



UNIVERSITA' POLITECNICA DELLE MARCHE
FACOLTA' DI INGEGNERIA

Corso di Laurea triennale in Ingegneria Meccanica

IMPIANTO DI COGENERAZIONE PER UNA FONDERIA

COGENERATION PLANT FOR A FOUNDRY

Relatore: Chiar.mo

Prof. Leonardo Pelagalli

Tesi di Laurea di:

Diego Monticelli

A.A. 2020/2021

INDICE

INTRODUZIONE	2
1. LA COGENERAZIONE	3
1.1 LO SCENARIO ENERGETICO	3
1.2 PRINCIPIO DI FUNZIONAMENTO DELLA COGENERAZIONE	5
1.3 INDICI ENERGETICI CARATTERISTICI DEL SISTEMA	7
1.4 VANTAGGI E LIMITAZIONI DI UN SISTEMA COGENERATIVO	9
2. NORMATIVE ED INCENTIVI	11
2.1 QUADRO NORMATIVO	11
2.2 CALCOLO DELL'INCENTIVO PER GLI IMPIANTI CON RICONOSCIMENTO CAR	14
3. MOTORI PRIMI PER UN IMPIANTO COGENERATIVO	17
3.1 MOTORI A COMBUSTIONE INTERNA	18
3.2 TURBINE A VAPORE	19
3.3 TURBINE A GAS	22
3.4 IMPIANTI A CICLO COMBINATO	24
3.5 DIFFERENZE TRA I MOTORI PRIMI	25
4. IMPIANTO DI RECUPERO DI CALORE PER UNA FONDERIA	28
4.1 CICLO RANKINE A FLUIDO ORGANICO (ORC)	28
4.2 COMPONENTI DELL'IMPIANTO ORC	32
5. ESEMPIO APPLICATIVO DEL RECUPERO DEI CASCAMI TERMICI DI UNA FONDERIA	35
5.1 RISULTATI ENERGETICI E STIMA DEI COSTI	44
CONCLUSIONI	47
BIBLIOGRAFIA	48

INTRODUZIONE

Al giorno d'oggi, solo la metà dell'energia immessa nei forni fusori nelle fonderie viene assorbita dal materiale nel suo processo di fusione, mentre il resto viene perso attraverso percorsi diversi. Tra questi, i fumi costituiscono il percorso più importante del calore di scarto con oltre il 75% della perdita totale di energia. A causa del prezzo crescente dell'energia e della legislazione più restrittiva sulle emissioni di gas serra, le fonderie stanno facendo grandi sforzi per recuperare il calore di scarto da questi gas di combustione.

Alcune fonderie hanno già installato dei recuperatori per recuperare parte del calore veicolato dai gas di scarico. Questo calore è attualmente utilizzato per preriscaldare le materie prime o per preriscaldare l'aria in entrata del processo di combustione.¹

Un'altra soluzione possibile è quella di utilizzare un sistema di cogenerazione che sia in grado di recuperare il calore dei fumi che sennò andrebbe perso.

Questa trattazione si pone come obiettivo l'approfondimento del concetto di cogenerazione, della legislatura che ne regola gli incentivi e delle tecnologie impiantistiche più opportune da utilizzare. Viene riportato anche un esempio applicativo di un sistema ORC con le dovute considerazioni finali riguardo i risultati energetici ed economici.

1. LA COGENERAZIONE

1.1 LO SCENARIO ENERGETICO

L'Italia è da sempre all'avanguardia, in Europa e nel mondo, sul fronte delle energie rinnovabili. Le alternative ai combustibili fossili, infatti, rappresentano una quota importante della produzione energetica del paese, con una quota percentuale in costante crescita anno dopo anno.²

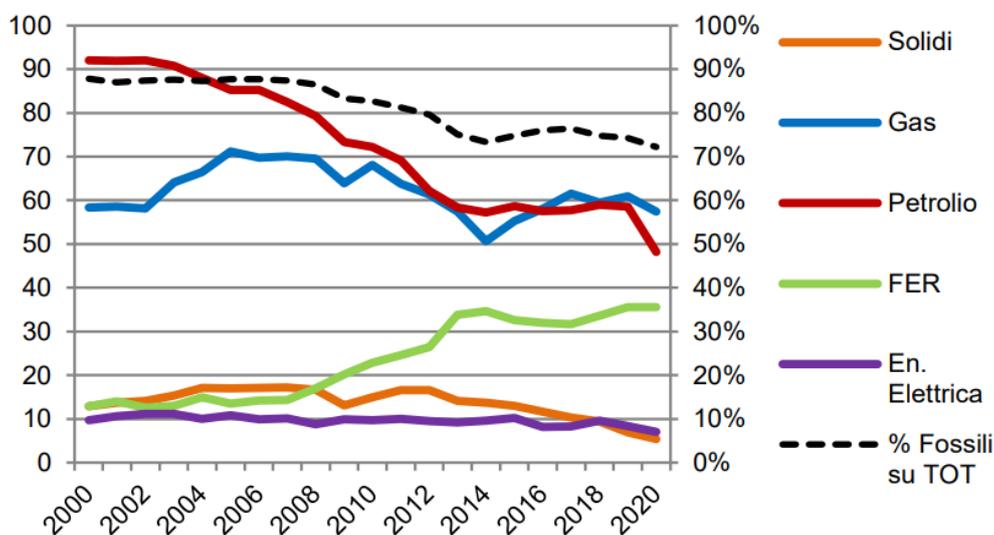


Figura 1. Consumi annui di gas, petrolio, carbone ed import di elettricità (Mtep, asse sx) e % di fonti fossili sul totale di energia primaria (asse dx, %) (Fonte: Enea)

Nella produzione di energia elettrica è possibile impiegare due tipologie di fonti energetiche primarie, classificate in fonti non rinnovabili e fonti rinnovabili, FES. Le fonti rinnovabili sono fonti primarie inesauribili che, una volta utilizzate per alimentare gli impianti di generazione, possono essere recuperate e riutilizzate per un nuovo processo di generazione. Le centrali idroelettriche, solari ed eoliche sono tra gli esempi più noti di centrali che producono energia elettrica a partire da fonti rinnovabili. Le fonti energetiche non rinnovabili, invece, sono fonti primarie che, una volta utilizzate nel ciclo produttivo, perdono le caratteristiche energetiche che le rendevano idonee alla generazione di energia elettrica. Le centrali termoelettriche convenzionali e quelle nucleari rappresentano tipici esempi di impianti di produzione che sfruttano fonti non rinnovabili.

In Italia, come si evince dal grafico precedente, anche se si sta progredendo verso un utilizzo maggiore di fonti rinnovabili, le principali fonti di energia primaria rimangono ancora i combustibili fossili, in particolare il petrolio e il gas naturale, che ricoprono più del 70% della produzione di elettricità.

A causa della costante crescita della domanda di energia primaria, all'aumento del prezzo dei combustibili e alla preoccupazione di non avere un sistema energetico sostenibile, il governo ha varato la Strategia energetica nazionale (SEN). Quest'ultima prevede un piano per anticipare e gestire il cambiamento del sistema energetico, con l'obiettivo di far sì che il nostro sistema produttivo sia più competitivo e sostenibile sul piano ambientale.

La Sen prevede uno stanziamento di 175 miliardi di €, di cui 30 per reti ed infrastrutture di gas ed elettrico, 35 per fonti rinnovabili e 110 per l'efficienza energetica.³ In particolare, come soluzione al miglioramento dell'efficienza energetica, spicca la cogenerazione.

1.2 PRINCIPIO DI FUNZIONAMENTO DELLA COGENERAZIONE

La cogenerazione è una tecnologia consolidata tra le più efficienti per la produzione di energia da consumare nei processi industriali, in tutti gli usi elettrici e per finalità di riscaldamento. Consente di generare in un unico processo energia elettrica e termica, vantando un rendimento, quindi un livello di efficienza, più alto rispetto alla produzione separata delle stesse quantità di energia.

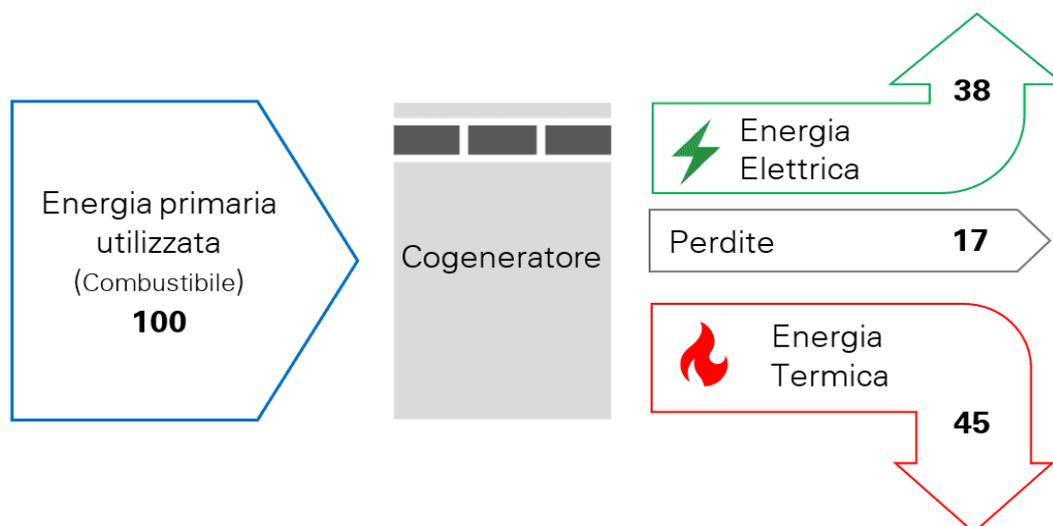


Figura 2. Esempio di bilancio energetico con la produzione combinata (Fonte: Viessmann)

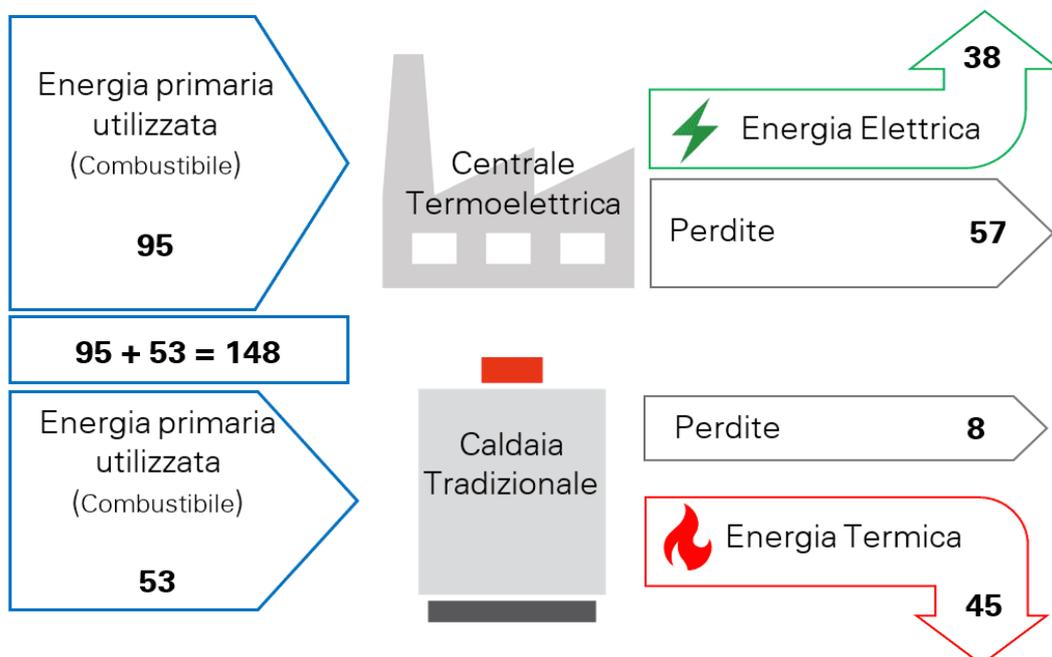


Figura 3. Esempio di bilancio energetico con la produzione separata (Fonte: Viessmann)

Abbinando gruppi refrigeranti ad assorbimento, si può inoltre produrre acqua fredda da utilizzare per la climatizzazione estiva, funzionando così in trigenerazione.

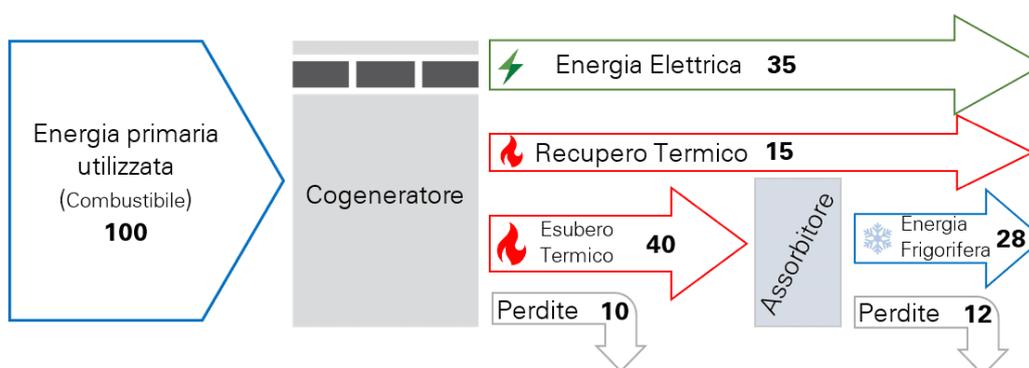


Figura 4. Esempio di bilancio energetico con la trigenerazione (Fonte: Viessmann)

Dall'esempio riportato dai grafici possiamo vedere come il rendimento globale del sistema, il rapporto tra la somma dell'energia elettrica e termica prodotte e l'energia primaria utilizzata, migliora notevolmente tra la produzione separata e quella combinata.

Solitamente nelle centrali termoelettriche tradizionali, gran parte dell'energia termica viene dispersa nell'ambiente, in quanto, essendo a bassa temperatura, risulta di scarso valore termodinamico e non riutilizzabile per ottenere energia elettrica. Dal lato della produzione termica invece, le caldaie convenzionali convertono energia di alto valore termodinamico, contenuta nei combustibili, in energia termica di basso valore termodinamico.

Il concetto fondamentale su cui si basa la cogenerazione è recuperare il calore di scarto, ottenuto durante la produzione di energia elettrica, e utilizzarlo per la produzione di energia termica, utile ai fabbisogni civili o industriali.

Un cogeneratore di norma è composto da tre elementi principali:

- Motore primo che produce energia meccanica.
- Generatore che trasforma l'energia meccanica in energia elettrica
- Sistema di recupero del calore⁴

1.3 INDICI ENERGETICI CARATTERISTICI DEL SISTEMA

Le prestazioni di un impianto cogenerativo si misurano mediante i seguenti indici:

- **Rendimento elettrico**, dato dal rapporto tra la potenza elettrica e la portata del combustibile per il suo potere calorifico inferiore.

$$\eta_e = \frac{P_e}{\dot{m}_c \cdot H_i}$$

- **Rendimento termico**, dato dal rapporto tra la potenza termica e la portata del combustibile per il suo potere calorifico inferiore.

$$\eta_t = \frac{P_t}{\dot{m}_c \cdot H_i}$$

- **Rendimento totale**, definito anche come rendimento di primo principio.

$$\eta_{tot} = \frac{P_e + P_t}{\dot{m}_c \cdot H_i} = \eta_e + \eta_t$$

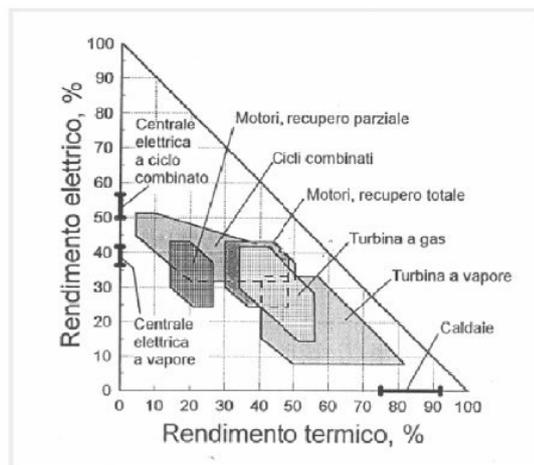


Figura 5. Range di utilizzo dei vari motori primi (Fonte: Isnova)

- **Indice elettrico**, confronta l'efficienza termica per unità elettrica prodotta.

$$I_e = \frac{P_e}{P_t}$$

- **Indice di risparmio energetico**, definisce il risparmio di combustibile rispetto una soluzione separata di riferimento.⁵

$$IRE = 1 - \frac{1}{\frac{\eta_e}{\eta_{e,rif}} + \frac{\eta_t}{\eta_{t,rif}}}$$

1.4 VANTAGGI E LIMITAZIONI DI UN SISTEMA COGENERATIVO

L'utilizzo di un impianto di cogenerazione rispetto all'impiego di generatori di energia elettrica e termica separate consente di ottenere notevoli vantaggi:

- **Risparmio dell'energia primaria.** Si osserva dai grafici precedenti come a parità di energia prodotta, si ha un risparmio considerevole di energia primaria.
- **Riduzione dell'impatto ambientale.** La produzione dell'energia elettrica e termica richiede l'impiego di una minor quantità di energia primaria.
- **Riduzione dei costi** sempre legato al minor utilizzo di combustibile
- **Accesso ad agevolazioni finanziarie.** Se il sistema di cogenerazione soddisfa i requisiti minimi di efficienza energetica, l'utenza è in grado di ottenere i "certificati bianchi" con i quali si hanno accesso ad agevolazioni economiche.

Per contro però, questi sistemi possono presentare dei limiti nel momento di realizzazione:

- Incongruenza del calore reso disponibile dal ciclo di potenza ed il calore richiesto all'utenza. È importante riuscire a dimensionare l'impianto affinché si ottenga la quantità di calore richiesta dall'utenza.
- Sfasamento temporale dei carichi. Questo è un fattore determinante per la fattibilità di un impianto cogenerativo che, producendo

contemporaneamente energia termica ed elettrica, deve avere caratteristiche modellate sulla base delle richieste dell'utenza. Solitamente l'impianto viene dimensionato in base alla richiesta termica mentre l'energia elettrica viene venduta, se in eccesso, o acquistata, se in difetto.

- Variabilità nel tempo delle richieste termiche ed elettriche
- Distanza eccessiva tra utenza termica e sistema di recupero del calore. Si presenterebbe la difficoltà tecnica di trasporto e stoccaggio del calore.

2. NORMATIVE ED INCENTIVI

2.1 QUADRO NORMATIVO

- **Direttiva 2004/8/CE.** Tale direttiva, che successivamente verrà abrogata dalla direttiva 2012/27/UE, si prefigge l'obiettivo di accrescere l'efficienza energetica e migliorare l'approvvigionamento dei combustibili. Per raggiungere i suddetti obiettivi vengono introdotti due nuovi strumenti:
 - La definizione di energia elettrica qualificabile come cogenerativa, a partire dalla domanda di calore utile.
 - La definizione di Cogenerazione ad Alto Rendimento (CAR).
- **Decreto legislativo 8 febbraio 2007, n.20.** Per definire la CAR viene introdotto il criterio basato sull'indice PES (Primary Energy Saving) che rappresenta il risparmio di energia primaria che la cogenerazione permette di ottenere rispetto alla produzione separata.
- **Decreto legislativo 3 marzo 2011, n.28.** Al comma 4 dell'art. 29 "Certificati bianchi" viene previsto un regime di sostegno per gli impianti cogenerativi entrati in esercizio dopo il 1° aprile 1999 e prima della data di entrata in vigore del decreto legislativo 8 febbraio 2007, n.20.
- **Decreto del Ministero dello Sviluppo Economico del 4 agosto 2011.** Tale decreto esplicita le metodologie e i criteri da utilizzare per la valutazione del funzionamento di una unità come CAR.

L'elettricità prodotta viene qualificata come cogenerativa, se l'unità di produzione combinata di energia elettrica e termica, presenta un rendimento di primo principio superiore al 75%, o superiore al 80% per i cicli combinati con recupero di calore.

Per definire la CAR, come già detto, viene utilizzato il criterio basato sull'indice PES. In particolare, la CAR è:

- la produzione combinata di energia elettrica e calore utile con risparmio di energia primaria pari almeno al 10%.
 - la produzione combinata di energia elettrica e calore utile mediante unità di piccola cogenerazione e microcogenerazione (cioè di potenza rispettivamente inferiore a 1 MW e inferiore a 50 KW) con risparmio di energia primaria.
- **Decreto del Ministero dello Sviluppo Economico del 5 settembre 2011.** Stabilisce le condizioni e le procedure per l'accesso della cogenerazione al regime di sostegno legato al meccanismo dei Certificati Bianchi. Questi ultimi sono titoli di efficienza energetica che possono essere venduti per ridurre il tempo di rientro dell'investimento di impianto.
 - **Linee guida per l'applicazione del Decreto del 5 settembre 2011.** Sono redatte dal MiSE e hanno lo scopo di esemplificare i metodi di calcolo delle grandezze rilevanti ai fini del riconoscimento CAR e dell'accesso al meccanismo dei Certificati Bianchi.

- **Decreto legislativo 4 luglio 2014, n.102.** Attua la direttiva 2012/27/UE e non apporta nessuna modifica rispetto alla normativa in vigore.
- **Regolamento delegato (UE) 2015/2402 del 12 ottobre 2015.** Ha aggiornato i valori di rendimento di riferimento armonizzati per la produzione separata di energia elettrica e di calore ai fini del calcolo e della verifica dell'indice PES. I nuovi rendimenti sono validi a partire dalla produzione dell'anno 2016 e sono divisi in base alla tipologia di combustibile in ingresso all'unità e della data di entrata in esercizio della stessa.
- **Decreto del Ministero dello Sviluppo Economico del 4 agosto 2016.** Definisce le condizioni e le modalità per il riconoscimento di una maggiore valorizzazione dell'energia da CAR, ottenuta a seguito della riconversione di esistenti impianti a bioliquidi sostenibili che alimentano siti industriali o artigianali.
- **Decreto del Ministero dello Sviluppo Economico del 16 marzo 2017.** Si applica agli impianti di microgenerazione ad alto rendimento, così come definiti dal Decreto legislativo n.20 del 2007, e gli impianti di microgenerazione alimentati da fonti rinnovabili. Lo scopo del decreto è di minimizzare l'onere a carico dei produttori e razionalizzare lo scambio di informazioni tra Comuni, gestori di rete e GSE nell'ambito delle attività che comprendono la realizzazione, la connessione e l'esercizio di questa particolare tipologia di impianto.⁶

2.2 CALCOLO DELL'INCENTIVO PER GLI IMPIANTI CON RICONOSCIMENTO CAR

Come detto in precedenza, uno degli strumenti fondamentali per l'acquisizione del CAR è il PES, un indice definito dalla seguente formula:

$$PES = \left(1 - \frac{1}{\frac{CHPH\eta}{RefH\eta} + \frac{CHPE\eta}{RefE\eta}} \right) * 100\%$$

Dove:

- CHP H η è il rendimento termico del cogeneratore, definito come il rapporto tra il calore utile e il combustibile usato per produrre la somma del calore utile e l'elettricità da cogenerazione.
- CHP E η è il rendimento elettrico del cogeneratore, definito come il rapporto tra l'energia elettrica prodotta mediante cogenerazione e il combustibile usato per produrre il calore utile e l'elettricità da cogenerazione.
- Ref H η è il rendimento termico di riferimento per la produzione separata di elettricità e calore.
- Ref E η è il rendimento elettrico di riferimento per la produzione separata di elettricità e calore. Sia Ref E η che Ref H η sono valori determinati in base alla temperatura ambiente media del sito di installazione, della tensione di rete e dal rapporto tra energia auto-consumata ed immessa in rete secondo il DM del 5 settembre 2011.

Più alto è il PES e più conveniente sarà la cogenerazione dal punto di vista dello sfruttamento dell'energia primaria.

L'incentivo ottenibile è parametrato sulla base dei risparmi di energia tra un'unità di cogenerazione ad alto rendimento CAR e un'unità tradizionale con produzione separata di energia elettrica e calore.

$$RISP = \frac{E_{e, chp}}{\eta_{e, rif}} + \frac{E_{t, chp}}{\eta_{t, rif}} - EC$$

Dove:

- RISP è il risparmio di energia primaria, espresso in MWh, realizzato dall'unità di cogenerazione.
- $E_{e, chp}$ è l'energia elettrica, espressa in MWh, prodotta dall'unità di cogenerazione.
- $E_{t, chp}$ è l'energia termica utile, espressa in MWh, prodotta dall'unità di cogenerazione.
- $\eta_{e, rif}$ è il rendimento medio convenzionale del parco di produzione elettrica italiano, assunto pari a 0,46. Tale valore deve essere corretto per le perdite di rete evitate con gli stessi coefficienti e la medesima procedura adottata per il calcolo del PES. La percentuale di energia elettrica auto consumata da tenere in conto è quella riferita alla produzione totale in regime CAR.

- $\eta_{t,rif}$ è il rendimento medio convenzionale del parco di produzione termico italiano, assunto pari a 0,82 nel caso di utilizzo diretto dei gas di scarico, e 0,90 nel caso di produzione di vapore/acqua calda.
- E_c è l'energia, espressa in MWh, del combustibile utilizzato dall'unità cogenerativa.

In base al risparmio di energia primaria calcolato secondo la formula appena descritta (RISP), l'unità di cogenerazione ha diritto per lo specifico anno ad un numero di Certificati Bianchi pari a:

$$CB = RISP * 0,086 * K$$

dove K è un coefficiente di armonizzazione, che varia in base alla potenza dell'unità di cogenerazione, da $K=1,4$, per le quote di potenza inferiori a 1 MWe, fino a $k=1$, per le quote di potenza superiori a 100 MWe.⁷

3. MOTORI PRIMI PER UN IMPIANTO COGENERATIVO

Il campo di applicazione degli impianti di cogenerazione è molto ampio e può variare da potenze di qualche decina di KW fino alle centinaia di MW. Per questo motivo non esiste un'unica scelta per il ciclo termico di azionamento e quindi il motore primo termico da utilizzare nelle applicazioni cogenerative. La scelta della soluzione ottimale va effettuata di volta in volta per ogni singolo impianto e deve tener conto sia dei parametri di natura economica e tecnica, sia delle esigenze di carattere ambientale, sociale ed urbanistico, che sempre più spesso condizionano l'accesso ad incentivi ed agevolazioni fiscali. La molteplicità dei fattori di scelta rende l'individuazione della soluzione ottimale non semplice, ma soprattutto non univoca e dipendente soprattutto dalle esigenze dell'utenza.

Le principali tipologie cogenerative tra cui normalmente viene fatta la scelta sono:

- Motori a combustione interna a ciclo Otto o Diesel
- Turbine a gas
- Impianti a ciclo combinato
- Turbine a vapore

3.1 MOTORI A COMBUSTIONE INTERNA

I motori a combustione interna attualmente più utilizzati sono quelli a ciclo Diesel alimentati a gasolio e quelli a ciclo Otto alimentati a gas metano. Il motore può essere a 2 tempi o a 4 tempi, quest'ultimo caratterizzato da migliori prestazioni a carico parziale. Solitamente il rendimento elettrico di questi motori è superiore al 30% e rimane invariato per un ampio range dei carichi.

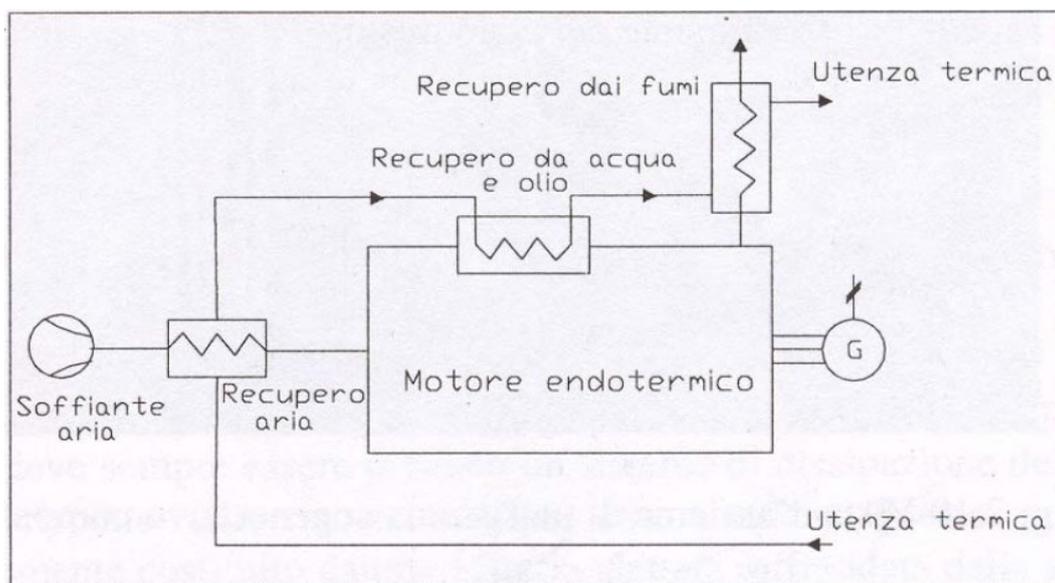


Figura 6. Schema di un impianto cogenerativo con motore alternativo (Fonte: Unina)

Come si può osservare dal grafico, il recupero dell'energia termica fornita al motore, per riscaldare l'acqua dell'utenza, avviene grazie l'impiego di diversi scambiatori di calore. Se siamo in presenza di un motore sovralimentato, nel primo scambiatore di calore, avremo il raffreddamento dell'aria comburente con un

piccolo recupero termico. Nel secondo scambiatore di calore, si riesce a recuperare circa un 30% di energia dal raffreddamento del motore e dell'olio lubrificante. Infine, si ha il raffreddamento dei fumi di scarico che di norma hanno una temperatura di 400-500°C. Questi fumi possono essere raffreddati fino a 200°C per ottenere, ad esempio, vapore a 8 bar (180°C). Oppure, si possono raffreddare i fumi fino a circa 150-180°C, superiore alla temperatura di condensa, per ottenere un incremento del recupero e produrre acqua calda ad una temperatura più bassa. Per raffreddamenti superiori occorre introdurre scambiatori tubature dei fumi in grado di resistere alla corrosione degli acidi che possono svilupparsi nella condensazione. In questo caso occorre inoltre evitare il rischio di un possibile accumulo di incombusti che possono portare al pericolo di scoppio. Di norma il recupero termico dei fumi si attesta tra il 20 e il 30% dell'energia termica totale fornita al motore.

3.2 TURBINE A VAPORE

Le turbine a vapore di norma sono installate negli impianti che operano secondo il ciclo Rankine, che sfrutta il cambiamento di fase dell'acqua o di altri fluidi. Il ciclo è costituito da cinque trasformazioni: compressione in fase liquida, riscaldamento a pressione costante, passaggio di stato (evaporazione), espansione in zona bifase e un altro passaggio di stato (condensazione).

Negli impianti a vapore si può raggiungere un rendimento elettrico del 30% e un rendimento termico che può arrivare fino al 60%.

Le turbine più utilizzate in questi impianti sono:

- **Le turbine a contropressione**

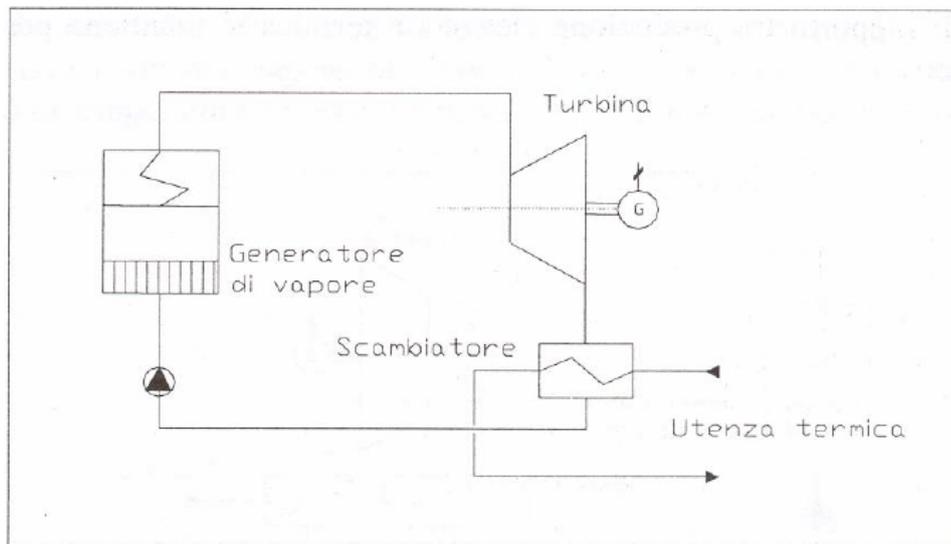


Figura 7. Impianto con turbina a vapore a contropressione (Fonte: Unina)

Nelle macchine a contropressione l'intera portata di vapore prodotto espande in turbina fino ad una determinata pressione e temperatura richiesta dall'utenza. Risulta dunque esistere un rapporto univoco e rigido tra potenza elettrica generata e termica. Nelle turbine ad uso cogenerativo, infatti, la pressione del vapore in uscita dalla turbina risulta essere superiore rispetto agli impianti termo-elettrici tradizionali. Di conseguenza avremo un'efficienza ridotta in termini di produzione elettrica ma un corpo

macchina più piccolo ed economico, dato da un'espansione più contenuta del vapore.

Guardando invece all'utenza termica, il fluido viene riscaldato tramite l'impiego di un opportuno scambiatore a superficie che interagisce con il vapore espanso, che viene condensato.

- **Le turbine a derivazione**

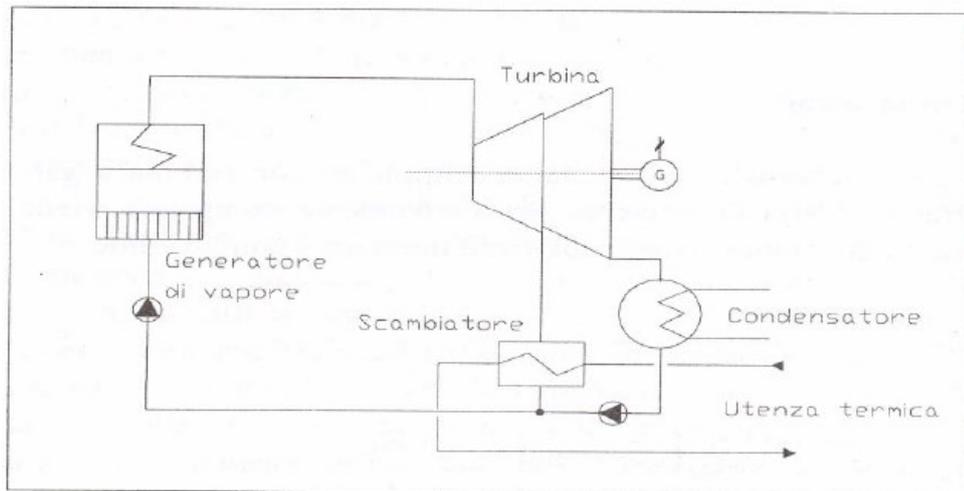


Figura 8. Impianto con turbine a vapore a derivazione (Fonte: Unina)

Negli impianti con turbina a derivazione si ha un campo di regolazione molto più ampio. Il calore richiesto per l'utenza termica viene spillato nel corpo di bassa pressione della turbina al livello di pressione e temperatura richiesta. Il vapore restante invece può espandere in turbina fino al livello di pressione più basso compatibile con la temperatura del fluido esterno

utilizzato per asportare il calore del condensatore. Si capisce quindi che abbiamo una possibilità di regolazione molto ampia che si adatta perfettamente anche a richieste discontinue dell'utenza, però a causa della dissipazione del calore di condensazione si ha un'efficienza termica ridotta rispetto alle turbine a contropressione.

3.3 TURBINE A GAS

Il classico impianto turbogas si presta perfettamente alla cogenerazione, in quanto occorre aggiungere solamente uno scambiatore per recuperare il calore dai fumi di scarico, e un eventuale post-combustore per aumentare ulteriormente l'energia termica disponibile.

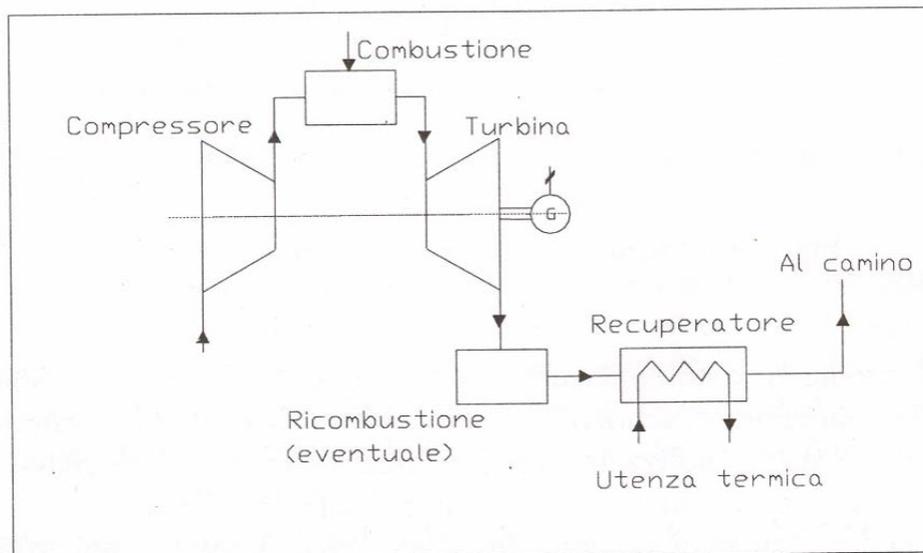


Figura 9. Impianto con turbina a gas (Fonte: Unina)

Il ciclo di Brayton-Joule costituisce il riferimento ideale dei gruppi turbogas e si compone di due trasformazioni adiabatiche e di due trasformazioni isobare. Il fluido di lavoro è aria standard, che viene inizialmente compressa prima di entrare nella camera di combustione. In questo passaggio di riscaldamento è fondamentale che la TIT (turbine inlet temperature) non superi i 1500°C per evitare danneggiamenti alle palette della turbina. Questo risulta possibile grazie ad una combustione condotta con un notevole eccesso di aria rispetto al combustibile e all'impiego del liner per non compromettere la fiamma.

I fumi in uscita dalla turbina presentano una temperatura che varia tra i 350 e i 500°C e dato il notevole eccesso d'aria possono essere eventualmente riutilizzati come comburente per un post-riscaldamento in una successiva caldaia. Si ottiene così un fluido dall'alto valore termico che, con l'impiego di uno scambiatore di calore, è in grado di riscaldare l'acqua richiesta anche da utenze particolarmente impegnative. L'impianto turbogas in versione cogenerativa mostra l'evidente vantaggio dell'indipendenza della produzione elettrica da quella di calore nonché un'ottima flessibilità di funzionamento. È possibile anche una variante del ciclo con iniezione di vapore (STIG) in cui il vapore prodotto nella caldaia a recupero può essere inviato all'utenza termica o all'iniezione nella camera di combustione, privilegiando o la produzione termica o quella elettrica. È una soluzione caratterizzata da una grande flessibilità di funzionamento.

3.4 IMPIANTI A CICLO COMBINATO

Gli impianti a ciclo combinato si pongono come obiettivo recuperare il calore contenuto nei fumi di scarico delle turbine a gas per convertirlo in ulteriore energia elettrica. Il ciclo si compone di un impianto turbogas accoppiato ad un ciclo a vapore d'acqua, divisi da un eventuale camera di combustione, atta ad aumentare il livello termico dei fumi di scarico del turbogas.

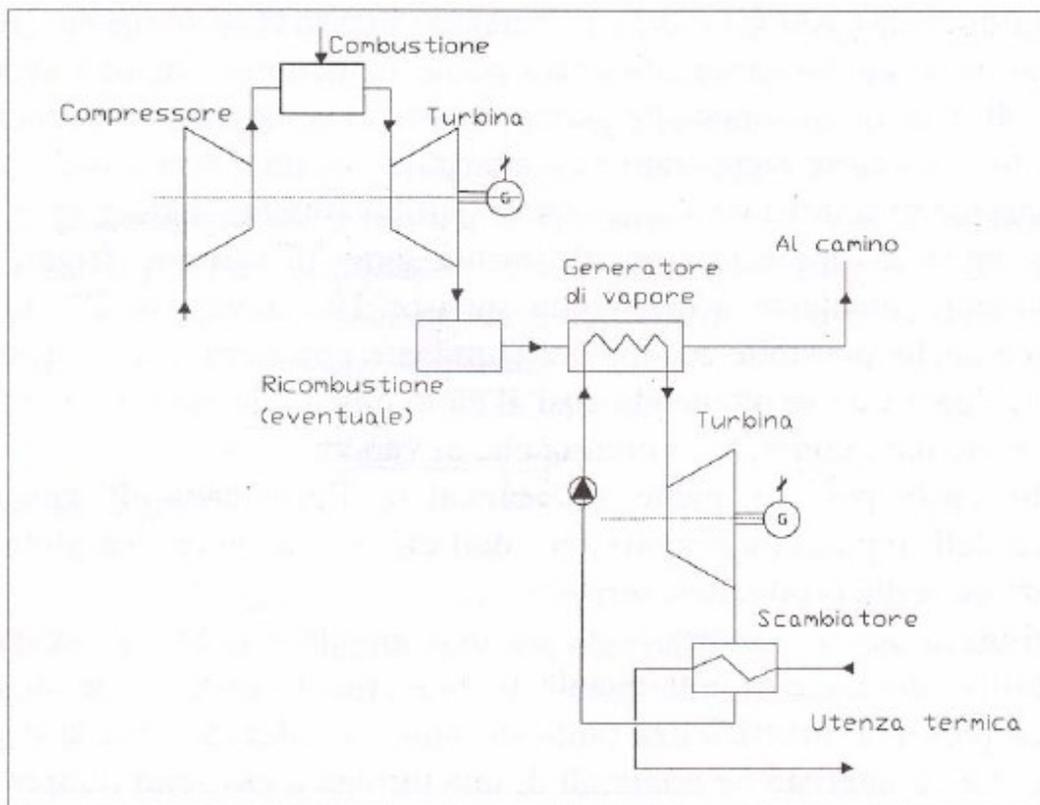


Figura 10. Impianto a ciclo combinato (Fonte: Unina)

Questi impianti risultano vantaggiosi quando è richiesto dall'utenza un calore a bassa temperatura e un'abbondante produzione elettrica. Il cuore produttivo dell'impianto risulta essere il turbogas e quindi è fondamentale tenere in considerazione le condizioni climatiche; una pressione barometrica ridotta o un'entalpia maggiore dell'aria in ingresso riducono fortemente le prestazioni della macchina.

Di norma la turbina a gas viene fatta lavorare a carico elettrico fisso, in quanto un carico parziale andrebbe a ridurre l'efficienza. Si lavora invece, per le regolazioni del carico termico, sulla caldaia di post-combustione, dove vengono utilizzati dei by-pass per i fumi. Quest'ultimi hanno lo scopo di regolare l'effettiva portata dei fumi in ingresso nella caldaia, mentre la restante parte viene inviata ai camini.⁸

3.5 DIFFERENZE TRA I MOTORI PRIMI

La scelta del motore primo dipende ovviamente dall'esigenze dell'utenza. I parametri fondamentali su cui si basa la scelta della tipologia di impianto sono:

- La taglia dell'impianto
- Il rapporto tra la potenza elettrica e la potenza termica
- La temperatura a cui deve essere fornito il calore
- Il combustibile utilizzabile

Come si può constatare dai grafici di seguito riportati, ogni tipologia di impianto è in grado di soddisfare un determinata utenza. I motori alternativi vengono

maggiormente impiegati negli impianti di piccola taglia. Le turbine a vapore in contropressione occupano la parte bassa del grafico con potenze elettriche di medio livello. Negli impianti medio-grandi troviamo l'impiego di turbine a gas, turbine a vapore a derivazione e dei cicli combinati, quest'ultimi col rapporto potenza elettrica/calore più elevato.

TIPO	VARIANTE	Range potenza MW_e	$(\Phi_u/P_e)_{max}$	$(\Phi_u/P_e)_{max}$ con PC	η_e
Turbine a gas	Recupero semplice	1-200	2-3	4-5	25-38
	STIG	3-40	2-3	4-5	35-42
	CC contropress.	10-250	1.2-2	3-3.5	35-45
	CC cond/spill.	25-350	0.8-1.5	1.5-2	45-50
Turbine a vapore	contropressione	1-100	4-10	-	15-25
	cond/spill.	10-300	1-5	-	32-38
Motori alternativi	rec. parziale	0.1-15	0.5-0.7	-	38-46
	recupero totale	0.1-15	0.8-1.2	1.5-2	38-46

Figura 11. Parametri caratteristici di tecnologie cogenerative (Fonte: Isnova)

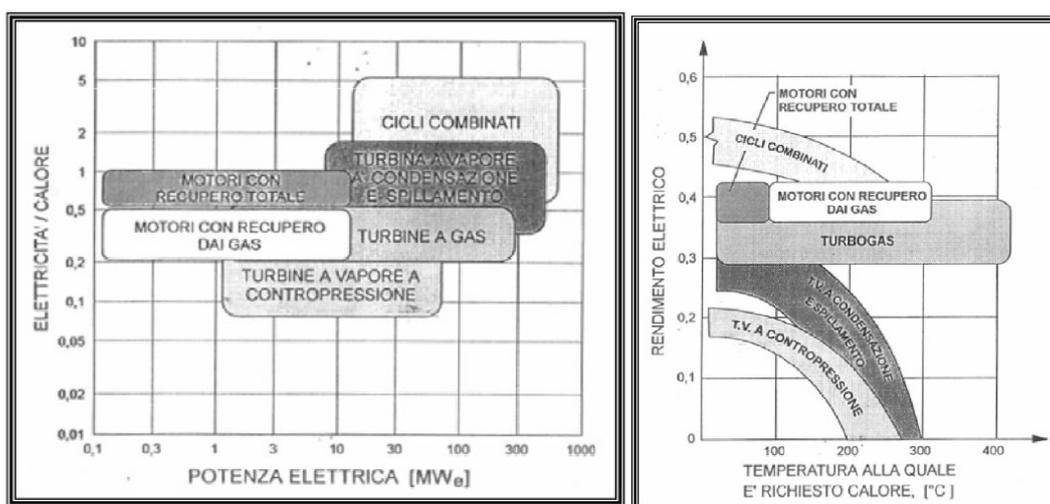


Figura 12. Campi di applicazione in relazione al rapporto potenza elettrica/calore e calore richiesto

Per quanto riguarda la temperatura del calore utile si nota come, ad esclusione dei turbogas e dei motori alternativi, l'impianto all'aumentare della temperatura richiesta diminuisce drasticamente il suo rendimento elettrico.

Dalla figura 11 si può inoltre constatare come, nelle turbine a gas e nei motori alternativi a recupero totale, il rapporto potenza termica/elettrica aumenta considerevolmente inserendo un post-combustore.

Un altro parametro fondamentale da prendere in considerazione è la scelta del combustibile. Le turbine a gas e i cicli combinati necessitano l'impiego di combustibili di altissima qualità (gas naturale) dato che il combustibile entra a contatto diretto con il fluido di lavoro. Per i motori alternativi sono necessari combustibili di medio-alta qualità, ma al peggiorare della qualità aumenteranno le spese di manutenzione. Nelle turbine a vapore invece, è consentito l'utilizzo di qualsiasi combustibile; gassoso, liquido o solido che sia, ma la scelta di combustibili di pessima qualità implicherà di conseguenza l'impiego di depuratori per i fumi di scarico.⁹

4. IMPIANTO DI RECUPERO DI CALORE PER UNA FONDERIA

Come premesso nell'introduzione, gran parte del calore contenuto nei fumi di scarico delle fonderie viene perso. La possibilità di recuperare questo calore viene offerta dall'impiego di un sistema cogenerativo. Il ciclo a vapore, in questo caso, è quello che si adatta meglio alla soluzione proposta, ma il livello di calore, alle volte, potrebbe non essere sufficiente ad innescare l'evaporazione dell'acqua. Per ovviare a questo problema si ricorre ad una soluzione che consiste nell'utilizzo di un sistema di cogenerazione a bassa temperatura basato sul ciclo Rankine a fluido organico.

4.1 CICLO RANKINE A FLUIDO ORGANICO (ORC)

Il ciclo Rankine a fluido organico si differenzia dal classico ciclo Rankine principalmente per l'impiego di un fluido organico, invece che l'acqua, come fluido di lavoro. Le proprietà fondamentali che caratterizzano questo fluido e che lo rendono migliore dell'acqua sono:

- Massa molecolare superiore a quella dell'acqua. Ciò porta ad una rotazione delle pale in turbina ridotta, con conseguenti pressioni inferiori e minor probabilità di erosione delle pale.

- Pressioni di vaporizzazione minori, anche per condizioni prossime a quelle critiche.
- Possibilità di sfruttare sorgenti di calore a bassa temperatura (100-400 °C), cosa impossibile con altri cicli. L'impianto lavora con temperature e pressioni ridotte e ciò porta ad una maggiore sicurezza, ad una manutenzione meno frequente e ad un costo di realizzazione inferiore.
- Tempi di avviamento e di arresto più rapidi.
- Modesto salto entalpico con possibilità di utilizzare turbine con basso numero di stadi, anche grazie all'alto peso molecolare.
- Il fluido non è corrosivo e tiene pulite e lubrificate le parti meccaniche in contatto.

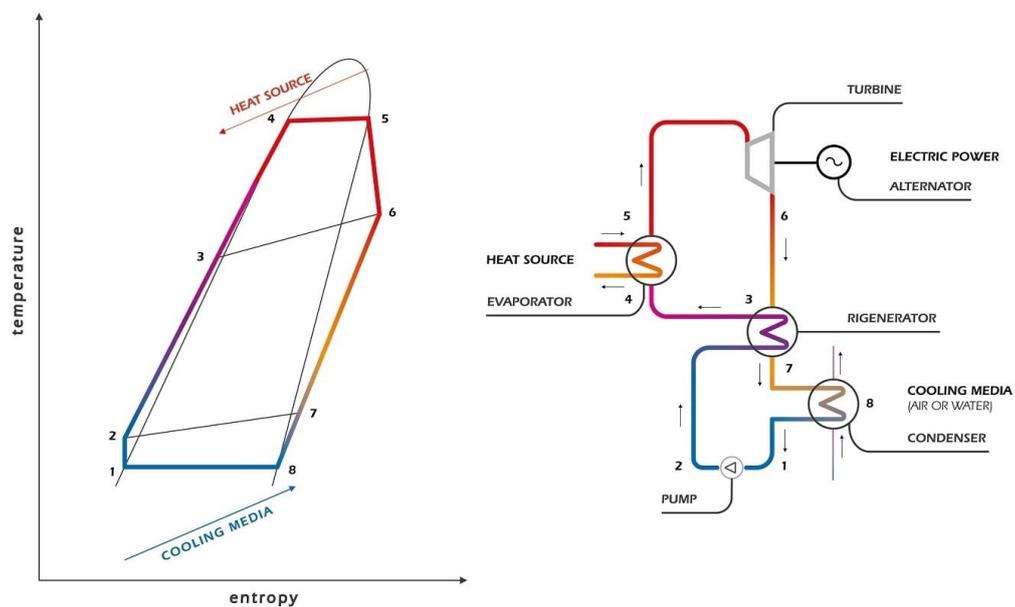


Figura 13. ORC su piano Entropia-Temperatura e schema impianto (Fonte: Turboden).

La prima cosa che si nota, osservando il ciclo nel piano Entropia-Temperatura, è che la curva limite superiore (del vapore saturo secco) ha pendenza positiva, mentre quella dell'acqua è negativa. Questo fattore è di notevole importanza in quanto fa sì che il valore del titolo a fine espansione sarà sempre maggiore di 1 (vapore secco) e dunque non ci sarà la presenza di liquido che danneggerebbe sennò, le pale della turbina.

I fluidi organici utilizzati nell'impianto ORC presentano caratteristiche termodinamiche differenti da quelle dell'acqua e vengono definiti come fluidi secchi. Nel grafico successivo si mostra la differenza tra un fluido bagnato (acqua) e un fluido secco (fluido organico) e si nota subito come l'acqua abbia bisogno di un ri-surriscaldamento per ottenere vapore secco dopo l'espansione.

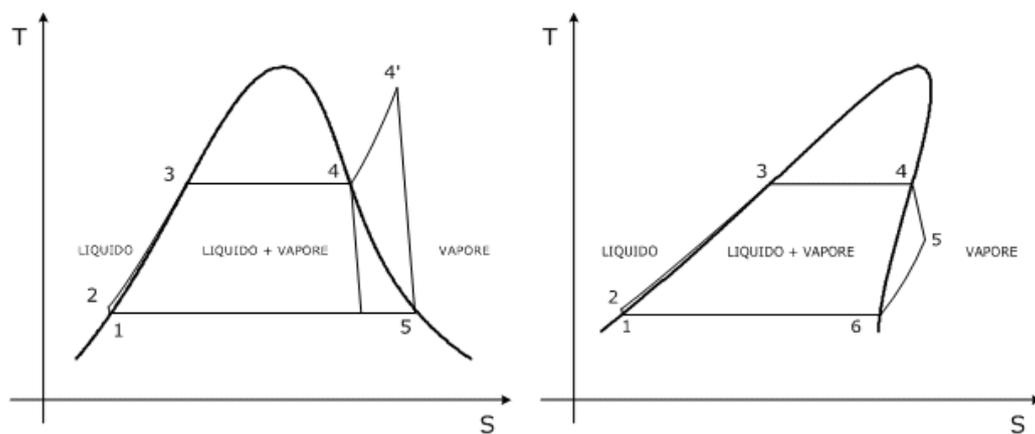


Figura 14. Grafici Entropia-Temperatura di fluido bagnato e fluido secco (Fonte: Digilander).

Il sistema ORC si basa su un ciclo termodinamico a circuito chiuso (Figura 13), dove il calore viene introdotto per combustione esterna. Di seguito sono riportate le diverse fasi del circuito:

- 1-2 Il fluido è nello stadio liquido a bassa temperatura e attraversa una pompa di alimento che ne aumenta la pressione e lo spinge verso il rigeneratore e l'evaporatore.
- 2-3 Il fluido acquisisce calore dal rigeneratore, che funge da scambiatore con il vapore in uscita dalla turbina.
- 3-4 Il fluido entra nell'evaporatore e grazie al calore ottenuto raggiunge la curva limite inferiore. L'evaporatore è collegato direttamente con uno scambiatore primario, che ha il compito di trasferire il calore di scarico dei fumi della fonderia al fluido vettore. Quest'ultimo di solito è un olio diatermico e ha l'obiettivo di acquisire calore dai fumi di scarico per cederlo al fluido di lavoro organico nell'evaporatore.
- 4-5 Il fluido, tramite una trasformazione isoterma, passa dallo stato di liquido saturo a quello di vapore saturo.
- 5-6 Il vapore saturo entra nella turbina e cede energia alle pale tramite un'espansione. Il basso numero dei giri della turbina consente il collegamento diretto ad un generatore elettrico, che trasformerà l'energia meccanica in energia elettrica.

- 6-7 Il vapore in uscita dalla turbina presenta ancora un'alta temperatura e cede parte del calore rimanente nel rigeneratore.
- 7-8 Il vapore a temperature medio-basse entra nel condensatore e raggiunge lo stato di vapore saturo (curva limite superiore). Il condensatore è collegato all'utenza termica e utilizza come fluido vettore l'acqua. Il duplice lavoro del condensatore è quello di condensare il fluido organico per chiudere il ciclo termodinamico e riscaldare l'acqua per l'utenza.
- 8-1 Il fluido lavoro attraverso una trasformazione isoterma cede calore e passa dallo stato di vapore saturo a liquido saturo.

Da notare che l'impiego del rigeneratore è necessario nel caso di fluidi ad elevata complessità molecolare con salti di temperatura ridotti in fase di espansione. Diventa invece indispensabile se si lavora con sorgenti di temperatura variabile.¹⁰

4.2 COMPONENTI DELL'IMPIANTO ORC

I componenti principali dei sistemi ORC, che influenzano direttamente il costo e l'efficienza dell'impianto sono:

- **L'espansore.** Per piccole potenze si impiegano turbine centripete, in grado di lavorare con bassi volumi specifici e grandi salti entalpici. Per macchine

di media-grossa taglia vengono utilizzate invece turbine assiali. Una possibile alternativa per gli impianti di medie dimensioni sono le turbine radiali con flussi centrifughi. Quest'ultime sebbene siano caratterizzate da ridotti salti entalpici, raggiungono migliori prestazioni (circa +4%) nel caso di variazioni volumetriche elevate durante l'espansione. Difatti la geometria radiale della turbina porta ad un incremento del diametro medio e della sezione di passaggio del fluido, escludendo la necessità di adottare sistemi di ammissione parziale.



Figura 15. Esempi di turbina centripeta, assiale e radiale (Fonte: Enea).

- **Scambiatori di calore.** Normalmente gli scambiatori di calore rappresentano la voce di maggior costo e va riservata particolare attenzione per la scelta. Lo scambiatore primario, utilizzato per l'introduzione del calore nel ciclo, deve essere progettato per contenere le differenze di temperatura tra i due fluidi e ridurre le irreversibilità, incrementando allo

stesso tempo l'efficienza del ciclo. Di norma per questi sistemi si ricorre allo scambiatore Shell&Tubes alettato.



Figura 16. Scambiatore di calore Shell&Tubes, in configurazione Hairpin (Fonte: Enea).

Il rigeneratore ed il condensatore sono gli altri due scambiatori di calore del ciclo ORC. Il primo risulta essere molto importante per le applicazioni ad alte temperature, dove si consiglia l'utilizzo di un ciclo rigenerativo. Il secondo va ad asportare calore al fluido con l'impiego o di acqua o di aria (Air Cooling Condenser).

- **Pompa di alimento.** Di norma le pompe impiegate nei sistemi ORC sono di tipo centrifugo a numero di giri variabile. Negli ultimi anni viene sempre più impiegata una nuova tecnologia rappresentata dalle pompe idrodinamiche. Grazie a questa tecnologia si riesce ad eliminare le fuoriuscite di liquido e di evitare il contatto del fluido con l'aria, garantendo uno standard di sicurezza più elevato e una manutenzione più economica.¹¹

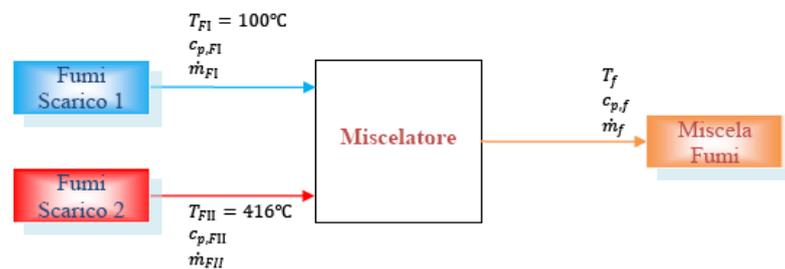
5. ESEMPIO APPLICATIVO DEL RECUPERO DEI CASCAMI TERMICI DI UNA FONDERIA

Di seguito si riporta l'esempio di una possibile applicazione del sistema ORC ad una fonderia.¹² Si prende in considerazione una configurazione composta da due forni fusori che portano la carica metallica a $T=720^{\circ}\text{C}$. Ogni forno è dotato di due bruciatori rigenerativi che utilizzano una miscela di metano: metano-ossigeno, che prevede una combustione completa e dei fumi di scarico privi di ossidi di azoto; metano-aria, che prevede una combustione incompleta e comporta la presenza di ossidi di azoto e ossidi di zolfo nei fumi di scarico, a fronte di un costo praticamente nullo del comburente. I materiali utilizzati nel processo di produzione sono: pani di alluminio con purezza al 99,7%; rottami di profilati per serramenti; leghe madri AlSi e AlTiB; magnesio puro.

I fumi dei forni fusori inizialmente hanno una temperatura di 400°C che poi si riduce fino a 100°C durante la miscelazione con l'aria per l'abbattimento degli agenti inquinanti e del particolato. I fumi dei forni di omogeneizzazione invece risultano non essere inquinati dai residui del processo di fusione ed avendo lo scarico diretto hanno una temperatura al camino di 416°C .

Forni fusori (F_I)			Forno omogeneizzazione (F_{II})		
Pressione atmosferica	p_{atm}	1020mbar	Pressione atmosferica	p_{atm}	1020mbar
Pressione differenziale	p_{dif}	2,1mmH ₂ O	Pressione differenziale	p_{dif}	3,3mmH ₂ O
Temperatura media dei fumi	T_{F1}	100°C	Temperatura media dei fumi	T_{F2}	416°C
Portata effettiva	\dot{V}_{F1}	39672 m ³ /h	Portata effettiva	\dot{V}_{F2}	8388 m ³ /h
Umidità	u	1,5%	Umidità	u	4,7%

Per ottenere un'unica sorgente termica di calore viene applicato



un miscelatore allo scarico dei forni.

La **densità** dei fumi di scarico è:

$$\rho_{FI} = 1,243 \cdot \frac{273,15}{373,15} = 0,91 \frac{kg}{m^3} \quad \rho_{FII} = 1,243 \cdot \frac{273,15}{689,15} = 0,493 \frac{kg}{m^3}$$

Le **proprietà calorimetriche** sono:

$$c_{p,FI} = 1,02 \frac{kJ}{kg^{\circ}C} \quad c_{p,FII} = 1,14 \frac{kJ}{kg^{\circ}C}$$

Date le portate volumetriche e la densità dei fluidi, la **portata massica** sarà:

$$\dot{m}_{FI} = \rho_{FI} \cdot \dot{V} = 0,91 \cdot 39672 = 10,02 \frac{kg}{s} \quad \dot{m}_{FII} = \rho_{FII} \cdot \dot{V} = 0,493 \cdot 8388 = 1,15 \frac{kg}{s}$$

L'equazione del **bilancio di**

massa per il miscelatore sarà: $\dot{m}_f = \dot{m}_{FI} + \dot{m}_{FII} = 10,02 + 1,15 = 11,17 \frac{kg}{s}$

Dall'equazione del **bilancio di**

energia è possibile ricavare la

temperatura della miscela:

$$\dot{E}_f = \dot{E}_{FI} + \dot{E}_{FII}$$

$$\dot{m}_f h_f = \dot{m}_{FI} h_{FI} + \dot{m}_{FII} h_{FII}$$

$$\dot{m}_f c_p T_f = \dot{m}_{FI} c_p T_{FI} + \dot{m}_{FII} c_p T_{FII}$$

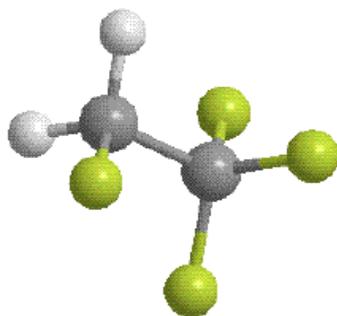
da cui:

$$T_f = \frac{\dot{m}_{FI} T_{FI} + \dot{m}_{FII} T_{FII}}{\dot{m}_f} = 132^{\circ}C$$

Ipotizzando un raffreddamento della sorgente fino alla temperatura ambiente $T_0=25^\circ\text{C}$ è possibile ottenere la potenza termica equivalente:

$$\dot{Q}_b = \dot{m}_f c_p \Delta T \quad \dot{Q}_b = 11,17 \cdot 1,08 \cdot (132 - 25) = 1297,08 \text{ kW}$$

Passando l'attenzione al sistema di recupero, si decide di utilizzare come **fluido di lavoro** il Freon HFC134a, un alogenuro alchilico usato come refrigerante, anche noto come tetrafluoretano. La scelta di questo fluido è motivata dalla tipologia del campo di temperatura, dalla facile reperibilità sul mercato con conseguente prezzo più economico e dal basso impatto ambientale, dato dalle sue proprietà, per rispettare le normative vigenti.

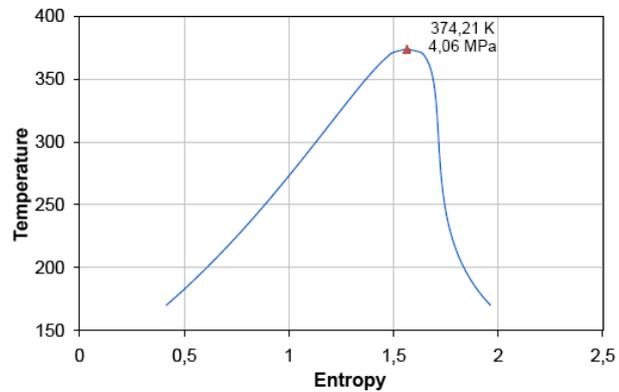


Nome IUPAC	1,1,1,2-tetrafluoroetano
Nomi alternativi	<i>HFC - 134a</i> ; <i>R - 134a</i>
Formula bruta	$C_2H_2F_4$; $CF_3 - CH_2F$
Numero CAS	811 - 97 - 2
Peso molecolare	102,03 u
Aspetto	Gas incolore
Densità (in c.n.)	4250 kg/m ³
Temperatura di fusione	169,85 K; -103,3°C
Temperatura di ebollizione	246,85 K; -26,3°C
Flash Point	Non infiammabile

Caratteristiche termodinamiche

Temperatura critica	374,21 K; 101,06°C
Pressione critica	40,6bar; 4,06MPa
Volume specifico critico	0,001953 m ³ /kg

Il fluido in questione non è un fluido né secco, né bagnato, in quanto presenta una curva limite superiore quasi verticale. Per questo risulta poco conveniente effettuare un surriscaldamento e



si opta per l'impiego di un ciclo Rankine semplice, con preriscaldamento ed evaporazione. Non è prevista neanche una configurazione rigenerativa poiché si cercherà di massimizzare l'indice di recupero termico sottraendo tutto il calore necessario alla sorgente termica.

Per individuare le migliori condizioni di lavoro si esegue il confronto tra due valori di temperatura di evaporazione del ciclo, ovviamente minori della T_c .

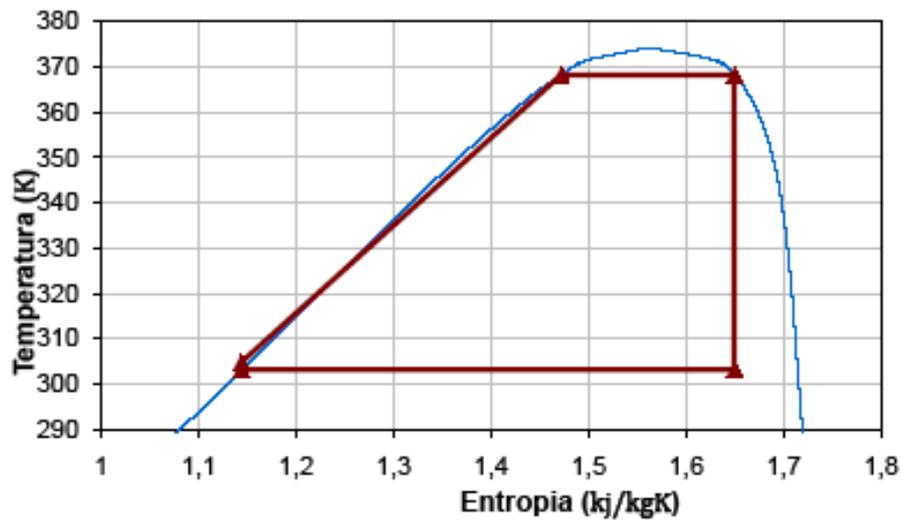
Configurazione 1 con $T_3 = 368,15\text{K} = 95^\circ\text{C}$

Configurazione 2 con $T_3 = 343,15\text{K} = 70^\circ\text{C}$

Per semplificare i calcoli si prende in considerazione un ciclo termodinamico ideale in cui i parametri di funzionamento sono:

- Temperatura di condensazione $T_5 = 303,15\text{K} = 30^\circ\text{C}$;
- Rendimento di espansione $\eta_t = 1$;
- Rendimento di compressione $\eta_p = 1$;
- Pinch point $\Delta T_{pp} = 10^\circ\text{C}$ (differenza minima tra T_{fumi} e $T_{fluido\ lavoro}$).

Configurazione 1



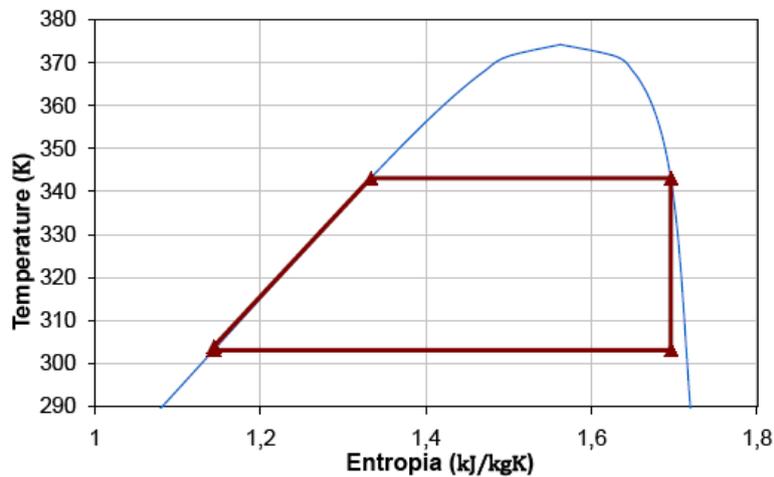
Lavoro di compressione:	$w_{p,id} =$	$2,364 \frac{kJ}{kg}$
Lavoro di espansione:	$w_{sc,id} =$	$25,629 \frac{kJ}{kg}$
Lavoro netto:	$w_{id} =$	$23,266 \frac{kJ}{kg}$
Calore in ingresso nel ciclo:	$q_{in} =$	$176,583 \frac{kJ}{kg}$

Le frazioni di preriscaldamento per il preriscaldamento e l'evaporazione sono:

$$q_{2-2'} = h_{2'} - h_2 = 111,160 \frac{kJ}{kg} \Rightarrow q_{2-2'} = \frac{111,160}{176,583} = 63,0\%$$

$$q_{2'-3} = h_3 - h_{2'} = 65,423 \frac{kJ}{kg} \Rightarrow q_{2'-3} = \frac{65,423}{176,583} = 37,0\%$$

Configurazione 2



Lavoro di compressione:	$w_{p,id} =$	$1,131 \frac{kJ}{kg}$
-------------------------	--------------	-----------------------

Lavoro di espansione:	$w_{sc,id} =$	$19,557 \frac{kJ}{kg}$
-----------------------	---------------	------------------------

Lavoro netto:	$w_{id} =$	$18,426 \frac{kJ}{kg}$
---------------	------------	------------------------

Calore in ingresso nel ciclo:	$q_{in} =$	$185,796 \frac{kJ}{kg}$
-------------------------------	------------	-------------------------

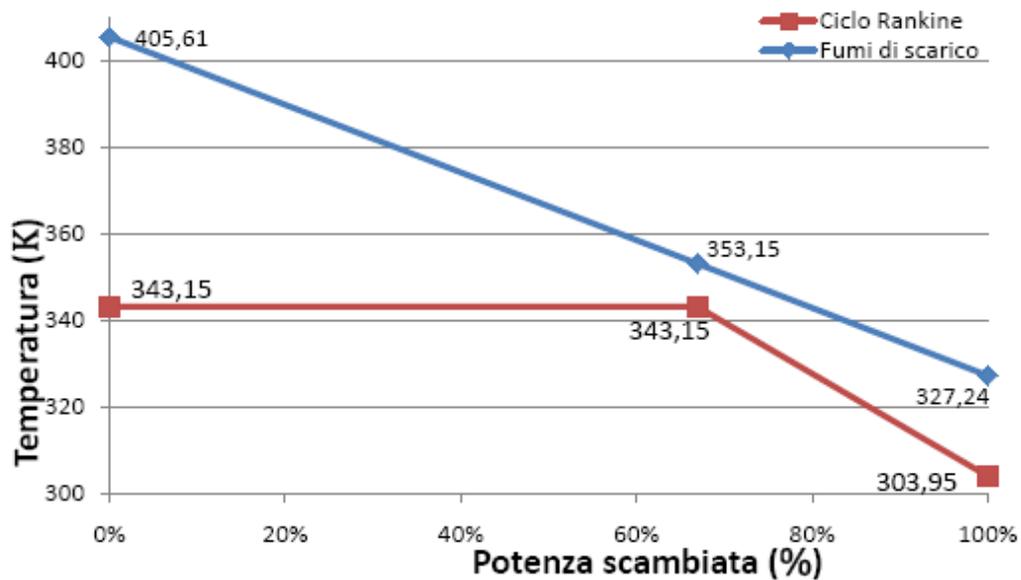
Proprietà	Punto 1	Punto 2	Punto 2'	Punto 3	Punto 4	Punto 5
T K	303,15	303,95	343,15	343,15	303,15	303,15
p MPa	0,7701963	2,1168255	2,1168255	2,1168256	0,7701962	0,7701963
ρ kg/m ³	1187,4618	1193,0831	996,24818	115,57149	38,777422	1187,4618
v m ³ /kg	0,0008421	0,0008381	0,0010037	0,0086526	0,0257882	0,0008421
u kJ/kg	241,07378	241,07948	302,15759	410,33362	389,23090	241,07378
h kJ/kg	241,72239	242,85373	304,28239	428,64978	409,09288	241,72239
s kJ/kg K	1,143500	1,143500	1,333176	1,695604	1,695604	1,143500
x	0	0	0	1	0,966922	0

$$q_{2-2'} = h_{2'} - h_2 = 61,429 \frac{kJ}{kg} \Rightarrow q_{2-2'} = \frac{61,429}{185,796} = 33,1\%$$

$$q_{2'-3} = h_3 - h_{2'} = 124,367 \frac{kJ}{kg} \Rightarrow q_{2'-3} = \frac{124,367}{185,796} = 66,9\%$$

Si nota come in questo caso la frazione di maggiore calore serve per l'evaporazione del fluido, contrariamente alla configurazione 1.

A scopo illustrativo vengono calcolati i seguenti valori per la configurazione 2. Tenendo in considerazione le relative temperature è possibile calcolare la potenza termica sottratta ai fumi, la portata del fluido e la potenza meccanica prodotta.



Temperatura di pinch point: $T_{pp} = T_3 + \Delta T_{pp} = 343,15 + 10 = 353,15 \text{ K} = 80^\circ\text{C}$

Temperatura di uscita fumi: $T_{out} = 327,24 \text{ K} = 54,09^\circ\text{C}$

Potenza termica sottratta ai fumi:

$$\dot{Q}_{in} = \dot{m}_f c_p \Delta T_f = 11,17 \cdot 1,08 \cdot (132,46 - 54,09) = 945,98 \text{ kW}$$

Portata del fluido (vapore): $\dot{m} = \frac{\dot{m}_f c_p \Delta T_f}{q_{in}} = \frac{945,98}{185,796} = 5,1 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$

Potenza meccanica ideale prodotta

$$\dot{W}_{id} = \dot{m}w_{id} = 5,1 \cdot 18,426 = 93,81 \text{ kW}$$

(ciclo ideale):

Grazie ai seguenti dati è ora possibile calcolare i vari rendimenti.

Rendimento termico:

$$\eta_{TH} = \frac{w}{q_{in}} = \frac{18,426}{185,796} = 0,099$$

Rendimento del ciclo di Carnot operante tra le stesse temperature, che rappresenta

il massimo rendimento per il ciclo

$$\eta_{Carnot} = 1 - \frac{T_4}{T_3} = 1 - \frac{303,15}{343,15} = 0,117$$

in esame:

Il ciclo operante, dunque, raggiunge l'84,6% del

$$\frac{\eta_{TH}}{\eta_{Carnot}} = \frac{0,10}{0,12} = 85\%$$

valore massimo teorico.

Il rendimento di

$$\eta_{II} = \frac{\dot{W}}{\dot{W}_{rev}} = \frac{\dot{W}}{\dot{Q}_b \left(1 - \frac{T_0}{T_{ml}}\right)} = \frac{93,81}{1297,08 \left(1 - \frac{298,15}{349,13}\right)} = 0,495$$

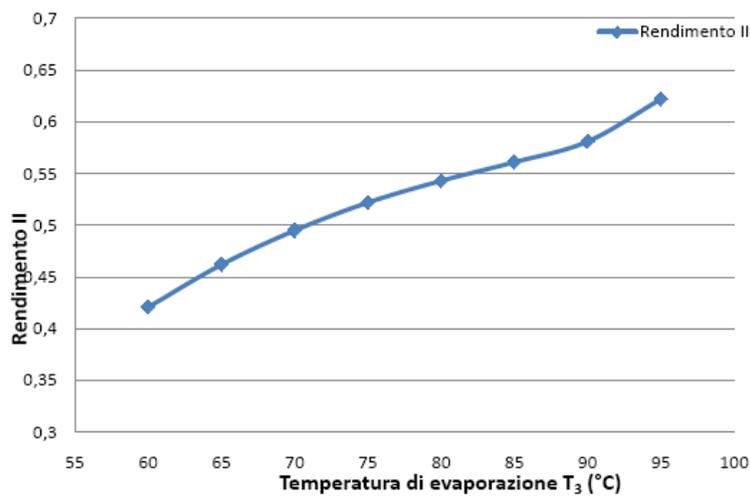
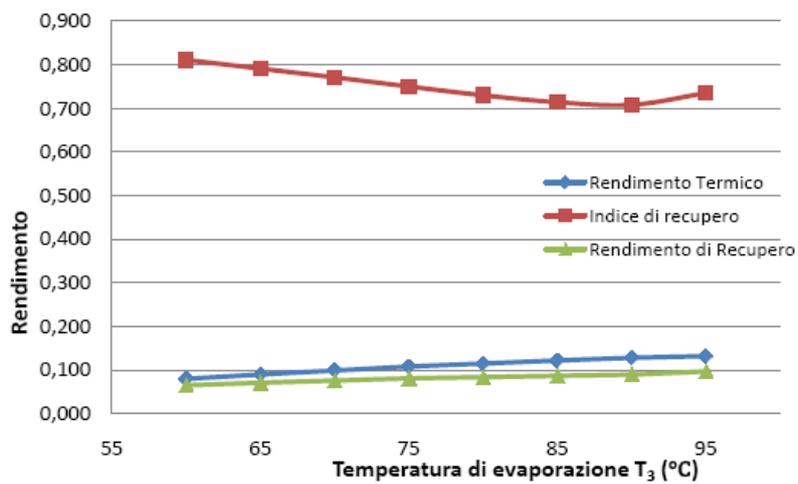
secondo principio:

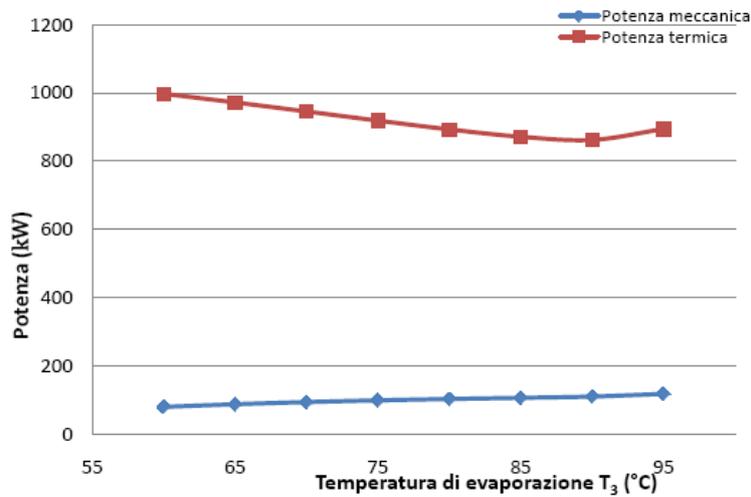
dove:

$$T_{ml} = \frac{T_{in} - T_0}{\ln \frac{T_{in}}{T_0}} = \frac{405,61 - 298,15}{\ln \frac{405,61}{298,15}} = 349,13 \text{ K}$$

Il procedimento appena eseguito per calcolare i valori caratteristici del ciclo viene ora riportato ad un range di T_3 compreso tra i 60 e 95°C con step di 5°C, per valutare l'andamento di alcuni parametri fondamentali in funzione della temperatura di evaporazione.

T_3	η_{TH}	Φ	η_{rec}	η_{II}	\dot{Q}_{in}	\dot{m}	\dot{W}	T_{out}
60	0,080	0,811	0,065	0,421	997,86	5,4	79,68	322,94
65	0,090	0,791	0,071	0,462	972,44	5,3	87,44	325,05
70	0,099	0,771	0,076	0,495	945,98	5,1	93,81	327,24
75	0,108	0,750	0,081	0,522	919,18	4,9	98,91	329,46
80	0,115	0,730	0,084	0,543	893,46	4,8	102,93	331,59
85	0,122	0,714	0,087	0,561	871,94	4,7	106,30	333,37
90	0,128	0,708	0,090	0,581	862,68	4,7	110,05	334,14
95	0,132	0,735	0,097	0,622	894,69	5,1	117,87	331,49





5.1 RISULTATI ENERGETICI E STIMA DEI COSTI

Consideriamo l'impiego della configurazione 1 con una $T_3 = 95^\circ\text{C}$.

Per avere un quadro generale è importante tenere in considerazione anche:

- la portata dei fumi che attraversa il generatore a recupero e la corrispondente

potenza termica: $\dot{m}_f = 11,17 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$ $\dot{Q}_b = 1297,08 \text{ kW}$

E deve trasferire al fluido una potenza termica di: $\dot{Q}_{in} = 894,64 \text{ kW}$

- La potenza termica che il condensatore deve sottrarre al fluido:

$$\dot{Q}_{out} = \dot{m}(h_4 - h_1) = 5,1 \cdot (395,04 - 241,72) = 776,8 \text{ kW}$$

Nota la potenza meccanica ideale fornita dal ciclo, introducendo i valori di efficienza delle varie macchine, è possibile determinare la potenza elettrica fornita effettivamente dal generatore.

$$\text{Pompa: } \eta_p = 0,85 \qquad \text{Espansore: } \eta_{se} = 0,72 \qquad \text{Generatore: } \eta_G = 0,95$$

Potenza meccanica fornita all'espansore:

$$\dot{W}_{se} = \dot{W}_{se,id} \cdot \eta_{se} = \dot{m} \cdot w_{se,id} \cdot \eta_{se} = 117,87 \cdot 0,72 = 84,96 \text{ kW}$$

Potenza elettrica fornita dal generatore:

$$P_{e,G} = \dot{W}_{se} \cdot \eta_G = 84,96 \cdot 0,95 = 80,71 \text{ kW}_e$$

Potenza elettrica assorbita dalla pompa:

$$P_{e,p} = \frac{\dot{W}_{p,id}}{\eta_p} = \frac{\dot{m} \cdot w_{p,id}}{\eta_p} = \frac{12,06}{0,85} = 14,18 \text{ kW}_e$$

Potenza elettrica netta:

$$P_e = P_{e,G} - P_{e,p} = 80,71 - 14,18 = 66,53 \text{ kW}_e$$

Per calcolare la produzione energetica dell'impianto si ipotizza un periodo di funzionamento di 11 mesi/anno, per un totale di 8016 ore/anno (91,5%).

L'energia elettrica oraria prodotta sarà:

$$E_{e,h} = P_e \cdot 3600 = 66,53 \cdot 3600 = 239.508 \frac{kJ_e}{h} = 66,53 kWh_e$$

L'energia elettrica prodotta annualmente sarà:

$$E_{e,a} = E_{e,h} \cdot t = 66,53 \cdot 8016 \cong 533.304 \frac{kWh_e}{anno} = 533,3 \frac{MWh_e}{anno}$$

Una volta calcolata la potenza elettrica si può effettuare la stima dei costi. Per quanto riguarda i costi di investimento, alcuni studi stimano, per i sistemi di recupero di medio-bassa potenza, un costo unitario complessivo di

$$\bar{c}_{inv} = 1500 - 2500 \frac{\text{€}}{kW_e}, \text{ perciò, considerando un costo di } 2500 \text{ €/kW}_e, \text{ il}$$

costo totale dell'impianto sarà: $C_{tot} = \bar{c}_{inv} \cdot P_e = 2.500 \cdot 66,53 = 166.325 \text{ €}$

Ipotizzando un costo medio a kWh per l'energia di:

$$\bar{c}_e = 0,10 - 0,12 \frac{\text{€}}{kWh}$$

La stima del risparmio annuo corrisponde a:

$$\overline{Risp}_{e,a} = E_{e,a} \cdot \bar{c}_e = 533.304 \cdot 0,11 = 58.663 \frac{\text{€}}{anno}$$

Il periodo di ritorno sarà approssimativamente:

$$x = \frac{C_{tot}}{\overline{Risp}_{e,a}} = \frac{166.325}{58.663} \cong 3 \text{ anni}$$

CONCLUSIONI

Dopo aver analizzato il concetto di Cogenerazione e le leggi che ne governano il corretto impiego, sono state approfondite le diverse tecnologie che possono essere attuate in un impianto cogenerativo. Il sistema a Ciclo Rankine Organico è risultato essere la miglior soluzione al problema del recupero di calore. Questo impianto è infatti in grado di ricoprire un ampio range di potenza e di lavorare con temperature anche molto basse, mantenendo il rendimento elevato. Inoltre, il sistema presenta caratteristiche tecniche semplici, come basse pressioni, basse velocità di rotazione e basse temperature che rendono il funzionamento più sicuro e la manutenzione meno frequente. Anche l'installazione può essere effettuata in loco e risulta di facile integrazione anche con sistemi preesistenti.

Riguardo la sostenibilità e l'efficientamento il sistema riesce a portare grandi benefici, con una diminuzione delle emissioni di CO₂ e una generazione pulita di energia e calore.

In fine, per quanto riguarda l'investimento iniziale, come si è visto nell'esempio riportato, il periodo di ritorno può risultare di breve durata ed è anche importante considerare che, in periodi in cui il costo dell'elettricità acquisisce un valore sempre più elevato, la produzione interna di energia può solo che giovare all'economia di un'azienda.

BIBLIOGRAFIA

- 1) <https://cordis.europa.eu/project/id/285954/reporting/it> (Waste Heat Recovery Power Generation Based on ORC Technology in Foundry Industry).
- 2) <https://www.enelgreenpower.com/it/learning-hub/energie-rinnovabili/italia> (Quali sono le energie rinnovabili in Italia, qual è la più diffusa e quanta energia producono).
- 3) <https://www.tecnologiaduepuntozero.it/2018/05/03/fonti-energetiche-italia-mondo/> (Fonti energetiche in Italia e nel Mondo).
- 4) <https://industriale.viessmann.it/guide/guida-cogenerazione-trigenerazione-imprese?hsCtaTracking=d804ac5d-1f04-4c6c-8265-4ce67a65da58%7C54887340-3413-4255-b713-dbd30d40f8f8> (Guida alla cogenerazione nelle imprese).
- 5) https://www.univpm.it/Entra/Engine/RAServeFile.php/f/P004271/allegati_ins/Cogenerazione.pdf (La Cogenerazione: bilancio energetico ed economico, Ing. Gabriele Comodi).
- 6) https://gse.it/documenti_site/Documenti%20GSE/Servizi%20per%20te/COGENERAZIONE%20AD%20ALTO%20RENDIMENTO/Guide/Aggiornamento%20Guida%20CAR%20-%20revisione%202019.pdf (Guida alla Cogenerazione ad Alto Rendimento CAR).

- 7) rino.romani@isnova.net (Cogenerazione).
- 8) <https://www.docenti.unina.it/webdocenti-be/allegati/materiale-didattico/49716> (Cogenerazione: Motori primi).
- 9) https://didattica-2000.archived.uniroma2.it//CT/deposito/Cogenerazione_2012-2013.pdf
(La cogenerazione).
- 10) <https://www.turboden.com/products/2463/orc-system> (Sistema ORC).
- 11) https://www.enea.it/it/Ricerca_sviluppo/documenti/ricerca-di-sistema-elettrico/biomasse/2012/rds-2013-178.pdf (Valutazioni di cicli termodinamici innovativi per applicazioni con caldaie a Sali fusi alimentate a biomassa legnosa).
- 12) http://www.ingmecc.uniroma1.it/attachments/2300_Lez%20SE%20ORC.pdf (Cicli Rankine a fluido organico, Alessandro Corsini).