

POLITECNICO DI MILANO

Scuola di Ingegneria Industriale

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Energetica



Stato dell'arte degli espansori a vite e analisi tecnico-economica di un
impianto tipo

Relatore: Ing. Antonio Giuffrida

Tesi di Laurea di:

Andrea Castiglioni Matr. 771424

Anno Accademico 2012-2013

Fatti non foste a viver come bruti
ma per seguir virtute e canoscenza

Ringraziamenti

Ringrazio tutti coloro che mi sono stati vicini in questi due anni e tutti coloro che mi hanno accompagnato in questo cammino.

Ringrazio i miei compagni Cri (Tronchino), Santa (Schonta), Damo(Egghenaddamm), M&M (Marco Maran), Alessà (Cubbi), Gian (Gionfens), la Flo (Florias), che mi hanno sopportato in interminabili giorni in aula in BVS.

I miei più cari amici Teo, Pippo, Benni, Giulio,Albi gli amici della montagna e delle superiori che mi hanno fatto trascorrere bei momenti lontano dal Politecnico.

Ringrazio il mio Relatore Professor Giuffrida Antonio per avermi seguito in questi mesi.

Ringrazio la mia ragazza Stella che mi è stata vicina in questi due anni.

Ringrazio la mia famiglia che mi ha sostenuto e consigliato.

Ringrazio l'autore di questa tesi per esser arrivato fino a qui.

Indice

Ringraziamenti.....	3
Indice	5
Sommario	7
Abstract	8
Capitolo 1: Panoramica	9
Capitolo 2: L'espansore a vite.....	13
Componenti di un espansore	13
Caratteristiche Espansore a vite	15
Analisi Termodinamica	18
Analisi Delle Perdite.....	23
Capitolo 3: Utilizzo dell'espansore a vite	27
Recupero di potenza elettrica da fonti a bassa entalpia	27
Sostituzione di valvole di laminazione.....	34
Capitolo 4: Configurazioni Impianto.....	39
Proposta ElectraTherm.....	39
Impianto ORC accoppiato ad un impianto solare a concentrazione	40
Impianto ORC per lo sfruttamento di fonti di calore geotermiche	42
Impianto ORC per lo sfruttamento di fonti di calore di scarto (repowering motore a combustione interna)	44
Impianto a vapor d'acqua installato su un ramo di by pass (Proposta Helix Power / Langson)	48
Impianto per la riduzione di pressione sulle condotte di gas (Proposta Langson)	49
Capitolo 5: Caso studio, impianto a vapor d'acqua con espansore a vite.....	51
Pressioni e temperature d'impianto	51
Punti di funzionamento impianto.....	52
Prestazioni Impianto.....	54
Investimento.....	56
Costi e remunerazioni.....	56
Analisi del Cash Flow annuale	57
NPV,PBT e IRR.....	59
Capitolo 6: Conclusioni	63
Appendice.....	65
Nomenclatura	65
Indice figure	66
Bibliografia.....	67

Sommario

L'obiettivo di questo lavoro è dettagliare e valutare lo stato dell'arte della tecnologia degli espansori a vite.

Sono studiati i principi di funzionamento della macchina e si sono valutate le possibili configurazioni d'impianto in cui gli espansori a vite possono essere utilizzati. Quindi si riportano i produttori di queste macchine, unitamente alla ricerca sugli impianti pilota installati e sulle proposte d'impianto formulate dai principali produttori. Infine si è ipotizzato un possibile impianto a vapor d'acqua con espansori a vite, sono stati simulati i punti di funzionamento, le prestazioni e i principali indici economici per valutare la fattibilità dell'installazione.

Parole chiave: espansore a vite, layout di impianto, indici economici, fattibilità economica.

Abstract

The aim of this work is to study the state of the art technology of screw expanders.

The principles of operation of the machine have been studied and the possible system configurations in which the screw expander can be used. Then a survey of the manufacturers of these machines, together with the research on pilot plants installed and proposals for plant made by major manufacturers. Finally, a possible power plant (Rankine cycle) is suggested where screw expander, operating points were simulated, the performance and the main economic indicators to evaluate the feasibility of the installation.

Keywords: screw expander, plant layout, economic indicators, economic feasibility.

Capitolo 1: Panoramica

Il tema energetico è di grande attualità e mai come oggi gioca un ruolo fondamentale per le imprese del settore industriale prendendo in considerazione sia il tema economico sia il tema ambientale. Il settore industriale è impegnato in una continua ricerca che ha come fine l'ottimizzazione dei processi per abbattere i costi specifici di produzione del prodotto; questa ricerca ha come passaggio obbligato lo studio di tecnologie per abbattere il consumo di energia primaria o rendere più efficiente l'utilizzo dell'energia stessa.

In Italia l'introduzione nel panorama legislativo dei certificati verdi (non più utilizzabili per impianti messi in essere dopo il 31 dicembre 2012) e più nello specifico dei Titoli di Efficienza Energetica (Certificati bianchi) con il D.M. 20/7/04 ha spinto il settore della produzione di potenza termica ed elettrica ad adottare nei processi produttivi accorgimenti tali da diminuire il consumo di energia primaria e sviluppare la produzione da fonti rinnovabili.

Lo studio degli espansori a vite inizia negli anni settanta, in piena crisi petrolifera. In quel periodo si cercava di studiare nuove macchine motrici in grado di sfruttare meglio le fonti di calore a bassa entalpia come ad esempio i cicli per applicazioni geotermiche. Erano cicli Rankine a vapore saturo che, a causa della bassa temperatura della fonte di calore, erano in grado di garantire un rendimento di poco inferiore al 10% rendendo poco attraente a livello economico l'investimento a causa degli elevati costi d'installazione dell'impianto. Gli espansori a vite nascono al fine di elaborare correnti di vapore umido per generare energia elettrica. Essi, infatti, permettono di espandere generando un ciclo termodinamico approssimabile al ciclo denominato Trilateral Flash Cycle (o ciclo di Lorentz) che, grazie alle sue caratteristiche, è in grado di innalzare il rendimento del ciclo in maniera rilevante.

Il Trilateral Flash Cycle (TFC) è un ciclo termodinamico che ha come inizio espansione lo stato di liquido eliminando il tratto di evaporazione. Il trasferimento di calore dalla sorgente calda al fluido di lavoro avviene con minime differenze di temperatura come si può notare in figura 1.1. Di conseguenza tutte le irreversibilità imputabili alla trasmissione di calore dalla corrente in raffreddamento fluido di lavoro sono minimizzate. Il rendimento di primo principio in accordo con RF Stiedel, KA Brown, and DH Pankow, The empirical modeling of a Lysholm screw expander può

variare dal 10 all'80% rendendolo più performante rispetto ai cicli tradizionali (ORC o Cicli a vapor d'acqua con flash).

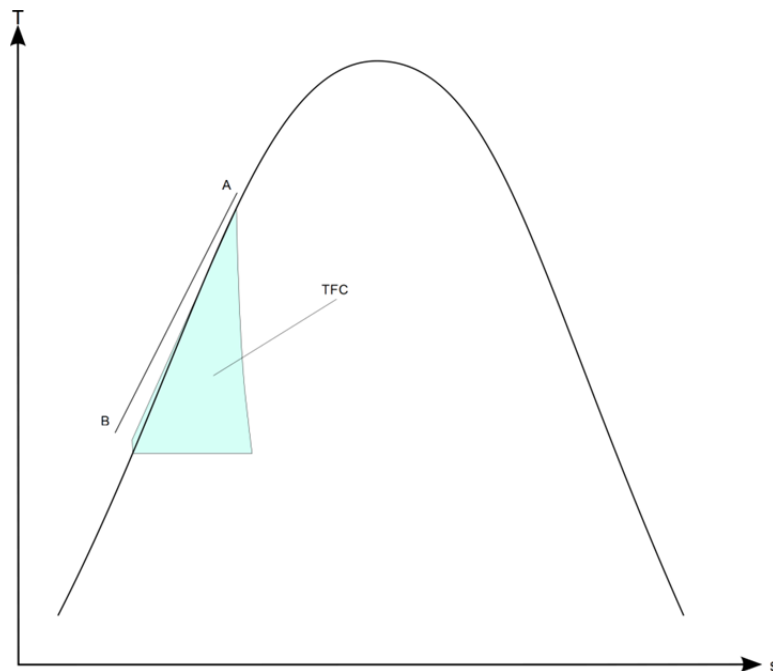


Figura 1.1 TFC (Trilateral Flash Cycle) o ciclo di Lorentz

In figura 1.1 possiamo vedere come la differenza di temperatura tra la corrente in raffreddamento (tratto A-B) e il fluido di lavoro sia minimo. In questo ciclo si nota la totale mancanza della parte dedicata all'evaporazione e surriscaldamento inoltre il tratto che si riferisce condensazione del fluido di lavoro è piccolo rispetto a un ciclo tradizionale.

Con il proseguire degli studi sulle macchine si sono messi in evidenza i primi limiti di questa tecnologia; gli espansori a vite non sono in grado di garantire elevati rapporti di espansione del fluido di lavoro, a causa della ridotta dimensione della cassa gli espansori a vite sono in grado portate volumetriche modeste in confronto alle turbomacchine limitandone la potenza e se il fluido di lavoro prescelto è acqua questa deve esser condensata a temperatura elevata rispetto alla temperatura ambiente per non andare in sottopressione. Con l'avvento dei programmi di calcolo negli anni 80/90 si sono implementati studi più approfonditi sulla fluidodinamica interna del dispositivo migliorandone il rendimento adiabatico.

Oggi sul mercato, dopo diversi anni di R&D si sono affacciati i primi prodotti commerciali di espansore a vite che rappresentano una delle innovazioni più importanti nel settore industriale per le taglie di potenza fino a 1 MW_{el}. Attualmente, sono disponibili macchinari con potenza compresa tra i 50 kW_{el} e i 190 kW_{el} e di conseguenza la ristretta gamma di prodotti relega questa

macchina in un settore di nicchia con ampie possibilità di sviluppo nel futuro. Con questo elaborato ci si pone obiettivo la valutazione delle potenzialità di questi dispositivi da un punto di vista tecnico, energetico ed economico.



Figura 1.2 Espansore a vite

In figura è presente un espansore a vite disassemblato

Capitolo 2: L'espansore a vite

Componenti di un espansore

La struttura degli espansori a vite è composta da due rotori (viti maschio e femmina) controrotanti connessi ai corrispondenti alberi che trasmettono il moto ad un generatore elettrico. Il fluido viene espanso procedendo in direzione assiale nel volume che si viene a generare tra i lobi delle viti. Il gas riempie il volume tra le viti, isolato e poi scaricato nella zona di mandata a bassa pressione (scarico turbina).

L'espansore è composto dai principali componenti qui elencati:

- Cassa statica(o voluta): è il contenitore in cui sono alloggiati i rotori e dove avviene l'espansione del fluido di lavoro. Ha porte d'ingresso e uscita (o flange) per il collegamento al piping dell'impianto . Il componente è un forggiato in ghisa a grafite sferoidale.
- Unità Supporto Cuscinetti: insieme alla cassa identifica la camera vapore della macchina. Supporta i cuscinetti nella sezione di bassa pressione dove c'è l'albero di trasmissione. Il componente è un forggiato in ghisa a grafite sferoidale.
- Rotori (o viti): sono le parti rotanti che permettono l'aumento del volume in modo tale da produrre l'espansione. Essi ruotano in versi opposti attorno ai propri assi paralleli. I rotori sono in acciaio al carbonio e le loro superfici subiscono trattamenti speciali al fine di migliorare l'autolubrificazione e la resistenza alla corrosione.
- Guarnizioni: hanno la funzione principale di contenere il fluido di lavoro all'interno della camera e di confinare l'olio lubrificante, se presente, all'interno dei cuscinetti del contenitore principale evitando qualsiasi tipo di contaminazione.
- Cuscinetti: fanno in modo che il carico radiale e assiale dei rotori rimanga sotto la pressione del vapore e permettono il corretto posizionamento dei rotori stessi. Sono cuscinetti a rullo lubrificati e presentano caratteristiche tali per cui possono resistere a temperature di lavoro elevate.
- Sistema di lubrificazione: fornisce olio ai cuscinetti al fine di diminuire le frizioni. Questo fluido è raffreddato grazie ad un circuito dedicato.
- Organi di trasmissione: ha il compito di trasferire il moto rotativo al generatore può esser prevista la presenza di una scatola del cambio al fine di modificare il numero di giri della macchina per rendere la rotazione della sincrona con la rete.

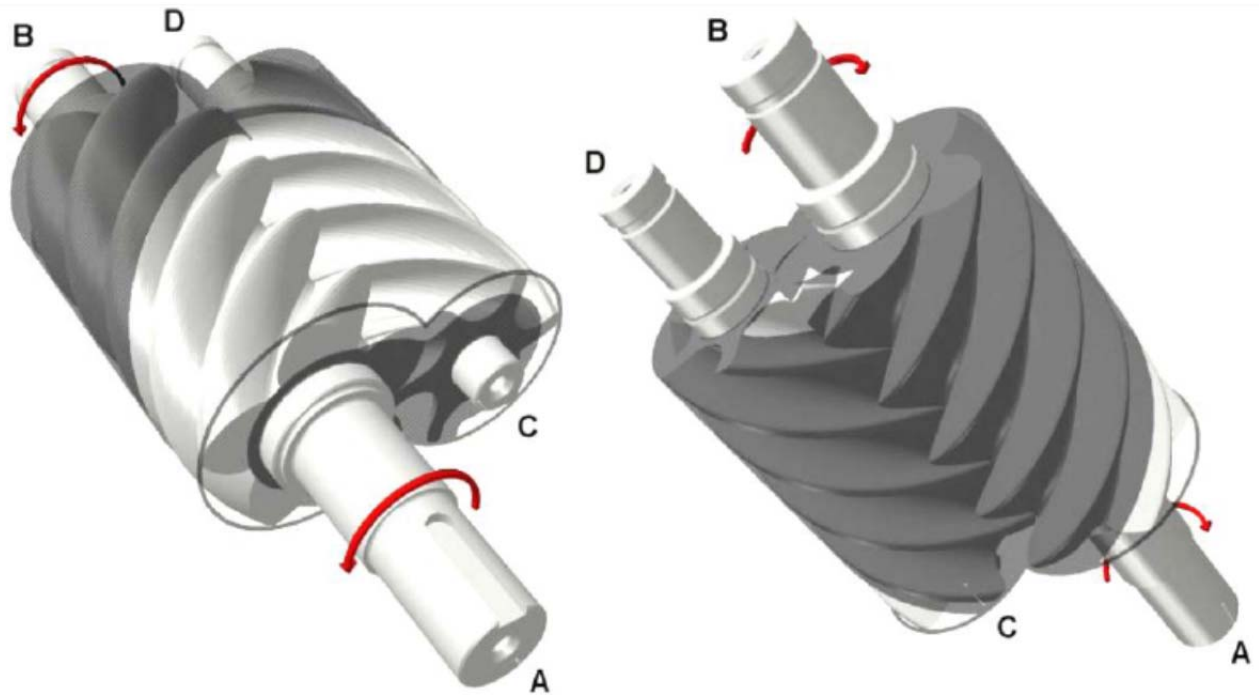


Figura 2.1 Vista espansore a vite [S.O.N. srl]

Caratteristiche Espansore a vite

Gli espansori a vite sono in grado di elaborare sia gas (aria) che correnti di vapore; per quanto riguarda il vapore essi sono in grado elaborarlo sia in stato surriscaldato, saturo o umido con un titolo inferiore a uno.

Queste macchine permettono al fluido di lavoro prescelto di espandersi da una pressione P_{IN} che vige alla flangia d'ingresso fino alla P_{OUT} che vige alla flangia di scarico quindi questa differenza di pressione è l'unico requisito necessario al fine di avere un funzionamento della macchina. Il fluido viene elaborato grazie alle due viti sopraccitate (vite maschio e vite femmina) che con la cassa vanno a definire il volume di lavoro, una di queste due viti è accoppiata direttamente a un generatore o tutt'al più ad un variatore meccanico di velocità

Le viti inizialmente presentavano un profilo simmetrico con un numero di lobi uguale tuttavia con l'implementazione di programmi di fluidodinamica computazionale si è optato per un profilo asimmetrico e con un numero differente di lobi tra maschio e femmina (4-6 o 5-6). Le macchine più recenti hanno adottato un profilo definito a "N", esse sono state sviluppate presso la City University di Londra. Questo profilo ha anche altri vantaggi, che comprendono la bassa coppia di trasmissione (con una relativa diminuzione di attrito), rotori femmina robusti, un grande volume dedicato elaborazione del fluido, e una linea di tenuta tra i rotori breve che garantisce una diminuzione delle perdite per trafilamento. A oggi questo profilo è ormai ben collaudato e utilizzato da molte aziende leader nel mondo di compressori a vite. Nel complesso l'utilizzo di questo profilo permette l'aumento dell'efficienza adiabatica delle macchine, in particolar modo con velocità di apice del rotore inferiore rispetto ai profili tradizionali, dove è stato registrato un guadagno del 10% in efficienza. I vantaggi più significativi del profilo "N" sono i seguenti:

- 1) Assicura che per ogni punto di contatto, si formi una chiusura ermetica tra i rotori e tra i rotori e la sede in modo tale da evitare trafilamenti del fluido di lavoro durante il funzionamento.
- 2) Fornisce un'ampia area di passaggio attraverso i lobi, che massimizza la quantità elaborata di fluido per ogni rivoluzione.
- 3) Il movimento di accoppiamento è lo stesso di un accoppiamento elicoidale con forze di contatto di bassa intensità.

Questo permette che la macchina lavori senza strumenti che controllino la fasatura e permette di ridurre le frizioni interne riducendo le relative inefficienze meccaniche. Infine, una caratteristica fondamentale dell'espansore a vite che utilizzano il profilo "N" risiede nel fatto che la velocità del fluido sia circa un ordine di grandezza più piccola rispetto a quelle delle turbomacchine, inoltre non c'è rischio di danneggiamento provocato dall'ingresso di particelle di liquido nella camera di espansione in quanto il profilo dell'elica è continuo e di conseguenza non vi sono problemi di impatto delle gocce sui profili.

In questo modo gli espansori possono ammettere vapore con qualsiasi titolo in ingresso, dal liquido saturo al vapore secco. Il condensato ha anche un effetto positivo sull'efficienza della macchina perché agisce come sigillante diminuendo le perdite per trafileamento. In figura 2.2 si osserva un profilo ad "N" di un espansore a vite.

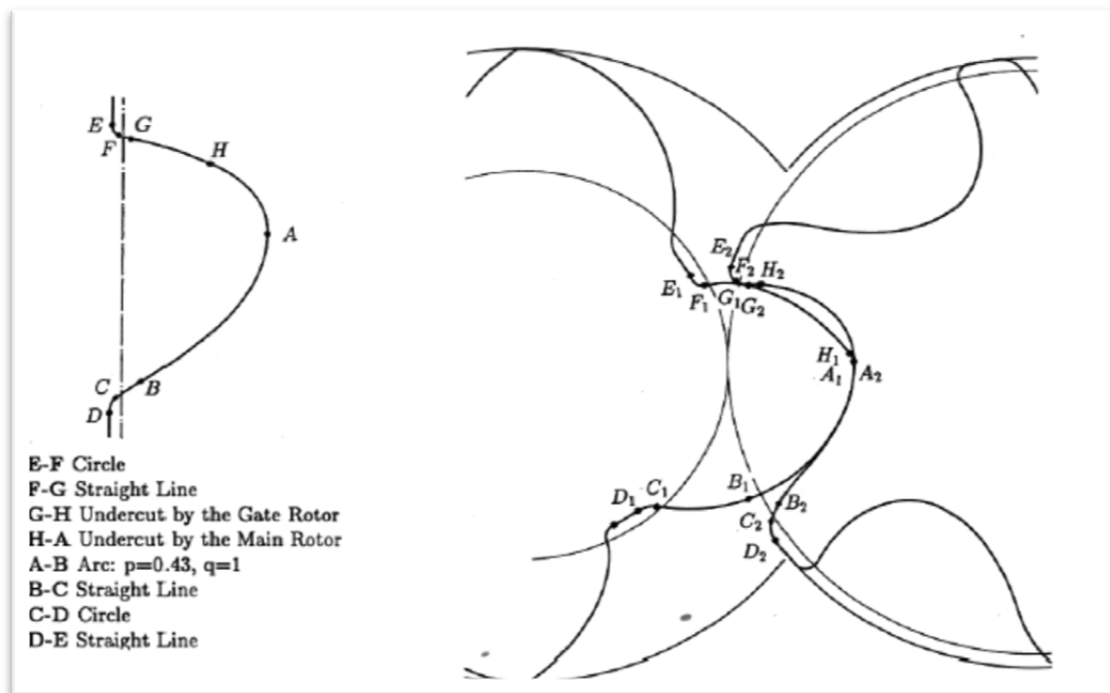


Figura 2.2 Profilo a "N" di un espansore a vite [City University London]

Per quanto riguarda la realizzazione, la singola vite viene generata da pieno tramite macchine utensili garantendo un'affidabilità strutturale estremamente elevata inoltre, visto la semplicità di produzione e l'ampia diffusione dei compressori a vite, il processo tecnologico garantisce bassi costi di realizzazione. A oggi la produzione in serie di eliche per i compressori a vite garantisce un basso costo se il diametro del rotore (vite) è pari o inferiore a 350-400 mm tuttavia esistono esempi di compressori a vite costruiti ad hoc con diametri fino a 800 mm. Queste macchine hanno

la possibilità di ruotare ad alte velocità compatibili con la frequenza di rete ma grazie al piccolo diametro la velocità all'apice del rotore risulta generalmente di un ordine di grandezza inferiore rispetto alle turbine tradizionali; questo si traduce nella possibilità di accoppiare direttamente il rotore all'alternatore riducendo i costi(mancanza di un variatore meccanico di velocità), aumentando l'affidabilità e aumentando il rendimento complessivo della macchina. Prendo come riferimento lo studio di H. Leibowitz (Cost Effective Small Scale ORC System For Power Recovery From Low Grade Heat Sources, 2006) si è dimostrato che per un range di potenza compreso tra 20 e 50 [kW] e una velocità di rotazione compresa tra 1500 e 1800 rpm la tip speed della macchina varia tra gli 8 e 15 [m/s].

Analisi Termodinamica

Gli espansori a vite permettono al fluido di lavoro di espandersi nel volume delimitato dai lobi delle viti. Il ciclo termodinamico in un espansore ideale (grafico A nel piano P-V nella figura 2.2) è caratterizzato da:

1. Una pressione di ammissione del fluido di lavoro costante
2. Un'espansione isoentropica del fluido con un iniziale volume specifico v_{in}
3. Una pressione di scarico del fluido di lavoro esausto costante

Prendendo in considerazione la nomenclatura del ciclo in Figura 2.3 si definisce r_p come il rapporto tra la pressione in ingresso all'espansore (p_a) e la pressione che vige allo scarico della macchina (p_e) inoltre si definisce Π_i il rapporto tra la pressione all'inizio dell'espansione (p_b) e la pressione che al termine (p_c). In caso di espansione ideale questi due rapporti vengono a coincidere. Tuttavia se $\Pi_i - r_p > 0$ si viene a instaurare il fenomeno detto "blow-down" (figura 2.3 C) mentre se $\Pi_i - r_p < 0$ si viene a instaurare il fenomeno detto "blow-back" (figura 2.3 B). Considerando il diagramma presentato in figura 2.3 si può stimare il lavoro teorico sviluppabile sommando i vari contributi e moltiplicando per la portata del fluido andiamo a stimare la potenza teorica disponibile:

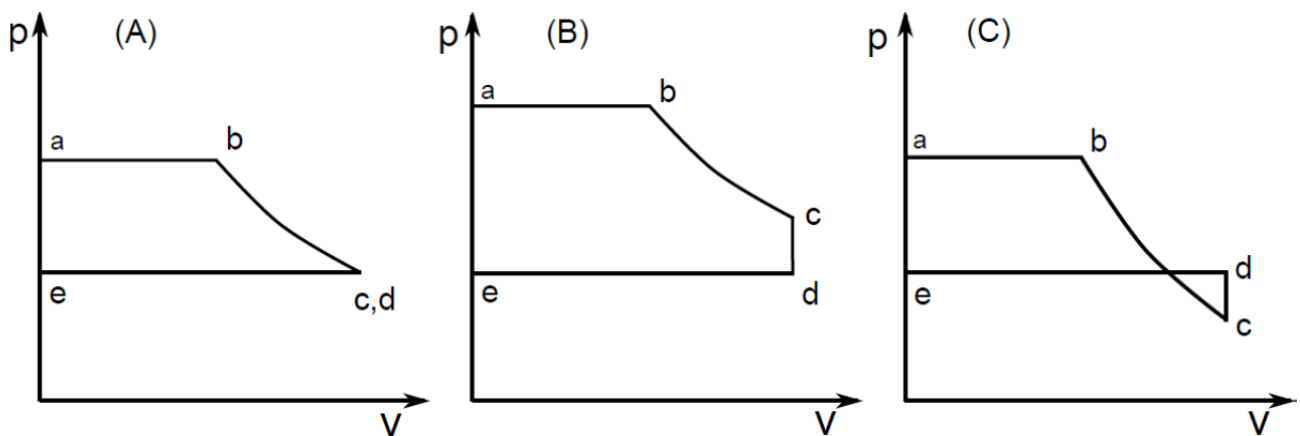


Figura 2.3 Espansione sul piano P-V [A thermodynamic model for the analysis of screw expander performance by K.C. Ng]

In figura si può osservare come può avvenire l'espansione in uno screw expander:

- (A) Espansione ideale in cui non vi è presenza di perdite fluidodinamiche e la pressione di scarico dell'espansore è pari alla pressione di scarico
- (B) Espansione in condizione di Blow-Down; in questo caso la pressione in uscita dalla turbina è superiore a quella di scarico. Questa condizione è la condizione di funzionamento reale in quanto al fine di scaricare i gas esausti è necessario mantenere una sovrappressione allo scarico della turbina

(C) Espansione in condizione di Blow-Back. Questa è la condizione più sfavorevole per il funzionamento dell'espansore in quanto allo scarico della turbina avviene una compressione istantanea del fluido di lavoro a causa della pressione inferiore a quella di scarico che vige all'uscita della turbina.

I cicli in figura 2.2 sono da considerarsi lontani dalla configurazione reale, infatti, si possono enunciare le principali perdite in un ciclo reale.

- 1) Cadute di pressione durante l'ammissione e lo scarico del fluido di lavoro
- 2) Espansione non isoentropica dovuta alle resistenze passive
- 3) Perdite per irreversibilità nei fenomeni di blow-down e blow-back
- 4) Perdite di fluido attraverso i giochi dei meccanismi e attraverso le tenute

Si osserva che il diagramma P-V permette di valutare quanto lavoro è possibile estrarre dal fluido ma non ci permette di comprendere a pieno l'evoluzione dello stato del fluido nell'espansione si fa riferimento al diagramma P-v in figura 2.4; durante il processo di ammissione e scarico lo stato del fluido di lavoro rimane invariato come indicato dai punti a, b e d, e. A causa del movimento del rotore durante il processo di espansione il volume specifico del fluido di lavoro varia dallo stato b allo stato c. Tuttavia il processo che prende il nome di Blow-Down è istantaneo ed è irreversibile ed è indicato dalla linea tratteggiata si ricorda che questo fenomeno provoca una perdita di potenza rispetto al caso A.

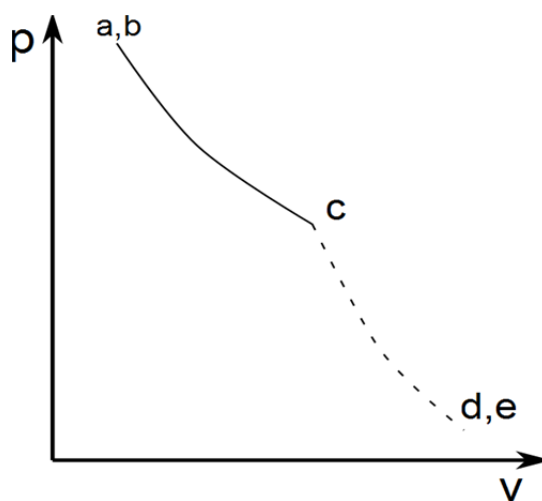


Figura 2.4 Espansione del fluido di lavoro nel piano P-v [a thermodynamic model for the analysis of screw expander performance by K.C. Ng]

Valutando le condizioni del ciclo possiamo andare a valutare tutti i contributi di lavoro di ogni tratto del ciclo e una volta sommati s'identifica il lavoro massimo teorico disponibile W_T per le condizioni di lavoro. Questo è possibile imponendo la condizione tale che il bilancio di volume tra il punto c e d sia costante perché in quel tratto l'espansione è istantanea e quindi non vi è una variazione di volume tra questi due punti del ciclo termodinamico.

$$W_{ab} = -\dot{m}_{in}(u_b - h_b) = \dot{m}_{in}P_b v_b \quad 2.1.1$$

$$W_{bc} = -\dot{m}_{in}(u_c - u_b) = \dot{m}_{in}(h_b - h_c) - \dot{m}_{in}(P_b v_b - P_b v_b) \quad 2.1.2$$

$$W_{cd} = 0 \quad 2.1.3$$

$$W_{de} = -\dot{m}_{out}(u_d - h_d) = \dot{m}_{out}P_d v_d \quad 2.1.4$$

$$W_T = W_{ab} + W_{bc} + W_{cd} + W_{de} \quad 2.2$$

$$\dot{m}_{in}v_c = \dot{m}_{out}v_d \quad 2.3$$

$$k = \left(\frac{h_c}{h_c + h_d} \right) - \left(\frac{v_c(P_c - P_d)}{h_c + h_d} \right) \quad 2.4$$

$$W_T = \dot{m}_{in} \left\{ h_b - \left(\frac{k}{1-k} \right) h_d \right\} + \dot{m}_{in} v_c (P_c - P_d) \quad 2.5$$

Dopo aver stimato il lavoro teorico, è possibile definire il lavoro reale di una macchina valutando la potenza estraibile all'albero come nell'equazione 2.6 poiché è molto più semplice valutare queste grandezze rispetto a valutare le reali condizioni del fluido di lavoro al termine dell'espansione a causa della natura multifase del processo

$$W_r = N\omega \quad 2.6$$

Una volta valutate queste due grandezze è possibile valutare il rendimento di primo principio totale di un espansore a vite come il rapporto tra la potenza reale e la potenza teoricamente estraibile dal sistema

$$\eta_{tot} = \frac{W_r}{W_T} = \prod \eta_i = \eta_t \cdot \eta_d \cdot \eta_{mec} \quad 2.7$$

$$\eta_d = \eta_v \cdot \eta_s = \frac{W_r + W_{r(N)}}{\dot{m}_{in} P_a v_a \left[\frac{(1 - r_v^{1-\gamma})}{\gamma - 1} + \left(1 - \frac{r_v}{r_p} \right) \right]} \quad 2.8$$

Il rendimento totale è un'informazione che permette di far comprendere la bontà della macchina a livello globale. Dall'equazione 2.7 è possibile valutare i singoli rendimenti del sistema:

- $\eta_t = \eta_t(\Pi_i, r_p)$

Questo rendimento identifica la perdita di potenza derivante dalla mancata uguaglianza tra le pressioni di ammissione e scarico rispetto alle condizioni reali di funzionamento. Questa condizione dipende dalle perdite di carico concentrate e distribuite all'interno del dispositivo nel tratto d'immissione e nel tratto di evacuazione del fluido di lavoro. Inoltre dipende dalle condizioni di funzionamento reale del dispositivo stesso. Come descritto in precedenza, si preferisce, per ragioni di affidabilità della macchina, fare lavorare l'espansore in condizioni di Blow-Down.

- η_d

Questo rendimento esprime in un unico parametro il rendimento volumetrico e il rendimento isoentropico ed è possibile valutarlo attraverso la misura diretta delle grandezze del sistema e attraverso la stima delle perdite meccaniche

- η_s

Questo rendimento prende il nome di rendimento isoentropico e dipende dalla bontà termodinamica della trasformazione ed è una proprietà intrinseca dell'espansore a vite

- $\eta_v = \frac{\dot{m}_{out}}{\dot{m}_{in}}$

Questo rendimento che prende il nome di volumetrico tiene conto delle perdite per trafileamento che diminuiscono la portata effettiva elaborata dalla macchina

- η_{mec}

È il rendimento meccanico ed è dovuto agli attriti presenti negli organi meccanici della macchina

Per rendere più agevole la comprensione delle perdite all'interno del dispositivo si propone lo schema in figura 2.5 con lo scopo di definire tutti i punti e le relative perdite di potenza in uscita dalla macchina

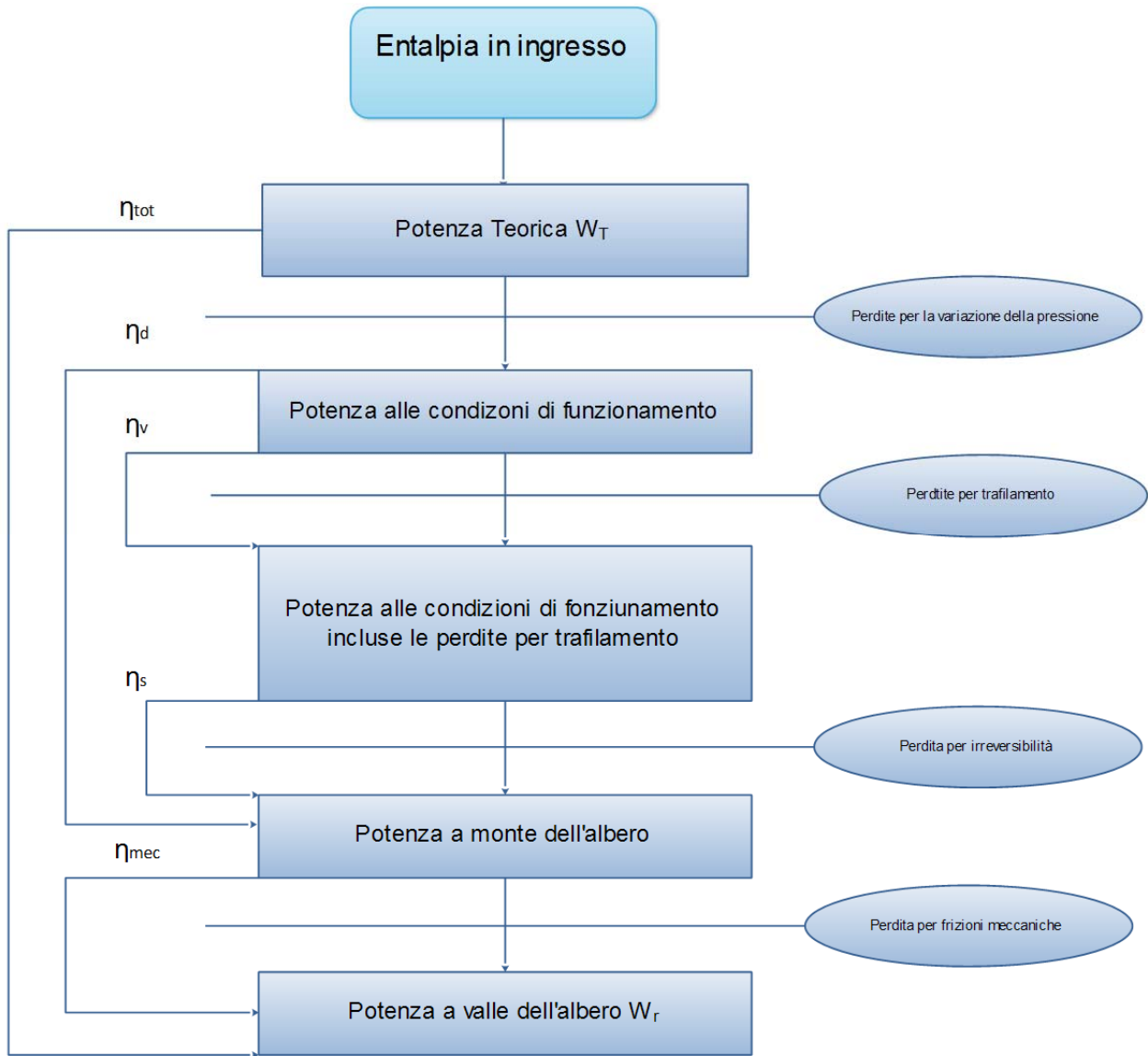


Figura 2.5 Schema Perdite

Nello scema sono elencate le perdite che affliggono un espansore a vite, a sinistra sono elencati i rendimenti a cui ogni perdita fa riferimento (rappresentata sulla destra).

Analisi Delle Perdite

Nell'espansore a vite si possono valutare due tipi di perdite che vanno a incidere sulle performance della macchina, si distinguono in perdite dovute al trafilamento del fluido di lavoro e perdite fluidodinamiche.

Le perdite per trafilamento esistono a causa dei giochi tra le varie parti in movimento del rotore e la cassa. Queste non possono venir meno poiché i giochi presenti nella macchina hanno la funzione di garantire un opportuno spazio di dilatazione degli organi in movimento sottoposti a stress termico e a stress meccanico (inflessioni dovute alle forze in gioco). È possibile identificare le zone della macchina ove avvengono queste perdite:

- La linea di contatto che si viene a formare tra i due rotori
- Lo sfiatatoio che si viene a formare tra le cuspidi dei rotori e il loro punto di contatto
- Le perdite sull'apice dei rotori
- Le perdite sulla faccia d'ingresso dei rotori
- Le perdite sulla faccia di uscita dei rotori

Durante l'espansione le perdite per trafilamento fanno sì che il rendimento volumetrico dell'espansore diminuisca a causa della diminuzione di massa elaborata dal dispositivo. Se si considerano le condizioni di funzionamento, le perdite diminuiscono se il titolo di vapore presente nel fluido di lavoro diminuisce poiché il liquido che si viene a formare funge da sigillante tra i giochi oltre che a lubrificare le parti in movimento. Il rendimento volumetrico inoltre aumenta all'aumentare del numero di giri del rotore perché la distorsione fluidodinamica che si viene a formare sulle superfici in movimento è tanto più grande quanto più le viti ruotano rapidamente; quest'ultimo parametro permette di aumentare il rendimento in macchine in cui è presente vapore surriscaldato o gas.

Prendendo in considerazione l'espansione ideale in uno screw expander si nota come le perdite fluidodinamiche vanno a influenzare il diagramma P-V. Nella prima parte in cui avviene l'ammissione dal grafico, si evince la differenza con il diagramma ideale in cui la pressione in ammissione resta costante; qui sono presenti perdite concentrate per gli spigoli che la vena fluida incontra in ammissione e sono presenti perdite distribuite. Studi fluidodinamici hanno rilevato che il coefficiente di perdita concentrata è indipendente dalla velocità di ammissione del fluido

tuttavia la perdita è tanto più importante tanto più il fluido di lavoro si trova in uno stato umido infatti a pari velocità di ammissione (V_{in}) l'aumento di massa volumica dovuto alla presenza di liquido aumenta la perdita secondo la legge ρV_{in}^2 . È importante sottolineare che questa condizione fa sì che vi sia un aumento di portata volumetrica, tanto più è maggiore la perdita di pressione la quale causa un aumento di frazione flashata. Si osserva in figura 2.6 che nell'espansione sono presenti perdite distribuite dovute all'attrito del fluido di lavoro sulle parti della camera di espansione, queste possono essere migliorate con studi di fluidodinamica computazionale. In fine la pressione di uscita dal rotore dovrà essere maggiore rispetto alla pressione di scarico per garantire condizioni di sicurezza nel funzionamento per il fenomeno di blow back.

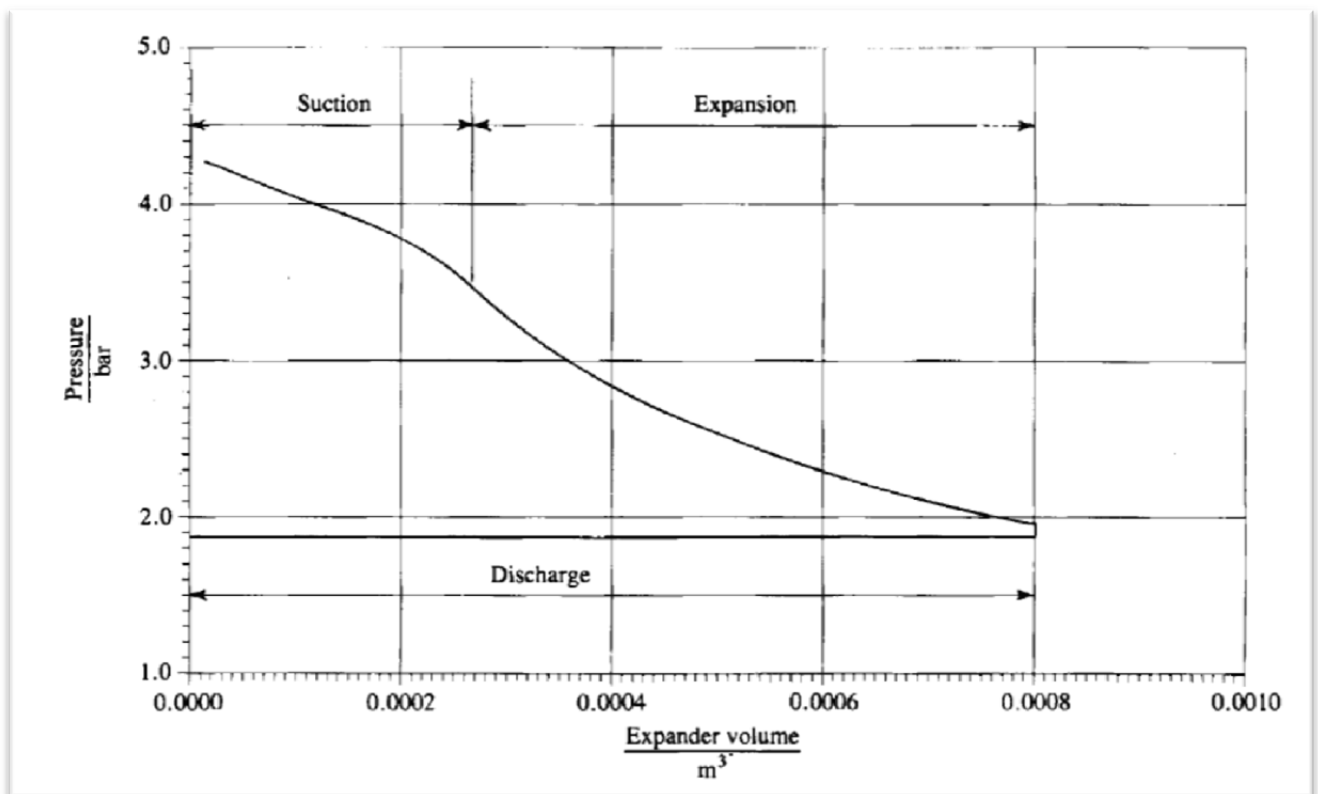


Figura 2.6 Espansione reale del fluido in un Espansore a Vite [Development of the Trilateral Flash Cycle System Part 3 The Design of High-Efficiency Two-Phase Screw Expanders by I. K. Smith]

Questo grafico presenta l'andamento di pressione reale in funzione della pressione e del volume misurata durante test in laboratorio

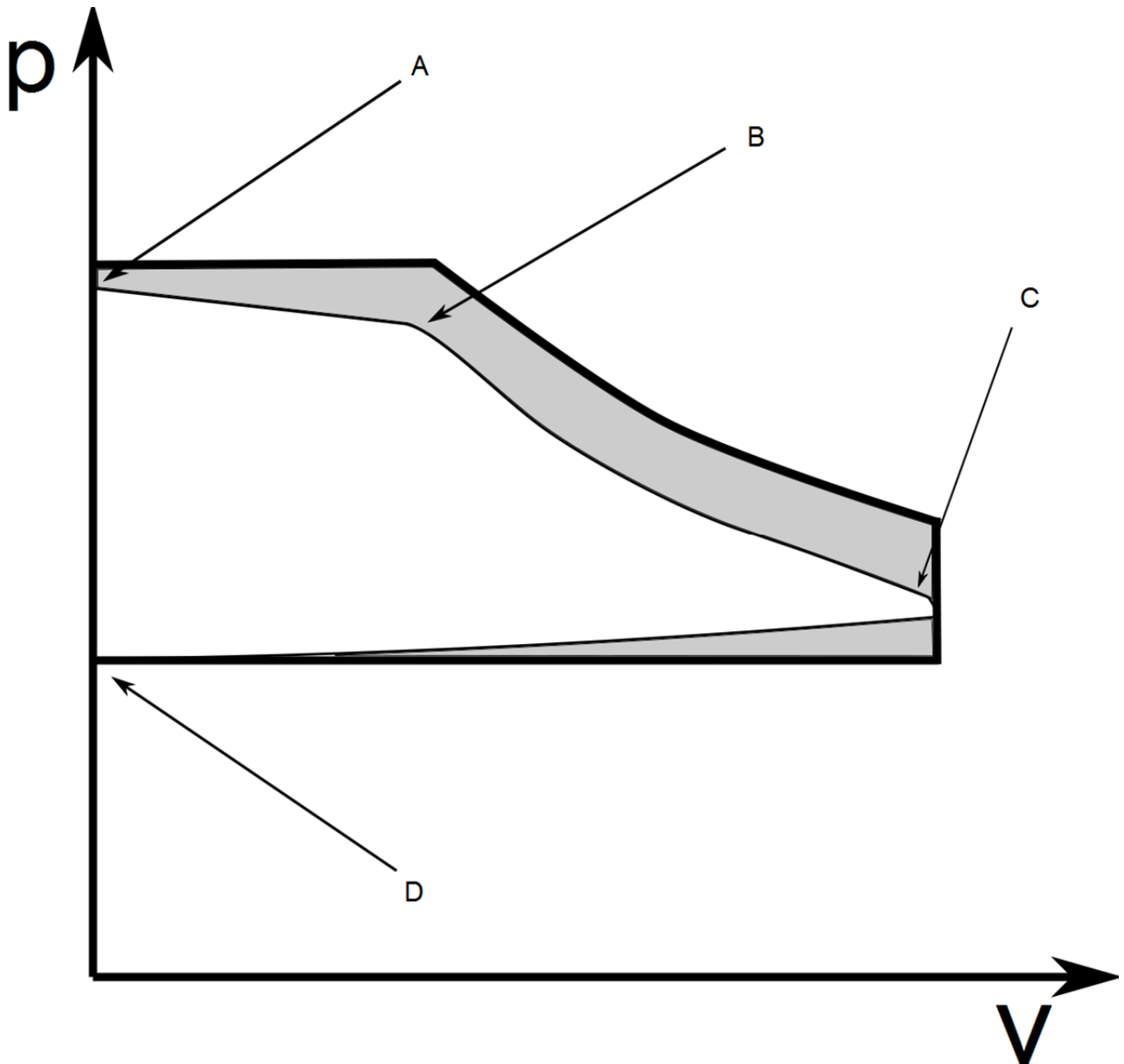


Figura 2.7 Confronto tra espansione reale ed espansione ideale sul piano P-V

In questa figura è rappresentato in maniera schematica la variazione il processo di espansione ideale e quello reale. In grigio si osserva la differenza tra la curva esterna che rappresenta l'espansione ideale rispetto alla curva interna che rappresenta l'espansione reale.

In A abbiamo una perdita concentrata in immissione, nel tratto tra A e B è presente una perdita distribuita, nel tratto tra B e C abbiamo l'espansione prossima a quella ideale a meno di perdite distribuite, in C abbiamo il termine dell'espansione e infine sul tratto da C a D abbiamo lo scarico con la perdita di carico distribuita.

Capitolo 3: Utilizzo dell'espansore a vite

Recupero di potenza elettrica da fonti a bassa entalpia

Gli espansori a vite grazie alla loro piccola taglia (fino al MW_{el}) e loro capacità di espandere in campana sono particolarmente indicati per il recupero di energia da fonti a bassa entalpia. Tra le fonti si annoverano sorgenti geotermiche, biomassa da valorizzare in assetto cogenerativo, correnti di vapore umido e di gas caldi. Inoltre alle fonti appena citate, si possono inserire impianti per la climatizzazione civile e industriale.

Si prenda come riferimento i classici cicli a vapore surriscaldato e i cicli ORC si possono valutare, come indicato in figura 3.1, i campi di utilizzo in cui gli espansori a vite possono essere utilizzati.

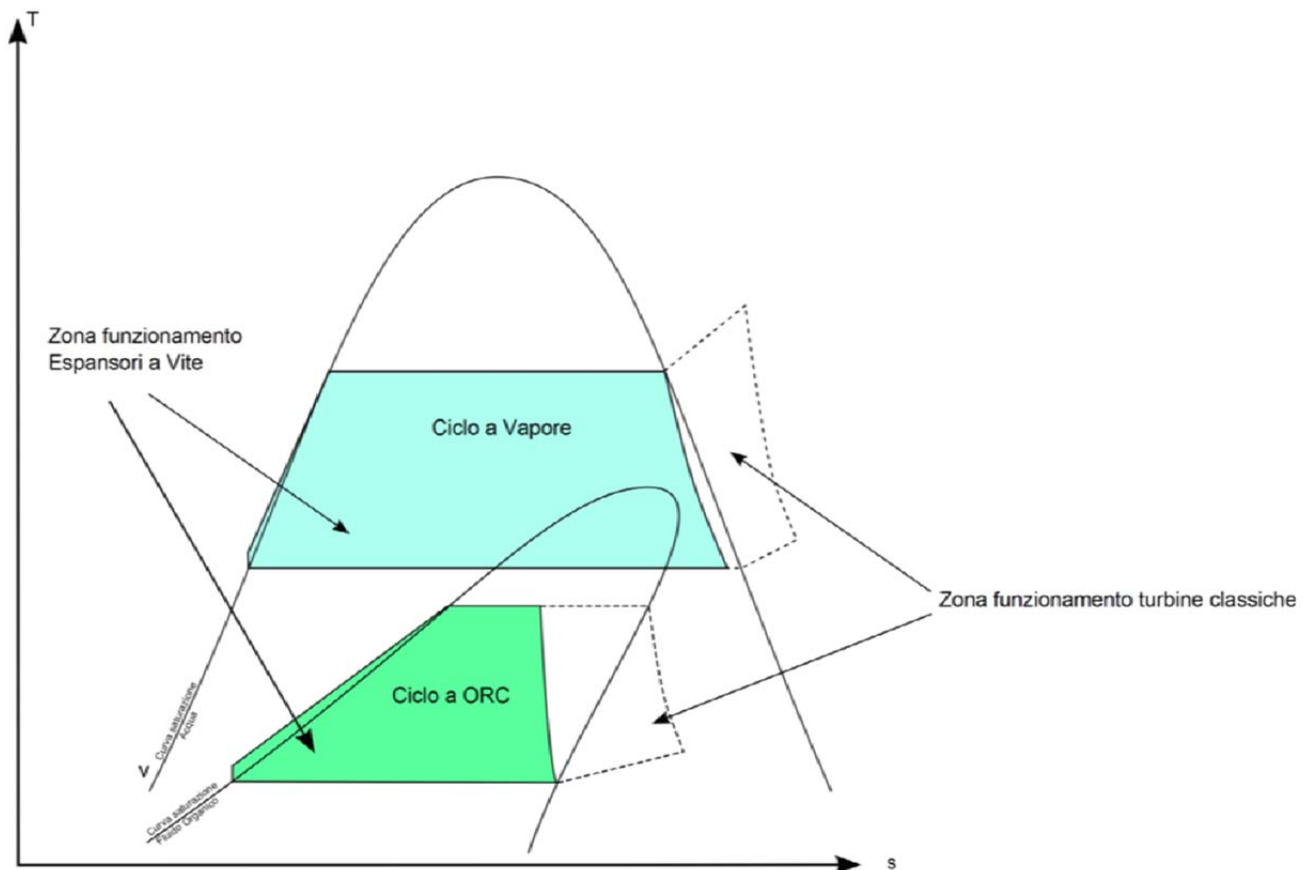


Figura 3.1 Campi di utilizzo degli Espansori a vite

In figura sono rappresentati i cicli per la produzione di potenza (linea nera). Le aree colorate in verde e azzurro rappresentano le condizioni in cui un ciclo provvisto di espansore a vite può funzionare.

Storicamente al fine di sfruttare fonti di calore a bassa entalpia si sono utilizzati cicli Rankine ad acqua come ad esempio è accaduto per le centrali geotermiche italiane a Lardarello.

Per i cicli ad acqua si fa riferimento alla figura 3.2

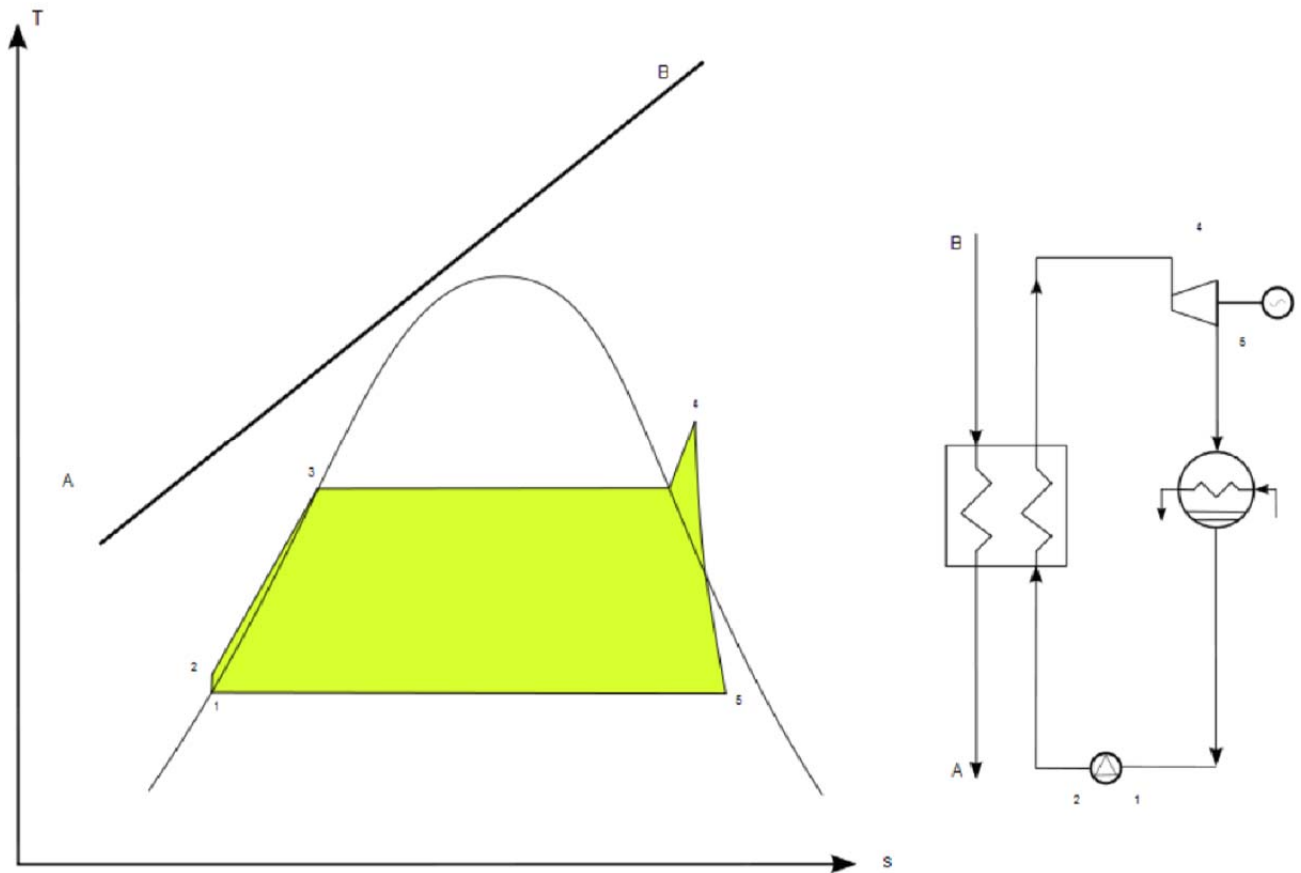


Figura 3.2 Ciclo Vapore Rankine

A sinistra è rappresentato il ciclo sul diagramma T-S mentre sulla destra è presente lo schema d'impianto

A-B Corrente Calda che cede calore al ciclo

1-2 Pompa di alimento

2-4 Evaporatore che assorbe il calore dalla corrente calda per cederlo al fluido di lavoro

4-5 Espansione; punto del ciclo ove viene collocata la turbina

5-1 Condensatore ha il compito di cedere il calore a un pozzo freddo

In questo schema d'impianto sono presenti una pompa di alimento, uno scambiatore (caldaia in caso di gas esausti derivanti da combustione), una turbina accoppiata ad un generatore ed il condensatore. Tuttavia questo tipo di configurazione comporta un modesto rendimento a causa dell'elevata differenza di temperatura tra il fluido di lavoro e la corrente da raffreddare. L'utilizzo di acqua come fluido di lavoro genera difficoltà nello scambio termico sul lato del condensatore causando l'utilizzo di uno scambiatore di ampia superficie, inoltre l'utilizzo di questo fluido impone l'istallazione di un degasatore a causa delle basse pressioni presenti sul lato condensatore. La turbina richiede una specifica progettazione a causa dell'ultimo tratto di espansione all'interno della campana che causa un aggravio di costi.

Per i cicli a fluido organico si fa riferimento alla figura 3.3

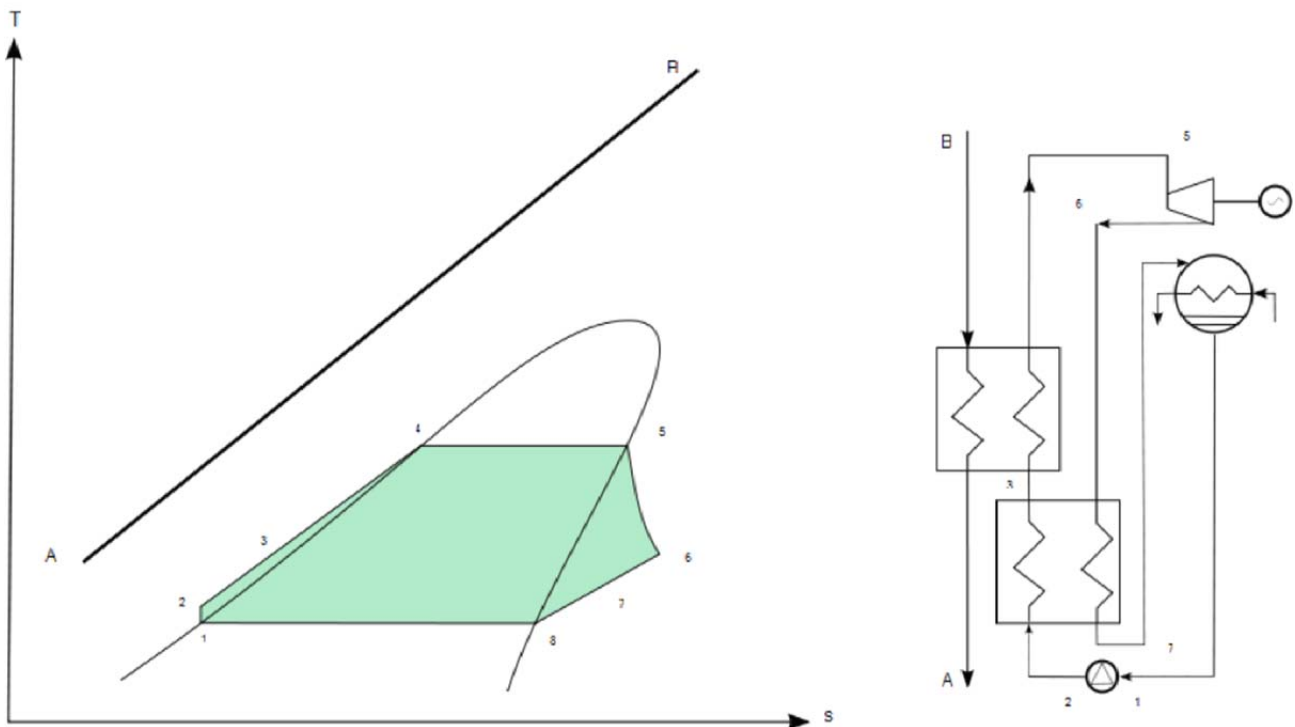


Figura 3.3 Ciclo ORC con scambiatore rigenerativo

A sinistra è rappresentato il ciclo sul diagramma T-S mentre sulla destra è presente lo schema d'impianto

A-B Corrente che cede calore al ciclo

1-2 Pompa di alimento

2-3 Rigeneratore (corrente da riscaldare)

3-5 Evaporatore che assorbe il calore dalla corrente calda per cederlo al fluido di lavoro

5-6 Espansione; punto del ciclo ove è collocata la turbina

6-7 Rigeneratore (corrente da raffreddare)

7-1 Condensatore ha il compito di cedere il calore ad un pozzo freddo.

In questo schema d'impianto si preferisce utilizzare un fluido di origine organica all'interno del ciclo. Questi fluidi riescono a garantire, grazie alla forma della campana topper, condizioni in turbina migliori (espande sempre in regime di vapore surriscaldato) e sul lato condensatore permettono una pressione di condensazione maggiore in quanto i fluidi organici condensano a pressione non sub atmosferiche. Il ciclo tuttavia impone l'utilizzo di superfici di scambio termico estese per aumentare il rendimento e infatti è presente uno scambiatore (liquido/vapore) che prende il nome di rigeneratore, esso ha il compito di preriscaldare il tratto in condizioni di liquido da 2 a 3 e di recuperare l'energia del vapore surriscaldato in uscita dalla turbina sul tratto da 6-7. Questa configurazione permette di recuperare in maniera efficiente energia da fonti di calore a bassa entalpia tuttavia l'introduzione di ampie superfici di scambio e il costo del fluido di lavoro stesso (10-20 €/dm³) causano un elevato costo specifico (2-4 k€/kW_p) limitandone la diffusione soprattutto per quelle applicazioni di taglia piccola.

In questo panorama produttivo s'inseriscono gli espansori a vite per le loro caratteristiche. Essi possono essere sostituiti alle turbine tradizionali. Questi dispositivi consentono di lavorare a condizioni termodinamiche molto più vantaggiose infatti non hanno alcun problema a elaborare il fluido di lavoro con un titolo fino a 0,5 e quindi il ciclo termodinamico può tendere a un ciclo TFC (Trilateral Flash Cycle).

Com'è rappresentato in figura 3.4 il ciclo a vapore d'acqua perde la parte di surriscaldamento e rende più breve il tratto in transizione di fase diminuendo l'irreversibilità per lo scambio di calore in caldaia e quindi aumentando il rendimento del ciclo; è importante sottolineare come questo incida positivamente sul costo dell'impianto grazie alla diminuzione della superficie di scambio. Inoltre la diminuzione di calore necessario da introdurre nel ciclo rende sfruttabili fonti di calore di modesta entità.

Nella configurazione a fluido organico (ciclo ORC) viene a mancare il rigeneratore riducendo i costi dell'impianto; questo scambiatore incide pesantemente sul costo specifico dell'impianto e da un punto di vista del ciclo introduce un'importante perdita di carico. Sul lato condensatore non vi sono sostanziali modifiche dell'impianto.

Con riferimento al paper di I.K. Smith e N. Stosic (Steam as the working fluid recovery from exhaust gases by means of screw expander) si sono valutate le possibili configurazioni d'impianto al fine di sfruttare al meglio le caratteristiche dell'espansore a vite per cicli a vapore d'acqua. Si può

configurare il ciclo in modo tale da avere una temperatura di condensazione di poco superiore ai 100 °C, questa condizione permette di avere una pressione di condensazione non sub atmosferica con la conseguente possibilità di evitare l'installazione del degasatore. Inoltre quest'accorgimento consente di configurare il ciclo di cui sopra come top cycle e asservire il calore ceduto a vari scopi.

- In primis una temperatura così alta di condensazione permetterebbe facilmente di utilizzare questo ciclo in assetto cogenerativo per applicazioni di teleriscaldamento, questi tipi d'impianti hanno la caratteristica di utilizzare acqua in mandata nell'anello caldo a una temperatura compresa tra i 80 e i 90°C.
- In secondo luogo si potrebbe pensare di installare un ciclo ORC ottimizzato per una temperatura massima di circa 95°C così da massimizzare la potenza estratta come rappresentato in figura 3.4.

Questa configurazione è stata studiata nell'elaborato di I.K. Smith e N. Stosic, permetterebbe di raggiungere un rendimento di ciclo pari al 22,6% utilizzando acqua nel ciclo superiore e R245fa nel ciclo ORC garantendo un output netto di potenza pari a 112.3 kW.

In generale l'utilizzo di cicli a vapor d'acqua ha potenziali vantaggi rispetto all'utilizzo di cicli ORC sono:

- L'acqua è un fluido di lavoro che non sottostà a stringenti normative ambientali a differenza dei fluidi organici.
- L'acqua non ha problemi di degradazione di natura termica quindi si può aumentare la temperatura del ciclo a vapore senza problemi.
- L'acqua ha un costo specifico nettamente inferiore ai fluidi organici.
- L'acqua grazie alle sue proprietà fisiche (minore viscosità) richiede pompe di alimento per il ciclo più piccole e il mercato offre una più ampia gamma di scelta.
- La temperatura di condensazione alta richiede sistemi di raffreddamento meno costosi e più efficienti anche in climi sfavorevoli.
- Nei cicli che utilizzano acqua le superfici dedicate allo scambio termico sono meno costose grazie alle minor superfici in gioco rispetto a quelle di un ciclo ORC poiché non sono

richiesti recuperatori, le proprietà di scambio termico dell'acqua sono più favorevoli rispetto ai fluidi organici e solitamente si hanno differenze di temperature maggiori.

- In configurazione combinata a un ciclo ORC il sistema è meno costo rispetto a un singolo ciclo ORC che lavora ad alta temperatura

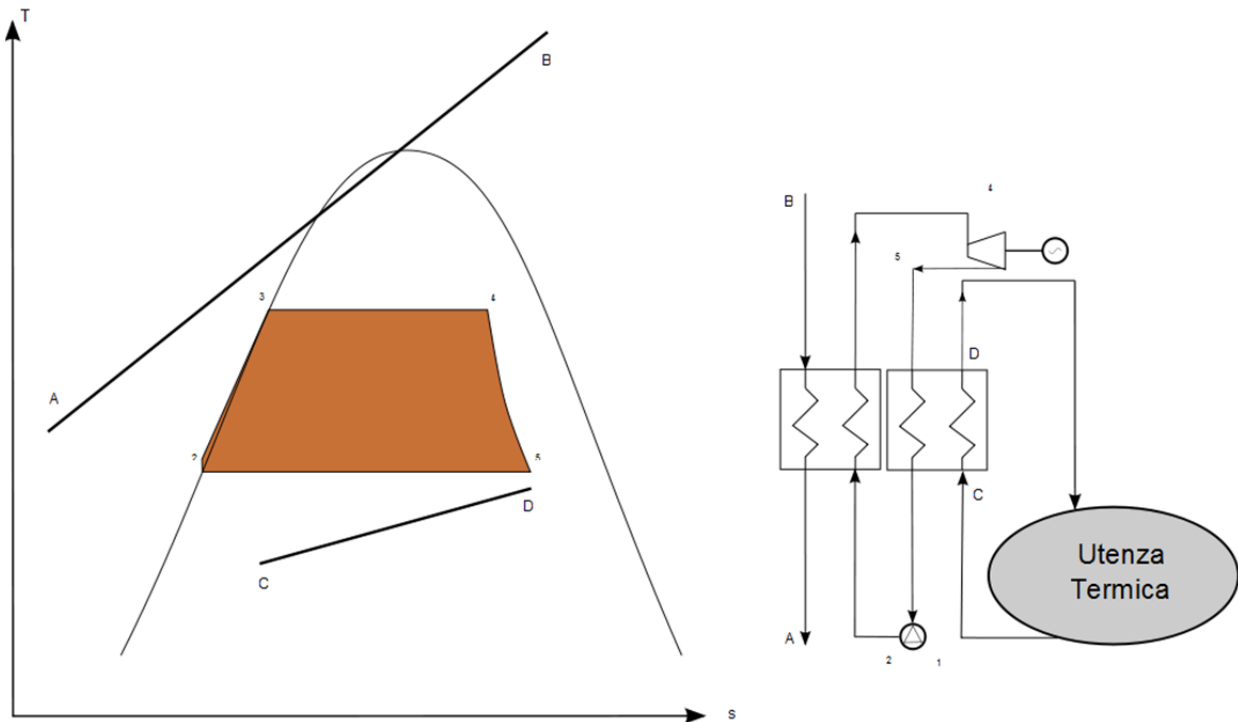


Figura 3.4 Configurazione Ciclo a Vapore con espansore a vite in assetto cogenerativo

A sinistra è rappresentato il ciclo sul diagramma T-S mentre sulla destra è presente lo schema di impianto. Si noti l'espansione del fluido all'interno della campana.

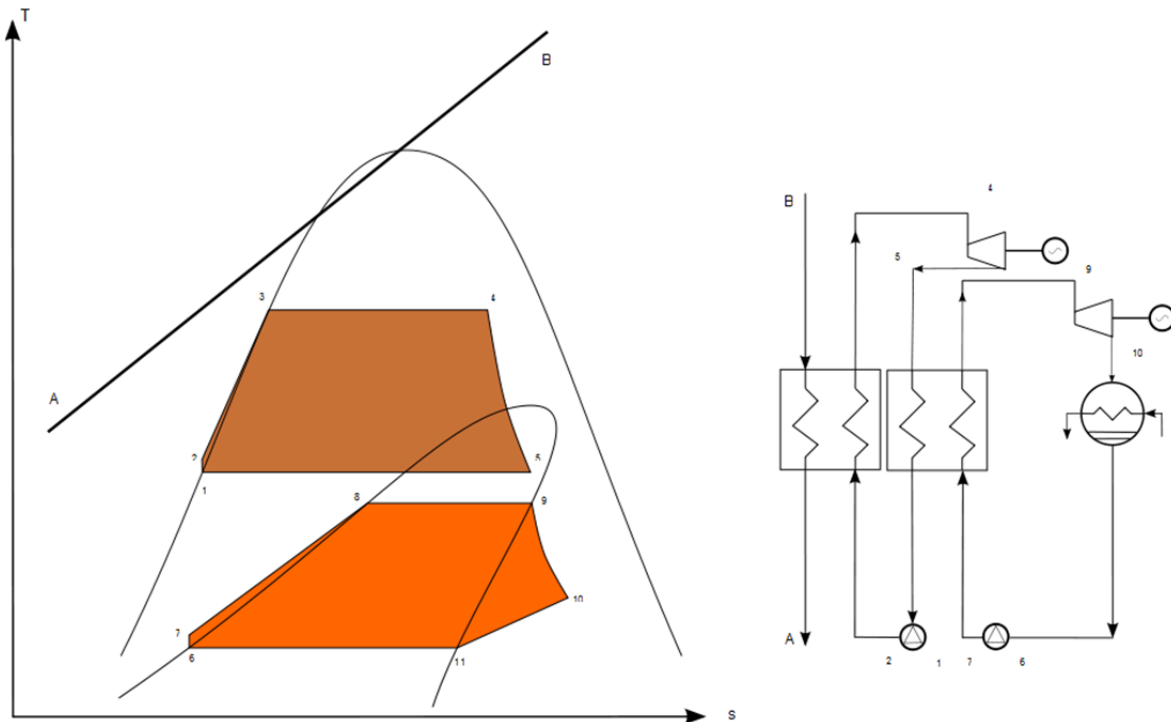


Figura 3.5 Configurazione Ciclo top a Vapore e Ciclo ORC tradizionale ottimizzato

A sinistra è rappresentato il ciclo sul diagramma T-S mentre sulla destra è presente lo schema di impianto. Si noti l'asservimento del ciclo ORC asservito alla temperatura di condensazione del ciclo a vapore

Si può affermare che la tecnologia degli espansori a vite, grazie alla sua capacità di espandere vapore umido, permette l'utilizzo di acqua come fluido di lavoro con fonti di calore che variano tra i 250 e i 500 °C. I sistemi hanno un'efficienza comparabile ai cicli ORC classici ma con i vantaggi in termini ambientali e di costo sottolineati nel capitolo. Di conseguenza s'intravede la possibilità di sfruttare fonti di calore che prima non erano appetibili a livello economico a causa degli elevati costi specifici di installazione. Con questa tecnologia si potrebbero implementare impianti di cogenerazione di taglia medio - piccola come ad esempio il teleriscaldamento di quartiere o implementare centrali a biomassa in assetto cogenerativo di piccola taglia.

Sostituzione di valvole di laminazione

Nei processi industriali spesso è usuale lavorare con vapore umido con la necessità di inserire nel piping una valvola di laminazione al fine di portare la corrente di vapore alla pressione desiderata. La laminazione è da considerarsi un processo isoentalpico ma genera all'interno degli impianti il più alto grado di irreversibilità, questo processo degrada l'energia del fluido e ne aumenta l'entropia penalizzando le performance dell'impianto come ad esempio avviene in un ciclo frigorifero (Figura 3.6).

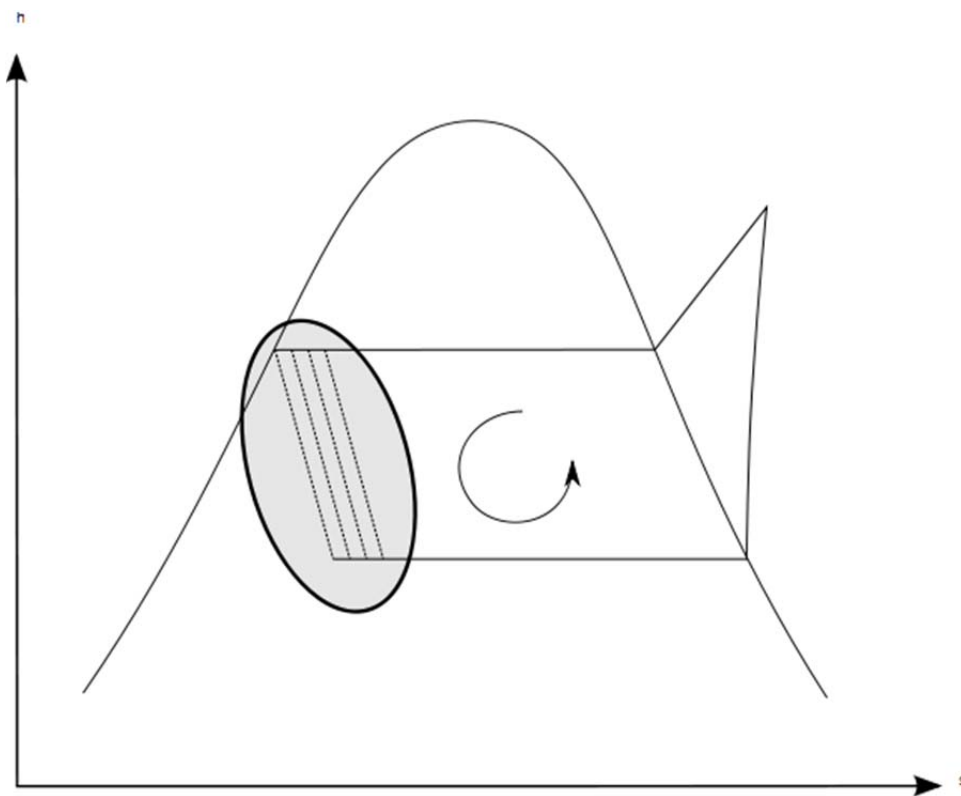


Figura 3.6 Rappresentazione sul piano T-s di una espansione con valvola di laminazione

In questa figura in grigio è evidenziata la zona di lavoro di una valvola di laminazione ove vi è un'espansione isoentalpica senza produzione di lavoro utile

Gli espansori a vite sono potenziali candidati per la sostituzione delle valvole di laminazione grazie alle loro caratteristiche sono in grado di espandere il vapore umido all'interno della campana dei vapori saturi generando. Questa possibilità permetterebbe di aumentare il rendimento degli impianti diminuendo così i costi di esercizio in quanto sostituendo alla valvola di laminazione l'espansore a vite vi sarebbe la possibilità di recuperare potenza meccanica altrimenti persa.

Inoltre è importante rilevare che il processo di espansione nella macchina è in grado di avvenire con un rendimento isoentropico elevato il quale, secondo i carichi e delle condizioni a contorno, è compreso tra 0,7 e 0,8. Gli studi preliminari sugli espansori a vite in campo frigorifero hanno aperto nuovi scenari in tema di efficienza della macchina, in questo momento sono allo studio pompe di calore con compressore a vite calettato su un espansore a vite. Il principio che sta alla base è analogo al turbocompressore per i motori endotermici, prendendo come riferimento la figura 3.7 un espansore a vite è posto nel tratto di ciclo in cui solitamente è presente la valvola di laminazione. L'espansore a vite bypassando la valvola di laminazione, che prenderebbe il ruolo di sicurezza, permetterebbe l'espansione del fluido refrigerante recuperando energia meccanica, l'espansore è solidale con uno stadio del compressore minore permettendo così di recuperare parte dell'energia presa nelle valvole di laminazione. Riferendosi al paper di I.K. Smith, N. Stosic e C.A. Aldis (Development of the Trilateral Flash Cycle System: Part 3: The Design of High-Efficiency Two-Phase Screw Expanders) si sottolinea la possibilità di aumentare il COP delle pompe di calore del 7-10%.

L'espansore a vite può anche essere installato sul piping dedicato al trasporto di vapore. Il vapore trasportato richiede la presenza di una valvola di laminazione nel caso in cui necessitasse di una riduzione di pressione per essere utilizzato in determinato processo (ad esempio uno spillamento per un determinato processo). In questo caso l'espansore a vite verrebbe installato in parallelo alla valvola di laminazione; la valvola di laminazione di conseguenza assumerebbe il ruolo di bypass in caso di fermo dell'espansore a vite senza compromettere il funzionamento dell'impianto e permetterebbe di parzializzare l'ammissione di vapore all'interno dell'espansore. Questa soluzione è particolarmente indicata per il settore industriale (in particolare petrolchimico) poiché permetterebbe di rendere più efficiente l'impianto dal punto di vista energetico. Inoltre questo tipo di installazione godrebbe dell'incentivazione vigente in Italia con un tempo di ritorno dell'investimento molto rapido.

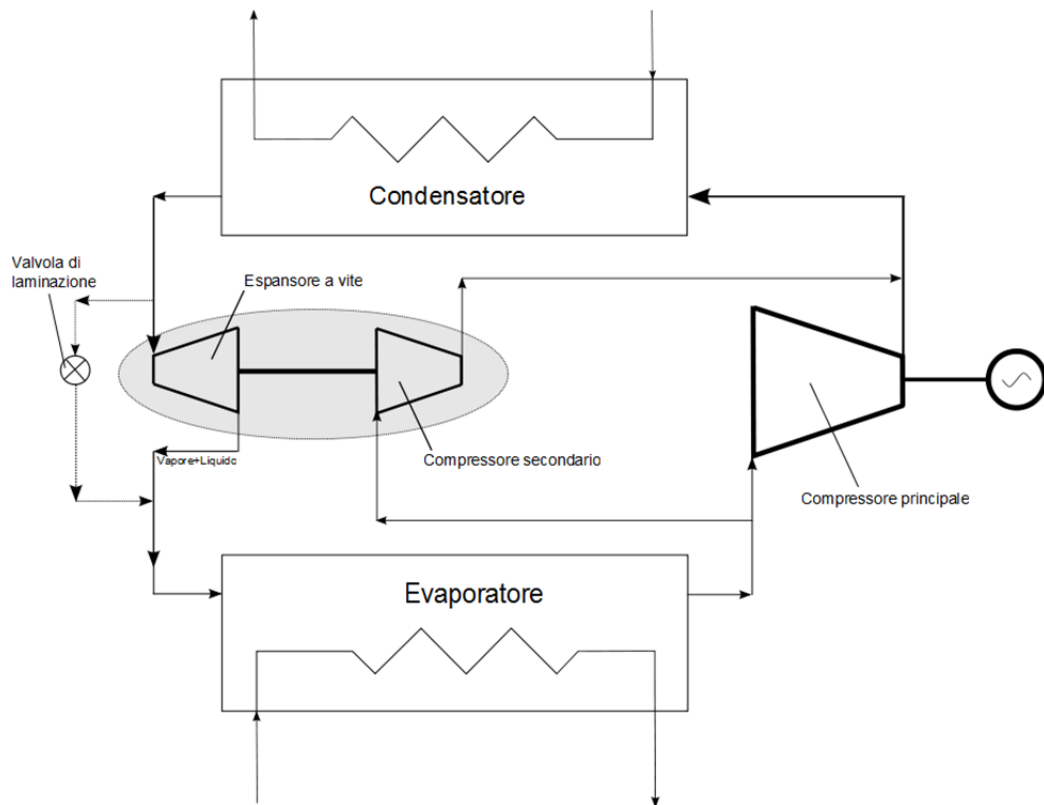


Figura 3.7 Schema di Impianto di una pompa di calore con espansore a vite

Nello schema di impianto proposto l'espansore a vite è utilizzato in parallelo alla valvola di laminazione al fine di recuperare energia come si evidenzia in figura il gruppo espansore-compressore è calettato sul medesimo albero.

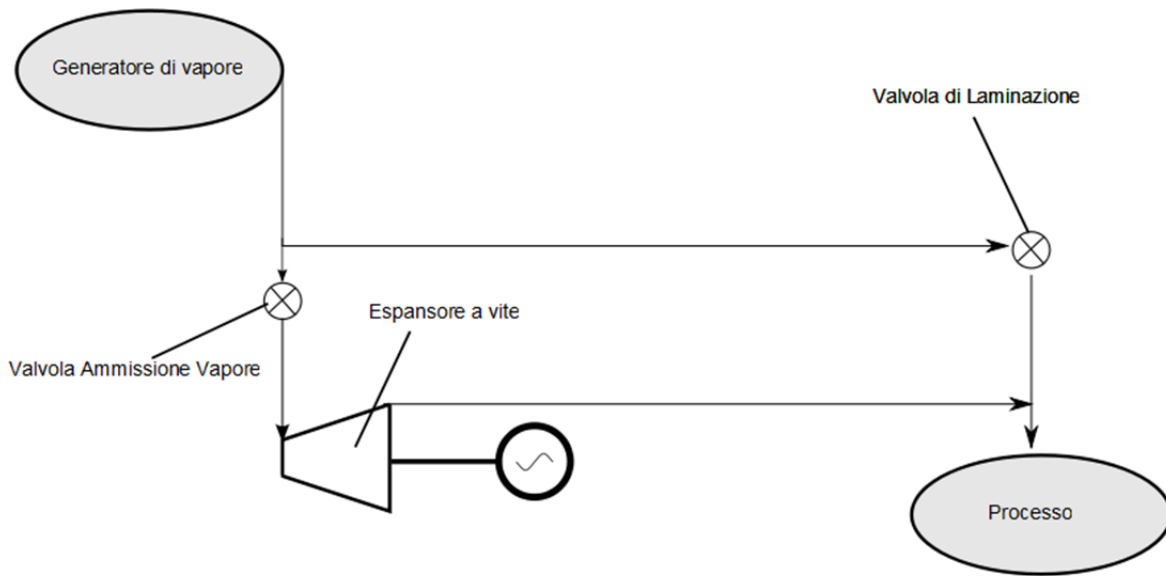


Figura 3.8 Schema di Impianto per una linea di vapore

Nello schema di impianto proposto l'espansore è inserito in parallelo alla valvola di laminazione con il vantaggio di produrre potenza ove prima si aveva un dispositivo di laminazione. La soluzione permette di accedere

Capitolo 4: Configurazioni Impianto

Proposta ElectraTherm

Il ciclo proposto da quest'azienda utilizza un fluido organico, nella fattispecie R245fa, e si avvale di un espansore a vite. La pompa installata è a flusso continuo multistadio appositamente studiata e si utilizza uno scambiatore a piastre nel tratto di preriscaldamento al fine di rendere l'impianto il più compatto possibile, il tratto dedicato all'evaporazione è uno scambiatore di tipo tradizionale. Questo ha permesso di offrire un sistema compatto, le dimensioni della macchina sono 2x2,44x2,28 m, da inserire in un contesto di recupero termico.

Le condizioni di funzionamento della macchina impongono che sul lato caldo sia presente una temperatura massima compresa tra 116 e 76 C°; il lato freddo richiede una temperatura di progetto diversa a seconda del fluido di raffreddamento richiesto, se fosse disponibile acqua, la temperatura richiesta deve essere compresa tra 43 e 4 °C mentre nel caso in cui fosse disponibile aria come fluido di raffreddamento la temperatura richiesta dovrebbe essere inferiore ai 38 C°. Come si può osservare queste macchine hanno in seno la capacità di valorizzare tutte quelle fonti di entalpia a bassa temperatura che altrimenti non sarebbero utilizzate quali applicazioni geotermiche a bassa entalpia, sistemi di smaltimento del calore o applicazioni in campo solare.

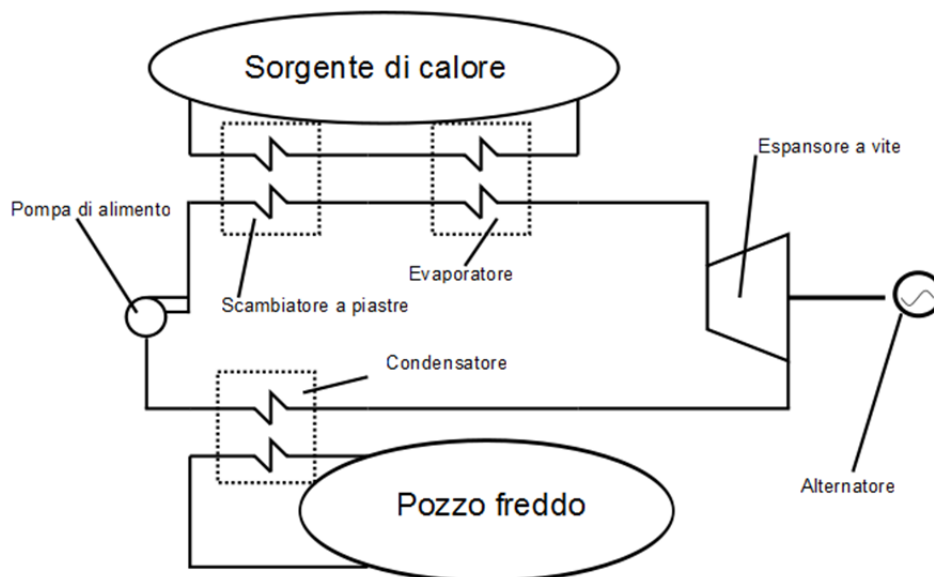


Figura 4.1 Schema di Impianto di un ciclo ORC con espansore a vite

Impianto ORC accoppiato ad un impianto solare a concentrazione



Figura 4.2 Impianto ORC alimentato da un campo solare a Cipro

La Middle East Technical University Northern Cyprus Campus, ubicata nel nord-ovest dell'isola, ha commissionato un impianto pilota per la produzione di potenza e grazie a pannelli solari termici a concentrazione (figura 4.2 e 4.3).

La località è caratterizzata da un'insolazione media annua molto elevata. Il sistema è composto da un campo di specchi parabolici (PTC; parabolic throught collectors) con una superficie complessiva di circa 215 m² della serie Solitem PTC1800. Gli specchi hanno il compito di portare in temperatura il fluido di lavoro; in questa particolare installazione si è preferito utilizzare acqua come fluido termovettore diminuendo i costi d'installazione. Una volta riscaldato fino a 116 C° il fluido termovettore è immesso in un serbatoio di back up; questo è in grado di dare una potenza termica di riserva di circa 300 kW al fine di garantire una continuità di approvvigionamento termico al Ciclo. Adesso l'espansore a vite produce una potenza pari a 18 kW tuttavia è prevista un'espansione del campo solare al fine di portare la potenza nominale della macchina a 50 kW di potenza.

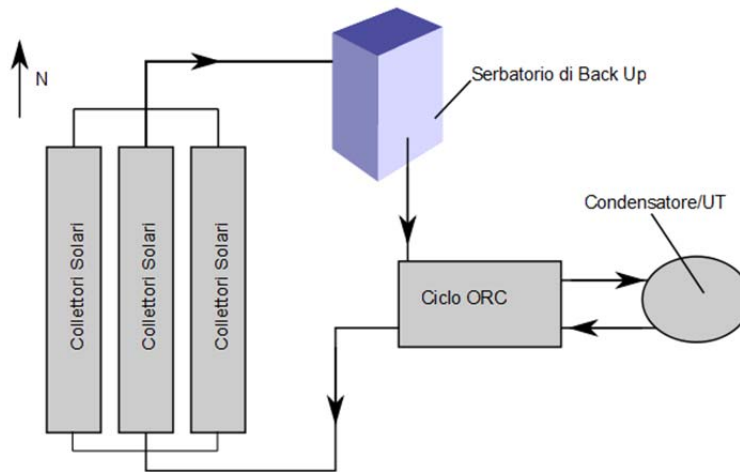


Figura 4.3 Schema di impianto per un impianto ORC alimentato a energia solare

Questa configurazione d'impianto è particolarmente indicata per quei luoghi ove vi sia un'elevata radiazione solare media giornaliera. È interessante notare che tutte le zone costiere del mediterraneo sotto il 40° parallelo diventino candidate per l'installazione di queste soluzioni. Si può affermare che l'impianto, viste le sue esigue dimensioni, ha in seno la capacità di essere riprodotto su larga scala in un'ottica di generazione distribuita. Come visto in precedenza l'utilizzo di acqua semplifica la gestione dell'impianto perché l'acqua utilizzata è facilmente reperibile mentre il ciclo ORC non richiede particolare manutenzione perché il ciclo è chiuso.

Impianto ORC per lo sfruttamento di fonti di calore geotermiche

Gli impianti ORC con espansore a vite sono in grado di valorizzare le fonti di calore geotermiche sia naturali (pozzi geotermici) sia derivanti da estrazioni petrolifere (acque residue da trivellazione). In questo contesto sono stati installati due impianti pilota; il primo, e cronologicamente più recente, è installato presso la miniera di Florida Canyon in Nevada il secondo è installato presso un campo petrolifero nello stato del Mississippi.

L'impianto è stato installato in un container nella sede di ElectraTherm e portato in loco, esso da un punto di vista termodinamico non differisce dall'installazione Cipriota. Tuttavia sono state apportate modifiche allo scambiatore di calore poiché più soggetto a sporco. Il flusso geotermico ha in sospensione al suo interno particelle solide che con il tempo potrebbero impaccare gli scambiatori di calore. Di conseguenza questo elemento è stato pensato in modo tale da poter essere smontato e pulito o, se necessario, cambiato. Per quanto riguarda l'applicazione a bocca di pozzo, l'acqua, che ha il compito di fornire calore alla macchina, è separata dalla corrente di petrolio grezzo uscente dal pozzo e di conseguenza la non perfetta pulizia della stessa provoca il trasporto di parti oleose che potrebbero impaccare lo scambiatore riducendone l'efficienza.

Da un'analisi effettuata dal DOE (Department of Energy USA) sul territorio americano, sono in attività circa 800000 pozzi di estrazione di petrolio o gas; se per ogni pozzo s'installasse un ciclo ORC con espansore a vite vi sarebbe la possibilità di generare circa 3 GW di potenza da fonti di energia totalmente rinnovabile. In questa analisi è sottolineato che la resistenza dell'opinione pubblica nell'installazione di pozzi petroliferi potrebbe essere mitigata dall'installazione del ciclo ORC con espansore a vite.

L'installazione a bocca di pozzo presso Laurel, Mississippi ha cumulato circa 1200 ore di funzionamento su un arco temporale di 6 mesi con un costo d'installazione LSTK di 230000 US \$. L'installazione si avvale di uno scambiatore removibile sul lato caldo e utilizza un gruppo condensante ad aria affinché non siano utilizzate risorse idriche locali

Nel periodo di funzionamento le temperature ambientali (fino a 35°C) che si sono registrate e la bassa temperatura della fonte di calore (96°C) non hanno permesso alla macchina di lavorare in condizioni di progetto garantendo una potenza generata media di soli 23 kW. Come si evince dal

grafico in figura 4.4 si può notare la diminuzione di potenza della macchina nelle ore più calde della giornata poiché la differenza di temperatura disponibile per la macchina diminuisce.

Caratteristiche Macchina

- Potenza Netta Generata 19 - 22 kW_{el}
- Ausiliari
 - Pompa di alimento : 1 - 4 kW_{el}
 - Ventilatori : 0,1 - 6 kW_{el}
- Temperature ambientali : 15 – 40 °C
- Portata acqua da pozzo: 7,5 dm³/s
- Temperatura acqua da pozzo: 95,5 °C
- Portata acqua pozzo: 4000 BWPD
- Produzione petrolio pozzo: 100 BOPD

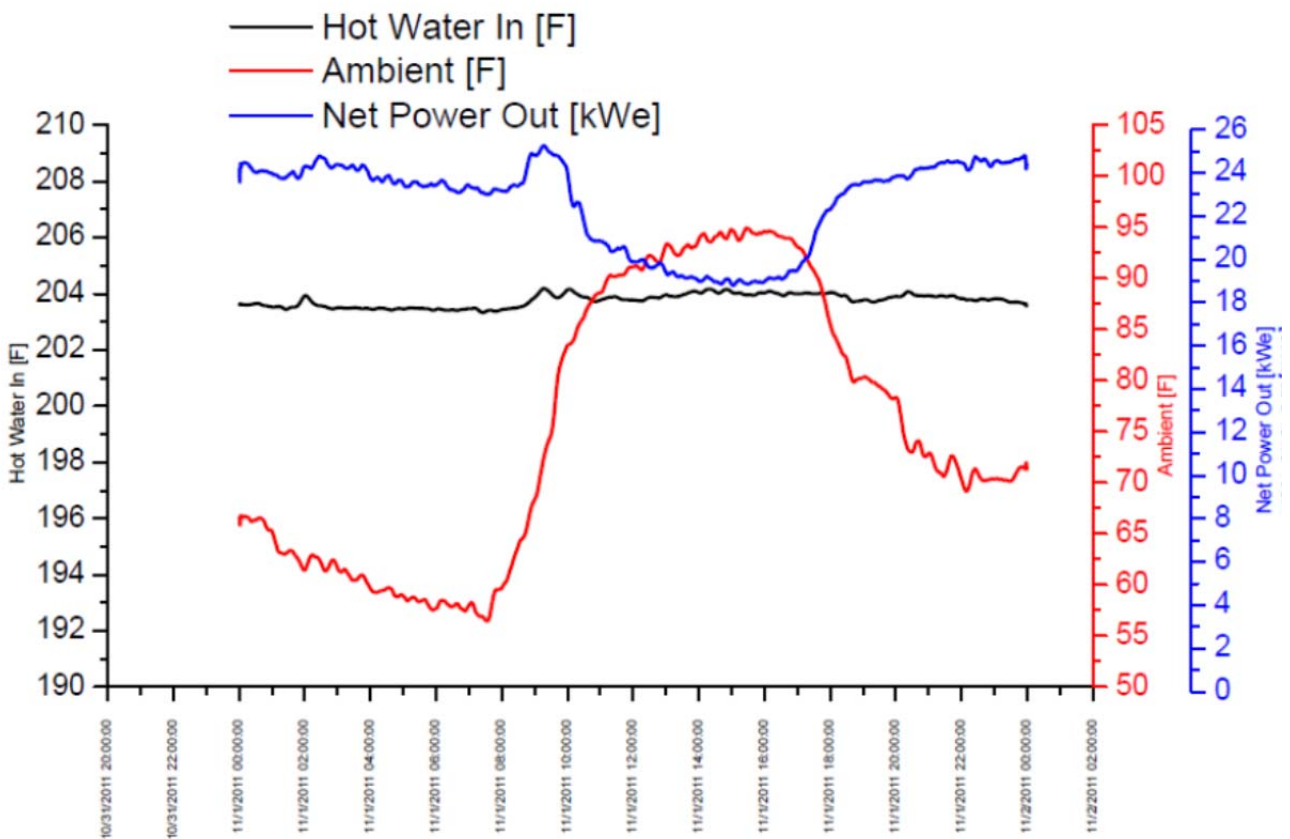


Figura 4.4 Curva di potenza in funzione delle temperatura ambiente

Impianto ORC per lo sfruttamento di fonti di calore di scarto (repowering motore a combustione interna)

Gli impianti ORC con espansore a vite sono indicati per sfruttare fonti di calore di scarto come gas esausti o calore smaltito da circuiti di raffreddamento (motori a combustione interna o frigoriferi a doppio effetto). Più in specifico questa applicazione è implementabile al fine di aumentare la potenza di un motore a combustione interna per incrementarne le prestazioni.

Si porta come esempio lo studio pubblicato da Exa Energie s.r.l.; questa azienda ha installato una macchina a ciclo chiuso organico, fornita da ElectraTherm, al fine di rendere più efficiente un motore a combustione interna alimentato a biogas. Exa Energie propone di inserire l'espansore a vite a valle del motore a combustione interna utilizzando il calore del circuito di raffreddamento per preriscaldare l'R245fa e di terminare l'evaporazione del fluido di lavoro utilizzando il calore dei gas di scarico del motore (Figura 4.5)

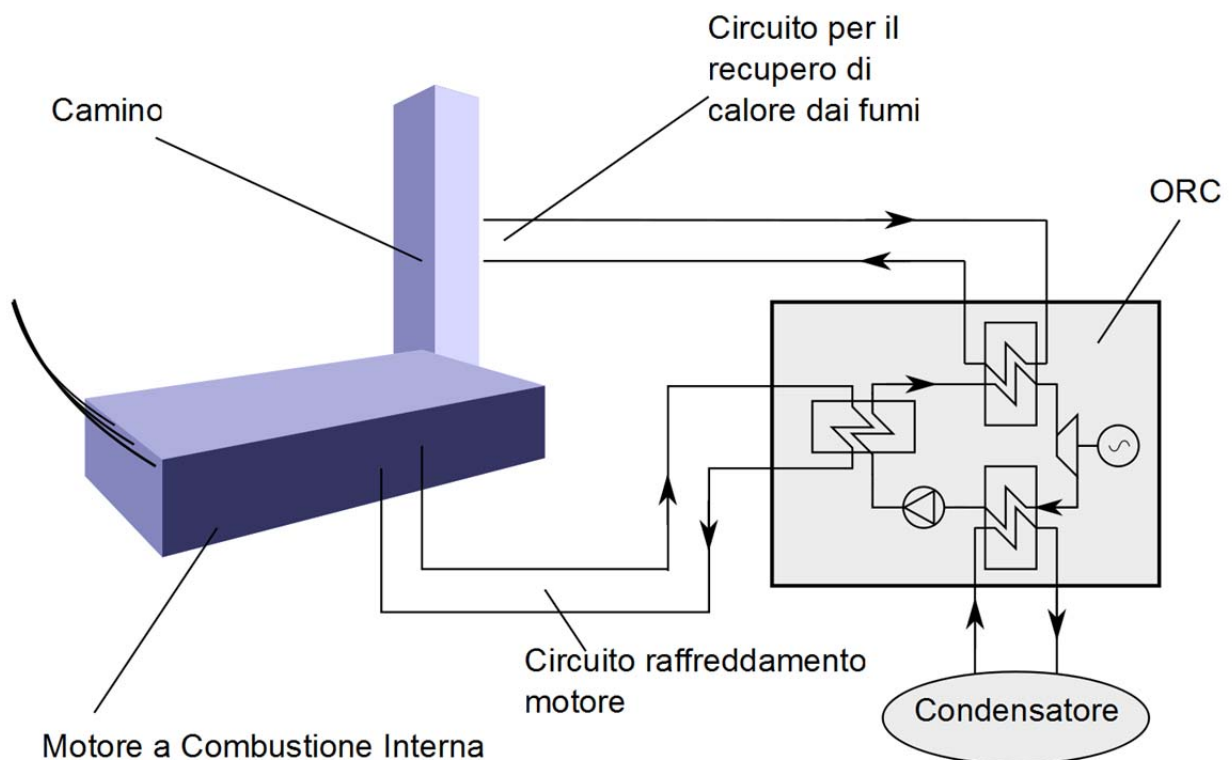


Figura 4.5 Schema impianto proposto da Exa Energie s.r.l.

La configurazione originale dell'impianto prevedeva che il gas prodotto dall'impianto di biogas fosse bruciato nel motore a combustione interna producendo una potenza pari a 1 MW_{el} ; in questa configurazione l'impianto, essendo alimentato a biomasse, aveva accesso alla tariffa omnicomprensiva con una remunerazione dell'energia prodotta pari a 280 €/MWh prodotto (il progetto risale a gennaio 2012). La potenza immessa in rete, al netto degli ausiliari, era pari a 980 kW_{el} di potenza.

Dati Impianto:

- Potenza Elettrica Generata: 1 MW_{el}
- Rendimento Elettrico Impianto: 39%
- Potenza Termica Combustibile: $2,56 \text{ MW}_{th}$
- Potenza Termica Recuperabile Dai Fumi: $0,59 \text{ MW}_{th}$
- Potenza Termica Recuperabile Dal Circuito Di Raffreddamento: 118 kW_{th}
- Potenza ausiliari: 20 kW_{el}
- Potenza Elettrica Immessa In Rete: $0,98 \text{ MW}_{el}$
- Ore Funzionamento Impianto: 8000 h/anno
- Energia Immessa In Rete: 7840 MWh/anno

Dai dati si osserva che il calore complessivamente recuperabile sull'impianto è par alla somma della potenza termica recuperabile dai fumi con la potenza termica recuperabile dal circuito di raffreddamento (circa 700 Kw_{th}). EXA propone di utilizzare questo calore per inserire un espansore da 50 kW_{el} e utilizzare parte del calore del condensatore per alimentare il biodigestore.

La nuova configurazione impone di settare differentemente la potenza del motore endotermico riducendola a 963 kW_{el} in quanto il D.M. impone che l'incentivo sia erogato nel caso in cui la potenza dell'impianto non superi i 1000 kW_{el} , pena la riduzione della tariffa incentivante. In questa configurazione gli autoconsumi sono coperti interamente dalla produzione del ciclo ORC e grazie all'aumento dell'efficienza dell'impianto sono immessi in rete $90 \text{ MWh}_{el}/\text{anno}$ in più rispetto alla configurazione precedente (remunerati alla tariffa omnicomprensiva di cui sopra). La diminuzione della potenza del motore fa sì che vi sia una minor richiesta di biogas di conseguenza, il rendimento complessivo dell'impianto sarà pari a $40,2\%$. Di seguito sono riportati i dati di funzionamento del nuovo assetto dell'impianto.

Dati Impianto:

- Potenza Elettrica Generata(Motore):
963 kW_{el}
- Potenza Elettrica Generata(ORC): 50
kW_{el}
- Rendimento Elettrico Impianto: 40,2%
- Potenza Termica Combustibile: 2,469
MW_{th}
- Potenza ausiliari: 19 kW_{el}
- Potenza Elettrica Immessa In Rete:
0,994 MW_{el}
- Ore Funzionamento Impianto: 8000
h/anno
- Energia Immessa In Rete:
7950MWh/anno

L'impianto può essere messo in parallelo alla rete in circa 6/8 mesi. Il costo totale dell'impianto è di circa 230000 € con un flusso di cassa entrante pari a 25200 €/anno. EXA Energia sotto l'ipotesi di una equity pari al 20% del capitale investito e con un costo di remunerazione dello stesso pari al 6% su 10 anni, valuta il rientro nell'investimento in circa 2,5 anni (costo capitale/incremento flussi di cassa).

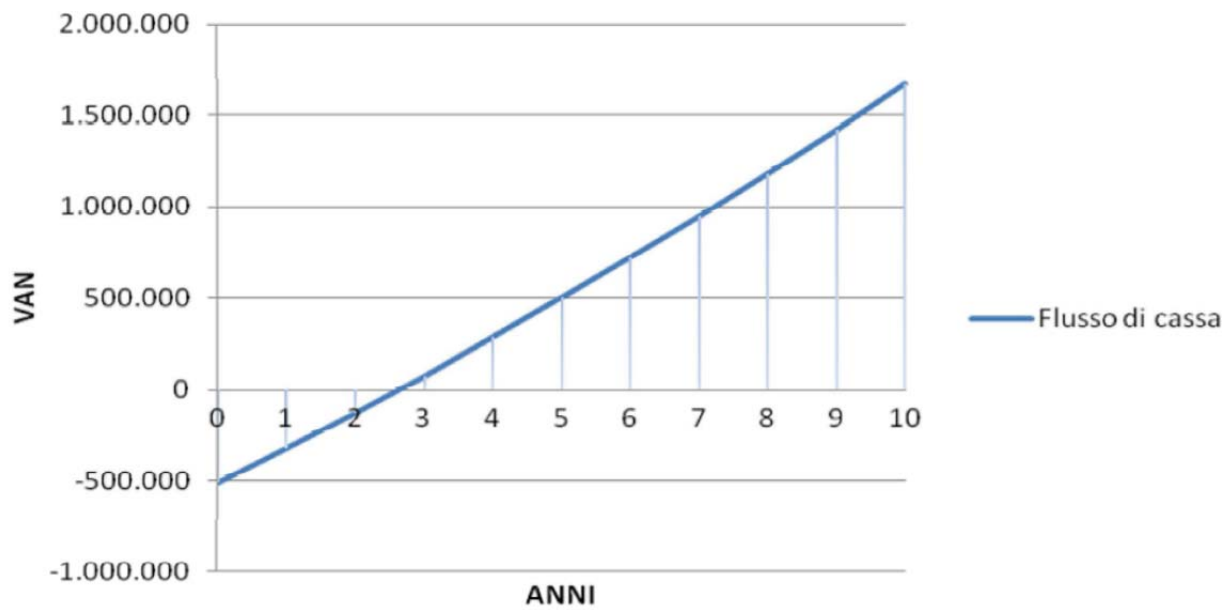


Figura 4.6 PBT investimento

Impianto a vapor d'acqua installato su un ramo di by pass (Proposta Helix Power / Langson)

Helix Power (U.K.) e Langson (U.S.A.) sono due aziende che hanno sviluppato l'espansore a vite al fine di generare potenza da una corrente di vapor d'acqua. Queste aziende forniscono una macchina da installare direttamente su una linea di vapore evitando l'utilizzo di una valvola di espansione. Queste macchine hanno una potenza nominale che varia tra 220 kW_{el} e 1000 kW_{el} in funzione della portata di vapore da elaborare e in funzione del salto di pressione disponibile. A differenza della proposta ElectraTherm, le macchine non sono fornite di una pompa di alimento e di scambiatori di calore tuttavia il sistema conserva la caratteristica modularità tipica degli espansori a vite. Le dimensioni della macchina, fornita in un modulo container per il trasporto, sono 2,3x3,7(220kW_{el})-5,5(1MW_{el})x2,1 m; la macchina riesce a mantenere un rendimento isoentropico costante indipendente dalla portata o salto di pressione che deve elaborare. La caldaia scelta dipende dal combustibile disponibile in loco e non è fornita dai costruttori. Modificando la portata di vapore, grazie alla valvola a tre vie, si può ottimizzare il processo di produzione del vapore in quanto la caldaia non dovrà più modificare il carico in funzione dell'utenza (schema di impianto in figura 4.7).

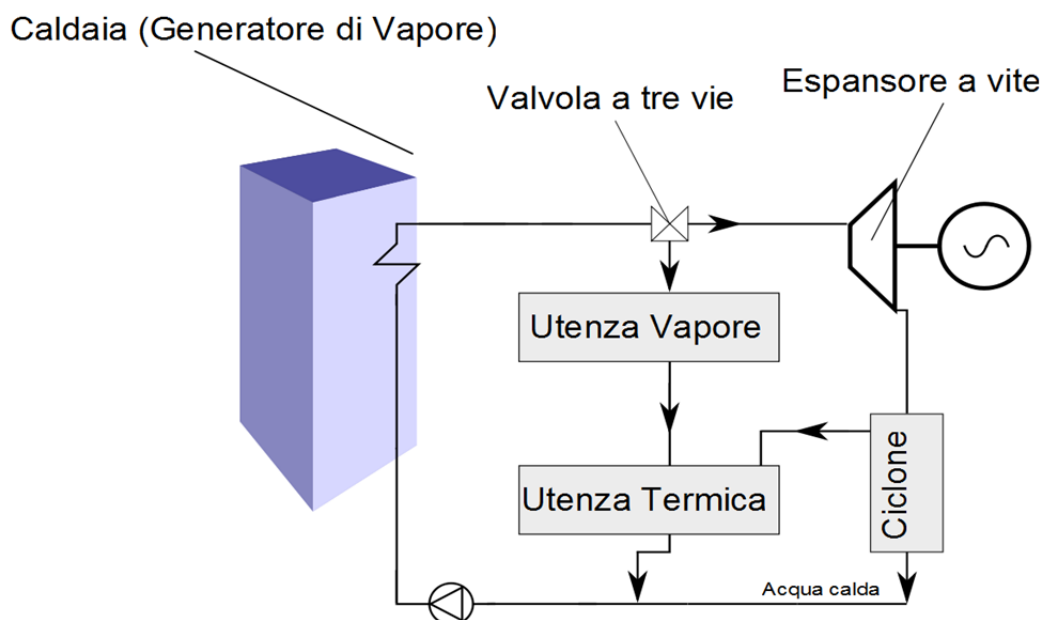


Figura 4.7 d'impianto proposto da Langson per sfruttare correnti di vapore

Impianto per la riduzione di pressione sulle condotte di gas (Proposta Langson)

L'azienda produttrice propone l'installazione di espansori a vite per laminare correnti gassose che giungono nei luoghi d'utenza per mezzo di linee ad alta pressione come ad esempio correnti di gas naturale, gas di petrolio liquefatto, azoto, correnti di gas geopressurizzato. L'impianto è installabile su una linea in parallelo con una valvola di laminazione preesistente, attraverso un opportuno schema di valvole il gas è deviato sulla macchina che una volta messa in moto prende il posto della valvola di laminazione generando potenza elettrica. Nel caso fosse necessario è prevista l'installazione di riscaldatori a monte della macchina per aumentare l'entalpia del gas e aumentare la potenza generata mentre se necessario è installabile uno scambiatore di calore a valle per ottimizzare lo scarico. La macchina è in grado di produrre da 100 a 1600 Kw_{el} in funzione della portata e del salto di pressione disponibile, il rendimento isoentropico cresce all'aumentare della taglia dell'impianto. Di seguito è rappresentata la configurazione di impianto proposta da Langson (Figura 4.8).

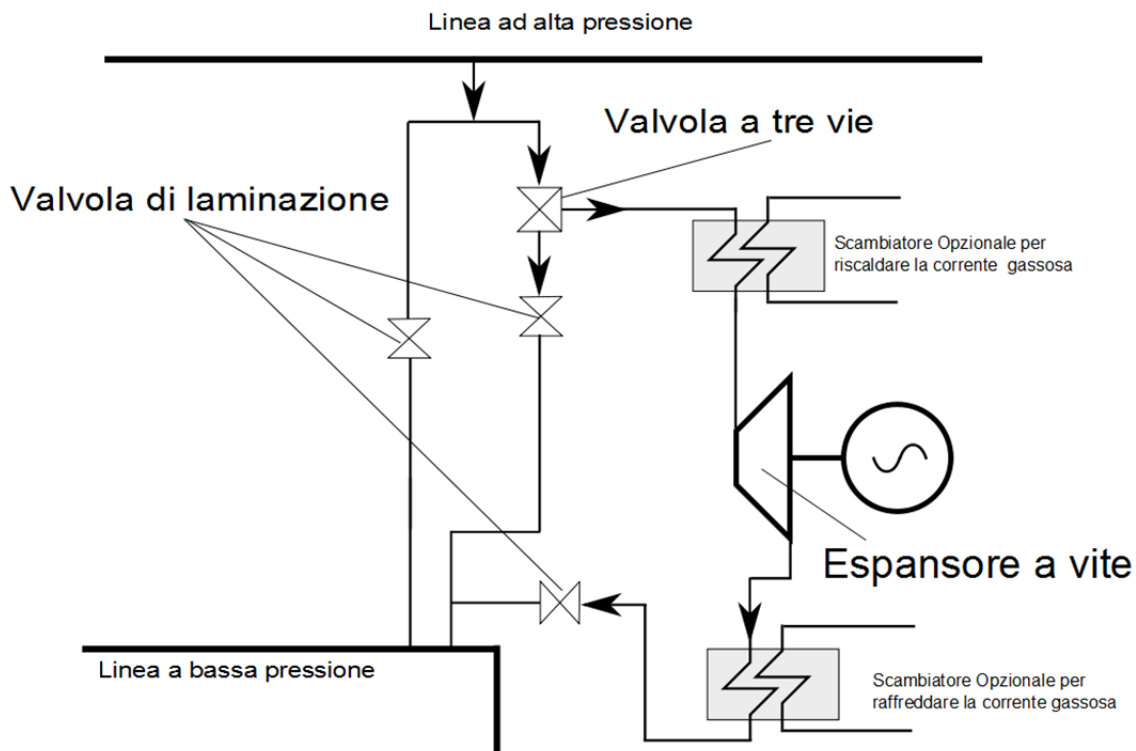


Figura 4.8 Schema di impianto proposto da Langson per la sostituzione di valvole di laminazione gas

Capitolo 5: Caso studio, impianto a vapor d'acqua con espansore a vite

Le soluzioni impiantistiche proposte dalle aziende, che vedono come protagonista l'espansore a vite, sono volte allo sfruttamento di tutte quelle fonti energetiche che altrimenti non sarebbero sfruttate. L'obiettivo di questo studio è valutare la fattibilità tecnico-economica di un impianto a vapor d'acqua che utilizza al posto di una tradizionale turbina un espansore a vite. L'impianto ipotizzato utilizza come combustibile biomassa e quindi al fine di comprendere il valore di mercato dell'energia prodotta si fa riferimento al Decreto Ministeriale del 06/07/12 relativo all'incentivazione delle fonti rinnovabili.

Pressioni e temperature d'impianto

Per quanto riguarda la scelta della configurazione dell'impianto si è optato per un ciclo a vapor d'acqua con un espansore a vite della linea di prodotti Langson. Quest'azienda offre una linea di espansori a vite in grado di espandere il vapore da una pressione P_1 (fissa e pari a 16,2 bar) a una pressione di scarico P_2 la quale è scelta in funzione dell'applicazione della macchina.

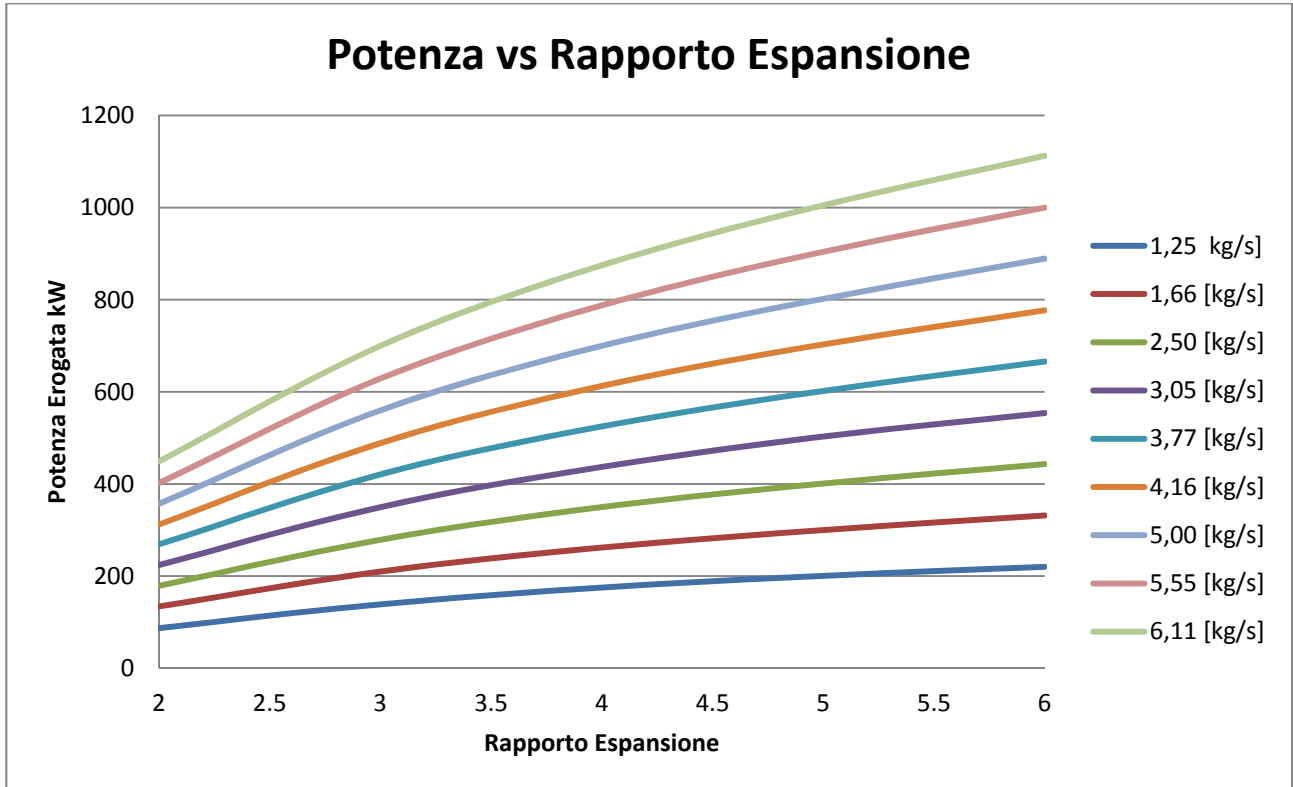


Figura 5.1 Curve caratteristiche della macchina in funzione della portata e del rapporto di espansione

Il rapporto di espansione varia da un minimo di 2 a un massimo di 6. Alla luce del tipo di applicazione si è optato di analizzare il caso con il massimo rapporto di espansione possibile al fine di massimizzare l'energia estraibile dalla corrente di vapore. Di conseguenza la pressione allo scarico dell'espansore è pari a 2,7 bar. Questa pressione permette di non installare il degasatore nell'impianto poiché la pressione minima non è mai sub atmosferica con un risparmio sui costi d'installazione. Inoltre, questa scelta definisce il range di potenza dell'impianto; in funzione della portata, ancora da ottimizzare la potenza elettrica varia da 220 kW_{el} (1,25 kg/s di vapore) fino a 1120 kW_{el} (6,11 kg/s di vapore). La scelta delle pressioni determina la temperatura massima del ciclo e la temperatura minima; con una pressione di 16,2 bar la temperatura in ingresso alla turbina sarà pari a 202 °C; all'ingresso del condensatore la temperatura sarà pari a 130°C. A differenza di un impianto a biomassa tradizionale a vapore d'acqua si osserva che la temperatura massima è inferiore di circa 200 °C e la temperatura al condensatore è tale da poter pensare di sfruttare il calore in eccesso per teleriscaldamento, per essiccare la biomassa stessa o per la generazione di vapore per utenze industriali.

Punti di funzionamento impianto

Una volta scelte le pressioni utilizzate si sono valutate le proprietà termodinamiche del fluido di lavoro nei vari punti del ciclo.

Gli elementi d'impianto sono:

- Una generatore di vapore
- Un espansore a vite con alternatore
- Un condensatore
- Una pompa di alimento

Si sono introdotte delle ipotesi al fine di stimare le perdite di carico del sistema, si è valutata una perdita di carico del 10% rispetto alla pressione d'ingresso del condensatore e rispetto alla pressione d'ingresso dell'evaporatore. Questa scelta modifica le pressioni del ciclo massime e minime del ciclo, quindi anche le temperature. Questo comporta che la pressione in ingresso alla pompa è pari a 2,43 bar con una temperatura minima del ciclo di 126,5 C° mentre la pompa deve garantire una pressione in ingresso al generatore di vapore pari a 18 bar (temperatura massima possibile pari a 207 C°). Le ipotesi fatte non modificano sostanzialmente le pressioni e le temperature del ciclo.

Il Generatore di vapore ipotizzato è di tipo a tubi di fumo al fine di rendere la soluzione proposta semplice e affidabile. Questo tipo di caldaie sono indicate per l'utilizzo di biomassa solida, esse sono in grado di soddisfare i parametri tecnici dell'impianto per quanto riguarda la temperatura e la pressione. Prendendo come riferimento i principali produttori di caldaie e adottando un approccio conservativo si è ipotizzato un rendimento di caldaia pari all'80%. Il combustibile di riferimento è biomassa solida con un PCI pari a 15 MJ/kg con un'umidità relativa del 15%; un combustibile con queste caratteristiche deve essere prodotto attraverso un'opportuna essiccazione della biomassa. La tipologia di combustibile che permette l'accesso agli incentivi è normata dalla Tabella 1-B del D.M. 06/07/12. Il valore della biomassa è stimato in 80 €/t. In alternativa al fine di risparmiare sul costo di gestione dell'impianto è possibile installare una caldaia a olio diatermico che, in cascata, riscalda il vapore; questa scelta permette di aggirare il D.M. 1-12-2004 n°329 che impone la presenza di un conduttore patentato riducendo i costi variabili del sistema.

La pompa di alimento dell'impianto ipotizzato ha un rendimento isoentropico pari all'80% questo ha permesso di valutare le condizioni del fluido di lavoro all'ingresso dell'evaporatore.

Per quanto riguarda l'espansore a vite si sono presi i dati di targa dell'impianto. Il rendimento isoentropico della macchina è costante e non dipende dalla portata che lo attraversa. Langson fornisce un valore di rendimento del 60% per tutti i suoi modelli. Il rendimento dell'alternatore che è parte integrante della macchina è stato ipotizzato pari al 98%.

Sotto queste ipotesi si sono calcolati i punti di funzionamento dell'impianto e si sono valutate l'entalpia specifica dei vari punti grazie al programma H2O (tabella 5.1).

Pressione [bar]	Titolo	Entalpia [kJ/kg]	Temperatura [C°]	Entropia [kJ/kgK]
Ingresso Turbina				
16,200	1,000	2793,227	201,977	6,416
Uscita Turbina condizioni ISO				
2,700	0,887	2473,675	129,968	6,416
Uscita Turbina				
2,700	0,945	2601,496	129,968	6,733
Uscita condensatore				
2,430	0,000	531,371	126,480	1,597
Uscita pompa condizioni ISO				
18,000	/	533,049	126,636	1,597
Uscita pompa				
18,000	/	533,469	126,734	1,599

Tabella 1 Punti di funzionamento impianto (entalpia specifica)

Prestazioni Impianto

Valutati i punti di funzionamento dell'impianto, si è stimata la potenza producibile dall'espansore, la potenza assorbita dalla pompa, il calore rigettato dal condensatore, la potenza netta richiesta alla caldaia in funzione della portata elaborata dalla macchina. Si è moltiplicata la portata iesima con la differenza di entalpia tra ingresso e uscita (equazione 5.1) del singolo elemento di sistema (Tabella 5.2).

$$P_i[kW] = \dot{m}_i(|h_{in} - h_{out}|) = \dot{m}_i \Delta h_i \quad 5.1$$

Portata	Δh_i [h/Kg]	Portata [kg/s]	1,25	1,87	2,51	3,14	3,77	4,40	5,03	5,66	6,29
		Potenza [kW]									
Calore Entrante	2259,75		2824	4244	5677	7096	8529	9949	11382	12801	14235
Calore Rigettato	2070,12		2587	3887	5200	6501	7814	9114	10427	11727	13040
Potenza Pompa	2,09		2,62	3,94	5,27	6,59	7,92	9,23	10,57	11,88	13,21
Potenza Turbina	191,79		239,66	360,08	481,69	602,12	723,72	844,15	965,75	1086,1	1207,7

Tabella 2 Potenza elaborata dai differenti elementi dell'impianto.

I dati permettono di fare una prima analisi delle prestazioni d'impianto. Il rendimento volumetrico della turbina dato dal rapporto tra la potenza teorica di targa e la potenza estratta dalla turbina

crece all'aumentare della portata è in accordo con gli studi teorici. Il rendimento, seppur molto simile, cresce con un minimo di 96,62% per la portata minima fino a un massimo pari 96,95% per la portata massima. Si è valutato il rendimento elettrico (Equazione 5.2) constatando che l'aumento di rendimento volumetrico dell'espansore a vite non innalza significativamente il valore del rendimento elettrico.

$$\eta_{El} = \frac{\text{Potenza Elettrica Netta}}{\text{Potenza Termica Fornita}} = 8,4\% \quad 5.2$$

Questo valore di rendimento mette in luce le potenzialità d'impianto; esso è fortemente sbilanciato sulla produzione di potenza termica rilevando le capacità dello stesso di porsi come soluzione per produzione di potenza in assetto cogenerativo poiché per ogni MWh di energia elettrica prodotta ve ne sono disponibili circa 12,5 MWh di energia termica utilizzabile.

Per quanto riguarda il combustibile si è calcolato la quantità di biomassa necessaria per il funzionamento nelle diverse configurazioni di potenza (Equazione 5.3) e il costo per MWh_{el} (Equazione 5.4) prodotto considerando il rendimento di combustione in caldaia pari a 0,8 e il prezzo della biomassa di 80 €/t.

$$\dot{m}_{biomassa} \left[\frac{kg}{s} \right] = \left(\frac{P_{el_i} / \eta_{El}}{\eta_{GDV}} \right) / PCI_{biomassa} \quad 5.3$$

$$\text{Costo } MWh_{el} = \left[\left(\frac{E_{el} / \eta_{El}}{\eta_{GDV}} \right) / PCI_{biomassa} \right] \text{Costo}_{biomassa} = 286 \left[\frac{\text{€}}{MWh_{el}} \right] \quad 5.4$$

$\dot{m}_{biomassa}$ [kg/s]	0.235	0353	0.473	0.519	0.711	0.829	0.948	1.066	1.18
--------------------------------	--------------	------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	------

Tabella 3 Portata di combustibile in funzione della taglia d'impianto

Questi dati permettono di far ricadere la scelta dell'impianto su quello che è in grado di garantire il minor consumo di combustibile alla luce del fatto che i rendimenti del sistema non dipendono dalla potenza dell'impianto. Questa scelta è ragionevole poiché l'approvvigionamento del

combustibile è un fattore limitate (l'impianto di taglia minore con 8000 ore di funzionamento richiede circa 7000 tonnellate di biomassa) e tutta l'energia termica di scarto potrebbe essere anche'esso un fattore limitate.

Investimento

L'investimento dell'impianto considerando anche l'installazione di una rete di teleriscaldamento è pari a 1080000€. Questo valore comprende 980000 € che attribuibili all'installazione dell'impianto con un costo specifico per kW_{el} installato pari a 4000 € cui sono sommati 100000 € dipendenti dall'installazione di una rete di teleriscaldamento al fine di sfruttare il calore di scarto. Il costo d'investimento all'anno 0 è comprensivo degli oneri finanziari del sistema e quindi è da considerarsi come investimento overnight. La normativa indica per un'installazione di questa potenza prevede un prezzo medio specifico pari a 4500 €/ kW_{el} .

Costi e remunerazioni

L'impianto ipotizzato, al fine di valutare la fattibilità economica, richiede che sia compiuta la stima di costi di O&M fissi e variabili, i costi di finanziamento dell'impianto stesso, e gli eventuali ricavi derivanti dalla vendita dell'energia termica e dell'energia elettrica secondo la norma vigente.

I costi di O&M variabili sono stati stimati in:

- 10 €/MWh_{el} prodotto attribuibili alla manutenzione ordinaria dell'impianto
- 285 €/MWh_{el} prodotto attribuibili al consumo della biomassa

I costi fissi di O&M fissi di sistema (Tabella 4) sono attribuibili a:

- Costi assicurativi obbligatori al fine di coprire costi di fermo impianto non previsto o danni alla struttura
- Accantonamenti vari per fare fronte a eventi non pianificati (ad esempio costi derivanti da modifiche legislative come adeguamento a norme o costi legali non previsti)
- Fondo per interventi straordinari sull'impianto
- Costi fissi per l'assunzione di 5 persone addette alla gestione dell'impianto

Costi Fissi di sistema in €/anno	
Assicurazione	10000
Costo Annuale/Uomo	32280
Cinque addetti alla gestione d'impianto	161400
Accantonamenti	20000
Interventi Straordinari	20000
Totale	211400

Tabella 4 Costi Fissi di sistema

I ricavi di sistema per quanto riguarda la parte elettrica sono garantiti dal Decreto Ministeriale del 06/07/12 relativo all'incentivazione delle fonti rinnovabili. Per il caso ipotizzato l'energia elettrica prodotta sarebbe valorizzata con la Tariffa Omnicomprensiva (TO) che garantisce per la vita utile dell'impianto, normata pari a 20 anni, una remunerazione di 257 €/MWh_{el} prodotto, con un incremento pari a 40 €/MWh_{el} se tale energia fosse prodotta in assetto cogenerativo ad alto rendimento con teleriscaldamento. La condizione di cogenerazione ad alto rendimento è stata presa come ipotesi valida per tutte quelle configurazioni d'impianto tali da garantire un rendimento di primo principio rispetto superiore al 75% come la normativa impone quindi per tutte quelle configurazioni d'impianto tali da garantire un recupero termico pari o superiore all'80%.

Inoltre vi è una remunerazione aggiuntiva del calore prodotto di 35 €/MWh che in riferimento ai costi medi di produzione del calore risulta conveniente (Articolo "Quanto costa il calore al privato cittadino? E al sistema Italia?" di Zamparelli Carlo).

Analisi del Cash Flow annuale

Definita la tipologia d'impianto, i costi d'investimento, i costi fissi e variabili del sistema e la remunerazione per unità di calore ed energia elettrica prodotta si è implementato un foglio di calcolo Excel al fine di valutare i principali parametri economici in funzione delle ore equivalenti di funzionamento.

Facendo riferimento all'energia elettrica immessa in rete, il Decreto Ministeriale valuta l'energia incentivabile grazie a differenti parametri del sistema. La taglia dell'impianto, che indica la tipologia d'incentivi cui l'impianto ha accesso (feed-in tariff o feed-in premium), è definita dalla potenza ai morsetti dell'alternatore pari a 239 kW_{el}. Definisce la potenza netta come la differenza tra la potenza ai morsetti e la potenza della pompa di alimento dell'impianto quindi pari 237 kW_{el}.

Dalla stima della potenza netta si valuta la potenza massima che è possibile remunerare, il Decreto afferma che per un impianto alimentato a biomassa la potenza, degli ausiliari per ipotesi deve essere pari a 17% della potenza netta dell'impianto, questo comporta che la potenza incentivabile alla tariffa omnicomprensiva è pari a 196 kW_{el}.

Per quanto riguarda la potenza termica si è ipotizzato di recuperare e remunerare integralmente una quota fissa dell'energia termica smaltita dal condensatore grazie ad un'opportuna rete di teleriscaldamento. Si è optato per simulare un recupero termico partendo dal 90% dell'energia termica disponibile riducendo la quantità recuperata di dieci punti percentuali a ogni simulazione fino a giungere al 50% al fine di valutare diverse configurazioni d'impianto. La remunerazione dell'energia elettrica risente di questa ipotesi in quanto la normativa CAR (cogenerazione ad alto rendimento) indica non incentivabile tutta quell'energia elettrica non generata in assetto Cogenerativo e non definisce la cogenerazione ad alto rendimento se il rendimento di primo principio di impianto non supera il 70% di rendimento rispetto al PCI del combustibile.

Si è scelto di valutare il cash flow annuale equazione 5.5 per ogni combinazione di ore equivalenti e recupero termico. Per rendere più fruibile la comprensione del documento si fa riferimento a due casi precisi:

- Si è valutata una configurazione di riferimento mantenendo costante il recupero termico (80% dell'energia termica producibile) e facendo variare le ore equivalenti di funzionamento impostando una logica di controllo "termico segue". Questo recupero termico permette di remunerare l'energia elettrica alla massima tariffa incentivante
- Si è valuta una configurazione in cui si mantengono costanti le ore di funzionamento equivalenti (8000 ore/anno) e si modifica la quantità di calore recuperabile secondo le ipotesi di cui sopra

$$FC[€/y] = (E_{el} \cdot TO + E_{th} \cdot \varepsilon \cdot PV) - (CF + CV \cdot h_{eq}) \quad 5.5$$

H_eq	8000	7500	7000	6500	6000	5500	5000	4500	4000
Cash Flow [k€/y]	255,59	226,40	197,22	168,03	138,84	109,66	80,47	51,28	22,10

Tabella 5 Cash Flow in assetto termico segue

Recupero termico	90%	80%	70%	60%	50%
Cash Flow [k€/y]	567,5166	255,59	132,7696	60,31524	-12,1391

Tabella 6 Cash Flow Annuale in assetto elettrico segue

Si può osservare che i costi di impianto sono coperti integralmente in tutte le configurazioni. L'unica configurazione che non è in grado di coprire i costi è quella con un recupero di calore del 50% con 8000 ore equivalenti di funzionamento.

NPV,PBT e IRR

Grazie alla valutazione dei flussi di cassa annuali si può stimare il Net Present Value (NPV) secondo l'equazione 5.6. Questo indice è stato valutato per le configurazioni descritte (tabella7 e 8) permette di comprendere se, durante la vita utile, l'impianto sarà in grado di generare un flusso di cassa attualizzato tale da coprire o superare i costi d'impianto. Si sono introdotto alcune ipotesi per valutare questo indice:

- Il tasso di attualizzazione J è fisso e pari a 10%.
- S'ipotizza, con approccio conservativo, che al termine della vita utile prevista l'impianto abbia un valore residuo.
- Gli accantonamenti e gli interventi straordinari sono stati considerati completamente utilizzati durante la vita utile dell'impianto.

$$NPV = -I_0 + \sum_{T=1}^{vu} \frac{1}{(1+J)^T} \quad 5.6$$

H_eq	8000	7500	7000	6500	6000	5500	5000	4500	4000
NPV[k€]	1096	848	599	351	102	-146	-395	-643	-892

Tabella 7 NPV dell'impianto in assetto termico segue

Recupero termico	90%	80%	70%	60%	50%
NPV[k€]	3751,59	1095,99	50,34	-566,50	-1183,35

Tabella 8 NPV dell'impianto in assetto elettrico segue

Dai dati elaborati viene alla luce che si è in presenza di un NPV positivo nel caso in cui a vi sia un utilizzo dell'impianto maggiore di 5700 ore equivalenti con un recupero termico fissato all'80%; mentre per quanto riguarda l'impianto in configurazione elettrico segue sarebbero valide tutte le configurazioni con un recupero termico superiore al 70%.

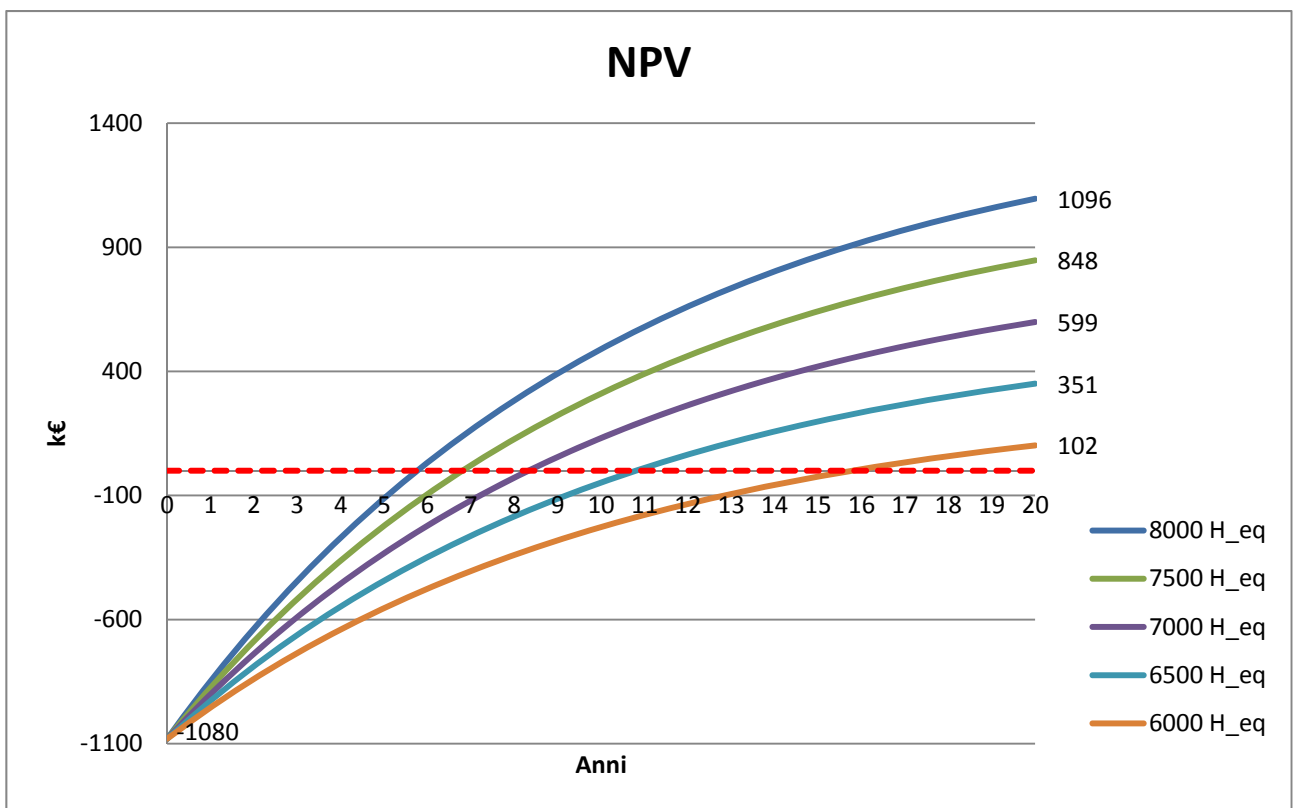


Figura 5.2 NPV con impianto in assetto termico segue

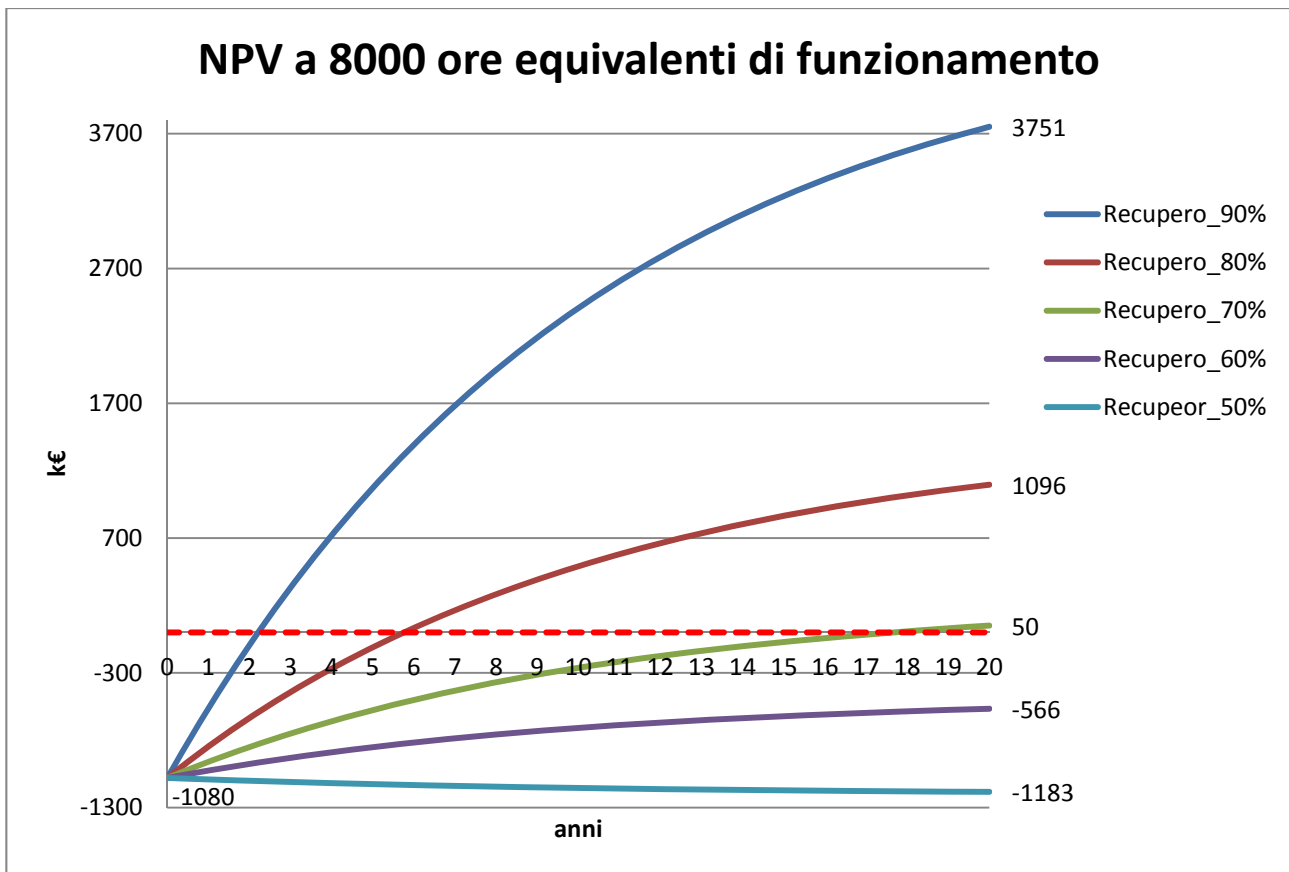


Figura 5.3 NPV con impianto in assetto elettrico segue

La figura 5.2 e 5.3 permettono di valutare il PBT (Pay Back Time è il tempo necessario ad azzerare il costo d'investimento all'anno zero) dell'impianto. Da un punto di vista finanziario nonostante alcune configurazioni garantiscano il rientro dell'investimento ($NPV > 0$) non riescono a ripagare in un tempo ragionevole il costo dell'impianto. A patto di accettare dieci anni per il rientro del capitale investito, la configurazione ipotizzata che è ancora in grado di soddisfare questo requisito è quella che permette di recuperare l'80% del calore con un utilizzo in ore equivalenti pari a 7000.

Per completare l'analisi economica si è calcolato l'indice IRR (Internal Rate of Return è il valore di attualizzazione massimo che rende nullo l'NPV sull'orizzonte temporale della vita utile dell'impianto) solo per l'assetto termico segue. Questo indice che valuta la remunerazione del capitale investito non rientra nell'interesse dell'analisi.

H_eq	8000,00	7500,00	7000,00	6500,00	6000,00	5500,00	5000,00	4500,00	4000,00
IRR	23,31	20,46	17,54	14,53	11,36	7,96	4,14	-0,49	-7,33

Tabella 5 IRR in assetto termico segue

Capitolo 6: Conclusioni

Sulla base di quanto presentato nei capitoli precedenti possiamo declinare la valutazione complessiva di un impianto con espansore a vite sotto quattro punti di vista:

1. **Tecnico:** La soluzione studiata garantisce un'estrema semplicità d'impianto con costi e tempi di messa in opera concorrenziali rispetto alle macchine equivalenti di tecnologia tradizionale. Tuttavia l'impianto presenta condizioni al contorno stringenti al fine di soddisfare le caratteristiche dell'impianto stesso. Esso deve essere collocato in zone in cui vi è facile accesso al combustibile e in cui vi sia un'elevata richiesta termica. In Italia le zone di fascia F, tipicamente quelle montane, sono in grado di offrire la locazione ideale per questo genere d'impianti.
2. **Economico:** L'impianto rivela la sua fattibilità economica solo con la presenza d'incentivi e con condizioni al contorno che potrebbero rendere l'investimento non remunerativo.
3. **Ambientale:** L'impianto è in grado di valorizzare una risorsa che altrimenti sarebbe utilizzata in maniera inefficiente o addirittura non utilizzata. Inoltre permetterebbe, se installato in zone montane, di attuare una gestione virtuosa delle risorse boschive. Grazie all'utilizzo della biomassa, l'impianto ha presenta emissioni di CO₂ nulle poiché questo combustibile è da considerarsi a ciclo chiuso.
4. **Sociale:** L'impianto grazie alle sue caratteristiche dovrebbe essere collocato in zone montane. Queste zone soffrono di un costante spopolamento imputabile alla mancanza di opportunità lavorative e di conseguenza un impianto di questo genere potrebbe rappresentare una seria opportunità in questi luoghi.

In generale gli espansori a vite sono macchine che presentano potenzialità interessanti nel campo del recupero energetico da correnti calde come descritto in precedenza. Tuttavia, non possono essere considerati una tecnologia commercialmente matura per la produzione di potenza poiché la ristretta gamma di prodotti non permette di configurare l'impianto in modo da "sostenersi" economicamente senza la presenza di significativi incentivi.

Appendice

Nomenclatura

Simbolo		Unità di Misura
CF	Costi Fissi	€
CV	Costi Variabili	€/MWh
E_{el}	Energia Elettrica	MWh
E_{th}	Energia Termica	MWh
FC	Flusso di Cassa	€/anno
h	entalpia specifica	kJ/kg
$H_{eq}(h_{eq})$	Ore Equivalenti	h
I_0	Investimento Iniziale	€
J	Tasso Attualizzazione	h
\dot{m}	portata	kg/s
N	Coppia	Nm
p	Pressione	bar
p_{el}	potenza elettrica	W
r	Rapporto espansione	---
T	Tempo	anni
TO	Tariffa omnicomprensiva	€/MWh
u	Energia interna specifica	kJ/kg
v	Massa volumica	kg/m ³
vu	Vita Utile impianto	anni
W	lavoro specifico	j/kg
ϵ	Frazione Di energia termica recuperata	anni
η	rendimento	j/kg
Π	Rapporto espansione reale	---
ω	Velocità rotazione	rad/s

Indice figure

Figura 1.1 TFC (Trilateral Flash Cycle) o ciclo di Lorentz	10
Figura 1.2 Espansore a vite.....	11
Figura 2.1 Vista espansore a vite [S.O.N. srl].....	14
Figura 2.2 Profilo a "N" di un espansore a vite [City University London].....	16
Figura 2.3 Espansione sul piano P-V	18
Figura 2.4 Espansione del fluido di lavoro nel piano P-v.....	19
Figura 2.5 Schema Perdite.....	22
Figura 2.6 Espansione reale del fluido in un Espansore a Vite.....	24
Figura 2.7 Confronto tra espansione reale ed espansione ideale sul piano P-V	25
Figura 3.1 Campi di utilizzo degli Espansori a vite.....	27
Figura 3.2 Ciclo Vapore Rankine	28
Figura 3.3 Ciclo ORC con scambiatore rigenerativo	29
Figura 3.4 Configurazione Ciclo a Vapore con espansore a vite in assetto cogenerativo.....	32
Figura 3.5 Configurazione Ciclo top a Vapore e Ciclo ORC tradizionale ottimizzato.....	33
Figura 3.6 Rappresentazione sul piano T-s di una espansione con valvola di laminazione	34
Figura 3.7 Schema di Impianto di una pompa di calore con espansore a vite.....	36
Figura 3.8 Schema di Impianto per una linea di vapore.....	37
Figura 4.1 Schema di Impianto di un ciclo ORC con espansore a vite.....	39
Figura 4.2 Impianto ORC alimentato da un campo solare a Cipro	40
Figura 4.3 Schema di impianto per un impianto ORC alimentato a energia solare	41
Figura 4.4 Curva di potenza in funzione delle temperatura ambiente	43
Figura 4.5 Schema impianto proposto da Exa Energie s.r.l.	44
Figura 4.6 PBT investimento.....	47
Figura 4.7 d'impianto proposto da Langson per sfruttare correnti di vapore	48
Figura 4.8 Schema di impianto proposto da Langson per la sostituzione di valvole di laminazione gas.....	49
Figura 5.1 Curve caratteristiche della macchina in funzione della portata e del rapporto di espansione.....	51
Figura 5.2 NPV con impianto in assetto termico segue.....	60
Figura 5.3 NPV con impianto in assetto elettrico segue	61

Bibliografia

- www.electracomtherm.com
- www.garioninaval.com
- www.exaenergie.com
- www.gse.it
- www.son-energy.com
- www.heliexpower.com
- www.langsonenergy.com
- K.C. Ng & T. B. Lim: Analysis of screw expander performance, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering, 1989, 203: 15-20.
- K.C. Ng, T. Y. Bong & T. B. Lim: A thermodynamic model for the analysis of a screw expander performance, Heat Recovery System & CHP, 1990, Vol. 10 No. 2 : 119-133.
- H. Tanguchi: Analytical and experimental investigation of two-phase flow screw expanders for power generation, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1988, Vol 110: 629-625.
- H. Leibowitz, I. K. Smith & N. Stosic: Cost effective small scale ORC system for power recovery from low grade heat sources, ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, 2006, IMECE2006-14284.
- Iacopo Vaja & Agostino Gambarotta: Internal Combustion Engine bottoming with Organic Rankine Cycles, Energy 35, 2010, 1084–1093.
- H. Kuwabara, M. Nishimura, M. Matsukuma & T. Matsui: Micro Steam Energy Generator, Kobelco Technology Review, 2010, 16-22.
- I.K. Smith & N. Stosic: Lysholm Machines and two-phase expanders International Compressor Engineering Conference. 1994, Paper 957.
- Z. Wang, S. He, J. Li & G. Song: Modeling and testing a screw Expander Integrated into a Trilateral Flash Cycle, Advanced Materials Research, 2012, Vols. 383-390 : 727-733.
- E.H. Wang, H.G. Zhang, B.Y. Fan, M.G. Ouyang, Y. Zhao & Q.H. Mu: Study of working fluid selection of organic Rankine cycle (ORC) for engine waste heat recovery, Energy 36, 2011, 3406-3418.
- T. Kaneko & N. Hirayama: Study on fundamental performance of Helical Screw Expander, 1985, Bulletin of JSME, Vol 28 No 243-26 : 1970-1977.

- I.K Smith, N Stosic & C.A. Aldis: Development of the Trilateral Flash Cycle System: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part 3: The Design of High-Efficiency Two-Phase Screw Expanders, Journal of Power and Energy, 1996, 210 : 75.*
- I. K. Smith, N. Stosic, E Mujic & A. Kovacevic: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering, 2011, 225 : 117.*