie e rendimenti

1.2 Ciclo Rankine a fluido organico

Il ciclo Rankine a fluido organico presenta la stessa configurazione di un ciclo Rankine a vapore d'acqua, ma come fluido di lavoro utilizza un fluido organico e a differenza del primo è adatto nelle applicazioni con sorgenti di calore a bassa temperatura.

1.2.1 *Layout* del ciclo e considerazioni termodinamiche

In Figura 2 è riportato il *layout* tipico di un sistema ORC e il corrispondente diagramma T-s. Gli elementi principali del sistema sono:

- 1) Pompa di alimento per pressurizzare il liquido da P_1 a P_2
- 2) Evaporatore, in cui grazie al calore proveniente da una sorgente termica esterna il fluido evapora passando per lo stato 2 di liquido fino allo stato 3 di vapore saturo ($1 \rightarrow 2 \rightarrow 3$)

- 3) Espansore, in cui il vapore saturo viene espanso ($3 \rightarrow 4_{is}$)
- 4) Condensatore, attraverso il quale viene prelevato calore dal vapore uscente dall'espansore ($4 \rightarrow 1$)

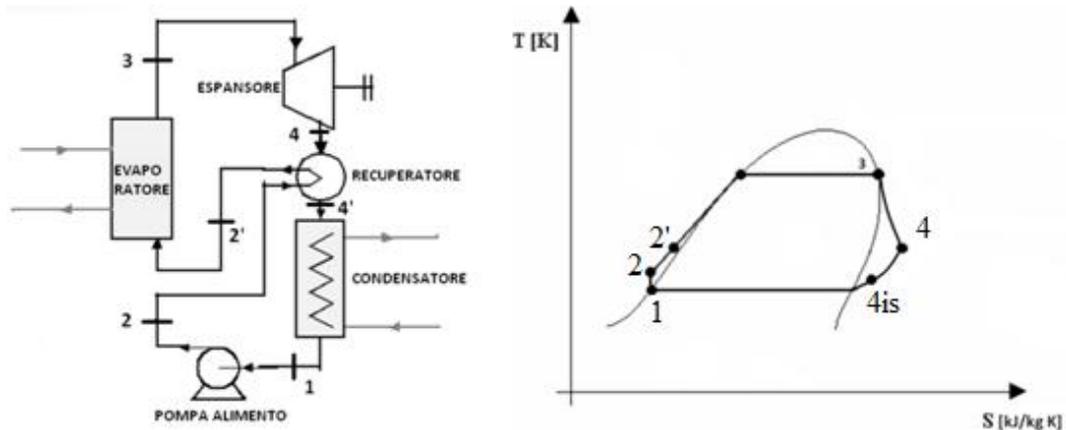


Figura 2 - Layout ciclo ORC senza rigeneratore e diagramma T-s

Applicando a questo sistema il primo principio della termodinamica, trascurando l'energia cinetica e potenziale e definendo a priori alcune grandezze quali:

\dot{m}_f : portata in massa del fluido organico [kg/s]

h_i : entalpia specifica nell'i-esimo punto del ciclo [kJ/kg]

η_P : rendimento isoentropico pompa

η_T : rendimento isoentropico espansore

Si hanno:

- Potenza termica recuperata nell'evaporatore

$$Q_E = \dot{m}_f (h_3 - h_2) \text{ [W]}$$

- Potenza spesa nella pompa

$$W_P = \dot{m}_f (h_1 - h_{2is}) / \eta_P \text{ [W]}$$

- Potenza prodotta nell'espansione adiabatica

$$W_T = \dot{m}_f (h_3 - h_{4is}) \eta_T \text{ [W]}$$
- Potenza termica smaltita dalla condensazione isobara

$$Q_C = \dot{m}_f (h_4 - h_1) \text{ [W]}$$
- Rendimento termodinamico del ciclo ORC

$$\eta_{th} = (h_3 - h_{4is}) * \eta_T / (h_3 - h_1) \text{ [W]}$$

In alcuni casi nel sistema è presente anche un recuperatore-scambiatore (Figura 3b) che permette di recuperare parte dell'entalpia del fluido in uscita dall'espansore per cederlo poi al fluido in ingresso all'evaporatore in modo tale da avere un risparmio energetico in questo stadio e un aumento dell'efficienza complessiva del sistema. Il recuperatore risulta essere fondamentale quando si lavori con fluidi ad alta complessità molecolare, può invece risultare inappropriato quando non siano presenti limiti di temperatura minima della sorgente calda. Il recuperatore e il ciclo ORC sono progettati in modo da rispondere in automatico ad ogni variazione di portata e temperatura della fonte termica, e se necessario operare lo scollegamento dalla rete elettrica.

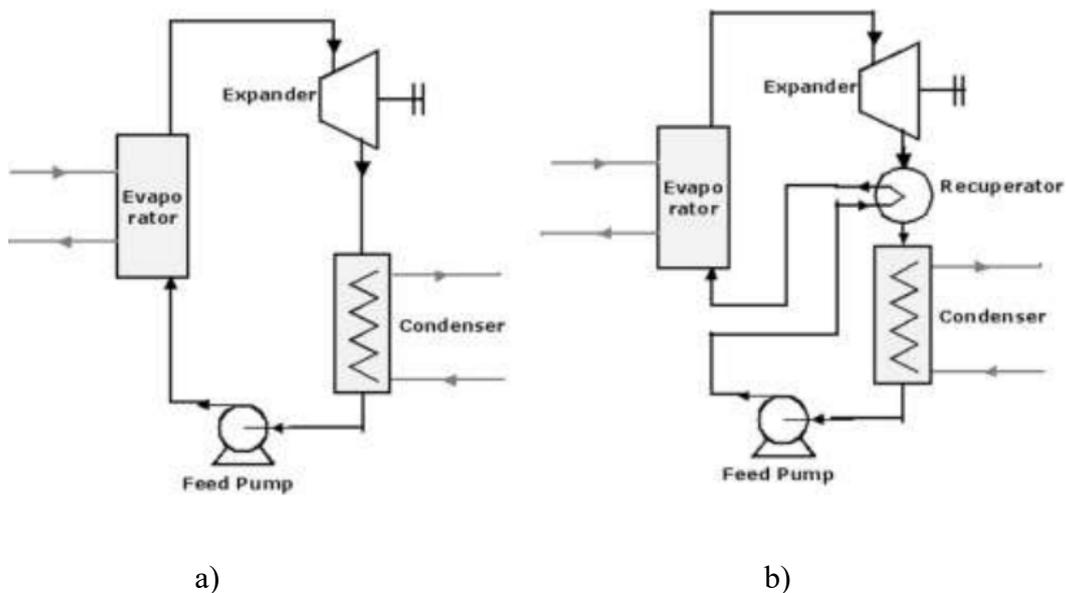


Figura 3 - Layout ciclo ORC: a) semplice b) recuperato

1.2.2 Principali componenti di un sistema ORC

Espansore: a seconda della portata volumetrica presente, vengono impiegati diversi tipi di espansori. Per piccole potenze sono preferibili espansori volumetrici, mentre nel caso di potenza elettrica prodotta superiore a $100 kW_{el}$ si utilizzano turbomacchine assiali o radiali (centrifughe o centripete). In particolare si preferiscono le turbine radiali con flussi centrifughi nei casi in cui il fluido è sottoposto ad elevate variazioni volumetriche in espansione; le assiali quando si ha un'applicazione che comporta l'utilizzo di una macchina di media-grande taglia; e le radiali centripete per macchine di piccola taglia ossia in grado di gestire elevati salti di pressione e piccole portate. Inoltre, se il fluido di lavoro è caratterizzato da un'elevata massa molecolare, l'espansore può lavorare con velocità periferica bassa (140 m/s) con minori sforzi meccanici e utilizzo di materiali meno resistenti, e di conseguenza con minori costi.

Pompa di alimento: solitamente vengono utilizzate pompe centrifughe idrodinamiche (a numero di giri variabile), in modo tale da evitare il contatto tra il fluido e l'aria e dunque da garantire maggior affidabilità. In certi casi si utilizzano pompe volumetriche.

Scambiatori di calore: lo scambiatore maggiormente utilizzato è il modello Shell&Tubed alettato. Nei cicli ORC sono generalmente presenti tre scambiatori: il primario, tramite il quale viene introdotto calore nel ciclo; il recuperatore; il condensatore, che cede la maggior parte del calore alla sorgente fredda.

In realtà per fonti di calore a temperatura superiore ai 300°C e per potenze maggiori di $2 kW_{el}$ il ciclo Rankine a vapor d'acqua risulta essere migliore di quello a ciclo organico, in quanto l'acqua, a differenza dei fluidi organici che ad alte temperature tendono a decomporsi, è chimicamente stabile, oltre ad essere poco costosa, e permette inoltre di ottenere elevate efficienze di conversione. Nel caso di potenze minori e temperature inferiori a 250°C il ciclo Rankine a vapore d'acqua presenta però alcuni problemi [1]:

- 1) A causa delle basse temperature si ha formazione di gocce d'acqua nell'espansore che portano ad una diminuzione del rendimento e provocano il danneggiamento dello stesso con conseguenti costi di manutenzione. Risulta dunque necessario un surriscaldamento per evitare la condensazione, con conseguente aumento di costi e complessità del sistema.
- 2) Per piccole potenze il Δh risulta essere elevato e dunque la turbomacchina dovrà essere multistadio.

1.2.3 Differenze ciclo ORC / ciclo Rankine tradizionale

La scelta, per un'apparecchiatura di piccola taglia, di un ciclo Rankine organico rispetto ad un ciclo termico Rankine a vapore d'acqua, è determinata da diversi fattori [2]:

- basso punto di ebollizione, che facilita il recupero del calore da sorgenti a bassa temperatura;
- elevato peso molecolare che consente di utilizzare condensatore e turbina di minori dimensioni, e ridurre il numero di stadi di quest'ultima;
- minor numero di giri della turbina, e di conseguenza;
- possibilità di collegamento diretto con il generatore senza interposizione di un riduttore;
- bassa sollecitazione meccanica della macchina;
- mancanza di erosione dei metalli, e pertanto;
- lunga vita media dei componenti, con conseguente riduzione dei costi di esercizio;

Ulteriori differenze tra i due cicli sono riportate nella Tabella 1 che segue.

Tabella 1 - Differenze tra ciclo Rankine a vapore d'acqua e ciclo ORC

FLUIDO	Acqua (ciclo Rankine a Vapore)	Composto organico (ORC)
--------	--------------------------------	-------------------------

Pressione critica (P_c)	Alta	Bassa
Temperatura critica (T_c)	Alta	Bassa
Pressione di condensazione	Bassa	Accettabile
Calore specifico	Alto	Basso
Viscosità	Bassa	Relativamente alta
Infiammabilità	No	Sì, dipende dal fluido
Tossicità	No	Sì
Impatto ambientale	No	Alto, dipende dal fluido
Disponibilità	Disponibile	Problemi di fornitura
Costo	Basso	Alto

Tutte le caratteristiche sopra elencate si traducono in una serie di vantaggi di tipo operativo:

- Bassa rumorosità
- Facilità di avviamento e fermata
- Buone prestazioni a carichi parziali
- Bassa richiesta di personale/competenze per la loro gestione
- Alta affidabilità
- Non utilizzo di un unico fluido di lavoro, ma di quello che meglio si accoppia alla capacità termica e alla temperatura della fonte di calore
- Aumento della potenza elettrica prodotta rispetto al tradizionale ciclo a vapore

1.3 Criteri di scelta del fluido di lavoro

Come si è detto, uno dei principali vantaggi dell'utilizzo degli ORC è che per ogni intervallo di temperatura della sorgente calda è possibile scegliere il fluido di lavoro più appropriato. La scelta tra i vari fluidi viene operata sulla base di caratteristiche quali basso costo e buone proprietà termodinamiche che permettono di ottenere elevate efficienze. Le proprietà che devono essere prese in considerazione sono [3]:

Pressione: il fluido deve avere una pressione di condensazione non troppo bassa (superiore alla pressione atmosferica) in quanto in caso contrario si ha il rischio di

infiltrazioni di aria con conseguente aumento delle sezioni di passaggio degli ultimi stadi dell'espansore. Inoltre il valore massimo di pressione non deve essere molto elevato in modo tale da poter usufruire di componenti con minor spessore e dunque di minor costo.

Stabilità: il fluido deve essere chimicamente stabile alle alte temperature e alte pressioni in modo da evitare corrosione dei materiali ed esplosioni. La temperatura massima del ciclo deve essere sempre inferiore alla temperatura oltre la quale il fluido organico si decompone. In Tabella 2 sono riportati alcuni valori della temperatura di soglia.

Tabella 2 - Temperature di soglia

Fluidi	Soglia termica di stabilità [°C]
R134a	368
R1311	100
R141b	90
R7146	20
R125	396

Sicurezza: i fluidi devono essere non infiammabili, non esplosivi, non corrosivi e non tossici, in modo da garantire la maggior sicurezza possibile. In particolare:

- Idrocarburi: sono relativamente economici, ma sono caratterizzati da bassa stabilità ad elevate temperature, e infiammabilità;
- Refrigeranti: sono caratterizzati da elevata stabilità, ma sono dannosi per l'ambiente;
- Silossani: sono stabili ad alte temperature e sono caratterizzati da bassa infiammabilità e bassa tossicità;
- Aromatici: sono contraddistinti da un'elevata stabilità, ma sono anche altamente tossici e infiammabili;

- Perfluorocarburi: sono estremamente stabili, caratterizzati da molecole molto complesse e temperatura critica inferiore a quella degli idrocarburi;
- Clorofluorocarburi: sono chimicamente stabili e non infiammabili, ma hanno un forte impatto ambientale in quanto distruggono la fascia di ozono;
- Alcoli: sono caratterizzati da un alto livello di infiammabilità
- Inorganici: sono caratterizzati da basso costo e basso impatto ambientale ma, a causa di alcune proprietà risultano essere problematici;

Impatto ambientale: deve essere il più basso possibile. La principale causa dell'inquinamento ambientale risulta essere la presenza nei fluidi degli ODP (*Ozone Depleting Potential*) e dei GWP (*Global Warming Potential*). La Tabella 3 riporta alcuni valori della concentrazione di ODP e GWP in ipotetici fluidi di lavoro.

Tabella 3 - Valori di ODP e GWP di alcune sostanze

Fluidi	Vita in atmosfera [anni]	ODP	GWP
R11	45	1	4600
R12	100	0.82	10600
R22	11.8	0.034	1900
R123	1.4	0.012	120
R134a	13.6	0	1600
R404A	13.6-53.5	0	4540
R507	32.6-53.5	0	4600

Costo: il fluido di lavoro deve essere economico in modo tale da limitare i costi iniziali e quelli di ricarica.

Peso molecolare: il peso molecolare dei fluidi organici solitamente risulta essere superiore a quello dell'acqua e ciò comporta basse velocità del suono, basso salto entalpico lungo l'espansore e perdite entalpiche inferiori. Salti entalpici inferiori permettono di utilizzare espansori con minor numero di stadi e con velocità di rotazione inferiori, e dunque turbomacchine che possono essere direttamente collegate al generatore elettrico.

Complessità molecolare: un elevato valore della complessità molecolare richiede una rigenerazione significativa e dunque maggiori spese per l'acquisto del rigeneratore stesso e comporta inoltre pressioni di esercizio in genere basse. La complessità molecolare influisce anche sulla forma della curva di saturazione. I fluidi con elevata complessità hanno pendenza della curva di saturazione positiva e questo evita il rischio della formazione di condensa nell'espansore. Tale configurazione della curva, risulta essere tipica dei fluidi secchi (es: R134a), mentre per i fluidi umidi (es: R22) la curva ha pendenza negativa e, per evitare problematiche di malfunzionamento dell'espansore e di diminuzione del rendimento isoentropico, è richiesto il surriscaldamento del fluido (il valore minimo del titolo consentito allo scarico dell'espansore risulta essere 85%). Infine per i fluidi isoentropici la curva ha pendenza infinita (es: R11)

La Figura 4 sotto riportata mostra le curve di saturazioni per diverse tipologie di fluidi.

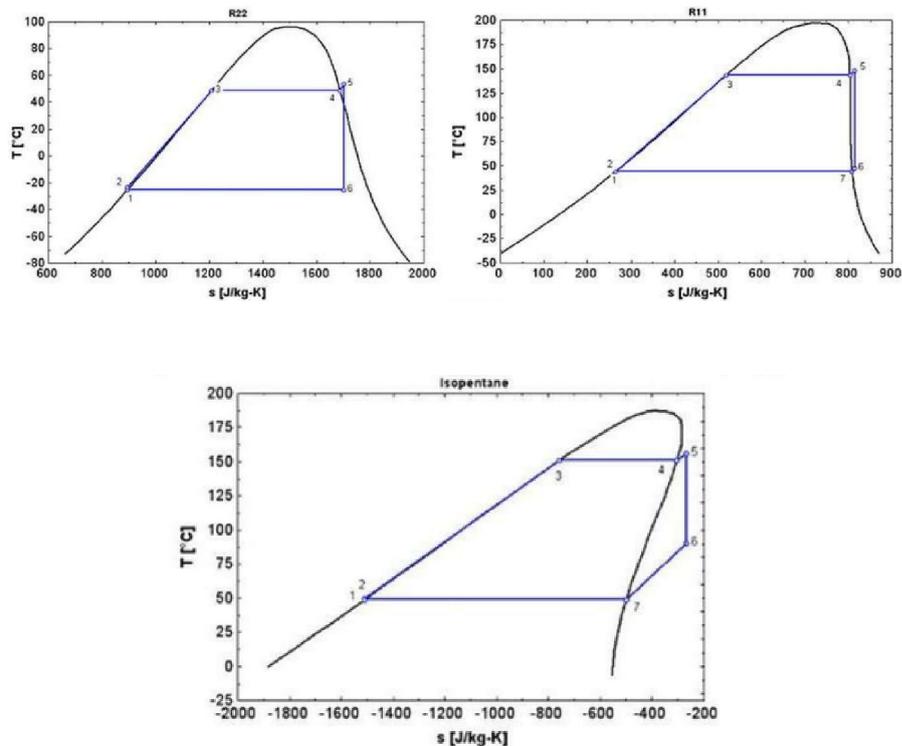


Figura 4 - Curve di saturazione

Viscosità: il fluido deve essere caratterizzato da bassa viscosità in modo da avere basse perdite per attrito ed elevato coefficiente di trasmissione termica.

Densità della fase vapore: la densità della fase vapore deve essere alta, al fine di ridurre la portata in volume che si tradurrebbe in un incremento della caduta di pressione e nell'aumento delle dimensioni dei componenti del sistema.

Conduttività: la conduttività deve assumere un valore alto perché da esso dipende il valore del coefficiente globale di scambio termico. La Tabella 4 riporta alcuni valori tipici della conduttività termica.

Tabella 4 – Conduttività termica

Fluido	Conduttività termica [W/m*k]
Acqua	0.651
R125	0.041
R227	0.040
R32	0.109

Calore latente di vaporizzazione: un fluido con elevato calore latente di vaporizzazione assorbe una quantità maggiore di calore nell'evaporatore e dunque si ha una portata inferiore con conseguente diminuzione del consumo della pompa.

Pressione critica: il suo valore per un fluido organico è molto inferiore rispetto a quello dell'acqua e ciò comporta un vantaggio dal punto di vista dei costi.

Calore specifico: dai risultati ottenuti nei vari studi è emerso che non c'è una diretta relazione tra il lavoro specifico o il lavoro totale della pompa e il calore specifico del liquido, e dunque non è necessario scegliere un liquido a basso calore specifico per ottimizzare il lavoro della pompa.

Temperatura critica: risulta essere un importante proprietà da prendere in considerazione nel momento della scelta della sorgente. Sebbene l'efficienza del ciclo sia in generale debolmente influenzata dalla temperatura critica, per date temperature di evaporazione e condensazione, una configurazione del ciclo con elevata efficienza è ottenuta solo con fluidi con alta temperatura critica. Ciò implica una bassa pressione di condensazione, cosa che, facilitando la formazione di liquido durante l'espansione, risulta essere in conflitto con il design della turbina e dell'impianto. Ne consegue che è necessario uno studio complementare per aumentare la pressione di condensazione almeno fino alla pressione atmosferica (al fine di evitare infiltrazioni d'aria nel sistema). Infine un'elevata temperatura critica richiede di lavorare con una densità specifica del vapore molto inferiore rispetto a quella critica, e ciò ha importante impatto sul design del ciclo,

in quanto i componenti dovranno essere sovradimensionati. Si dimostra che la massima efficienza del ciclo si ha per un valore della temperatura critica pari a 0,9 volte la temperatura massima della sorgente termica [4].

Temperatura di ebollizione: i fluidi operanti sono più facili da gestire alle condizioni ambiente, dunque la temperatura di ebollizione dovrebbe essere tra 0-100°C. E' inoltre stato dimostrato che fluidi con elevata temperatura di ebollizione garantiscono una maggior efficienza termica.

Punto di congelamento: il punto di congelamento deve essere inferiore alla temperatura più bassa del ciclo.

In Figura 5 sono illustrate le scelte ottimali dei fluidi di lavoro per diversi intervalli di temperatura. Avendo i diversi sistemi ORC esigenze diverse di temperatura, se ne deduce che non c'è un fluido adatto a qualsiasi sistema ORC.

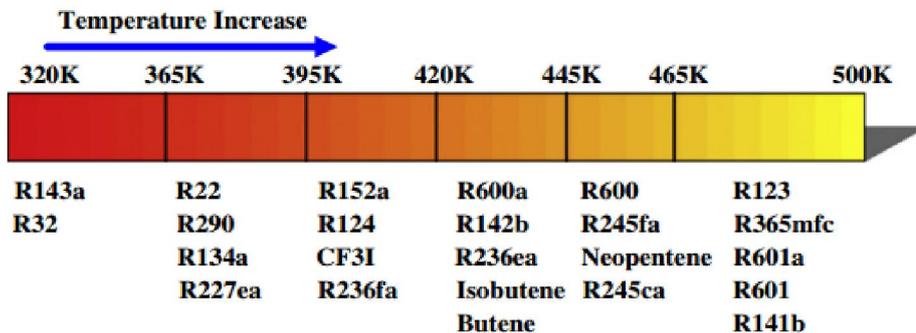


Figura 5 - Scelte ottimali del fluido di lavoro in corrispondenza di diversi livelli di temperatura

1.4 Applicazioni

I sistemi ORC risultano essere adatti nelle applicazioni di media-piccola taglia. L'uso degli ORC rappresenta dunque un'ottima soluzione per la delocalizzazione della produzione di energia elettrica e per lo sfruttamento delle risorse rinnovabili locali. Come già detto infatti i cicli ORC hanno prestazioni superiori rispetto ai cicli tradizionali a vapore in presenza di sorgenti termiche a bassa temperatura e sono inoltre in grado di lavorare con input termici variabili.

Alcuni casi in cui vengono applicati sistemi ORC sono [5]:

- **Cogenerazione da biomassa:** la biomassa può essere utilizzata nella combustione, digestione (per ottenere syngas), e gassificazione. Inoltre la biomassa è una risorsa ricca di calore, e sebbene abbia grandi difficoltà di trasporto a causa della sua elevata densità energetica, è la fonte più utilizzata per la micro generazione distribuita;
- **Recupero termico:** grazie agli ORC è possibile recuperare il calore di scarto dei processi industriali. In particolare i processi di produzione del cemento, dei materiali ferrosi, del vetro e delle acciaierie sono caratterizzati da notevoli quantità di calore di scarto a medio/bassa temperatura;
- **Solare termodinamico:** i sistemi solari, essendo di norma caratterizzati da una temperatura inferiore a 300°C, possono essere utilmente accoppiati a sistemi ORC.
- **Sorgenti geotermiche:** un sistema geotermico può essere accoppiato ad un'unità ORC utilizzando come vettore energetico acqua piovana per estrarre calore. Tale accoppiamento è utilizzato per la produzione di piccole e medie quantità di energia elettrica. L'acqua piovana viene immessa nelle profondità e viene riestratta in forma di vapore ad

elevata pressione e temperatura (fino a 300°C) che alimenta il sistema ORC;

In Figura 6 è riportato un grafico relativo all' utilizzo dei sistemi ORC nel mondo [1].

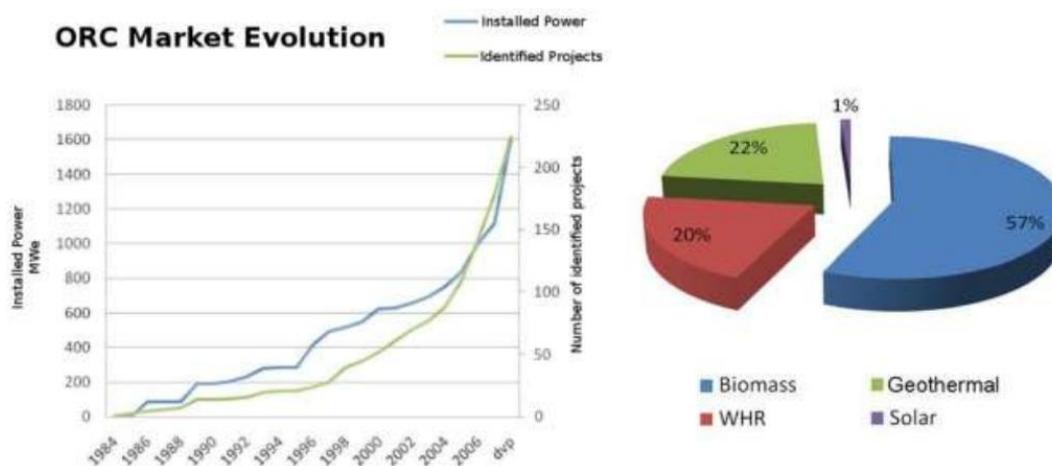


Figura 6 - Penetrazione nel mercato degli ORC

Le principali aziende che producono ORC sono Turboden e Ormat. Quest'ultima è specializzata nelle applicazioni per sorgenti geotermiche e di recupero di calore dai processi industriali, mentre la prima si occupa soprattutto di applicazioni per caldaie a biomassa. Il problema comune alle varie applicazioni è la massima temperatura raggiungibile dal ciclo, temperatura che dipende dal fluido termovettore utilizzato e in particolare dalla sua stabilità termica. Per migliorare le prestazioni dei sistemi ORC attualmente presenti sul mercato, la soluzione più valida risulta essere l'adozione di sali fusi come fluido termovettore e l'utilizzo di fluidi stabili ad elevate temperature. Oltre alle due aziende produttrici sopra citate ve ne sono altre, ad esempio Exergy, Adoratec, Newcomen. In generale tutte queste aziende producono sistemi basati su cicli saturi rigenerativi. In Tabella 5 sono riportati i fluidi consigliati per diverse applicazioni, nonché le condizioni operative e gli indicatori di prestazione.

Tabella 5- Fluidi raccomandati per diverse applicazioni

Applications	Heat source temperature	Evaporation temperature	Condensation temperature	Performance indicators	Recommended fluids	Source
WHR	-	67-287 °C ^a	20 °C	First law efficiency	Benzene	[4]
WHR	327 °C	-	20-60 °C	First law efficiency Total irreversibility	p-Xylene	[37]
WHR	-	80-110 °C	35-60 °C	First law efficiency First law efficiency	R123, R124	[106]
WHR	-	100-210 °C ^b	25 °C	Second law efficiency Total irreversibility	R113	[42]
WHR	145 °C	80-140 °C ^c	20 °C	Work output	R236ea	[114]
WHR	140 °C	-	27 °C	Work output First law efficiency	R123	[5]
WHR	470 °C	96-221 °C	35 °C	First law efficiency	Benzene	[133]
WHR	100-250 °C	80-230 °C	30 °C	First law efficiency	Benzene	[110]
WHR	250-500 °C	Te ^d	85 °C	First law efficiency	n-hexane, n-pentane for 250 °C toluene, n-octane, and water for 350 °C toluene and n-dodecane for 500 °C	[127]
WHR	85 °C	55-80 °C	25 °C	First law efficiency Second law efficiency Total irreversibility Work output	Butane, R245fa and R141b,	[123]
WHR	85 °C	60 °C	25 °C	First law efficiency	R123	[118]
WHR	160 °C	144-156 °C	20 °C	A/Wnet ^e	R11	[137]
WHR	150 °C	-	20 °C	Work output UA ^f and S ^g ^h	R114, R245fa, R601a, R601, R141b and R113	[54]
WHR	140 °C	-	20 °C	A multi-objective criteria included A/Wnet and heat recovery efficiency	R123 for 100-180 °C 141b for higher than 180 °C	[53]
WHR	292 °C	277 °C	27 °C	Second law efficiency Work output	R123	[43]
WHR	327 °C	Te ^b	27-87 °C	First law efficiency Total irreversibility	R245fa, R245ca	[124]
Geothermal	80-115 °C	65-100 °C	25 °C	First law efficiency Work output	Propene	[105]
Geothermal	70-90 °C	-	-	A/Wnet	Ammonia	[126]
Geothermal	120 °C	100 °C	30 °C	First law efficiency	RE134, RE245, R600, R245fa, R245ca, R601	[66]
Geothermal	91.1 °C	Te ⁱ	28 °C	First law efficiency Second law efficiency A/Wnet	R601a, R601	[122]
Biomass	-	250-350 °C	90 °C	First law efficiency	Butylbenzene	[49]
Biomass	-	170 °C	50 °C	First law efficiency	Ethanol	[50]
Solar	-	60-100 °C	35 °C	First law efficiency Second law efficiency Total irreversibility	R134a	[69]
Solar	-	70- (T _c -10) °C	30 °C	A/Wnet	R245fa	[108]
Solar	-	120-150 °C	15 °C	First law efficiency	Solkatherm	[130]
-	-	80-200 °C	20 °C	First law efficiency	R227ea for 80-160 °C R245fa for 160-200 °C	[70]
-	60-160 °C	55-155 °C	30 °C	Exergy efficiency First law efficiency Second law efficiency	Hexane	[65]

Il sistema ORC presente nel laboratorio del DIN (Dipartimento di Ingegneria Industriale) in via Terracini è il modello Piglet della Newcomen. Si tratta di un sistema micro-ORC da 3 kW_{el} che sfrutta come fluido termovettore R134a (1,1,1,2-tetrafluoroetano). Tale sistema impiega un espansore a pistoni radiali e un recuperatore all'uscita dell'espansore per sottrarre calore dal vapore espanso e cederlo al liquido in ingresso all'evaporatore, in modo da ridurre la potenza

termica richiesta in tale scambiatore. Il carico elettrico è rappresentato da 15 lampadine da 200 W l'una, attivabili a gruppi di tre. Durante una prova di funzionamento del sistema è possibile ricavare una serie di dati sperimentali grazie alla presenza di sensori di temperatura, pressione e portata, disposti in opportune sezioni, scelte tenendo anche conto del loro ingombro e della necessità di questi di essere collegati con il sistema hardware di acquisizione. Una volta noti tali dati, attraverso il programma CoolProp è possibile calcolare le grandezze termodinamiche caratteristiche del fluido organico nei punti del ciclo misurati, in particolare in funzione delle temperature e delle pressioni in input si ottengono entalpia ed entropia del fluido. La Figura 7 sotto riportata, mostra tale sistema ORC.



Figura 7 - Banco prova ORC in via Terracini

1.5 Aspetti economici

Per fare una stima dei costi di un sistema ORC è necessario che siano noti dati energetici precisi, oltre naturalmente alle caratteristiche del fluido di lavoro: portata, temperatura e possibili variazioni di queste. Importante risulta essere inoltre conoscere l'impatto che l'impianto potrebbe avere sul processo produttivo, in quanto la variazione di una linea già presente potrebbe essere molto costosa. Infine per la determinazione del costo del recuperatore è richiesta la conoscenza del contenuto di sostanze inquinanti presenti nella sorgente di calore e la sua composizione chimica. I vari interventi energetici in Italia sono incentivati dai Certificati Bianchi i quali riducono sensibilmente i tempi di pay-back. In tal senso, se in un primo momento la produzione di energia da sistemi ORC può sembrare non conveniente, come è invece evidente nella Tabella 6 sottostante [2], in cui sono riportati i principali parametri economici delle varie tecnologie per la produzione di energia elettrica presenti oggi sul mercato, ciò risulta non essere vero.

Tabella 6 – Confronto economico

	CCGT	WIND	PV	WHRS	CHP
CAPEX [€/kW]	500	1700	4000	3000	1000
OPEX [€/MWh]	75	10	10	10	95
PREZZO EE [€/MWh]	87	87	87	87	87
PREZZO ET [€/MWh]	-	-	-	-	41
TARIFFA INCEN. [€/MWh]	-	93	360	15	-
ORE DI PRODUZ. [h/anno]	4000	1500	1100	6000	6000
EBITDA per MW [k€/anno]	48	255	481	552	198
TEMPO DI RIT. [anni]	10,4	6,7	8,3	5,4	5,1

CCGT = cicli combinati
WIND = eolico
PV = fotovoltaico

WHRS = sistemi a recupero
CHP = cogenerazione

Capitolo 2 - Trattazione teorica del rendimento isoentropico

2.1 Introduzione

Prima di esaminare l'argomento in oggetto si espone brevemente la teoria della conservazione dell'energia in un sistema chiuso e in uno aperto, in quanto fondamentale e presupposta nel calcolo del rendimento isoentropico [6].

2.1.1 Sistema chiuso

Si definisce “chiuso” un sistema capace di scambiare calore e lavoro con l'esterno, ma non massa. Si consideri un fluido in movimento e una superficie di controllo S per mezzo della quale è isolata una massa unitaria dello stesso fluido (Figura 8).

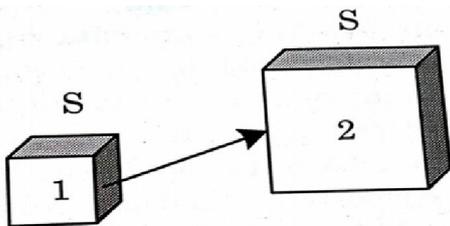


Figura 8 - Trasformazione dallo stato 1 allo stato 2

La variazione di energia totale che subisce la massa nella trasformazione da 1 a 2 è pari all'energia scambiata dalla massa stessa sotto forma di lavoro e/o calore.

$$(u_2 - u_1) + g \cdot (z_2 - z_1) + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} = q_{12} - L_{12} \quad [\text{kJ/kg}]$$

Dove u è l'energia interna per unità di massa, z la quota, c la velocità, q il calore fornito all'unità di massa (positivo se entrante) e L il lavoro per unità di massa (negativo se compiuto sull'unità di massa). Tale equazione può essere riscritta in forma differenziale:

$$du + gdz + cdc = dq - dL \quad 1^\circ \text{ principio per sistema chiuso} \quad (1)$$

2.1.2 Sistema aperto

Si definisce sistema "aperto" un sistema che scambia con l'esterno calore, lavoro e massa. In tale caso, nel definire il principio di conservazione dell'energia, viene adottato un approccio euleriano. Si consideri una massa unitaria che entra e esce dalla superficie di controllo S fissa nello spazio. Supponendo il moto stazionario, in un intervallo unitario si dovrà avere che la somma delle energie entranti in S deve essere uguale alla somma delle energie uscenti da S :

$$(h_2 - h_1) + \left[\left(\frac{c_2^2}{2} + gz_2 \right) - \left(\frac{c_1^2}{2} + gz_1 \right) \right] = q_{12} - L_{12}$$

In forma differenziale:

$$dh + cdc + gdz = dq - dL \quad 1^\circ \text{ principio per un sistema aperto} \quad (2)$$

Terminata questa breve premessa, si passa ora ad introdurre la teoria del rendimento isoentropico.

2.2 Lavoro reale, politropico e isoentropico

Nei sistemi energetici le macchine che scambiano calore con il fluido si possono assumere adiabatiche. Inoltre, se si considera trascurabile la variazione della

velocità cinetica e della quota, l'equazione del moto dei fluidi in forma termica per un sistema aperto in condizioni stazionarie può essere scritta:

$$dL = -dh$$

che integrata tra lo stato iniziale della trasformazione 1 e lo stato finale 2 diviene:

$$L_{12} = - \int_1^2 dh = - \int_1^2 c_p dT = -c_p(T_2 - T_1) \quad (3)$$

In un diagramma T-s (Figura 9) il lavoro L_{12} è rappresentato dall'area sottesa all'isobara tra il punto A a temperatura T_1 e il punto B a temperatura T_2 .

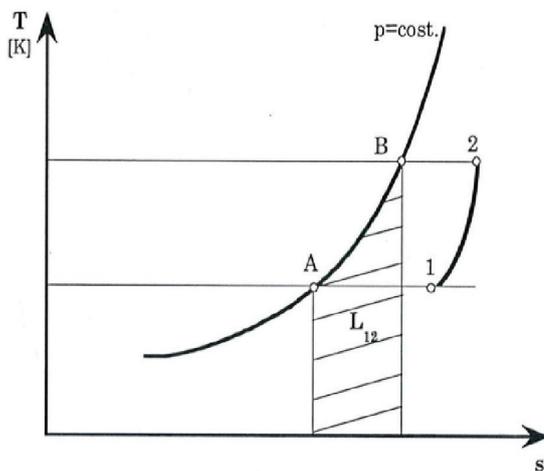


Figura 9 - Diagramma Temperatura-entropia

Il lavoro L_{12} assume forme diverse a seconda che si tratti di lavoro di compressione o di espansione.

2.2.1 Compressione

I compressori sono macchine che permettono di incrementare la pressione di un fluido comprimibile da una pressione P_1 a P_2 , dove P_1 è sempre minore di P_2 . In Figura 10 è riportato il diagramma T-s per la compressione.

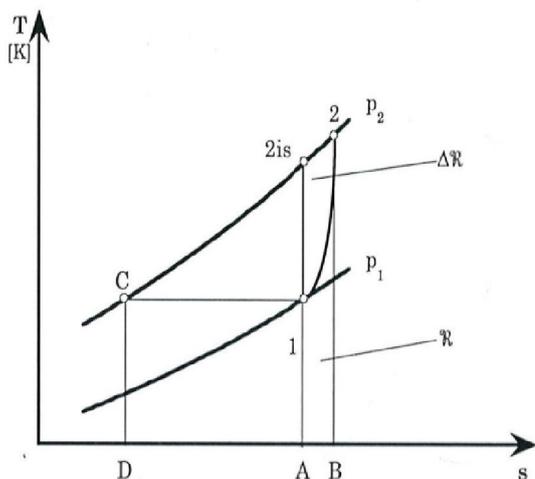


Figura 10 – Diagramma Temperatura-entropia per la compressione

Applicando al compressore un bilancio energetico per un sistema aperto in forma termica, e considerando:

- il fluido un gas ideale
- il sistema adiabatico
- i termini cinetico e gravitazionale trascurabili
- una trasformazione isoentropica infinitesima da 1 a 2is

il lavoro speso lungo la trasformazione isoentropica risulta essere:

$$L_{is} = \int_1^{2is} dh = c_p (T_{2is} - T_1) = \frac{k}{k-1} R (T_{2is} - T_1) \quad (4)$$

Dato che per una trasformazione isoentropica risultano essere valide le seguenti relazioni:

$$T_2 v_2^{k-1} = T_1 v_1^{k-1} \rightarrow \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1}$$

$$\rightarrow \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

$$P_2 v_2^k = P_1 v_1^k \rightarrow \frac{v_1}{v_2} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1}{k}}$$

indicando con β il rapporto di compressione $\frac{P_2}{P_1}$ e $T_{2is} = T_1 \beta^{\frac{k-1}{k}}$, e sostituendo quanto ottenuto in (4), il lavoro isoentropico può essere riscritto nella seguente forma più compatta:

$$L_{is} = \frac{k}{k-1} RT_1 \left(\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)$$

in cui $k = \frac{c_p}{c_v}$ è l'indice della trasformazione isoentropica.

Il lavoro reale speso per portare il fluido dallo stato 1 allo stato 2, a maggiore entropia e temperatura rispetto a 2is, si ricava a partire dall'Eq. 3, e considerando il calore specifico c_p a pressione costante secondo la formula $c_p = \frac{kR}{(k-1)}$:

$$L_{reale} = \int_1^2 dh = c_p(T_2 - T_1) = \frac{kR}{k-1}(T_2 - T_1) = \frac{kR}{k-1} T_1 \left(\frac{T_2}{T_1} - 1 \right)$$

Nel caso del compressore il lavoro è negativo, in quanto compiuto dal sistema sul fluido, ma in tale caso si considera il valore assoluto.

Sempre definendo come sopra β il rapporto $\frac{P_2}{P_1}$ e osservando che $\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{m-1}{m}}$, consegue che la formula L_{reale} può essere riscritta come segue:

$$L_{reale} = \frac{kR}{k-1} T_1 \left(\beta^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right)$$

È possibile ora calcolare il rendimento isoentropico, rendimento che permette di valutare l'efficienza della trasformazione:

$$\eta_{is} = \frac{L_{is}}{L_{reale}} = \frac{\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\beta^{\frac{m-1}{m}} - 1} < 0.8 \text{ (per le macchine operatrici)}$$

Definito $\alpha_c = \beta^{\frac{k-1}{k}}$ si ha:

$$\eta_{is} = \frac{\alpha_c - 1}{\alpha_c^{\frac{1}{\eta_{pc}}} - 1}$$

Il rendimento isoentropico dipende però dal tipo di trasformazione (tramite β) e dunque non permette di pervenire ad una valutazione oggettiva dell'efficienza della macchina. A tal fine si prende in considerazione una trasformazione politropica di un gas ideale, a capacità termica costante, durante la quale viene ceduto calore reversibilmente al fluido. Il rendimento politropico infatti permette di svincolare il rendimento della macchina dal lavoro che essa compie consentendo dunque di valutare la bontà della macchina stessa.

Dal lavoro politropico va tolto l'equivalente termico delle perdite $Q = \int c dT$, dove c è la capacità termica e si ricava dalla definizione dell'indice della politropica m (vedi sotto) a sua volta noto una volta misurata T_4 . La formula del lavoro politropico risulta dunque essere:

$$L_{pc} = \int_1^2 (c_p - c) dT$$

dove, definito l'indice della politropica $m = \frac{c_p - c}{c_v - c}$ si ha:

$$L_{pc} = \frac{m}{m-1} RT_1 \left(\beta^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right)$$

diviene possibile calcolare il rendimento politropico di compressione secondo la formula:

$$\eta_{pc} = \frac{L_{pc}}{L_{reale}} = \frac{m}{m-1} \frac{k-1}{k} \cong (0.8 - 0.84)$$

Il lavoro politropico è rappresentato in Figura 10 dall'area $L_{pc} = DC2isA + 2is12$, mentre il lavoro isoentropico è l'area sottesa all'isobara P_2 tra il punto 2is e il punto C della Figura 10, ovvero $L_{is} = DC2isA$. Infine il lavoro reale è rappresentato dall'area sottesa all'isobara P_2 tra i punti 2 e C, ovvero $L_{reale} = DC2B$. L'area risultante dalla sottrazione dell'area del lavoro reale da quella del lavoro isoentropico tiene conto del contributo legato alle perdite R e di quello legato al termine di controrecupero ΔR che rappresenta il lavoro da aggiungere al processo a causa del fatto che le perdite hanno generato un incremento di temperatura che porta ad un aumento di volume specifico con conseguente

incremento del lavoro di compressione. La differenza tra lavoro reale e politropico è rappresentata dalle perdite $R = A12B$.

Nel caso del compressore dunque, essendo $\eta_{is} < \eta_{pc}$, l'incremento del volume specifico ha effetto negativo.

Inoltre se si considera l'equazione del moto dei fluidi in forma meccanica, trascurando il termine cinetico e gravitazionale si ha:

$$vdp + dL + dR = 0$$

Il lavoro reale non può essere rappresentato nel diagramma pressione-volume specifico (vedi Figura 11) ed è dato da:

$$L_{reale} = \int_1^2 vdp + R$$

Il lavoro isoentropico, che invece può essere rappresentato nel diagramma p-v, è dato da:

$$L_{is} = \int_1^{2is} vdp$$

Infine il lavoro politropico è dato da:

$$L_{pc} = \int_1^2 vdp$$

Dunque $\Delta R = L_{pc} - L_{is}$

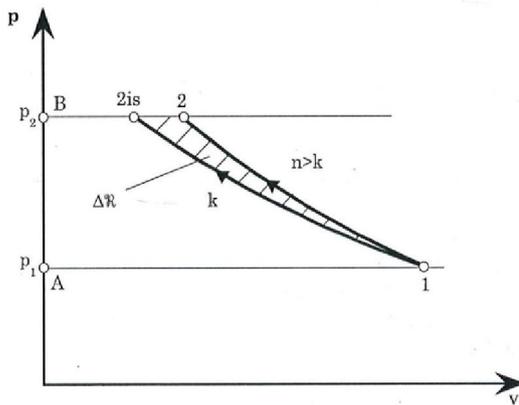


Figura 11 – Diagramma pressione-volume specifico per la compressione

2.2.2 Espansione

Nel processo di espansione, quale ad esempio si ha in una turbina a gas, il gas passa da una pressione maggiore ad una minore (Figura 12).

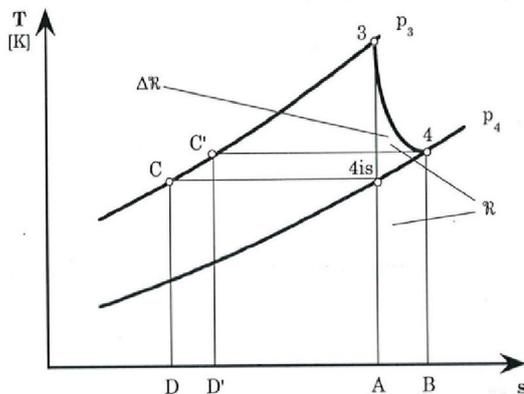


Figura 12 – Diagramma Temperatura-entropia per l'espansione

Per il calcolo del lavoro isoentropico si applica il primo principio della termodinamica in forma termica per un osservatore fisso, e si considera:

- il termine cinetico trascurabile
- il termine gravitazionale trascurabile

- il sistema adiabatico
- la trasformazione isoentropica (reversibile e adiabatica)

E si ottiene:

$$-dL = dh[\text{J/kg}]$$

La turbina è una macchina motrice, ossia una macchina che fornisce energia meccanica in uscita all'albero a spese dell'energia del fluido elaborato. Conseguentemente il lavoro risulta essere negativo:

$$-L_{is} = \int_3^{4is} dh = c_p \int_3^{4is} dT$$

da cui:

$$L_{is} = c_p (T_3 - T_{4is}) = \frac{k}{k-1} RT_3 \left(1 - \frac{T_{4is}}{T_3}\right)$$

Considerando ora $\frac{T_3}{T_{4is}} = \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{\frac{k-1}{k}}$ e $\frac{P_3}{P_4} = \beta_e$ (rapporto di espansione) nonché $c_p = \frac{k}{k-1}R$ si ha:

$$L_{is} = \frac{k}{k-1} RT_3 \left(1 - \frac{1}{\beta_e^{\frac{k-1}{k}}}\right)$$

Il lavoro reale ottenuto dall'espansione del fluido dallo stato 3 allo stato 4 a maggiore temperatura ed entropia rispetto allo stato finale 4is dell'espansione isoentropica è dato da:

$$L_{reale} = -\int_3^4 dh = -c_p \int_3^4 dT$$

da cui, utilizzando le sostituzioni come sopra:

$$L_{reale} = \frac{k}{k-1} RT_3 \left(1 - \frac{1}{\beta_e^{\frac{m-1}{m}}}\right)$$

È possibile ora calcolare il rendimento isoentropico per la macchina motrice, che è dato da:

$$\eta_{is} = \frac{L_{reale}}{L_{is}} = \left(\frac{1 - \frac{1}{\beta_e^{\frac{m}{m-1}}}}{1 - \frac{1}{\beta_e^{\frac{k-1}{k}}}} \right) > 0.84$$

Anche in questo caso per valutare l'efficienza della macchina è necessario considerare la trasformazione politropica 3-4 (reversibile, ma non adiabatica). In tale trasformazione il lavoro politropico speso è dato da:

$$-L_P + Q = \int_3^4 dh$$

In cui, utilizzando l'espressione dell'equivalente termico Q esplicitata nella trattazione della compressione, e le relazioni di uguaglianza $\frac{T_3}{T_{4is}} = \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{\frac{k-1}{k}}$; $\frac{P_3}{P_4} = \beta_e$ (rapporto di espansione) nonché $c_p = \frac{k}{k-1}R$ si ha:

$$L_P = (c_p - c)(T_3 - T_4) = \frac{m}{m-1}RT_3 \left(1 - \frac{1}{\beta_e^{\frac{m-1}{m}}} \right)$$

Da cui si ricava che il rendimento politropico è dato da:

$$\eta_{pe} = \frac{L_{reale}}{L_P} = \frac{k}{k-1} \frac{m-1}{m} \cong (0.82 - 0.84)$$

Definito inoltre $\alpha_e = \beta_e^{\frac{k-1}{k}}$, il rendimento isoentropico di espansione può essere riscritto come segue:

$$\eta_{is} = \frac{1 - \frac{1}{\alpha_e^{\frac{1}{\eta_{pe}}}}}{1 - \frac{1}{\alpha_e}}$$

Dunque, come nel caso della compressione, il rendimento isoentropico è funzione, oltre che del rendimento politropico, anche del rapporto di espansione β_e con il quale la macchina lavora.

In Figura 12 il lavoro reale è l'area sottesa all'isobara P_3 compresa tra le temperature T_3 e T_4 , dunque $L_{reale} = D'C'3A$. Il lavoro isoentropico è rappresentato dall'area $L_{is} = DC3A$ e il lavoro politropico è rappresentato dall'area $L_p = D'C'3A + A34B$. Le aree sottese a segmenti di isobare identificate dalle stesse isoterme devono essere uguali perché le isobare si ottengono per traslazione l'una dell'altra, e perciò $Area_{DCC'D'} = Area_{A4is4B}$. Si può notare dunque che la differenza tra il lavoro isoentropico e quello reale non risulta essere pari alle perdite $R = A34B$, ma:

$$L_{is} - L_{reale} = R - \Delta R$$

Come per la compressione, anche nell'espansione le perdite danno luogo ad un incremento di temperatura che determina un aumento del volume specifico. La differenza è che nel caso del compressore l'aumento del volume specifico comporta maggior lavoro, mentre nell'espansione il maggior volume specifico consente al fluido di cedere maggior lavoro alle pale della macchina. Dunque in tale caso parte delle perdite vengono recuperate. Nell'espansione ogni stadio recupera parte delle perdite dello stadio precedente. Per questo motivo nella formula sopra riportata ΔR prende il nome di recupero, in quanto rappresenta un parziale recupero delle perdite meccaniche.

Di nuovo, come per la compressione, se si considera l'equazione generale del moto dei fluidi in forma meccanica, trascurando i termini cinetico e gravitazionale si ha:

$$L_{reale} = \int_4^3 v dp - R \text{ (non rappresentabile nel diagramma p-v)}$$

$$L_{is} = \int_{4is}^3 v dp \text{ (individuabile nel diagramma p-v con l'area A4is3B in Figura 13)}$$

$$L_p = \int_4^3 v dp \text{ (individuabile con l'area A34B in Figura 13)}$$

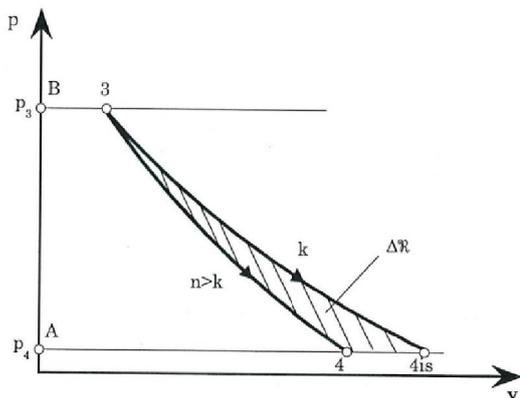


Figura 13 – Diagramma pressione-volume specifico per l'espansione

Dunque nel diagramma p-v (in Figura 13) $\Delta R = L_{is} - L_P$.

Infine in Figura 14 sono riportati gli andamenti del rendimento isoentropico di compressione e di espansione in funzione rispettivamente del rapporto di compressione e di espansione, per dati valori dei rispettivi rendimenti politropici, assunti entrambi pari a 0.8.

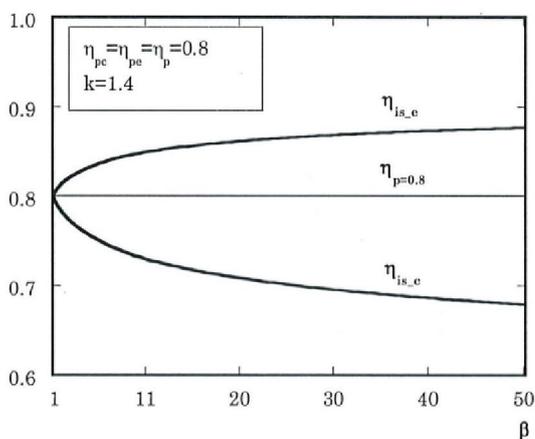


Figura 14 – Rendimenti isoentropici di compressione e espansione in funzione di β

Dal grafico si evince che nell'espansione il rendimento isoentropico è maggiore del rendimento politropico, contrariamente a quanto avviene nella compressione.

Capitolo 3 – Classificazione espansori

3.1 Introduzione

In questo paragrafo verranno presentati i principali espansori utilizzati per la produzione di energia nei sistemi ORC. Le prestazioni e i costi di un sistema ORC dipendono principalmente dalle condizioni operative della sorgente, dalla taglia dei componenti e dal fluido operativo. Gli espansori per i sistemi ORC possono essere classificati in turboespansori e espansori volumetrici. Gli espansori volumetrici sono suddivisi in: *screw expander*, *scroll expander*, *vane expander* e *piston expander*, mentre le turbine (turboespansori) possono essere a flusso radiale o assiale a seconda della taglia del sistema, della portata e del rapporto di pressione. Le turbine non vengono utilizzate nei sistemi ORC con taglia inferiore a 50 kW_e (a causa della loro elevata velocità di rotazione e dell'alto costo) dove invece risultano essere più adatti gli espansori volumetrici [7].

3.2 Turboespansori

I turboespansori, come già detto, si dividono in turbine assiali e radiali. Le turbine assiali sono generalmente progettate per bassi rapporti di pressione e alte portate. Il loro design dipende molto dalla massa molecolare del fluido operante. Infatti se si utilizzano fluidi organici ad alta massa molecolare invece che acqua, presentando questi un minor salto entalpico, si richiedono turbine con un minor numero di stadi. Le turbine radiali sono invece di norma utilizzate in presenza di elevati rapporti di pressione e basse portate. Il loro design permette una velocità periferica maggiore rispetto alle precedenti, e inoltre garantiscono una buona efficienza per un ampio intervallo di funzionamento a carico parziale. Rispetto alle turbine assiali è più difficile mettere stadi radiali in serie, ma sono più robuste.

3.3 Espansori volumetrici

Gli espansori volumetrici sono caratterizzati da minori portate, maggiori rapporti di pressione e inferiori velocità di rotazione in confronto alle turbine e dal poter inoltre operare con fluidi bifase. Tuttavia, la richiesta di lubrificante, le complessità tecniche, le dispersioni e le perdite per attrito costituiscono altrettanti deterrenti per la loro commercializzazione.

3.3.1 *Vane Expander*

Questo espansore (Figura 15) è costituito da un rotore con fessure, all'interno delle quali possono scorrere con moto lineare delle palette, a loro volta spinte da molle verso l'esterno fino ad avere contatto con il cilindro. Le palette isolano volumi. Durante la rotazione del rotore, il volume compreso tra la paletta e la parte esterna della carcassa aumenta, permettendo al fluido di espandersi fino a raggiungere la sezione di scarico. In questo tipo di espansori occorre considerare che l'incremento della rigidità delle molle che spingono le palette sulla carcassa, da una parte determina una maggior perdita per attrito e dall'altra riduce però la dispersione del fluido [7]. Occorre dunque trovare un compromesso tra queste due variabili che massimizzi il rendimento. Per quel che riguarda infine l'avviamento del processo questo può essere migliorato per mezzo dell'introduzione di un fluido in pressione in ingresso.

Questi rotori hanno le seguenti caratteristiche:

- Struttura semplice
- Basso costo
- Elevata coppia
- Alta efficienza volumetrica e isoentropica
- Possibilità di operare ad alta temperatura e ad alta pressione (circa 150 °C e 8MPa)

- Bassa velocità di rotazione (1500-3000 rpm)
- Possibilità di collegamento diretto al generatore
- Bassa manutenzione

La geometria e il materiale delle palette giocano un importante ruolo nelle prestazioni dell'espansore. La bassa densità del materiale delle palette dà una miglior performance in quanto consente di utilizzare piccole quantità di lubrificante, mentre per elevate densità del materiale, la quantità di lubrificante è relativamente alta. Questi espansori hanno dispersioni e perdite per attrito più elevate rispetto agli altri espansori volumetrici e inoltre minore efficienza isoentropica, quindi risultano essere meno attraenti.

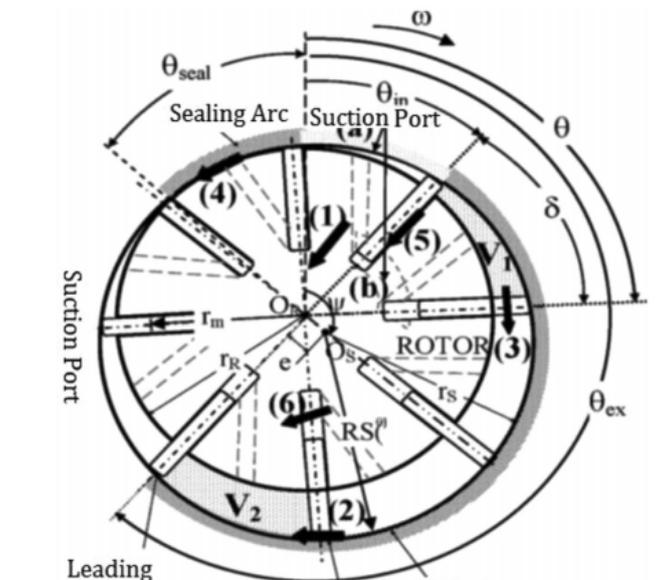


Figura 15 - *Vane expander*

3.3.2 *Screw Expander*

Questi espansori (Figura 16) sono costituiti da due rotori elicoidali controrotanti con un gioco di circa 50 μm.

Sono caratterizzati da:

- Struttura semplice
- Medie perdite per attriti e dispersioni
- Media rumorosità
- Costo relativamente alto
- Rapporto di pressione 2-10
- Rapporto in volume 2-8
- Efficienza isoentropica variabile da 20% a 70%
- Alta velocità di rotazione (possono dunque richiedere l'utilizzo di un riduttore)

La potenza in uscita da un espansore *screw* varia da $1.5 kW_{el}$ a $1 MW_{el}$. Tale ampia gamma di capacità e dimensioni li caratterizza rispetto agli altri espansori volumetrici.

Solitamente comunque non sono raccomandati per taglie inferiori a $10 kW_{el}$ a causa delle basse tolleranze di lavorazione richieste e delle dispersioni. Possono operare a $190^{\circ}C$ e $1.6 MPa$ e si comportano particolarmente bene in presenza di un fluido bifase, in quanto il liquido funge da riempitivo degli spazi vuoti del rotore, diminuendo così le dispersioni. Il principale vantaggio di questi espansori rispetto agli altri consiste nel poter funzionare al tempo stesso come compressore e come espansore, utilizzando la singola coppia di rotori [7].

Dal confronto con altri tipi di espansori volumetrici emerge che:

- Hanno le migliori prestazioni per potenze elevate
- Assieme agli *scroll* sono gli unici disponibili commercialmente
- Sono usati nei sistemi ORC
- Non sono adatti per produzione di potenze inferiori a $25 kW_{el}$, in quanto il loro costo risulterebbe troppo elevato a causa della progettazione e fabbricazione dei rotori elicoidali
- Possono resistere a espansioni a due fasi

- Hanno inferiori dispersioni e perdite per attrito

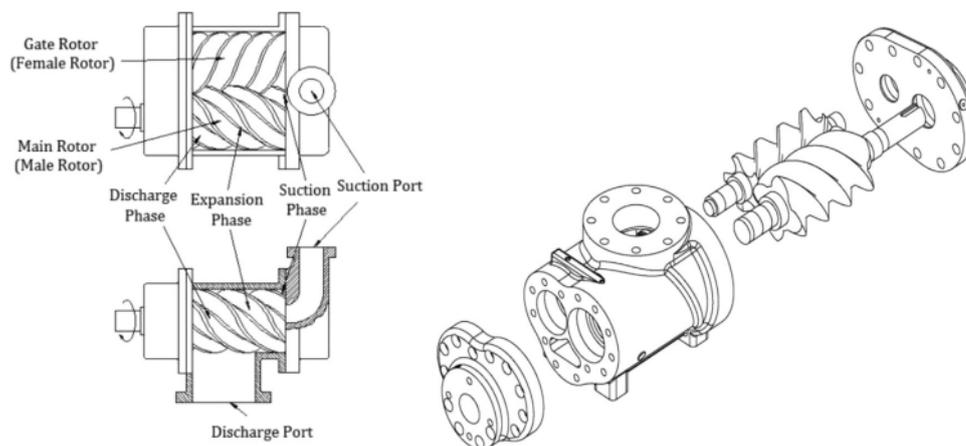


Figura 16 - *Screw expander*

3.3.3 *Piston Expander*

Il ciclo di funzionamento di questi espansori è costituito da tre fasi (Figura 17):

- **Aspirazione:** il pistone si trova nel punto morto superiore, la valvola di aspirazione apre, ed entra il fluido operatore ad alta temperatura e pressione.
- **Espansione:** una volta chiusa la valvola di aspirazione il fluido spinge sul pistone fino a portarlo al punto morto inferiore.
- **Scarico:** raggiunto il punto morto inferiore si apre la valvola di scarico, il fluido viene scaricato e il pistone torna al punto morto superiore.

Gli espansori a pistoni sono attualmente utilizzati nei sistemi CHP (*Combined Heat and Power*) di piccola taglia, nei motori a combustione interna di recupero del calore di scarto, e nei cicli di refrigerazione.

Questi espansori presentano le seguenti caratteristiche:

- Possibilità di lavorare con fluidi ad alta temperatura e pressione (380-560 °C e 9MPa)
- Bassa velocità (600-2000 rpm), dunque non necessità di riduttore, con espansore direttamente collegato al generatore.
- Capacità di lavoro in un ampio range di rapporti di pressione
- Rapporto volumetrico di *built-in* variante da 6 a 14
- Alta efficienza isoentropica

La presenza delle valvole di aspirazione e di scarico rende peraltro la struttura di questi espansori più complessa rispetto a quella delle altre tipologie, inoltre a causa dell'attrito del pistone con il cilindro e dell'elevata presenza di parti in movimento, le perdite per attrito risultano essere elevate. Infine, a causa della loro inadeguatezza nel resistere ai liquidi, nonché della richiesta di precise tempistiche per l'aspirazione e lo scarico, questi espansori generalmente non vengono utilizzati per le applicazioni di recupero di calore a basso grado [7].

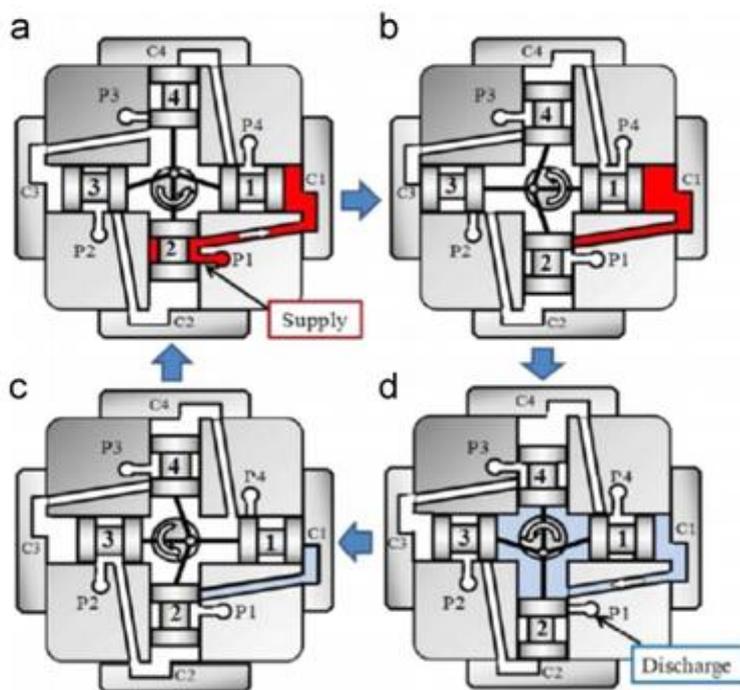


Figura 17 – Piston expander

3.3.4 *Scroll Expander*

L'espansore *scroll* è costituito da due spirali, una mobile e una fissa, l'una interna all'altra a formare delle sacche durante il moto (Figura 18). Immettendo il fluido nella parte centrale dell'espansore si innesca il moto della spirale mobile, e tale rotazione fa sì che il volume delle sacche aumenti, fino a che il fluido viene espulso dalla periferia delle spirali. Questi espansori sono caratterizzati da:

- Rapporto volumetrico di *built-in* variabile da 1.5 a 5
- Capacità di sopportare pressioni di esercizio di 8.2 MPa e temperature di 180°C
- L'essere i più adatti nel range da 1-25 kW grazie alla loro semplice struttura
- Basso costo
- Elevata efficienza isoentropica
- Bassa rumorosità

Gli espansori *scroll* sono suddivisi in *compliant* e cinematicamente rigidi. I primi necessitano durante il funzionamento di lubrificazione in quanto si ha sempre il contatto tra spirale mobile e fissa. Ciò comporta maggior complessità del sistema ORC, in quanto è necessaria la presenza di un anello esterno per la lubrificazione. Nei secondi invece, non essendoci mai contatto tra le spirali, non è necessaria la lubrificazione.

Negli ultimi 5 anni, sono stati condotti molti studi per l'applicazione degli espansori *scroll* nei sistemi ORC. Ciò è dovuto alla presenza in questi di poche parti mobili, alla loro semplicità, ai bassi costi e alla disponibilità di compressori *scroll* che possono essere convertiti in espansori. In caso di conversione però la tenuta risulta essere molto difficile e si ha perdita del fluido attraverso l'espansore. Uno dei metodi di sigillatura consiste nell'usare guarnizioni "*O-ring*" *seal* [7].

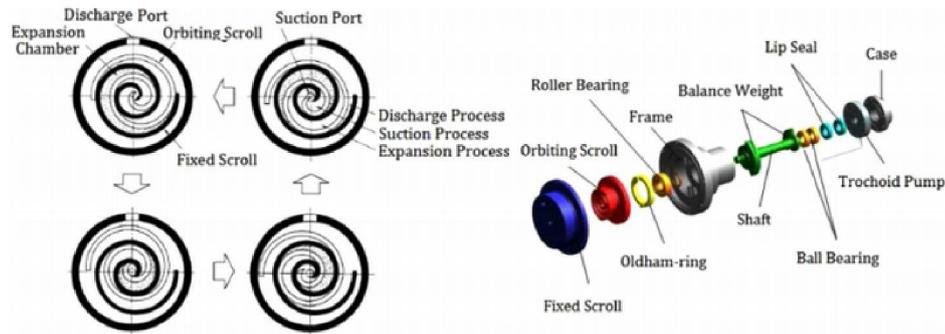


Figura 18 - scroll expander

3.4 Tabella di confronto

In Tabella 7 sono riportati vari tipi di espansori adatti per i sistemi ORC. Le turbine a flusso assiale sono le macchine con capacità di potenza massima, e dunque adatte per sistemi di taglia elevata. Per quanto riguarda gli espansori volumetrici, quello a pistoni e quello a vite possono essere applicati in sistemi di piccola-media taglia, mentre gli scroll e quelli a palette sono preferibili nei piccoli o micro sistemi [3].

Tabella 7 – Confronto tra diversi espansori adatti per sistemi ORC

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 ratio, 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

Capitolo 4 - Gli espansori nei sistemi micro ORC: casi di studio

4.1 Ricerca bibliografica

Effettuando una revisione della letteratura sull'argomento risulta evidente uno sfondo motivazionale che accomuna pressoché tutti gli interventi, ovvero l'esigenza di recuperare energia che altrimenti andrebbe dispersa da sorgenti termiche a bassa temperatura. Dato l'argomento di questa tesi verranno esaminati nello specifico solo quegli articoli che prendono in esame la valutazione sperimentale ed il miglioramento dell'efficienza degli apparati, con particolare riguardo alla tipologia di espansore e alle variabili in gioco nei diversi casi.

La ricerca degli articoli è stata effettuata prevalentemente sulla banca dati *Science Direct* di Elsevier, tramite l'accesso fornito dall'Università di Bologna.

Avendo deciso di analizzare nella letteratura le prestazioni di ciascun tipo di espansore volumetrico, nonché dei turboespansori, si sono effettuate varie interrogazioni della banca dati, con diverse stringhe di ricerca. Le parole chiave che si sono utilizzate vanno dal semplice acronimo ORC, alla definizione estesa *Organic Rankine Cycle*, alla combinazione di queste due stringhe con i nomi dei diversi tipi di espansori. Dato il numero relativamente basso di articoli corrispondenti alle diverse stringhe di ricerca (ad eccezione della ricerca generica ORC), la fase successiva di scrematura è stata fatta direttamente a partire dai titoli e dagli abstract, senza la necessità di utilizzare i filtri della banca dati. Conformemente all'argomento della tesi sono stati presi in considerazione solo gli articoli concernenti prove sperimentali di efficienza di sistemi micro-ORC. In particolare sono stati esaminati nel dettaglio un articolo per ciascun tipo di espansore volumetrico (*scroll*, *screw*, *vane* e *piston*) e inoltre, anche se generalmente non utilizzate in micro-sistemi, è stato esaminato anche un articolo

relativo ad una turbina. Per ogni articolo verranno presentate una breve descrizione del sistema, *layout*, bilanci dei componenti principali e breve discussione dei risultati più significativi. Infine per la compilazione della tabella riassuntiva che conclude il capitolo sono stati analizzati (come da bibliografia) diversi altri articoli, non descritti però nello specifico.

4.1.1 Espansore *Scroll*

Gli espansori di tipo *Scroll* all'interno di un sistema ORC sono quelli maggiormente presenti nella letteratura. Si analizza di seguito il test presente nell'articolo:

E. Galloni, G. Fontana, and S. Staccone, "Design and experimental analysis of a mini ORC (*Organic Rankine Cycle*) power plant based on R245fa working fluid," 2015 [8].

In questo articolo viene presentato un prototipo di sistema ORC di piccola taglia (1-3 kW), alimentato con R245fa. A causa della bassa portata in massa, come espansore è stato scelto l'*Air Squared scroll expander*, in grado di lavorare con diversi tipi di refrigerante. Al fine di testare tale mini impianto ORC, si è costruito un banco prova (Figura 19). Il fluido termovettore è acqua proveniente da una caldaia con potenza termica fino a 11 kW. La temperatura dell'acqua in ingresso nell'evaporatore, lato caldo, è mantenuta tra i 75 e 95°C.

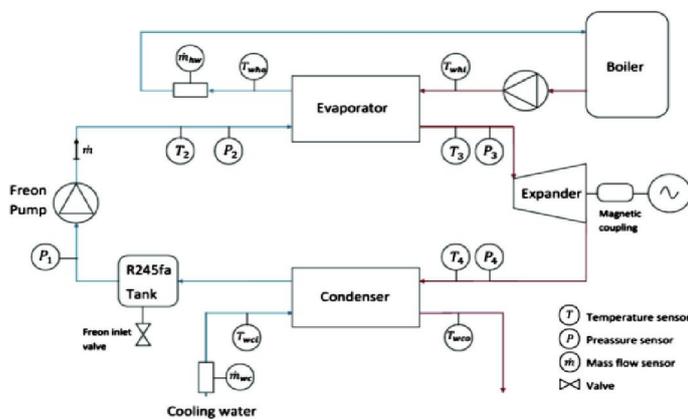


Figura 19 - Dispositivo di prova

Nell'analisi termodinamica effettuata gli autori hanno trascurato le cadute di pressione nell'evaporatore e nel condensatore e le perdite di energia attraverso la pompa, mentre sono stati presi in considerazione diversi valori del titolo del vapore nell'espansore e della sua efficienza isoentropica. L'efficienza del sistema è stata calcolata per mezzo della seguente formula:

$$\eta_{th} = \frac{W_e - W_p}{Q_h}$$

dove W_e è la potenza generata dall'espansore, W_p la potenza assorbita dalla pompa e Q_h la potenza termica in ingresso all'evaporatore.

La Figura 20 mostra l'efficienza termica e il lavoro specifico a differenti condizioni di lavoro, calcolati come:

$$\eta_{th} = \frac{h_3 - h_4 - (h_2 - h_1)}{h_3 - h_2}$$

$$w = h_3 - h_4 - (h_2 - h_1)$$

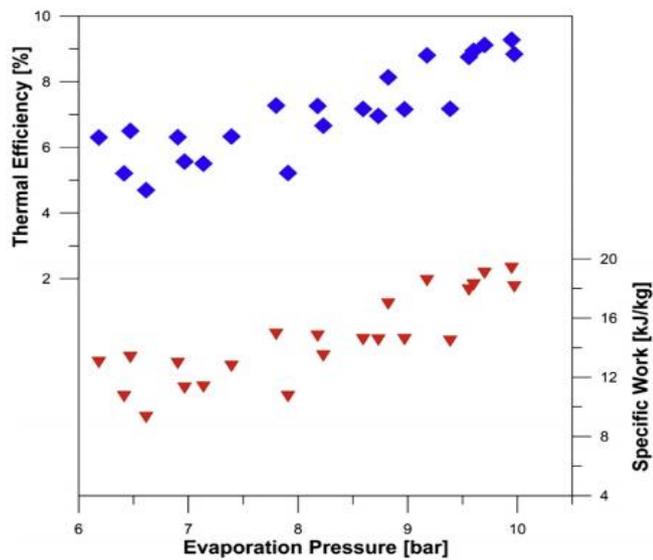


Figura 20 - Efficienza termica e lavoro specifico a differenti condizioni di lavoro

E' possibile notare come le prestazioni dei cicli aumentino quasi linearmente con la pressione massima del ciclo. Nel caso in esame l'efficienza termica varia dal 5% al 10%, mentre il lavoro specifico varia tra 9-20 kJ/kg. La potenza in uscita dall'espansore varia da 0.4 a 1.2 kW e la massima potenza è ottenuta quando la potenza elettrica, e dunque il calore immesso nel sistema, è leggermente inferiore a 11 kW.

4.1.2 Espansore *Screw*

L'articolo analizzato nel dettaglio è:

I. Papes, J. Degroote, and J. Vierendeels, “New insights in twin screw expander performance for small scale ORC systems from 3D CFD analysis,”, 2015 [9].

In questo articolo viene presentata un'analisi 3D tramite CFD (*Computational Fluid Dynamics*) di un espansore bivate, operante con R245fa le cui proprietà sono state valutate usando l'equazione di stato dei gas ideali (Eos), l'*Aungier Redlich – Kwong* Eos, e *Coolprop*. Sono stati analizzati i rendimenti di due design dell'espansore: il primo avente due condotti di aspirazione addizionali oltre al normale ingresso; il secondo, privo di porte addizionali, nel quale il fluido di lavoro entra attraverso un'unica porta d'ingresso. Le condizioni di lavoro adottate dagli autori in questo studio oscillano tra 1 bar e 7 bar per la pressione e tra 350 K e 400 K per la temperatura. Inoltre per il calcolo sono state fatte alcune semplificazioni: gli spazi ai piani finali dell'espansore sono stati trascurati; la deformazione dei rotori e dell'involucro a causa della differenza di temperatura del fluido di lavoro non è stata inclusa nei calcoli CFD; tutte le pareti sono considerate adiabatiche, e infine il raffreddamento dell'involucro, effettuato per evitare la deformazione dello stesso, è stato trascurato a causa del breve tempo di permanenza del fluido.

Per verificare la quantità di energia fornita all'espansore è stata calcolata l'efficienza isoentropica, definita come il rapporto tra il lavoro calcolato all'albero e il lavoro isoentropico:

$$\eta_{is} = \frac{W_{exp,calc}}{W_{is}}$$

dove:

$$W_{is} = \dot{m}_{fill} (h(T_{fill}, P_{fill}) - h(P_{dis}, s_{fill}))$$

La Figura 21 mette a confronto l'efficienza isoentropica delle due diverse geometrie di design. Si osserva che il design con porte addizionali ha un'efficienza isoentropica inferiore rispetto a quello senza porte.

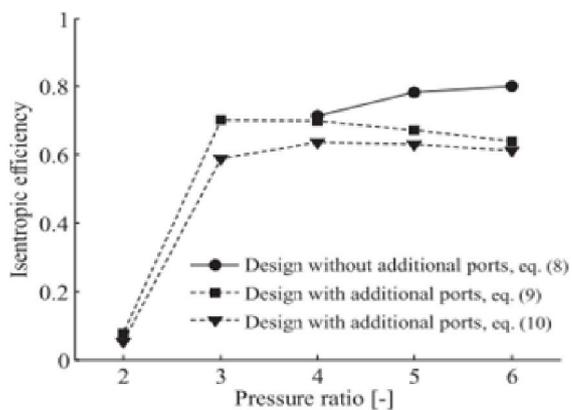


Figura 21 - Efficienza isoentropica in funzione del rapporto di pressione per entrambe le geometrie

4.1.3 Espansore *Piston*

Per questo tipo di espansore si è analizzato l'articolo:

N. Zheng, L. Zhao, X. D. Wang, and Y. T. Tan, "Experimental verification of a rolling-piston expander that applied for low-temperature Organic Rankine Cycle," 2013 [10].

In questo articolo è presentato un test dinamico condotto su un espansore a pistone presente all'interno di un sistema ORC alimentato con R245fa, fluido scaldato da una caldaia con potenza nominale di 36 kW, in grado fornire acqua calda da 40°C a 90°C. L'obiettivo dello studio è stata la valutazione del rendimento del sistema al variare della capacità della pompa di alimentazione e

del carico del generatore. Per calcolare l'efficienza dell'espansore e quella complessiva del ciclo è stata fatta un'analisi termodinamica basata sulle proprietà di stato del fluido R245fa, calcolate mediante REFPROP 8.0:

$$\eta_s = \frac{h_{EXP,I} - h_{EXP,O}}{h_{EXP,I} - h'_{EXP,O}} \quad \text{efficienza isoentropica espansore}$$

$$\eta_m = \frac{P_e}{(h_{EXP,I} \rho_{EXP,I} - h_{EXP,O} \rho_{EXP,O}) V_a} \quad \text{efficienza meccanica espansore}$$

$$\eta_c = \frac{h_{EXP,I} - h_{EXP,O}}{h_{EVP,I} - h_{EVP,O}} \quad \text{efficienza del ciclo complessivo}$$

dove $h'_{EXP,O}$ è l'entalpia ideale del fluido R245fa all'uscita dell'espansore in kJ/kg.

La Figura 22 mostra la variazione dell'efficienza in funzione della velocità di rotazione. L'efficienza isoentropica rimane relativamente costante intorno al 40% nell'intervallo di velocità di 400-780 rpm e il picco di 43.3% si raggiunge a 680 rpm. Contrariamente all'efficienza isoentropica, l'efficienza meccanica è molto influenzata dalla velocità di rotazione: prima cresce e poi decresce all'aumentare della velocità di rotazione e raggiunge il suo valore massimo, circa 44%, a 645 rpm. Si vede inoltre che l'efficienza complessiva del ciclo è di circa il 5-6% in tutto l'intervallo di velocità.

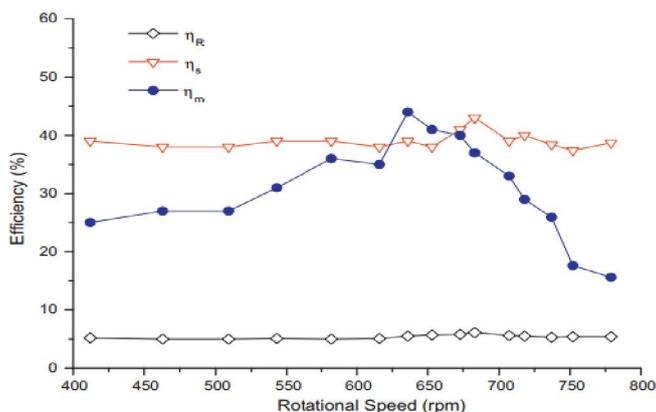


Figura 22 - Variazione dell'efficienza con la velocità di rotazione

Peraltro gli autori sostengono che in confronto ad un loro precedente studio [11] l'efficienza dell'espansore potrebbe essere incrementata del 5% utilizzando una sorgente con temperatura maggiore di 20°C (110°C). Inoltre, dato che il vapore allo scarico dell'espansore possiede ancora un elevato livello di temperatura (42.1°C-64.7°C), introducendo uno scambiatore nel ciclo sarebbe possibile incrementarne ulteriormente l'efficienza. Infine l'efficienza potrebbe essere migliorata aumentando la temperatura e la pressione massima del ciclo. Va notato però che una pressione interna superiore aumenterebbe anche la resistenza al flusso con conseguente impatto negativo sull'efficienza complessiva.

4.1.4 Espansore *Vane*

L'articolo analizzato è:

G. Qiu, Y. Shao, J. Li, H. Liu, and S. B. Riffat, "Experimental investigation of a biomass-fired ORC-based micro-CHP for domestic applications,", 2012 [12].

In Figura 23 è mostrato il *layout* del sistema di micro-cogenerazione ORC alimentato a biomassa testato in questo articolo e il corrispondente diagramma T-s. Il sistema proposto è un sistema recuperato e consiste principalmente di due cicli: il ciclo dell'acqua calda con una caldaia a biomassa e il ciclo del fluido organico.

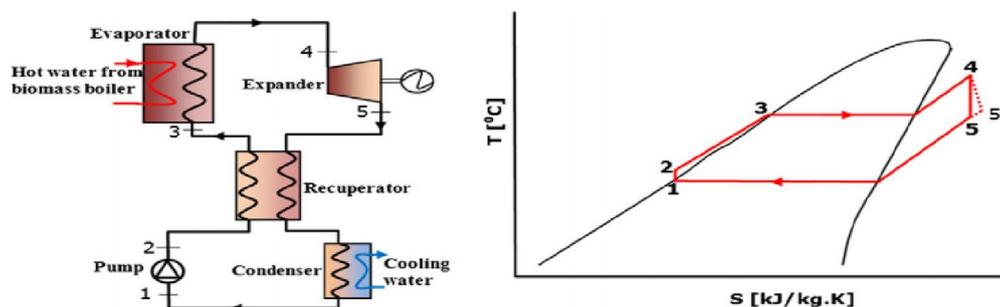


Figura 23 - *Layout* ORC e corrispondente diagramma T-s

Per il sistema proposto è stato previsto il raggiungimento dell'efficienza totale del 80%, o superiore, e dell'efficienza elettrica del 10%, o superiore. La modellazione ha dimostrato che l'efficienza elettrica del sistema può essere incrementata usando scambiatori interni (ad esempio il recuperatore), minimizzando il surriscaldamento del vapore all'ingresso dell'espansore, e infine riducendo il sottoraffreddamento del liquido in uscita al condensatore. Per l'analisi del sistema ORC in condizioni stazionarie si possono utilizzare il principio di conservazione della massa e la prima legge della termodinamica.

Dai bilanci all'evaporatore e al condensatore si ottengono rispettivamente:

$$Q_{in} = \dot{m} (h_4 - h_3) \quad \text{calore fornito mediante la caldaia a biomassa}$$

$$Q_{c_w} = \dot{m}_{c_w} (h_{cond_out} - h_{cond_in}) \quad \text{calore ceduto nel condensatore}$$

Le formule utilizzate per la valutazione dell'efficienza dei principali componenti sono:

$$\eta_{ORC} = \frac{W_{net}}{Q_{in}} \approx 3.78\% \quad \text{efficienza del sistema (lavoro netto in uscita / calore ceduto al fluido)}$$

$$\eta_{ex} = \frac{W_{ex_act}}{W_{ex}} = \frac{h_4 - h_{5f}}{h_4 - h_5} \approx 53.92\% \quad \text{efficienza espansore (lavoro reale in uscita / lavoro ideale)}$$

$$\eta_r = \frac{W_{ele}}{W_{ex_act}} = \frac{W_{ele}}{m(h_4 - h_{5f})} \approx 50.94\% \quad \text{efficienza generatore (potenza in uscita / lavoro reale)}$$

$$\eta_{boiler} = \frac{Q_{h_w}}{Q_{burn}} = \frac{m_{h_w}(h_{evap_in} - h_{evap_out})}{Q_{burn}} = \frac{m_{h_w}(h_{evap_in} - h_{evap_out})}{M_{burn} * LHV} \approx 80.85\%$$

efficienza caldaia (calore rilasciato dall'acqua nell'evaporatore / potenza in ingresso alla caldaia)

$$\eta_{ele} = \frac{W_{ele}}{Q_{burn}} \approx 1.41\% \quad \text{efficienza elettrica}$$

L'efficienza della generazione elettrica di 1.41% è risultata essere molto minore rispetto a quanto previsto dalla modellazione termodinamica (8-9%). Tale differenza è dovuta principalmente a due fattori: in primo luogo la suddetta modellazione ha considerato un espansore con efficienza del 85%, mentre l'esperimento dimostra che nella pratica è solo del 53.92%; in secondo luogo il modello ha assunto un alternatore con efficienza del 90%, mentre i risultati sperimentali mostrano che è solo del 50.94%. L'utilizzo di un motore ad aria come espansore si è dimostrata una buona soluzione, ma la bassa efficienza dell'espansore (circa 54%) risulta essere un problema. Inoltre l'accoppiamento tra espansore e alternatore mediante puleggia e cinghia comporta un'ulteriore perdita di efficienza.

4.1.5 Turbina

Malgrado il fatto che i turboespansori siano di norma utilizzati per potenze superiori a 50 kW, e dunque al di fuori del range dei sistemi micro-ORC, avendo reperito un articolo relativo ad un esperimento con un turboespansore da 3.3 kW, si è deciso di inserirlo comunque in questa trattazione.

G. Pei, J. Li, Y. Li, D. Wang, and J. Ji, "Construction and dynamic test of a small-scale organic rankine cycle," 2011 [13].

Nell'articolo in questione si analizza un sistema ORC (Figura 24) costituito da tre unità: circuito del fluido organico R123, circuito dell'olio e circuito dell'acqua (il circuito dell'olio e dell'acqua sono rappresentati dalla linea tratteggiata).

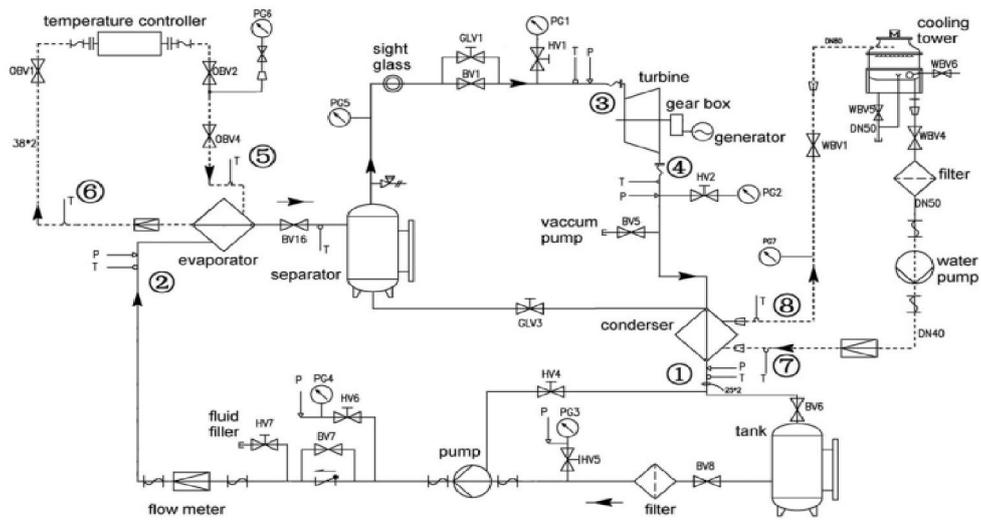


Figura 24 - Design del sistema ORC

L'efficienza isoentropica della turbina è data dalla formula:

$$\epsilon_t = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4is}}$$

Mentre l'efficienza complessiva del sistema ORC è data dal rapporto tra la produzione netta di potenza e il calore totale scambiato tra olio e fluido organico:

$$\eta_s = \frac{W}{Q} = \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}{h_3 - h_2}$$

La Figura 25 sotto riportata mostra la variazione dell'efficienza isoentropica della turbina e dell'efficienza del sistema ORC in funzione del tempo. Come è possibile vedere, dalle ore 11:19 alle ore 11:25 l'efficienza isoentropica della turbina subisce un improvviso incremento a causa dell'aumento della velocità di rotazione.

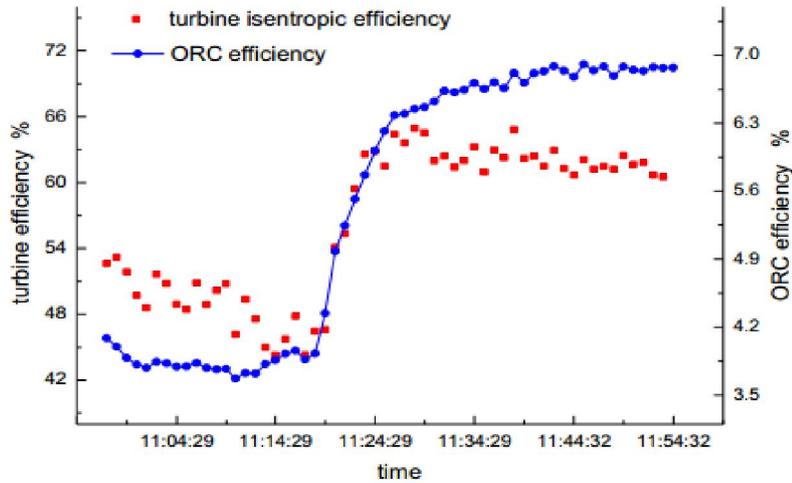


Figura 25 - Efficienza isoentropica della turbina e efficienza del sistema ORC

Come da Figura 25, durante un test l'efficienza isoentropica della turbina è del 62.5% e l'efficienza del sistema ORC è del 6.8%.

In conclusione, dopo aver preso in esame diversi altri articoli relativi a test di sistemi micro-ORC con vari tipi di espansori, si è realizzata la Tabella 8 riassuntiva dei principali parametri. Come si vede, i fluidi organici maggiormente utilizzati risultano essere: R123, R134a e R245fa. Per gli espansori presi in esame il rendimento isoentropico va da un minimo del 30% ad un massimo del 80%. Le modalità mediante le quali tale rendimento è stato valutato risultano essere diverse nei vari articoli. In alcuni a numeratore del rendimento è stata utilizzata la potenza elettrica, mentre in altri il lavoro raccolto dall'espansione, considerando in questo ultimo caso la macchina adiabatica e dunque non tenendo conto delle perdite di calore attraverso le pareti dell'espansore. In generale le formule utilizzate per i due diversi approcci di calcolo sono:

$$1) \quad \eta_{iso} = \frac{P_{el}}{Q_{ev}}$$

dove Q_{ev} è la potenza termica in ingresso all'evaporatore

$$2) \eta_{iso} = \frac{h_{exp,in} - h_{exp,out}}{h_{exp,in} - h_{exp,out,iso}}$$

Tabella 8 – Tabella riassuntiva

Autore	Anno	Fluido	Tipo di espansore / Ciclo	Temp sorgente calda (°C)	Temp sorgente fredda (°C)	Potenza (kW_{el})	Velocità rotazione (rpm)	$\eta_{exp, is}$ (%)	η_{ORC} (%)
Galloni et al.[8]	2015	R245fa	Scroll / semplice	75-95	20-33	1.2	3000	80	5-10 (th)
Qui et al.[12]	2012	R245fa	Vane / recuperato	129	5	0.861		53.9	1.41
Papes et al.[9]	2015	R245fa	Screw			6.54-7.14**			
Zheng et al.[10]	2013	R245fa	Rolling piston /semplice	90		0.34	350-800	43.3	5
Pei et al.[13]	2011	R123	Turbina / semplice				60,000	62.5	6.8
Li et al[14]	2012	R123	Turbina / semplice	100	5	0.760	40,000	68	8.2 (th)
Quoilin et al.[15]	2010	R123	Scroll / semplice	101-163	13-15	0.4-1.8	1771-2660	42-68	7.4
Bracco et al.[16]	2013	R245fa	Scroll / semplice			1.5		70	8
Gozdur[17]	2013	R227ea	Turbogeneratore / semplice	66-111	variabile	9	3000		4.88
Eyerer et al.[18]	2016	R1233zd-E	Scroll / semplice	120		0.312	3000	62	1.4
Peterson et al.	2008	R134a	Scroll / recuperato			1	2000-3800	77	
Zanelli et al.[19]	1994	R134a	Scroll / semplice	80	5	1-3.5	2400-3600	63-65	
Kane et al.[20]	2003	R123/R134a	Scroll / recuperato	150		9		67	14.1
Wang et al.[11]	2010	R245fa	Rolling piston / semplice	110		1.64	900	45	4.2-3.2 *
Yamamoto et al.[21]	2001	R123	Turbina / semplice	70		0.15	35,000		1.25
Lemort et al.[22]	2009	R123	Scroll / semplice			1.82		42-68	
Manolakos et al.[23]	2009	R134a	Scroll / semplice	60		2	2500	30-50	3.5-5

*4.2% quando nel sistema sono utilizzati collettori solari evacuati, mentre 3.2% quando sono utilizzati collettori solari piani

**6.54 kW_{el} calcolata con Eos (equazione di stato dei gas ideali) e 7.14 kW_{el} calcolata con l'Aungier Redlich – Kwong Eos

4.2 Analisi dati banche prova

Di seguito vengono riportati due istogrammi relativi al rendimento isoentropico dei diversi espansori analizzati sopra, in funzione della potenza elettrica del sistema in kW_{el} . I due grafici si differenziano per la modalità di calcolo del rendimento: nel primo sono riportati come detto sopra i casi in cui a numeratore della formula del rendimento si fa riferimento alla potenza elettrica (indicato come $\eta_{iso, el}$); nel secondo quelli in cui si utilizza il lavoro specifico raccolto dall'espansione, espresso come differenza di entalpia del fluido tra ingresso e uscita dell'espansore (indicato come $\eta_{iso, th}$).

$$\eta_{iso} = \frac{P_{el}}{Q_{ev}}$$

dove Q_{ev} è la potenza termica in ingresso all'evaporatore

$$\eta_{iso} = \frac{h_{exp,in} - h_{exp,out}}{h_{exp,in} - h_{exp,out,iso}}$$

In entrambi i grafici i colori delle colonne sono indicativi del tipo di fluido organico contenuto all'interno del ciclo ORC. Nelle Tabelle 9 e 10 sono riportati dati di potenza e efficienza degli espansori utilizzati per la realizzazione dei due istogrammi.

Tabella 9 - Potenza e efficienza isoentropica elettrica espansore

Autore	Potenza (kW_{el})	$\eta_{iso,el}$ espansore	Macchina e fluido
Zheng et al. [10]	0.34	43.3	Rolling piston / R245fa
Li et al. [14]	0.76	68	Turbina R123
Qui et al. [12]	0.861	53.9	Vane R245fa
Wang et al. [11]	1.64	45	Rolling piston / R245fa
Manolakos et al. [23]	2	50	Scroll R123
Kane et al. [20]	9	67	Scroll R123

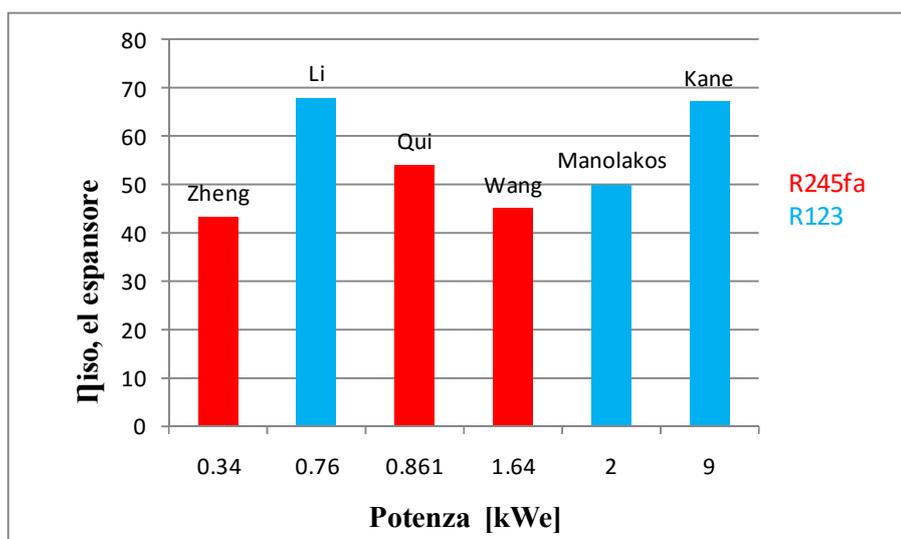


Figura 26 - Rendimento isoentropico elettrico dell'espansore in funzione della potenza

Alcune considerazioni:

- l'espansore *piston*, operante con R245fa, ha prestazioni inferiori rispetto al *vane* operante con il medesimo fluido, e ciò malgrado la maggior potenza;
- per potenze inferiori a 1 kWe la turbina, operante con R123 ha le migliori prestazioni
- dal grafico si evince che l'espansore utilizzato nell'impianto a potenza più elevata (9kWe) presenta un rendimento confrontabile con quello degli altri sistemi, anche se la sua taglia è molto maggiore. Il risultato di questo espansore non è riportato nel grafico a dispersione perché ci si concentra su macchine di taglia inferiore.

Tabella 10 – Potenza e efficienza isoentropica termodinamica espansore

Autore	Potenza (kW_{el})	$\eta_{iso,th\ espansore}$	Macchina e fluido
Eyerer et al. [18]	0.312	62	Scroll / R123
Peterson et al.	1	77	Scroll / R134a
Gallioni et al. [8]	1.2	80	Scroll / R245fa
Bracco et al. [16]	1.5	70	Scroll / R245fa
Quolin [15]	1.8	68	Scroll / R123

Lemort et al. [22]	1.82	68	Scroll / R123
Zanelli et al. [19]	3.5	65	Scroll / R134a

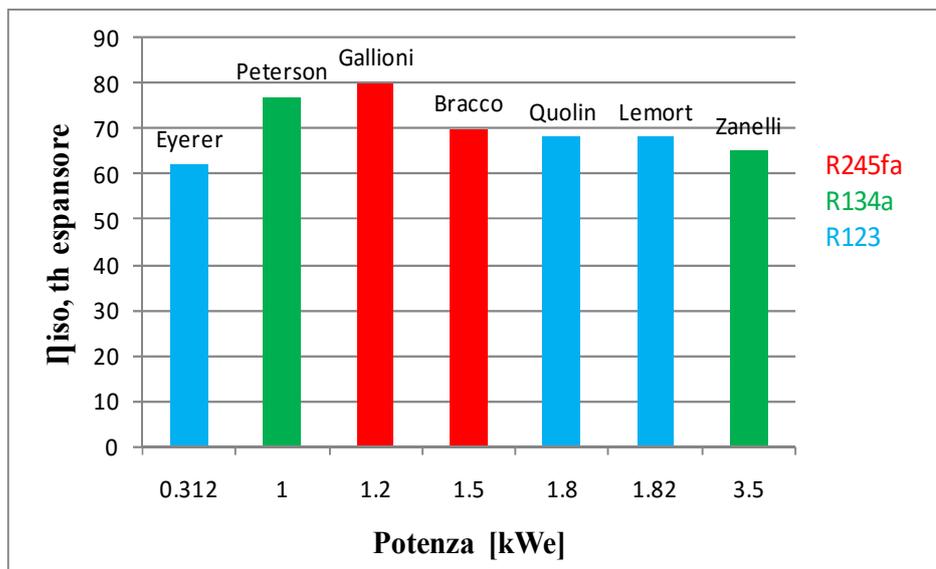


Figura 27 - Rendimento isoentropico termodinamico in funzione della potenza

Alcune considerazioni:

- lo *scroll* operante con R134a nonostante sia applicato in un sistema di maggior potenza (3.5 kWe), ha prestazioni inferiori rispetto allo *scroll* operante con R123 all'interno di un sistema di potenza nettamente minore (1.82 kWe);
- le prestazioni migliori tra i diversi *scroll* sono ottenute operando con R245fa

I due istogrammi sopra riportati non sono però confrontabili in quanto contenenti dati eterogenei ($\eta_{iso, el}$ e $\eta_{iso, th}$). Per poterli confrontare si è assunta una variazione teorica del rendimento elettrico tra 80% e 90% e del rendimento meccanico tra 85% e 95%. In base a questo si sono moltiplicati i valori del $\eta_{iso, th}$ della Tabella 10 per i valori minimi e massimi di entrambi i coefficienti di

rendimento sopra indicati, e si è infine confrontato il valore ottenuto con quello indicato in letteratura.

È ora possibile confrontare i dati del primo istogramma, relativi al rendimento elettrico rilevato sperimentalmente, con quelli ottenuti con il metodo appena descritto. Mentre si mantiene l'associazione tra fluidi e colori dei due grafici precedenti, in tale rappresentazione si distinguono anche i diversi tipi di espansori adottati con simboli. Inoltre per i rendimenti trasformati viene indicato mediante una linea verticale il range di possibile variazione.

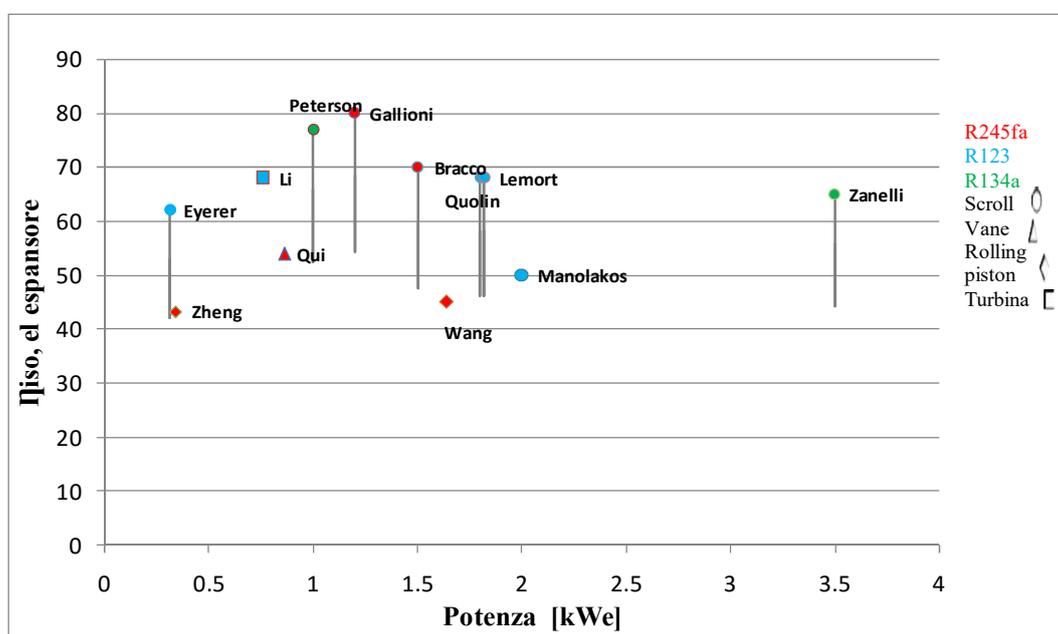


Figura 28 - Rendimento isoentropico espansore in funzione della potenza

Si nota inoltre che nella condizione di minima efficienza, gli espansori della Tabella 10 hanno un rendimento confrontabile con il rendimento isoentropico elettrico degli espansori riportati in Tabella 9.

Infine viene riportato il diagramma a dispersione con linea di tendenza relativo a due studi in cui il rendimento dell'espansore varia in conseguenza delle differenti velocità di rotazione dello stesso. In Tabella 11 vengono riportati i range di potenza e efficienza indicati in questi due studi.

Tabella 11 – Intervalli di potenza e efficienza

Autore	Potenza (kW_{el})	$\eta_{iso,th\ espansore}$	Macchina e fluido
Quolin et al. [15]	0.4-1.8	42-68	Scroll / R123
Zanelli et al. [19]	1-3.5	63-65	Scroll / R134a

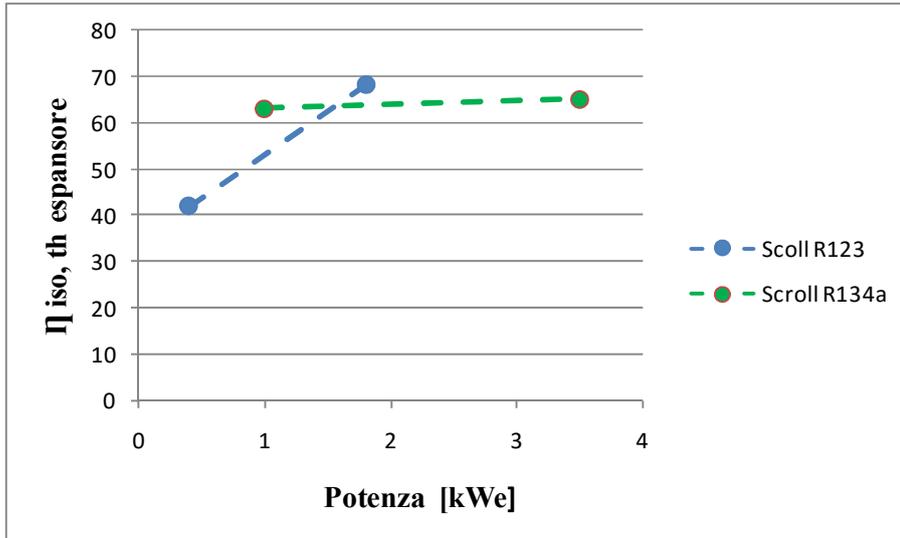


Figura 29 - Rendimento isoentropico espansore in funzione della potenza

Dal grafico si evince che nonostante le macchine utilizzate siano entrambe scroll, le curve di prestazione risultano differenti tra loro, sia per range operativo che per pendenza della linea di efficienza.

A seguire i grafici relativi al rendimento complessivo del ciclo ORC in funzione della potenza dello stesso. Per tutti valgono le stesse modalità di costruzione e gli stessi assunti utilizzati negli analoghi grafici relativi al rendimento isoentropico dell'espansore sopra riportati ($\eta_{el} = 80\% - 90\%$ e $\eta_{mecc} = 85\% - 95\%$).

Tabella 12 – Potenza e efficienza dei sistemi ORC analizzati

Autore	Potenza (kW_{el})	η_{ORC}	Macchina e fluido
Yamamoto et al. [21]	0.15	1.25	Turbina / R123
Eyerer et al. [18]	0.312	1.4	Scroll / R123
Zheng et al. [10]	0.34	5	Rolling piston / R245fa
Qui et al. [12]	0.861	1.41	Vane / R245fa
Bracco et al. [16]	1.5	8	Scroll / R245fa
Wang et al. [11]	1.64	4.2	Rolling piston / R245fa
Quolin et al. [15]	1.8	7.4	Scroll / R123
Manolakos et al. [23]	2	5	Scroll / R123
Kane et al. [20]	9	14.1	Scroll / R123
Gozdur [17]	9	4.88	Turbogeneratore ermetico / R227ea

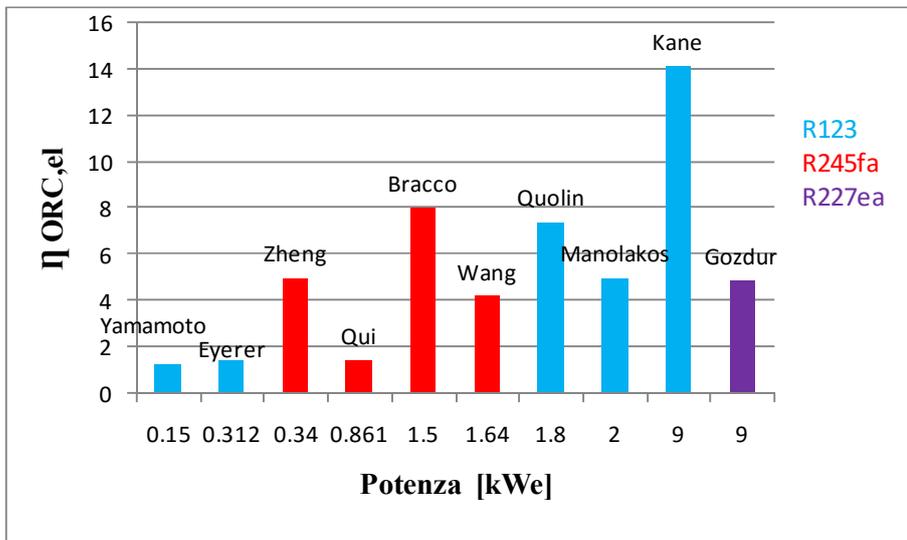


Figura 30– Rendimento del sistema ORC in funzione della potenza

Alcune considerazioni:

- nei primi due casi, in cui si utilizza lo stesso fluido di lavoro (R123), ma espansori sono diversi (turbina e *scroll*) il rendimento è leggermente più alto per lo *scroll*;

- a parità di potenza del sistema (9 kW_e) la differenza di prestazioni tra turbogeneratore ermetico e *scroll*, risulta molto marcata, con netta prevalenza di quest'ultimo.

Tabella 13 – Potenza e efficienza termodinamica del sistema ORC

Autore	Potenza (kW_{el})	$\eta_{ORC,th}$	Macchina e fluido
Li et al. [14]	0.76	8.2	Turbina / R123
Gallioni et al. [8]	1.2	10	Scroll / R245fa

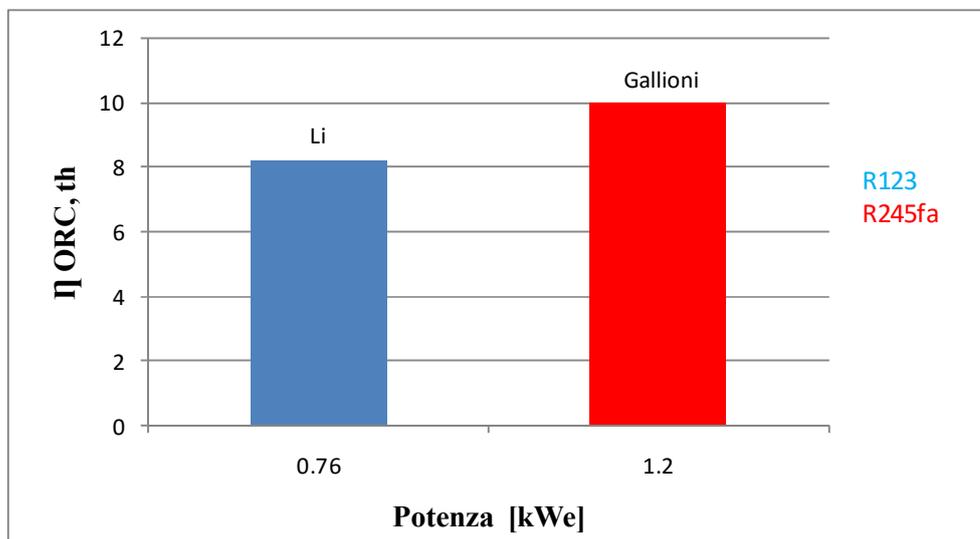


Figura 31 - Rendimento termodinamico del sistema ORC in funzione della potenza

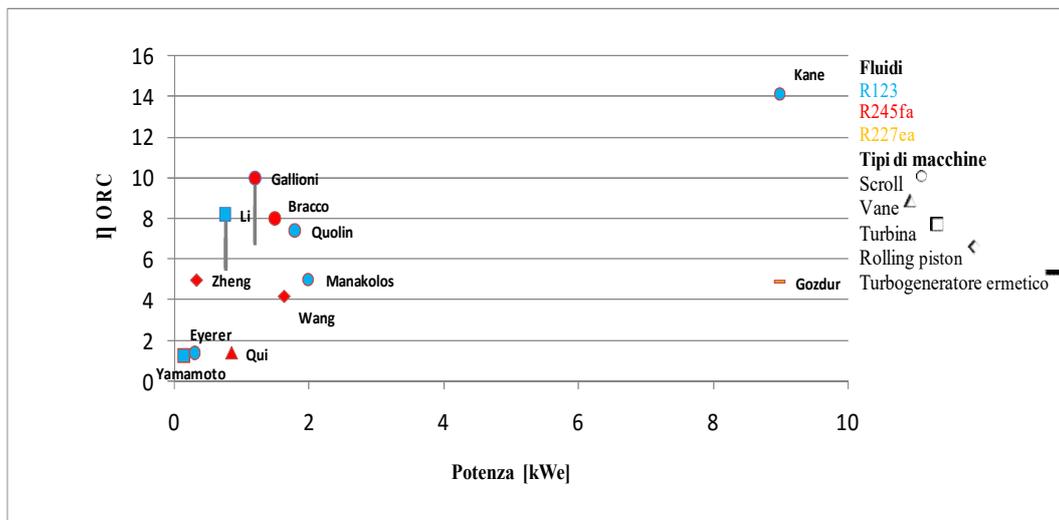


Figura 32 - Rendimento del sistema ORC in funzione della potenza

Si vede che tra gli espansori utilizzando R245fa quello che ottiene le migliori prestazioni è lo *scroll*, mentre il *vane* risulta il meno efficiente;

Capitolo 5 - Banco prova del DIN

5.1 Descrizione generale del sistema

In questo capitolo si introduce il sistema micro-ORC da 3 kWe recuperato collocato nel laboratorio del DIN (Dipartimento di Ingegneria Industriale) dell'Università di Bologna, che utilizza come fluido di lavoro R134a (1,1,1,2 Tetrafluoroetano). Si tratta del modello Piglet della Newcomen (Figura 33). La sorgente termica è costituita da acqua calda proveniente da un serbatoio dotato di 4 resistenze da 8 kW ognuna che viene fatta circolare per mezzo di una pompa.



Figura 33 - Banco prova ORC del laboratorio di via Terracini

Come già detto il sistema utilizza come fluido di lavoro R134a, le cui principali specifiche sono riportate in Tabella 14.

Tabella 14 – Proprietà del fluido organico R134a

Nome chimico	1,1,1,2 Tetrafluoroetano
Formula molecolare	CH_2FCF_3
Massa molecolare	102.03
Temperatura di ebollizione	-25.9°C
Temperatura di solidificazione	-96.6°C
Temperatura critica	101.06°C
Pressione critica	4059 kPa
Densità del vapore al punto di ebollizione	5.26 kg/m ³
Densità del liquido	1207 kg/m ³

In Figura 34 è riportato il diagramma pressione-entalpia per il fluido R134a.

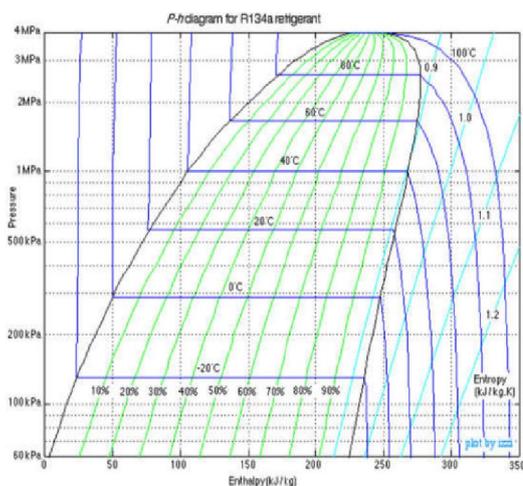


Figura 34 - Diagramma p-h fluido R134a

Il fluido lavora in un range di temperatura tra 18°C e 80°C, mentre la pressione può variare tra 4 bar e 25 bar.

5.2 Funzionamento del sistema ORC

Si introducono brevemente in questa sezione gli elementi costituenti il sistema ORC del DIN.

Pompa: pompa volumetrica ad ingranaggi realizzata dalla Newcomen appositamente per questo sistema. Viene regolata manualmente dal pannello di controllo ORC;

Evaporatore: scambiatore a 64 piastre saldobrasate, modello ONDA S 202;

Espansore: espansore volumetrico a pistoni radiali realizzato dalla Newcomen con domanda di brevetto WO 2014/141072;

Recuperatore di calore: scambiatore a 19 piastre saldobrasate;

Condensatore: scambiatore a fascio tubiero modello ONDA CT 292;

Serbatoio di accumulo: modello FrigoMec RV-260x430 da 19 L. Riceve dal condensatore il fluido in stato di liquido saturo e garantisce continuità e uniformità di flusso alla pompa situata a valle;

Alternatore: motore sincrono trifase a magneti permanenti tipo NGB 145 M-SA con potenza nominale di 3 kW_{el} e rendimento (a caldo) del 90%;

Pompa di estrazione: modello PROMAX RG5410A, impiegata per il trasferimento del fluido da un ramo all'altro del circuito, durante interventi tecnici su parti del sistema.

Pompa a vuoto: modello Leybold Trivac E2, per l'estrazione dell'aria eventualmente entrata nel circuito;

Pannello di controllo ORC: contiene tutti i componenti elettronici che servono al sistema per funzionare correttamente. È provvisto di un display diviso in due sezioni: una che contiene informazioni sullo stato della macchina e l'altra che permette l'accesso ai comandi manuali del sistema;

Il ciclo di funzionamento dell'impianto è illustrato nella figura seguente:

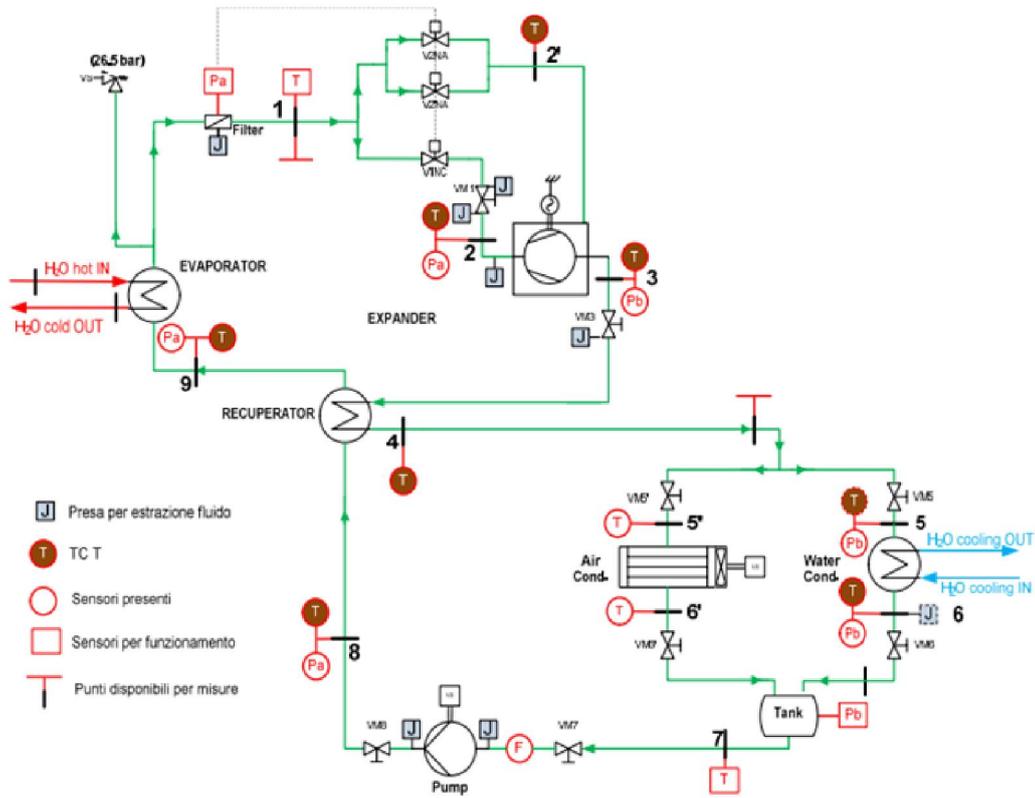


Figura 35 - Layout del ciclo ORC

Partendo dal serbatoio (tank), il fluido organico in fase liquida a bassa pressione (punto 7 nello schema) viene aspirato dalla pompa volumetrica (punto 8) che ne aumenta la pressione e lo immette nel recuperatore (punto 9). Dal recuperatore il fluido viene immesso nell'evaporatore, che ne incrementa la temperatura fino a portarlo allo stato di vapore surriscaldato. Dall'evaporatore il fluido passa all'espansore, mettendo in movimento i 3 pistoni montati a 120° e azionando così l'alternatore. In realtà, nella fase di accensione, e fino al raggiungimento della temperatura e pressione d'esercizio, il fluido bypassa l'espansore. Solo una volta raggiunto un adeguato livello entalpico, il fluido entra effettivamente nell'espansore. Il controllo di questa operazione avviene per mezzo dell'apertura

manuale delle valvole V2NA e V1NC, tramite comando presente sul pannello di controllo. In uscita dall'espansore il fluido entra nel recuperatore, dove, come già detto, cede una parte di calore al ciclo successivo. Infine il fluido entra nel condensatore, uno scambiatore a fasci tubieri alimentato con acqua, e torna quindi allo stato liquido.

L'acqua di raffreddamento che circola nello scambiatore e proveniente dal pozzo (situato nella sala macchine del laboratorio del DIN, a pochi metri dal sistema ORC), viene stoccata in un accumulatore di acqua refrigerata, da 300 litri zincato a caldo. Non presente nel *layout* sopra riportato, ma fondamentale nel funzionamento dell'apparato, è il sistema di dissipazione dell'energia elettrica prodotta, costituito da 15 lampade da 200 W l'una, attivabili a gruppi di tre. Tutti gli ausiliari (pompe di ricircolo dell'acqua, resistenze della caldaia ecc..) sono alimentati dalla rete elettrica del laboratorio attraverso il quadro elettrico in Figura 36.

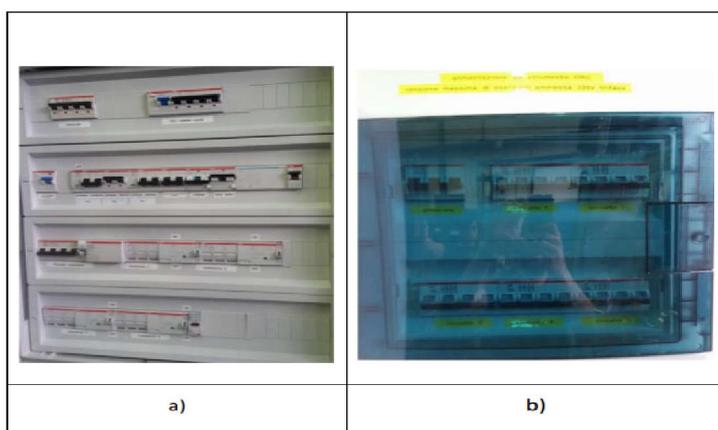


Figura 36 - Quadri elettrici: a) generale ORC; b) del carico

5.3 Circuito dell'acqua

In Figura 37 è mostrato il *layout* del circuito dell'acqua e i principali componenti presenti all'interno dello stesso.

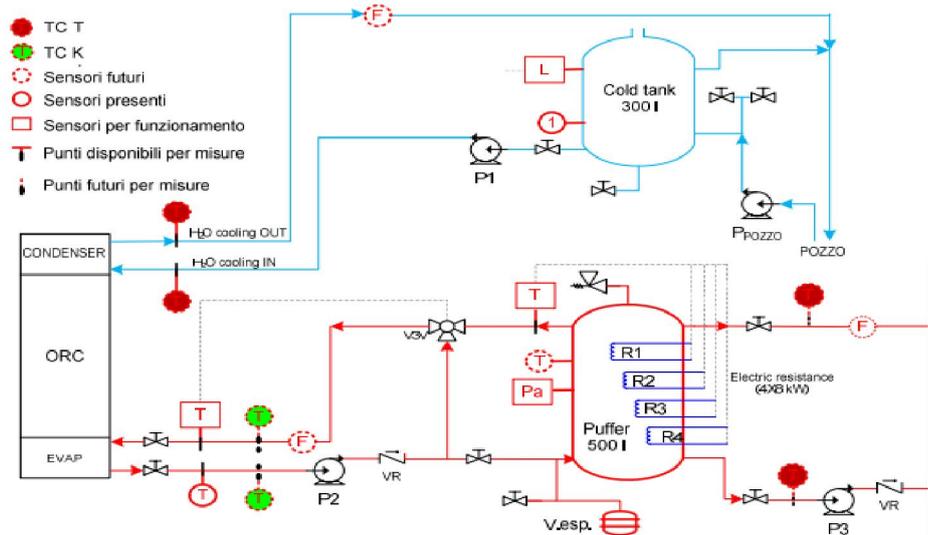


Figura 37 - Layout circuito acqua

Si distinguono due circuiti: circuito di evaporazione (circuito caldo, rappresentato in rosso) e circuito di condensazione (circuito freddo, rappresentato in blu). Nel primo l'acqua viene prelevata da un serbatoio in pressione (Puffer) alimentato dalla rete idrica urbana, dotato, come detto, di 4 resistenze da 8 kW ciascuna, azionabili separatamente. Dal serbatoio l'acqua viene inviata all'evaporatore e in seguito ricondotta al serbatoio mediante la pompa P2. In questo ciclo l'acqua ha temperatura compresa tra 50°C e 90°C, a seconda della regolazione condotta dall'utente attraverso le valvole V3V e VR e per mezzo delle resistenze della caldaia.

Nel ciclo di condensazione l'acqua, che è a temperatura leggermente inferiore alla temperatura ambiente, si trova nel serbatoio di accumulo (Cold tank), alimentato dal pozzo, e da qui giunge al condensatore tramite la pompa P1. Va notato che

sulle prestazioni del sistema influisce la temperatura dell'acqua fredda, la quale a sua volta dipende dalle condizioni ambiente. Le prestazioni ottenute nei test effettuati in estate sono state molto peggiori rispetto a quelle dei test invernali, e ciò a causa della temperatura presente in laboratorio che in questa stagione è risultata essere di circa 28°C, contro i 19°C-20°C invernali.

5.4 Punti di acquisizione delle misure e sensoristica

Nel caso in esame l'obiettivo primario è la valutazione delle prestazioni del sistema nel suo complesso e dei suoi singoli componenti. Dunque si è deciso di posizionare i sensori di temperatura, portata e pressione, a monte e valle di ogni componente principale del sistema (in Figura 38 è illustrata una presa di misura dell'impianto).



Figura 38 - Presa di misura nell'impianto ORC

Nelle Tabelle 15 e 16 sono riportate le posizioni dei punti di misura e i corrispondenti sensori installati, rispettivamente per il circuito ORC e per il circuito dell'acqua

Tabella 15 – Punti di misura circuito ORC

Punto del ciclo	Sensore	Impiego misure
Punto 9 Ingresso evaporatore	Trasduttore di alta pressione Termocoppia tipo T	Potenza scambiata nell'evaporatore $Q_{ev} = \dot{m}_{ORC}(h_2 - h_9)$
Punto 1 Uscita evaporatore	Trasduttore di alta pressione Termocoppia tipo K	
Punto 2 Ingresso espansore	Trasduttore di alta pressione Termocoppia tipo T	Potenza prodotta espansore $P_{ex} = \dot{m}_{ORC} (h_2 - h_3)$
Punto 3 Uscita espansore	Trasduttore di bassa pressione Termocoppia tipo T	
Punto 2' Ramo di by- pass	Termocoppia tipo T	
Punto 4 Ingresso recuperatore lato caldo	Termocoppia tipo T Trasduttore di alta pressione	Calore ceduto dal fluido caldo nel recuperatore $Q_{rec,vap} = \dot{m}_{ORC} (h_3 - h_4)$
Punto 5 Ingresso condensatore	Trasduttore di bassa pressione Termocoppia di tipo T	Calore ceduto dal fluido nel condensatore $Q_{con} = \dot{m}_{ORC} (h_5 - h_6)$
Punto 6 Uscita condensatore	Trasduttore di bassa pressione Termocoppia di tipo T	
Punto 7 Monte pompa	Trasduttore di bassa pressione Termocoppia tipo K Misuratore di portata Coriolis	
Punto 8 Ingresso recuperatore lato freddo	Trasduttore di alta pressione Termocoppia tipo T	Calore assorbito dal fluido nel recuperatore $Q_{rec,liq} = \dot{m}_{ORC} (h_9 - h_8)$

Tabella 16 – Punti di misura circuito acqua

Punto del ciclo	Sensore
Ingresso evaporatore	Termocoppia tipo K Misuratore di portata in volume
Uscita evaporatore	Termocoppia tipo K
Ingresso condensatore	Termocoppia tipo K

Uscita condensatore	Termocoppia tipo K
---------------------	--------------------

5.5 Risultati sperimentali

Di seguito sono riportate le potenze (generate o prodotte) e le efficienze dei componenti principali del sistema calcolate durante la prova di accensione del 27 Luglio 2016, durata circa 40 minuti. Nel test si è selezionato un intervallo di 3 minuti (tra 1380 e 1560 s), durante il quale la potenza risulta essere costante. I valori ottenuti in questo intervallo sono stati in seguito mediati al fine di ottenere un unico valore di temperatura e pressione per ogni punto di misura (Figura 39).

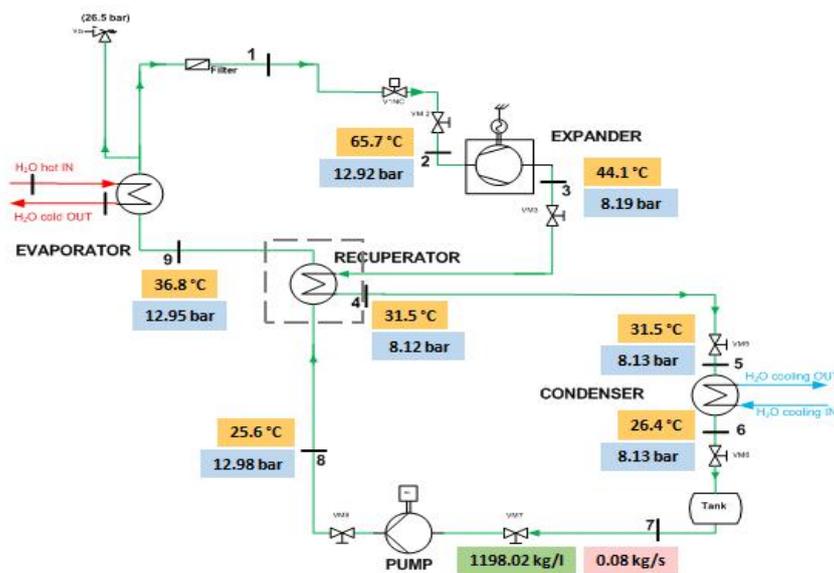


Figura 39 - Layout con temperature e pressioni

Di seguito viene inoltre riportato il diagramma T-s della prova di accensione in esame (Figura 40).

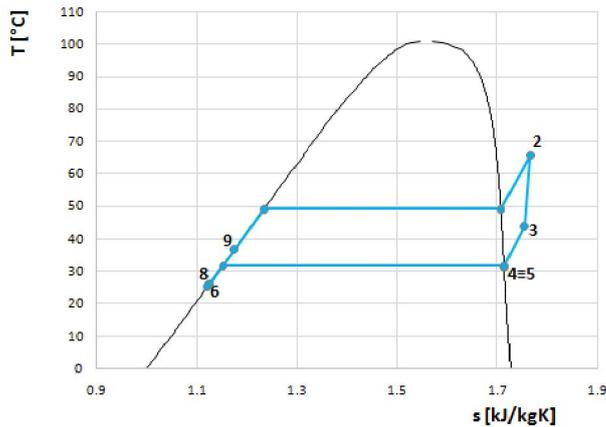


Figura 40 - Diagramma Temperatura-entropia

5.5.1 Bilanci circuito ORC

1) Evaporatore

$$Q_{ev} = \dot{m}_{ORC} (h_2 - h_9) \quad \text{potenza scambiata nell'evaporatore}$$

Per il calcolo delle entalpie è stata utilizzata la libreria termodinamica miniREFPROP (Figura 41), programma che richiede come input due grandezze termodinamiche e restituisce quelle di interesse presenti all'interno della libreria stessa. Nel caso in esame le due grandezze di input per il calcolo delle entalpie sono state temperatura e pressione del corrispondente punto di misura in Figura 39.



Figura 41 - Input / Output miniREFPROP

Inoltre, come si vede in Figura 40, l'espansione, contrariamente ai casi comuni, è decrescente, e ciò a causa delle dispersioni alle pareti dell'espansore. Una parte del salto entalpico cioè è dovuto alle dispersioni e dunque non è utilizzabile come lavoro, ma comunque presente nel calcolo. Proprio per questo è prevista un'operazione di coibentazione del sistema.

Dati:

$$T_2 = 65.7^\circ\text{C}, p_2 = 12.92 \text{ bar} \rightarrow h_2 = 442.39 \text{ kJ/kg}$$

$$T_9 = 36.8^\circ\text{C}, p_9 = 12.95 \text{ bar} \rightarrow h_9 = 251.61 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{m}_{ORC} = 0.075 \text{ kg/s}$$

si ha:

$$Q_{ev} = \dot{m}_{ORC} (h_2 - h_9) = 14.3 \text{ kW}$$

Nel caso ideale la potenza scambiata nell'evaporatore lato ORC è uguale alla potenza scambiata lato acqua. Nella realtà però questo spesso non avviene, dunque occorre valutare le dispersioni termiche.

2) Espansore

$$P_{ex} = \dot{m}_{ORC} (h_2 - h_3) \quad \text{potenza prodotta nell'espansore}$$

Dati:

$$T_2 = 65.7^\circ\text{C}, p_2 = 12.92 \text{ bar} \rightarrow h_2 = 442.39 \text{ kJ/kg}$$

$$T_3 = 44.1^\circ\text{C}, p_3 = 8.19 \text{ bar} \rightarrow h_3 = 428.43 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{m}_{ORC} = 0.075 \text{ kg/s}$$

si ha:

$$P_{ex} = \dot{m}_{ORC} (h_2 - h_3) = 1.047 \text{ kW}$$

3) Pompa

Per il calcolo della potenza assorbita dalla pompa non si utilizza la differenza delle entalpie, ma si fa riferimento alla potenza idraulica P_{PUMP} :

$$P_{PUMP} = \frac{\dot{m}_{ORC} (p_8 - p_6)}{\rho_7}$$

in cui la densità ρ_7 del fluido è calcolata mediante un sensore (Figura 39)

Dati :

$$p_8 = 12.98 \text{ bar}$$

$$p_6 = 8.13 \text{ bar}$$

$$\dot{m}_{ORC} = 0.075 \text{ kg/s}$$

$$\rho_7 = 1198.02 \text{ kg/l}$$

si ha:

$$P_{PUMP} = \frac{\dot{m}_{ORC} (p_8 - p_6)}{\rho_7} = 3 \cdot 10^{-7} \text{ W}$$

4) Condensatore

$$Q_{cond} = \dot{m}_{ORC} (h_5 - h_6) \quad \text{calore ceduto dal fluido nel condensatore}$$

Dati:

$$T_5 = 31.5^\circ\text{C}, p_5 = 8.13 \text{ bar} \quad \rightarrow \quad h_5 = 243.90 \text{ kJ/kg}$$

$$T_6 = 26.4^\circ\text{C}, p_6 = 8.13 \text{ bar} \quad \rightarrow \quad h_6 = 236.55 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{m}_{ORC} = 0.075 \text{ kg/s}$$

si ha:

$$Q_{cond} = \dot{m}_{ORC} (h_5 - h_6) = 0.55 \text{ kW}$$

5) Recuperatore (lato caldo)

$Q_{rec,vap} = \dot{m}_{ORC} (h_3 - h_4)$ calore ceduto dal fluido caldo nel recuperatore

Dati:

$$T_3 = 44.1^\circ\text{C}, p_3 = 8.19 \text{ bar} \rightarrow h_3 = 428.43 \text{ kJ/kg}$$

$$T_4 = 31.5^\circ\text{C}, p_4 = 8.12 \text{ bar} \rightarrow h_4 = 243.90 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{m}_{ORC} = 0.075 \text{ kg/s}$$

si ha:

$$Q_{rec,vap} = \dot{m}_{ORC} (h_3 - h_4) = 13.84 \text{ kW}$$

6) Recuperatore (lato freddo)

$Q_{rec,liq} = \dot{m}_{ORC} (h_9 - h_8)$ calore assorbito dal fluido nel recuperatore

Dati:

$$T_9 = 36.8^\circ\text{C}, p_9 = 12.95 \text{ bar} \rightarrow h_9 = 251.61 \text{ kJ/kg}$$

$$T_8 = 25.6^\circ\text{C}, p_8 = 12.98 \text{ bar} \rightarrow h_8 = 235.42 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{m}_{ORC} = 0.075 \text{ kg/s}$$

si ha:

$$Q_{rec,liq} = \dot{m}_{ORC} (h_9 - h_8) = 1.21 \text{ kW}$$

5.5.2 Bilanci circuito acqua

1) Evaporatore

$$Q_{H_2O,ev} = \dot{m}_{H_2O,ev} * c_p * \Delta T$$

dove $\dot{m}_{H_2O, ev}$ è la portata in massa dell'acqua, ottenuta moltiplicando la portata volumetrica per la densità ($\rho_{H_2O} = 1000 \text{ kg/m}^3$), c_p è il calore specifico a pressione costante ($c_p = 4.186 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$) e ΔT è la differenza di temperatura tra l'acqua in ingresso e in uscita dall'evaporatore. In questo calcolo si sono assunti calore specifico e densità dell'acqua costanti, ma in realtà, come si vede in Tabella 17, realizzata mediante miniREFPROP, queste variano leggermente con la temperatura.

Tabella 17 – Calore specifico e densità acqua

Temperatura (°C)	Pressione (bar)	Densità (kg/m ³)	Calore specifico (kJ/kg*K)
80	1.5	971.81	4.1966
75	1.5	974.86	4.193
65	1.5	980.57	4.187

Dati:

$$\dot{V}_{H_2O, ev} = 1.02 \text{ l/s}$$

$$\rho_{H_2O} = 1 \text{ kg/l}$$

$$c_p = 4.186 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$$

$$T_{ev, in} = 69.98^\circ\text{C}$$

$$T_{ev, out} = 66.98^\circ\text{C}$$

si ha:

$$Q_{H_2O, ev} = \dot{m}_{H_2O, ev} * c_p * \Delta T = 14.09 \text{ kW}$$

2) Condensatore

$$Q_{H_2O,con} = \dot{m}_{H_2O,con} * c_p * \Delta T$$

Anche in tale caso la densità e il calore specifico dell'acqua vengono assunti costanti con la temperatura.

Dati:

$$\dot{V}_{H_2O,con} = 2.5 \text{ l/s}$$

$$\rho_{H_2O} = 1 \text{ kg/l}$$

$$c_p = 4.186 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$$

$$T_{con,in} = 22.36^\circ\text{C}$$

$$T_{con,out} = 23.66^\circ\text{C}$$

si ha:

$$Q_{H_2O,con} = \dot{m}_{H_2O,con} * c_p * \Delta T = 13.60 \text{ kW}$$

5.5.3 Indici di prestazioni

Il punto d'arrivo della procedura è stato infine il calcolo dell'efficienza isoentropica dell'espansore e del ciclo ORC del sistema in esame:

$$\eta_{iso,exp,th} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_{3iso}}$$

in cui tutte le entalpie sono state calcolate mediante miniREFPROP, con la differenza che per il calcolo di h_2 e h_3 le due grandezze in input sono state temperatura (T_2 e T_3) e pressione (p_2 e p_3), mentre per il calcolo di h_{3iso} i valori in input sono stati l'entropia del punto 2, coincidente con quella del punto 3iso, e la pressione del punto 3, coincidente con quella del punto 3iso.

Dati:

$$T_2 = 65.7^\circ\text{C}, p_2 = 12.92 \text{ bar} \rightarrow h_2 = 442.39 \text{ kJ/kg}$$

$$T_3 = 44.1^\circ\text{C}, p_3 = 8.19 \text{ bar} \rightarrow h_3 = 428.43 \text{ kJ/kg}$$

$$T_2 = 65.7^\circ\text{C}, p_2 = 12.92 \text{ bar} \rightarrow s_2 = 1.7658 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$$

$$s_2 = 1.7658 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}, p_3 = 8.19 \text{ bar} \rightarrow h_{3iso} = 432.14 \text{ kJ/kg}$$

si ha:

$$\eta_{iso,exp,th} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_{3iso}} = 1.36$$

Si ottiene un valore maggiore di 1 a causa, come detto, dell'espansione decrescente, dovuta alle dispersioni alle pareti dell'espansore. Questo valore non verrà preso in considerazione per la realizzazione del grafico conclusivo in quanto poco rappresentativo.

Un altro approccio per il calcolo del rendimento isoentropico dell'espansore è stato mediante la potenza elettrica ($P_{el} = 0.26 \text{ kW}$):

$$\eta_{iso,exp,el} = \frac{P_{el}}{\dot{m}_{ORC} (h_2 - h_{3iso})} = 33.8 \%$$

L'efficienza lorda del ciclo ORC è data da:

$$\eta_{ORC,gross} = \frac{P_{el}}{Q_{ev}} = 1.82\%$$

L'efficienza del ciclo al netto della potenza spesa per la pompa è data da:

$$\eta_{ORC,net} = \frac{P_{el} - P_{PUMP}}{Q_{ev}} = 1.818\%$$

Infine il rendimento di Carnot è dato da:

$$\eta_{Carnot} = 1 - \frac{T_6}{T_2} = 0.116$$

Ottenuti così i valori numerici relativi al rendimento isoentropico dell'espansore volumetrico a pistoni radiali e del ciclo complessivo del sistema, i rispettivi risultati sono stati posti a confronto nei due grafici sotto riportati con quelli di analoghi test reperiti in letteratura.

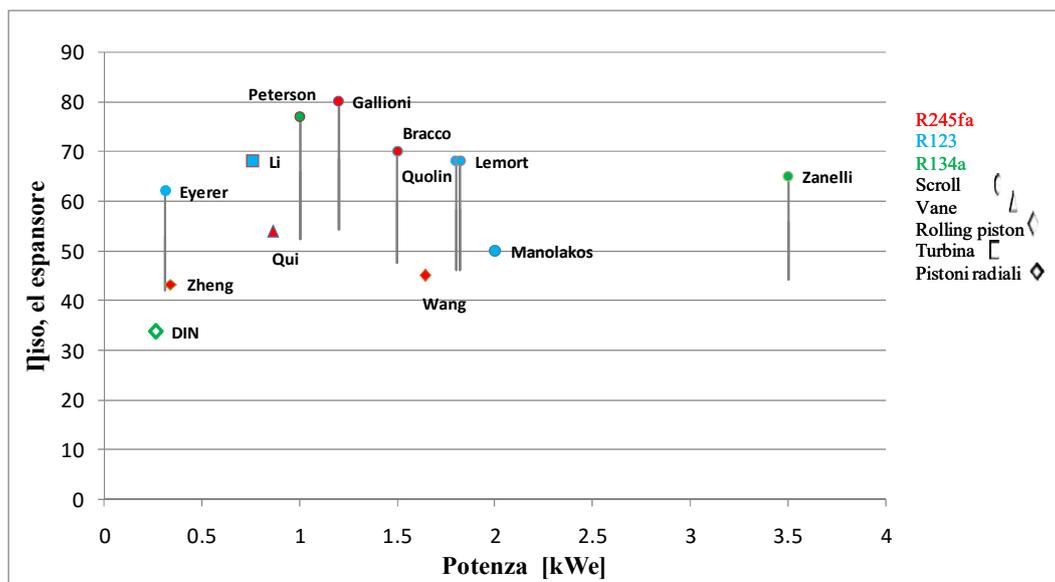


Figura 42 - Rendimento isoentropico elettrico espansore in funzione della potenza

L'espansore del DIN risulta meno efficiente di quelli con cui è posto a confronto. Un'ipotesi a spiegazione di tale risultato è che sia conseguente alle elevate dispersioni termiche alle pareti dell'espansore, difetto al quale si conta di porre rimedio a breve con un'adeguata coibentazione.

Per quel che riguarda il rendimento elettrico complessivo del ciclo, questo è stato calcolato mediante la formula:

$$\eta_{ORC,net} = \frac{P_{el} - P_{PUMP}}{Q_{ev}} = 1.818\%$$

Di seguito viene riportato il grafico di confronto relativo al rendimento complessivo del sistema del DIN e dei sistemi reperiti in letteratura.

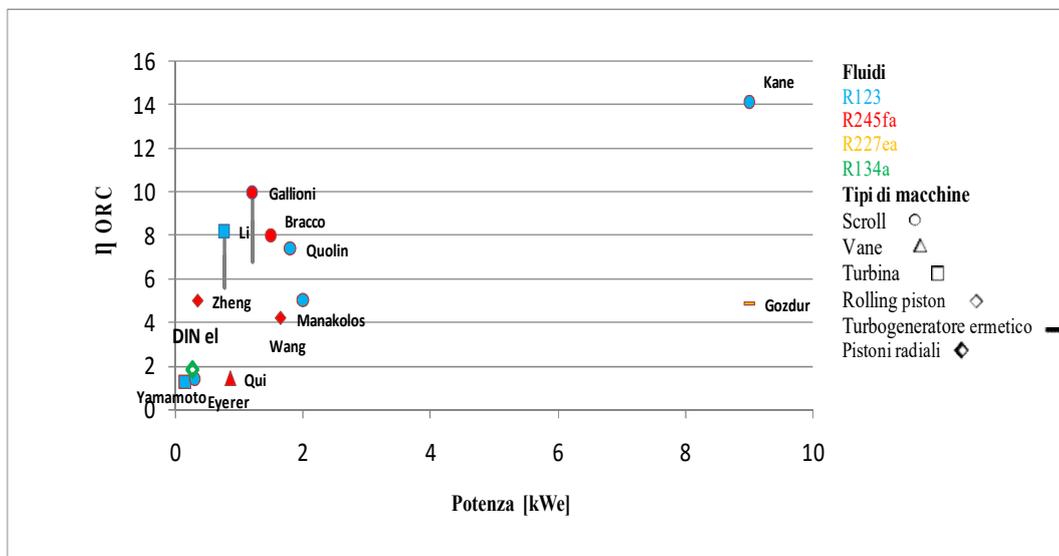


Figura 43 - Rendimento complessivo in funzione della potenza

Dato la condizione di forte off-design del sistema del DIN i risultati ottenuti per questo sono al di sotto delle attese ed anche poco confrontabili con quelli di sistemi in condizioni ottimali.

Conclusioni

L'obiettivo di questa tesi è stato la valutazione del rendimento isoentropico di vari tipi di espansori adottati all'interno di sistemi micro-ORC. A tal fine, innanzitutto, si è data una descrizione generale dei sistemi ORC, mettendone in luce le principali caratteristiche, il *layout*, e sottolineando in particolare i principali vantaggi dell'utilizzo di un fluido organico, rispetto al ciclo Rankine tradizionale a vapor d'acqua, vantaggi consistenti nella possibilità di recuperare il calore a bassa temperatura dei processi industriali e nell'accoppiamento con fonti non convenzionali per la produzione di energia, quali ad esempio solare, geotermico e biomasse. La valutazione del rendimento dei vari espansori in diverse condizioni di lavoro (tipologia del fluido organico, temperature, pressione, *layout* del circuito etc.) è stata effettuata a partire dalla letteratura sull'argomento nonché da una sperimentazione condotta sul banco prova ORC del laboratorio del DIN dell'Università di Bologna. Gli articoli (reperiti nella banca dati Science Direct di Elsevier) sono stati scelti in quanto incentrati ciascuno sulla valutazione sperimentale del rendimento di un particolare tipo di espansore. Il test relativo ad un espansore *scroll* [8] operante con R245fa ha mostrato che sulla base di una pressione interna massima di 13.5 bar, ad un regime di 3000 rpm l'espansore ha raggiunto un'efficienza leggermente inferiore all'80%. Nell'analisi dell'espansore a pistone [10], operante sempre con R245fa, l'efficienza isoentropica è stata costantemente intorno al 40%, nell'intervallo di velocità di 400-780 rpm, con un picco del 43.3% raggiunto a 680 rpm. Nel caso dell'espansore *screw* bivate [9], l'esperimento ha messo a confronto l'efficienza tra due configurazioni di design dello stesso: con o senza porte aggiuntive di ingresso del fluido. È emerso che l'efficienza isoentropica nella versione con porte aggiuntive è leggermente inferiore: nello specifico l'80% per il primo e circa il 70% per il secondo. Non è stato facile reperire un esperimento centrato sulla valutazione di efficienza di un

espansore *vane*, e ciò probabilmente a causa della irreperibilità sul mercato di un apparato di questo genere per l'utilizzo con fluidi organici. Nell'unico caso reperito [12] si trattava in effetti di un motore ad aria utilizzato come espansore, la cui efficienza è risultata del 54%. Infine si è presa in considerazione la valutazione di una turbina operante con R123 [13] che ha dato valori efficienza del 62,5%. Valutando i dati della letteratura, in generale si può constatare che per potenze comprese tra 1 e 10 kW l'espansore *scroll* risulta avere rendimenti migliori in un ciclo ORC. Salendo di potenza, 15-200 kW, gli *screw* divengono preferibili.

Venendo all'esperimento condotto presso il DIN, l'analisi dell'espansore volumetrico a pistoni radiali operante con R134a ha evidenziato un rendimento dello stesso del 33.8%.

Bibliografia

- [1] E. Macchi, M. Astolfi, D. Bonalumi, A. Giuffrida, and C. M. Invernizzi, “Valutazione di cicli termodinamici innovativi per applicazioni con caldaie a sali fusi alimentate a biomassa legnosa,” 2013.
- [2] N. Palestra and R. Vescovo, “Applicazione di Cicli ORC a Recuperi Termici da Processi Industriali,” *Conf. AEIT, Catania*, 2009.
- [3] J. Bao and L. Zhao, “A review of working fluid and expander selections for organic Rankine cycle,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 24, pp. 325–342, 2013.
- [4] M. Astolfi, M. C. Romano, P. Bombarda, and E. Macchi, “Binary ORC (Organic Rankine Cycles) power plants for the exploitation of medium-low temperature geothermal sources - Part B: Techno-economic optimization,” *Energy*, vol. 66, pp. 435–446, 2014.
- [5] J. B. Obi, “State of art on ORC applications for waste heat recovery and micro-cogeneration for installations up to 100kWe,” *Energy Procedia*, vol. 82, pp. 994–1001, 2015.
- [6] G. Negri di Montenegro, A. Peretto, and M. Bianchi, *Sistemi energetici. 1, [Sistemi energetici] e macchine a fluido*. Pitagora, 2009.
- [7] M. Imran, M. Usman, B. S. Park, and D. H. Lee, “Volumetric expanders for low grade heat and waste heat recovery applications,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 57, pp. 1090–1109, 2016.
- [8] E. Galloni, G. Fontana, and S. Staccone, “Design and experimental analysis of a mini ORC (organic Rankine cycle) power plant based on R245fa working fluid,” *Energy*, vol. 90, pp. 768–775, 2015.
- [9] I. Papes, J. Degroote, and J. Vierendeels, “New insights in twin screw expander performance for small scale ORC systems from 3D CFD analysis,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 91, pp. 535–546, 2015.
- [10] N. Zheng, L. Zhao, X. D. Wang, and Y. T. Tan, “Experimental verification of a rolling-piston expander that applied for low-temperature Organic Rankine Cycle,” *Appl. Energy*, vol. 112, pp. 1265–1274, 2013.
- [11] X. D. Wang, L. Zhao, J. L. Wang, W. Z. Zhang, X. Z. Zhao, and W. Wu, “Performance evaluation of a low-temperature solar Rankine cycle system utilizing R245fa,” *Sol. Energy*, vol. 84, no. 3, pp. 353–364, 2010.
- [12] G. Qiu, Y. Shao, J. Li, H. Liu, and S. B. Riffat, “Experimental investigation of a biomass-fired ORC-based micro-CHP for domestic applications,” *Fuel*, vol. 96, pp. 374–382, 2012.

- [13] G. Pei, J. Li, Y. Li, D. Wang, and J. Ji, "Construction and dynamic test of a small-scale organic rankine cycle," *Energy*, vol. 36, no. 5, pp. 3215–3223, 2011.
- [14] J. Li, G. Pei, Y. Li, D. Wang, and J. Ji, "Energetic and exergetic investigation of an organic Rankine cycle at different heat source temperatures," *Energy*, vol. 38, no. 1, pp. 85–95, 2012.
- [15] S. Quoilin, V. Lemort, and J. Lebrun, "Experimental study and modeling of an Organic Rankine Cycle using scroll expander," *Appl. Energy*, vol. 87, no. 4, pp. 1260–1268, 2010.
- [16] R. Bracco, S. Clemente, D. Micheli, and M. Reini, "Experimental tests and modelization of a domestic-scale organic rankine cycle," *Proc. 25th Int. Conf. Effic. Cost, Optim. Simul. Energy Convers. Syst. Process. ECOS 2012*, vol. 1, pp. 166–177, 2012.
- [17] A. Borsukiewicz-Gozdur, "Experimental investigation of R227ea applied as working fluid in the ORC power plant with hermetic turbogenerator," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 56, no. 1–2, pp. 126–133, 2013.
- [18] S. Eyerer, C. Wieland, A. Vandersickel, and H. Spliethoff, "Experimental study of an ORC (Organic Rankine Cycle) and analysis of R1233zd-E as a drop-in replacement for R245fa for low temperature heat utilization," *Energy*, vol. 103, pp. 660–671, 2016.
- [19] R. Zanelli and D. Favrat, "Experimental investigation of a hermetic scroll expander-generator," *12th Int. Compress. Eng. Conf. Purdue*, pp. 459–464, 1994.
- [20] M. Kane, D. Larrain, D. Favrat, and Y. Allani, "Small hybrid solar power system," *Energy*, vol. 28, no. 14, pp. 1427–1443, 2003.
- [21] T. Yamamoto, T. Furuhashi, N. Arai, and K. Mori, "Design and testing of the organic rankine cycle," *Energy*, vol. 26, no. 3, pp. 239–251, 2001.
- [22] V. Lemort, S. Quoilin, C. Cuevas, and J. Lebrun, "Testing and modeling a scroll expander integrated into an Organic Rankine Cycle," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 29, no. 14–15, pp. 3094–3102, 2009.
- [23] D. Manolacos, G. Kosmadakis, S. Kyritsis, and G. Papadakis, "Identification of behaviour and evaluation of performance of small scale, low-temperature Organic Rankine Cycle system coupled with a RO desalination unit," *Energy*, vol. 34, no. 6, pp. 767–774, 2009.