

ALMA MATER STUDIORUM - UNIVERSITÀ DI BOLOGNA

SCUOLA DI INGEGNERIA E ARCHITETTURA
DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA INDUSTRIALE
CORSO DI LAUREA MAGISTRALE IN INGEGNERIA ENERGETICA

TESI DI LAUREA

In

Impatto ambientale dei sistemi energetici M

**Espansori volumetrici nei cicli Rankine a vapore e a fluido organico
in sistemi di piccola taglia**

CANDIDATO
Andrea Pradella

RELATORE
Chiar.mo Prof. Andrea De Pascale

CORRELATORI
Ing. Valentina Orlandini
Ing. Saverio Ottaviano

Anno Accademico 2015/16
Sessione III

Ringraziamenti

Dedico questa tesi a Elena. Grazie di essere sempre al mio fianco, di avermi sopportato in questo lungo cammino e di avermi supportato anche quando la decisione di mollare sembrava ormai presa. Questo per noi non è un semplice traguardo, ma un ulteriore passo avanti, un altro mattoncino, verso quello che è il futuro che vogliamo raggiungere e costruire, insieme.

Ringrazio la mia Famiglia, i miei Genitori e mio Fratello, per aver continuato a credere in me anche quando, silenziosamente, stavo per abbandonare tutto.

Ringrazio il Prof. Andrea De Pascale per avermi dato l'opportunità di svolgere questa tesi e per la disponibilità mostrata, nonostante i miei impegni lavorativi.

Ringrazio i miei Correlatori, Valentina e Saverio per il prezioso aiuto e l'indirizzamento durante la scrittura della tesi. Grazie in particolare a Valentina che ho avuto il piacere di conoscere prima come amica e compagna di studi, ed ora in questa nuova veste. In bocca al lupo per il tuo percorso!

Vorrei ringraziare i miei Colleghi (vecchi e nuovi), per avermi sostenuto, ascoltato e incitato prima e dopo ogni esame, che fosse andato bene o male. E per aver esultato con me ad ogni traguardo raggiunto.

Infine, ringrazio le Aziende in cui ho lavorato durante questo percorso, Italpizza prima e Grandi Salumifici Italiani ora, che hanno creduto e scommesso su di me in questi anni.

Indice

1	INTRODUZIONE.....	7
2	TERMODINAMICA DEI CICLI RANKINE.....	9
2.1	CICLO RANKINE IDEALE.....	9
2.2	PERFORMANCE TERMODINAMICHE DI UN CICLO RANKINE REALE.....	11
2.3	CICLO RANKINE A VAPORE SATURO O SURRISCALDATO.....	15
2.4	CICLO RANKINE CON RECUPERATORE.....	17
2.5	CICLO RANKINE SUPERCRITICO	18
2.6	CARATTERISTICHE DEI FLUIDI.....	20
2.7	CICLO RANKINE A VAPORE E A FLUIDO ORGANICO: DIFFERENZE.....	28
3	SORGENTI DI CALORE	31
3.1	BIOMASSA.....	33
3.2	GEOTERMIA	33
3.3	SOLARE.....	34
3.4	RECUPERO DEL CALORE DI PROCESSO	34
4	ESPANSORI.....	35
4.1	TURBOESPANSORI	36
4.2	SCROLL.....	39
4.3	SCREW (A VITE)	40
4.4	VANE (PALETTE).....	42
4.5	ROLLING.....	43
4.6	SELEZIONE DEL FLUIDO.....	44
5	ESPANSORI A PISTONI	47
5.1	PRINCIPIO DI FUNZIONAMENTO	47
5.2	PRESTAZIONI DEGLI ESPANSORI VOLUMETRICI.....	52
5.3	MODELLO NUMERICO DI UN ESPANSORE	59

6	SELEZIONE DELL'ESPANSORE	63
6.1	PROCEDIMENTO	65
6.1.1	<i>Casi ipotizzati</i>	67
6.2	OSSERVAZIONI.....	74
7	PROTOTIPI E APPLICAZIONI SPERIMENTALI	77
7.1	ANALISI DELLE PERFORMANCE	80
8	APPROFONDIMENTI	89
8.1	OSSERVAZIONI.....	103
9	MACCHINE COMMERCIALI	105
10	CONCLUSIONI.....	109
11	BIBLIOGRAFIA	111

1 Introduzione

Negli ultimi due secoli sono stati raggiunti traguardi sempre più importanti in campo energetico, aumentando esponenzialmente il livello tecnologico. E ora che siamo nel pieno dell'era digitale e alla soglia della quarta rivoluzione industriale, l'energia è divenuta il fulcro di ogni attività, anche se spesso questo aspetto passa inosservato.

Attualmente, a causa della precarietà del sistema geopolitico, del costo dei combustibili e del loro approvvigionamento, e delle ripercussioni sull'ambiente, il mondo industriale e i governi stanno perseguendo la strada delle energie alternative e rinnovabili. Sempre di più, inoltre, si fa strada il concetto di efficienza energetica.

Efficienza energetica non significa solo sostituire un apparecchio a basso rendimento con uno più performante ma anche ottimizzare i processi e recuperare l'energia derivante dalla natura o da altri processi antropomorfi.

In questo frangente possono essere di aiuto i sistemi a ciclo Rankine che utilizzano un fluido organico al posto dell'acqua. Vengono chiamati ORC (Organic Rankine Cycle) e la loro particolarità è l'utilizzo di fluidi con maggior peso molecolare rispetto all'acqua come gli idrofluorocarburi, gli idrocarburi o i fluidi frigorigeni.

I fluidi organici hanno, inoltre, una bassa temperatura di cambiamento di fase che da un lato riduce la quantità di energia estraibile, dall'altro consente di utilizzare il calore in un ampio range di temperature. Infatti, rispetto ai cicli a vapore, è possibile impiegare sorgenti al di sotto dei 100°C.

Questa loro versatilità gli permette di sfruttare l'energia ricavata da fonti rinnovabili come il solare e il geotermico oppure di valorizzare il calore derivante da tutti quei processi industriali in cui si attuano lavorazioni ad alta temperatura, come quelle che avvengono ad esempio nei cementifici, nelle fonderie o in alcune industrie alimentari. Un'applicazione interessante, è anche il recupero del calore dei gas di scarico da motori a combustione interna utilizzati per il trasporto.

Il componente più importante in un sistema a ciclo Rankine e, in particolare, per un sistema ORC, è l'espansore. Difatti, è il dispositivo che consente di trasformare l'energia termica, posseduta dal fluido di lavoro, in energia meccanica.

Lo scopo di questa tesi è stato di comprendere il comportamento di un particolare tipo di espansori, quelli alternativi a pistone. A tal fine, è stata svolta una ricerca delle macchine sperimentali e prototipali discusse in letteratura scientifica. Di queste, sono state estrapolate e analizzate le performance termodinamiche con lo scopo di creare un database che mostri lo stato dell'arte di questa tecnologia, abbinata ai cicli ORC di piccola taglia. È stata inoltre compiuta un'analisi del mercato per raccogliere le informazioni e le caratteristiche di macchine commerciali.

Nella prima parte dell'elaborato, Capitoli 2 e 3, vengono mostrate le diverse configurazioni dei sistemi a ciclo Rankine e analizzate le differenze tra l'impiego di acqua e fluidi organici.

Nella seconda parte, Capitolo 4 e 5, vengono analizzate le tipologie di espansori, approfondendo quelli alternativi a pistoni. E nel Capitolo 6 viene approfondito il procedimento di selezione di una macchina di espansione.

Nell'ultima parte, dal Capitolo 7 al Capitolo 9, vengono mostrati i risultati scaturiti dall'analisi di apparati sperimentali e i dati delle macchine disponibili in commercio. Tutte le macchine discusse sono del tipo alternativo a pistoni.

2 Termodinamica dei cicli Rankine

Nei prossimi paragrafi verranno approfonditi i concetti termodinamici alla base dei cicli Rankine. Inizialmente, a partire dal ciclo ideale, verranno analizzate le performance di un sistema reale. In seguito, verranno approfondite le diverse configurazioni di impianto: a vapore saturo, a vapore surriscaldato e a ciclo supercritico.

Quest'ultimo sistema, rispetto agli altri, è meno applicato ma le sue caratteristiche sono state molto approfondite. Infine, verranno approfonditi i diversi tipi di fluidi utilizzati.

2.1 Ciclo Rankine ideale

Il ciclo Rankine ideale è mostrato in Figura 2.1, indicato dalla linea chiusa 1-2-2'-3-4_{is} ed è composto da due trasformazioni isoentropiche e due isobare. Il layout di impianto per un ciclo ideale è invece illustrato in Figura 2.2 e comprende:

- Uno scambiatore-evaporatore in cui una sorgente termica fornisce calore al fluido che, attraverso una trasformazione isocora ($p_2=\text{costante}$), viene portato allo stato 3 di vapore saturo. La sorgente può essere generata attraverso una reazione di combustione all'interno di una caldaia o può essere un fluido termovettore, riscaldato sfruttando il calore derivante da fonti naturali o da processi industriali.
- Un espansore dove il fluido compie una trasformazione adiabatica da 3 a 4_{is}, espandendosi e cedendo all'esterno lavoro meccanico.
- Un condensatore dove viene asportato la potenza termica \dot{Q}_{cond} , a pressione costante.
- Una pompa dove il fluido viene riportato alla pressione p_1 attraverso una trasformazione adiabatica.

Altre configurazioni sono comunemente utilizzate per ottenere prestazioni più elevate e saranno analizzate nei prossimi capitoli.

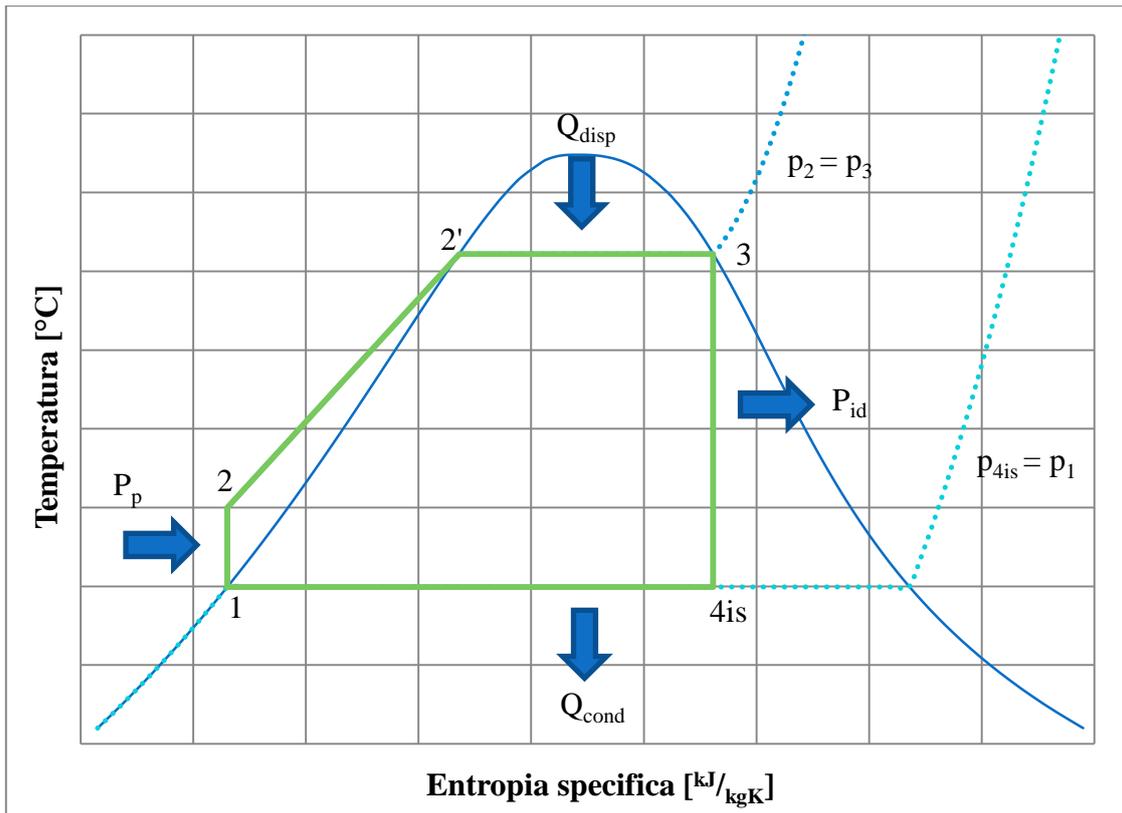


Figura 2.1 - Diagramma T-s di un ciclo Rankine

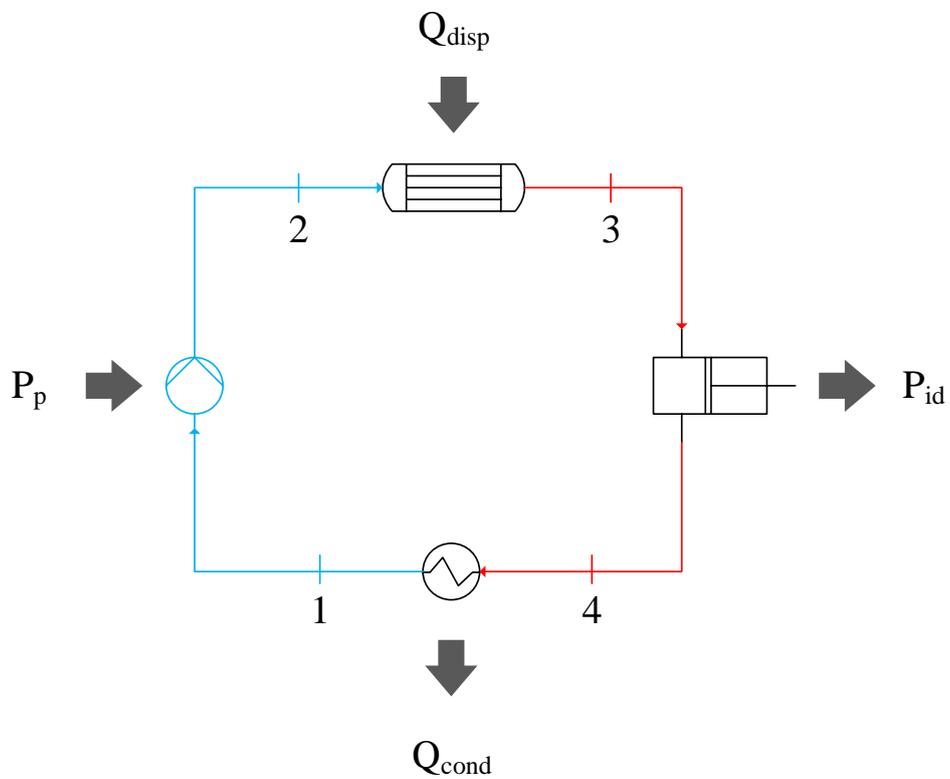


Figura 2.2 - Layout di un ciclo Rankine ideale

2.2 Performance termodinamiche di un ciclo Rankine reale

Le performance di un ciclo Rankine sono legate alle condizioni termodinamiche del fluido nei diversi punti del ciclo e dalle trasformazioni che avvengono nei singoli componenti.

In un sistema reale, schematizzato in Figura 2.3, si ha che, legate ai diversi componenti dell'impianto, si generano delle perdite (dispersione di calore, attriti o perdite di carico) che riducono ulteriormente la potenza ricavabile dal ciclo e, per ottenere il rendimento globale del sistema, andranno quantificate.

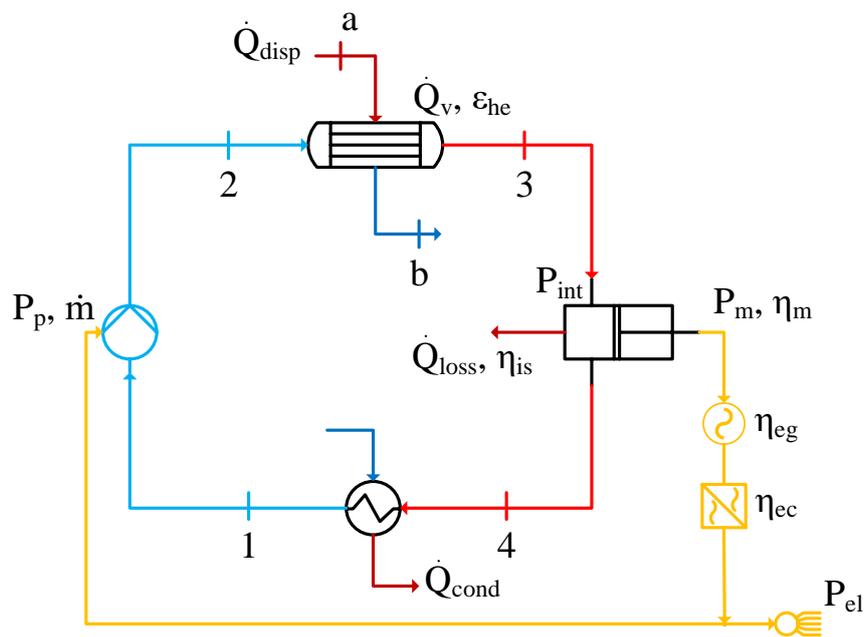


Figura 2.3 - Layout di un impianto a ciclo Rankine reale

Uno degli elementi principali è lo scambiatore, che consente il passaggio di energia termica dalla sorgente di calore al fluido di lavoro presente nel circuito. In un processo reale, non tutta l'energia posseduta dalla sorgente viene infatti trasferita al ciclo.

Nell'Equazione 2.1 è definita l'efficienza dello scambiatore come il rapporto tra la potenza termica ceduta al fluido, \dot{Q}_v , e quella massima posseduta dalla sorgente, \dot{Q}_{disp} , stesso:

$$\varepsilon_{he} = \frac{\dot{Q}_v}{\dot{Q}_{disp}} \quad (2.1)$$

La potenza disponibile \dot{Q}_{disp} dipende dalla modalità con cui è generato il calore:

- In una caldaia, per combustione di materiale combustibile. Nota la portata, \dot{m}_f , e il potere calorifero inferiore del combustibile utilizzato, PCI_f , si ha:

$$\dot{Q}_{disp} = \dot{m}_f \cdot PCI_f \quad (2.2)$$

- In uno scambiatore, per sottrazione di calore da una sorgente calda come, ad esempio, un fluido termovettore. Definiti \dot{m}_{EG} e c_{pEG} , rispettivamente la portata e il calore specifico a pressione costante del fluido termovettore, T_a e T_b le temperature del fluido all'ingresso e all'uscita dallo scambiatore, si ha:

$$\dot{Q}_{disp} = \dot{m}_{EG} \cdot c_{pEG} \cdot (T_a - T_b) \quad (2.3)$$

Per quanto riguarda invece la potenza acquisita dal fluido, questa è data dalla portata di fluido, \dot{m} , moltiplicata per la differenza di entalpia tra gli stati 2 e 3:

$$\dot{Q}_v = \dot{m}(h_3 - h_2) \quad (2.4)$$

L'efficienza ε_{he} tiene conto degli incombusti, delle perdite di calore sensibile con i fumi e delle perdite attraverso le pareti esterne dello scambiatore. Maggiore è il suo valore e più elevata sarà la quantità di calore trasmessa al fluido di lavoro.

Il rendimento termodinamico del ciclo, definito dall'Equazione 2.5, è il rapporto tra potenza ideale e il calore acquisito dal fluido nello scambiatore o in caldaia:

$$\eta_{th} = \frac{P_{id}}{\dot{Q}_v} \quad (2.5)$$

Nell'Equazione 2.6 è definita la potenza ideale, P_{id} , come la portata in massa di fluido di lavoro, \dot{m} , moltiplicata per la differenza di entalpia tra gli stati 3 e 4is, a cui va sottratto il lavoro necessario ad aumentare la pressione del fluido tra i punti 1 e 2:

$$P_{id} = \dot{m}[(h_3 - h_{4is}) - (h_2 - h_1)] \cong \dot{m}(h_3 - h_{4is}) \quad (2.6)$$

Le h rappresentano le entalpie specifiche degli stati termodinamici individuati in Figura 2.1, e possono essere espresse in kJ/kg. La portata \dot{m} , invece, è espressa in kg/s. Nei cicli che utilizzano acqua come fluido di lavoro si può considerare trascurabile il lavoro di pompaggio rispetto a quello prodotto dall'espansore.

Da queste definizioni si ricava che il rendimento termodinamico è dato da:

$$\eta_{th} = \frac{P_{id}}{\dot{Q}_v} = \frac{\dot{m}[(h_3 - h_{4is}) - (h_2 - h_1)]}{\dot{m}(h_3 - h_2)} \cong \frac{(h_3 - h_{4is})}{(h_3 - h_2)} \quad (2.7)$$

In un ciclo ideale si ha una espansione adiabatica dallo stato 3 allo stato 4is, mentre in una macchina reale, la trasformazione termina nel punto 4. Questo punto si trova alla stessa pressione ma ad una entropia maggiore, questo a causa della dispersione di calore che avviene in una macchina reale, non adiabatica.

La potenza ricavabile da una trasformazione reale, mostrata nell'Equazione 2.8, è il prodotto della portata di fluido per il lavoro reale:

$$P_{int} = \dot{m} \cdot L_r = \dot{m}(h_3 - h_4) \quad (2.8)$$

Il rapporto tra questa potenza e quella teoricamente ottenibile è detto rendimento isoentropico:

$$\eta_{is} = \frac{P_{int}}{P_{id}} = \frac{\dot{m}(h_3 - h_4)}{\dot{m}(h_3 - h_{4is})} = \frac{(h_3 - h_4)}{(h_3 - h_{4is})} \quad (2.9)$$

Associato alla macchina di espansione, viene definito anche il rendimento meccanico, che è dato dal rapporto tra la potenza ricavabile all'albero (al netto delle perdite legate agli attriti, P_f , e agli altri organi ad esso collegati, P_{aux} , come ad esempio le valvole) e la potenza interna generata:

$$\eta_m = \frac{P_m}{P_{int}} = \frac{P_{int} - (P_f + P_{aux})}{P_{int}} \quad (2.10)$$

Questa componente è strettamente legata alla macchina, ai materiali di costruzione, alla precisione nella realizzazione dei vari componenti e all'assemblaggio.

Nella maggior parte dei casi, un sistema a ciclo Rankine è utilizzato per la produzione di energia elettrica ed è quindi necessario un sistema per la conversione dell'energia meccanica in elettrica. Questo apparato è, generalmente, formato da due componenti:

- un generatore elettrico, caratterizzato da un rendimento di generazione η_{eg}
- un sistema di conversione, caratterizzato da un rendimento di conversione η_{ec}

I valori di questi parametri, generalmente, sono indicati dai costruttori dei componenti ed eventualmente possono essere verificati e rilevati con misure sperimentali.

Infine, per definire la potenza elettrica fornibile dall'insieme degli elementi che compongono il sistema, devono essere considerate anche le potenze elettriche assorbite dagli ausiliari (come ad esempio il circuito di pompaggio). Si ottiene quindi la seguente relazione:

$$P_{el} = \eta_{eg} \cdot \eta_{ec} \cdot P_m - P_p \quad (2.11)$$

Ricapitolando, si può scrivere:

$$P_{el} = \eta_{eg} \cdot \eta_{ec} \cdot \eta_m \cdot \eta_{is} \cdot \eta_{th} \cdot \varepsilon_{he} \cdot \dot{Q}_{disp} - P_p \quad (2.12)$$

Per semplicità, nell'Equazione 2.13 viene definito il rendimento elettrico generale del sistema, dato dal rapporto tra la potenza elettrica netta prodotta dalla macchina e la potenza termica data dalla sorgente:

$$\eta_{el} = \frac{P_{el}}{\dot{Q}_{disp}} \quad (2.13)$$

2.3 Ciclo Rankine a vapore saturo o surriscaldato

Nelle Figure 2.4 e 2.5 sono mostrati cicli termodinamici rappresentanti due diverse configurazioni (utilizzando acqua come fluido di lavoro): in Figura 2.4 è rappresentato il caso in cui il generatore di vapore presente nel ciclo porta il fluido alla condizione di vapore saturo secco; nella seconda il ciclo viene detto a vapore surriscaldato e si differenzia dal precedente per la presenza, nel generatore di vapore, di una terza zona, detta surriscaldatore.

Questo componente è uno scambiatore in cui entra il vapore in uscita dall'evaporatore che si riscalda ulteriormente, fino alla temperatura $T_{3'}$. Rispetto al ciclo a vapore saturo, il fluido che entra nell'espansore è un vapore alla stessa pressione ma ad una temperatura superiore ($T_{3'} > T_3$), si trova quindi allo stato surriscaldato ed ha tutte le caratteristiche di un gas perfetto.

L'introduzione del surriscaldamento ha diversi effetti benefici e consente di aumentare il lavoro ottenibile dalla trasformazione di espansione. Di conseguenza, viene incrementato il rendimento del ciclo.

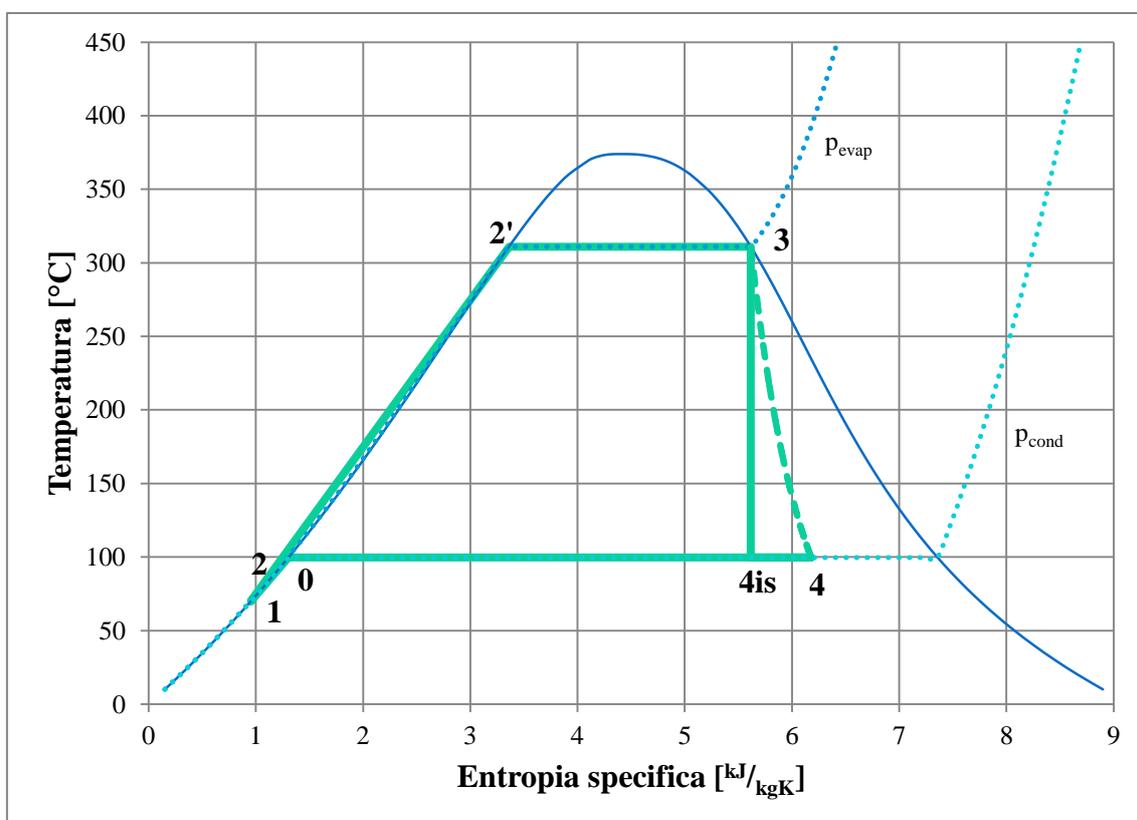


Figura 2.4 - Diagramma T-s di un ciclo Rankine a vapore saturo

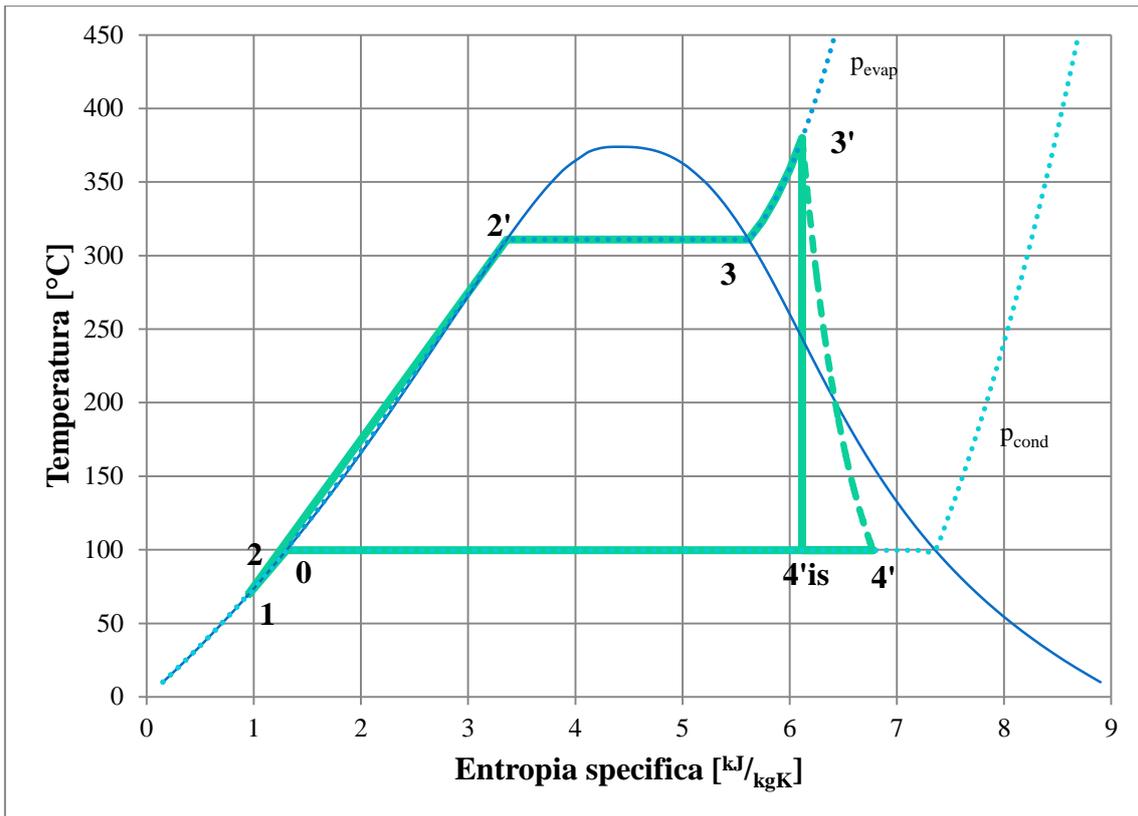


Figura 2.5 - Diagramma T-s di un ciclo Rankine a vapore surriscaldato

2.4 Ciclo Rankine con recuperatore

In questa configurazione, mostrata in Figura 2.6, il fluido in ingresso allo scambiatore principale viene pre-riscaldato transitando in uno scambiatore secondario dove acquisisce calore dal fluido in uscita dall'espansore. Il ciclo così composto permette di aumentare il rendimento termodinamico rispetto a quello a vapore surriscaldato.

Nel caso di spillamenti di fluido direttamente dall'espansore, come generalmente accade nei cicli a vapore, il calore utilizzato per produrre lavoro diminuisce e va quindi eseguita un'accurata analisi per far sì che la scelta sia economicamente e termodinamicamente vantaggiosa.

Nei cicli in cui, dopo il processo di espansione il fluido è ancora nella condizione di vapore surriscaldato, l'impiego di un recuperatore porta notevoli benefici in termini di rendimento. Una conseguenza, inoltre, è che il calore posseduto dal fluido in uscita dall'espansore, punto 4 in figura, che viene ceduto al fluido freddo in uscita dalla pompa andrà a diminuire quello che dovrà smaltire il condensatore, tratto 4'-1 in figura.

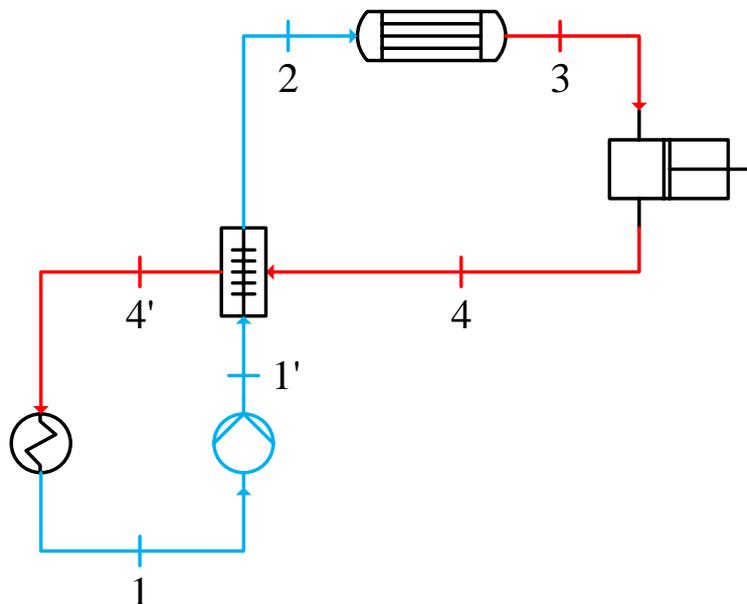


Figura 2.6 - Schema d'impianto con recuperatore di calore dopo l'espansore

2.5 Ciclo Rankine supercritico

Un fluido, allo stato liquido, se portato oltre determinati valori di pressione e di temperatura, detti critici, passa allo stato vapore senza transitare in una condizione bifase (vapore + liquido). In questo stato il fluido è detto nello stato supercritico.

La particolarità del ciclo che utilizza un fluido in questa condizione è l'aumento dell'efficienza dello scambio termico, specialmente nello scambio con la sorgente di calore. Avendo un fluido che non attraversa un intervallo in cui si presenta bifase durante lo scambio termico, difatti, si ha meno irreversibilità [1].

I fluidi aventi basse temperature e pressioni critiche possono essere compressi e riscaldati fino allo stato supercritico con più facilità rispetto, ad esempio, all'acqua (avente pressione e temperatura critiche rispettivamente di 220,6 bar e 373,95°C).

Uno dei fluidi comunemente utilizzati per questo tipo di cicli è l'anidride carbonica, come nel ciclo in Figura 2.6, in quanto presenta un punto critico non troppo elevato (pressione e temperatura critiche pari a 73,8 bar e 30,95°C), inoltre è stabile, economica e con un leggero impatto ambientale.

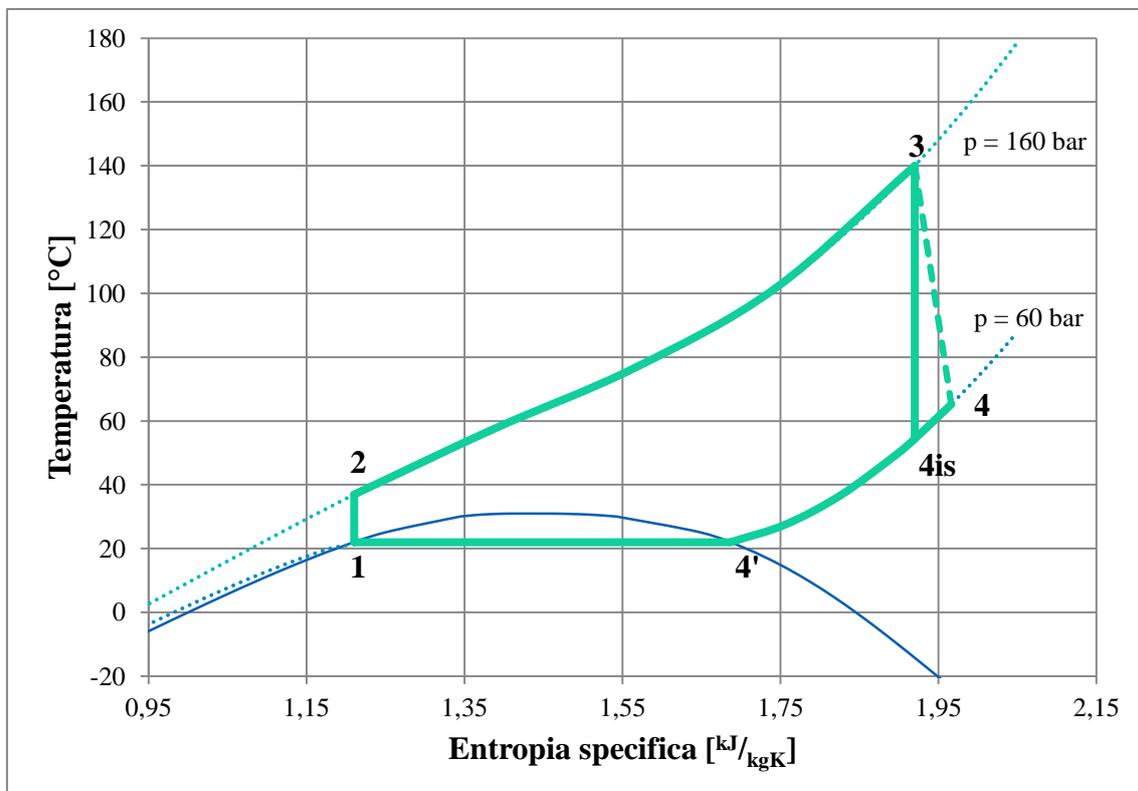


Figura 2.7 - Diagramma T-s di un ciclo Rankine supercritico a CO₂

Uno dei problemi nell'impiego della CO₂ si presenta durante il processo di condensazione in cui è necessario portare la temperatura del fluido intorno ai 20°C, per scendere al di sotto di quella critica. Questo processo non è semplice date le condizioni ambientali, specialmente nei mesi più caldi, sarà quindi necessario progettare un adeguato sistema di raffreddamento.

Nonostante i vantaggi di lavorare con un fluido supercritico durante lo scambio di calore, questi impianti necessitano di operare con alte pressioni di esercizio quindi i componenti devono essere dimensionati adeguatamente per poterle sopportare. Di conseguenza, i costi del sistema aumentano e questo è uno dei motivi per cui sono poco utilizzati.

2.6 Caratteristiche dei fluidi

La varietà dei fluidi utilizzabili in un sistema termodinamico, e in particolare in un ciclo Rankine, è molto ampia, ma non tutti risultano efficienti nello stesso modo. Non esiste inoltre un fluido ottimale per ogni applicazione ma, in base ai dati di progetto a disposizione o ai rilievi sperimentali, va definito per ogni caso specifico.

Prendendo in considerazione tutte le diverse proprietà fisiche, chimiche ed economiche dei vari fluidi, Quoilin et al. [2] hanno stilato delle linee guida per la selezione in un'applicazione a ciclo Rankine. Gli indicatori e le caratteristiche principali per una scelta ottimale sono i seguenti.

Curva di saturazione del vapore

In base alla pendenza della curva di saturazione, lato vapore, si possono definire tre tipologie di fluidi:

- secchi (con pendenza positiva);
- umidi (con pendenza negativa);
- isoentropici (con pendenza tendente all'infinito).

Le differenze sono mostrate nei diagrammi T-s presenti nelle Figure 2.8 e 2.9.

I fluidi umidi, come ad esempio l'acqua, sono così definiti in quanto, a fine espansione si ha la formazione di goccioline che possono avere effetti negativi sui componenti delle macchine. Per contenere questo fenomeno il vapore viene surriscaldato prima dell'ingresso in turbina, così da avere un titolo maggiore all'uscita dell'espansore. In caso di fluidi molto secchi invece, è utile prevedere un recuperatore alla fine del processo di espansione per recuperare il calore ancora ottenibile dal fluido, in quanto ancora in condizioni di vapore surriscaldato, e aumentare così l'efficienza del ciclo, come detto nella sezione precedente.

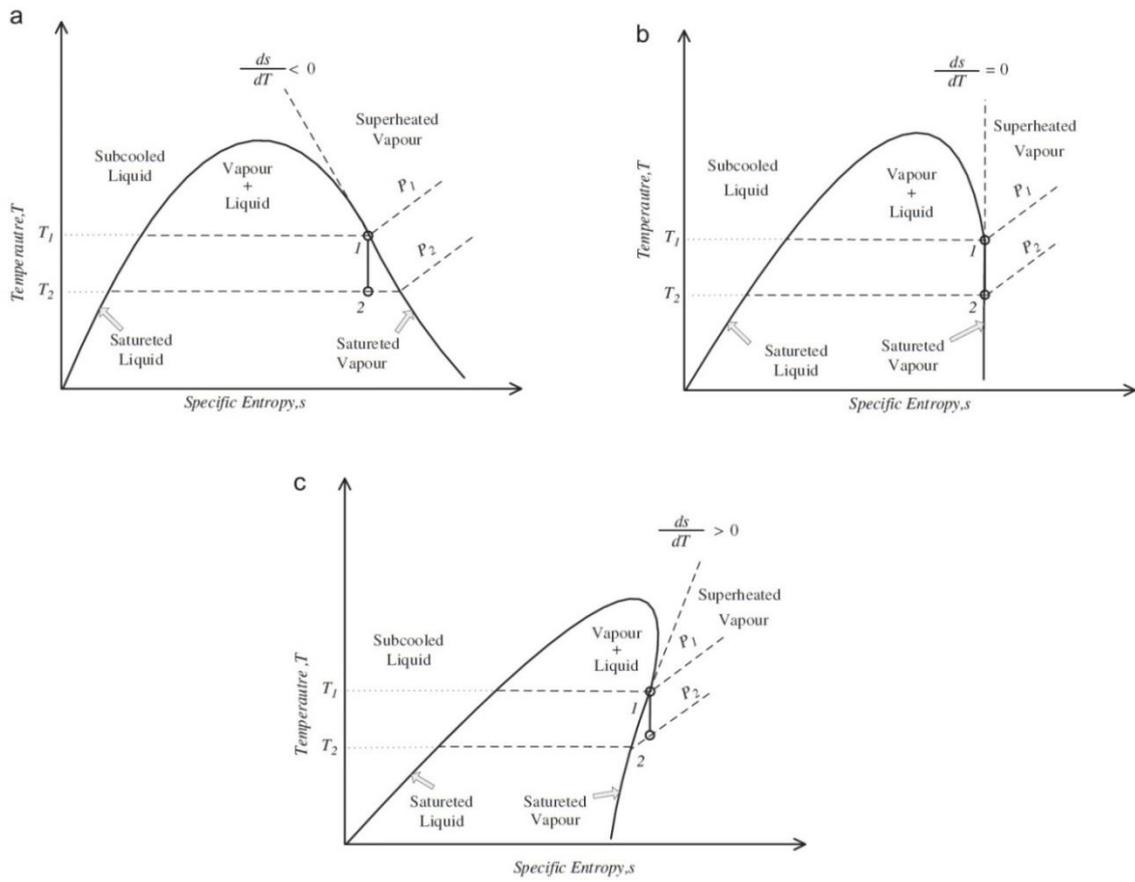


Figura 2.8 – Diagrammi T-s di fluidi umidi (a), isoentropici (b) e secchi (c) [3]

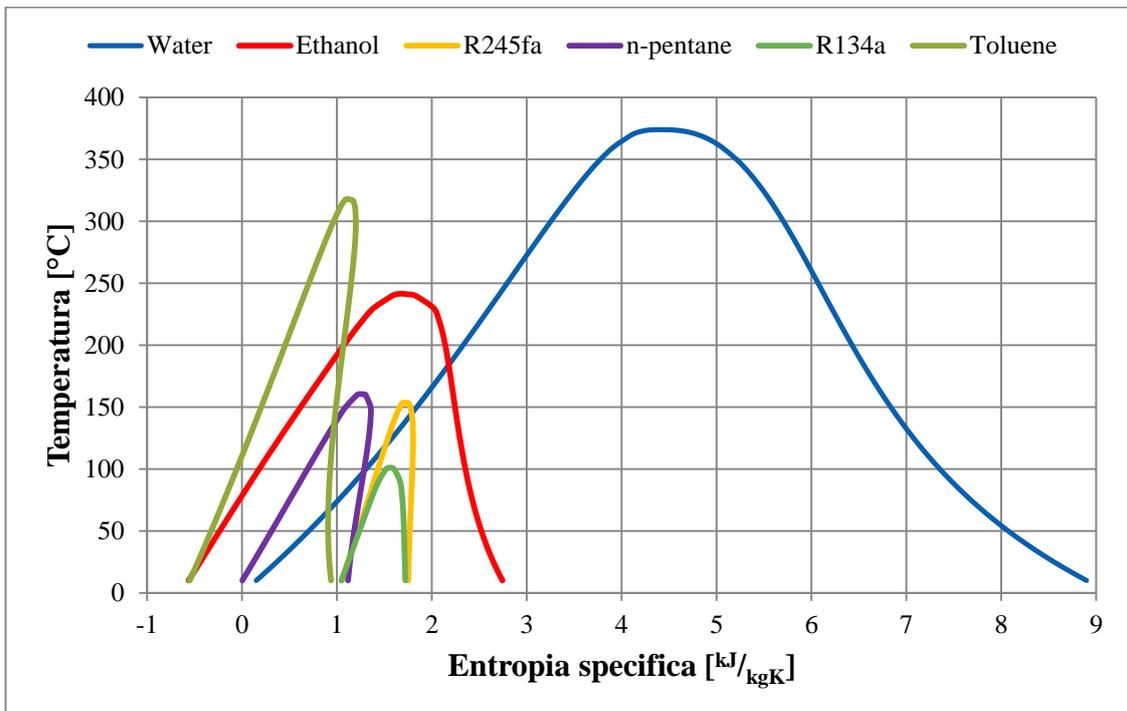


Figura 2.9 - Curve di saturazione di alcuni fluidi e dell'acqua in un diagramma T-s

Densità

Un'alta densità del fluido (sia in fase liquida che gassosa) è molto utile per avere buone prestazioni. In particolare, un fluido con alta densità in fase liquida necessita di meno lavoro, e quindi minore energia, per essere portato alla pressione massima del ciclo. In fase vapore invece, una densità bassa comporta portate elevate e, di conseguenza, dimensioni degli scambiatori maggiori per contenere le cadute di pressione. Questo comporta un aumento sul costo totale del sistema.

Viscosità

Un valore basso di questo parametro è necessario per ottenere alti coefficienti di scambio termico negli scambiatori di calore e avere ridotte perdite dovute agli attriti. In questo modo, aumentano le prestazioni generali del ciclo termodinamico.

Conduttività

Un'alta conduttività porta ad avere elevati coefficienti di scambio termico e di conseguenza un miglior recupero di calore dalla sorgente esterna.

Pressioni di lavoro

Un'elevata pressione di evaporazione, come nel caso di utilizzo di acqua come fluido di lavoro, richiede una realizzazione adeguata dei componenti dell'impianto e, di conseguenza, dei costi elevati.

La pressione di condensazione invece, dovrebbe essere superiore a quella atmosferica, così da evitare infiltrazioni di aria nel circuito. Queste sono causa di sollecitazioni in alcune fasi del circuito e nel caso di basse pressioni di condensazione è necessario prevedere dei sistemi di estrazione dei gas così detti "incondensabili".

Punto critico

In un impianto ORC è fondamentale la fase di condensazione, che avviene generalmente nell'intervallo 20-80°C. Nella configurazione del sistema occorre tenere conto della temperatura critica del fluido che si andrà ad utilizzare: difatti fluidi, come l'anidride carbonica, che presentano basse temperature critiche possono risultare difficili da condensare se non si hanno a disposizione determinate temperature per il circuito di condensazione [1].

Nonostante l'efficienza termica sia debolmente influenzata dalla temperatura critica, i fluidi che presentano un valore della stessa più elevato risultano più performanti. In questi casi però è necessario utilizzare una pressione di condensazione molto bassa che va ad influire sui vari componenti dell'impianto [3].

In Tabella 2.1 sono mostrate pressione e temperatura critiche di alcuni fluidi:

Fluido	Pressione critica	Temperatura critica
	bar	°C
Acqua	220,6	373,9
NH₃	113,3	132,3
CO₂	73,8	31,0
Etanolo	62,7	241,6
R11	43,9	197,9
R113	33,9	214,1
R114	32,6	145,7
R12	41,4	112,0
R13	38,8	28,7
R134a	40,6	101,1
R22	49,9	96,1
R23	48,3	26,1
R245fa	36,5	153,9
R32	57,8	78,1
R41	59,0	44,1
n-pentano	32,0	160,6
Toluene	41,3	318,6

Tabella 2.1 - Pressione e temperatura critica di alcuni fluidi

Temperatura di fusione/solidificazione

È necessario considerare il valore della temperatura ambiente minore nel corso dell'anno e scegliere un fluido che abbia una temperatura di solidificazione molto più bassa per evitare che questo congeli.

Calore latente di vaporizzazione

Dal punto di vista del lavoro ottenuto, Chen et al. [1] hanno trovato che i fluidi con alti calori latenti di vaporizzazione producono maggiore potenza specifica, a parità di temperatura di evaporazione e di altri parametri.

Se il calore disponibile però è a bassa temperatura, vengono preferiti fluidi organici con bassi calori latenti di vaporizzazione. Ne deriva che il processo di trasferimento del calore nell'evaporatore avviene per la maggior parte a temperatura variabile, seguendo il profilo di temperatura della sorgente calda. Questo significa che la differenza di temperature tra i due fluidi si riduce, come illustrato in Figura 2.9 [3].

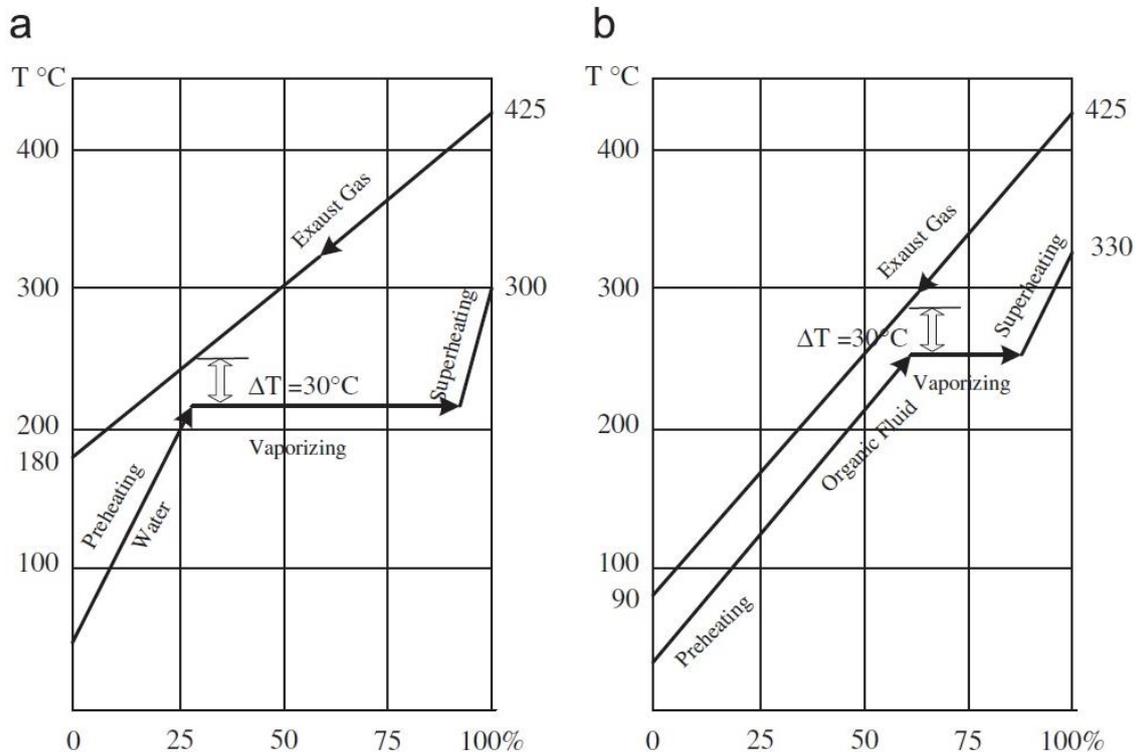


Figura 2.8 - Variazione delle temperature all'interno di uno scambiatore con un fluido ad alto calore latente di vaporizzazione (a) e con un fluido a basso calore latente di vaporizzazione (b) [3]

Sicurezza e aspetti ambientali

Per definire la pericolosità di una sostanza frigorigena si può fare riferimento alla classificazione ASHRAE. In base a questa norma, ogni sostanza è caratterizzata da un certo livello di pericolosità che considera diverse proprietà come la tossicità, l'infiammabilità e l'esplosività.

Un fluido di lavoro dovrebbe essere idealmente atossico, non esplosivo, non infiammabile e non corrosivo. Nei fluidi organici tutte queste condizioni non sempre vengono soddisfatte ma, dal punto di vista pratico, alcune sostanze vengono comunque utilizzate. Questo perché, sotto determinate condizioni di sicurezza, consentono buone prestazioni.

Una di queste condizioni è un alto livello di ermeticità per evitare il contatto del fluido con l'ambiente, oltre che salvaguardare la sicurezza delle persone.

Per quanto riguarda l'aspetto ambientale vengono considerati tre indici importanti:

- Ozone Depletion Potential (ODP), Potenziale di Eliminazione dell'Ozono, è il rapporto tra l'impatto che ha una certa sostanza sull'ozono e quello che ha la sostanza di riferimento R11 (che presenta quindi un valore di ODP=1) [4].
- Global Warming Potential (GWP), è il rapporto tra il riscaldamento causato da una sostanza e quello che genera una stessa massa di anidride carbonica (GWP=1) [4].
- Atmospheric Lifetime (ALT), la vita media di un gas serra si riferisce alla quantità di tempo necessario perché, dopo un incremento, la concentrazione d'inquinante in atmosfera torni ai suoi livelli naturali, grazie ad una conversione in altro composto o a causa di fuoriuscita dall'atmosfera [4].

Nel 1987 è stato redatto il protocollo di Montreal per regolare l'utilizzo dei fluidi frigorigeri ed eliminare gradualmente quelli ritenuti più nocivi. Dal 1991 al 2010 sono stati eliminati i fluidi CFC (Cloro-Fluoro-Carburi) a causa del loro elevato impatto sullo strato di ozono che fino a quel momento venivano molto utilizzati per via delle loro elevate prestazioni e del livello di sicurezza garantito. Fanno parte di questa categoria i gas: R11, R12, R113, R114 e R115.

Gli idroclorofluorocarburi (HCFC) sono invece caratterizzati da un indice ODP minore rispetto ai CFC, grazie all'inclusione di uno o più atomi di idrogeno che la distruzione

del fluido negli strati più bassi dell'atmosfera. Anche questi gas verranno messi al bando completamente tra il 2030 e il 2040 poiché non hanno ODP nullo.

Il mercato in questo momento, ci sono due strade percorribili: l'utilizzo di refrigeranti sintetici a bassissimo impatto ambientale (come gli idrofluorocarburi HFC, le idrofluoroolefine HFO o gli idrofluoroeteri HFE) o l'impiego dei refrigeranti naturali.

Gli HFC, detti anche F-gas, sono degli idrocarburi alogenati che contengono Cloro o Bromo e Fluoro. Tra questi però, risultano esenti da restrizione solo quelli privi di Cloro, ovvero i Fluorurati come l'HFC-134A o l'HFC207C. Questi gas hanno ODP nullo ma sono considerati gas serra in quanto hanno un significativo valore di GWP.

Gli HFO corrispondono ad una classe di molecole insature, contenenti almeno un doppio legame C-C. Queste molecole sono molto reattive nell'atmosfera e, di conseguenza, hanno una durata relativamente breve che gli fa ottenere un GWP molto basso.

I refrigeranti naturali attualmente più utilizzati sono l'ammoniaca, il propano e l'anidride carbonica. Per quanto riguarda l'ammoniaca (NH_3), la principale criticità nel suo utilizzo riguarda la sicurezza (è altamente tossica) che va a scontrarsi con le sue eccellenti caratteristiche termodinamiche, la sua alta reperibilità e il suo costo molto contenuto. Gli idrocarburi (HC) non provocano effetto serra (non direttamente) e hanno ODP quasi nullo e GWP molto basso. Hanno buone proprietà termodinamiche ma hanno il problema dell'infiammabilità molto alta. L'anidride carbonica invece consente di ottenere elevate efficienze sia in impianti a bassa temperatura (refrigerazione) che ad alta temperatura (pompe di calore) [5].

Stabilità e compatibilità con i materiali

A differenza dell'acqua, i fluidi organici diventano instabili ad alte temperature e possono deteriorarsi o decomporsi. Per evitare che questo accada è necessario che la temperatura massima del ciclo sia minore di quella di stabilità chimica del fluido utilizzato.

Oltre a questo, i fluidi devono essere compatibili e non aggressivi verso i materiali con cui sono realizzati internamente i diversi componenti e non devono generare reazioni a contatto con il lubrificante, che spesso viene miscelato direttamente al fluido di lavoro.

Disponibilità e costi

Da questo punto di vista nessun fluido frigorifero risulta migliore dell'acqua. In particolare, i fluidi utilizzabili in sistemi termici risultano molto costosi ma permettono di ottenere performance più elevate. Anche i fluidi naturali risultano più economici rispetto a quelli sintetici ma non sempre garantiscono un adeguato livello di efficienza.

2.7 Ciclo Rankine a vapore e a fluido organico: differenze

L'insieme delle considerazioni effettuate sulle proprietà dei fluidi porta ad una serie di differenze sostanziali nella realizzazione di un sistema a ciclo Rankine, a seconda che utilizzi vapore o un fluido organico.

In particolare:

- Dimensionamento dei componenti: la differenza di entropia tra liquido saturo e vapore saturo è molto bassa per i fluidi organici e, di conseguenza, anche l'entalpia di evaporazione sarà minore. Questa condizione impone ai sistemi ORC di avere portate maggiori per assorbire le stesse quantità di energia termica nell'evaporatore. Saranno maggiori dunque le perdite di carico (proporzionali al quadrato della velocità) e si avrà un incremento delle dimensioni delle tubazioni e di conseguenza dei vari componenti come, ad esempio, lo scambiatore di calore. Anche le dimensioni degli espansori aumentano proporzionalmente alle portate volumetriche. Si avrà un differente consumo di energia della pompa di circolazione. Il consumo difatti è proporzionale alla portata volumetrica di liquido e alla differenza di pressione tra ingresso e uscita. Si può quantificare rapportandolo all'energia prodotta dalla macchina di espansione e si trova che per un ciclo a vapore d'acqua il rapporto è all'incirca dello 0,4% mentre per un sistema ORC si aggira intorno al 2-3 % [2].
- Materiali: nei cicli a vapore si possono raggiungere temperature elevate all'uscita della caldaia, anche oltre 450°C, per evitare la formazione di gocce durante l'espansione. Questo causa stress termici elevati a tutti i componenti a contatto con il fluido a queste temperature. Utilizzando i fluidi organici ciò non accade in quanto, alla fine del processo di espansione, si trovano ancora nello stato di vapore surriscaldato. Il rischio di corrosione dei componenti degli espansori è notevolmente ridotto, non avendo fenomeni di condensazione, e ciò aumenta di conseguenza la durata degli stessi. Oltre all'elevata temperatura, in un ciclo a vapore, vengono utilizzate elevate pressioni e anche questo costringe ad una certa complessità dei componenti e di conseguenza ad un aumento del costo dell'impianto. Utilizzando fluidi organici la pressione massima non supera, in genere, i 30 bar. Spesso, in questi impianti, il fluido non evapora direttamente a contatto con la sorgente calda ma attraverso un circuito intermedio a olio diatermico. Questo comporta un aumento del numero di

apparati del sistema ma facilita il recupero di calore in quanto l'olio diatermico può lavorare a pressione ambiente e non serve personale per la gestione come per le caldaie a vapore [2].

- Evaporatori: i sistemi ORC possono utilizzare evaporatori ad un passaggio, evitando corpi cilindrici e ricircoli. Questo è dovuto alla piccola differenza di densità tra liquido e vapore dei fluidi organici ad alto peso molecolare. Nelle caldaie a vapore, le differenze marcate di densità possono generare coefficienti di scambio e perdite di carico molto diverse tra acqua allo stato liquido e vapore. Per questo si cerca di evitare la completa evaporazione in un'unica tubazione [7].
- Espansori: il rendimento delle turbine è proporzionale alla potenza generabile e al tipo di macchina. Gli espansori per ORC hanno design customizzati per ottimizzare le prestazioni con i fluidi organici e, nelle realizzazioni di piccola taglia, hanno efficienze più elevate delle turbine a vapore, a parità di potenza [7].
- Rendimento termodinamico: nei cicli a fluido organico che raggiungono alte temperature non viene superato il 24% a differenza del 30% dei cicli a vapore, che necessitano però di un sistema più complesso [2].

Concludendo, i cicli ORC sono molto adatti per sistemi di piccola taglia (potenze generate dell'ordine di qualche MW_e) in quanto i componenti sono semplici, hanno bassi costi di manutenzione e non necessitano di un conduttore patentato come per i generatori di vapore. Per potenze elevate invece si preferiscono i cicli a vapore, tranne nel caso in cui vi siano fonti di calore a bassa temperatura [7].

3 Sorgenti di calore

In questo capitolo verranno approfonditi alcuni tipi di sorgenti di calore a cui comunemente vengono applicati sistemi ORC.

La moltitudine di fluidi utilizzabili in questi sistemi consente di poter sfruttare, per la produzione di energia elettrica, anche il calore a bassa e media temperatura. Nei sistemi a vapore, difficilmente si riescono ad ottenere prestazioni accettabili al di sotto di temperature di evaporazione di 300°C, cosa molto diversa se si utilizza invece un fluido organico.

Le fonti di calore possono avere diversa origine. Come si può notare in Figura 3.1, che rappresenta la ripartizione in percentuale delle diverse sorgenti di calore a cui sono applicati gli impianti ORC installati attualmente, si utilizzano frequentemente: le fonti geotermiche, le biomasse e tutti quei processi che producono calore come residuo di lavorazione. Con potenze totali installate minori, viene utilizzata anche l'energia solare.

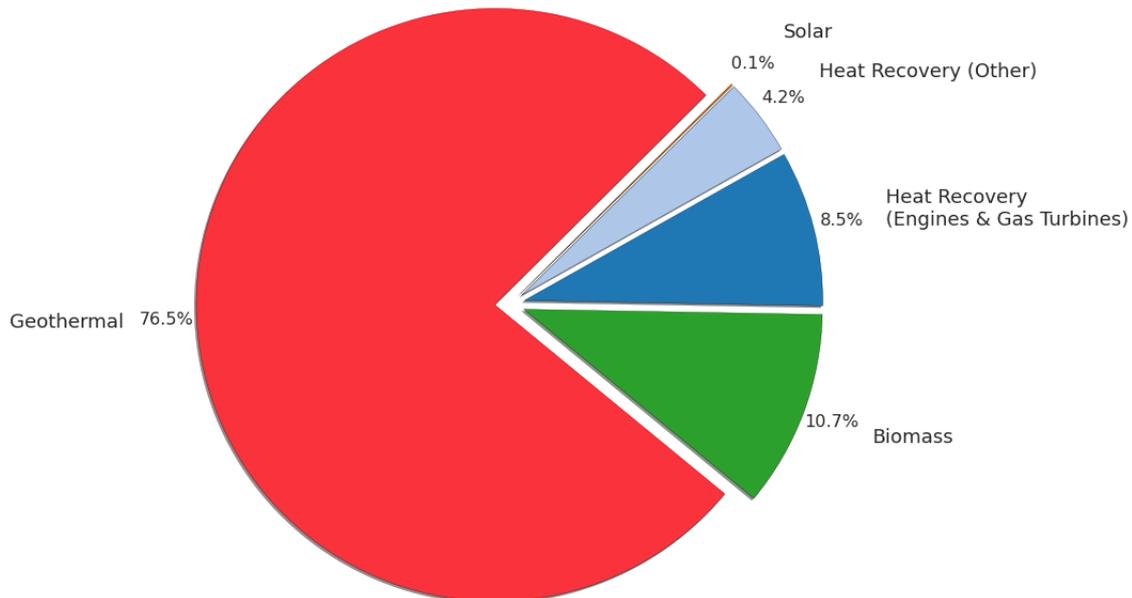


Figura 3.1 - Ripartizione per sorgenti di calore della capacità di ORC installata nel mondo [8]

In Figura 3.2, invece, è mostrata la potenza elettrica di sistemi ORC installata ogni anno, suddivisa in base al tipo di sorgente di calore. Si può notare come questi impianti venivano utilizzati inizialmente solo per lo sfruttamento dell'energia geotermica e, solo dall'ultimo decennio, vengono applicati anche ad altre sorgenti.

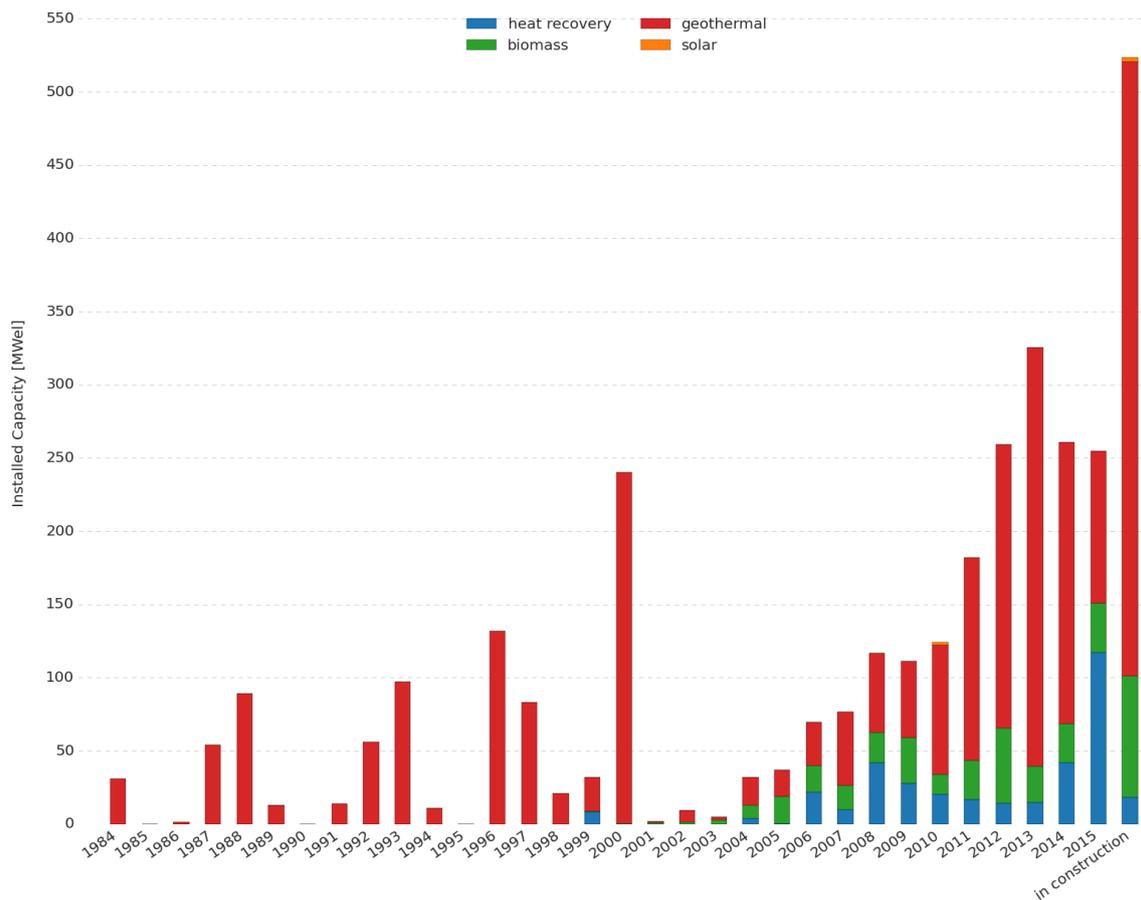


Figura 3.2 - Capacità installata annualmente nel mondo per tipo di applicazione [8]

3.1 Biomassa

Il materiale utilizzato per la produzione di energia può essere di vario tipo. Originariamente, si trattava di scarti di origine vegetale come quelli derivanti dalla lavorazione del legname e dai residui di potatura oppure di scarti di origine animale come reflui zootecnici. Ad oggi invece, una buona parte di esse deriva da colture dedicate.

Generalmente, le temperature di questo tipo di sorgente variano tra i 150°C e i 320°C a seconda del materiale e del processo utilizzato per la combustione [2].

Per ottimizzare questa fonte di energia è necessario utilizzarla in vicinanza al luogo di produzione, in quanto la ridotta densità energetica aumenta i costi di trasporto. Per questo motivo si può abbinare a sistemi di microgenerazione.

3.2 Geotermia

Per queste fonti di calore, le temperature in gioco variano da 70°C fino a circa 300°C e, a seconda del range, si possono distinguere tre tipi di sorgenti:

- Ad alta temperatura (>150°C)
- A media temperatura (100-150°C)
- A bassa temperatura (<100°C)

I sistemi a bassa temperatura sono caratterizzati da un consumo degli ausiliari molto alto (30-50% dell'energia prodotta) a causa delle elevate distanze che deve percorrere il fluido geotermico. I sistemi ad alta temperatura invece possono essere utilizzati anche per sistemi cogenerativi con produzione di energia elettrica e calore, eventualmente utilizzato in reti di teleriscaldamento. [2]

3.3 Solare

Una delle tecnologie maggiormente collaudate è il solare a concentrazione, dove la radiazione viene riflessa e concentrata su collettori lineari o puntuali in cui viene riscaldato un fluido ad alta temperatura. In questo caso si possono raggiungere anche temperature superiori ai 300°C e spesso questi impianti vengono abbinati a cicli Rankine a vapore. [2]

I sistemi a fluido organico possono essere utilizzati in impianti di piccola taglia, per utilizzatori dedicati, in cui il fluido raggiunge temperature più contenute.

3.4 Recupero del calore di processo

Questa categoria di sorgenti di calore concentra un potenziale energetico molto elevato, in quanto i settori da cui attingere sono svariati: dal civile all'industriale, fino al settore dei trasporti.

Il calore può essere recuperato da aria, fumi di combustione, fluidi in pressione, vapore di processo e perfino solidi. Il settore che consente comunque più possibilità è quello secondario dove cementifici, fonderie e anche industrie alimentari offrono un ampio ventaglio di applicazioni produttrici di calore di scarto.

Una parte delle applicazioni analizzate nel presente elaborato riguarda sistemi di recupero del calore da motori a combustione interna per il trasporto di persone o merci.

Un grosso difetto è che non sempre sono di facile utilizzo o tecnicamente ed economicamente convenienti. I motivi di ciò possono essere:

- Spazi in cui inserire i componenti dell'impianto di recupero molto limitati;
- L'inserimento dell'impianto può modificare le condizioni operative dell'applicazione;
- Stagionalità nella disponibilità della fonte.

4 Espansori

Nel corso di questo capitolo verrà approfondito uno dei componenti principali dei cicli Rankine: l'espansore. In particolare, verranno presentate le varie tecnologie disponibili e le loro caratteristiche principali.

Gli espansori nei sistemi a ciclo Rankine convertono l'energia termica in lavoro meccanico. Esistono, principalmente, due tipi di macchine: quelle volumetriche, che convertono l'energia contenuta in un fluido in pressione in energia meccanica incrementando il volume di una camera di lavoro e diminuendo la pressione del fluido; i turbo espansori, attraversati dal fluido in flusso continuo, che convertono l'entalpia in energia cinetica e successivamente in lavoro.

Gli espansori di tipo volumetrico si possono dividere ulteriormente in cinque gruppi, a seconda della forma costruttiva e del principio di funzionamento:

- Scroll
- Screw (a vite)
- Vane (a palette)
- Rolling (pistone rotante)
- Piston (pistone alternativo)

Negli espansori a pistoni, che verranno trattati approfonditamente nel capitolo successivo, la stessa camera viene utilizzata per l'aspirazione, l'espansione e lo scarico e le fasi sono gestite dall'apertura e chiusura delle valvole di aspirazione e scarico. Negli espansori rotativi (scroll, screw, vane e rolling), queste camere coesistono. La camera di aspirazione evolve in camera di espansione e, analogamente, la camera di espansione diventa quella di scarico una volta che entra in contatto con la linea di scarico della macchina. Al contrario dei primi, gli espansori rotativi non hanno bisogno di valvole e le fasi di aspirazione e scarico sono governate dalla geometria della macchina. Questo è uno dei principali vantaggi nella progettazione di questo tipo di espansore. Quelli a pistone però hanno minori perdite per trafilamento tra gli organi in movimento e le parti fisse [8].

4.1 Turboespansori

Si possono classificare le turbine in vari modi a seconda delle proprietà che si vogliono prendere in considerazione. Prendendo in esame il principio di funzionamento si distinguono: le turbine ad azione e quelle a reazione.

La differenza principale è che nelle prime la variazione di pressione del fluido avviene solamente nello statore, mentre nelle seconde il fluido subisce una variazione di pressione anche attraverso il rotore della macchina. In Figura 4.1 sono mostrati gli schemi di uno stadio di turbina ad azione e di uno a reazione.

Le attuali turbine a vapore adottano entrambi i principi di funzionamento all'interno della stessa macchina che viene regolata con delle palette mobili. [9]

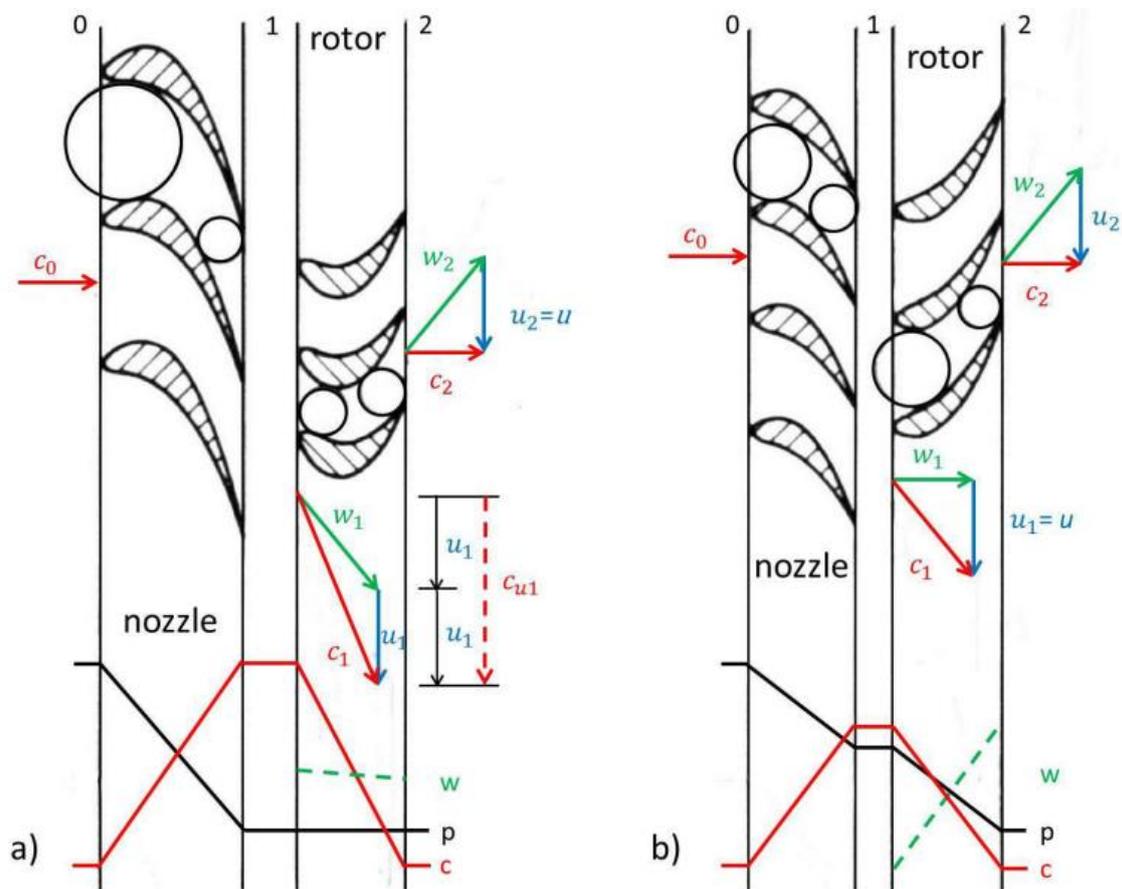


Figura 4.1 - Schema di uno stadio di turbina ad azione (a) e di una a reazione (b) [10]

Un'altra classificazione riguarda la direzione del flusso di fluido, e si differenziano le turbine a flusso assiale e quelle a flusso radiale.

Nelle turbine radiali il fluido si muove con un vettore velocità ortogonale all'asse di rotazione della macchina e si possono ulteriormente distinguere in centrifughe (outflow, il flusso si muove dal centro della macchina verso l'esterno) o centripete (inflow – il flusso si muove dall'esterno verso il centro della macchina). Nelle turbine assiali il fluido invece si muove con velocità parallela all'asse di rotazione.

L'impiego delle macchine assiali è più indicato quando si hanno elevate portate e ridotti rapporti di espansione mentre, nel caso di portate contenute e elevati rapporti di espansione, vengono preferite quelle radiali. Le prime possono essere assemblate con più stadi in serie, a differenza delle seconde che però risultano più compatte.

Negli impianti medio-piccoli vengono spesso preferite le turbine radiali in quanto:

- Si adattano a varie sorgenti termiche;
- Presentano un'efficienza costante in un ampio intervallo di carico che contribuisce a livellare le variazioni stagionali o giornaliere nella disponibilità della fonte;
- Risultano efficienti anche le macchine di taglia contenuta;
- Sono di più facile costruzione e il rotore risulta più stabile e più rigido, in quanto le palette sono solidali all'albero della macchina.

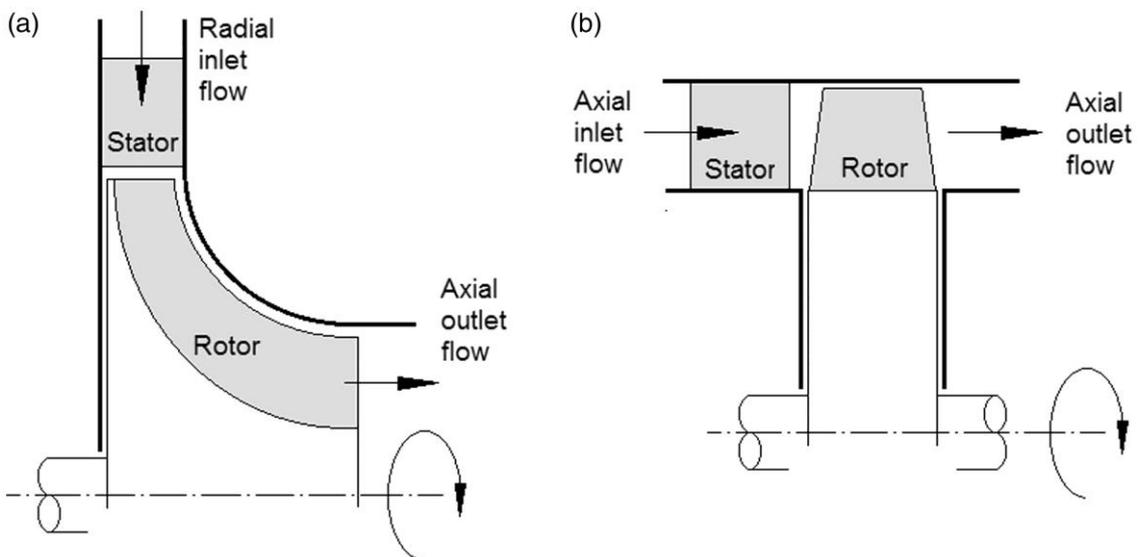


Figura 4.2 - Principi di funzionamento delle turbine radiali (a) e assiali (b) [9]

Le turbine utilizzate nei sistemi ORC sono molto simili alle turbine a vapore. Tuttavia ci sono alcune caratteristiche dei fluidi che implicano un'attenta valutazione della macchina e della sua configurazione [3]:

- I fluidi organici hanno una massa molecolare maggiore e la loro velocità del suono è inferiore a quella del vapore. È consigliabile evitare di raggiungere quella velocità all'uscita degli ugelli in quanto è causa di perdite di energia.
- Per certe differenze di temperature, le turbine per ORC hanno alti rapporti di espansione e un salto entalpico più basso rispetto al vapore.
- I fluidi organici hanno una densità maggiore e un volume specifico minore rispetto all'acqua e le dimensioni della turbina possono essere inferiori. Inoltre, a causa della curva di saturazione positiva, il fluido allo scarico della turbina si presenta come vapore surriscaldato e questo aiuta a ridurre le perdite di liquido.
- Le turbine per ORC sono compatte e di piccole dimensioni, è necessario quindi fare attenzione durante il distacco del carico, a non portare la macchina in fuori giri.

Dato che i fluidi organici sono nella maggior parte dei casi infiammabili, esplosivi e hanno un costo rilevante, è consigliabile adottare tutte le precauzioni necessarie ad evitare dispersioni in atmosfera (trafilamenti), per limitare ciò, solitamente, si adottano guarnizioni a doppia tenuta.

4.2 Scroll

Queste macchine sono formate da due spirali posizionate reciprocamente con simmetria centrale, una delle due è fissa e l'altra è mobile. La loro posizione definisce una serie di camere a mezzaluna dove il fluido espande, generando la rotazione (eccentrica) dell'elemento mobile su quello fisso. Entrambe le componenti devono essere fabbricate in modo ottimale per garantire un'eccellente tenuta stagna e un'alta efficienza dell'espansore.

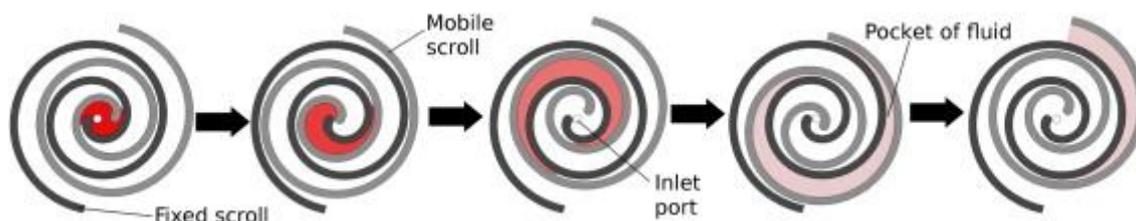


Figura 4.3 - Principio di funzionamento di un espansore di tipo scroll [2]

Il ciclo di lavoro inizia con l'aspirazione del fluido nella camera che si forma al centro delle due spirali. Successivamente, il fluido tende ad espandersi generando il movimento eccentrico della componente mobile e la rotazione dell'albero della macchina ad essa solidale. Mentre il fluido è ancora in espansione nelle camere che si sono generate, continua a fluirne altro, in pressione, al centro della macchina, in corrispondenza dell'aspirazione. Alla fine del processo di espansione la camera diventa di scarico in quanto arriva in comunicazione con la linea di scarico.

Questo tipo di espansori presenta un rapporto volumetrico fissato dalla geometria della macchina e sono in grado di fornire un preciso rapporto di espansione. Se il rapporto richiesto è diverso da quello intrinseco dell'espansore, si hanno perdite di sotto o sovra espansione, che possono penalizzare l'efficienza della macchina.

Gli espansori scroll presentano minore rumorosità e maggiore durabilità in quanto non richiedono valvole di aspirazione o di scarico per il loro funzionamento. Inoltre, il particolare tipo di moto offre minor resistenza rispetto al moto di strisciamento e funge anche da tenuta, rendendo così possibile limitare o eliminare l'uso di olio per la lubrificazione.

4.3 Screw (a vite)

La maggior parte degli espansori a vite è, attualmente, a doppia vite perché sono formati da due rotori elicoidali (maschio e femmina) che si intersecano reciprocamente. L'insieme è delimitato da un carter e all'interno delle due viti si formano una serie di camere che vanno da un'estremità all'altra dei rotori dove si affacciano alla porta di aspirazione e a quella di scarico, ricavate sull'involucro. Come per gli altri espansori rotanti, le camere agiscono prima da camera di aspirazione, poi di espansione e infine di scarico.

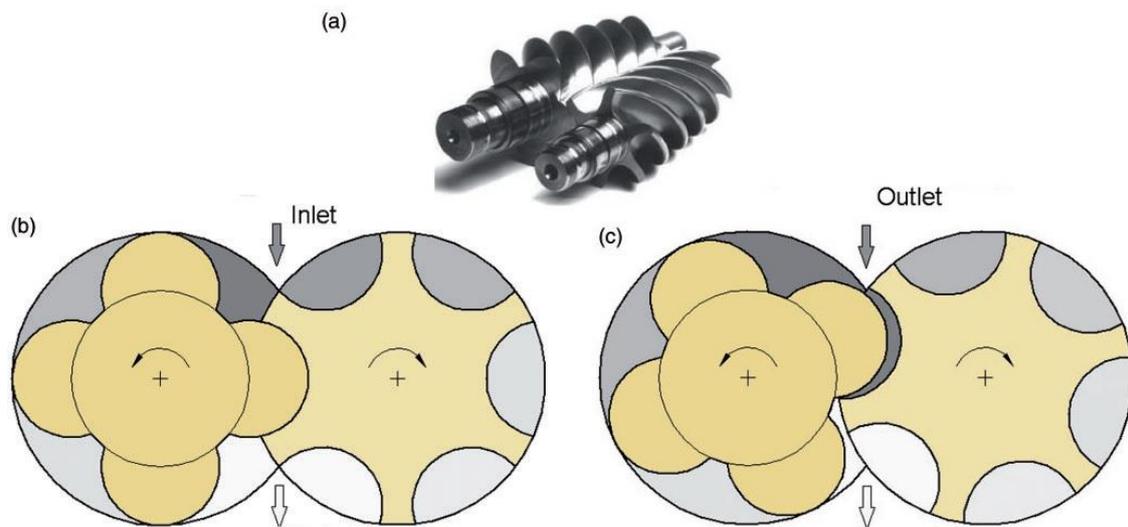


Figura 4.4 - Vista del meccanismo a doppia vite (a) e del principio di funzionamento (b, c) [9]

Questo tipo di macchina ha velocità di rotazione elevate e richiede quindi riduttori di giri e un sistema di controllo. La lubrificazione ha un ruolo fondamentale in quanto ha la duplice funzione di prevenire il contatto tra le parti metalliche in movimento e di fornire una tenuta alla fuoriuscita del fluido. Può essere realizzata in due modi:

- A iniezione di olio: consente una configurazione più semplice, economica e altamente efficiente. Viene largamente usata per le macchine in configurazione di compressori.
- Oil-free: il fluido di lavoro è separato dall'olio, che viene iniettato sui rotori esternamente alla camera di lavoro. Occorrono tenute efficaci sui cuscinetti e sulle pareti della camera di lavoro, che rendono la macchina complessa e costosa.

I componenti degli espansori a vite sono realizzati con macchinari a controllo numerico, che garantiscono alta precisione e una perfetta tenuta tra le parti. Quando vengono inseriti in un sistema ORC, si predilige l'utilizzo di fluidi umidi, a causa delle tenute richieste, difatti l'uso con fluidi secchi richiederebbero tenute ancora più performanti, che ne aumenterebbero il costo.

4.4 Vane (palette)

Gli espansori a palette sono macchine volumetriche in cui il fluido di lavoro si espande modificando il volume degli spazi chiusi che si creano tra il rotore e il corpo della macchina. Le componenti chiave sono le palette in quanto devono garantire la tenuta tra gli spazi in cui il fluido si trova in stati di espansione diversi. La loro velocità di rotazione è fortemente dipendente dalla portata di vapore e dalla pressione.

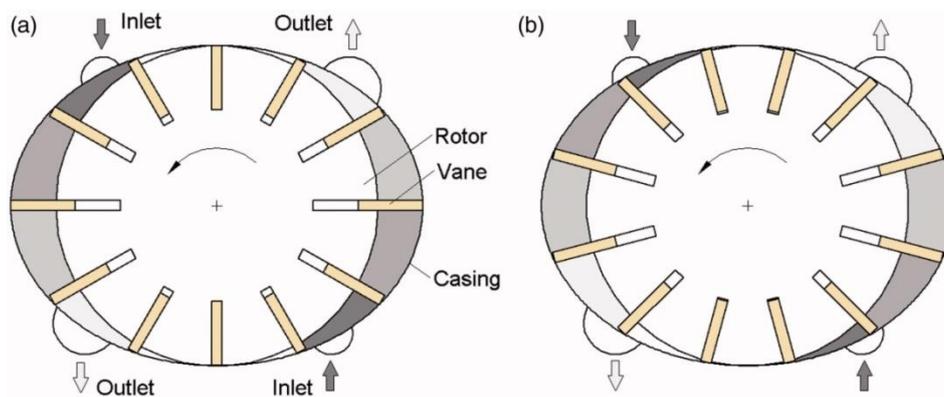


Figura 4.5 - Componenti e funzionamento di un espansore a palette [9]

Rispetto agli altri espansori, presentano alcuni vantaggi interessanti [11]:

- Tollerano un ampio intervallo di titoli di vapore;
- Sono auto-avvianti;
- Sono semplici, di facile realizzazione, hanno bassi costi di manutenzione e minima necessità di lubrificazione;
- Presentano una curva di coppia piuttosto piatta e un rendimento molto costante in un ampio campo di velocità di rotazione (circa 3000 giri/min), che rende possibile il diretto accoppiamento al generatore elettrico;
- Generano poca rumorosità e vibrazioni;
- Raggiungono alti rapporti di espansione e possono lavorare con elevate pressioni;
- Si prestano molto bene all'utilizzo con fluidi organici;
- Presentano perdite per attrito contenute, grazie alle ridotte superfici di contatto.

Un difetto rilevante di questi espansori si presenta quando, a velocità elevate, le perdite per attrito diventano importanti e le elevate pressioni possono causare il rimbalzo delle palette che di conseguenza danno dei colpi alla parete del cilindro. Come risultato si ha una riduzione della vita e delle prestazioni delle macchine.

4.5 Rolling

Queste macchine sono formate da un componente interno ed uno esterno. Durante il funzionamento il primo è rotante e si muove all'interno del componente circostante. Entrambi hanno geometrie simili e quello esterno può essere fisso o ruotare liberamente rispetto al corpo della macchina. L'assemblaggio eccentrico dei due determina, durante il moto, la formazione di camere con volumi variabili che consentono l'espansione di un fluido di lavoro.

Considerato che i due elementi si muovono uno rispetto all'altro di un moto rotante gli attriti tra i due non sono così forti come nel caso dell'attrito di scorrimento. Questo consente di avere minori perdite di energia e di conseguenza non necessità di una lubrificazione aggiuntiva.

Gli espansori a pistone rotante sono caratterizzati da bassi costi di produzione, grazie alla loro semplice forma costruttiva.

Lo svantaggio principale è il forte attrito che si genera tra il pistone e la paletta di tenuta e, inoltre, la difficoltà nel garantire una tenuta adeguata. Questo è il motivo per cui, solitamente, l'efficienza isoentropica di queste macchine non supera il 45% [9].

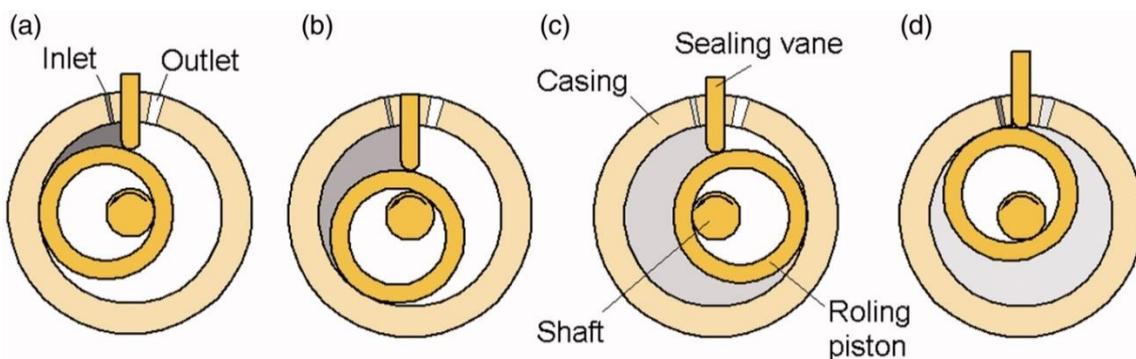


Figura 4.6 - Principio di funzionamento di un espansore a pistone rotante: fase di aspirazione (a), fase di espansione (b, c) e fase di scarico (d) [9]

4.6 Selezione del fluido

Due degli obiettivi principali perseguiti nella selezione del fluido di lavoro sono la massimizzazione dell'efficienza e della potenza prodotta per una determinata sorgente di calore ad una certa temperatura. Per ogni fluido però queste performance sono in funzione delle proprietà appena descritte che sono strettamente correlate tra loro, risulta quindi difficile definire in modo indipendente una condizione ottimale per ognuna di esse. La soluzione migliore consiste nella simulazione del ciclo con un modello termodinamico per confrontare la variazione di efficienza e la potenza prodotte con i vari fluidi.

Quoilin et al. [6] hanno creato alcune mappe con indicate le condizioni di lavoro adeguate, per vari tipi di fluido e con varie tipologie di macchine di espansione. I diagrammi mostrano le condizioni di lavoro in termini di temperatura di evaporazione e temperatura di condensazione, e per una migliore comprensione sono state inserite anche alcune condizioni tipiche di cinque sistemi ORC.

Le curve che delimitano le aree di lavoro nei grafici, mostrati nelle Figure 4.7, 4.8 e 4.9, sono tracciate secondo dei parametri limite dei sistemi macchina-fluido.

In Figura 4.7, dove sono rappresentate le condizioni operative per le turbine radiali, la curva sulla sinistra indica per alcuni fluidi (toluene, OMTS, HFE7000) il massimo numero di Mach e per gli altri la minima velocità specifica. La curva sulla destra invece è tracciata seguendo il limite della massima velocità specifica. La curva superiore, in tutti i diagrammi, mostra il limite della temperatura critica (in caso di cicli subcritici).

In Figura 4.8, sono mostrate le aree operative degli espansori a vite, la curva a sinistra indica il limite di sotto espansione e quella a destra il limite del coefficiente volumetrico.

In Figura 2.13, le aree degli espansori scroll sono delimitate da una curva a sinistra che indica il limite legato al massimo rapporto di espansione e una a destra legata alla massima portata volumetrica.

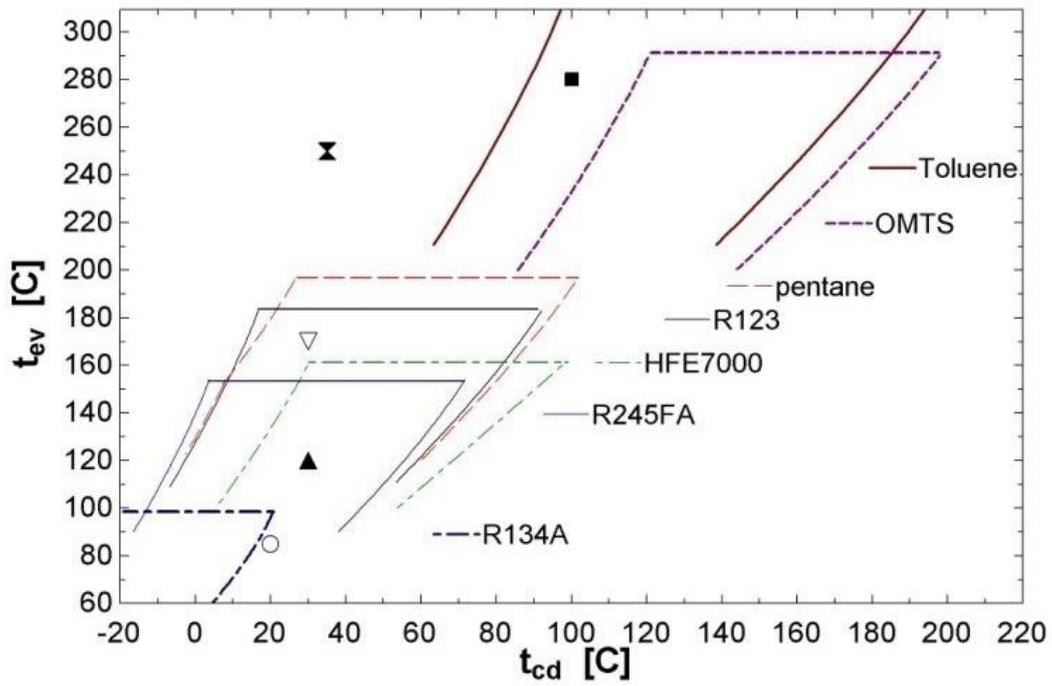


Figura 4.7 - Turbina radiale (inflow) [6]

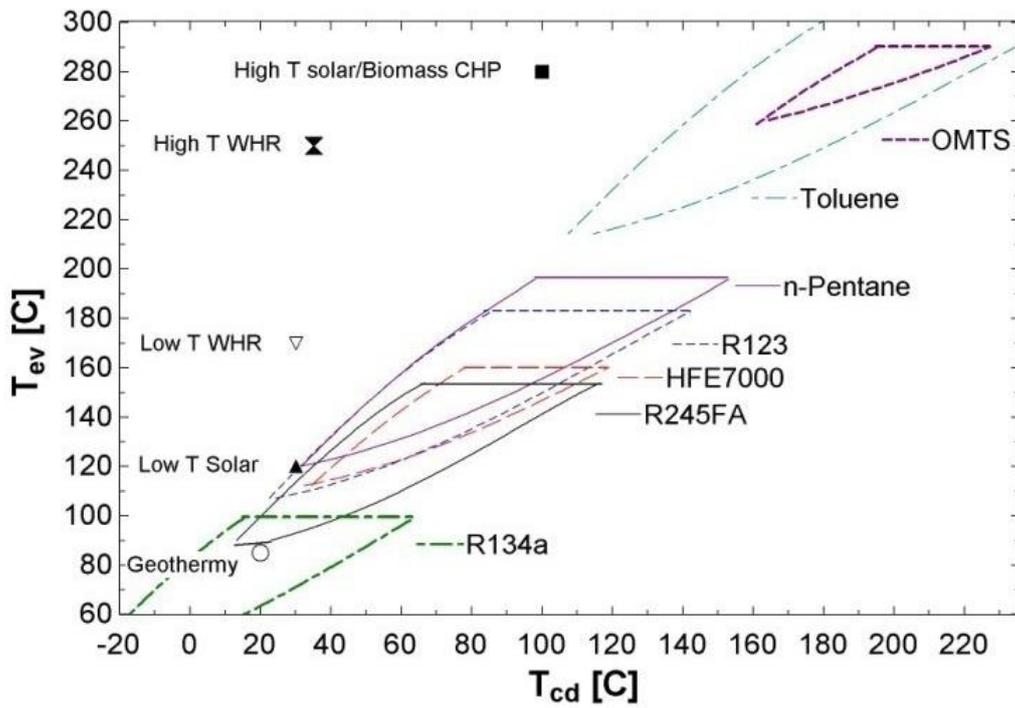


Figura 4.8 – Espansore a vite

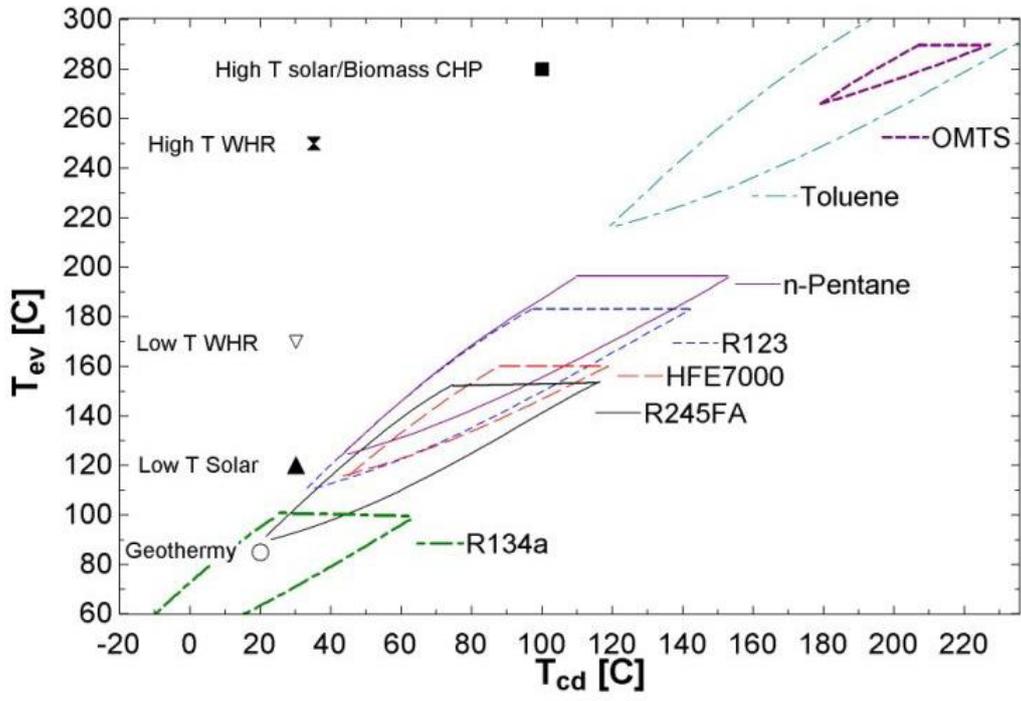


Figura 4.9 – Espansore scroll

5 Espansori a pistoni

Questo tipo di macchina è la più “vecchia” tra quelle volumetriche e fu ampiamente utilizzata durante la Rivoluzione Industriale, fino all’inizio del XX secolo. Attualmente, è scaturito un rinnovato interesse per questi espansori in applicazioni a ciclo Rankine di piccola taglia per l’utilizzo di calore a basse temperature. I vantaggi rispetto agli altri tipi di espansori sono:

- Alti rapporti di volume interni
- Resistenza a elevate pressioni e temperature di esercizio
- Capacità di lavoro con fluidi “umidi”
- Basse velocità di rotazione

5.1 Principio di funzionamento

Queste macchine possono essere composte da uno o più cilindri in cui un pistone si muove in modo alternato, da una estremità superiore ad una inferiore. L’ingresso e l’uscita del fluido dalla camera di lavoro sono governate da valvole di aspirazione e scarico che si aprono e si chiudono in base alla posizione in cui si trova il pistone.

In Figura 5.1 sono mostrate le trasformazioni che avvengono nella camera di lavoro di un espansore a pistoni su un diagramma pressione-volume (p-V, detto anche diagramma indicatore). Nella posizione 1, il pistone si trova al Punto Morto Superiore (PMS), in corrispondenza di V_0 , e inizia la sua corsa verso il basso mentre, contemporaneamente, si apre la valvola di aspirazione.

Il fluido in pressione entra nel cilindro fino a quando la valvola non si chiude (2). In questa fase entrambe le valvole (aspirazione e scarico) sono chiuse e si ha l’espansione del fluido che accresce il suo volume mentre il pistone continua la sua corsa verso la parte bassa della camera, causando una diminuzione di pressione. Il processo continua fino a quando il pistone raggiunge il Punto Morto Inferiore (PMI) e il volume del cilindro è massimo (V_3).

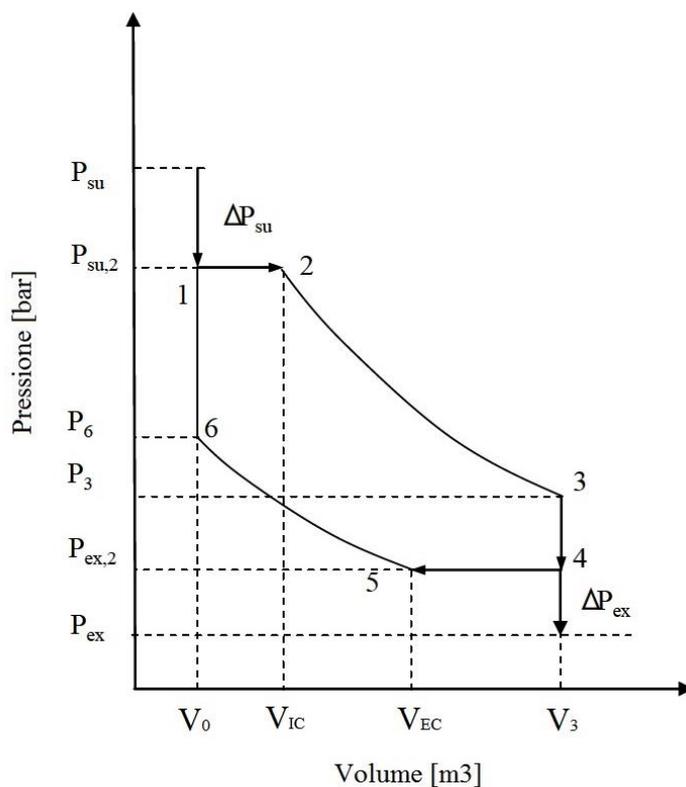


Figura 5.1 - Diagramma indicatore di un espansore a pistoni [12]

Si può definire il grado di espansione ε come il rapporto tra i volumi a fine (V_3) e ad inizio espansione (V_{IC}):

$$\varepsilon = \frac{V_3}{V_1} \quad (5.1)$$

In base al rapporto tra le pressioni di aspirazione e scarico e al grado di espansione, si ha che la pressione a fine espansione può essere maggiore (sotto-espansione), uguale o minore (sovra-espansione) di quella allo scarico.

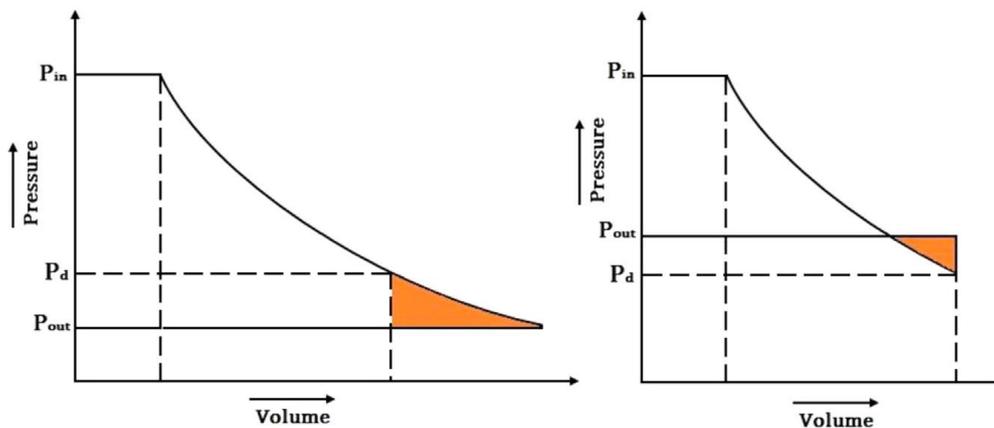


Figura 5.2 - Fenomeni di sovra (sinistra) e sotto (destra) espansione [13]

Quando il pistone raggiunge il PMI (3), si apre il condotto di scarico e una parte del fluido può uscire o entrare nel cilindro a seconda che la pressione sia rispettivamente maggiore o minore di quella di scarico. In questa posizione, il pistone ricomincia la sua corsa verso il PMS e spinge la parte di fluido restante verso l'esterno della camera.

Il processo di scarico continua finché la valvola rimane aperta (5). A questo punto, le valvole sono di nuovo entrambe chiuse e il pistone sta continuando a muoversi verso il PMS comprimendo il fluido rimasto all'interno della camera.

Il rapporto di compressione interno è definito come il rapporto tra i volumi all'inizio e alla fine di questo processo di compressione. Questi due volumi sono rispettivamente il volume alla chiusura dello scarico V_{EC} e il volume nocivo V_0 .

Analogamente al processo di espansione possono crearsi tre diverse situazioni all'apertura della valvola di aspirazione: la pressione è maggiore (sovra-compressione), uguale o minore (sotto-compressione) di quella all'aspirazione. Appena il pistone torna al PMS, la valvola di aspirazione si apre e una parte di fluido entra o esce dal cilindro fino a che la pressione interna diventa uguale a quella presente nel condotto di aspirazione.

Altri importanti dati geometrici degli espansori a pistone sono:

- Cilindrata: $V_D = V_3 - V_0$
- Corsa (distanza tra PMS e PMI): S
- Diametro del pistone o alesaggio: B

Ci sono differenti tipologie di macchine alternative, in base ad alcune caratteristiche costruttive, in particolare:

- Il meccanismo con cui convertono il moto alternativo in moto rotatorio
- Il tipo di valvole
- Le azioni che il fluido esercita sul pistone

Sistema di conversione del moto

Il moto alternativo del pistone viene generalmente convertito in rotativo per essere più utilizzabile per la conversione in energia elettrica. Attualmente, vengono utilizzati due diversi meccanismi, mostrati in Figura 5.3: biella-manovella o piatto oscillante (swash-plate).

La prima tecnologia è quella utilizzata nei motori a combustione interna ed è composta da un albero a camme che collega i vari componenti: biella, manovella e pistone.

Nella seconda tecnologia, i pistoni sono disposti in parallelo e attorno all'albero motore. Il moto alternativo è convertito in rotazione con l'ausilio di un piano inclinato solidale all'albero e connesso ai perni dei pistoni attraverso snodi sferici.

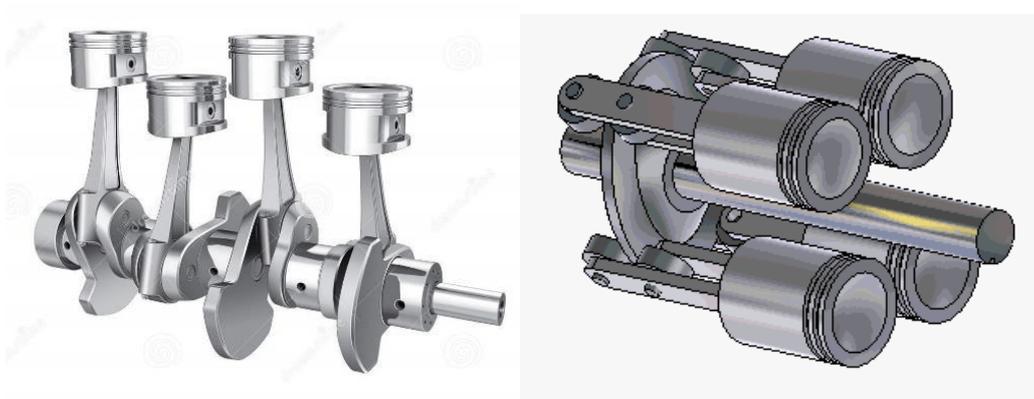


Figura 5.3 - Configurazione biella-manovella (sinistra) e swash-plate (destra)

Tipologia di valvole

A differenza dei compressori, negli espansori il gradiente di pressione si muove nella direzione opposta a quella del fluido. Di conseguenza, le valvole lamellari, comandate dalla differenza di pressione tra cilindro e condotti di aspirazione o scarico, non possono essere utilizzate e l'apertura o chiusura delle valvole deve essere comandata. Il sistema di attuazione rende l'espansore più complesso e meno robusto. Si hanno inoltre più perdite.

L'apertura e la chiusura delle valvole sono dinamiche molto importanti e le tempistiche con cui avvengono definiscono i parametri fondamentali dell'espansore a pistoni. La scelta del tipo di valvola deve essere fatta con molta attenzione in quanto ve ne sono di vari tipi.

Le principali sono le valvole ad otturatore (come nei motori a combustione interna a quattro tempi), poi troviamo le porte controllate dal pistone (come nei due tempi) e le valvole rotative.

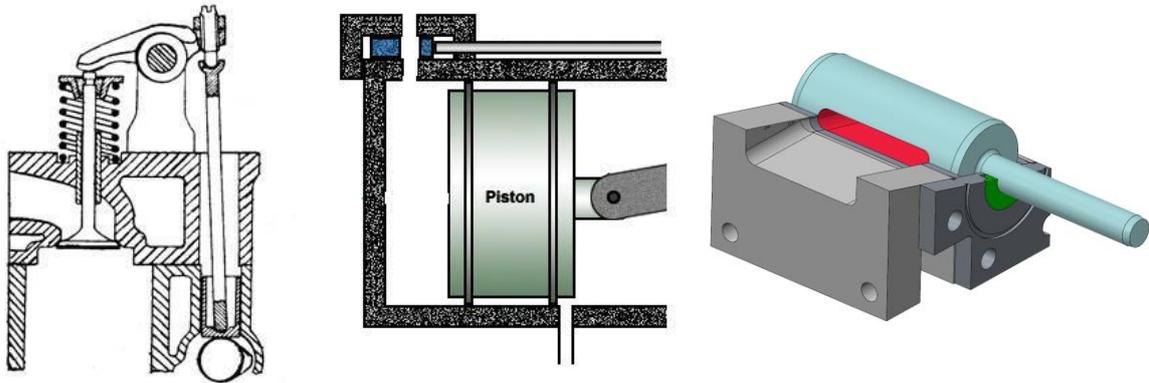


Figura 5.4 - In ordine da sinistra a destra: valvola ad otturatore, valvola a scorrimento associata ad una porta di scarico controllata dal pistone e valvola rotante

Per compiere una regolazione precisa dei tempi di apertura e chiusura i meccanismi di azionamento devono essere semplici e precisi. Le valvole ad otturatore sono generalmente comandate da un albero a camme, i cui profili definiscono i tempi di azione delle valvole. Nelle valvole a rotazione, per regolare la durata delle operazioni basta variare la velocità.

Sfruttamento del pistone

In alcune macchine, il fluido agisce alternativamente sulle due facce di uno stesso pistone, all'interno del medesimo cilindro. Questa configurazione è detta a doppia azione e consente di avere una macchina più compatta in quanto in ogni cilindro avvengono due processi di espansione.

5.2 Prestazioni degli espansori volumetrici

Per un'analisi completa di un ciclo ORC con espansori volumetrici vanno presi in considerazione una serie di parametri caratteristici di queste macchine. Questi dipendono sia dalla geometria che dal controllo operativo, in particolare dai tempi di apertura e chiusura delle valvole di aspirazione e scarico, e hanno influenza sulla potenza prodotta e sulla portata di fluido elaborata dalla macchina.

La loro azione sulle performance è dovuta al fatto che hanno un'influenza significativa sulle perdite legate alla macchina. In particolare, quelle più significative sono date da: fenomeni di sovra/sotto espansione e compressione, cadute di pressione nel passaggio del fluido attraverso le valvole, dispersioni di calore, fughe di fluido di lavoro e attriti meccanici [14].

Queste perdite provocano una deformazione del diagramma indicatore rispetto a quello ideale. In Figura 5.5 è mostrato un diagramma indicatore reale di un espansore a pistoncini in cui è visibile il fenomeno della sotto-espansione. Si possono notare, inoltre, le cadute di pressione all'aspirazione e allo scarico.

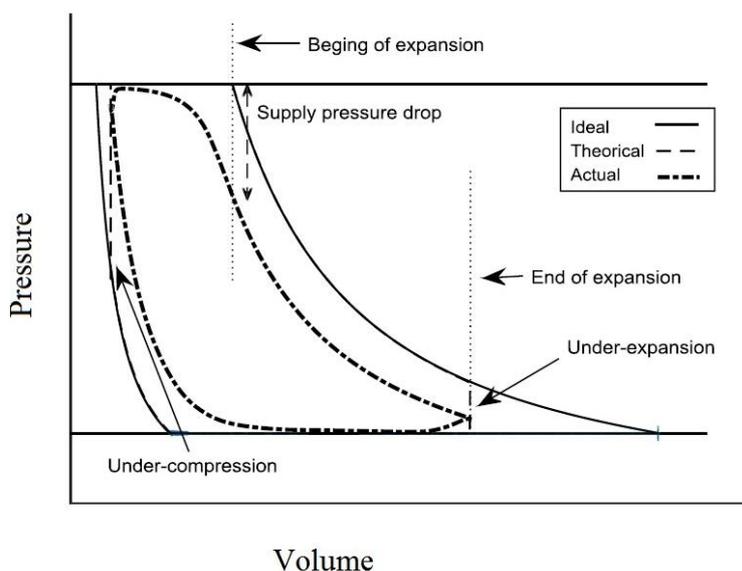


Figura 5.5 – Variazione del diagramma indicatore nel caso reale per la presenza di fenomeni di sotto-espansione e sotto-compressione [15]

L'andamento del diagramma indicatore reale può essere previsto utilizzando un modello numerico, come verrà approfondito nel prossimo capitolo, altrimenti può essere misurato attraverso un sensore per il rilevamento della pressione all'interno del cilindro. Noto l'andamento della pressione interna rispetto alla posizione del cilindro per un ciclo

reale, è possibile ricavare il lavoro interno reale, L_r , integrando l'area compresa all'interno del diagramma indicatore:

$$L_r = \oint p dV \quad (5.2)$$

Utilizzando questo valore, è possibile, come indicato nell'Equazione 5.3, calcolare il valore della potenza interna introducendo: il numero dei cicli di lavoro i ($i=1$ per espansori a 2 tempi e $i=2$ per espansori a 4 tempi) e la velocità di rotazione N dell'albero della macchina:

$$P_{int} = i \cdot N \cdot L_r \quad (5.3)$$

A questo punto, si può definire il rendimento isoentropico per un espansore alternativo a pistoni, ricavandolo dall'Equazione 2.9:

$$\eta_{is} = \frac{P_{int}}{P_{id}} = \frac{i \cdot N \cdot L_r}{\dot{m}(h_3 - h_{4is})} \quad (5.4)$$

In Figura 5.6 si può osservare l'andamento del rendimento isoentropico per una macchina reale in cui vengono mostrati gli effetti negativi delle diverse perdite.

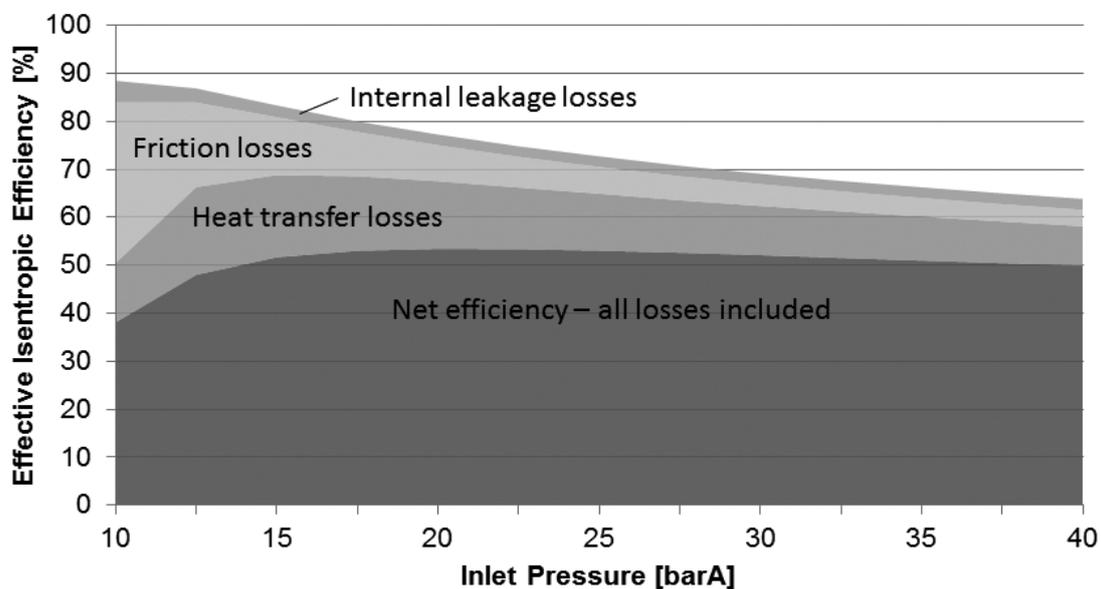


Figura 5.6 – Impatto delle diverse perdite sul rendimento isoentropico in funzione della pressione di aspirazione [15]

Rapporto di compressione volumetrico

È definito dal rapporto tra il volume della camera di espansione quando il pistone si trova al PMI e il volume quando il pistone è al PMS:

$$R_p = \frac{V_3}{V_1} \quad (5.5)$$

Rapporto di Cut-off

Questo rapporto, definito come:

$$\varphi = \frac{V_2 - V_1}{V_D} \quad (5.6)$$

è un parametro operativo che dipende dal tempo di apertura della valvola di aspirazione ed è proporzionale alla quantità di fluido che entra nella camera di lavoro ad ogni ciclo.

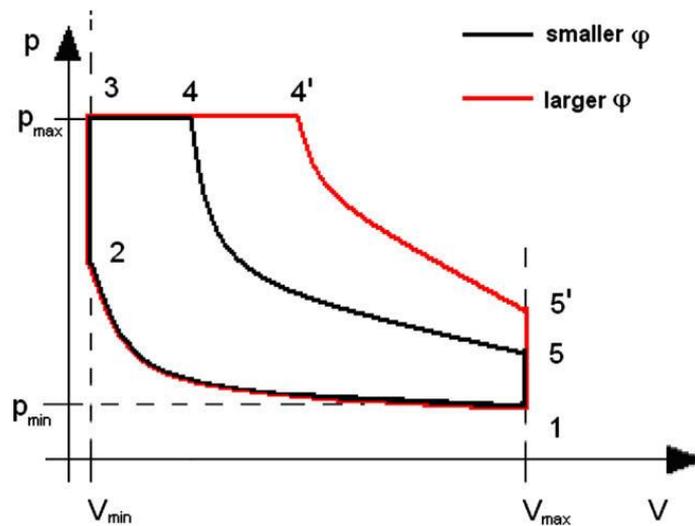


Figura 5.7 - Modifica del diagramma indicatore al variare del rapporto di cut-off [14]

All'aumentare del suo valore aumenta anche il lavoro prodotto dalla macchina. Viceversa, per una stessa macchina, il rendimento isoentropico tende a diminuire, come si può vedere dai grafici mostrati in Figura 5. 7.

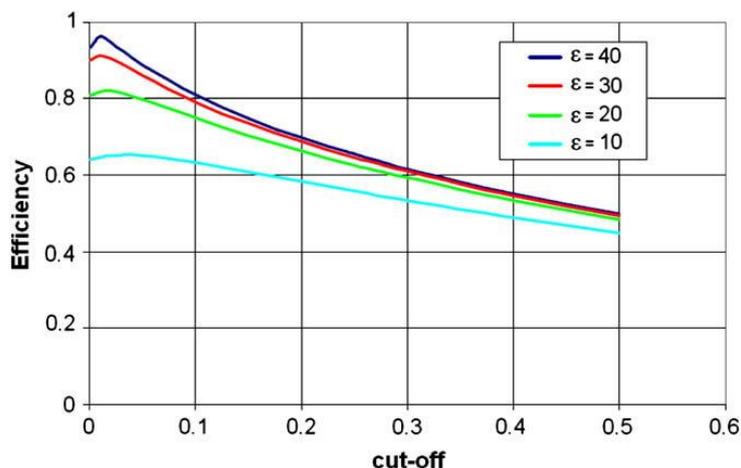


Figura 5.8 – Andamento qualitativo del rendimento in funzione del rapporto di cut-off, dove ε è il rapporto tra le pressioni [14]

Filling factor

Questo parametro si utilizza per valutare le performance volumetriche ed è definito come il rapporto tra la portata in massa di fluido che entra nella camera di lavoro e la portata che può contenere la camera (dipende in modo particolare dalla cilindrata):

$$FF = \frac{\dot{m}}{\dot{\omega} \cdot \rho_{su} \cdot V_{IC}} \quad (5.7)$$

Dove \dot{m} è la portata in massa di fluido, $\dot{\omega}$ la velocità di rotazione e ρ_{su} è la densità del fluido che si trova all'interno del condotto di aspirazione. In Figura 5.9, sono mostrati alcuni risultati sperimentali.

Il valore del filling factor viene controllato agendo sulla velocità di rotazione e sul rapporto volumetrico di compressione. La presenza del volume nocivo influenza negativamente il FF poiché vi rimane intrappolata una parte di fluido dal ciclo precedente. L'effetto del volume nocivo può essere diminuito aumentando il rapporto di compressione.

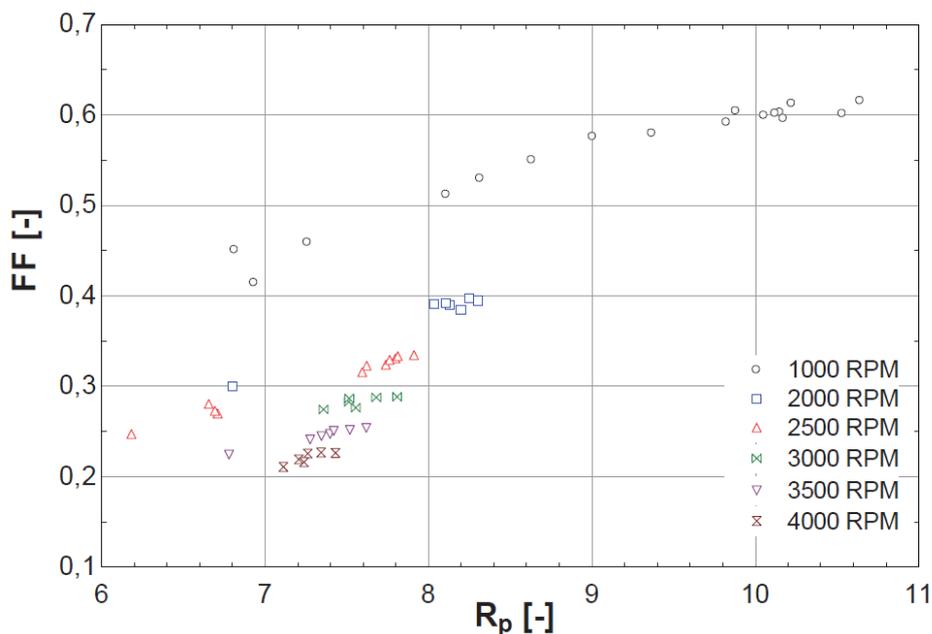


Figura 5.9 – Valori del FF in funzione del rapporto di compressione volumetrico e della velocità di rotazione, ottenuti da Oudkerk et al. [12], dal modello numerico un espansore swash-plate abbinato al fluido R245fa

Velocità di rotazione

Nell'analisi di una macchina, questa caratteristica è un fattore limitante sia per il rendimento isoentropico sia per il FF. La riduzione del rendimento isoentropico è causata da un aumento della caduta di pressione all'aspirazione e dall'aumento delle perdite meccaniche dovute alla rotazione. L'effetto opposto, invece, lo esercita sulla potenza prodotta in quanto essa aumenta con l'aumentare della velocità di rotazione dovuta ad un aumento della portata di fluido elaborata dall'espansore.

Espansione e compressione non ideali

In Figura 5.5 è mostrato il confronto tra il diagramma indicatore ideale, previsto e reale. Nel caso ideale (trasformazioni isoentropiche), la pressione alla fine dei processi di espansione e compressione è uguale a quella nei condotti di collegamento e non c'è nessuna caduta di pressione o altre perdite.

Nella realtà, i rapporti di pressione difficilmente corrispondono a quelli caratteristici della macchina e questo genera diversi fenomeni.

Cadute di pressione

Derivano dai restringimenti che deve attraversare il fluido quando passa nelle valvole. Le perdite all'aspirazione tendono a diminuire la pressione ad inizio espansione e quelle allo scarico tendono ad incrementare la pressione durante la compressione.

Inoltre, il pareggio delle pressioni non avviene in modo istantaneo, come nel diagramma teorico, e questi effetti portano ad una deformazione del diagramma indicatore, riducendo la potenza indicata.

Le cadute di pressione tendono anche a diminuire la portata in massa del fluido di lavoro.

Dispersioni di calore

Dato che il fluido si trova a temperature diverse rispetto alla carcassa del cilindro e alla testa del pistone, ne deriva uno scambio di calore. La temperatura delle pareti è inferiore a quella del fluido all'aspirazione (eccetto che non si voglia riscaldare il cilindro esternamente per avvicinarsi ad un'espansione adiabatica) che causa un raffreddamento del fluido e quindi un possibile aumento della portata.

Fughe

Le fughe avvengono quando è presente una differenza di pressione attraverso un cammino di fuga. Questi cammini si creano dai giochi fra le parti meccaniche dell'espansore e dipendono dalla progettazione meccanica e dal grado di precisione nella realizzazione.

Attriti

Le perdite per attrito avvengono quando tra le parti a contatto si mettono in moto tra loro. In questo tipo di espansori, le principali forze di attrito sono localizzate nel gruppo pistone-cilindro e nei cuscinetti del meccanismo biella-manovella. Le perdite per attrito sono dovute anche al tipo di carico applicato alle parti in movimento (albero).

5.3 Modello numerico di un espansore

Si possono distinguere tre livelli di modellazione [16]:

- I modelli empirici (black-box), sono caratterizzati da un tempo di elaborazione molto basso e da un'elevata robustezza numerica. Non consentono l'estrapolazione dei dati al di fuori dell'intervallo di calibrazione. Tali modelli sono adatti per la simulazione dinamica di sistemi ORC.
- I modelli semi-empirici (grey-box) dimostrano un tempo di elaborazione basso e una buona robustezza numerica. Consentono la variazione delle condizioni operative e delle caratteristiche costruttive. Sono generalmente utilizzati per la progettazione di sistemi a regime, in stato stazionario.
- I modelli deterministici (white-box) sono basati sulla descrizione completa dell'espansore tramite equazioni differenziali di conservazione della massa e dell'energia. La maggior parte dei parametri (anche geometrici) può essere rilevata e solo alcuni devono essere calibrati. Hanno un tempo di elaborazione molto ampio ma risultano uno strumento potente per ottimizzare la progettazione di un espansore.

Un modello semi-empirico è stato sviluppato da Glavatsakaya et al. [17] per lo studio di un espansore a pistoni. Il modello, il cui schema a blocchi è mostrato in Figura 5.10, ipotizza che il fluido di lavoro subisca una serie di perdite di energia nelle varie fasi di attraversamento della macchina:

- Caduta di pressione all'aspirazione, tra "su" e "su,1": ΔP_{su}
- Perdita di calore nel contatto con la carcassa metallica della macchina durante l'aspirazione, tra "su,1" e "su,2":

$$\dot{Q}_{su} = AU_{su}(T_{su,1} - T_w) \quad (5.1)$$

Dove AU_{su} è il coefficiente globale di scambio termico tra il fluido e le pareti dell'espansore e T_w è la temperatura di queste ultime.

- Espansione in due fasi "2"- "3" e "3"- "4", una isoentropica ($s=cost$) e una isocora ($V=cost$)
- Compressione del fluido rimasto nel cilindro dopo lo scarico anche questa in due step, "5"- "6" e "6"- "1", una isoentropica ($s=cost$) seguita da una isocora ($V=cost$)

- Caduta di pressione allo scarico, tra “ex,3” e “ex,2”: ΔP_{ex}
- Scambio di calore con la carcassa metallica della macchina durante lo scarico, tra “ex,2” e “ex,1”:

$$\dot{Q}_{ex} = AU_{ex}(T_{ex,2} - T_w) \quad (5.9)$$

- Fughe di fluido che vengono conteggiate direttamente tra aspirazione e scarico, tra “su,2” e “ex”

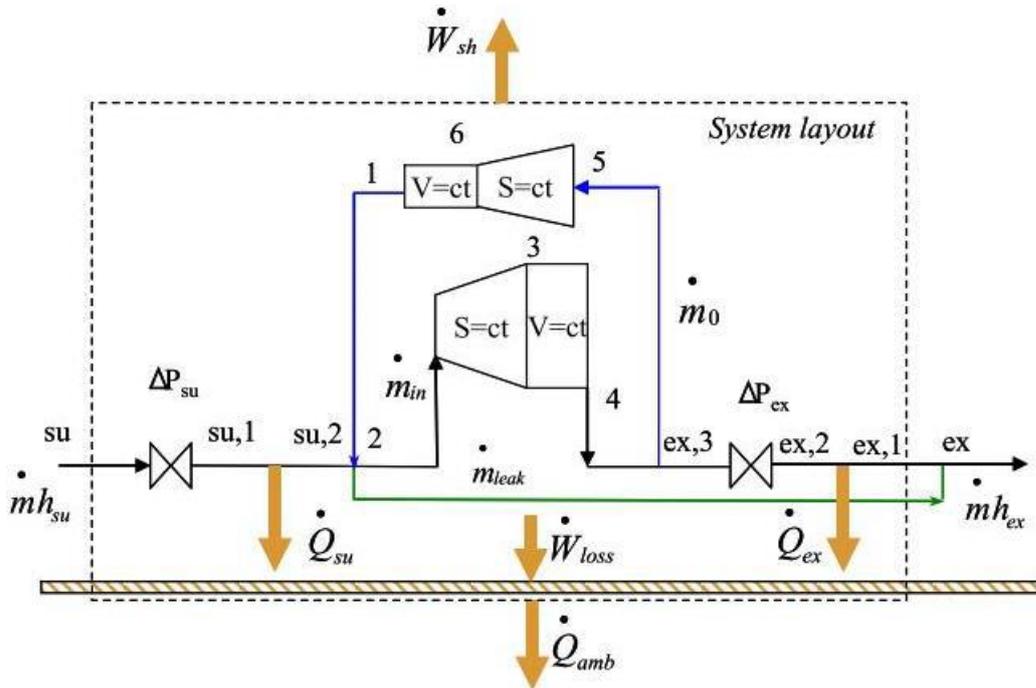


Figura 5.10 - Rappresentazione complessiva del modello di Glavatsakaya et al. [17]

In Figura 5.10 inoltre, sono rappresentati:

- \dot{Q}_{amb} che rappresenta la perdita di calore allo scarico, tra il fluido e l’ambiente, e dipende dalla differenza di temperatura tra lo stato in cui si trova il fluido e l’esterno:

$$\dot{Q}_{amb} = AU_{amb}(T_w - T_{amb}) \quad (5.10)$$

- \dot{W}_{loss} sono le perdite meccaniche, le quali generano un aumento della temperatura delle macchine. Di conseguenza, è possibile calcolare la temperatura della carcassa della macchina tramite il bilancio termico dell’espansore:

$$\dot{W}_{loss} - \dot{Q}_{amb} + \dot{Q}_{su} + \dot{Q}_{ex} = 0 \quad (5.11)$$

Questo modello può quindi essere utilizzato per valutare l'impatto delle diverse perdite sul rendimento isoentropico e, come si può notare in Figura 5.11, le perdite maggiori sono dovute alla compressione della massa di fluido rimasta all'interno del cilindro, dopo la fase di scarico, e alle fughe dovute al trafilamento.

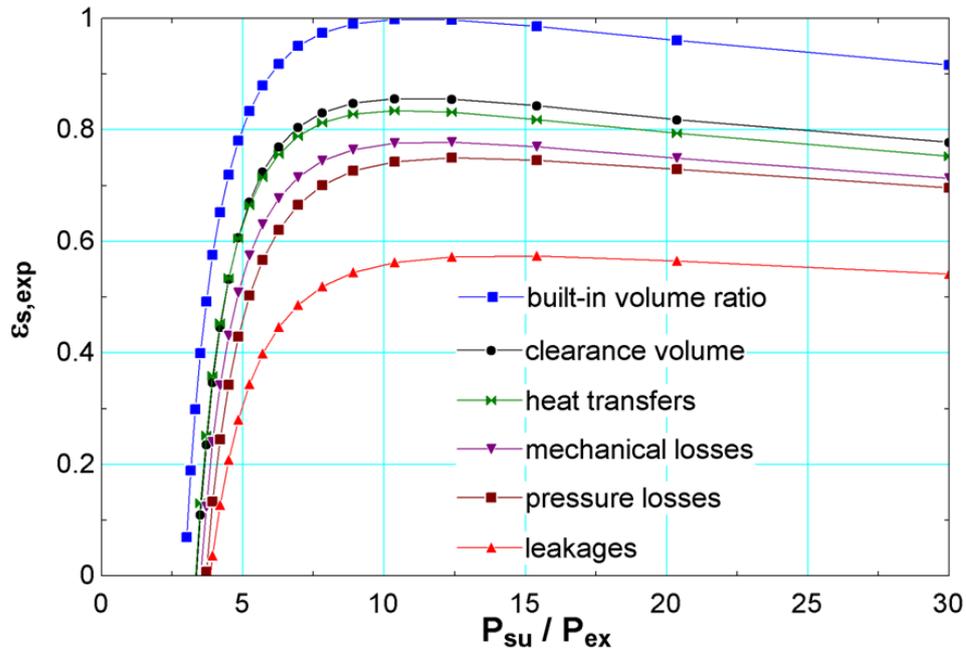


Figura 5.11 - Impatto delle perdite sul rendimento in funzione del rapporto tra le pressioni [16]

6 Selezione dell'espansore

Al fine di confrontare le prestazioni di differenti tipi di espansori per una determinata applicazione, è utile ricorrere al concetto di similarità.

La teoria della similitudine, nel campo delle macchine, risulta importante in quanto consente di mettere in relazione il funzionamento di macchine simili. In questo modo, eseguendo un numero limitato di prove sperimentali su un modello, sarà possibile, per via analitica, dedurre le prestazioni di tutte le macchine appartenenti alla stessa famiglia.

Balje [18] ha proposto un diagramma che può aiutare a definire la macchina idonea per assolvere a determinate specifiche di progetto, ottenendo il rendimento migliore possibile. Ha quindi definito i quattro parametri necessari a descrivere le caratteristiche di una macchina: numero di Mach, numero di Reynolds, velocità specifica e diametro specifico.

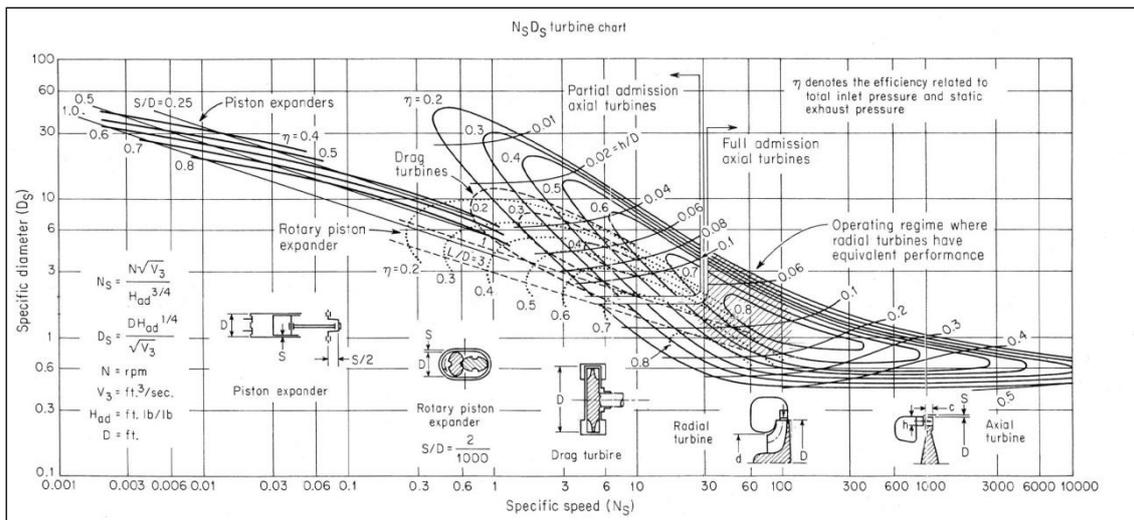


Figura 6.1 - Diagramma di Balje

Barber e Prigmore [19], hanno dimostrato che il numero di Reynolds e il numero di Mach dei fluidi di lavoro hanno effetti secondari sulle performance degli espansori. In particolare, quando il numero di Reynolds è superiore a 10⁶, le sue variazioni non provocano effetti significativi sulle prestazioni. Inoltre, per numeri di Mach molto inferiori all'unità, gli effetti della comprimibilità sono limitati.

Tornando al problema della selezione di una macchina che ottimizzi le specifiche assegnate, si ha che le performance possono essere rappresentate come funzione di solo due parametri: la velocità specifica N_s, e il diametro specifico D_s:

$$N_s = \frac{N \cdot \dot{V}^{1/2}}{(\Delta H)_{is}^{3/4}} \quad (6.1)$$

$$D_s = \frac{B \cdot (\Delta H)_{is}^{1/4}}{\dot{V}^{1/2}} \quad (6.2)$$

Le variabili utilizzate all'interno delle equazioni 6.1 e 6.2 hanno i seguenti significati:

- \dot{V} è la portata volumetrica all'uscita dell'espansore
- $(\Delta H)_{is}$ è l'altezza corrispondente alla differenza di entalpia del fluido all'entrata e all'uscita dell'espansore (considerando una trasformazione adiabatica), e si ricava dividendo la differenza di entalpia per l'accelerazione di gravità, g :

$$(\Delta H)_{is} = \frac{\Delta h_{is}}{g} \quad (6.3)$$

Per un uso corretto del diagramma di Balje, i valori delle grandezze devono essere espresse nel sistema Imperiali/Britannico, utilizzando le seguenti unità di misura: la velocità di rotazione in “rpm”, la portata volumetrica all'uscita dell'espansore in “ft³”, il diametro in “ft” e l'altezza in “ft”.

6.1 Procedimento

Si ipotizzi di voler determinare quale tipo di espansore è più indicato per un determinato sistema utilizzando il diagramma di Balje. Come prima cosa è necessario definire (in caso di progetto) o misurare (in caso di sistema reale) determinati parametri.

Facendo riferimento alle Figure 2.2 e 2.4, i dati iniziali fondamentali sono: la potenza termica disponibile ceduta al fluido di lavoro (Q_v), le condizioni di pressione e temperatura del fluido all'ingresso e all'uscita dell'evaporatore (p_2, T_2) e (p_3, T_3) e la pressione di condensazione p_4 .

Ipotizzando che i condotti di collegamento tra l'evaporatore e l'espansore siano corti (che equivale a ritenere trascurabili le perdite di carico e di conseguenza le cadute di pressione) si ha che lo stato 3 corrisponde a quello all'ingresso dell'espansore.

Note la pressione e la temperatura negli stati 2 e 3, è possibile determinarli completamente calcolando le entalpie (h_2, h_3) e le entropie (s_2, s_3) tramite una libreria termodinamica come, ad esempio, REFPROP o COOLPROP.

Si possono verificare quindi due casi: la velocità di rotazione è definita a priori (ad esempio, nel caso in cui la macchina andrà calettata direttamente sull'albero di un generatore con caratteristiche definite) o la velocità è una variabile.

Nel primo caso è possibile, per mezzo delle definizioni che vedremo in seguito, valutare N_s e per quel dato valore individuare sul diagramma di Balje il diametro specifico (e il diametro) della macchina che consente di ottenere il rendimento migliore.

Il diagramma può essere utile anche per verificare come varia il rendimento al variare del diametro, nel caso in cui, per ragioni di ingombro o economiche, il risultato ottenuto non sia perseguibile.

Se invece la velocità angolare non è vincolata da sistema di generazione, la prima scelta sarà libera e si potranno ipotizzare anche più casi differenti.

Si procede quindi con il calcolo delle variabili presenti nella definizione dei due parametri specifici. Nota la potenza termica scambiata nell'evaporatore, si può ricavare la portata di fluido circolante nel sistema con la relazione:

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}_v}{h_3 - h_2} \quad (6.4)$$

L'obiettivo successivo è quello di calcolare l'entalpia del fluido all'uscita dell'espansore, nel caso di macchina isoentropica. In un processo di espansione ideale non vi è variazione di entropia pertanto si ha che il fluido prima e dopo la trasformazione ha lo stesso valore di entropia, in altre parole:

$$s_{4is} = s_3 \quad (6.5)$$

A questo punto, conoscendo la pressione e l'entropia nel punto 4is, è possibile calcolare l'entalpia $h_{4is} = f(p_4, s_{4is})$.

Infine, rimangono da calcolare il salto entalpico, espresso in altezza di fluido, e la portata volumetrica all'uscita dall'espansore:

$$(\Delta h)_{is} = \frac{h_3 - h_{4is}}{g} \quad (6.6)$$

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}}{\rho_4} \quad (6.7)$$

Dove g è l'accelerazione di gravità, \dot{m} la portata in massa del fluido di lavoro e ρ_4 la densità del fluido all'uscita dall'espansore.

Una volta ottenuti i dati di input, si procede con il dimensionamento. Quando si progetta un sistema per il recupero dell'energia, ciò che si conosce è la quantità di calore disponibile, la quale può comunque subire delle variazioni in funzione del sistema di regolazione o del carico associato.

Una procedura molto utile consiste nel creare una tabella di calcolo (come la Tabella 7.2) in cui inserire i dati di input e ipotizzare le eventuali soluzioni per le restanti variabili, come ad esempio il diametro, il numero di giri e il tipo di fluido.

6.1.1 Casi ipotizzati

Di seguito verranno mostrati i risultati ottenuti con le seguenti ipotesi:

- Potenze termiche disponibili: 5, 10, 25, 50, 100, 500 kW.
- Diametro: 50 e 100 mm.
- Velocità di rotazione: 1000 e 2000 rpm.
- Fluido di lavoro: acqua, etanolo e R245fa.

In Tabella 6.1 sono mostrati i valori delle principali condizioni di lavoro, impostate per i diversi fluidi:

Fluido	$p_2=p_3$ [bar]	T_2 [°C]	T_3 [°C]	p_4 [bar]
Water	25	80	300	1
Ethanol	25	80	240	2.5
R245fa	15	50	150	4

Tabella 6.1 - Condizioni termodinamiche impostate per i tre fluidi scelti

Si è volutamente scelto di concentrare l'attenzione su parametri e caratteristiche in linea con l'utilizzo di espansori alternativi. Ad ogni modo, quando si lavora a progetto, le condizioni sono prestabilite ma il procedimento di analisi è analogo.

In Tabella 6.2 è mostrato, a scopo esemplificativo, uno dei fogli di calcolo utilizzati per ricavare i dati delle diverse condizioni operative sul diagramma di Balje.

Fluid	P.	B	B	p ₂	T ₂	H ₂	Q _v	T ₃	p ₃	s ₃ =s ₄	H ₃	P ₄	H _{4is}	ΔH ₃₄	ΔH ₃₄	m	v	V̇	ω	N _s	D _s
	n°	mm	ft			kJ/kg	kW	°C	bar	kJ/kgK	kJ/kg	bar	kJ/kg	kJ/kg	ft	g/s	m ³ /kg	ft ³ /s	rpm	-	-
Water	1	50	<i>0,16</i>	25	80	<i>337</i>	5	300	25	<i>6,646</i>	<i>3010</i>	1	<i>2409</i>	<i>600</i>	<i>200862</i>	<i>1,87</i>	<i>1,49</i>	<i>0,10</i>	1000	<i>0,03</i>	<i>11,05</i>
Water	1	50	<i>0,16</i>	25	80	<i>337</i>	10	300	25	<i>6,646</i>	<i>3010</i>	1	<i>2409</i>	<i>600</i>	<i>200862</i>	<i>3,74</i>	<i>1,49</i>	<i>0,20</i>	1000	<i>0,05</i>	<i>7,81</i>
Water	1	50	<i>0,16</i>	25	80	<i>337</i>	25	300	25	<i>6,646</i>	<i>3010</i>	1	<i>2409</i>	<i>600</i>	<i>200862</i>	<i>9,35</i>	<i>1,49</i>	<i>0,49</i>	1000	<i>0,07</i>	<i>4,94</i>
Water	1	50	<i>0,16</i>	25	80	<i>337</i>	50	300	25	<i>6,646</i>	<i>3010</i>	1	<i>2409</i>	<i>600</i>	<i>200862</i>	<i>18,71</i>	<i>1,49</i>	<i>0,99</i>	1000	<i>0,10</i>	<i>3,49</i>
Water	1	50	<i>0,16</i>	25	80	<i>337</i>	100	300	25	<i>6,646</i>	<i>3010</i>	1	<i>2409</i>	<i>600</i>	<i>200862</i>	<i>37,42</i>	<i>1,49</i>	<i>1,97</i>	1000	<i>0,15</i>	<i>2,47</i>
Water	1	50	<i>0,16</i>	25	80	<i>337</i>	500	300	25	<i>6,646</i>	<i>3010</i>	1	<i>2409</i>	<i>600</i>	<i>200862</i>	<i>187,08</i>	<i>1,49</i>	<i>9,87</i>	1000	<i>0,33</i>	<i>1,11</i>
Ethanol	1	50	<i>0,16</i>	25	80	<i>6</i>	5	240	25	<i>2,463</i>	<i>1099</i>	2,5	<i>926</i>	<i>173</i>	<i>57986</i>	<i>4,58</i>	<i>0,28</i>	<i>0,04</i>	1000	<i>0,06</i>	<i>12,05</i>
Ethanol	1	50	<i>0,16</i>	25	80	<i>6</i>	10	240	25	<i>2,463</i>	<i>1099</i>	2,5	<i>926</i>	<i>173</i>	<i>57986</i>	<i>9,15</i>	<i>0,28</i>	<i>0,09</i>	1000	<i>0,08</i>	<i>8,52</i>
Ethanol	1	50	<i>0,16</i>	25	80	<i>6</i>	25	240	25	<i>2,463</i>	<i>1099</i>	2,5	<i>926</i>	<i>173</i>	<i>57986</i>	<i>22,88</i>	<i>0,28</i>	<i>0,22</i>	1000	<i>0,13</i>	<i>5,39</i>
Ethanol	1	50	<i>0,16</i>	25	80	<i>6</i>	50	240	25	<i>2,463</i>	<i>1099</i>	2,5	<i>926</i>	<i>173</i>	<i>57986</i>	<i>45,76</i>	<i>0,28</i>	<i>0,45</i>	1000	<i>0,18</i>	<i>3,81</i>
Ethanol	1	50	<i>0,16</i>	25	80	<i>6</i>	100	240	25	<i>2,463</i>	<i>1099</i>	2,5	<i>926</i>	<i>173</i>	<i>57986</i>	<i>91,51</i>	<i>0,28</i>	<i>0,89</i>	1000	<i>0,25</i>	<i>2,69</i>
Ethanol	1	50	<i>0,16</i>	25	80	<i>6</i>	500	240	25	<i>2,463</i>	<i>1099</i>	2,5	<i>926</i>	<i>173</i>	<i>57986</i>	<i>457,56</i>	<i>0,28</i>	<i>4,47</i>	1000	<i>0,57</i>	<i>1,20</i>
R245fa	1	50	<i>0,16</i>	15	50	<i>267</i>	5	150	15	<i>1,932</i>	<i>533</i>	4	<i>504</i>	<i>30</i>	<i>9933</i>	<i>18,78</i>	<i>0,06</i>	<i>0,04</i>	1000	<i>0,19</i>	<i>8,49</i>
R245fa	1	50	<i>0,16</i>	15	50	<i>267</i>	10	150	15	<i>1,932</i>	<i>533</i>	4	<i>504</i>	<i>30</i>	<i>9933</i>	<i>37,55</i>	<i>0,06</i>	<i>0,07</i>	1000	<i>0,27</i>	<i>6,00</i>
R245fa	1	50	<i>0,16</i>	15	50	<i>267</i>	25	150	15	<i>1,932</i>	<i>533</i>	4	<i>504</i>	<i>30</i>	<i>9933</i>	<i>93,89</i>	<i>0,06</i>	<i>0,19</i>	1000	<i>0,43</i>	<i>3,79</i>
R245fa	1	50	<i>0,16</i>	15	50	<i>267</i>	50	150	15	<i>1,932</i>	<i>533</i>	4	<i>504</i>	<i>30</i>	<i>9933</i>	<i>187,8</i>	<i>0,06</i>	<i>0,37</i>	1000	<i>0,61</i>	<i>2,68</i>
R245fa	1	50	<i>0,16</i>	15	50	<i>267</i>	100	150	15	<i>1,932</i>	<i>533</i>	4	<i>504</i>	<i>30</i>	<i>9933</i>	<i>375,5</i>	<i>0,06</i>	<i>0,74</i>	1000	<i>0,87</i>	<i>1,90</i>
R245fa	1	50	<i>0,16</i>	15	50	<i>267</i>	500	150	15	<i>1,932</i>	<i>533</i>	4	<i>504</i>	<i>30</i>	<i>9933</i>	<i>1877,7</i>	<i>0,06</i>	<i>3,72</i>	1000	<i>1,94</i>	<i>0,85</i>

Tabella 6.2 - Esempio di foglio di calcolo (in grassetto i dati di input e in corsivo quelli calcolati attraverso le formule definite in precedenza e con l'ausilio dell'espansione COOLPROP per Microsoft Excel)

In Figura 6.1 si può notare come, a seconda delle potenze possedute dal fluido dopo i passaggi nell'evaporatore, i punti di lavoro si dispongono su delle rette inclinate e si spostano: in alto a sinistra per basse potenze e in basso a destra per alte potenze.

È evidente inoltre, come i punti di lavoro tracciati nel diagramma si collochino in una zona che copre diagonalmente il grafico dall'angolo in basso a destra a quello in alto a sinistra, identificando prima l'area delle turbomacchine e, successivamente, quella delle macchine volumetriche.

L'andamento dei punti, trovati variando la quantità di calore posseduta dal fluido, mostra indicativamente come per un aumento di questa, e a parità degli altri parametri, le condizioni operative si spostano nella zona ideale per le turbomacchine. Viceversa, diminuendo la potenza si torna nella zona delle macchine volumetriche.

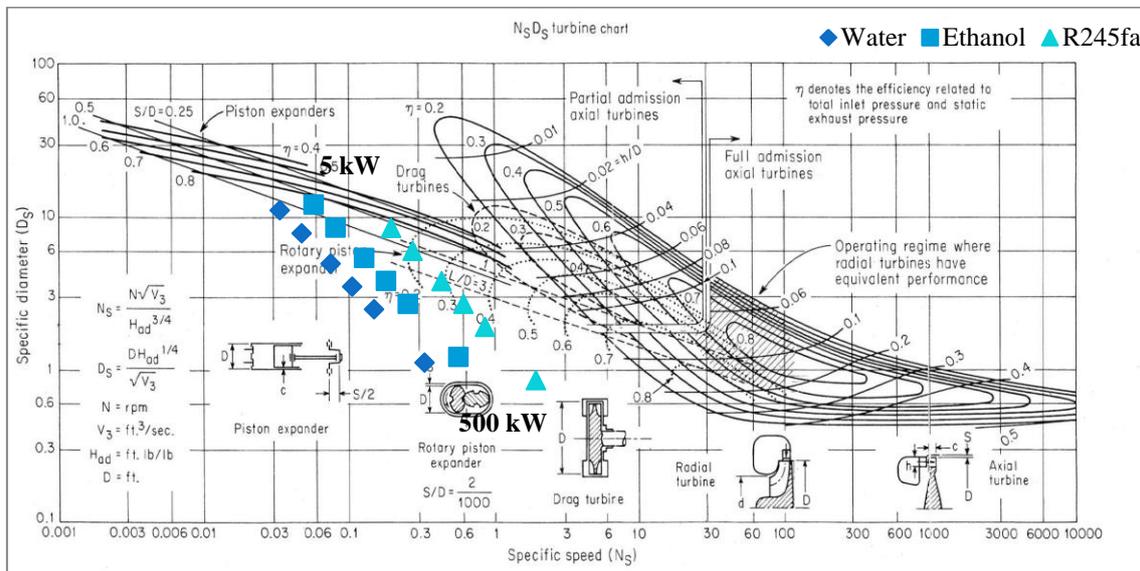


Figura 6.2 - Dati di input: n°1 pistone da 50 mm, velocità di rotazione 1000 rpm

La Figura 6.2, consente di fare una considerazione simile a quella per la potenza anche per la velocità di rotazione. La velocità specifica difatti, come osservabile dalla relazione 6.1, è direttamente proporzionale a quella effettiva e, aumentandola o diminuendola, i punti di lavoro si spostano parallelamente all'asse delle ordinate.

Andranno quindi verso destra per un aumento della velocità, o verso sinistra per una diminuzione. Difatti, una delle caratteristiche delle turbine è il loro funzionamento ottimale ad alte velocità di rotazione, diversamente invece da ciò che accade per gli espansori volumetrici, i quali consentono di ottenere le prestazioni migliori a velocità più contenute.

Per quanto riguarda la variazione del diametro della macchina, dalla Figura 6.3, si può notare come i punti di lavoro tendono a spostarsi: verso l'alto per un aumento e verso il basso per una sua diminuzione.

In merito al fluido, si può notare come l'acqua (colore blu scuro sui grafici), al variare delle condizioni di lavoro, sia quello più tendente a rimanere nella zona degli espansori volumetrici. In particolare, si può notare come per basse densità e alti volumi specifici, le macchine più opportune consigliate dal diagramma di Balje siano quelle volumetriche. Per fluidi organici invece, con elevata densità e volumi specifici più contenuti (come nel caso del fluido R245fa, indicato in azzurro chiaro sui grafici), risultano più indicati i turboespansori.

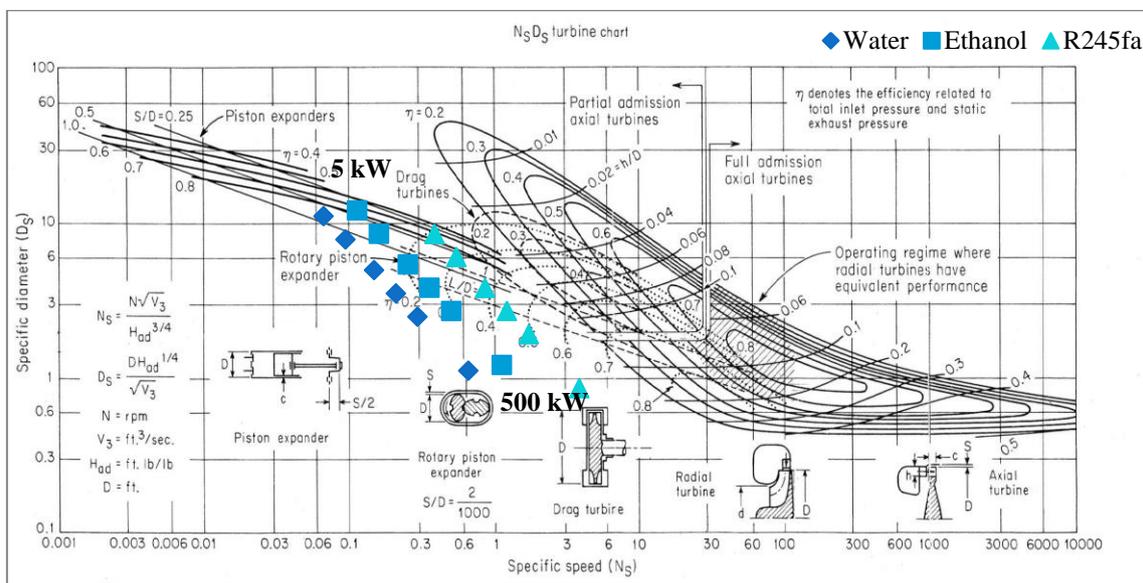


Figura 6.3 - Dati di input: n°1 pistone da 50 mm, velocità di rotazione 2000 rpm

In Figura 6.4 e 6.5, sono mostrati i risultati ottenuti variando il numero di pistoni della macchina (considerando idealmente che la portata venga suddivisa in modo equo in ogni cilindro). La variazione di questo parametro vale però solo se si è già scelto di procedere con un espansore a pistoni e i risultati mostrano come, a parità delle altre condizioni, i punti si spostino verso la zona idonea proprio a queste macchine.

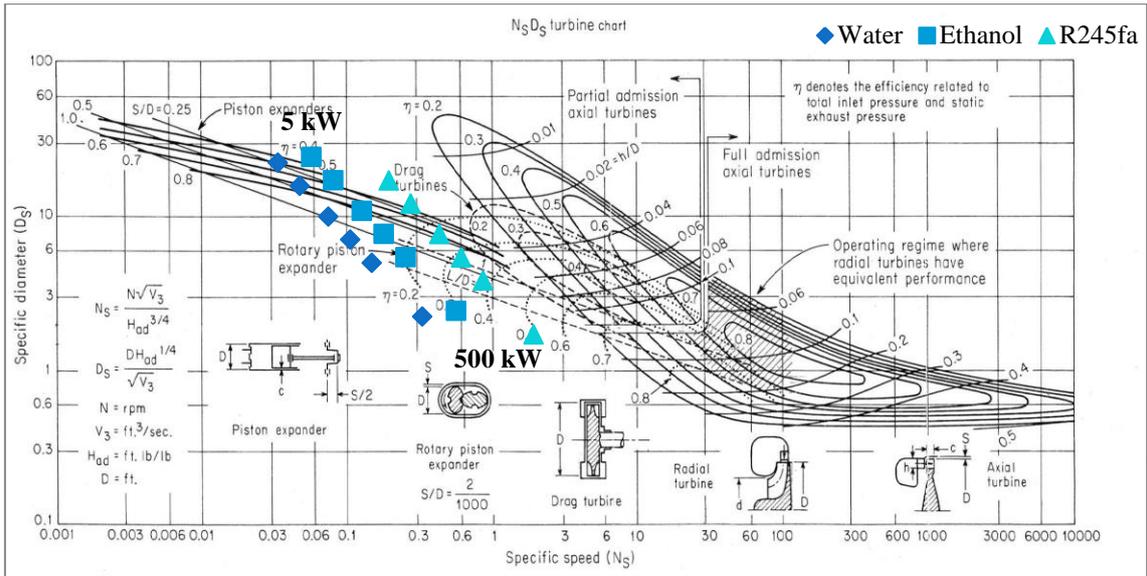


Figura 6.4 - Dati di input: n°1 pistone da 100 mm, velocità di rotazione 1000 rpm

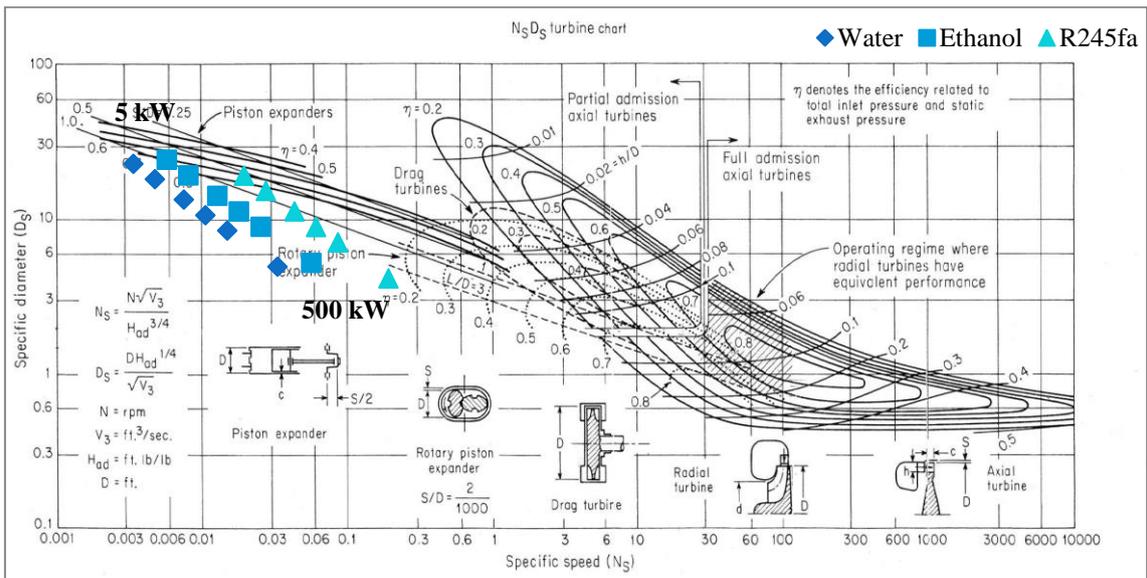


Figura 6.5 - Dati di input: n°4 pistoni da 50 mm, velocità di rotazione 1000 rpm

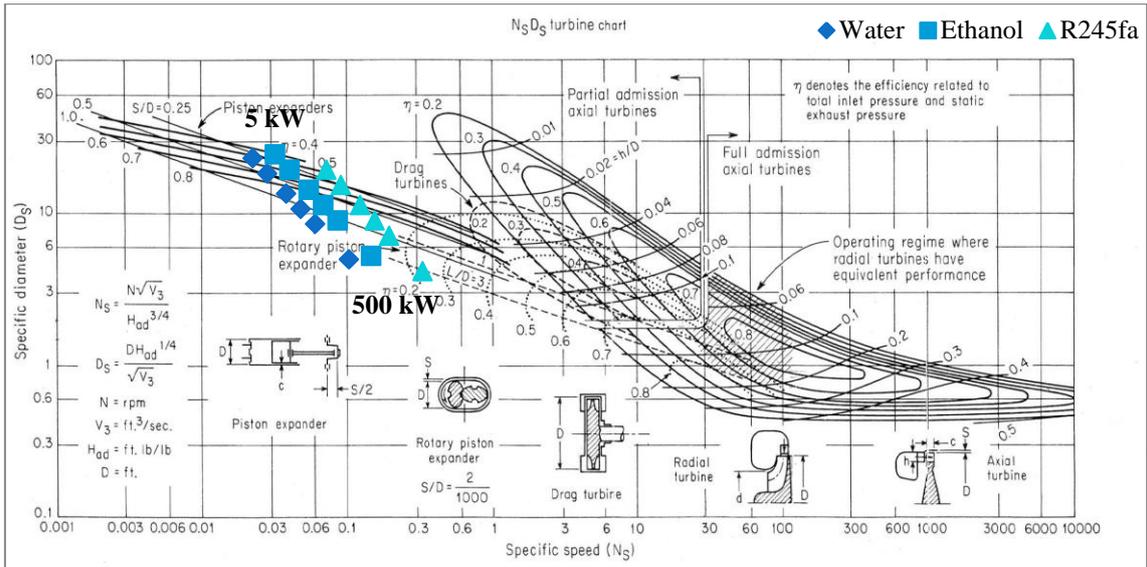


Figura 6.6 - Dati di input: n°4 pistoni da 50 mm, velocità di rotazione 2000 rpm

Fino ad ora, si è mostrato come, si posizionano i punti sul diagramma di Balje al variare delle condizioni operative di un determinato espansore (diametro noto).

Per ricercare l'espansore più performante, invece, date le condizioni operative, il procedimento è il seguente. Andrà prima ricavata la velocità specifica, in seguito, si dovrà trovare il corrispondente diametro specifico ottimale, intersecando la retta a N_s costante con la linee a rendimento massimo, come mostrato in Figura 6.6. Dal diametro specifico è immediato ricavare il diametro della macchina.

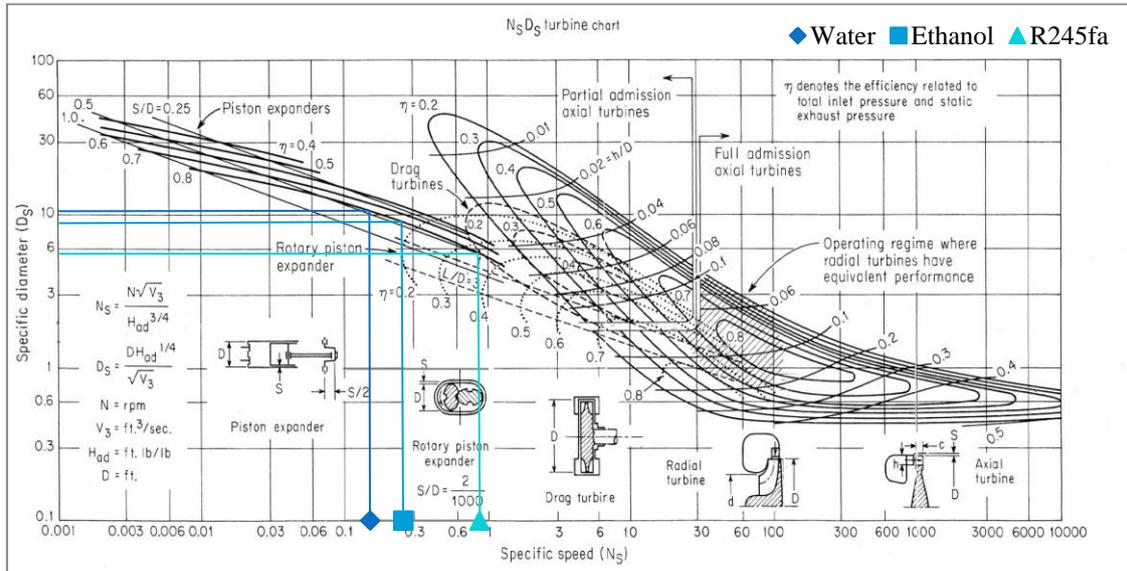


Figura 6.7 - Ricerca della macchina ideale per le seguenti condizioni: calore disponibile 100 kW e velocità di rotazione 1000 rpm

6.2 Osservazioni

Il numero rilevante e gli ampi insiemi di valori che possono assumere le variabili influenti sulle due grandezze specifiche, N_s e D_s , porta alla conclusione che le curve presenti in esso non sempre si riescono ad adattare a tutti i casi che si possono verificare.

Prendendo in esame la teoria della similarità, Perdichizzi et al. [20], hanno definito alcune condizioni per cui è valido ipotizzare che sussista una similitudine di funzionamento tra due macchine:

- Devono avere la stessa velocità specifica.
- Deve essere verificata la similarità geometrica (uguali rapporti geometrici) e non vi devono essere effetti di scala.
- Il moto del fluido deve essere turbolento completamente sviluppato (gli effetti del numero di Reynolds sono trascurabili).
- Numeri di Mach simili.
- Il comportamento dei due fluidi è lo stesso, cioè la variazione volumetrica nell'espansore è uguale. Questo si verifica quando entrambi i fluidi sono incomprimibili o sono gas ideali con lo stesso rapporto di pressione e lo stesso rapporto tra calori specifici c_p/c_v .

La non considerazione di queste condizioni può portare ad un utilizzo errato del diagramma di Balje in quanto è di fondamentale importanza considerare che le previsioni di rendimento indicate sono state ricavate per assegnate condizioni termodinamiche. Le proprietà termodinamiche dei fluidi di lavoro e le condizioni geometriche influenzano il progetto della macchina e le sue prestazioni finali. Nel caso degli espansori alternativi, anche il numero di pistoni, che influisce sulle diverse configurazioni dei cicli di aspirazione e di scarico, complica notevolmente la discretizzazione delle trasformazioni che avvengono dentro ognuno dei cilindri portando a condizioni termodinamiche e geometriche molto diverse e difficilmente prevedibili con un unico diagramma.

Non è inoltre possibile mantenere la similitudine geometrica in modo rigoroso. In particolare, le perdite legate agli sforzi viscosi esercitati dal fluido sulle pareti della macchina o l'influenza della rugosità superficiale, dei giochi radiali e gli spessori del

pistone al bordo del cilindro difficilmente vengono mantenuti costanti in termini relativi per macchine di diverse dimensioni, soprattutto nel passaggio da macchine di piccola taglia a quelle di taglia elevata (effetto scala) [21].

Nel prossimo capitolo saranno presi in esame diversi rilievi sperimentali di macchine reali e i dati ottenuti verranno confrontati con quelli del diagramma di Balje per verificarne la validità. L'ipotesi è che le curve tracciate possano risultare ormai datate e non rappresentare le prestazioni delle macchine moderne.

7 Prototipi e applicazioni sperimentali

L'obiettivo di questo elaborato è la realizzazione di un database che raccoglie le applicazioni a ciclo Rankine (a vapore e a fluido organico) in cui sono utilizzati degli espansori volumetrici alternativi a pistone.

Il punto di partenza sono stati alcuni articoli di review dello stato dell'arte, come quelli presentati da Quoilin et al. [2] Zywnica et al. [9]. In seguito è stata affinata la ricerca attraverso alcuni portali digitali (Science Direct, Google Scholar, Research Gate) utilizzando diverse keywords: "piston expander", "reciprocating expander", "swash-plate expander", ecc.

Inoltre, quando i dati presenti nelle varie fonti non risultavano esaustivi, si è cercato di integrarli ricercando altre produzioni degli stessi autori. Spesso infatti sono stati trovati alcuni articoli in cui venivano studiate le stesse macchine, che hanno permesso di ricavare tutti i dati utili all'analisi.

Sono stati raccolti undici casi in cui sono stati testati sperimentalmente degli espansori a pistoni. Per poterli confrontare al meglio, tutti i dati raccolti sono stati uniformati alle definizioni presentate nel Capitolo 2.2, in particolare, per quanto riguarda l'espressione del rendimento, ecco le definizioni utilizzate:

$$\eta_{th} = \frac{P_{id}}{\dot{Q}_v} \cong \frac{(h_3 - h_{4is})}{(h_3 - h_2)} \quad (7.1)$$

$$\eta_{is} = \frac{P_{int}}{P_{id}} = \frac{P_{int}}{\dot{m}(h_3 - h_{4is})} \quad (7.2)$$

$$\eta_m = \frac{P_m}{P_{int}} \quad (7.3)$$

Per coerenza e confrontabilità dei dati, si è scelto di non inserire la parte riguardante il circuito di pompaggio in quanto, nella maggior parte delle fonti, non veniva citata o i dati non erano sufficienti per un'analisi approfondita.

L'analisi seguente quindi, riguarda esclusivamente i sistemi di espansione ed è stato inserito un ulteriore rendimento utile per confrontare le prestazioni globali delle macchine:

$$\eta_{exp} = \eta_{is} \cdot \eta_m = \frac{P_m}{P_{id}} \quad (7.4)$$

In Tabella 7.1 sono riportati i riferimenti e i dati utilizzati per l'elaborazione delle performance. Per un'analisi esaustiva, non essendo sempre disponibili tutti i dati necessari, una parte è stata calcolata utilizzando quelli esplicitati (colore azzurro e sottolineati) oppure è stata ricavata da grafici (colore rosso e corsivi).

Sia per il calcolo dei dati non esplicitati, che per le successive rielaborazioni è stata utilizzata la libreria CoolProp, applicata come componente aggiuntivo a Microsoft Excel.

Dopo la presentazione dell'analisi d'insieme, verranno approfondite le esperienze più significative.

Rif.	Manufacturer	Model/Type	Fluid	P.	Effect	Volumes	V _D	S	B	ω
				n°		n°	cm ³	mm	mm	rpm
[22], [23]	EXOES	2012 prototype	Water	1	Single	1	443	78	85	1220
[24]	Prototype	single valve expander	Water	1	Single	1	98	50	50	1640
[25], [26]	Prototype	2 inline piston	Water	2	Single	2	763	60	90	780
[27]	Bosch	single double acting piston	Water	1	Double	2	900	81	87	1500
[28], [29]	Prototype	5 pistons swash-plate	Water	5	Single	5	108	<u>30</u>	30	2450
[15]	EXOES	EVE-T	Ethanol	3	Double	6	300	40	40	2340
[30]	EXOES	2014 prototype	Ethanol	5	Single	5	195	31	40	2000
[12], [31]	EXOES	2014 prototype	R245fa	5	Single	5	195	31	40	2000
[32]	Prototype	2 inline piston	n-pentane	2	Single	2	365	110	46	1000
[33], [34]	Prototype	ED-WOW	CO2	2	Single	2	26,5	22	27,7	114
[35]	Prototype	nine radial piston	CO2	9	Single	9	102	16	30	600

Tabella 7.1 - Raccolta delle caratteristiche degli espansori alternativi a pistoni discussi in letteratura scientifica e dati estrapolati

Rif.	T ₃	T ₄	p ₃	p ₄	Δh _{34is}	m	Q _v	P _{id}	P _m	η _{th}	η _{is}	η _m	η _{exp}
	°C	°C	bar	bar	kJ/kg	g/s	kW _t	kW	kW	%	%	%	%
[22], [23]	<u>275</u>	100	21,0	0,9	554	<u>7,8</u>	-	<u>4,3</u>	<u>1,1</u>	-	-	-	<u>25,4</u>
[24]	<u>380</u>	<u>80</u>	52,4	<u>0,5</u>	868	6,4	13	<u>5,6</u>	3,2	<u>42,8</u>	<u>61,9</u>	<u>94,2</u>	<u>58,3</u>
[25], [26]	230	103	18,5	1,2	484	11,0	-	<u>5,3</u>	2,4	-	-	-	44,3
[27]	380	100	32,0	1,0	708	-	-	-	11,8	-	<u>78,0</u>	85,0	<u>66,0</u>
[28], [29]	300	105	35,0	1,2	616	8,6	20,5	<u>5,3</u>	3,7	<u>24,0</u>	-	-	69,2
[15]	235	110	24,8	1,0	230	48,7	<u>54,9</u>	<u>11,2</u>	6,2	<u>20,5</u>	-	-	55,4
[30]	210	105	28,7	1,9	174	20,5	<u>26,1</u>	3,6	1,7	13,7	50,7	94,8	<u>46,2</u>
[12], [31]	<u>160</u>	<u>46</u>	21,0	2,5	47	105	-	<u>5,0</u>	2,0	-	53,0	82,0	40,5
[32]	155	20	14,7	0,9	117	30,2	15,2	<u>3,5</u>	2,4	<u>23,3</u>	-	-	<u>67,9</u>
[33], [34]	26	<u>-6,5</u>	60,5	29	22,8	9,7	-	0,22	0,02	-	-	-	10,5
[35]	34,2	<u>14,3</u>	81,8	50	7,0	240	-	<u>1,7</u>	0,3	-	<u>47,0</u>	<u>40,4</u>	17,9

Tabella 7.1 - Raccolta delle caratteristiche degli espansori alternativi a pistoni discussi in letteratura scientifica e dati estrapolati [continua]

7.1 Analisi delle performance

Per un'analisi immediata delle informazioni sono stati creati i seguenti grafici in cui vengono messe in relazione tra loro le principali caratteristiche degli espansori analizzati.

In particolare, nei primi due grafici, in Figure 7.1 e 7.2, sono mostrate le potenze meccaniche rispetto al rendimento di espansore e a quello isoentropico. In seguito, queste caratteristiche vengono messe in relazione con:

- la velocità di rotazione,
- la temperatura di immissione del fluido negli espansori,
- il rapporto tra le pressioni in ingresso e in uscita dagli espansori.

La maggior parte delle macchine è posizionato in un intervallo di potenze generate compreso tra 1 e 12 kW, ad eccezione degli espansori a CO₂ che hanno potenze molto ridotte (< 0,3 kW). Difatti, questi espansori sono molto utilizzati per applicazioni di media e piccola taglia.

I massimi risultati di potenza meccanica (11,8 kW) e rendimento isoentropico (78 %) sono stati ottenuti da Seher et al. [29], utilizzando un espansore che impiega l'acqua come fluido di lavoro. Per quanto riguarda il massimo rendimento di espansore, il risultato migliore, del 69,2 %, è stato ottenuto da Kim et al. [30] con un espansore swash-plate funzionante ad acqua.

Un dato molto evidente che si deduce da questi primi grafici è il trend crescente delle efficienze, all'aumentare della potenza meccanica. Questo vale sia per il rendimento isoentropico che per quello di espansore, sebbene quest'ultimo mostri valori più bassi, in quanto comprende anche l'efficienza meccanica.

Considerando che si tratta, generalmente, di prototipi o macchine sperimentali, i valori di rendimento ottenuti, compresi tra 50 e 78 % per quello isoentropico e tra 41 e 70 % per quello di macchina, sono un buon risultato.

Per la valutazione del rendimento di un sistema completo, andranno considerati anche il rendimento dello scambiatore/evaporatore, quello dell'apparato di generazione e conversione dell'energia elettrica, e quello della pompa di circolazione.

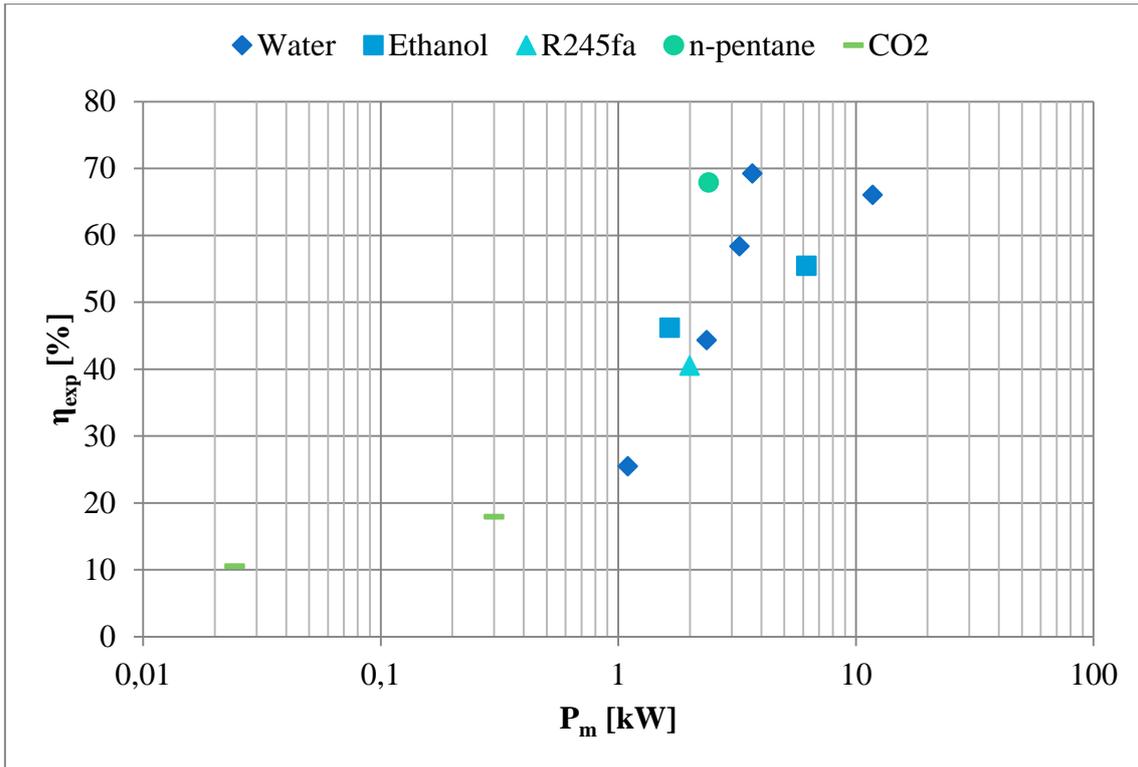


Figura 7.1 - Rendimento dell'espansore in funzione della potenza meccanica generata con indicati i diversi fluidi di lavoro utilizzati

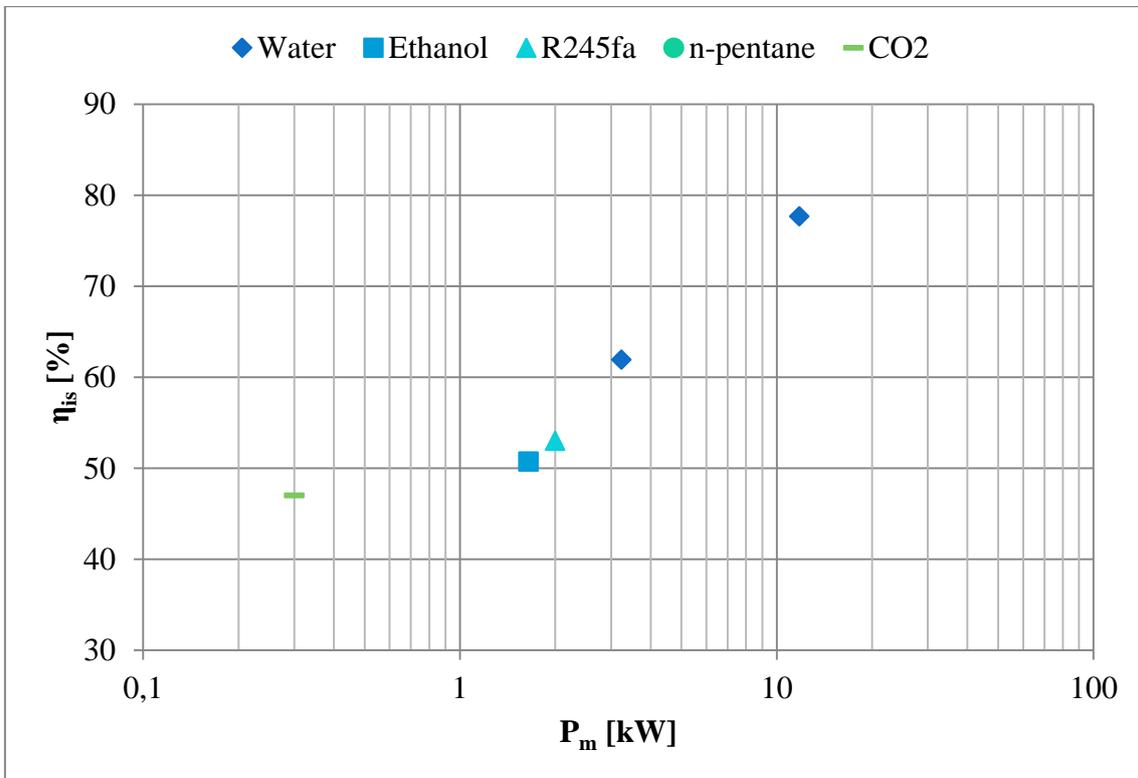


Figura 7.2 - Rendimento isoentropico in funzione della potenza meccanica generata con indicati i diversi fluidi di lavoro utilizzati

Rendimento e potenza sono stati in seguito rapportati con la velocità di rotazione, la temperatura di immissione del fluido nell'espansore e il rapporto tra le pressioni di aspirazione e scarico.

Da questi grafici si possono trarre alcune conclusioni:

- Per quanto riguarda la velocità di rotazione si confermano le tesi espone per questa tipologia di espansori. In particolare, come si nota dalle Figure 7.3 e 7.4, la maggior parte delle macchine opera a bassi regimi, tra i 1000 e i 2500 rpm. Nello specifico, le macchine che impiegano acqua tendono a funzionare a velocità più bassa, rispetto a quelle con etanolo o R245fa. Ad ogni modo, queste macchine possono lavorare anche a velocità leggermente superiori ma con un peggioramento delle prestazioni [24].
- Per quanto riguarda la temperatura di immissione del fluido, come si nota dalle Figure 7.5 e 7.6, le differenze sono dovute al fluido che viene scelto. Questa tipologia di espansori viene utilizzata per intervalli di temperatura molto ampi. Generalmente, le temperature più elevate ($>250^{\circ}\text{C}$) sono sfruttate da macchine funzionanti con acqua. Nonostante ciò, nei casi discussi la temperatura del fluido in ingresso all'espansore non è mai inferiore ai 100°C (ad eccezione dei sistemi a CO_2).
- Sono in grado di sopportare elevate pressioni di aspirazione (82 bar) e rapporti di pressione fino a 105.
- Presentano buone prestazioni generali sia quelli che funzionano ad acqua che quelli con i fluidi organici.

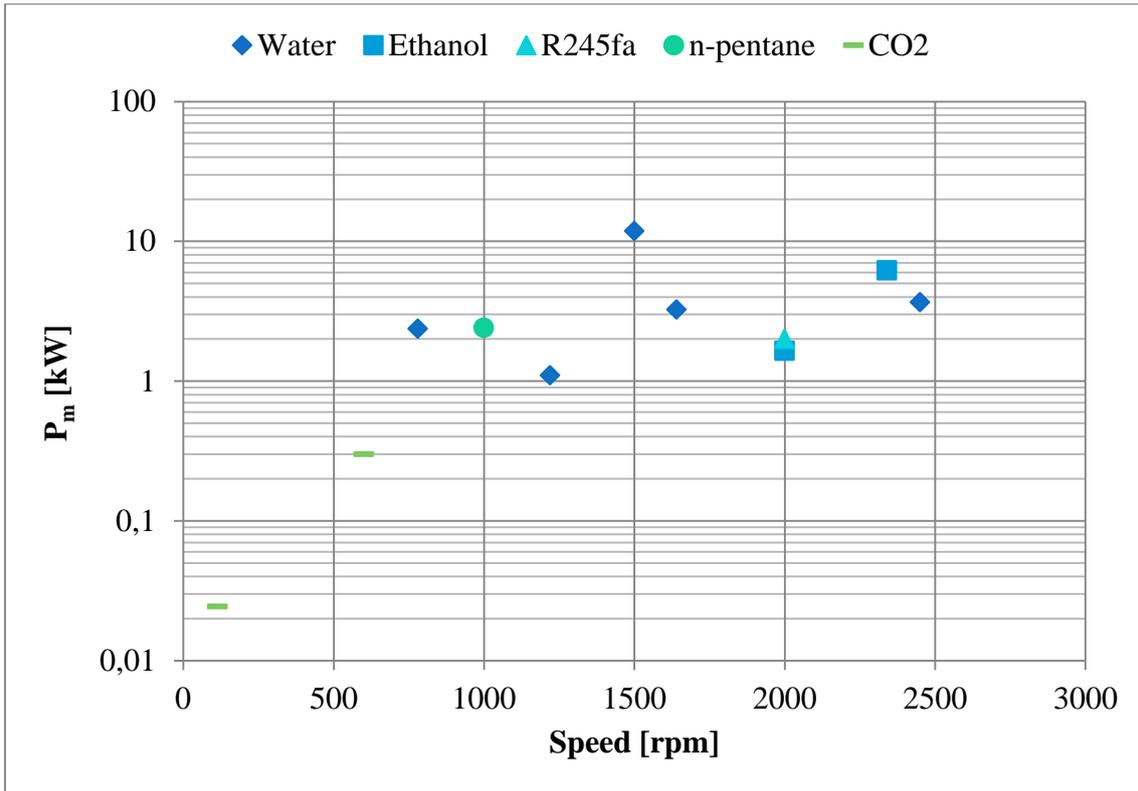


Figura 7.3 - Potenza meccanica generata in funzione della velocità di rotazione

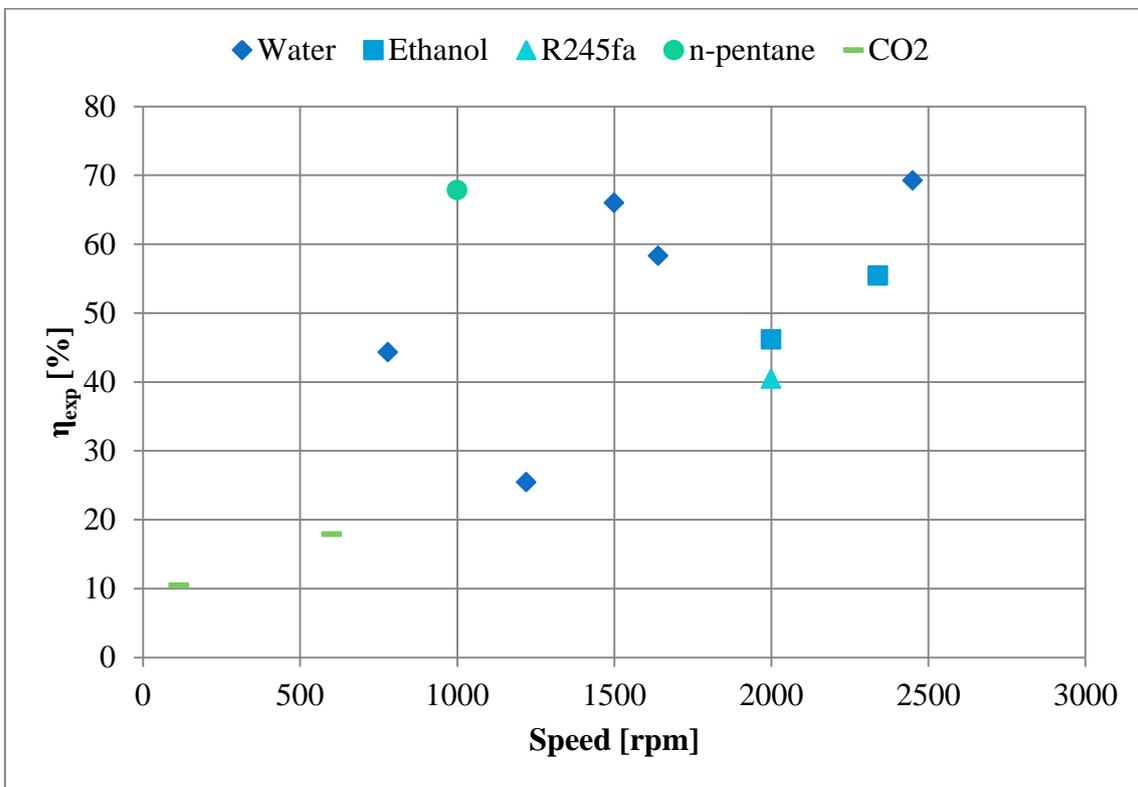


Figura 7.4 - Rendimento isoentropico in funzione della velocità di rotazione

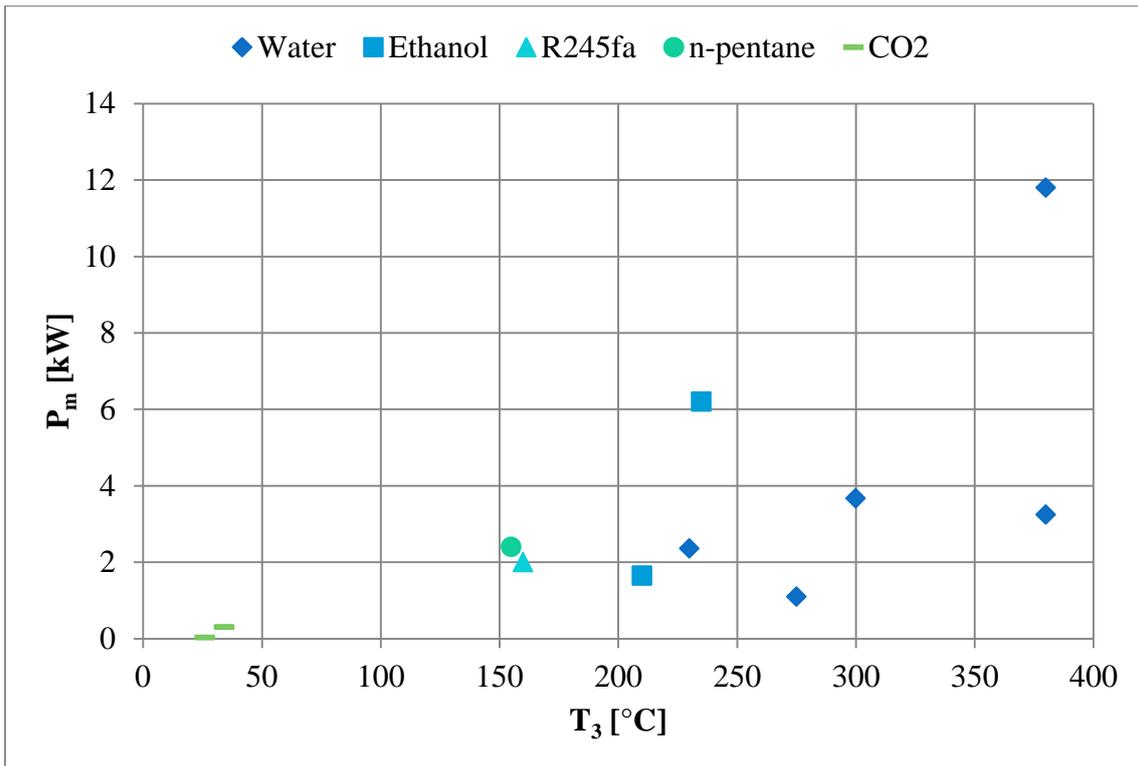


Figura 7.5 - Potenza meccanica generata in funzione della temperatura di ingresso del fluido nell'espansore

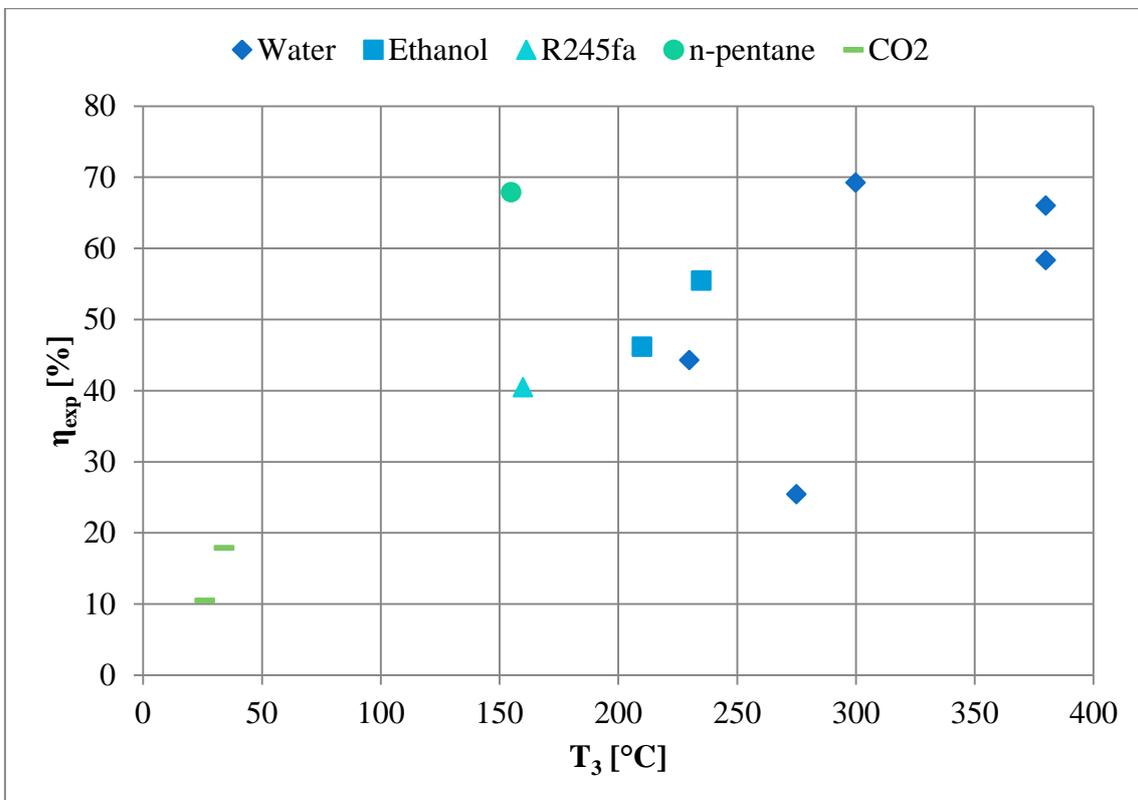


Figura 7.6 - Rendimento isoentropico in funzione della temperatura di ingresso del fluido nell'espansore

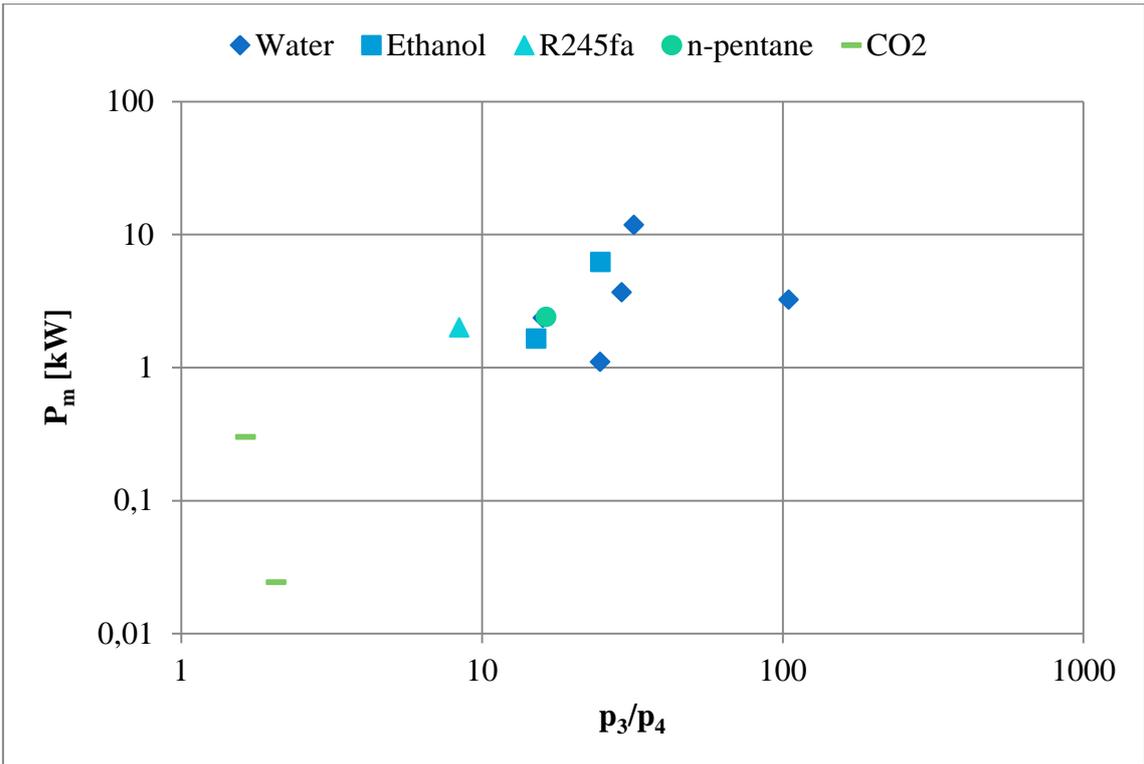


Figura 7.7 - Potenza meccanica generata in funzione del rapporto tra le pressioni di aspirazione e di scarico

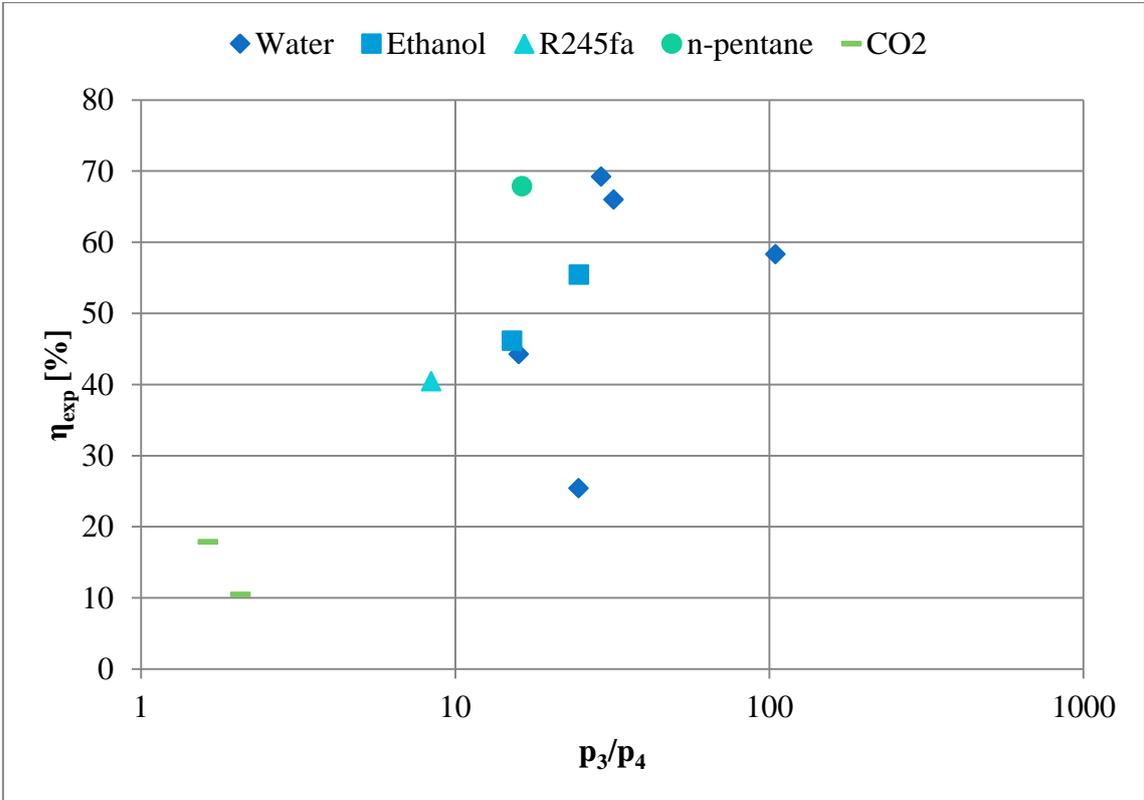


Figura 7.8 - Rendimento dell'espansore in funzione del rapporto tra le pressioni di aspirazione e di scarico

Gli ultimi grafici, di Figure 7.9 e 7.10, invece, riguardano le temperature operative e i salti entalpici isoentropici Δh_{34is} .

Per quanto riguarda le prime, si è ricavato un grafico che raccoglie tutti i punti di lavoro trattati negli articoli così da creare un'area per ogni fluido in cui queste macchine sono in grado di operare. Successivamente, sono stati inseriti i punti di cinque sistemi di riferimento che presi da Quoilin et al. [6] per semplicità di confronto. Come si può notare dai risultati ottenuti, gli apparati trovati possono funzionare con alcuni dei sistemi proposti. Gli impianti a vapore, come prevedibile, si adattano molto bene ai sistemi ad alta temperatura; invece, quelli a fluido organico si prestano meglio a sistemi di recupero del calore a bassa temperatura.

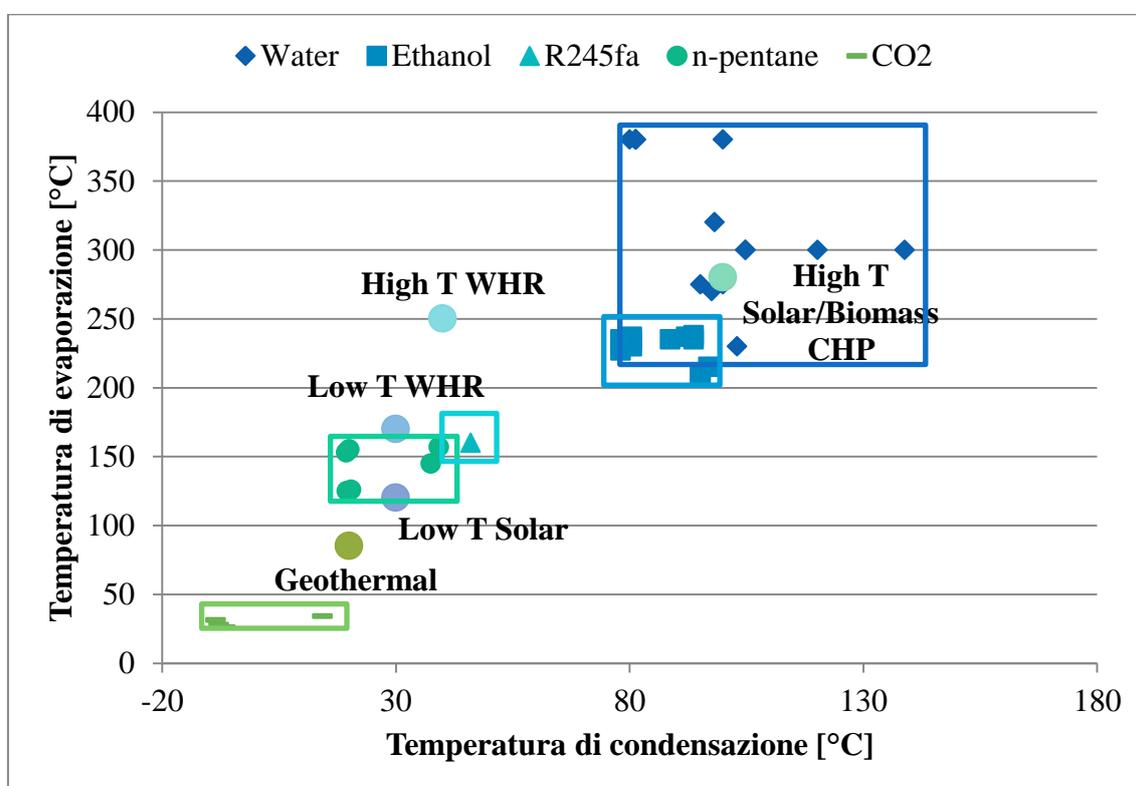


Figura 7.9 – Aree di lavoro delle macchine ricercate, sono stati considerate tutte le condizioni operative trattate nei vari articoli presentati in Tabella 7.1

Analizzando, in Figura 7.10, la differenza di entalpia (in caso di trasformazione isoentropica), si nota come a parità di rapporti di pressione, i sistemi che utilizzano acqua consentano salti più elevati. Come esaminato in precedenza, questo è dovuto alle diverse proprietà dell'acqua rispetto ai fluidi organici.

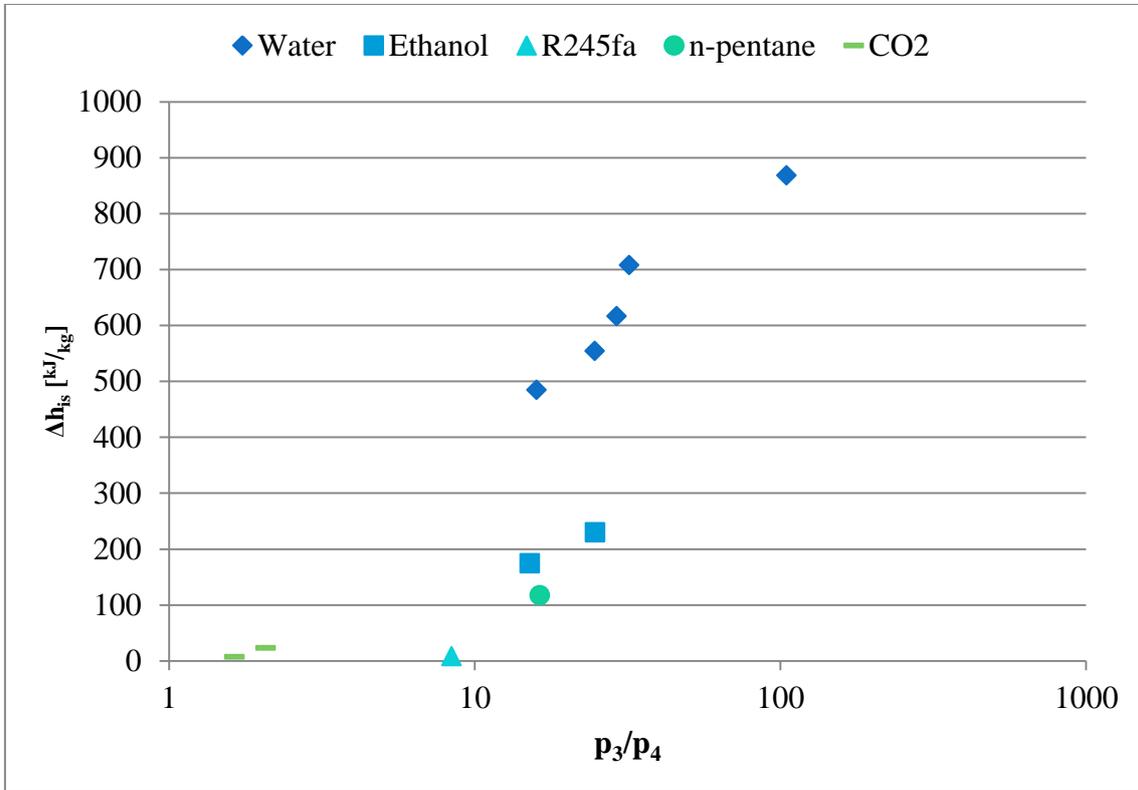


Figura 7.10 - Salto entalpico isoentropico in funzione del rapporto tra le pressioni

8 Approfondimenti

Galindo et al., Modeling and Experimental Validation of a Volumetric Expander Suitable for Waste Heat Recovery from an Automotive Internal Combustion Engine Using an Organic Rankine Cycle with Ethanol [30]

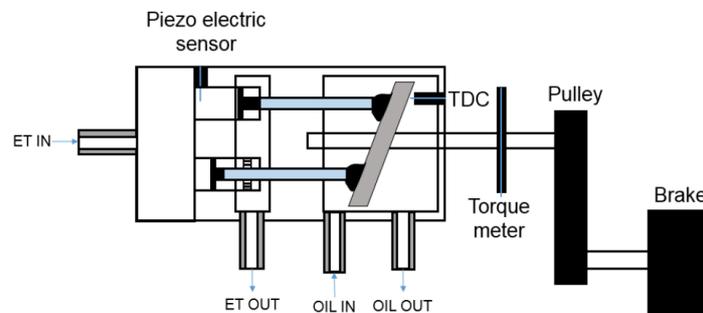


Figura 8.8.1 - Dispositivo sperimentale, dell'azienda Exoès (versione 2014), utilizzato per le prove sperimentali, in alto, e schema della configurazione dei sensori sull'impianto, in basso

In questo articolo gli autori studiano un espansore di tipo swash-plate prodotto dalla Exoès, visibile in Figura 8.1, collegato ad un sistema di recupero di calore da fumi di scarico di un motore a combustione interna (2L a benzina con turbocompressore), e lo analizzano in tre condizioni operative in cui il principale parametro che varia è la velocità di rotazione. La regolazione avviene variando la velocità della pompa di circolazione.

Di seguito, in Figura 8.2, viene mostrato il sistema sperimentale utilizzato durante le prove.

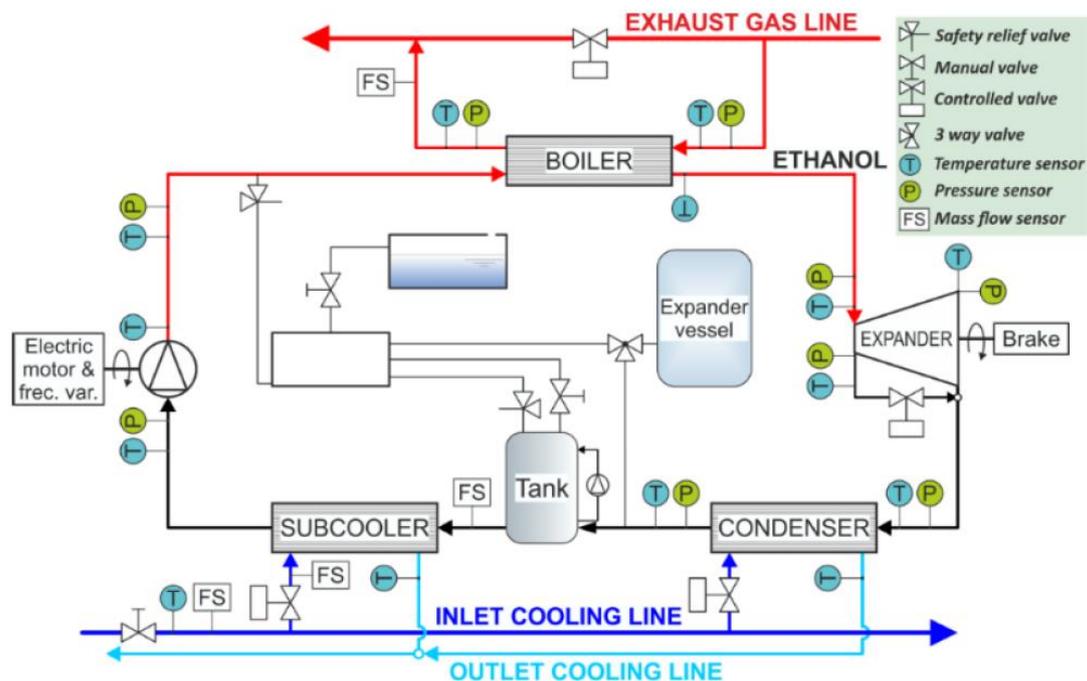


Figura 8.2 - Layout dell'impianto sperimentale

L'espansore analizzato è composto da 5 pistoni e utilizza etanolo come fluido di lavoro, immesso ad una temperatura di circa 210°C e alla pressione di 27-28 bar. La pressione in uscita dall'espansore è di circa 1,9-2 bar. La temperatura del fluido all'uscita della macchina è di circa 105-110°C che si trova allo stato di vapore surriscaldato in quanto la temperatura di condensazione dell'etanolo a quelle pressioni è di circa 96°C.

Case	Q_v	P_{id}	η_{id}	P_{int}	η_{is}	P_m	η_m	η_{exp}
	kW_t	kW	%	kW	%	kW	%	%
P1	25	3,431	13,7	1,739	50,7	1,649	94,8	48,1
P2	25	3,413	13,7	2,007	58,8	1,543	76,9	45,2
P3	25	3,338	13,4	1,874	56,1	1,531	81,7	45,8

Tabella 8.1 - Prestazioni dell'espansore swash-plate discusso nell'articolo

Nell'articolo vengono riportate tre rilevazioni fatte ad altrettante velocità di rotazione diverse, i cui dati sono riportati in Tabella 8.2 (in grassetto i dati dichiarati e in corsivo quelli calcolati). Le misurazioni non sono sufficienti a creare una correlazione accettabile tra le variabili ma si può notare come, nel range considerato, l'efficienza globale della macchina rimanga costante, intorno al 46%. La potenza prodotta all'albero è, inoltre, abbastanza costante, intorno a 1,6 kW.

Case	Fluid	Pistons	B	B	$\dot{\omega}$
		n°	mm	ft	rpm
P1	Ethanol	5	40	<i>0,131</i>	2001
P2	Ethanol	5	40	<i>0,131</i>	2502
P3	Ethanol	5	40	<i>0,131</i>	3003

T_3	p_3	$S_3=S_{4is}$	H_3	T_4	T_{cond}	p_4	H_{4is}	ΔH_{is}	ΔH_{is}
°C	bar	kJ/kgK	kJ/kg	°C	°C	bar	kJ/kg	kJ/kg	ft
210,23	28,65	2,238	998	105	95,1	1,89	823	174	58343
215,14	27	2,295	1021	109	96,9	2,01	848	173	57937
208,29	26,01	2,266	1004	111	95,3	1,9	834	171	57089

\dot{m}	d	v	V/Pistons	N_s	D_s
g/s	kg/m ³	m ³ /kg	ft ³ /s	-	-
20,5	3,17	0,315	0,046	<i>0,114</i>	<i>9,545</i>
21,1	3,27	0,306	0,046	<i>0,143</i>	<i>9,538</i>
20,8	3,15	0,318	0,047	<i>0,176</i>	<i>9,396</i>

Tabella 8.2 - Calcoli per l'analisi di similarità

Per analizzare ulteriormente i dati ricavati dal paper, le tre condizioni operative sono state inserite nel diagramma di Balje. Si può notare come essi si pongano tutti su di una retta parallela all'asse della velocità specifica: questo perché il parametro che ha subito la principale variazione è proprio la velocità di rotazione, a cui la velocità specifica è direttamente proporzionale.

Come discusso in precedenza, non vi è una certezza assoluta nel confrontare le curve del diagramma di Balje con i valori di rendimento reali. In questo caso, il rendimento maggiore si trova nel punto P2 per poi diminuire nei punti P3 e soprattutto P1.

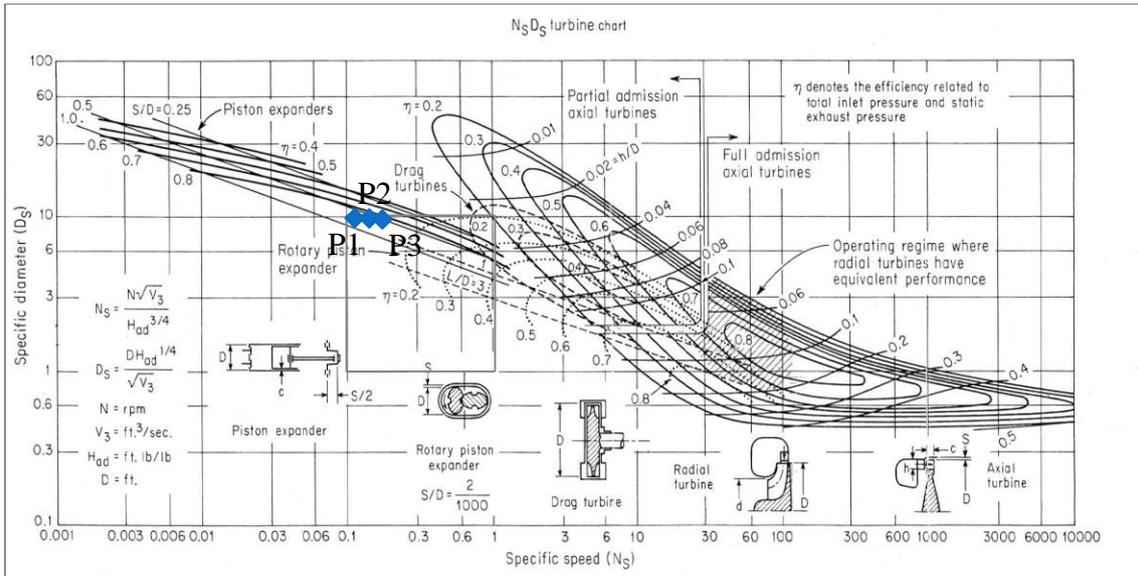


Figura 8.3 - Punti di lavoro riportati sul diagramma di Balje

Kim et al., Optimization of Design Pressure Ratio of Positive Displacement Expander for Vehicle Engine Waste Heat Recovery [28]

In questo caso, il calore utilizzato proviene sempre dai gas di scarico di un MCI e viene realizzato un sistema a due anelli: uno ad alta temperatura con un espansore a pistoni di tipo swash-plate, funzionante ad acqua, e uno a bassa temperatura con un espansore scroll funzionante a R134a.

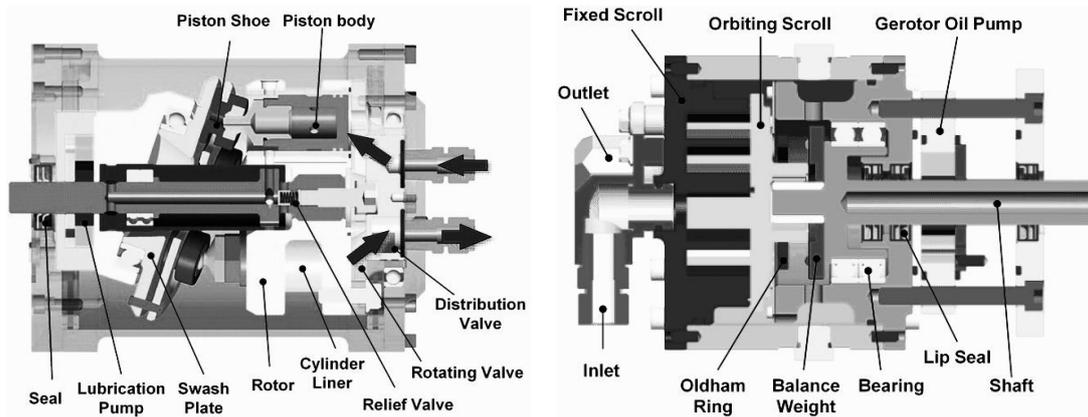


Figura 8.2 – Espansore swash-plate (sinistra) e scroll (destra) in sezione

Per quanto riguarda la macchina a pistoni, vengono sperimentate tre condizioni operative diverse dove il parametro che viene fatto variare è la pressione di uscita dall’espansore. Questo avviene operando sui meccanismi di regolazione di apertura e chiusura delle valvole.

Case	Fluid	T_3	p_3	T_4	p_4	\dot{m}	$\dot{\omega}$
		°C	bar	°C	bar	g/s	rpm
P1	Water	300	35	138,9	3,5	8,6	2450
P2	Water	300	35	120,2	2	8,6	2450
P3	Water	300	35	104,8	1,2	8,6	2450

Q_{disp}	Q_v	ϵ_{he}	P_{id}	η_{th}	P_m	η_{exp}
kWt	kWt	%	kW	%	kW	%
25,2	20,48	81,3	3,86	18,9	2,69	69,7
25,2	21,2	84,1	4,64	21,9	3,25	70,1
25,2	21,8	86,5	5,30	24,3	3,71	70,0

Tabella 8.3 - Dati riportati e calcolati dall'articolo

Data la potenza meccanica e quella ideale, è stato possibile ricavare il rendimento di macchina, che si è rivelato essere intorno al 70%. Questo dato, ipotizzando un rendimento meccanico che può variare dal 80% al 95%, permette di considerare un rendimento isoentropico compreso tra il 74% l'88%. Nonostante la cilindrata non troppo elevata (108 cm^3), la potenza massima ottenuta risulta di 3,71 kW.

Case	Fluid	Pistons	B	B	$\dot{\omega}$
		n°	mm	ft	rpm
P1	Water	5	30,2	0,10	2450
P2	Water	5	30,2	0,10	2450
P3	Water	5	30,2	0,10	2450

T_3	p_3	$S_3=S_{4is}$	H_3	T_4	p_4	H_{4is}	ΔH_{is}	ΔH_{is}
°C	bar	kJ/kgK	kJ/kg	°C	bar	kJ/kg	kJ/kg	ft
300	35	6,448	2978	138,9	3,5	2529	449	150226
300	35	6,448	2978	120,2	2	2439	539	180342
300	35	6,448	2978	104,8	1,2	2362	616	206188

\dot{m}	d	v	V/Pistons	N_s	D_s
g/s	kg/m ³	m ³ /kg	ft ³ /s	-	-
20,5	3,17	0,315	0,046	0,114	9,545
21,1	3,27	0,306	0,046	0,143	9,538
20,8	3,15	0,318	0,047	0,176	9,396

Tabella 8.4 - Dati calcolati per l'analisi di similarità

Dall'analisi di similarità, anche in questo caso i risultati si posizionano in modo non molto congruo con le linee isorendimento del diagramma di Balje. In questo caso, i punti P1, P2 e P3 hanno un rendimento costante di circa il 70% e la linea su cui si posizionano ha una pendenza molto diversa da quelle tracciate.

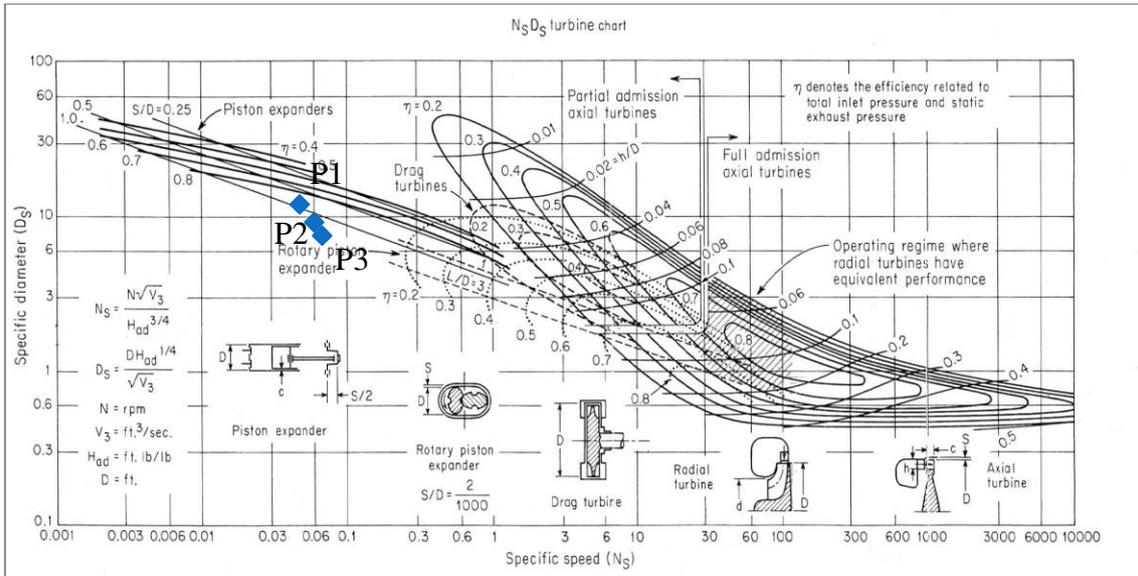


Figura 8.5 - Punti di funzionamento sperimentali posizionati sul diagramma di Balje

Gao et al., Experimental and Potential Analysis of a Single-Valve Expander for Waste Heat Recovery of a Gasoline Engine [24]

In questo paper viene utilizzato un espansore monocilindrico alternativo (100 cm³) per lo sfruttamento del calore recuperato da un MCI e il fluido di lavoro utilizzato è acqua. La particolarità di questa applicazione è l'utilizzo di una valvola per l'aspirazione posizionata al PMS e una porta di scarico in prossimità del PMI.

La variabile che viene modificata nelle varie prove è la potenza del motore e, di conseguenza, la portata dei gas di scarico e la loro temperatura. Vengono assegnate potenze e regimi che simulano il moto di un veicolo a diverse velocità (costanti).

Anche per questo caso sono stati analizzati i dati disponibili nell'articolo per ricavare quanto fosse ritenuto di interesse. In particolare, dalle potenze in gioco e dalla conoscenza degli stati termodinamici, si sono potuti ricavare tutti i rendimenti, compresa l'efficienza dello scambiatore principale (gas di scarico – acqua).

Per quanto riguarda lo scambiatore fumi-fluido, si ha che all'aumentare della temperatura di immissione dei gas di scarico corrisponde un calo dell'efficienza di scambio. Si ha comunque un aumento della potenza ceduta al fluido di lavoro.

Case	Fluid	Pistons	B	B	$\dot{\omega}$
		n°	mm	ft	rpm
P1	Water	1	50	<i>0,164</i>	1352
P2	Water	1	50	<i>0,164</i>	1426
P3	Water	1	50	<i>0,164</i>	1640
P4	Water	1	50	<i>0,164</i>	1978

\dot{m}	T ₃	p ₃	S ₃ =S _{4is}	H ₃	T ₄	p ₄	H _{4is}	ΔH_{is}	T ₂	P ₂	H ₂	ΔH_{32}
g/s	°C	bar	kJ/kgK	kJ/kg	°C	bar	kJ/kg	kJ/kg	°C	bar	kJ/kg	kJ/kg
5,3	380	38,7	<i>6,718</i>	<i>3169</i>	<i>138,9</i>	0,5	<i>2335</i>	<i>834</i>	<i>85,22</i>	38,7	<i>360</i>	<i>2809</i>
5,5	380	42,3	<i>6,668</i>	<i>3162</i>	<i>120,2</i>	0,5	<i>2317</i>	<i>845</i>	<i>85,22</i>	42,3	<i>360</i>	<i>2802</i>
6,4	380	52,4	<i>6,546</i>	<i>3142</i>	<i>104,8</i>	0,5	<i>2274</i>	<i>868</i>	<i>85,22</i>	52,4	<i>361</i>	<i>2781</i>
7,8	380	66,9	<i>6,397</i>	<i>3111</i>	<i>120,2</i>	0,5	<i>2221</i>	<i>890</i>	<i>85,22</i>	66,9	<i>362</i>	<i>2749</i>

Tabella 8.5 - Foglio di calcolo per i valori termodinamici e per l'analisi di similarità

\dot{m}_{EG}	T_{inEG}	T_{outEG}	ΔT_{EG}	Q_{disp}	Q_v	ϵ_{he}
kg/s	°C	°C	°C	kW _t	kW _t	%
0,052	721	411	310	17,7	14,9	84,0
0,058	740	398	342	21,8	15,4	70,6
0,067	765	390	375	27,6	17,8	64,4
0,093	805	445	360	36,8	21,4	58,2

P_{id}	η_{id}	P_{int}	η_{is}	P_m	η_m	ΔH_{34is}	d	v	V/Pistons	N_s	D_s
kW	%	kW	%	kW	%	ft	kg/m ³	m ³ /kg	ft ³ /s	-	-
4,42	29,7	2,23	50,4	2,06	92,4	279144	0,357	2,804	0,525	<i>0,081</i>	<i>5,205</i>
4,65	30,1	2,63	56,6	2,45	93,2	282631	0,360	2,779	0,540	<i>0,085</i>	<i>5,148</i>
5,56	31,2	3,44	61,9	3,24	94,2	290382	0,368	2,718	0,614	<i>0,103</i>	<i>4,858</i>
6,94	32,4	5,06	72,9	3,47	68,6	297790	0,378	2,644	0,728	<i>0,132</i>	<i>4,490</i>

Tabella 8.5 - Foglio di calcolo per i valori termodinamici e per l'analisi di similarità [continua]

Le prestazioni dell'espansore ottenute durante gli esperimenti sono riassunte nel grafico di Figura 8.6, dove si può notare come la potenza massima raggiunta sia di 3,5 kW (all'albero della macchina), con un rendimento isoentropico del 73%.

È interessante constatare che il rendimento meccanico subisce un brusco calo, aumentando la velocità. Questo potrebbe essere dovuto in parte alla non perfetta costruzione della macchina prototipale. Nonostante ciò, il rendimento dell'espansore rimane quasi in tutte le prove oltre il 50 %.

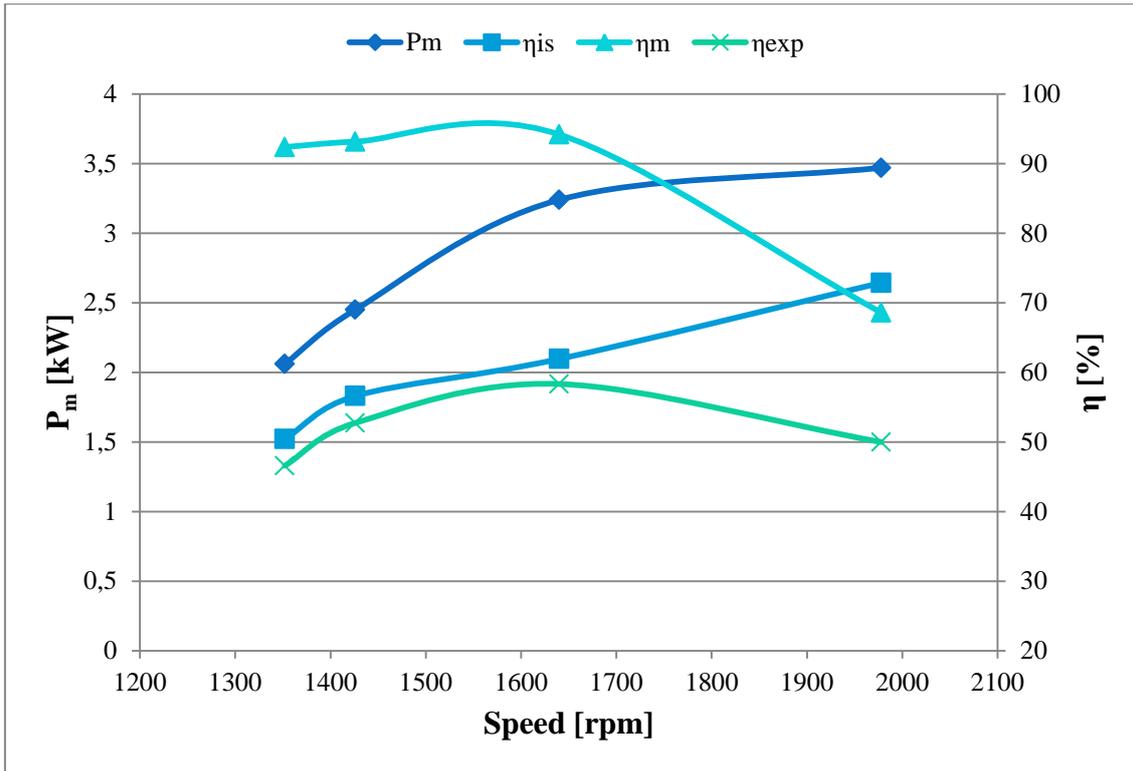


Figura 8.6 - Prestazioni ottenute durante le prove sperimentali

Per quanto riguarda l'analisi di similarità, invece, i punti sperimentali si posizionano su di una retta inclinata in cui il rendimento tende ad aumentare quando ci si sposta verso la parte destra del grafico. Senza ulteriori dati non è possibile definire con certezza l'andamento delle curve ma ad un primo impatto si potrebbe ipotizzare qualitativamente simile a quello delle macchine a pistone rotante.

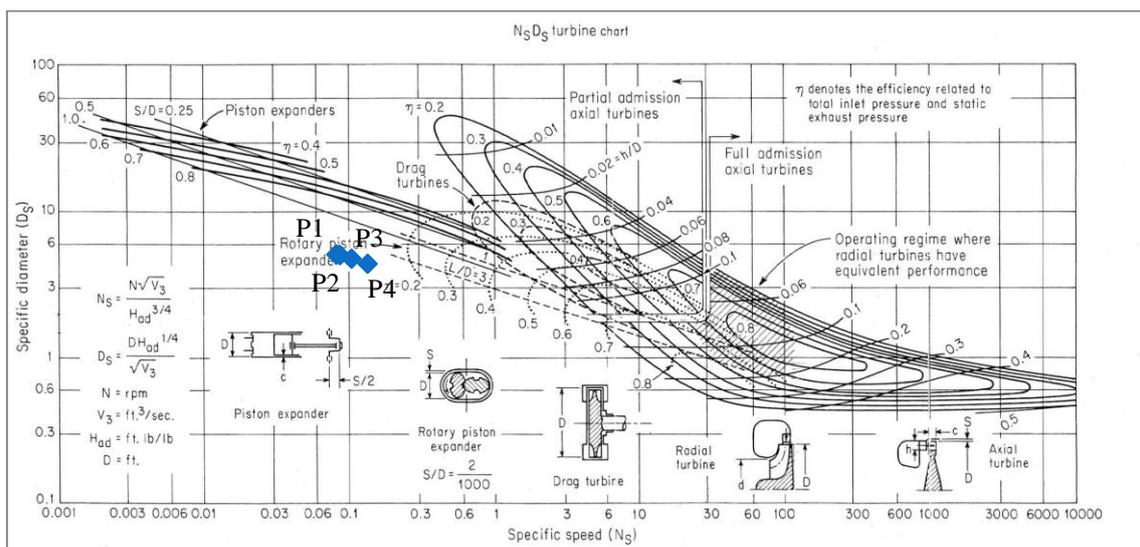


Figura 8.7 - Condizioni operative riportate sul diagramma di Balje

Baek et al., Piston-cylinder work producing expansion device in a transcritical carbon dioxide cycle. Part I: experimental investigation [34]

I sistemi a CO₂ trattati in questo elaborato impiegano degli espansori alternativi a pistoni all'interno di cicli frigoriferi in regime supercritico. Gli espansori non sono generalmente presenti nei cicli frigoriferi, il cui componente principale è il compressore, ma il loro inserimento ha lo scopo di aumentare l'efficienza complessiva, ricavando energia durante il processo di espansione.

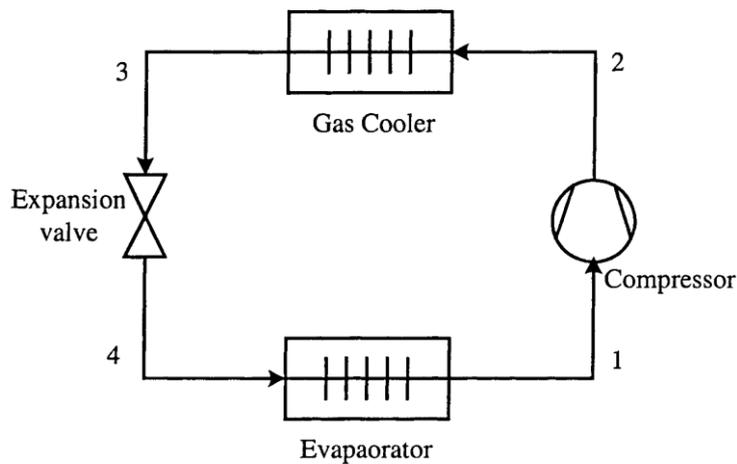


Figura 8.8 - Schema di un ciclo frigorifero classico [34]

In Figura 8.8 è mostrato un sistema standard a CO₂ transcritical il cui ciclo viene riportato in Figura 8.9 su un diagramma T-s. I componenti sono: un compressore, un raffreddatore per il gas, una valvola di espansione e un evaporatore. I processi sono quindi quattro: una compressione 1-2, un raffreddamento 2-3, un'espansione 3-4 e un riscaldamento.

Il ciclo di raffreddamento è in condizioni supercritiche in quanto la temperatura e la pressione critica della CO₂ sono 30,82°C e 73,53 bar. Nelle stagioni calde la temperatura esterna può essere superiore a quella critica dell'anidride carbonica, perciò, per abbassarne la temperatura, si utilizzano dei classici sistemi di raffreddamento.

Nel diagramma T-s sono invece indicate tre tipi di espansioni di cui una adiabatica 3-4_{is} e una isoentalpica 3-4_h, attraverso una valvola di espansione. L'espansione 3-4_w indica un processo attraverso un espansore che viene posto in alternativa alla valvola di espansione e che consente di produrre lavoro durante la trasformazione, e aumentando le performance generali del ciclo.

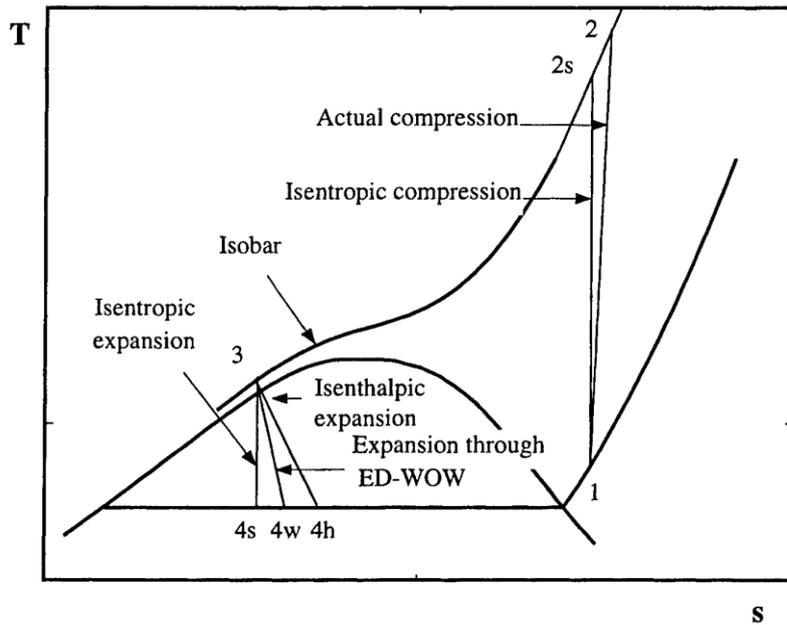


Figura 8.9 - Diagramma T-s di un ciclo frigorifero con tre diversi tipi di espansione: isentropica (4s), isoentalpica (4h) e attraverso un espansore (4w) [34]

In Figura 8.10 è mostrato lo schema di un impianto con l'espansore che sostituisce la valvola di espansione. Aumentando il volume della CO₂ attraverso una macchina di questo tipo con un processo 3-4w, l'entalpia in ingresso all'evaporatore sarà inferiore al caso di espansione isoentalpica 3-4h e questo aumenterà la capacità dell'evaporatore di assorbire calore. Inoltre, l'energia prodotta dall'espansore può essere utilizzata per diminuire il lavoro di compressione con conseguente aumento delle performance.

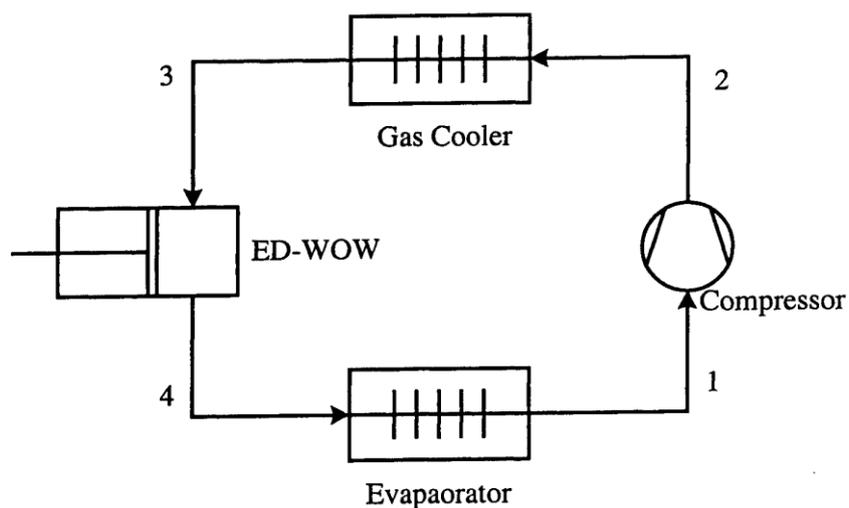


Figura 8.10 - Schema di un ciclo frigorifero con un espansore volumetrico al posto della valvola di laminazione [34]

Case	Fluid	Pistons	B	B	$\dot{\omega}$
		n°	mm	ft	rpm
P1	CO₂	2	27,7	0,091	114
P2	CO₂	2	27,7	0,091	120
P3	CO₂	2	27,7	0,091	120

\dot{m}	T ₃	p ₃	S ₃ =S _{4is}	H ₃	T ₄	p ₄	H _{4is}	dH _{is}
g/s	°C	bar	kJ/kgK	kJ/kg	°C	bar	kJ/kg	kJ/kg
9,7	26,0	60,5	1,73	418	-6,5	29,2	395,0	22,8
11,6	27,9	63,9	1,71	412	-7,9	28,1	387,4	24,9
13,5	31,4	72,6	1,61	386	-8,5	27,6	360,3	25,2

P _{id}	P _m	η_{exp}	dH _{34is}	d	v	V/Pistons	N _s	D _s
kW	kW	%	ft	kg/m ³	m ³ /kg	ft ³ /s	-	-
<i>0,22</i>	<i>0,023</i>	<i>10,5</i>	<i>7639</i>	<i>92,81</i>	<i>0,011</i>	<i>0,002</i>	<i>0,006</i>	<i>19,777</i>
<i>0,29</i>	<i>0,029</i>	<i>9,9</i>	<i>8323</i>	<i>91,96</i>	<i>0,011</i>	<i>0,002</i>	<i>0,006</i>	<i>18,393</i>
<i>0,34</i>	<i>0,035</i>	<i>10,2</i>	<i>8428</i>	<i>102,02</i>	<i>0,010</i>	<i>0,002</i>	<i>0,007</i>	<i>18,014</i>

Tabella 8.6 - Calcoli per l'espansore a CO₂

Le prestazioni, anticipate nelle conclusioni dell'articolo, e confermate dai calcoli, non sono eccezionali. Questi risultati possono essere dovuti al fatto che si tratta di un prototipo realizzato in laboratorio, di conseguenza il dispositivo potrebbe non essere ottimizzato sotto alcuni punti di vista. L'obiettivo degli autori era di verificare un effettivo impatto positivo di questa configurazione. Il risultato finale è stato un incremento del COP del 10,5%.

Riportando i valori di velocità specifica e diametro specifico sul diagramma di Balje, risultano tre punti molto ravvicinati che si dispongono su di una linea inclinata in ordine di rendimento crescente verso destra. È nuovamente un risultato analogo ai precedenti. Inoltre, è da notare che questi punti, con rendimenti molto ridotti, sono posizionati nella parte in alto a sinistra del grafico rispetto a tutti quelli precedenti. Sebbene, dato le ridotte dimensioni degli apparati e del diverso tipo di fluido, questi casi non siano direttamente paragonabili, questo risultato è qualitativamente molto interessante.

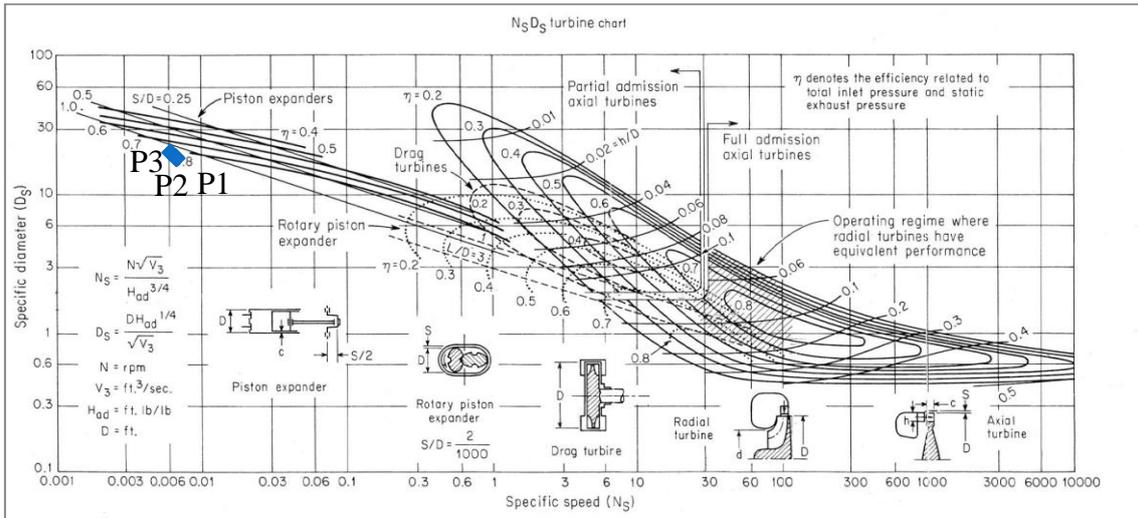


Figura 8.11 - Condizioni operative riportate sul diagramma di Balje

8.1 Osservazioni

Dopo l'approfondimento di questi articoli, è dunque possibile ipotizzare che l'andamento delle curve a isorendimento nel diagramma di Balje sia diverso da quello tracciato in passato. Oltre ai concetti di similarità, questo può essere dovuto anche ad un avanzamento della tecnologia, in particolare dei materiali e dei processi di lavorazione e costruzione.

Da quanto osservato, si potrebbe dedurre che le curve degli espansori a pistoni abbiano una forma simile a quelle degli espansori a pistone rotante. Analizzando le diverse macchine, si evince un andamento del rendimento che varia lungo una traiettoria che taglia il grafico dalla zona in basso a destra a quella in alto a sinistra, diminuendo nello spostamento verso quest'ultimo.

Vi sono casi, come quello mostrato da Bouvier et al. [22] (Figura 7.22) e da Galindo et al. [30] (Figura 7.13), in cui variando il punto di funzionamento lungo una retta parallela all'asse delle ordinate, il rendimento tende a diminuire. In questo caso il comportamento è simile a quello che dovrebbe accadere nella zona degli espansori alternativi, ma traslato verso il basso. Si può quindi ipotizzare che le curve presenti nel diagramma di Balje non siano del tutto errate, ma vadano semplicemente ricalcolate con le ipotesi e le prestazioni relative a sistemi più moderni.

Può essere utile eseguire varie simulazioni con diversi fluidi e, soprattutto, con macchine di diverse taglie così da valutare anche gli, eventuali, effetti di scala.

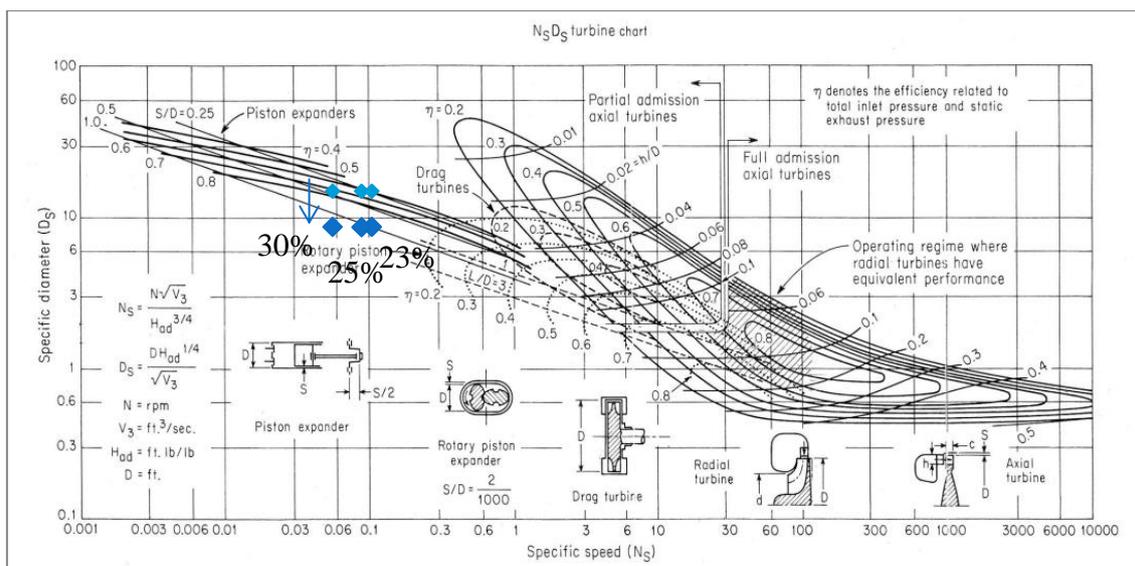


Figura 8.12 - Punti sperimentali ottenuti da [22]

9 Macchine commerciali

In Tabella 9.1 sono riportati i dati degli espansori alternativi per sistemi ORC disponibili sul mercato. Sono state trovate in tutto sei aziende (di cui solo cinque attive al momento).

La letteratura commerciale, a differenza di quella scientifica, trasmette esclusivamente i dati essenziali per una visione di massima dei sistemi, limitandosi spesso al solo dato di potenza ottenibile.

Le tipologie e le caratteristiche dei dispositivi sono molto varie e differiscono sia per gli aspetti geometrici sia per quelli termodinamici. In particolare:

- Non vi è un fluido prevalentemente utilizzato, si va dall'acqua all'etanolo, fino ai fluidi organici più recenti come l'R1233zd e l'R1336mzz-Z.
- In base al fluido possono operare in un ampio intervallo di temperature: da 70°C fino ad oltre 300°C (in alcuni casi è previsto un circuito secondario ad olio diatermico).
- In quasi tutti i casi, per avere prestazioni accettabili si utilizzano configurazioni con più cilindri.
- A parte il dispositivo swash-plate dell'azienda Exoès, le altre sono tutte macchine funzionanti con il principio biella-manovella.
- Dove specificati, i rendimenti elettrici non sono mai superiori al 20% e quelli isoentropici variano dal 60% all'80%.

In Figura 9.1 sono mostrate alcune delle macchine citate in Tabella 9.1, in particolare:

- a) Nella prima immagine è mostrato un rendering di un espansore di tipo swash-plate e funzionante con etanolo progettato dall'azienda Exoès, e che uscirà nel corso del 2017 nella versione aggiornata EVE-T2 [38]. Alcuni dei modelli precedenti, tra cui l'EVE-T1, sono citati nell'analisi del Capitolo 7.
- b) Nella seconda immagine è mostrata la macchina CE40 dell'azienda Viking, composta da quattro espansori monocilindrici assemblati all'interno di uno stesso sistema per aumentare la potenza generabile. Come indicato in Tabella 9.1, le macchine di questa azienda sono progettate per funzionare con un'ampia gamma di fluidi organici [38].

- c) Nella terza immagine è mostrato un espansore della Devetec, nella configurazione ad otto cilindri. Il fluido di lavoro impiegato in questa macchina è etanolo.
- d) Nell'ultima immagine è mostrato un espansore a vapore dell'azienda Spilling.



Figura 9.9.1 - Immagini di alcune applicazioni commerciali: a) EVE-T2 della Exoès, b) CE40 della Viking Heat Engines, c) V8 della Devetec, d) Espansore della Spilling

Rif.	Manufacturer	Model/Type	Fluid	P. n°	V _D cm ³	T ₃ °C	T ₄ °C	p ₃ bar	p ₄ bar	Q _v kWt	P _e kWe	η _{exp} %	η _{m,th} %	η _{el} %	ω̇ rpm
[36]	AVL & Viking Heat Engines	CraftEngine CE10	R134a R1234ze	1	510	80 100	<48	<30	<10	30 150	2 10		6 14	5 12	750 1500
[36]	AVL & Viking Heat Engines	CraftEngine CE10	R245fa R1233zd R1336mzz-Z	1	510	110 215	<90	<30	<10	30 150	2 10		6 14	5 12	750 1500
[36]	AVL & Viking Heat Engines	CraftEngine CE40	R134a R1234ze	4	2040	80 100	<48	<30	<10	120 600	10 45		6 14	5 12	750 1500
[36]	AVL & Viking Heat Engines	CraftEngine CE40	R245fa R1233zd R1336mzz-Z	4	2040	110 215	<90	<30	<10	120 600	10 45		6 14	5 12	750 1500
[37]	Spilling	vari	Water	1-6		250 265		6 60	0,2 15		100 200	70 80		8 20	750 1000
[38]	SteamDrive VOITH	SteamDrive 20/30	Water	2	800	300 400	90	<60			20 30				1500
[39]	Devetec	V8	Ethanol	8	18900	230 1000	75 100			932	130				
[39]	Devetec	V12	Ethanol	12	28300	230 1000	75 100			1398	200				
[39]	Devetec	V16	Ethanol	16	37800	230 1000	75 100			1804	270				
[40]	EXA energie	PG15	R134a			70 95	10 40			120 160	15				
[40]	EXA energie	PG21	R134a			70 95	10 40			170 224	21				
[40]	EXA energie	TR150	Toluene			>350	10 41			900	150				
[41]	EXOES	EVE-T2	Ethanol	3				10 40	1 4		12 _(m)	60 66			1000 5000

Tabella 9.9.1 - Raccolta dati dei macchinari commerciali

10 Conclusioni

I sistemi Organic Rankine Cycle presentano diversi vantaggi, rispetto ai cicli a vapore, derivanti dalle proprietà dei particolari fluidi di lavoro impiegati. Dato l'ampio range di condizioni operative in cui possono operare e le basse temperature che riescono a sfruttare, vengono integrati ai sistemi per lo sfruttamento delle energie rinnovabili o per il recupero di calore da altri processi.

Le basse quantità di energia che generalmente garantiscono questi due sistemi hanno fatto in modo che la tecnologia degli ORC trovasse spazio nelle applicazioni di piccola taglia. Ed è in queste condizioni che entrano in gioco gli espansori volumetrici.

In particolare, gli espansori alternativi a pistoni, data la conoscenza approfondita della tecnologia, la possibilità di lavorare con fluidi umidi e la possibilità di operare con elevati rapporti di espansione sono in grado di competere con le altre tipologie di espansori.

Al momento, gli espansori a pistoni (in configurazione swash-plate) sono una tecnologia in rapida evoluzione nel campo del recupero di calore da MCI per mezzi di trasporto.

L'azienda Exoès è una delle più attive in questo campo. Ha all'attivo un numero consistente di prove sperimentali e di ore di test, studiando e progettando queste applicazioni dal 2012. L'ultima e ottimizzata versione del loro dispositivo, EVE-T2, sarà pronta per l'industrializzazione nel corso del 2017 [41].

Più in generale, dall'analisi delle applicazioni sperimentali ricercate si sono tratte le seguenti conclusioni, riguardanti agli espansori alternativi a pistone:

- Possono lavorare con molti tipi di fluido e in ampi intervalli di temperatura e pressione: questo li rende flessibili e adattabili a diverse applicazioni.
- Si possono adattare a sistemi di piccola-media taglia in quanto la potenza meccanica generata è nell'intervallo 1-10 kW, con un picco di 11,8 kW.
- I rendimenti globali sono superiori al 50%, con un massimo del 69,2% e del 78% per quanto riguarda quello isoentropico.
- La ricerca sul mercato ha mostrato che questi espansori si presentano, nella maggior parte dei casi, in configurazioni modulari, in cui diverse macchine

vengono inserite in uno stesso sistema per aumentare le prestazioni. Di conseguenza, è possibile assecondare richieste tecnologiche di diverso tipo e dimensione.

Inoltre, nello svolgimento dell'elaborato si sono trattati i concetti di similarità per la selezione delle macchine di espansione tramite il diagramma di Balje. In particolare, si è visto come le curve relative agli espansori a pistone non rispecchino le prestazioni dei sistemi attuali. Probabilmente, le caratteristiche non comuni dei sistemi a fluido organico come gli elevati rapporti di espansione (che comportano elevati numeri di Mach), l'ipotesi di gas perfetto non sempre applicabile e le dimensioni degli apparati anche molto ridotte, fanno in modo che i risultati che scaturiscono da questi grafici non siano attendibili.

Sarebbe interessante rimodellare le curve per la selezione degli espansori a pistone, ed eventualmente verificare la possibilità di creare delle mappe per la selezione delle altre macchine volumetriche, così come fatto da Rahbar et al. [42] per le turbine:

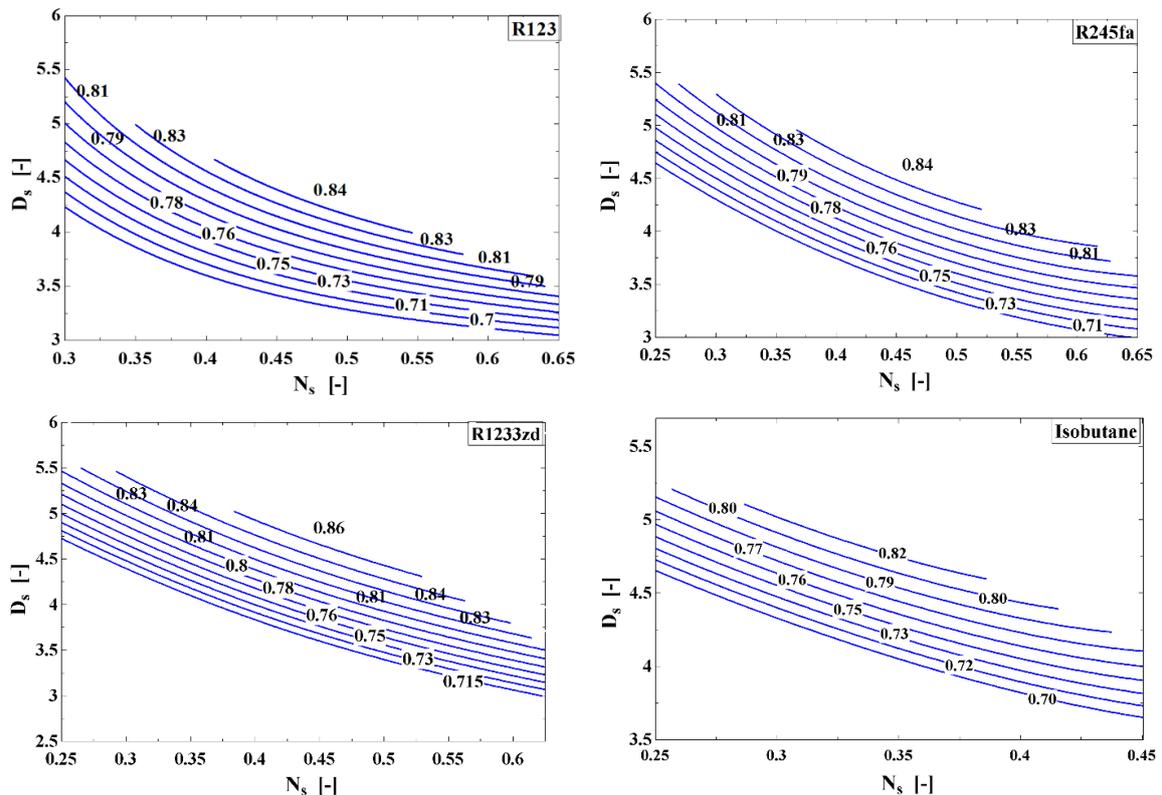


Tabella 10.1 - Curve di rendimento ottimale di turbina sul diagramma N_s - D_s , nel caso di quattro fluidi organici: R123, R245fa, R1233zd e isobutano, con temperatura d'ingresso in turbina di 100°C

11 Bibliografia

- [1] H. Chen, D. Y. Goswami e E. K. Stefanakos, «A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat,» *Renewable and sustainable energy reviews*, vol. 14, pp. 3059-3067, 2010.
- [2] S. Quoilin, M. Van Den Broek, S. Declaye, P. Dewallef e V. Lemort, «Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 22, pp. 168-186, 2013.
- [3] J. Bao e L. Zhao, «A review of working fluid and expander selections for organic Rankine cycle,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 24, pp. 325-342, 2013.
- [4] United States Environmental Protection Agency, «Ozone-Depleting Substances,» [Online]. Available: <https://www.epa.gov/ozone-layer-protection/ozone-depleting-substances>.
- [5] I. N. Bettio, «Expoclima,» 15 02 2012. [Online]. Available: http://www.expoclima.net/special/18/i_nuovi_gas_refrigeranti/i_gas_refrigeranti_dagli_hfc_all_anidride_carbonica.htm.
- [6] I. Vankeirsbilck, B. Vanslambrouck, S. Gusev e M. De Paepe, «Organic Rankine cycle as efficient alternative to steam cycle for small scale power generation,» *HEFAT 2011*, 2011.
- [7] T. Tarti, «ORC Market: A World Overview,» 2016. [Online]. Available: <http://orc-world-map.org/analysis.html>.
- [8] M. Imran, M. Usman, B.-S. Park e D.-H. Lee, «Volumetric expanders for low grade heat and waste heat recovery applications,» *Renewable and Sustainable*

Energy Reviews, vol. 57, pp. 1090-1109, 2016.

- [9] G. Zywica, T. Z. Kaczmarczyk e E. Ihnatowicz, «A review of expanders for power generation in small-scale organic Rankine cycle systems: Performance and operational aspects,» *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, vol. 230, pp. 669-684, 2016.
- [10] A. P. Weiß, «Volumetric expander versus turbine--which is the better choice for small ORC plants,» in *3rd ASME ORC conference*, 2015.
- [11] O. Badr, D. Probert e P. W. O'Callaghan, «Multi-vane expanders as prime movers in low-grade energy engines,» *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Power and Process Engineering*, vol. 200, pp. 117-125, 1986.
- [12] S. Quoilin, S. Declaye, A. Legros, L. Guillaume e V. Lemort, «Working fluid selection and operating maps for Organic Rankine Cycle expansion machines,» in *Proceedings of the 21st international compressor conference at Purdue*, 2012.
- [13] J.-F. Oudkerk, R. Dickes, O. Dumont e V. Lemort, «Experimental performance of a piston expander in a small-scale organic Rankine cycle,» in *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 2015.
- [14] S. Clemente, D. Micheli, M. Reini e R. Taccani, «Performance analysis and modeling of different volumetric expanders for small-scale organic Rankine cycles,» in *ASME 2011 5th International Conference on Energy Sustainability*, 2011.
- [15] V. Lemort e A. Legros, «Positive displacement expanders for Organic Rankine Cycle,» *Organic Rankine Cycle (ORC) Power Systems: Technologies and Applications*, p. 361, 2016.
- [16] R. Daccord, J. Melis, A. Darmedru, E. Davin, A. Debaise, B. Mandard, A. Bouillot, S. Watts e X. Durand, «Integration of a Piston Expander for Exhaust Heat Recovery in a Long Haul Truck,» in *Conference of Energy and Thermal Management, Air Conditioning, Waste Heat Recovery*, 2016.

- [17] M. Badami e M. Mura, «Preliminary design and controlling strategies of a small-scale wood waste Rankine Cycle (RC) with a reciprocating steam engine (SE),» *Energy*, vol. 34, pp. 1315-1324, 2009.
- [18] V. Lemort, L. Guillaume, A. Legros, S. Declaye e S. Quoilin, «A comparison of piston, screw and scroll expanders for small scale Rankine cycle systems,» in *Proceedings of the 3rd International Conference on Microgeneration and Related Technologies*, 2013.
- [19] Y. Glavatskaya, P. Podevin, V. Lemort, O. Shonda e G. Descombes, «Reciprocating expander for an exhaust heat recovery rankine cycle for a passenger car application,» *Energies*, vol. 5, pp. 1751-1765, 2012.
- [20] O. E. Balje, «A Study on Design Criteria and Matching of Turbomachines: Part A—Similarity Relations and Design Criteria of Turbines,» *Journal of Engineering for Power*, vol. 84, pp. 83-102, 1962.
- [21] R. Barber e D. Prigmore, «Solar-powered heat engines,» *Solar Energy Handbook*, Kreider, J., and Kreith, F., eds. McGraw Hill Book Company, pp. 22-1, 1981.
- [22] A. Perdichizzi, «Efficiency prediction for axial-flow turbines operating with nonconventional fluids,» *Journal of Engineering for Power* OCTOBER, vol. 103, p. 719, 1981.
- [23] R. Sala, *Dispense del corso "Macchine"*, Pavia: Facoltà di Ingegneria dell'Università di Pavia, 2012.
- [24] J.-L. Bouvier, G. Michaux, P. Salagnac, T. Kientz e D. Rochier, «Experimental study of a micro combined heat and power system with a solar parabolic trough collector coupled to a steam Rankine cycle expander,» *Solar Energy*, vol. 134, pp. 180-192, 2016.
- [25] J.-L. Bouvier, V. Lemort, G. Michaux, P. Salagnac e T. Kientz, «Experimental study of an oil-free steam piston expander for micro-combined heat and power systems,» *Applied Energy*, vol. 169, pp. 788-798, 2016.

- [26] W. Gao, W. He, L. Wei, G. Li e Z. Liu, «Experimental and Potential Analysis of a Single-Valve Expander for Waste Heat Recovery of a Gasoline Engine,» *Energies*, vol. 9, p. 1001, 2016.
- [27] G. Latz, O. Erlandsson, T. Skare, A. Contet, S. Andersson e K. Munch, «Water-based rankine cycle waste heat recovery systems for engines: challenges and opportunities,» in *3rd International Seminar on ORC Power Systems (ORC15)*, 2015.
- [28] G. Latz, O. Erlandsson, T. Skåre, A. Contet, S. Andersson e K. Munch, «Performance Analysis of a Reciprocating Piston Expander and a Plate Type Exhaust Gas Recirculation Boiler in a Water-Based Rankine Cycle for Heat Recovery from a Heavy Duty Diesel Engine,» *Energies*, vol. 9, p. 495, 2016.
- [29] D. Seher, T. Lengenfelder, J. Gerhardt, N. Eisenmenger, M. Hackner e I. Krinn, «Waste heat recovery for commercial vehicles with a Rankine process,» in *21st Aachen Colloquium on Automobile and Engine Technology, Aachen, Germany, Oct, 2012*.
- [30] Y. M. Kim, D. G. Shin e C. G. Kim, «Optimization of design pressure ratio of positive displacement expander for vehicle engine waste heat recovery,» *Energies*, vol. 7, pp. 6105-6117, 2014.
- [31] Y. M. Kim, D. G. Shin, C. G. Kim, S. J. Woo e B. C. Choi, «Performance analysis of two-loop Rankine cycle for engine waste heat recovery,» *Journal of Energy Engineering*, vol. 21, pp. 402-410, 2012.
- [32] J. Galindo, V. Dolz, L. Royo-Pascual, R. Haller e J. Melis, «Modeling and experimental validation of a volumetric expander suitable for waste heat recovery from an automotive internal combustion engine using an organic rankine cycle with ethanol,» *Energies*, vol. 9, p. 279, 2016.
- [33] J.-F. Oudkerk, «Contribution to the Characterization of Piston Expanders for Their Use in Small-scale Power Production Systems,» 2016.

- [34] J. Wronski, «Design and Modelling of Small Scale Low Temperature Power Cycles,» DTU Mechanical Engineering, 2015.
- [35] J. S. Baek, E. A. Groll e P. B. Lawless, «Development of a piston-cylinder expansion device for the transcritical carbon dioxide cycle,» 2002.
- [36] J. S. Baek, E. A. Groll e P. B. Lawless, «Piston-cylinder work producing expansion device in a transcritical carbon dioxide cycle. Part I: experimental investigation,» *International Journal of Refrigeration*, vol. 28, pp. 141-151, 2005.
- [37] G. Ferrara, L. Ferrari, D. Fiaschi, G. Galoppi, S. Karellas, R. Secchi e D. Tempesti, «Energy recovery by means of a radial piston expander in a CO₂ refrigeration system,» *International Journal of Refrigeration*, vol. 72, pp. 147-155, 2016.
- [38] R. Daccord, «Energy and Thermal Management, Air Conditioning, Waste Heat Recovery,» in *Exhaust heat recovery in a long-haul truck*, Berlino, 2016.
- [39] A. Bechem, «Schweizer ORC-Symposium,» in *Vollvariable Warmeverstromung durch die CraftEngine*, Luzern, 2016.
- [40] Viking Development Group, «The CraftEngine Technology,» [Online]. Available: <http://www.vdg.no/?menuid=16>.
- [41] Spilling Technologies, «Steam Engines,» 2017. [Online]. Available: <http://www.spilling.info/products/steam-engines.html>.
- [42] StamDrive GmbH, «SteamDrive for cogeneration unit,» 2017. [Online]. Available: <http://www.steamdrive.de/web/index.php?id=3&L=1>.
- [43] DeVetec GmbH, «Unique ORC vapour expansion engine,» 2017. [Online]. Available: <http://www.devotec.com/produkte0/motor0/?L=3>.
- [44] Exa srl, *Sistemi a recupero energetico per la produzione di energia elettrica a partire da calore di scarto con turbine ORC*, San Donà di Piave, 2012.

- [45] K. Rahbar, S. Mahmoud e R. K. Al-Dadah, «Optimized efficiency maps and new correlation for performance prediction of ORC based on radial turbine for small-scale applications,» in *3rd International Seminar on ORC Power Systems*, 2015.
- [46] F. Vélez, J. J. Segovia, M. C. Martín, G. Antolín, F. Chejne e A. Quijano, «A technical, economical and market review of organic Rankine cycles for the conversion of low-grade heat for power generation,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 16, pp. 4175-4189, 2012.
- [47] K. E. Nichols, How to select turbomachinery for your application, Arvada Barber Nichols Eng. Company.
- [48] J. Galindo, S. Ruiz, V. Dolz, L. Royo-Pascual, R. Haller, B. Nicolas e Y. Glavatskaya, «Experimental and thermodynamic analysis of a bottoming Organic Rankine Cycle (ORC) of gasoline engine using swash-plate expander,» *Energy Conversion and Management*, vol. 103, pp. 519-532, 2015.
- [49] Y. Chen, P. Lundqvist, A. Johansson e P. Platell, «A comparative study of the carbon dioxide transcritical power cycle compared with an organic Rankine cycle with R123 as working fluid in waste heat recovery,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 26, pp. 2142-2147, 2006.
- [50] R. Daccord, J. Mélis, A. Darmedru, A. Debaise, T. Kientz e E. Davin, «FISITA World Automotive COngress,» in *A piston expander for exhaust heat recovery on heavy commercial vehicles*, Busan, Korea, 2016.
- [51] J. Galindo, V. Dolz, L. Royo, R. Haller, J. Melis, V. S. Thermiques e F. La Verriere, «Study of a volumetric expander suitable for waste heat recovery from an automotive IC engine using an ORC with ethanol».
- [52] G. Negri di Montenegro, M. Bianchi e A. Peretto, *Sistemi energetici e loro componenti*, Bologna, Pitagora Editrice, 2001.