

UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI PADOVA

DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA INDUSTRIALE

CORSO DI LAUREA MAGISTRALE IN INGEGNERIA ENERGETICA

TESI DI LAUREA MAGISTRALE

Sviluppo di un Modello Stazionario di Ciclo ORC ed Analisi Energetica ed Economica Relativa al suo Impiego in Impianti Industriali

Relatore: Prof.ssa Giovanna Cavazzini, Dipartimento di Ingegneria Industriale

Correlatore: Ing. Matteo Stevanella, Bartucci S.p.A.

Laureando: Paolo Dal Toso

Anno Accademico: 2013 – 2014

Sommario

Il seguente elaborato va ad analizzare le potenzialità del recupero di calore a bassa temperatura tramite ORC di piccola potenza. L'ORC commerciale preso in considerazione è caratterizzato dall'utilizzo di un espansore a vite e di R245FA come fluido di lavoro, sviluppa una potenza nominale di 50 kW sfruttando come sorgente di calore acqua calda, con temperature che vanno dai 77°C ai 115°C.

Si procede inizialmente, dopo una presentazione della tecnologia, alla realizzazione di un modello semi-empirico del sistema in regime stazionario, ricostruito a partire dalle condizioni di lavoro a disposizione; con questo modello si riescono a predire, con un errore medio del 5,63%, le prestazioni dell'ORC in situazioni diverse da quelle conosciute.

In una seconda parte si è analizzata in modo generale l'adottabilità di questa macchina nel recupero del calore di scarto in diverse applicazioni e settori industriali, considerando la fattibilità dell'intervento dal punto di vista termodinamico, tecnologico ed economico.

In fine si è sviluppata, tramite l'uso del modello creato, l'analisi dettagliata di un possibile intervento reale in chiave ESCo, atto a sfruttare il calore di scarto prodotto da un motore a combustione interna inserito in un impianto di distillazione per la produzione di alcolici, valutando l'attuabilità termodinamica dell'inserimento dell'ORC nel ciclo produttivo e la convenienza economica di tale intervento, considerando anche la richiesta di incentivazioni statali.

Indice

Sommario	I
Introduzione	1
CAPITOLO 1.....	3
Il sistema dei certificati bianchi e dei certificati verdi	3
1.1. Incentivazione del risparmio energetico in Italia.....	3
1.1.1. La legge 308/82	3
1.1.2. La legge 10/91	3
1.1.3. I decreti ‘gemelli’ 24 aprile 2001	4
1.2. I Titoli di Efficienza Energetica, o certificati bianchi.....	4
1.2.1. Il meccanismo dei TEE	6
1.3. Valutazione e verifica dei risparmi di energia primaria per certificati bianchi.....	8
1.3.1. Metodo di valutazione standardizzata	9
1.3.2. Metodo di valutazione analitica	9
1.3.3. Metodo di valutazione a consuntivo	12
1.3.4. Tipi di titoli e dimensione minima	13
1.4. Incentivazione della produzione di energia elettrica da fonti rinnovabili in Italia.....	15
1.5. I certificati verdi	15
1.5.1. Meccanismi di incentivazione	16
CAPITOLO 2.....	19
Cicli Rankine Organici	19
2.1. Introduzione	19
2.2. Descrizione cicli ORC e principali differenze con cicli a vapore.....	19
2.3. Selezione e caratteristiche del fluido di lavoro.....	23
2.4. Applicazione dei sistemi ORC	25
2.4.1. Impianti cogenerativi a biomassa.....	26
2.4.2. Impianti per applicazioni geotermiche.....	27
2.4.3. Impianti ad energia solare.....	28
2.4.4. Recupero del calore di scarto WHS (Waste Heat Recovery)	28
2.5. Produttori ed evoluzione del mercato	29
CAPITOLO 3.....	32
ORC a bassa temperatura.....	32
3.1. Situazione attuale	32

3.2.	Fluidi utilizzati	33
3.3.	Espansori.....	37
3.3.1.	Turbomacchine.....	37
3.3.2.	Espansori volumetrici	38
3.3.3.	Conclusioni	39
3.4.	Scambiatori di calore.....	39
3.5.	Pompe.....	40
3.6.	Condizioni operative ottimali e analisi exergetica.....	41
	CAPITOLO 4.....	44
	Descrizione sistema ORC studiato	44
4.1.	Componenti del sistema.....	44
4.2.	Dati fisici e di funzionamento	47
	CAPITOLO 5.....	48
	Modellizzazione ORC	48
5.1.	Analisi dell'ORC.....	48
5.2.	Condensatore ed evaporatore	49
5.2.1.	Metodo ϵ - NTU	50
5.2.2.	Determinazione coefficienti di scambio globale:	51
5.2.3.	Scambio in fase singola:.....	52
5.2.4.	Scambio bi-fase:	53
5.2.5.	Scelta scambiatori	53
5.2.6.	Sviluppo modello scambiatori	55
5.3.	Pompa.....	56
5.4.	Espansore e portata fluido organico.....	57
5.5.	Modello globale del ciclo.....	61
5.5.1.	Validazione del modello e sue criticità	65
	CAPITOLO 6.....	68
	Studio dei campi applicativi di ORC a bassa temperatura nelle principali attività industriali.....	68
6.1.	Aria Compressa.....	68
6.1.1.	Recupero dell'energia termica da impianti ad aria compressa con sistemi ORC a bassa temperatura	69
6.1.2.	Analisi tecnico economica:	71
6.2.	Motori a combustione interna (MCI)	75
6.2.1.	Recupero dell'energia termica di MCI con sistemi ORC a bassa temperatura:.....	76
6.2.2.	Analisi tecnico economica d'impiego:	79

6.3.	Industria siderurgica e dei metalli.....	83
6.3.1.	Recupero dei flussi di calore di scarto dall'industria metallurgica tramite ORC a bassa temperatura	84
6.4.	Raffinerie.....	86
6.5.	Produzione di cemento, calce e gesso	89
6.6.	Industria alimentare e delle bevande.....	90
	CAPITOLO 7.....	93
	Analisi di un intervento di recupero del calore da MCI inserito in un impianto di distillazione	93
7.1.	Descrizione dell'impianto prima dell'intervento:.....	93
7.1.1.	Sistema di misura	95
7.1.2.	Andamento ed analisi dati rilevati:.....	96
7.2.	Analisi del combustibile e dei fumi.....	102
7.2.1.	Generatore di vapore:	102
7.2.2.	Cogeneratore:.....	105
7.2.3.	Essiccatore:.....	106
7.2.4.	Bilancio del flusso dei fumi nell'intero impianto.....	108
7.3.	Analisi dei consumi attuali.....	111
7.3.1.	Consumi combustibili:	111
7.3.2.	Consumi energia elettrica:.....	112
7.3.3.	Consumi d'acqua ed energetici per la generazione di vapore:	113
7.4.	Proposta di recupero del calore tramite ORC:	114
7.4.1.	Installazione ORC.....	115
7.4.2.	Dimensionamento di progetto circuito ORC	116
7.4.3.	Analisi condizioni di funzionamento.....	120
7.4.4.	Analisi variazione consumi:	123
7.5.	Valutazione economica della proposta d'intervento.....	126
	CAPITOLO 8.....	128
	Conclusioni relative all'impiego dell'ORC analizzato per il recupero termico in impianti industriali ...	128
	Riferimenti Bibliografici	131
	Ringraziamenti.....	134

Introduzione

Uno dei parametri fondamentali su cui si basa lo sviluppo ed il benessere di un popolo è sicuramente l'accesso all'energia, la quale rappresenta una risorsa fondamentale per lo sviluppo di servizi di vario genere necessari all'avanzamento umano e sociale. Nella storia la disponibilità di energia è stata infatti sempre accompagnata anche da uno sviluppo socioeconomico e culturale. Ad oggi l'energia è sempre più importante, dato che, risulta necessaria per ottenere un benessere considerato di base, rappresentato dalla possibilità di garantire accesso all'acqua potabile, a cure mediche in strutture ospedaliere, all'istruzione ed all'informazione e comunicazione globale.

Un così ampio utilizzo di energia comporta però forti ripercussioni sull'ambiente, a causa dell'inquinamento provocato dalla produzione di questa, tipicamente infatti l'energia viene ricavata da combustibili fossili come carbone, petrolio o gas naturale, oppure da biomasse. In particolare nei paesi in via di sviluppo, in cui la sensibilità a temi ambientali non è ancora formata e viene messa in secondo piano rispetto al benessere economico, si fa un ampio uso di tecnologie basate sui combustibili fossili più inquinanti, come petrolio e carbone, e solitamente con pochi accorgimenti per ridurre la quantità di inquinanti emessi in atmosfera.

Uno sviluppo energetico di questo tipo, portato avanti oggi dai paesi in forte crescita e meno sensibili ai temi ambientali, ma che in precedenza veniva utilizzato dai paesi oggi più sviluppati e sensibili, che comunque continuano, se pur con qualche accorgimento, su quella stessa strada, è dimostrato non essere sostenibile per l'ambiente, per la salute delle generazioni future e per la disponibilità delle risorse energetiche ad oggi utilizzate.

Per permettere quindi un accesso all'energia e al benessere a tutti i popoli che lo desiderino, ma contemporaneamente uno sviluppo sostenibile e duraturo, che non intacchi la salute umana e l'equilibrio atmosferico, è necessario effettuare grossi sforzi ed investimenti nella ricerca, al fine di perfezionare tecnologie energetiche sostenibili a lungo termine e di promuovere l'efficienza energetica. Tali risultati dovranno poi essere trasferiti alle economie emergenti di modo che riescano a sviluppare una crescita più pulita e meno dannosa.

In questo senso si muovono gli obiettivi proposti dall'UE ai propri stati membri, per un'economia competitiva, sicura e a basse emissioni di carbonio entro il 2030, enunciati il 22 gennaio 2014. Gli elementi chiave del quadro strategico per il 2030 istituito dalla commissione sono i seguenti:

- Ridurre del 40% le emissioni di gas serra rispetto al livello del 1990
- Conferire un ruolo chiave nella transizione verso un sistema energetico sostenibile, sicuro e competitivo alle energie rinnovabili, tramite un approccio maggiormente orientato al mercato e con condizioni propizie per le tecnologie emergenti. L'obiettivo in questo campo è raggiungere almeno il 27% di energie rinnovabili a livello UE.
- Efficienza energetica. I miglioramenti nell'efficienza energetica contribuiranno al raggiungimento di tutti gli obiettivi della politica energetica dell'UE; la transizione verso un sistema energetico sostenibile, sicuro e competitivo non è pensabile senza efficienza energetica.
- Riforma del sistema ETS dell'UE.

- Energia competitiva, a prezzi accessibili e sicura. La commissione propone una serie di indicatori chiave per valutare ad esempio i differenziali di prezzo rispetto ad altre nazioni, la diversificazione delle forniture, la dipendenza da fonti energetiche interne, nonché la capacità di interconnessione tra gli stati membri.
- Un nuovo modello di governance.

L'efficienza energetica rappresenta un aspetto fondamentale per il raggiungimento degli obiettivi comuni, e viene definita dalla norma UNI CEI EN ISO 50001:2011, che detta i requisiti minimi che un Sistema per la gestione dell'energia deve possedere, come il "rapporto o altra relazione quantitativa tra i risultati in termini di prestazioni, servizi, beni o energia, e l'immissione di energia". Efficienza energetica significa quindi utilizzare sistemi che, a parità di benessere prodotto, garantiscano un minor utilizzo di energia. Strumento importante nella diffusione dell'efficienza energetica sono senza dubbio le ESCo, società che effettuano interventi volti a miglioramento di questa nell'attuale sistema produttivo e di servizi.

In questo senso i sistemi ORC possono contribuire molto, sia nel recupero del calore di scarto, e quindi nella generazione di efficienza energetica tramite un miglior utilizzo dell'energia già sviluppata, sia in affiancamento a fonti rinnovabili, che riescono generalmente a produrre flussi energetici a minor temperatura, e quindi difficilmente sfruttabili da sistemi tradizionali per la produzione di energia elettrica. Il successo di questi sistemi è in parte dovuto alla loro adattabilità al caso specifico, infatti ORC simili possono, tramite semplici modifiche, essere adattati ad un ampio intervallo di temperature e potenze disponibili. Le macchine commercializzate hanno taglie attorno al MW ma solo recentemente alcune soluzioni sono state sviluppate anche nel campo dei kW.

Questo elaborato mira allo sviluppo del modello stazionario di un ORC di piccola potenza, 50 KW elettrici nominali, che sfrutta basse temperature, dagli 80°C ai 115°C, con lo scopo di indagarne l'applicabilità in campo industriale da parte di ESCo o da parte di privati. In secondo luogo si mettono in evidenza le principali criticità, ed aspetti da migliorare, di questa nuova tecnologia.

Il lavoro è stato svolto per conto, e grazie agli strumenti messi a disposizione, della società Bartucci S.p.A., ESCo accreditata presso l'"Autorità per l'energia elettrica e il gas".

CAPITOLO 1

Il sistema dei certificati bianchi e dei certificati verdi

1.1. Incentivazione del risparmio energetico in Italia

1.1.1. La legge 308/82

L'uso razionale dell'energia è incentivato in Italia a partire dagli anni '80 del secolo scorso, in particolare il primo provvedimento emanato è stata la legge 29 maggio 1982, n.308, con la quale veniva promossa una campagna di incentivi per i settori dell'edilizia, dell'agricoltura e dell'industria.

La legge si proponeva di incentivare il contenimento dei consumi energetici e l'utilizzazione delle fonti rinnovabili, considerando come fonte rinnovabile anche il calore di recupero negli impianti di produzione di energia elettrica e dei fumi di scarico di impianti termici e processi industriali.

Gli incentivi costituirono un forte di traino per la realizzazione dei progetti di efficienza energetica, tali interventi generarono infatti nel triennio 1985-1987 un risparmio medio annuo pari a circa 8 Mtep di energia primaria, risparmio che rappresentava all'incirca il 5% del consumo energetico primario dell'anno 1987 (153 Mtep). Tali risparmi hanno consentito una riduzione della fattura energetica nazionale di circa 1400 miliardi di lire, cioè di circa il 7,4%.

Poiché però il budget da destinare alle incentivazioni era disponibile in quantità limitata, fu introdotta una procedura per premiare i più meritevoli, basata su un indicatore definito dal rapporto tra il Valore Attuale Netto associato all'intervento ed il corrispondente investimento.

1.1.2. La legge 10/91

A distanza di circa dieci anni venne emanata la legge 9 gennaio 1991, n. 10 la quale confermava l'impianto della precedente legge 308/82, con la distinzione tra interventi a carico delle Regioni ed interventi a carico del Ministero dell'Industria, del Commercio e dell'Artigianato.

Alle regioni spettavano operazioni di efficienza con potenze minori, fino a 10 MW termici o 3MW elettrici, e comprendevano diversi settori. Il settore edilizio, con incentivazioni fino ad un massimo del 40% dell'investimento e con un aumento delle categorie degli interventi ammessi rispetto alle legge 308/82. I settori industriale, artigianale e terziario, con contributi fino ad un massimo del 30%, ed infine il settore agricolo con un contributo previsto nella misura massima del 55% della spesa.

Al ministero dell'Industria spettavano invece le funzioni relative ai progetti aventi maggior rilievo per quanto riguarda le potenze in gioco, quindi superiori ai 10 MW termici e ai 3 MW elettrici. I contributi erano erogati per studi di fattibilità, progetti esecutivi e realizzazioni o modifica di impianti.

Dal punto di vista della valutazione dei risparmi, furono aggiunte nuove schede tecniche, mentre veniva introdotto un nuovo indicatore di merito, definito “soglia di valutazione energetica principale”, dato dal rapporto tra l’energia risparmiata nella vita dell’intervento in termini di energia primaria (GJ) e l’investimento. In base a quest’ultima si stilavano le graduatorie di merito e si assegnavano i contributi.

1.1.3. I decreti ‘gemelli’ 24 aprile 2001

Il 24 aprile 2001 sono stati emanati i decreti del ministero dell’industria, del commercio e dell’artigianato, di concerto con il ministero dell’ambiente, “individuazione degli obiettivi quantitativi nazionali di risparmio energetico e sviluppo delle fonti rinnovabili”, che definiscono un nuovo approccio normativo tendente all’incremento dell’efficienza energetica sul territorio nazionale. Tali decreti, riguardanti rispettivamente uno il gas e uno l’elettricità, sono stati in seguito superati dai decreti 20 luglio 2004, e dalle ulteriori modifiche ed integrazioni apportate dal decreto ministeriale 21 dicembre 2007 e dal decreto legislativo 30 maggio 2008 n. 115.

Tali due decreti citati, e le loro integrazioni, introducono e normano il sistema dei titoli di efficienza energetica (TEE), denominati anche certificati bianchi. L’iniziativa dei certificati bianchi introdotta in Italia è stata la prima ad essere realizzata, in maniera vincolante e non solamente volontaria, a livello mondiale.

1.2. I Titoli di Efficienza Energetica, o certificati bianchi

I decreti ministeriali 20.7.2004 e le successive modifiche hanno quindi lo scopo di sviluppare interventi di “efficienza energetica”, nel loro corpo però tale concetto viene dato per scontato e non ne vengono fornite definizioni chiare. La definizione viene invece fornita nella successiva direttiva 2006/32/CE relativa all’efficienza degli usi finali dell’energia e dei servizi energetici, la quale riporta nella sua versione originale in lingua inglese:

- ‘Energy efficiency’: a ratio between an output of performance, service, goods or energy, and an input of energy.

La versione tradotta in italiano riporta per la stessa voce:

- «Efficienza energetica»: rapporto tra i risultati in termini di rendimento, servizi, merci o energia, da intendersi come prestazione fornita, e l’immissione di energia.

Il concetto operativo di ‘miglioramento dell’efficienza energetica’ che si va consolidando presso gli operatori si riferisce alla possibilità di ottenere un livello di servizio finale uguale o superiore mediante l’impiego di una quantità di energia in ingresso inferiore.

Novità dei decreti ministeriali “gemelli” e delle successive modifiche rispetto alla legislatura precedente è quella di far convivere il vincolo dell’obbligo con l’iniziativa volontaria: alcuni soggetti sono obbligati a raggiungere degli obiettivi di risparmio energetico, operando in prima persona o accedendo ai risparmi conseguiti, nell’ambito del meccanismo, da altre categorie di soggetti volontari. Dove i soggetti obbligati verso cui la legislazione quindi impone la responsabilizzazione sono le aziende distributrici di gas e/o di energia elettrica, le quali si vedono

assegnato un obiettivo di miglioramento dell'efficienza energetica da conseguirsi presso i propri clienti finali.

Tramite il decreto ministeriale 28 Dicembre 2012, a partire dal 3 febbraio 2013 l'attività di gestione, valutazione e certificazione dei risparmi riguardanti i TEE è stata trasferita dall'AEEG al Gestore dei Servizi Energetici (GSE).

A grandi linee, l'articolazione dell'intero sistema prevede i seguenti capisaldi:

1. Il Gestore dei Servizi Energetici (GSE) è l'ente preposto alla implementazione dell'intero sistema;
2. Il miglioramento dell'efficienza energetica è realizzato presso gli utenti finali.
3. Sono stabiliti obiettivi nazionali di incremento dell'efficienza energetica.
4. I grandi distributori di gas ed elettricità sono i soggetti obbligati al raggiungimento dei predetti obiettivi;
5. Il miglioramento dell'efficienza energetica viene certificato tramite l'emanazione da parte del GME (gestore dei mercati energetici) di Titoli di Efficienza Energetica (TEE), detti anche "certificati bianchi";
6. Ogni TEE corrisponde ad 1 tep¹ di energia risparmiata a seguito di interventi di efficientamento realizzati dai soggetti obbligati o da soggetti volontari che possono partecipare al meccanismo;
7. Le proposte per l'ottenimento dei titoli sono sottoposte ad un'istruttoria tecnico-amministrativa condotta dall'Agenzia nazionale per le nuove tecnologie, l'energia e lo sviluppo economico sostenibile (ENEA);
8. Viene avviato un mercato dei suddetti titoli in base a contrattazioni bilaterali e accesso alla borsa dei TEE;
9. E' previsto un contributo tariffario a favore delle aziende di distribuzione obbligate a parziale copertura dei costi da sostenere per il raggiungimento degli obiettivi;
10. Vengono irrogate sanzioni a carico dei soggetti obbligati nei casi di inadempienza.

Vale la pena sottolineare come la nuova normativa incentivante, contrariamente alle precedenti, interviene esclusivamente (o quasi) sugli usi finali dell'energia, e la metodologia di verifica e certificazione dei risparmi non mira a determinare una graduatoria con cui distribuire gli incentivi, ma individua e premia tutti i risparmi per i quali l'istruttoria ha dato parere positivo.

¹ Un "tep" (tonnellata equivalente di petrolio) corrisponde all'energia sviluppata dalla combustione di una tonnellata di petrolio, energia assunta convenzionalmente pari a 41,868 GJ, corrispondenti a 11.627,907 kWh (oppure a 10.000.000 kcal). Stante la precedente definizione, 1 tep corrisponde in termini di unità fisiche energetiche:
- assumendo per il gas naturale un potere calorifico inferiore di 35.588 kJ/Sm³, a circa 1.176 Sm³ di gas naturale;
- assumendo un rendimento medio di produzione elettrico sulla rete nazionale del 46% (così come stabilito dalla delibera 03/08 dell'AEEG), a circa 5.349 kWh.

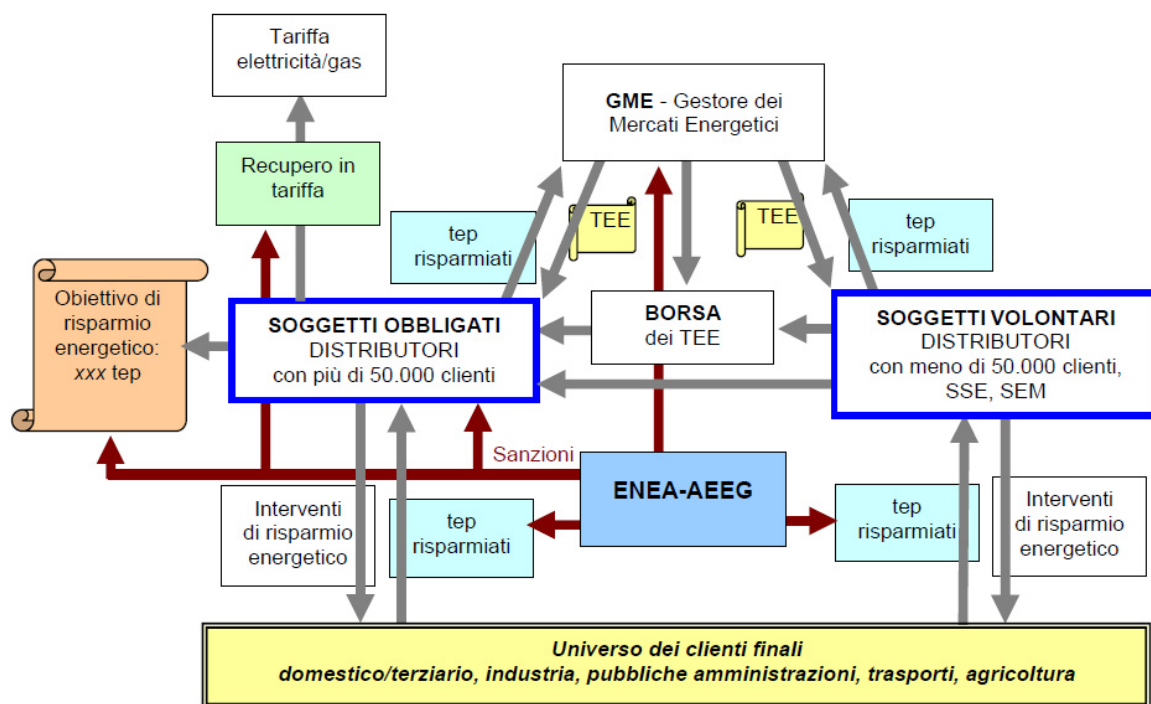


Figure 1.2-1 Processo di produzione e riconoscimento certificati bianchi

1.2.1. Il meccanismo dei TEE

Il sistema dei certificati bianchi è abbastanza complesso, è infatti un processo che vede coinvolti diversi attori, i quali devono attivarsi e realizzare attività di propria competenza in sincronia con attività di altri soggetti.

I soggetti attorno a cui ruota tutto il meccanismo sono i grandi distributori di gas ed energia elettrica. Costoro diventano soggetti obbligati se hanno un parco di almeno 50000 clienti; annualmente viene loro assegnato un obiettivo di risparmio energetico, di cui dovranno dimostrare il conseguimento. L'obiettivo sarà soddisfatto se il distributore dimostrerà al GSE, entro il 31 maggio di ogni anno, di avere in proprio possesso un numero adeguato di TEE a valere per l'anno precedente.

Il processo viene rappresentato in Figura 1.2-1 di seguito spiegata.

I soggetti obbligati e quelli volontari che possono operare direttamente nella produzione di titoli, individuano e attuano delle misure di miglioramento dell'efficienza, ottenendo in ritorno i corrispondenti risparmi energetici, per il riconoscimento dei quali inviano una proposta al GSE. Se l'esito è positivo, il GME, Gestore dei Mercati Energetici, riconosce i titoli di efficienza energetica ai soggetti proponenti. Altrimenti i soggetti obbligati hanno altri due metodi per reperire i titoli a loro necessari: possono comperarli sulla borsa gestita dal GME, su cui i soggetti volontari hanno venduto i propri titoli, oppure tramite una contrattazione bilaterale tra soggetti obbligati e volontari in possesso di TEE.

Se l'obiettivo annuale non è raggiunto, il soggetto obbligato viene sanzionato. Se invece viene raggiunto, viene concesso il recupero in tariffa per l'ammontare di titoli costituenti l'obbligo.

Tale obiettivo, che deve essere raggiunto dal singolo distributore in un dato anno, è definito come il prodotto dell'obiettivo nazionale per quell'anno, moltiplicato per il rapporto tra la quantità globale di gas o elettricità distribuita dall'impresa e la quantità globale di gas o elettricità distribuita sul territorio nazionale dalle imprese soggette all'obbligo.

I soggetti volontari, che possono accedere al meccanismo, di cui si è parlato fino ad ora, comprendono:

- Società di servizi energetici (SSE) cioè società che prevedono nel loro statuto la fornitura di servizi energetici, come ad esempio le ESCo.
- Distributori di energia elettrica e gas con meno di 50000 clienti finali;
- Soggetti con energy manager (SEM). La figura dell'energy manager è stata introdotta nel panorama normativo dall'art.19 della legge n.10/91, il quale stabilisce che soggetti caratterizzati da rilevanti consumi energetici hanno l'obbligo di nominare il "tecnico responsabile per la conservazione e l'uso razionale dell'energia".

I vantaggi per i soggetti partecipanti al meccanismo sono diversi:

1. Le ESCo conseguono un ricavo dalla vendita dei titoli ottenuti su attività coerenti con il loro core business;
2. I soggetti che operano nei settori industriale, civile, terziario e dei trasporti, che hanno provveduto alla nomina dell'energy manager, possono richiedere i titoli per gli interventi di miglioramento di efficienza energetica realizzati, conseguendo una diminuzione dei consumi energetici ed un beneficio economico derivante dalla vendita dei titoli;
3. Le aziende fornitrici di prodotti e servizi collegati all'efficienza energetica possono accreditarsi presso l'AEEG e ottenere successivamente i certificati bianchi a valere sui prodotti e servizi offerti;
4. Le Regioni possono avere un importante ruolo di pianificazione energetica;
5. Gli utenti finali (esclusi quelli con obbligo di nomina dell'energy manager), non possono partecipare direttamente al sistema; tuttavia hanno la possibilità di beneficiare in via indiretta dei ricavi conseguiti dalle SSE (negoziando con queste ultime una percentuale di partecipazione) e in via diretta beneficiando del risparmio in bolletta a seguito della realizzazione dei progetti.

1.3. Valutazione e verifica dei risparmi di energia primaria per certificati bianchi

Nell'allegato A della delibera dell'AEEG EEN 09/11 - la Linea Guida vengono individuati tre metodi principali per la valutazione delle proposte:

1. Metodo di valutazione standardizzata;
2. Metodo di valutazione analitica;
3. Metodo di valutazione a consuntivo.

Bisogna precisare però come tra gli interventi incentivabili non siano ammissibili i progetti orientati al miglioramento dell'efficienza energetica relativi agli impianti di generazione di energia elettrica, è previsto però l'incentivo per gli impianti cogenerativi.

Gli elementi peculiari della Linea Guida, necessari alla comprensione del funzionamento del meccanismo, sono qui in seguito descritti:

La vita utile **U**, pari al tempo di durata dell'incentivazione, è stabilita in:

- 8 anni, per gli interventi per l'isolamento termico degli edifici, il controllo della radiazione entrante attraverso le superfici vetrate durante i mesi estivi, le applicazioni delle tecniche dell'architettura bioclimatica, del solare passivo e del raffrescamento passivo;
- 5 anni, negli altri casi.

La vita tecnica **T** definisce il numero di anni successivi alla realizzazione dell'intervento durante i quali si assume che gli apparecchi o dispositivi installati funzionino e inducano effetti misurabili sui consumi di energia; è importante in quanto i TEE vengono riconosciuti in base a questa, anche se erogati nel corso della vita utile.

Si definisce "data di prima attivazione" la data in cui si può considerare che l'intervento sia stato realizzato, in cui cioè sia stata ultimata l'installazione dei macchinari-impianti-apparecchiature coinvolti, e questi siano stati regolarmente attivati e siano regolarmente funzionanti. A questa farà riferimento il periodo di rendicontazione.

La data in cui il progetto ha raggiunto la dimensione minima di risparmio energetico è denominata invece "data di avvio del progetto".

Il coefficiente di durabilità τ è un coefficiente moltiplicatore del risparmio annuo funzione della vita utile **U**, e della vita tecnica **T**, e di un tasso di decadimento dei risparmi δ (assunto pari al 2% annuo). La sua definizione analitica è:

$$\tau = \frac{RNI}{RNC} = \frac{\sum_{n=1}^{T-1} (1 - \delta)^n}{U} = 1 + \frac{RNa}{RNC} = 1 + \frac{\sum_{n=1}^{T-1} (1 - \delta)^n}{U}$$

Dove il **RNI** è il risparmio netto integrale, cioè il risparmio che si stima venga conseguito nell'arco della vita tecnica (T) dell'intervento, pari alla somma del risparmio netto contestuale (**RNc**), conseguito nel corso della vita utile (U), e del risparmio netto anticipato (**RNa**), conseguito dal termine della vita utile al termine della vita tecnica.

Il coefficiente di addizionalità α :

$$\alpha = \text{RN/RL} \text{ compreso tra } 0 \text{ e } 100\%$$

Rappresenta la quota percentuale dei risparmi energetici che si stima non si sarebbero verificati per effetto dell'evoluzione tecnologica, normativa e di mercato.

Per valutare l'addizionalità il richiedente deve immaginare un contesto in assenza di meccanismo incentivante e domandarsi quale soluzione avrebbe implementato in una simile condizione: tale soluzione costituisce la "baseline", uno scenario impiantistico rappresentativo della "media" del mercato, ovvero una situazione ante-intervento di riferimento. Possono presentarsi quindi due casi:

1. Situazione ante-intervento coincidente o prestazionalmente superiore alla baseline: $\alpha = 100\%$
2. Situazione ante-intervento prestazionalmente inferiore alla baseline: $\alpha < 100\%$ proporzionalmente alla distanza tra baseline e situazione ante-intervento.

1.3.1. Metodo di valutazione standardizzata

La valutazione standardizzata viene effettuata sulla base di schede tecniche deliberate dall'AEEG.

La caratteristica principale di tale metodo è che i risparmi associati allo specifico intervento sono determinati esclusivamente in funzione del numero di unità fisiche di riferimento (UFR) oggetto dell'intervento stesso. Questo risulta essere il metodo più immediato e semplice da realizzarsi, poiché non vengono richieste al proponente misure o rilievi in corso d'opera ai fini della certificazione dei risparmi.

La scheda standard 'tipo' associa ad ogni unità fisica di riferimento un risparmio lordo annuo (RSL) il quale, moltiplicato semplicemente per il numero di unità fisiche di riferimento, fornisce il Risparmio Lordo Definitivo.

Sarà quindi ora possibile determinare il Risparmio Netto Integrale, la cui entità sarà in definitiva tradotta in titoli di efficienza.

$$RNI = UFR \cdot RSL \cdot \tau \cdot \alpha$$

Tale RNI, in termini di tep risparmiati all'anno, persiste per tutta la vita utile dell'intervento.

1.3.2. Metodo di valutazione analitica

Tramite tale metodo viene quantificato il risparmio energetico sulla scorta di un algoritmo specifico per ogni scheda tecnica pertinente. L'algoritmo, in questo caso, viene alimentato con

pochi parametri caratterizzanti lo stato di funzionamento e di assorbimento energetico dell'apparecchiatura oggetto dell'intervento. Di conseguenza il proponente si deve impegnare a trasmettere tali dati al GSE anno per anno, per vedersi riconosciuti i corrispondenti titoli di efficienza.

Contrariamente dunque al metodo standardizzato, che prevedeva il persistere nel tempo del risparmio certificato al primo anno, nel caso del metodo analitico tale risparmio va riconosciuto anno per anno, proprio sulla scorta dell'entità dei parametri trasmessi di volta in volta dal richiedente.

Analogamente alle schede standardizzate vige il passaggio dal risparmio lordo a quello netto tramite il coefficiente di addizionalità α .

In totale, a metà dell'anno 2013, sono disponibili 42 schede tecniche di valutazione, sommando quelle di tipo analitico a quelle di tipo standardizzato, riportate nella Tabella 1.3-1

Tabella 1.3-1 Schede tecniche analitiche e standardizzate

Numero	Titolo	Metodo di valutazione	Norma
02T	Sostituzione di scaldacqua elettrici con scaldacqua a gas	Standardizzato	Delibera 243/02
03T	Installazione di caldaia unifamiliare a 4 stelle di efficienza alimentata a gas naturale e di potenza termica nominale non superiore a 35 kW	Standardizzato	Delibera 243/02
04T	Sostituzione di scaldacqua a gas con scaldacqua a gas più efficienti	Standardizzato	Delibera 243/02
05T	Sostituzione di vetri semplici con doppi vetri	Standardizzato	Delibera 243/02
06T	Isolamento delle pareti e delle coperture	Standardizzato	Delibera 243/02
07T	Impiego di impianti fotovoltaici di potenza < 20 kW	Standardizzato	Delibera 243/02
08T	Impiego di collettori solari per la produzione di acqua calda sanitaria	Standardizzato	Delibera EEN 17/09
09T	Installazione di sistemi elettronici di regolazione di frequenza (inverter) in motori elettrici operanti su sistemi di pompaggio con potenza inferiore a 22 kW	Standardizzato	Delibera 111/04
10T	Recupero di energia elettrica dalla decompressione del gas naturale	Analitico	Delibera 111/04
11T	Installazione di motori a più alta efficienza	Standardizzato	Delibera 111/04
15T	Installazione di pompe di calore elettriche ad aria esterna in luogo di caldaie in edifici residenziali di nuova costruzione o ristrutturati	Standardizzato	Delibera 111/04

16T	Installazione di sistemi elettronici di regolazione di frequenza (inverter) in motori elettrici operanti su sistemi di pompaggio con potenza superiore o uguale a 22 kW	Analitico	Delibera 70/05
17T	Installazione di regolatori di flusso luminoso per lampade a vapori di mercurio e lampade a vapori di sodio ad alta pressione negli impianti adibiti ad illuminazione esterna	Standardizzato	Delibera 70/05
19T	Installazione di condizionatori ad aria esterna ad alta efficienza con potenza frigorifera inferiore a 12 kWf	Standardizzato	Delibera 70/05
20T	Isolamento termico delle pareti e delle coperture per il raffrescamento estivo in ambito domestico e terziario	Standardizzato	Delibera 70/05
21T	Applicazione nel settore civile di piccoli sistemi di cogenerazione per la climatizzazione invernale ed estiva degli ambienti e la produzione di acqua calda sanitaria	Analitico	Delibera EEN 9/10
22T	Applicazione nel settore civile di sistemi di teleriscaldamento per la climatizzazione ambienti e la produzione di acqua calda sanitaria	Analitico	Delibera EEN 9/10
23T	Sostituzione di lampade semaforiche a incandescenza con lampade semaforiche a LED	Standardizzato	Delibera EEN 2/10
24T	Sostituzione di lampade votive a incandescenza con lampade votive a LED	Standardizzato	Delibera EEN 2/10
26T	Installazione di sistemi centralizzati per la climatizzazione invernale e/o estiva di edifici ad uso civile	Analitico	Delibera EEN 9/10
27T	Installazione di pompa di calore elettrica per produzione di acqua calda sanitaria in impianti domestici nuovi ed esistenti	Standardizzato	Delibera EEN 15/10
28T	Realizzazione di sistemi ad alta efficienza per l'illuminazione di gallerie autostradali ed extraurbane principali	Standardizzato	Delibera EEN 4/11
29Ta	Realizzazione di nuovi sistemi di illuminazione ad alta efficienza per strade destinate al traffico motorizzato	Standardizzato	Delibera EEN 4/11
29Tb	Installazione di corpi illuminanti ad alta efficienza in sistemi di illuminazione esistenti per strade destinate al traffico motorizzato	Standardizzato	Delibera EEN 4/11
30E	Installazione di motori elettrici a più alta efficienza	Standardizzato	Dm Sviluppo economico 28 settembre 2012
31E	Installazione di sistemi elettronici di regolazione della frequenza (inverter) in motori elettrici operanti su sistemi per la produzione di aria compressa con potenza superiore o uguale a 11 kW	Analitico	Dm Sviluppo economico 28 settembre 2012
32E	Installazione di sistemi elettronici di regolazione di frequenza (inverter) in motori elettrici operanti sui sistemi di ventilazione	Analitico	Dm Sviluppo economico 28 settembre 2012
33E	Rifasamento di motori elettrici di tipo distribuito presso la localizzazione delle utenze	Standardizzato	Dm Sviluppo economico 28 settembre 2012
34E	Riqualificazione termodinamica del vapore acqueo attraverso la ricompressione meccanica (RMV) nella concentrazione di soluzioni	Analitico	Dm Sviluppo economico 28 settembre 2012
35E	Installazione di refrigeratori condensati ad aria e ad acqua per applicazioni in ambito industriale	Analitico	Dm Sviluppo economico 28 settembre 2012

36E	Installazione di gruppi di continuità statici ad alta efficienza (UPS)	Standardizzato	Dm Sviluppo economico 28 settembre 2012
37E	Nuova installazione di impianto di riscaldamento unifamiliare alimentato a biomassa legnosa di potenza ≤ 35 kW termici	Standardizzato	Dm Sviluppo economico 28 settembre 2012
38E	Installazione di sistema di automazione e controllo del riscaldamento negli edifici residenziali (Building Automation and Control System, BACS) secondo la norma Uni En 15232	Standardizzato	Dm Sviluppo economico 28 settembre 2012
39E	Installazione di schermi termici interni per l'isolamento termico del sistema serra	Standardizzato	Dm Sviluppo economico 28 settembre 2012
40E	Installazione di impianto di riscaldamento alimentato a biomassa legnosa nel settore della serricoltura	Standardizzato	Dm Sviluppo economico 28 settembre 2012
41E	Utilizzo di biometano (BM) nei trasporti pubblici in sostituzione del metano (GN)	Analitico	Dm Sviluppo economico 28 settembre 2012
42E	Diffusione di autovetture a trazione elettrica per il trasporto privato di passeggeri	Standardizzato	Dm Sviluppo economico 28 settembre 2012
43E	Diffusione di autovetture a trazione ibrida termo-elettrica per il trasporto privato di passeggeri	Standardizzato	Dm Sviluppo economico 28 settembre 2012
44E	Diffusione di autovetture alimentate a metano, per il trasporto di passeggeri	Standardizzato	Dm Sviluppo economico 28 settembre 2012
45 E	Diffusione di autovetture alimentate a Gpl per il trasporto di passeggeri	Standardizzato	Dm Sviluppo economico 28 settembre 2012
46E	Pubblica illuminazione a led in zone pedonali: sistemi basati su tecnologia a led in luogo di sistemi preesistenti con lampade a vapori di mercurio	Standardizzato	Dm Sviluppo economico 28 settembre 2012
47E	Sostituzione di frigoriferi, frigocongelatori, congelatori, lavabiancheria, lavastoviglie con prodotti analoghi a più alta efficienza	Standardizzato	Dm Sviluppo economico 28 settembre 2012

1.3.3. Metodo di valutazione a consuntivo

Una proposta che ricada nella valutazione a consuntivo prende il nome di Proposta di Progetto e Programma di Misura (PPPM).

Il metodo a consuntivo viene applicato per quelle proposte:

- Per le quali non sono disponibili schede tecniche di valutazione standardizzata o analitica.
- Comprendenti interventi eterogenei per metodo di valutazione, da realizzarsi presso un unico cliente.

I metodi a consuntivo sono applicabili anche per progetti costituiti da uno o più interventi per i quali sono disponibili schede standardizzate o analitiche, purché tale scelta sia opportunamente

motivata. Una motivazione potrebbe ad esempio essere quella di proporre un coefficiente di durabilità τ diverso rispetto a quello imposto nella scheda tecnica, o nel godere di una diversa tempistica nella presentazione dell'istruttoria diversa da quella prevista nella scheda tecnica.

A livello industriale, le categorie d'intervento generali in cui occorre collocare la PPPM sono le seguenti:

IND-T) Processi industriali: generazione o recupero di calore per raffreddamento, essiccazione, cottura, fusione, ecc. Per tali interventi è previsto un coefficiente di durabilità $\tau = 3,36$.

IND-GEN) Processi industriali: generazione di energia elettrica da recuperi o da fonti rinnovabili o cogenerazione. Per tali interventi è previsto un coefficiente di durabilità $\tau = 3,36$.

IND-E) processi industriali: sistemi di azionamento efficienti (motori, inverter, ecc.), automazione e interventi di rifasamento. Per tali interventi è previsto un coefficiente di durabilità $\tau = 2,65$.

IND-FF) Processi industriali: interventi diversi dai precedenti, per l'ottimizzazione energetica dei processi produttivi e dei layout d'impianto finalizzati a conseguire una riduzione oggettiva e duratura dei fabbisogni di energia finale a parità di quantità e qualità della produzione. Per tali interventi è previsto un coefficiente di durabilità $\tau = 3,36$.

Può accadere che l'azione di efficienza energetica non sia riconducibile univocamente ad una delle categorie suddette; in quel caso occorre valutare il τ "pesando" opportunamente la collocazione dell'intervento e fornendo le necessarie motivazioni sulla scelta effettuata. Sono presenti altre categorie per quanto riguarda i settori civili e l'illuminazione pubblica.

1.3.4. Tipi di titoli e dimensione minima

Le proposte avanzate al GSE per il riconoscimento dei titoli di efficienza devono garantire il raggiungimento di una soglia minima di risparmio energetico, riassunto in Tabella 2.2.

Tabella 1.3-2 Dimensioni minime dei progetti

Tipologia di progetto	Dimensione minima del progetto {tep/anno}	
	Con tau	Senza tau (2,65)
Standardizzato	20	7,5
Analitico	40	15
A consuntivo	60	23

A seconda poi del tipo di energia risparmiata si possono avere cinque tipi di titoli riconosciuti:

1. Titoli di **tipo I**, attestanti il conseguimento di risparmi di energia primaria attraverso una riduzione dei consumi di energia elettrica;
2. Titoli di **tipo II**, attestanti il conseguimento di risparmi di energia primaria attraverso una riduzione dei consumi di gas naturale;

3. Titoli di **tipo III**, attestanti il conseguimento di risparmi di forme di energia primaria diverse dall'elettricità e dal gas naturale, non destinate all'impiego per autotrazione;
4. Titoli di efficienza energetica di **tipo IV**, attestanti il conseguimento di risparmi di forme di energia primaria diverse dall'elettricità e dal gas naturale, realizzati nel settore dei trasporti e valutati con le modalità previste dall'articolo 30 del decreto legislativo 3 marzo 2011, n. 28;
5. Titoli di efficienza energetica di **tipo V**, attestanti il conseguimento di risparmi di forme di energia primaria diverse dall'elettricità e dal gas naturale, realizzati nel settore dei trasporti e valutati attraverso modalità diverse da quelle previste per i titoli di tipo IV.

Per consentire ai soggetti obbligati, i grandi distributori di gas e elettricità, di poter recuperare in tutto o in parte gli oneri sostenuti per la realizzazione degli interventi e per entrare in possesso dei TEE, è stata prevista l'istruzione di una componente a gravare sulle tariffe di distribuzione di energia elettrica e gas naturale, il cosiddetto "recupero in tariffa" o contributo tariffario.

Oltre a tale metodo i costi che i distributori obbligati devono sostenere per raggiungere gli obiettivi annuali di risparmio energetico possono essere coperti attraverso risorse di varia natura: quote di partecipazione dei clienti partecipanti, finanziamenti statali, regionali, locali o comunitari, oppure ricavi dalla vendita dei titoli di efficienza energetica.

L'utente finale, grazie all'intervento di efficientamento realizzato, ottiene una riduzione dei consumi, cui seguirà un risparmio sulle fatture di energia elettrica, gas naturale o altri combustibili, e accederà eventualmente a finanziamenti esterni (contributi regionali, ad esempio) per i quali è consentita la cumulabilità. Egli dovrà poi girare al distributore o alla SSE una certa quota annua, a copertura parziale dell'investimento iniziale ed eventualmente dei costi di gestione e manutenzione, a seconda del contratto stipulato.

L'analisi economica delle proposte è influenzata dal coefficiente di conversione [kWh/tep], esprimente la quantità di energia primaria che occorre utilizzare a livello di sistema elettrico nazionale per produrre il singolo [kWh]. La delibera AEEG 03/08 ha fissato tale coefficiente pari a $0.187 * 10^{-3}$ [tep/kWh] considerando un rendimento di conversione elettrica del 46%. Il valore raggiunto dai titoli sul mercato è riportato in Tabella 2.3. relativa all'anno 2010. Il valore puntuale dei vari titoli può essere monitorato in tempo reale sul sito del Gestore dei Mercati Energetici GME.

Tabella 1.3-3 Valore di mercato dei diversi TEE per l'anno 2010 (Fonte: ENEA)

TEE	Quantità [tep]	Controvalore [€]	Prezzo medio [€/tep]	Prezzo minimo [€/tep]	Prezzo massimo [€/tep]
Tipo I	625860	54727593	87,44	75,25	98,62
Tipo II	352017	30468566	86,55	73,28	98,75
Tipo III	52297	4705685	88,44	72,04	98,37
Totali	1030084	89901844	87,19	72,04	98,75

1.4. Incentivazione della produzione di energia elettrica da fonti rinnovabili in Italia

Il D.Lgs. 29/12/2003 n. 387, recependo la Direttiva comunitaria del Parlamento Europeo e del Consiglio 2001/77/CE, ha stabilito che per fonti rinnovabili debbano intendersi esclusivamente le seguenti: “eolica, solare, geotermica, del moto ondoso, maremotrice, idraulica, biomasse, gas di discarica, gas residuati dai processi di depurazione e biogas. In particolare per le biomasse si intende la parte biodegradabile dei prodotti, rifiuti e residui provenienti dall’agricoltura (comprendente sostanze vegetali e animali) e della silvicoltura e dalle industrie connesse, nonché la parte biodegradabile dei rifiuti industriali e urbani.

Secondo la precedente definizione del D.Lgs. 16/3/1999 n. 79, erano invece considerate fonti rinnovabili “il sole, il vento, le risorse idriche, le risorse geotermiche, le maree, il moto ondoso e la trasformazione in energia elettrica dei prodotti vegetali o dei rifiuti organici e inorganici”.

Nella nuova definizione adottata scompaiono dunque i “rifiuti inorganici”. Tuttavia fino al 2007 venivano ammessi alcuni rifiuti, anche non biodegradabili, quando con la Legge Finanziaria 2007 (L. 27/12/2006 n. 296) si esclusero tutti i rifiuti non biodegradabili dal beneficio degli incentivi riservati alle fonti rinnovabili. Ai sensi del comma 1117 della L. 296/2006, dall’1/1/2007 “i finanziamenti e gli incentivi pubblici di competenza statale finalizzati alla promozione delle fonti rinnovabili per la produzione di energia elettrica sono concedibili esclusivamente per la produzione di energia elettrica prodotta da fonti energetiche rinnovabili, così come definite dall’articolo 2 della Direttiva 2001/77/CE”. Per quanto riguarda invece il caso di impianti ibridi, alimentati sia da fonte rinnovabile sia da fonte non rinnovabile, l’incentivazione è limitata alla sola quota di energia elettrica prodotta attribuibile alla fonte rinnovabile.

1.5. I certificati verdi

Il D.Lgs. 79/1999 ha introdotto il meccanismo dei certificati verdi (CV) per l’incentivazione della produzione di energia elettrica da fonti rinnovabili. Tali titoli erano attribuiti in misura proporzionale all’energia prodotta, indistintamente per le diverse fonti, per 12 anni. Il ricavo derivante dalla loro vendita, in un mercato garantito da un certo livello di domanda obbligata, rappresenta l’incentivo alla produzione di energia da fonti rinnovabili. Separatamente dalla vendita dei certificati verdi, la valorizzazione dell’energia immessa in rete fornisce la seconda voce di ricavo per gli impianti alimentati da fonti rinnovabili e l’unica al termine del periodo di incentivazione.

La legge finanziaria del 2008 ha apportato delle modifiche sostanziali allo schema descritto, a beneficio degli impianti entrati in esercizio successivamente al 31/12/2007. Le principali novità riguardanti il sistema di incentivazione sono due: il periodo di incentivazione sale a 15 anni e il numero di certificati verdi attribuiti all'energia prodotta viene differenziato a seconda della fonte rinnovabile. Oltre a ciò a beneficio dei piccoli impianti viene introdotto un ulteriore schema di incentivazione a cui è possibile aderire in alternativa al sistema dei certificati verdi. A tali piccoli impianti è infatti concessa la possibilità di optare per delle tariffe di ritiro dell'energia immessa in rete differente per fonte. Tali tariffe sono denominate "omnicomprensive", poiché includono sia la componente incentivante sia la componente di vendita dell'energia elettrica.

Tabella 1.5-1 Voci di ricavo per impianti a fonti rinnovabili, diverse da quella solare, entranti in esercizio dopo il 31/12/2007

Periodo di esercizio	A) Qualsiasi taglia di potenza		B) Solo per gli impianti più piccoli	
	Incentivo	Valorizzazione energia	Incentivo	Valorizzazione energia
Primi 15 anni	Vendita CV attribuiti all'energia prodotta (in misura distinta per le diverse fonti)	Autoconsumo e Libero mercato, oppure Ritiro dedicato, oppure Scambio sul posto	Tariffe omnicomprensive di ritiro dell'energia immessa in rete (distinte per le diverse fonti)	
Dopo	-		-	Autoconsumo e Libero mercato, oppure Ritiro dedicato, oppure Scambio sul posto

1.5.1. Meccanismi di incentivazione

L'art. 11 del D.Lgs. 79/1999 introduce l'obbligo, a carico dei produttori e degli importatori di energia elettrica prodotta da fonti non rinnovabili, di immettere nel sistema elettrico nazionale una quota minima di energia elettrica prodotta da impianti alimentati a fonte rinnovabili. La quota percentuale d'obbligo è calcolata sulla base delle importazioni da fonti non rinnovabili dell'anno precedente, decurtata dell'energia prodotta in cogenerazione. Tale quota inizialmente fissata al 2% viene poi variata dal D.lgs. 387/2003 ha stabilito un progressivo incremento annuale di 0,35 punti percentuali del triennio 2004-2006 e successivamente elevata ancora a 0,75 punti percentuali per il periodo 2007-2012.

I soggetti sottoposti all'obbligo possono procedere direttamente immettendo in rete energia elettrica prodotta da fonti rinnovabili oppure acquistando da altri produttori titoli, chiamati certificati verdi (CV), comprovanti la produzione dell'equivalente quota.

I certificati verdi sono titoli comprovanti la produzione di una certa quantità di energia da fonti rinnovabili. La loro taglia, inizialmente fissata in 100 MWh, è stata ridotta dalla normativa fino a 1MWh nella Legge Finanziaria del 2008. I CV vengono rilasciati in funzione dell'energia netta prodotta dall'impianto (E_A), che è l'energia lorda misurata ai morsetti dei gruppi di generazione, diminuita dell'energia elettrica assorbita dai servizi ausiliari, delle perdite nei trasformatori e delle perdite di linea fino al punto di consegna dell'energia elettrica alla rete con obbligo di connessione

di terzi. Esistono diversi tipi di interventi impiantistici (nuova costruzione, riattivazione, potenziamento, rifacimento totale o parziale) che danno diritto a ottenere l'incentivazione di tutta o parte dell'energia prodotta. A ogni tipologia di intervento infatti corrisponde una diversa formula che lega l'energia riconosciuta come incentivabile (E_I) dall'energia netta prodotta (E_A). L'energia corrispondente al numero di certificati verdi riconosciuti (E_{CV}) coincide esattamente con l'energia riconosciuta come incentivabile (E_I), la quale, come detto, dipende dall'energia netta prodotta (E_A) in modo differente a seconda dell'intervento realizzato.

La Legge Finanziaria 2008 e il suo collegato fiscale (Legge 29/11/2007 n. 222) hanno introdotto un nuovo principio, a beneficio degli impianti entrati in esercizio successivamente al 31/12/2007, consistente nel differenziare l'entità dell'incentivazione in base alla fonte rinnovabile. Il numero di certificati verdi riconosciuti dipende, oltre che dal tipo di intervento realizzato e dall'energia netta prodotta, anche dal tipo di fonte rinnovabile che alimenta l'impianto. I CV sono attribuiti moltiplicando l'energia riconosciuta come incentivabile (E_I) per un coefficiente K , il cui valore è differenziato in base alla fonte rinnovabile utilizzata.

Il periodo di riconoscimento dei certificati verdi, inizialmente fissato a 8 anni è stato in un primo tempo elevato a 12 anni e successivamente, tramite la Legge Finanziaria del 2008, fino ad un periodo di 15 anni. I certificati verdi hanno validità triennale: quelli rilasciati per la produzione di energia elettrica in un dato anno (anno di riferimento dei CV) possono essere usati per ottemperare all'obbligo introdotto dall'art. 11 del D.Lgs. 79/1999 relativo anche ai successivi due anni.

La valorizzazione economica dei certificati verdi costituisce l'incentivo alla produzione di energia elettrica da fonti rinnovabili. Il valore dell'incentivo, cioè il prezzo dei certificati verdi si forma in base alla legge della domanda e dell'offerta. Le transazioni dei CV possono avvenire sul mercato organizzato dal Gestore dei Mercati Energetici (GME) o mediante contratti bilaterali. La Legge Finanziaria 2008 ha introdotto una nuova modalità di calcolo del prezzo di offerta dei CV del GSE: a partire dal 2008 essi sono collocati sul mercato a un prezzo pari alla differenza tra 180 €/MWh e il valore medio annuo del prezzo di cessione dell'energia elettrica registrato nell'anno precedente. La vendita dei certificati verdi non costituisce l'unica fonte di remunerazione della produzione di energia elettrica da fonti rinnovabili, in quanto essa si va a sommare alla valorizzazione dell'energia elettrica. Nel caso invece la valorizzazione avvenga tramite la tariffa omnicomprensiva, valida solamente per impianti con potenze inferiori ad 1 MW (200 kW nel caso degli eolici), si concede a tali impianti la possibilità di optare per il ritiro dell'energia immessa in rete a un prezzo che comprende sia la componente relativa alla remunerazione, sia la componente relativa alla vendita dell'energia. Tale prezzo varierà a seconda della fonte utilizzata. Mentre però i CV vanno a premiare anche la quota di energia autoconsumata, le tariffe omnicomprensive sono riconosciute alla sola energia immessa in rete.

La produzione di energia elettrica che ottiene i certificati verdi non può ottenere anche i titoli di efficienza energetica, inoltre viene introdotto dalla L. 99/2009 che le produzione di energia elettrica da fonti rinnovabili, per gli impianti entrati in funzione dopo il 30 giugno 2009, ha diritto di accesso ai certificati verdi o alle tariffe omnicomprensive a condizione che i medesimi impianti non beneficino di altri incentivi pubblici di natura nazionale, locale o comunitaria in conto energia, in conto capitale o in conto interessi con capitalizzazione anticipata, assegnati dopo il 31 dicembre 2007.

Le diverse categorie di interventi impiantistici che hanno diritto agli incentivi sono:

- Potenziamento, il quale consiste nell'intervento tecnologico eseguito su un impianto tale da consentirne una producibilità aggiuntiva.
- Rifacimento totale, realizzato tramite sostituzione con componenti nuovi o la totale ricostruzione delle principali parti dell'impianto.
- Rifacimento parziale.
- Riattivazione, data dalla messa in servizio di un impianto dismesso da oltre 5 anni.
- Nuova costruzione
- Impianti ibridi

Ciascuno di questi tipi di intervento è caratterizzato da una equazione, definita per legge, per il calcolo dell'energia incentivata E_I .

CAPITOLO 2

Cicli Rankine Organici

2.1. Introduzione

I consumi energetici mondiali continuano a crescere con andamento esponenziale, e la produzione di tali quantità di energia comporta elevati costi economici ma anche costi in termini ambientali di inquinamento, questo perché l'energia elettrica viene oggi per la maggior parte prodotta sfruttando cicli Rankine a vapore, i quali sfruttano combustibili fossili o reazioni di fissione nucleare. Da qui nascono le sempre maggiori attenzioni poste nel ridurre i costi e le voci di spesa in tutti gli ambiti energetici, e le preoccupazioni sul cambiamento climatico e l'inquinamento atmosferico, che richiedono misure volte a migliorare l'efficienza e a ridurre le emissioni di gas a effetto serra, cose che possono essere raggiunte con:

- Una riduzione dell'intensità della richiesta energetica di edifici e di tutti i sistemi economici produttivi e di servizi.
- Sistemi di generazione dell'energia più puliti attraverso l'utilizzo di nuove tecnologie e l'uso di energie rinnovabili.
- Una riduzione dell'uso di combustibili fossili per il trasporto e il riscaldamento di ambienti.

Tra le varie tecnologie studiate per ridurre la dipendenza dai combustibili fossili ed aumentare la sostenibilità del sistema energetico, gli impianti ORC possono giocare un ruolo non trascurabile, soprattutto nei primi due punti, infatti gli impianti ORC possono avere effetti benefici nelle industrie, tramite il recupero del calore di scarto e la sua trasformazione in energia elettrica, negli edifici, dato che possono essere utilizzati come sistemi cogenerativi di energia elettrica e calore in modo da ridurre l'uso di combustibili fossili, e in fine possono essere utilizzati per convertire il calore prodotto con fonti rinnovabili in energia elettrica.

Questa relativamente nuova tecnologia riesce a sfruttare fonti di calore a bassa temperatura e con basse densità di potenza, mentre per il tradizionale ciclo Rankine a vapore d'acqua sono necessari, per ottenere la realizzabilità tecnica e buone efficienze, elevate temperature e portate. Gli impianti ORC permettono quindi di sfruttare flussi di energia che erano precedentemente rigettati come scarti irrecuperabili all'ambiente, o flussi prodotti da fonti rinnovabili, e trasformarli in energia elettrica o energia elettrica e calore dove necessario.

2.2. Descrizione cicli ORC e principali differenze con cicli a vapore

Si crede che il primo prototipo di ciclo ORC sia stato sviluppato ed esposto nel 1961, dagli ingegneri Harry Zvi Tabor e Lucien Bronicki, per sfruttare il calore prodotto da fonte solare.

Lo schema di un ciclo ORC è simile a quello di un tradizionale ciclo Rankine a vapore, anche se il progetto è generalmente più semplice dato che ad esempio non è necessario il preriscaldamento del fluido con gli spillamenti dalla turbina.

I componenti principali del ciclo sono 5: la pompa, l'evaporatore, il dispositivo di espansione, il condensatore e il fluido di lavoro.

Il fluido di lavoro viene inizialmente, sfruttando il calore ceduto dalla fonte esterna, pre-riscaldato e poi portato allo stato di vapore saturo o surriscaldato, ad una certa pressione, nell'evaporatore, quindi viene a questo punto espanso con relativa produzione di una certa potenza meccanica nel dispositivo di espansione. Il fluido viene poi mandato al condensatore dove rilasciando calore al pozzo freddo torna allo stato liquido, infine viene riportato alla pressione di evaporazione dalla pompa di ricircolo che chiude il ciclo. Dopo l'espansione può essere in certi casi vantaggioso l'utilizzo di uno scambiatore rigenerativo, il quale permetta il preriscaldamento del fluido prima dell'ingresso nell'evaporatore.

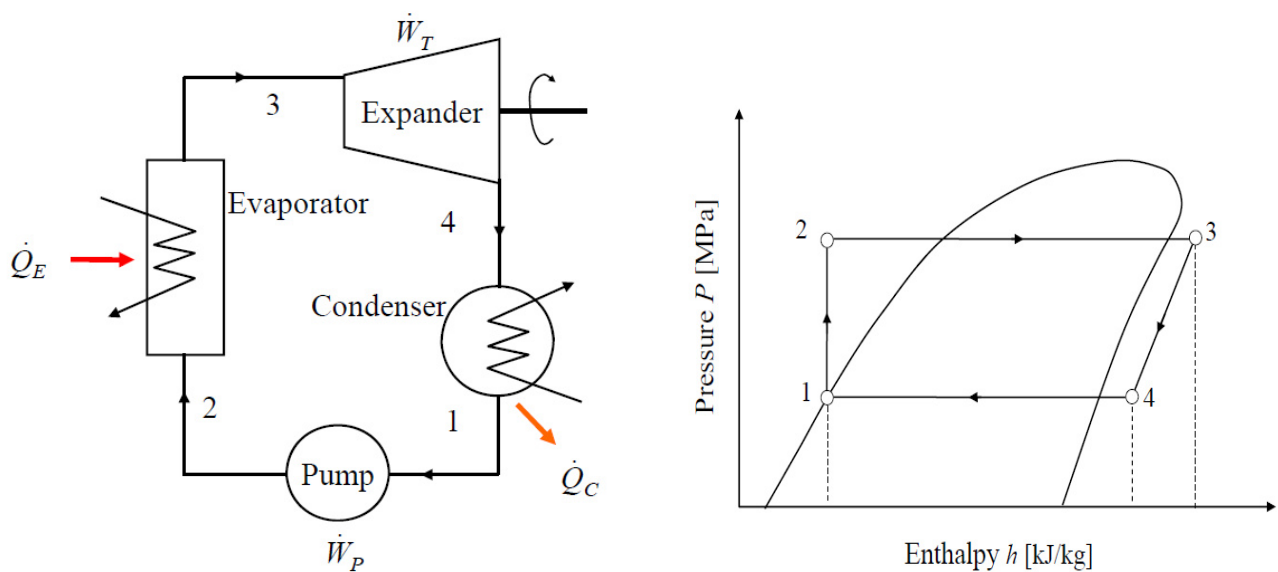


Figure 2.2-1 Schema componenti impianto ORC e diagramma termodinamico

Osservando dalla Figura 2.2-2 riportante la curva di saturazione nel diagramma T-s dell'acqua e quella dei principali fluidi organici usati negli ORC, si può notare come la pendenza della curva del vapore saturo sia differente per le due categorie di fluidi, questa infatti varia a seconda del numero di atomi che compongono la molecola. La pendenza è negativa per l'acqua ("fluidi umidi"), mentre per i fluidi organici la curva è a pendenza positiva ("fluidi secchi"), dato che sono in generale fluidi con elevato peso molecolare, o verticale ("fluidi isoentropici"). Come conseguenza di ciò, man mano che il vapore acqueo espande aumenta il suo titolo all'interno della turbina, mentre ciò non avviene in un ciclo ORC, non c'è quindi il bisogno di surriscaldare il vapore dei fluidi organici prima dell'ingresso in turbina per evitare che questa si danneggi, si riescono inoltre ad ottenere migliori efficienze adiabatiche della turbina. Si può notare poi come la differenza di entropia tra il liquido saturo e il vapore saturo sia molto più piccola per fluidi organici, questo implica che l'entalpia di vaporizzazione di fluidi organici è minore, sarà perciò maggiore il flusso di massa a parità di energia prodotta, dato che il salto entalpico in turbina è minore, cosa che comporta maggiori spese per il pompaggio per i fluidi organici rispetto all'acqua.

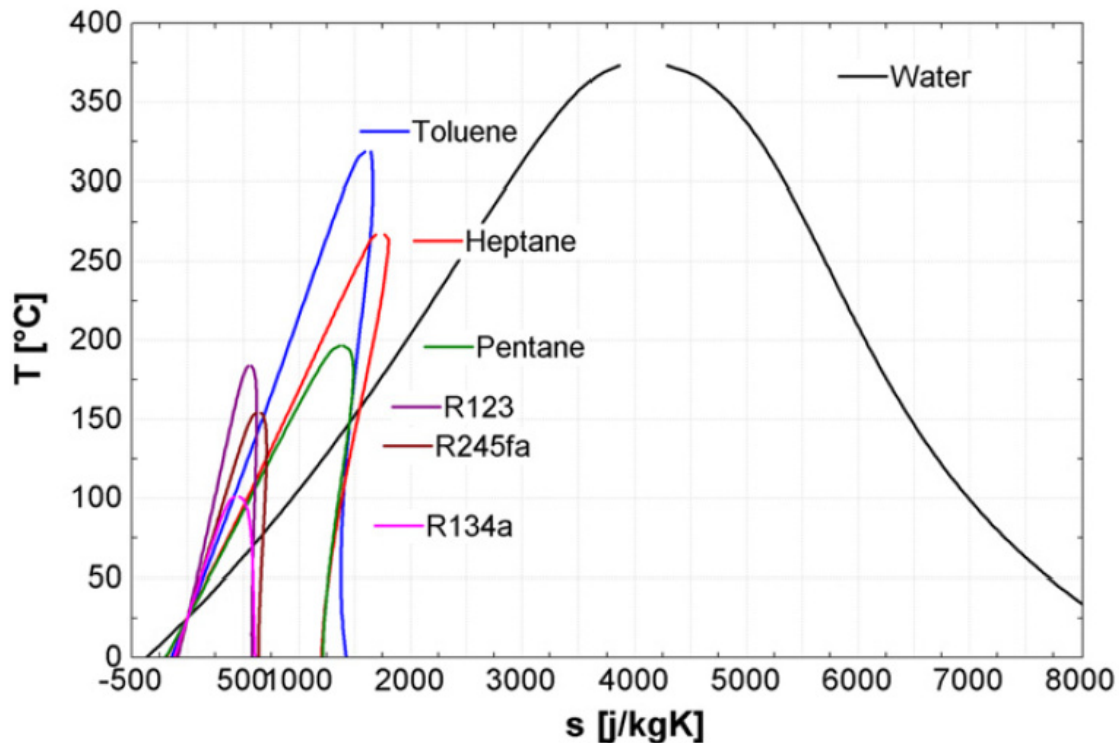


Figure 2.2-2 Diagramma T-s di alcuni fluido organici confrontato con quello dell'acqua

Le principali differenze tra i cicli ORC e quelli a vapore sono:

- Surriscaldamento e temperatura d'ingresso in turbina. Come precedentemente accennato, i fluidi organici rimangono nello stato di vapori surriscaldati a fine espansione, per questo non necessitano di un surriscaldamento come nel ciclo a vapore, nel quale invece è necessario che la temperatura del vapore in ingresso alla turbina sia di almeno 450°C per evitare la formazione di gocce durante l'espansione. Grazie a questo hanno tempi di vita anche di 30 anni.
- Recupero del calore a bassa temperatura. Grazie a un minor punto di ebollizione dei fluidi organici utilizzati si riesce a recuperare il calore a temperature più basse.
- Taglia dei componenti. In un ciclo ad acqua la densità del vapore nella zona a bassa pressione è decisamente ridotta rispetto a quella di un ciclo ORC, e maggiori flussi volumetrici implicano taglie maggiori dei componenti e quindi costi maggiori.
- Consumi della pompa. I consumi della pompa sono proporzionali al flusso volumetrico di liquido dopo la condensazione e alla differenza di pressione tra ingresso e uscita della pompa. Considerando quindi il Back Work Ratio (BWR), definito come il rapporto tra il consumo della pompa e la totale potenza prodotta, si ha che in un ciclo a vapore le portate d'acqua sono relativamente ridotte, quindi si ottengono BWR tipici inferiori all'1%. Mentre per cicli ORC a bassa temperatura che usano ad esempio R134a si hanno valori fino al 10%.
- Alte pressioni. In un ciclo a vapore le pressioni sono mediamente attorno ai 60-70 bar, mentre in un ciclo ORC generalmente non superano i 30 bar.

- Pressione di condensazione. Per evitare infiltrazioni di aria nel ciclo è bene che la temperatura di condensazione sia maggiore della pressione atmosferica, cosa che i principali fluidi organici a bassa temperatura rispettano, mentre la pressione di condensazione dell'acqua è generalmente attorno ai 100 mbar.
- Caratteristiche del fluido. L'acqua è molto conveniente come fluido, in quanto ha bassi costi ed elevata disponibilità, non è tossica, non è infiammabile, non è inquinante, è chimicamente stabile ed ha basse viscosità (che implica basse spese di pompaggio). Di contro però i cicli a vapore generalmente non hanno ottime tenute, quindi ci sono delle perdite di vapore che devono essere reintegrate.
- Progetto della turbina. In un ciclo a vapore il rapporto d'espansione e la variazione di entalpia nella turbina sono molto elevati, e come conseguenza di ciò è necessario usare turbine con diversi stadi di espansione. Nei cicli ORC invece, dati i minori salti entalpici, sono tipicamente utilizzate turbine a singolo o doppio stadio.
- Un ulteriore conseguenza dei minori salti entalpici dei fluidi organici sono le minori velocità di rotazione, che in molti casi permettono una connessione diretta al generatore elettrico, e quindi alla rete, senza interporre un riduttore di giri.
- Le efficienze tipiche dei cicli organici a più alta temperatura non superano il 24%, mentre i cicli a vapore raggiungono efficienze termiche oltre il 30%, anche se a fronte di una maggior complessità di progetto, in termini di numero di componenti e della loro taglia.

Vantaggi e inconveniente delle due tecnologie	
Vantaggi dell'ORC	Vantaggi del ciclo a vapore
Nessun surriscaldamento. Minor temperatura d'ingresso in turbina. Compattezza (maggior densità del fluido). Minor pressione di evaporazione. Maggior pressione di condensazione. Nessun sistema di trattamento dell'acqua e di degasaggio. Progettazione semplificata della turbina. Minor temperatura di recupero del calore.	Maggiore efficienza. Minor costo del fluido di lavoro. Fluido compatibile con l'ambiente. Fluido non infiammabile e non tossico. Minori consumi per il pompaggio. Maggior stabilità chimica.

In sintesi, i cicli ORC sono maggiormente interessanti come tecnologia nell'intervallo che va dalle basse alle medie potenze, fino all'ordine di qualche MWe, questo perché riescono ad avere un miglior accoppiamento termico con la sorgente di calore, non richiedono la presenza costante di un operatore e grazie ai minori costi di progettazione e dei componenti. Questi sistemi sono quindi generalmente preferibili per la generazione di potenza decentralizzata.

Da notare è poi il fatto che nel caso di fluidi secchi il riscaldamento, oltre a non essere necessario può giocare anzi un ruolo negativo, come dimostrato da (Huijuan Chen, 2010), portando ad un decremento dell'efficienza.

2.3. Selezione e caratteristiche del fluido di lavoro

Il fluido di lavoro ha un ruolo fondamentale nel ciclo, dato che la sua scelta influenza l'efficienza del sistema, le condizioni operative, l'impatto ambientale ed anche la fattibilità economica.

Quando si va a selezionare il fluido di lavoro per un impianto ORC le linee guida che devono essere prese in considerazione sono:

- Le performance termodinamiche del fluido, in particolare l'efficienza e la potenza generata dovrebbero essere le più elevate possibili, per una data temperatura della sorgente di calore e del pozzo freddo. Queste performance dipendono da una serie di proprietà termodinamiche interdipendenti del fluido di lavoro, come la temperatura del punto critico, il calore specifico, la densità, etc. Anche se non tutti gli autori condividono, la maggioranza concorda con (Maizza V, 1996) che indica come fluidi più adatti siano quelli con elevata densità, basso calore specifico del liquido, ed elevato calore latente di vaporizzazione.
- Curva del vapore saturo a pendenza positiva o isoentropica. Come precedentemente illustrato, nel caso di acqua, la curva del vapore saturo a pendenza negativa (fluido umido) porta alla formazione di gocce negli ultimi stadi di espansione, che possono danneggiare le turbine. Sono quindi consigliati per impianti ORC fluidi secchi o isoentropici, se il fluido è però troppo secco, il vapore esce dall'espansore con un forte surriscaldamento, che comporta una perdita, ed un maggior carico al condensatore. Per ovviare a ciò può essere utilizzato un recuperatore di calore, per

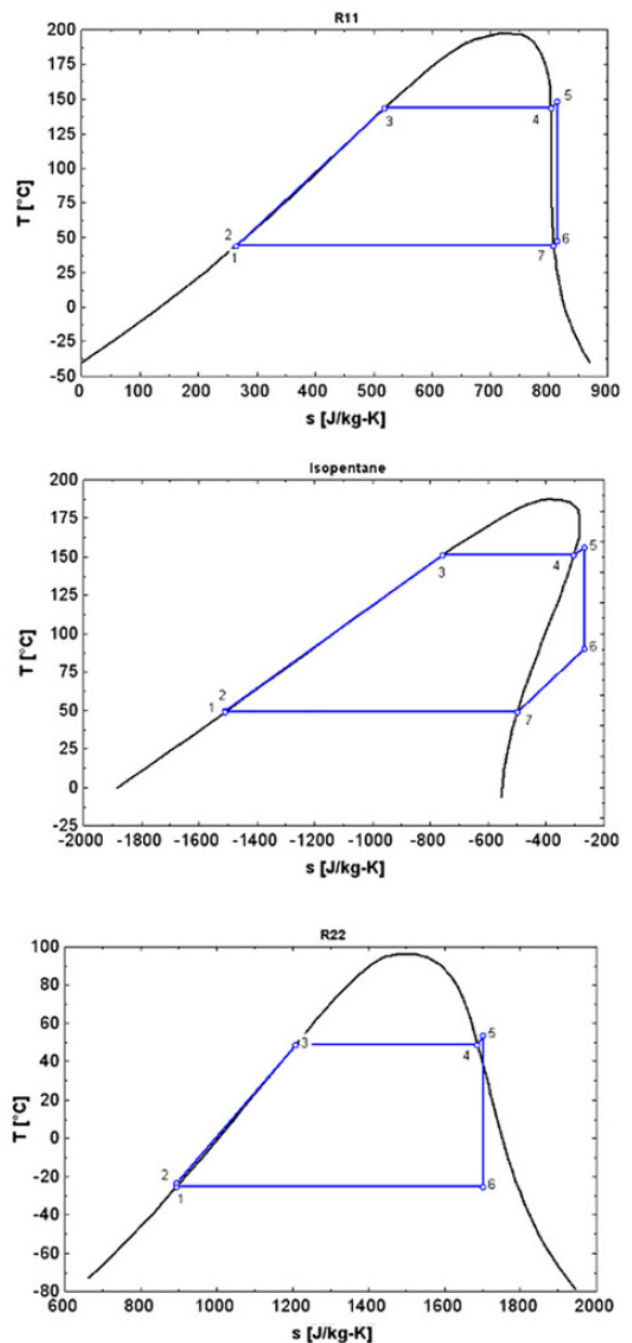


Figure 2.3-1 Diagramma T-s rispettivamente per fluido isoentropico, fluido secco e fluido umido

preriscaldare il fluido in ingresso all'evaporatore, in modo da incrementare l'efficienza del ciclo.

- Elevata massa molecolare, e quindi vapore ad elevata densità: questa proprietà è di rilevante importanza, specialmente per fluidi con pressioni di condensazione molto basse. Una bassa densità porta ad elevate portate volumetriche che comporta l'utilizzo di scambiatori di calore di taglie elevate per ridurre le perdite di carico. Questo ha un non trascurabile effetto sui costi dell'impianto.
- Bassa viscosità: la bassa viscosità, sia nella fase liquida che di vapore, permette di ottenere maggiori coefficienti di scambio di calore e minori perdite per attrito negli scambiatori.
- Elevata conduttività termica, la quale è legata ai coefficienti di scambio negli scambiatori di calore.
- Pressione di vaporizzazione accettabile: elevate pressioni solitamente portano ad elevati costi d'investimento iniziali ed una certa complessità nell'impianto.
- Pressione di condensazione positiva: la pressione di condensazione deve possibilmente essere maggiore della pressione atmosferica, in modo tale da evitare le infiltrazioni di aria dall'esterno che altrimenti potrebbero verificarsi.
- Stabilità ad elevate temperature: al contrario dell'acqua solitamente i fluidi organici soffrono di deteriorazione chimica e decomposizione ad elevate temperature.
- Elevati livelli di sicurezza: la sicurezza coinvolge principalmente due parametri, che sono la tossicità e l'inflammabilità.
- Basso potenziale di degradazione dell'ozono ODP.
- Basso potenziale di contributo all'effetto serra GWP.
- Buona disponibilità e a bassi costi: i fluidi che sono già attualmente usati per la refrigerazione o nell'industria chimica sono più facili da ottenere e meno costosi di fluidi appositamente sviluppati.

Gli studi ultimamente effettuati coprono una vasta gamma di fluidi di lavoro, ma attualmente in applicazioni commerciali degli ORC sono utilizzati principalmente pochi fluidi, che sono:

HCFC-134a	Usato in impianti geotermici o a temperatura molto bassa
HFC-245fa	Fluido a bassa temperatura principalmente usato nel recupero del calore di scarto
n-pentano	Usato nell'unico ORC solare commerciale, altri usi sono nella geotermia a media temperatura o nel recupero del calore di scarto
Solkatherm	Recupero del calore di scarto
OMTS	Impianti cogenerativi a biomassa
Toluene	Recupero del calore

Nonostante la molteplicità di fluidi analizzati in letteratura, non è stato identificato un fluido che sia in generale migliore di altri nei sistemi ORC, questo principalmente anche a causa dei diversi metodi di analisi e ai diversi fattori presi in considerazione, i quali non sono univoci. Infatti, oltre agli aspetti termodinamici, è bene tenere conto anche di quelli ambientali ed economici legati al fluido utilizzato, non sempre presi in considerazione. Si può quindi solo stabilire una selezione di fluidi più adatti alle diverse temperature e campi operativi.

Vantaggio dei sistemi ORC è anche infatti il poter di volta in volta scegliere il fluido che meglio si accoppia alla temperatura e alla capacità termica della fonte di calore.

2.4. Applicazione dei sistemi ORC

Le principali applicazioni degli impianti ORC sono qui di seguito descritte, anche se quelle riportate si focalizzano sullo stato dell'arte e sui sistemi attualmente presenti sul mercato. Bisogna però rendere noto che diverse applicazioni innovative di impianti ORC sono in fase di studio, e sono ad esempio:

Sistemi ORC solari, dove l'energia prodotta viene sfruttata per il funzionamento della pompa di un impianto di desalinizzazione a osmosi inversa.

Sistemi di conversione dell'energia termica degli oceani, si utilizza con questi impianti il gradiente di temperatura (almeno 20°C) presente negli oceani per azionare un ciclo binario.

Produzione di freddo, dove l'energia all'albero prodotta dal sistema ORC viene usata per azionare il compressore di un sistema di refrigerazione.

2.4.1. Impianti cogenerativi a biomassa

Le biomasse sono prodotti di scarto risultanti da diversi processi industriali e agricoli, tali prodotti possono essere convertiti in elettricità tramite la loro combustione e conversione in calore, il quale viene poi trasformato in elettricità tramite un ciclo termodinamico.

Per impianti decentralizzati di piccola potenza il guadagno dalla sola generazione di energia elettrica non è però sempre competitivo e tale da assicurare un ritorno, per questo motivo è conveniente la produzione combinata di energia elettrica e calore. In questo modo si riescono ad ottenere rendimenti complessivi molto elevati.

La possibilità quindi di utilizzare anche il calore come prodotto è un grande vantaggio per sistemi ORC a biomassa, c'è però la necessità di una domanda di calore nelle vicinanze dell'impianto, che può essere sfruttato per processi industriali o per riscaldamento degli ambienti. A causa della difficoltà di trasporto del calore, dovuta agli elevati costi della rete di distribuzione, solitamente gli impianti cogenerativi a biomassa hanno potenze limitate a 6-10 MW termici, che corrispondono a 1-2 MW elettrici.

In questi impianti il calore prodotto tramite la combustione è ceduto dai gas caldi ad un fluido per il trasferimento del calore, olio diatermico, in due scambiatori di calore, ad una temperatura che varia tra i 150 e i 320°C. L'olio diatermico viene quindi mandato a scambiare con l'ORC dove permette l'evaporazione del fluido organico a temperature di circa 300°C. Il fluido evaporato viene espanso, producendo energia, successivamente viene fatto passare attraverso un recuperatore, per preriscaldare il liquido, ed infine viene condensato a circa 90°C. Il condensatore è usato per la produzione di acqua calda.

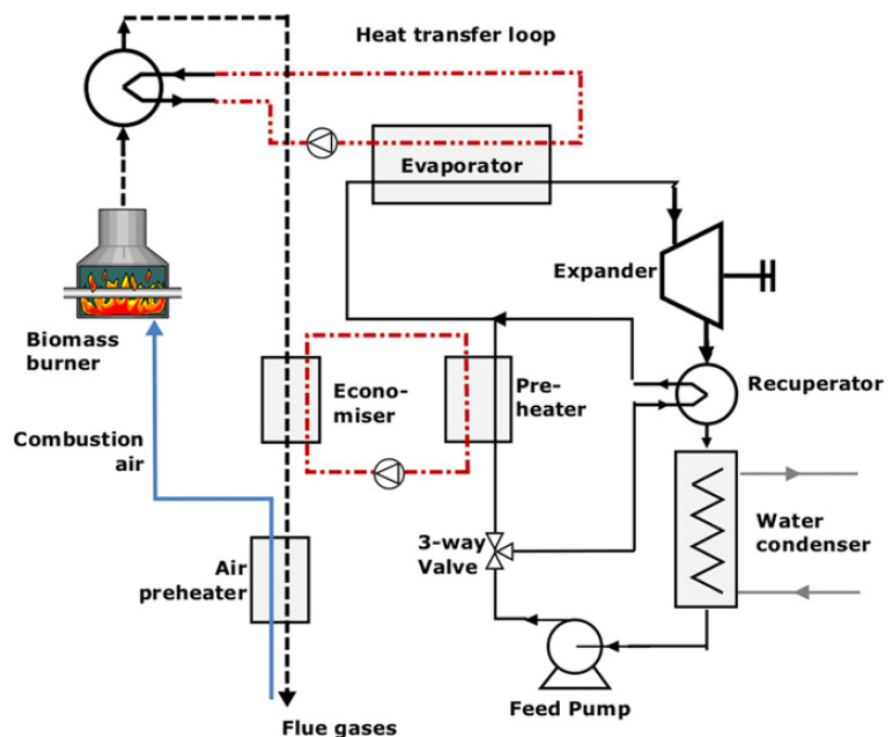


Figure 2.4-1 Schema impianto ORC a biomassa

Valori tipici di efficienza sono del 18% per l'efficienza elettrica, e dell'88% per la totale efficienza dell'impianto.

La principale tecnologia che compete con i sistemi ORC nella produzione di energia elettrica da biomasse è la gassificazione.

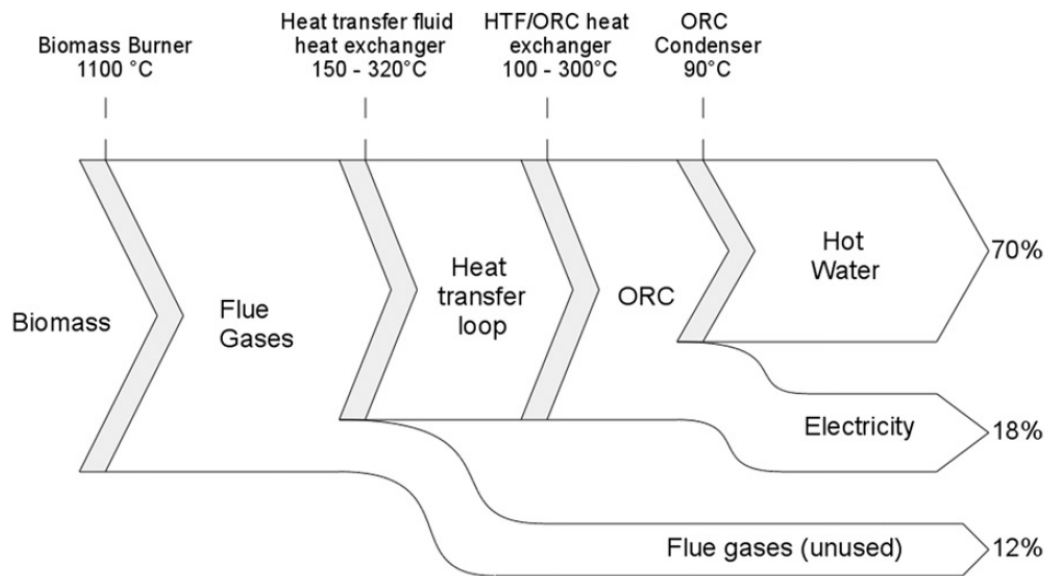


Figure 2.4-2 Diagramma flussi energetici di ORC a biomassa

2.4.2. Impianti per applicazioni geotermiche

Il calore geotermico è disponibile in un ampio campo di temperature, che vanno da poche decine di gradi fino a 300°C. Le attuali tecnologie permettono un limite inferiore per la generazione dell'energia elettrica a 80°C, al di sotto di questa temperatura l'efficienza si riduce troppo e viene meno il vantaggio economico di questi impianti.

Questi impianti però a seconda del caso possono richiedere elevati costi per la perforazione che possono arrivare fino al 70% del totale costo d'investimento. Sistemi ORC geotermici a bassa temperatura sono inoltre caratterizzati da elevati consumi degli ausiliari: le pompe hanno dei consumi che vanno dal 30% al 50% della totale potenza lorda prodotta.

Ricerche indicano come il potenziale per l'energia geotermica in Europa sia molto elevato per sorgenti a bassa temperatura. (Sylvain Quoilin a, 2013)

Potenziale per l'energia geotermica in Europa, per differenti intervalli di temperature della sorgente		
Temperatura [°C]	MWth	MWe
65-90	147736	10462
90-120	75421	7503
120-150	22819	1268
150-225	42703	4745
225-350	66897	11150

2.4.3. Impianti ad energia solare

I sistemi a concentrazione solare sono una tecnologia ormai nota: il sole viene “inseguito” e la sua radiazione viene riflessa in un collettore solare lineare o puntuale, trasferendo in questo modo calore ad elevata temperatura ad un fluido termovettore. Questo calore è quindi usato in un ciclo termodinamico per produrre energia.

Tra queste tecnologie ci sono i concentratori parabolici lineari, che lavorano tipicamente con temperature comprese tra i 300 e i 400°C. Fino ad ora tali sistemi sono principalmente accoppiati a tradizionali cicli Rankine a vapore per la generazione di energia elettrica, ma tramite l'accoppiamento con cicli organici si possono ridurre i costi d'investimento per impianti di taglie ridotte, e si possono così ridurre significativamente le potenze installate.

Sono però attualmente disponibili sul mercato solamente pochi impianti di questo tipo.

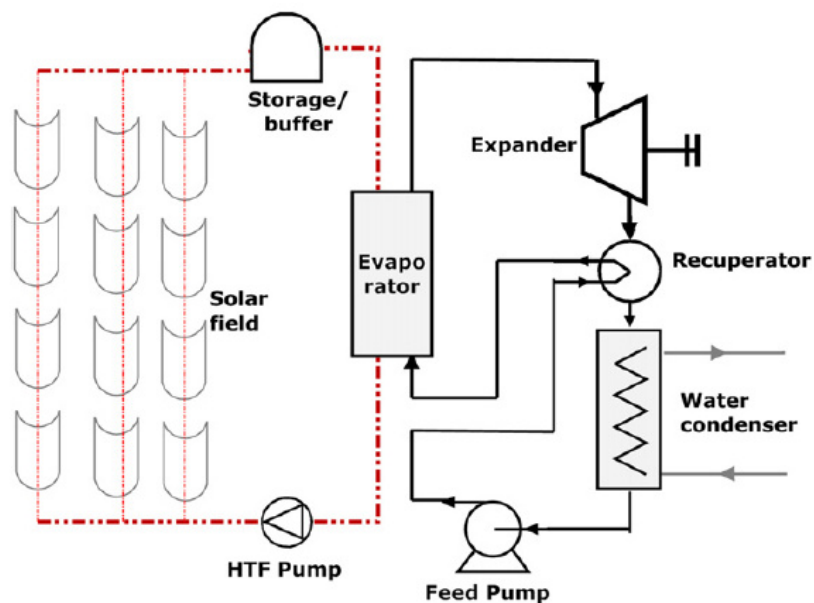


Figure 2.4-3 Schema impianto ORC a fonte solare

2.4.4. Recupero del calore di scarto WHS (Waste Heat Recovery)

Molti processi industriali producono calore di scarto a temperature relativamente basse, in impianti di grande scala questo calore è solitamente sovrabbondante e non può essere sempre reintegrato nel ciclo produttivo o utilizzato per il riscaldamento di edifici, e viene quindi rigettato all'atmosfera. Questo rilascio di calore in atmosfera causa però due tipi di inquinamento, che sono quello dovuto agli inquinanti presenti nei fumi al camino, come NO_x , SO_x , CO_2 , HC, e quello dovuto al calore rilasciato, che va ad alterare l'ambiente naturale caratteristico in cui è situato l'impianto.

Il recupero di tale calore di scarto riduce questi due tipi di inquinamento, e inoltre permette la produzione di energia elettrica che può essere consumata in sito o venduta alla rete. Il calore di scarto in questi sistemi viene recuperato tramite uno scambiatore di calore o un sistema intermedio di recupero del calore, usato per riscaldare ed evaporare il fluido di lavoro dell'ORC.

Si stima che la possibile di generazione di potenza elettrica derivante dal recupero del calore di scarto ammonta a circa 750 MWe per quanto riguarda il calore industriale inutilizzato negli USA, 500 MWe in Germania e 3000 MWe in Europa. Da evidenziare il fatto che globalmente, il 95% del calore di scarto possa essere catturato ad una temperatura inferiore ai 150°C, quindi a basse temperature.

Le principali industrie che presentano un elevato potenziale per quanto riguarda il calore di scarto sono ad esempio quella del cemento, che dispone di fumi di scarto con temperature che vanno dai 215°C ai 315°C, le quali per altro incidono per il 5% sulle totali emissioni mondiali di CO₂. Altri esempi sono ad esempio l'industria del ferro e dell'acciaio, piuttosto che raffinerie e industrie chimiche.

Un altro campo in cui viene studiato il recupero del calore tramite sistemi ORC è quello dei veicoli, l'impiego di tali sistemi comporta per una tradizionale auto a velocità costante, ad esempio in autostrada, un aumento dell'efficienza del motore di circa 10%, corrispondente ad un miglioramento dei consumi di carburante del 7% in un veicolo ibrido. Tali sistemi possono essere applicati anche ad altri mezzi di trasporto quali ad esempio le navi.

Sistemi ORC sono anche utilizzati per il recupero del calore di scarto di altri sistemi di produzione di energia, come ad esempio turbine a gas nel caso il calore di scarto sia troppo basso per un tradizionale ciclo Rankine a vapore. Oppure per il recupero da motori a combustione interna nel caso il calore prodotto non sia necessario sotto forma di energia termica, o anche si possono accoppiare con celle a combustibile.

2.5. Produttori ed evoluzione del mercato

Produttori di sistemi ORC sono presenti sul mercato dagli inizi degli anni 80, ed esistono oggi soluzioni che coprono un vasto intervallo di temperature e potenze. I principali produttori sono riportati nella seguente tabella.

Lista non esaustiva dei maggiori produttori di impianti ORC				
Produttore	Applicazioni	Range di potenza [kWe]	Temperatura della sorgente [°C]	Tecnologia
ORMAT, US	Geo., WHR, solare	200-70000	150-300	Fluido: n-pentano e altri, turbina assiale a due stadi
Turboden, Italia	Biomassa, WHR, Geo.	200-20000	200-300	Fluidi: OMTS, Solkatherm, turbina assiale a due stadi
Adoratec/Maxxtec Germania	Biomassa	315-1600	300	Fluido: OMTS
Opcon, Svezia	WHR	350-800	<150	Fluidi: Ammoniaca, espansore screw

GMK, Germania	WHR, Geo.	50-5000	120-350	Turbina assiale multistadio a 3000rpm
Bosch KWK, Germania	WHR	65-325	120-150	Fluido: R245fa
Turboden PureCycle, US	WHR, Geo.	280	91-149	Turbina radiale, fluido: R245fa
GE CleanCycle	WHR	125	>121	Turbina radiale, fluido: R245fa
Cryostar, France	WHR, Geo.	n/a	100-400	Turbina radiale, fluidi: R245fa, R134a
Tri-o-gen, Netherlands	WHR	160	>350	Turbina radiale, Fluido: Toluene
Electratherm, US	WHR, Solare	50	>93	Espansore screw, Fluido: R245fa

Bisogna poi sottolineare che in aggiunta ai produttori qui riportati, ci sono molte compagnie che stanno entrando nel mercato degli ORC con unità a bassa potenza, ad esempio per micro cogenerazione o per il recupero del calore di scarto, tuttavia tali compagnie, a causa della non ancora completa maturità della tecnologia, non hanno raggiunto la commercializzazione su larga scala.

Il mercato degli ORC sta crescendo rapidamente, dalla prima installazione commerciale, avvenuta negli anni 70, si ha avuto una crescita quasi esponenziale delle installazioni, come è possibile vedere in Figura 2.5-1

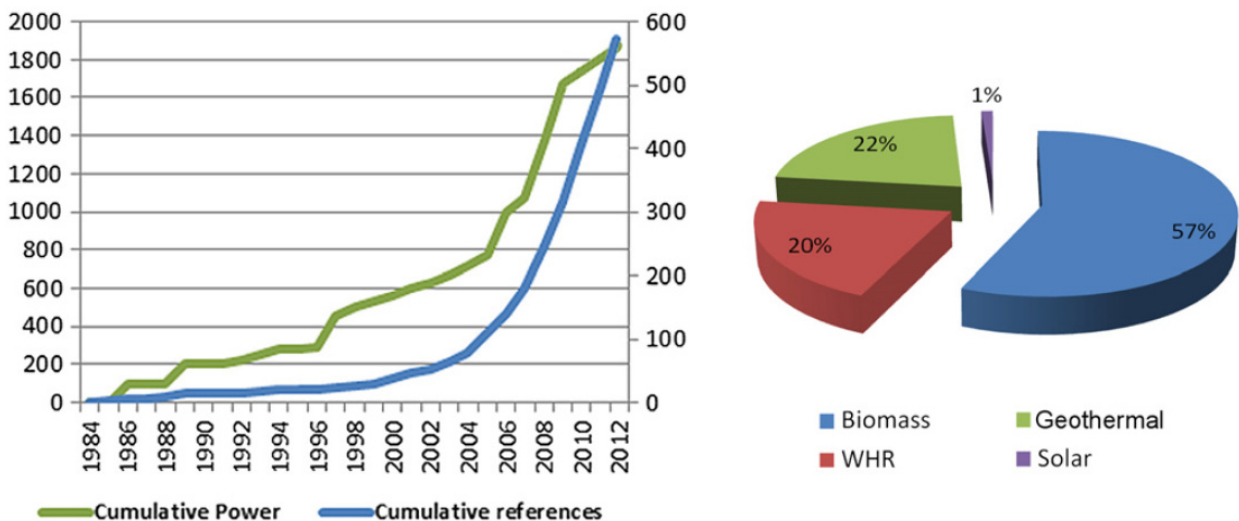


Figure 2.5-1 Andamento della potenza installata negli anni a destra. A sinistra, quote derivanti da sistemi installati

Sempre in Figura 2.5-1 è anche visibile come la tecnologia ORC sia abbastanza matura per quanto riguarda il recupero del calore, la geotermica e la cogenerazione con biomasse, ma non sia ancora ben sviluppata per quanto riguarda le applicazioni che sfruttano energia solare.

Inoltre i sistemi principalmente installati sono quelli con scala di potenza dei MW mentre sono pochi gli impianti più piccoli con scala di potenza dei kW.

Per quanto riguarda i costi di tali impianti variano da produttore a produttore, si può però dire in generale, che per una determinata applicazione i costi specifici, relativi alla potenza prodotta (€/kW), tendono a calare all'aumentare della potenza nominale installata. I costi più bassi poi si hanno per sistemi di recupero del calore di scarto, mentre impianti geotermici e cogenerativi a biomassa hanno costi totali maggiori.

CAPITOLO 3

ORC a bassa temperatura

Con sistemi ORC a bassa temperatura ci si intendono in questa tesi quei sistemi che sfruttano sorgenti di calore a temperature inferiori ai 150°C.

Questi tipi di sistemi sono nelle componenti principali simili a quelli a più elevate temperature e potenze, ma non del tutto uguali. Si procede qui di seguito ad un'analisi più dettagliata delle componenti, evidenziando le principali differenze con sistemi ORC che sfruttano temperature medio-alte.

3.1. Situazione attuale

I sistemi ORC a bassa temperatura non hanno ancora raggiunto la completa maturità tecnologica necessaria alla loro distribuzione nel mercato su larga scala. Nonostante infatti alcuni produttori mettano in commercio questi impianti, molti studi sono ancora in corso, soprattutto su quali fluidi siano più adatti e su quali espansori convenga utilizzare. Allo stato dell'arte vengono per lo più utilizzati fluidi derivanti dalla refrigerazione e per gli espansori si riadattano macchine generalmente utilizzate per la compressione.

I sistemi ORC che sfruttano temperature più elevate, oltre i 150 °C, ad oggi hanno invece raggiunto un buon grado di sviluppo, riuscendo a sviluppare rendimenti del 20%-23%, e realizzando un mercato fortemente in crescita.

Bisogna però sottolineare che diversi studi, ed esempio (Marengo, 2011), indicano come la maggior parte degli scarti termici possono essere recuperati a temperature inferiori a 150°C, e con potenze relativamente modeste. Risulta quindi evidente al fine di migliorare l'efficienza energetica, riducendo così spese ed inquinamento, l'importanza del riuscire a sfruttare in maniera economicamente vantaggiosa, non solo i flussi energetici di scarto a più elevata temperatura, ma anche quelli a temperatura più bassa e di piccola taglia, che sono la maggioranza.

In tabella si riporta di seguito una panoramica di alcuni impianti ORC a bassa temperatura presenti sul mercato e il relativo campo d'impiego:

Produttore	Potenza elettrica [kW]	Temperatura sorgente calda [°C]	Fluido di lavoro	Tecnologia
Zuccato energia	50	>94	n/a	Turbina radiale
ElectraTherm	25-60	77-116	R245fa	Espansore screw
Newcomen	3-45	80-130	R134a	n/a
ExA Energie	15-65	70-110	R134a- R245fa	Espansori a pistoni e screw
Infinity turbine	10-50	90-120	R134a- R245fa	Turbina radiale

Un'alternativa ai cicli ORC è il ciclo Kalina. Questo tipo di ciclo, che sfrutta come fluido di lavoro una miscela di acqua e ammoniacca, dimostra di poter riuscire a raggiungere efficienze exergetiche del 70%, che sono dal 20 al 50% maggiori di quelle del ciclo Rankine. Nonostante ciò tale ciclo attualmente, sotto le stesse condizioni operative, permette di ottenere efficienze solamente del 3% superiori a quelle di un ciclo ORC, a fronte di una maggiore complessità.

Un'altra alternativa è quella di utilizzare cicli Rankine supercritici. Questi cicli solitamente ottengono un miglior accoppiamento termico con la sorgente di calore, come svantaggio però richiedono pressioni molto elevate, che comportano difficoltà tecniche e di sicurezza.

3.2. Fluidi utilizzati

Come già precedentemente illustrato, anche per i sistemi ORC a bassa temperatura i migliori fluidi di lavoro possono essere valutati secondo le loro proprietà termodinamiche e fisiche, la stabilità e compatibilità, l'impatto ambientale, la sicurezza e infine la loro disponibilità e costo. In letteratura sono presenti più di 50 fluidi che possono essere utilizzati, anche se alcuni vanno scartati a causa del loro elevato impatto ambientale, ed alcuni altri invece non sono pratici per queste applicazioni, come ad esempio il metano, a causa delle sue caratteristiche di infiammabilità. Da utilizzare come primo discriminante per la valutazione del fluido, nonostante sia necessario valutare tutti questi fattori, ci si concentra principalmente in letteratura sulle caratteristiche termodinamiche.

C'è anche la possibilità di utilizzare miscele di fluidi, anche se non sono stati sviluppati molti studi al riguardo, a causa della complessità delle regole del miscelamento e delle innumerevoli combinazioni che potrebbero essere create.

Ad esempio (Dongxiang Wang, Efficiency and optimal performance evaluation of organic Rankine cycle for low, 2013) propone la valutazione delle sostanze tramite un modello basato sull'efficienza termica, e analizza l'influenza delle proprietà di 25 fluidi di lavoro sulle prestazioni del ciclo ORC ideale, cioè senza perdite di carico e trascurando le perdite di calore nei vari componenti, a diversi intervalli di temperatura della sorgente di calore. I fluidi analizzati e le loro proprietà sono elencati nella seguente tabella:

Properties of the working fluids selected preliminarily in this study.

Substance	Molecular formula	Physical data				Environmental data		
		Molecular mass [kg/kmol]	P_{crit}^a [MPa]	T_{crit}^b [K]	T_{bp}^c [K]	ALT ^d [yr]	ODP ^e	GWP ^f [100yr]
R143a ^w	C ₂ H ₃ F ₃	84.04	3.76	345.88	225.91	n.a.	0	n.a.
R32 ^w	CH ₂ F ₂	52.02	5.78	351.26	221.51	4.9	0	675
R22 ^w	CHClF ₂	86.47	4.99	369.32	232.35	n.a.	0	n.a.
R290 ^w	C ₃ H ₈	44.10	4.25	369.84	231.15	n.a.	0	3
R134a ^w	C ₂ H ₂ F ₄	102.03	4.06	374.18	247.08	14	0	1430
R227ea ^d	C ₃ HF ₇	170.02	2.93	374.89	256.81	n.a.	n.a.	n.a.
R152a ^w	C ₂ H ₄ F ₂	66.05	4.50	386.65	249.13	1.4	0	124
R124 ⁱ	C ₂ HClF ₄	136.48	3.62	395.43	261.15	n.a.	n.a.	n.a.
CF ₃ ^w	CF ₃ ⁱ	195.91	3.95	396.44	251.30	n.a.	n.a.	n.a.
R236fa ^d	C ₃ H ₂ F ₆	152.04	3.20	398.72	271.75	n.a.	n.a.	n.a.
R600a ⁱ	C ₄ H ₁₀	58.12	3.64	407.85	261.41	0.019	0	~20
R142b ⁱ	C ₂ H ₃ ClF ₂	100.49	4.12	410.35	263.85	19.5	0.065	2400
R236ea ^d	C ₃ H ₂ F ₆	152.04	3.41	412.37	279.25	8	0	710
Iso-butene ⁱ	C ₄ H ₈	56.11	4.01	418.05	266.25	n.a.	n.a.	n.a.
Butene ⁱ	C ₄ H ₈	56.11	4.01	419.25	266.85	n.a.	n.a.	n.a.
R600 ^d	C ₄ H ₁₀	58.12	3.80	425.15	272.63	0.018	0	~20
R245fa ^d	C ₃ H ₃ F ₅	134.05	3.64	427.210	288.29	8.8	0	820
Neo-pentane ^d	C ₅ H ₁₂	72.15	3.19	433.75	282.65	n.a.	n.a.	n.a.
R245ca ^d	C ₃ H ₃ F ₅	134.05	3.93	447.57	298.28	6.6	0	560
R21 ^w	CHCl ₂ F	102.92	5.18	451.48	282.05	n.a.	n.a.	n.a.
R123 ⁱ	C ₂ HCl ₂ F ₃	152.93	3.67	456.85	300.95	1.3	0.012	77
R365mf ^{c,d}	C ₄ H ₅ F ₅	148.07	3.27	460.01	313.15	n.a.	n.a.	n.a.
R601a ^d	C ₅ H ₁₂	72.15	3.39	460.35	300.95	0.01	0	~20
R601 ^d	C ₅ H ₁₂	72.15	3.37	469.65	309.15	0.01	0	~20
R141b ⁱ	C ₂ H ₃ Cl ₂ F	116.95	4.25	477.65	305.20	9.4	0.11	630

n.a.: none-available, w: wet, d: dry, i: isentropic.

^a P_{crit} : critical pressure.

^b T_{crit} : critical temperature.

^c T_{bp} : normal boiling point.

^d ALT: atmospheric life time.

^e ODP: ozone depletion potential, relative to R11.

^f GWP: global warming potential, relative to CO₂.

Le prestazioni di un sistema ORC per il recupero del calore di scarto WHR vengono solitamente valutate in base alla potenza netta prodotta, in quanto è tale parametro che si vuole massimizzare. Considerando ad esempio il ciclo di Figura 3.2-1. Si ha che il calore trasferito all'ORC è pari a:

$$q_{24} \approx q_{14} = cp_{,14} \cdot (T_4 - T_1) + \gamma \quad (3.1)$$

Dove γ e T_4 indicano rispettivamente l'entalpia di vaporizzazione, cioè il calore latente di vaporizzazione, e la temperatura di evaporazione. Il calore che invece viene rigettato all'ambiente è pari a:

$$q_{51} = T_{c,eq} \cdot (s_5 - s_1) = T_{c,eq} \cdot (s_4 - s_1) = T_{c,eq} \cdot (cp_{,13} \cdot \ln(T_4/T_1) + (\gamma/T_4)) \quad (3.2)$$

Dove $T_{c,eq}$ è la temperatura media di condensazione. L'efficienza termica quindi di un ORC ideale si ottiene come:

$$\eta_{th} = w_{ex}/q_{24} = 1 - (q_{51}/q_{14}) \quad (3.3)$$

Dove w_{ex} è il lavoro prodotto. Definendo $TEC = T_4/T_1$ come il rapporto tra la temperatura di evaporazione e quella a cui si rigetta il calore, combinando le equazioni (1)-(3) si ottiene:

$$\eta_{th} = 1 - (T_{c,eq}/T_1) \cdot ((\ln(TEC) \cdot (TEC - 1)^{-1} + (TEC \cdot Ja)^{-1}) / (1 + Ja^{-1})) \quad (3.4)$$

$$Ja = (cp_{,13}(T_4 - T_1))/\gamma \quad (3.5)$$

Dove Ja è il numero di Jacob, il quale è caratterizzato dal rapporto tra il calore sensibile e il calore latente di evaporazione, e dato che $T_{c,eq}/T_1 \approx 1$ si ottiene:

$$\eta_{th} = 1 - ((\ln(TEC) \cdot (TEC - 1)^{-1} + (TEC \cdot Ja)^{-1}) / (1 + Ja^{-1})) \quad (3.6)$$

Facendo operare idealmente tale ciclo, tramite dei software (MATLAB e REFPROP), tra una temperatura di condensazione costante pari a 308.15 K, 5 gradi maggiore di quella ambiente, e una temperatura della sorgente variabile, considerando una differenza di temperatura di pinch point di 10 K, e considerando inoltre una portata della sorgente di calore pari a 10 kg/s, un rendimento isoentropico della pompa di 0.8 e dell'espansore di 0.75, si osservano i risultati qui di seguito illustrati.

Come si può vedere dall'eq.(3.6) l'efficienza termica dell'ORC è in modo teorico primariamente determinata da Ja e TEC . Si può notare inoltre, dalla Figura 3.2-2, come l'efficienza termica si stabilizzi oltre certi valori del numero di Jacob. Quindi, fissata una certa temperatura della sorgente di calore, risulta non raccomandato incrementare l'efficienza termica andando sempre ad accrescere la temperatura d'ingresso nell'espansore T_4 , in quanto, per un determinato fluido di lavoro, oltre certi valori di temperatura e nonostante l'incremento del numero di Ja , l'incremento

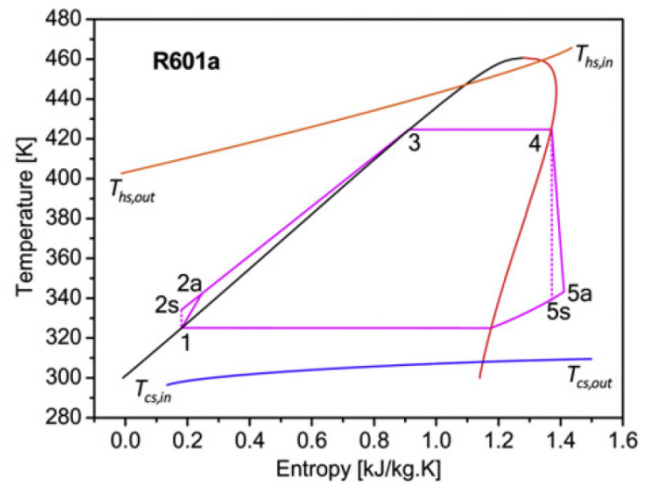


Figure 3.2-1 Diagramma T-s di un tipico ciclo ORC

in efficienza termica sarebbe veramente ridotto, a fronte di elevati costi d'investimento. Conviene piuttosto sfruttare il più possibile la sorgente di calore.

Si apprende però anche che per differenti fluidi operanti alle stesse condizioni di temperatura di condensazione ed evaporazione, un minor valore del numero di Jacobs comporta una maggior efficienza termica. Per delle determinate condizioni di lavoro quindi, teoricamente, si ha che fluidi con minor numero di Jacob dimostrano migliori prestazioni in un ORC. Più precisamente quindi fluidi con basso calore

specifico in fase liquida ed elevato calore latente di vaporizzazione sono preferibili in un ORC. Bisogna però notare come il numero di Jacob può solamente essere usato per una selezione tra fluidi diversi alle stesse condizioni operative, e non per valutare la bontà di un fluido a diverse condizioni operative.

Valutando poi tramite l'analisi exergetica l'influenza di diverse temperature della sorgente di calore sulle prestazioni dell'ORC, si nota come a basse temperature l'ottimale potenza netta prodotta dai vari fluidi, alle loro rispettive pressioni ottimali, cresca rapidamente man mano che cresce la temperatura della fonte di calore, ma sotto i 380 K non si ha una grossa differenza di potenza ottimale prodotta tra i vari fluidi di lavoro. Inoltre si nota lavorando con una temperatura fissa della sorgente di calore, che fluidi di lavoro con una minor temperatura critica hanno prestazioni migliori.

In conclusione quindi, in un impianto ORC a bassa temperatura e per delle determinate condizioni operative, fluidi con basso numero di Jacob dimostrano performance migliori, e in accordo a quanto visto sulle condizioni ottimali di lavoro, la selezione del fluido è principalmente determinata dalla temperatura della sorgente di calore, oltre che da considerazioni sulla sicurezza e sull'inquinamento ambientale.

Si può quindi stabilire una selezione dei fluidi di lavoro ottimali in base alla temperatura della sorgente di calore, riportata nella Figura 3.2-3 e Figura 3.2-4.

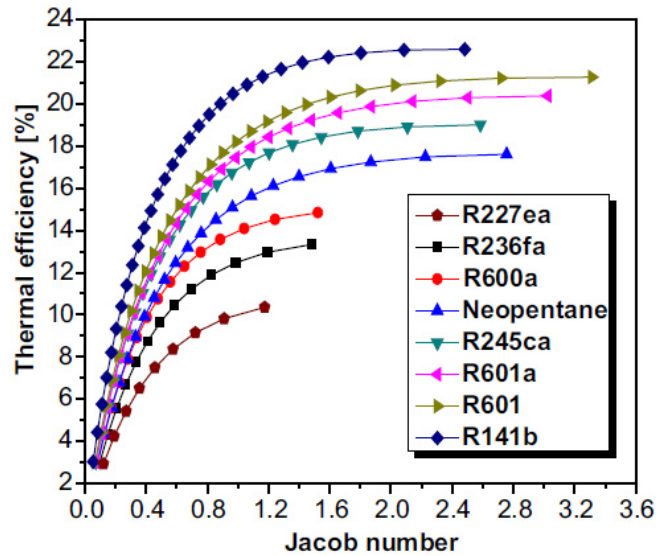


Figure 3.2-2 Efficienza termica per diversi fluidi al variare di Ja

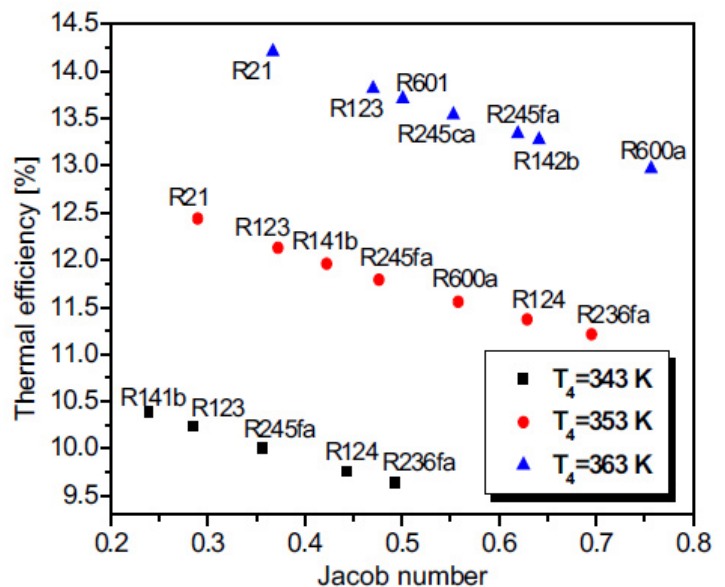


Figure 3.2-3 Efficienza al variare di Ja per una determinata temperatura di evaporazione

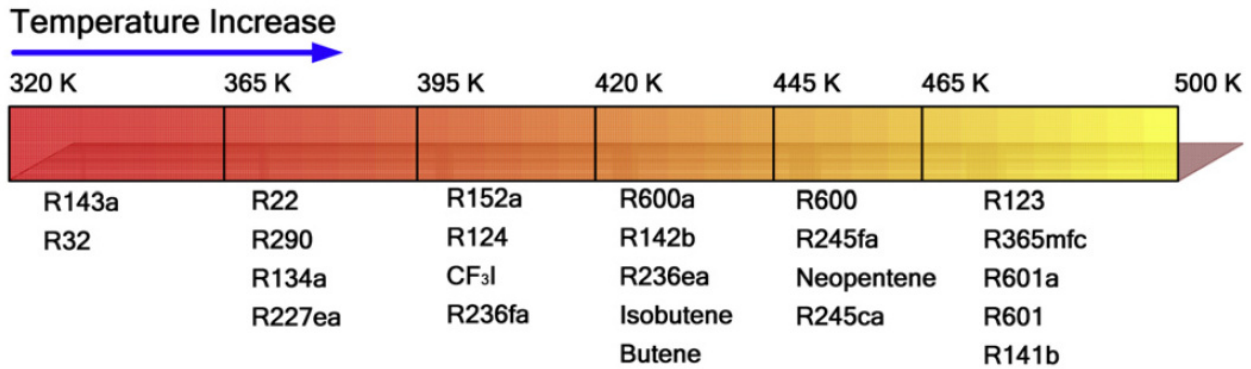


Figure 3.2-4 Selezione fluidi di lavoro in base alla temperatura della sorgente

3.3. Espansori

L'espansore ha il compito di far espandere il vapore prodotto fino alla pressione di condensazione, producendo potenza meccanica all'albero, la quale viene convertita in potenza elettrica dal generatore.

La scelta della tecnologia da utilizzare per il processo di espansione del fluido di lavoro dipende dalle condizioni operative e dalla taglia del sistema. Si possono distinguere due principali categorie di macchine: le turbomacchine e quelle volumetriche. Le macchine volumetriche sono più adatte in sistemi ORC di piccole dimensioni, dato che sono caratterizzate da basse portate, elevati rapporti d'espansione e minori velocità di rotazione delle turbomacchine, le quali sono più adatte ad elevate portate.

3.3.1. Turbomacchine

Le due principali categorie di turbomacchine tra cui viene fatta distinzione sono: turbine assiali e turbine radiali.

Le turbine assiali, nel caso di utilizzo con fluidi ad elevato peso molecolare, richiedono un minor numero di stadi rispetto all'utilizzo con acqua, dato il minor salto entalpico. Si può arrivare, per sistemi a media-bassa temperatura, all'utilizzo di un singolo stadio.

Le turbine radiali sono utilizzate per elevati rapporti di pressione e basse portate, la loro geometria infatti permette velocità periferiche più elevate rispetto alle turbine assiali, e quindi maggiori salti entalpici per stadio; più stadi in serie di queste turbine sono però difficili da assemblare.

Le turbomacchine non sono adatte però a sistemi ORC di piccola taglia, dato che la loro velocità di rotazione aumenta rapidamente con il calare della potenza prodotta, cioè con il calare della portata. Infatti, per una certa tecnologia, la velocità periferica è approssimativamente costante, indipendentemente dalle dimensioni della turbina.

$$U_2 = \pi N D_2 \quad (3.7)$$

Dove U_2 è la velocità periferica, N è la velocità di rotazione e D_2 è il diametro. Come conseguenza quindi, quando la taglia della turbina cala, si riduce il diametro e la velocità di rotazione aumenta proporzionalmente.

3.3.2. Espansori volumetrici

I principali tipi di macchine volumetriche sono espansori a pistoni, scroll, screw e a palette. Negli espansori a pistoni lo stesso volume funge successivamente come sezione di aspirazione, espansione e scarico del fluido; negli espansori di tipo rotativo (scroll, screw e a palette) queste sezioni coesistono, espansori rotativi infatti, al contrario di quelli a pistoni, non necessitano di valvole.

Anche se sono disponibili sul mercato turbomacchine tecnicamente mature per impianti ORC di grandi dimensioni, la maggior parte degli espansori volumetrici sono prototipi, spesso derivati da compressori esistenti.

Gli espansori volumetrici sono adatti a sostituire le turbomacchine in impianti di ridotte dimensioni in quanto presentano minori velocità di rotazione, che permettono un collegamento diretto alla rete elettrica; sono facilmente realizzabili, dato che ampiamente usati nel campo dei compressori; tollerano la presenza di gocce di liquido durante l'espansione ed hanno una buona efficienza isoentropica.

In questi tipi di macchine possono esserci perdite nel caso in cui il rapporto volumetrico nominale dell'espansore non sia uguale a quello del sistema. Altre cause di perdite possono essere attrito, perdite di carico all'aspirazione, perdite per giochi interni e per trasferimento di calore.

Una delle principali difficoltà nell'utilizzo di macchine volumetriche è la loro lubrificazione. Esistono due soluzioni principali: una è quella di installare un separatore di olio dopo l'espansore, sarà in questo caso necessaria anche una pompa apposita che riporti l'olio all'aspirazione dell'espansore; un'altra soluzione è quella di far circolare l'olio nel circuito assieme al fluido di lavoro, e di installare un separatore per l'olio all'evaporatore. In alternativa esistono sul mercato anche macchine che non utilizzano olio, ma queste generalmente mostrano peggiori rendimenti volumetrici e maggiori perdite.

In alcune applicazioni può presentarsi la formazione di liquido a fine espansione. Questo può essere un problema e va evitato per espansori a pistoni, ma non lo è eccessivamente per espansori scroll e screw.

I principali parametri valutati per definire l'efficienza di un espansore volumetrico sono due. Il primo è l'efficienza isoentropica

$$\eta_{is} = \dot{W} / (\dot{m} \cdot (h_{aspirazione} - h_{mandata})) \quad (3.8)$$

Data dal rapporto tra la potenza prodotta e la differenza di entalpia del fluido tra aspirazione e mandata dell'espansore.

Il secondo indicatore utilizzato è il rendimento volumetrico, chiamato anche, in queste applicazioni, fattore di riempimento

$$\phi = (\dot{M} \cdot v_{\text{aspirazione}}) / \dot{V} \quad (3.9)$$

Dato dal rapporto tra la portata volumetrica di fluido realmente trasferita e la portata volumetrica che si avrebbe in condizioni ideali.

Analizzando i vari studi realizzati sugli espansori volumetrici le migliori prestazioni sono ottenute dagli espansori scroll, che riescono a raggiungere efficienze meccaniche maggiori del 70% ed efficienze elettriche superiori al 60%. Le prestazioni degli espansori screw sono leggermente inferiori, come anche le prestazioni di espansori a palette e gerotor.

3.3.3. Conclusioni

La scelta del dispositivo di espansione dipende quindi, principalmente, dalla taglia del sistema e dal salto entalpico che il fluido ha tra evaporatore e condensatore. Essendo quest'ultimo piccolo per sistemi ORC a bassa temperatura, vengono generalmente impiegate macchine volumetriche, cosa che viene effettuata anche per ottenere un risparmio economico, dato che mentre queste vengono convertite senza eccessive variazioni a partire da compressori, lo sviluppo di apposite turbomacchine farebbe lievitare notevolmente i costi, fino a livelli non giustificati dati i bassi rendimenti globali che si riesce ad ottenere con questi sistemi.

3.4. Scambiatori di calore

Gli scambiatori di calore in un sistema ORC sono: evaporatore, condensatore e rigeneratore (se presente), e rappresentano una delle maggiori voci del totale costo di un modulo ORC, la loro ottimizzazione deve quindi essere effettuata in modo appropriato.

Le principali caratteristiche di uno scambiatore sono l'efficienza nello scambio di calore e le perdite di carico. Esistono differenti tipi di scambiatori, ma i più comunemente usati sono scambiatori a tubi, principalmente in sistemi di grandi dimensioni, oppure scambiatori a piatti, i quali sono più usati in sistemi di piccole dimensioni grazie alla loro compattezza.

Uno scambiatore molto importante è quello collocato a contatto con la sorgente di calore, in quanto può essere soggetto a sporcamento e corrosione. In caso di recupero di calore di scarto, lo scambiatore non dovrebbe interferire con il processo, per esempio le perdite di carico devono essere limitate e le dimensioni tali da poter essere inserito nello spazio disponibile. Inoltre, in caso di recupero di calore da gas al camino con una certa presenza di zolfo, è bene non scendere al di sotto delle temperature di condensazione dell'acido.

Il calore può essere recuperato principalmente tramite l'uso di due configurazioni:

- Scambio diretto tra la sorgente di calore e il fluido di lavoro;
- Scambio di calore utilizzando un circuito intermedio, posto tra la sorgente di calore e l'evaporatore, il quale solitamente utilizza come fluido per lo scambio olio diatermico;

Lo scambio diretto con l'evaporatore, a fronte di un miglior rendimento e di una maggior semplicità dell'impianto, comporta una minor controllabilità e stabilità del sistema, ed anche

durante avviamento o transitori il fluido di lavoro può portarsi ad elevate temperature, cosa che comporta il rischio di deterioramento dello stesso.

Studi (A.A. Lakew, 2010) dimostrano poi come negli ORC pressioni più elevate di evaporazione comportino una minor area degli scambiatori, anche se bisogna tenere in considerazione i maggiori costi che comporta il lavorare ad elevate pressioni.

3.5. Pompe

Le pompe sono un altro degli organi principali di un sistema ORC, e devono riuscire a garantire la controllabilità del sistema, ad avere buone efficienze, a non avere perdite verso l'esterno ed evitare la cavitazione.

Nella maggior parte dei sistemi ORC la pompa è utilizzata per il controllo della portata del fluido di lavoro, tramite la connessione del motore elettrico della pompa ad un inverter, dato che nelle pompe volumetriche la portata dipende dalla velocità di rotazione.

Nei tradizionali cicli Rankine a vapore d'acqua, il consumo delle pompe è molto ridotto rispetto alla totale potenza prodotta; nei cicli ORC invece le irreversibilità della pompa possono ridurre notevolmente l'efficienza totale del ciclo. Per indicare le prestazioni della pompa si utilizza il fattore BWR (Back Work Ratio):

$$BWR = \dot{W}_{pompa} / \dot{W}_{espansore} \quad (3.10)$$

Dato dal rapporto tra la potenza elettrica consumata dalla pompa e la potenza prodotta dall'espansore. La Figura 3.5-1 riporta il BWR per dei fluidi tipici, in funzione della temperatura di evaporazione. Come si può notare maggiore è la temperatura critica del fluido minore sarà il BWR, inoltre si nota come il BWR aumenti all'aumentare della temperatura di evaporazione del ciclo, e diventi molto alto quando il ciclo opera vicino alla temperatura critica.

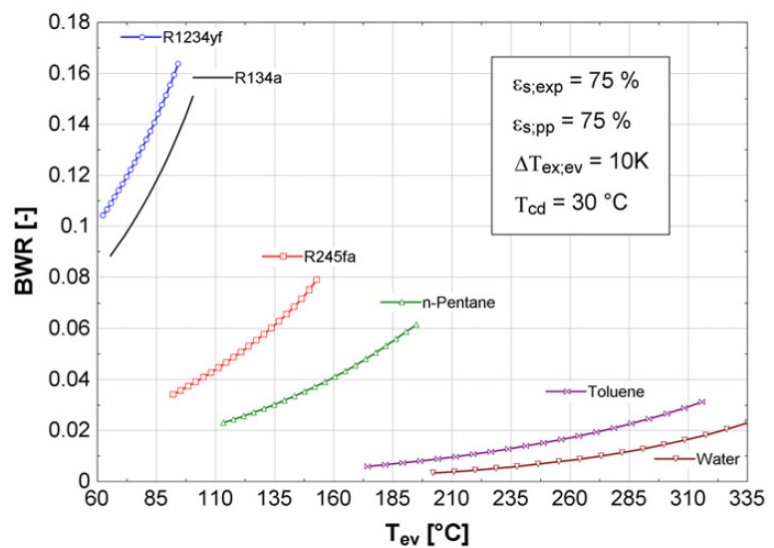


Figure 3.5-1 BWR in funzione della temperatura di evaporazione

Per questo motivo in sistemi a bassa temperatura l'efficienza della pompa è un parametro cruciale, molto più che in sistemi a medio-alta temperatura.

I fluidi organici sono costosi, e in certi casi possono essere tossici, infiammabili ed avere elevati valori di GWP ed ODP, è quindi importante che non ci siano fughe nel ciclo, ed in particolare nella pompa. Per questo motivo sono solitamente preferite pompe a diaframma, piuttosto che pompe a pistoni.

Bisogna poi evitare il verificarsi della cavitazione, che comporterebbe gravi danni alla pompa ed una riduzione della portata di fluido fino alla necessità di fermare il ciclo.

3.6. Condizioni operative ottimali e analisi exergetica

Per ottenere il comportamento ottimale di questi impianti è importante riuscire a farli funzionare alle condizioni operative che, in base alle scelte impiantistiche fatte, garantiscono i migliori risultati in termini di potenza prodotta e di efficienza del sistema.

Uno dei principali parametri che va regolato attentamente è la temperatura di evaporazione, e quindi anche la pressione del fluido nel circuito, in quanto tale parametro va ad influire sull'efficienza termica e sull'efficienza di recupero di calore del ciclo. Considerando di avere una determinata fonte di calore ad una certa temperatura fissata, si ha che un incremento della temperatura di evaporazione del fluido di lavoro comporta un incremento del salto entalpico del fluido nell'espansore, e quindi un incremento nell'efficienza termica. Tuttavia, per ottenere un

incremento della temperatura d'evaporazione, bisogna ridurre la portata di fluido di lavoro, ma in questo modo si ottiene anche un aumento della temperatura di scarico della sorgente calda dopo il suo utilizzo, facendo così diminuire l'efficienza di recupero. Si nota quindi come, al variare della temperatura di evaporazione, efficienza termica ed efficienza di recupero hanno

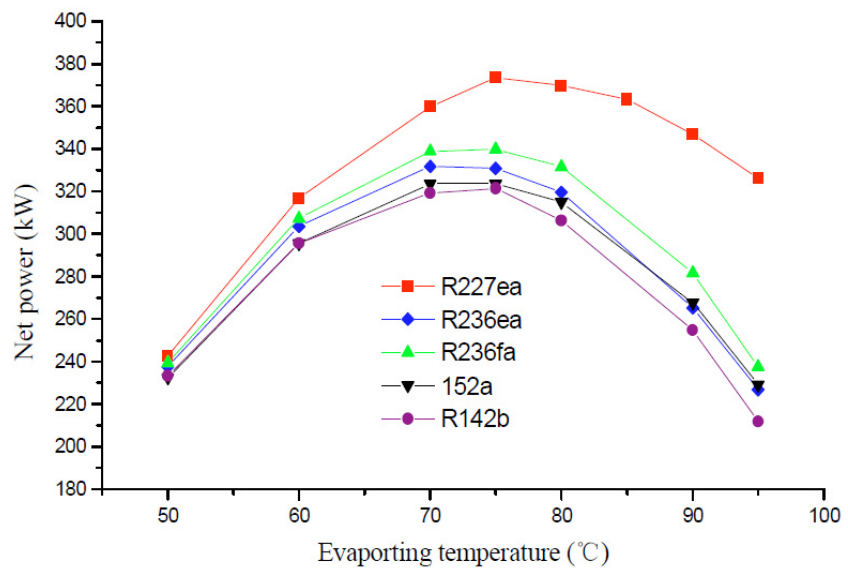


Figure 3.6-1 Potenza netta prodotta al variare della temperatura di evaporazione, per una sorgente a 120°C

variazioni in senso opposto.

Tutto questo ha un diretto effetto sulla potenza prodotta. Come è facile vedere in Figura 3.6-1, all'aumentare della temperatura di evaporazione, per una data temperatura della sorgente, si ha che la potenza netta prodotta prima cresce e poi oltre una certa temperatura inizia a decrescere. Esiste quindi una temperatura di evaporazione ottimale che permette di ottenere la massima potenza prodotta, la quale si raggiunge quando il prodotto tra efficienza termica ed efficienza di recupero è massimo. Non è quindi sempre vero che la maggiore temperatura d'ingresso in turbina comporta una maggiore potenza netta prodotta.

La temperatura ottimale di evaporazione, l'efficienza di recupero e l'efficienza termica crescono all'aumentare della temperatura della sorgente di calore, fino a che la temperatura di evaporazione non raggiunge valori vicini a quelli della sua temperatura critica. La variazione della potenza netta prodotta all'aumentare della temperatura della sorgente di calore, per ciascun fluido operante alla propria temperatura di evaporazione ottimale, è riportata in Figura 3.6-2. Si nota come a differenti temperature sono differenti i fluidi che generano la massima potenza, anche se al di sotto dei 100°C la differenza è molto piccola nonostante per i diversi fluidi efficienza termica ed efficienza di recupero siano differenti.

Lo studio realizzato da (Yiping Dai, 2009) mette in evidenza come, per sistemi WHR destinati al recupero del calore di scarto funzionanti a bassa temperatura, al contrario di altri sistemi ORC, non sia vantaggioso l'utilizzo di un recuperatore di calore interno, in quanto non incrementa la potenza prodotta, ma va a ridurre la quantità di calore prelevato alla sorgente dal fluido di lavoro nell'evaporatore, dato che questo arriverebbe già preriscaldato. Questo minor utilizzo della sorgente di calore comporta un incremento dell'efficienza termica, che però non implica necessariamente la maggior potenza prodotta, e anzi riduce le prestazioni del sistema nel recuperare il calore dalla sorgente.

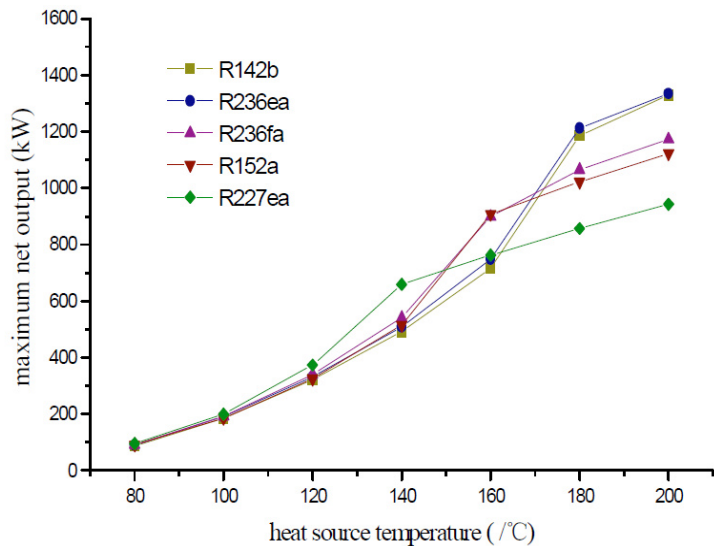


Figure 3.6-2 Potenza netta prodotta al variare della temperatura della sorgente di calore

Dall'analisi exergetica di tali sistemi, tramite la quale si vanno a valutare le perdite di exergia di ciascun componente, si nota infatti che l'uso del recuperatore interno di calore comporta una riduzione delle perdite di exergia nell'evaporatore, dato che fa in modo che lo scambio di calore in quest'ultimo avvenga a differenze medie di temperatura minori, ma di contro si avrà anche un aumento della temperatura di scarico della sorgente di calore dopo il suo utilizzo, che comporta un aumento dell'exergia persa perché non utilizzata.

Distribuzione di exergia per componente, con T sorgente 363 K, e fluido R601

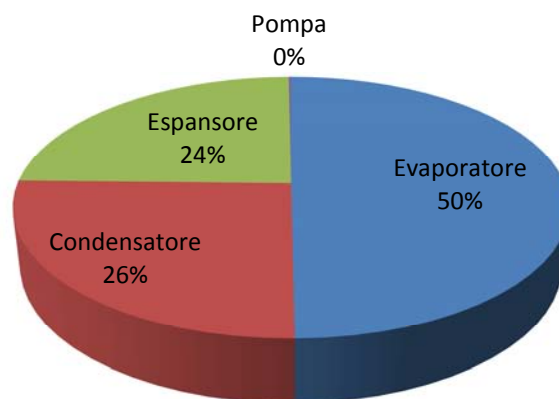


Figure 3.6-3 Distribuzione di exergia per componente

Sempre dall'analisi exergetica svolta su tutti i componenti si può notare come l'evaporatore sia il componente che contribuisce maggiormente alla distruzione di exergia. All'aumentare della temperatura la distruzione di exergia nell'evaporatore aumenta rapidamente, a causa dell'aumento della differenza di temperatura con cui avviene lo scambio. Il secondo contributo alla distruzione di exergia, nel caso di sistemi ORC a bassa temperatura, è dato dal condensatore, come si può notare in Figura 3.6-3. Per sistemi a temperature più elevate questo è invece dato dall'espansore.

CAPITOLO 4

Descrizione sistema ORC studiato

La macchina oggetto di studio di questa tesi è un sistema ORC che sfrutta calore di scarto sotto forma di acqua calda, scambiando con una sorgente fredda, ed in questo modo convertendo il 6-8% dell'energia contenuta nell'acqua calda in energia meccanica; tale lavoro meccanico viene utilizzato per azionare un generatore elettrico.

4.1. Componenti del sistema

La Figura 4.1-1 illustra le principali componenti della macchina in esame.

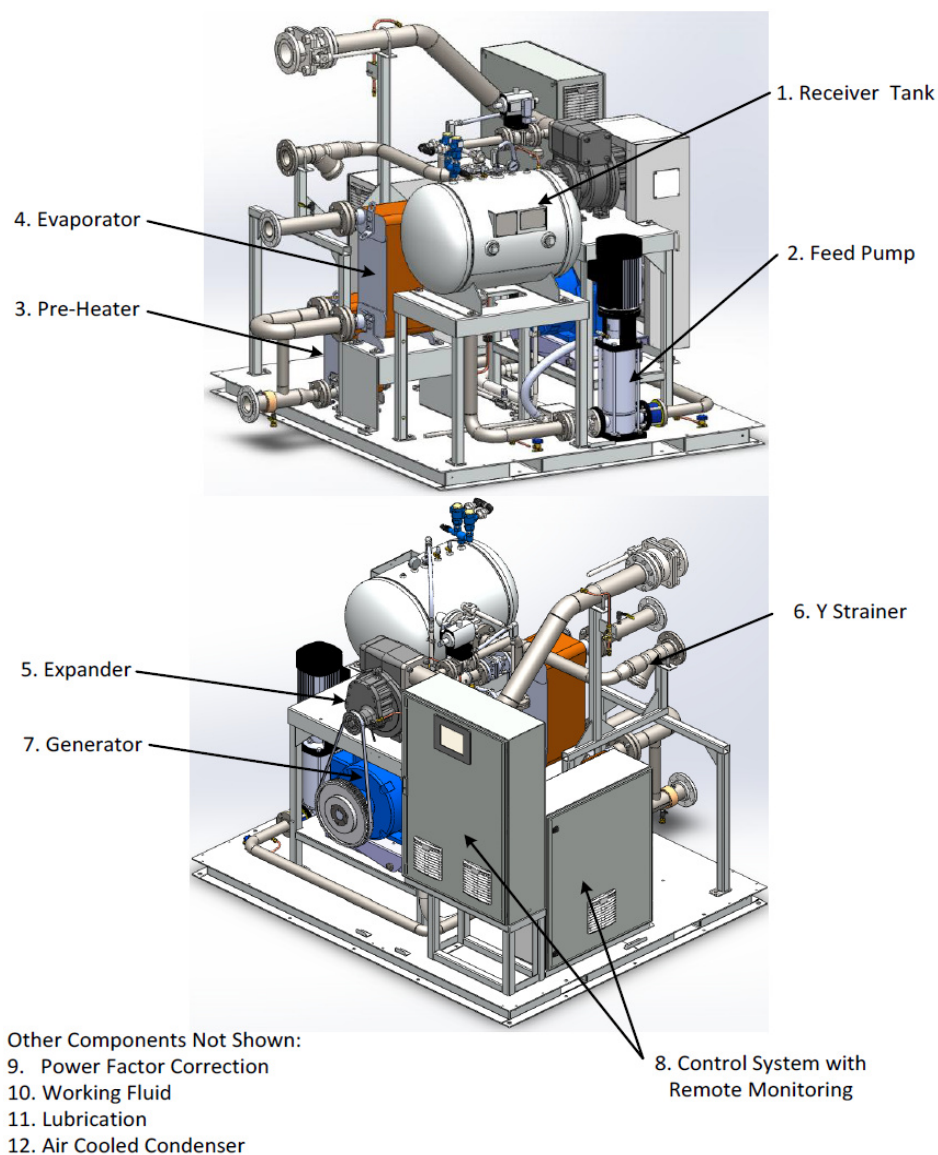


Figure 4.1-1 Principali componenti del sistema ORC studiato

1. Serbatoio Ricevitore (Receiver Tank)

Nel serbatoio ricevitore viene mantenuta una certa riserva di fluido di lavoro, in modo tale da garantire la sicurezza in caso di fluttuazioni del sistema, come ad esempio nello startup e durante le variazioni di carico, che comportano variazioni della portata di fluido di lavoro utilizzato. Il fluido può poi essere completamente stoccato all'interno del serbatoio durante le operazioni di manutenzione. All'interno del serbatoio è posizionata la valvola per la rilevazione della pressione.

2. Pompa di Alimento (Feed Pump)

La pompa di alimento è una pompa centrifuga multistadio composta da un motore e da una serie di giranti ad asse verticale. La pompa è azionata da una sistema a frequenza variabile, da 0 a 60 Hz, e comporta un utilizzo di potenza variabile tra 0 e 7 kW, a seconda del carico del sistema.

3. Pre-Riscaldatore (Pre-Heater)

Il pre-riscaldatore, l'evaporatore, ed anche il condensatore se la macchina è raffreddata ad acqua, sono tutti scambiatori di calore a piastre saldobrasate. Tali scambiatori permettono di massimizzare lo scambio di calore in uno spazio ridotto.

Il pre-riscaldatore viene utilizzato per incrementare la temperatura del fluido di lavoro prima che vada all'evaporatore, utilizzando l'acqua con temperature ancora sfruttabili che da questo fuoriesce; ciò permette di incrementare l'efficienza del sistema.

4. Evaporatore (Evaporator)

L'acqua calda che entra nella macchina viene per prima cosa mandata nell'evaporatore, per realizzare lo scambio di energia con il fluido di lavoro. L'incremento di energia del fluido di lavoro ne comporta il cambiamento di fase, generando vapore ad alta pressione, con cui si può azionare l'espansore.

5. Espansore (Expansor)

Per la produzione della potenza viene utilizzato un espansore twin screw (doppia vite) il quale era originariamente un compressore, che viene ora fatto operare nel verso opposto. Questi tipi di espansori sono molto robusti e semplici, con il grande vantaggio di avere elevate variazioni di carico, fino a un quarto della portata massima, con riduzioni dell'efficienza non eccessive.

La velocità di rotazione della macchina è mantenuta costante a circa 5000 giri/min, velocità molto bassa se comparate a quella delle micro-turbine che servirebbero in queste applicazioni. Una cinghia, collegata al generatore, permette di raggiungere i 1500 giri/min richiesti per ottenere la frequenza di 50 Hz necessaria per il collegamento alla rete.

Grazie alle ridotte velocità di rotazione dell'espansore, si può utilizzare il fluido in condizioni umide, cioè anche se non è vapore saturo al 100%.

6. Filtro a Y (Y Strainer)

Il filtro a Y è installato nella linea di ritorno dal condensatore del fluido di lavoro, ed è composto da elementi filtranti con grado di filtrazione di 150 μ . Il filtro cattura così ogni particolato che torna alla macchina dal condensatore raffreddato ad aria o ad acqua a seconda della disponibilità.

7. Generatore (Generator)

Viene utilizzato un generatore ad induzione per la produzione di energia elettrica. Il voltaggio e la frequenza sono determinati dalle condizioni della rete a cui si collegano, e prima della connessione alla rete non si ha magnetizzazione o tensione ai terminali. Per questo motivo la macchina non può funzionare senza il collegamento alla rete.

8. Sistema di controllo (Control system with remote monitoring)

Il controllore automatico PLC di cui è dotata la macchina, assieme all'interfaccia uomo-macchina, permette un accesso alle operazioni di controllo sia in loco che a distanza (per il controllo a distanza è richiesta la connessione internet).

9. Correttore del Fattore di Potenza (Power Factor Correction)

La macchina è equipaggiata con un correttore del fattore di potenza, realizzato tramite un condensatore collegato a triangolo ed un circuito di controllo. Il fattore di potenza in questo modo rimane mediamente tra 0.96 e 0.99, e comunque oltre lo 0.93 in tutte le condizioni di utilizzo.

10. Fluido di Lavoro (Working FLuid)

Il fluido di lavoro utilizzato è l'HFC-245fa (1,1,1,3,3, pentafluoruropropano), il quale è un fluido approvato dall'EPA (Environmental Protection Agency) membro della famiglia degli idrofluorocarburi HFC, famiglia di refrigeranti permessa dal Protocollo di Montreal. Questo fluido è non infiammabile, ha bassa tossicità, ed ha valori di ODP (Ozone Depleting Potential) pari a zero e valori di GWP (Global Warming Potential) pari a 100, quindi molto bassi.

Tale fluido bolle a 15.5°C a pressione atmosferica, ha una temperatura critica di

154°C, massa molecolare pari a 134 UMA, e un calore latente di vaporizzazione a 1 atm di 197,5 kJ/kg.

11. Lubrificante

L'espansore screw è lubrificato tramite un olio sintetico ISO 100 a base di poliestere (POE). Tale olio viene mescolato con il fluido di lavoro.

12. Condensatore (Condenser)

Il vapore a bassa pressione che lascia l'espansore viene inviato ad un condensatore che può essere ad aria o ad acqua a seconda delle esigenze e delle disponibilità, dove il calore rimanente viene trasferito dal fluido di lavoro all'aria ambiente, cosa che permette la condensazione del vapore in liquido. Da qui il fluido di lavoro torna al serbatoio ricevitore.

4.2. Dati fisici e di funzionamento

La macchina è progettata in modo da poter operare in un ampio intervallo di temperature dell'acqua in ingresso, e a vari livelli di potenza in uscita. Tali intervalli sono riportati nella Tabella 4.2-1.

Tabella 4.2-1 Campo di funzionamento ORC studiato

Output elettrico	Condizioni Acqua Calda			Condizioni al Condensatore		
	Temperatura acqua ingresso [°C]	Input Termico [kW]	Portata [l/s]	Temperatura acqua ingresso [°C]	Temperatura aria ambiente [°C]	Carico Condensatore [kW]
20-65	77-116	400-860	3.8-12.6	4-43	<38	380-795

Le condizioni atmosferiche durante il funzionamento, come ad esempio cambiamenti di umidità, temperatura ed altitudine dell'ambiente esterno o altri parametri del luogo, possono influenzare le performance della macchina o della soluzione utilizzata per la condensazione.

Per il dimensionamento della pompa di approvvigionamento dell'acqua è necessario considerare le perdite di pressione negli scambiatori di calore, oltre a quelle nelle condutture. Le perdite di pressione lato acqua nel pre-riscaldatore e nell'evaporatore variano, a seconda della portata, da 0,06 bar a 0,88 bar.

Altri aspetti da considerare sono: il tipo d'acqua utilizzato che non deve deteriorare le componenti, e quindi deve avere delle determinate qualità; il collegamento alla rete, che può essere singolo, quindi con gli organi ausiliari direttamente collegati al generatore della macchina, o doppio, quindi con alimentazione esterna.

La rete poi a cui si collega il sistema deve avere una capacità di almeno 300 kWe, con una potenza base di almeno 100 kWe.

Il consumo degli ausiliari va, a seconda del carico, da un minimo di 0.5 kWe ad un massimo di 9 kWe.

Si sottolinea quindi come tale macchina non possa funzionare come generatore di potenza stand-alone, quindi isolato dalla rete, ma debba essere a questa collegato.

CAPITOLO 5

Modellizzazione ORC

Il modello semi-empirico di seguito presentato va ad analizzare i principali componenti del sistema ORC, definendo, per ciascuno di questi, il comportamento nelle condizioni di funzionamento imposte dalla sorgente di calore esterna e dalla temperatura ambiente a cui si rigetta il calore.

Interconnettendo i sotto-modelli realizzati per descrivere il funzionamento degli organi dell'ORC, quali la pompa, l'evaporatore, l'espansore e il condensatore, si riesce ad ottenere un modello termodinamico globale dell'ORC in regime stazionario. Il modello viene poi validato confrontandone i risultati con i reali punti di funzionamento della macchina di cui si dispone.

Lo scopo per cui viene sviluppato tale modello è quello di investigare tramite simulazioni software le performance di funzionamento della macchina esaminata in funzione di temperatura e portata della sorgente e del pozzo di calore, verificando velocemente, e per ogni diversa ipotesi di impiego, il vantaggio o meno del suo utilizzo.

5.1. Analisi dell'ORC

Per definire il campo di lavoro dell'ORC studiato ed i parametri geometrici e termodinamici dei suoi principali organi si sono analizzati i dati tecnici presenti nella guida del sistema ORC, già illustrati al capitolo 4, e alcuni dati di funzionamento, disponibili per una particolare condizione di carico durante la quale è stato possibile rilevarli direttamente dal pannello di controllo della macchina. Tali dati sono:

- Temperatura acqua in ingresso: 94,3 °C
- Variazione temperatura acqua calda: 10,3 °C
- Pressione relativa inizio espansione: 7,1 [bar]
- Pressione relativa fine espansione: 1,03 [bar]
- Temperatura ambiente: 18,0 °C
- Potenza lorda prodotta: 32,09 [kW]
- Potenza netta prodotta: 29,79 [kW]
- Giri al minuto generatore: 1518 [rpm]

Imponendo come fissi tali valori ottenuti da una reale condizione di carico si è potuto, tramite un'analisi delle trasformazioni termodinamiche che avvengono nel ciclo, e l'utilizzo del software "REFPROP Mini" per determinare le condizioni del fluido di lavoro, risalire alle temperature di evaporazione e condensazione. In seguito, dopo una prima implementazione dei modelli di pompa ed espansore si è potuto determinare anche la portata di fluido frigorifero utilizzata, tramite calcoli riportati più dettagliatamente nel seguito.

Avendo anche questi dati a disposizione, necessari per la determinazione del tipo di scambiatori installati, si è potuto procedere con la modellizzazione di tutti i principali componenti dell'ORC, e successivamente con l'implementazione tramite il software MATLAB dell'algoritmo iterativo di calcolo utilizzato per la simulazione del sistema.

Di seguito si riportano i metodi utilizzati per la modellizzazione degli organi componenti l'ORC.

Si farà riferimento al seguente diagramma termodinamico del ciclo, ed ai punti termodinamici principali riportati su di esso.

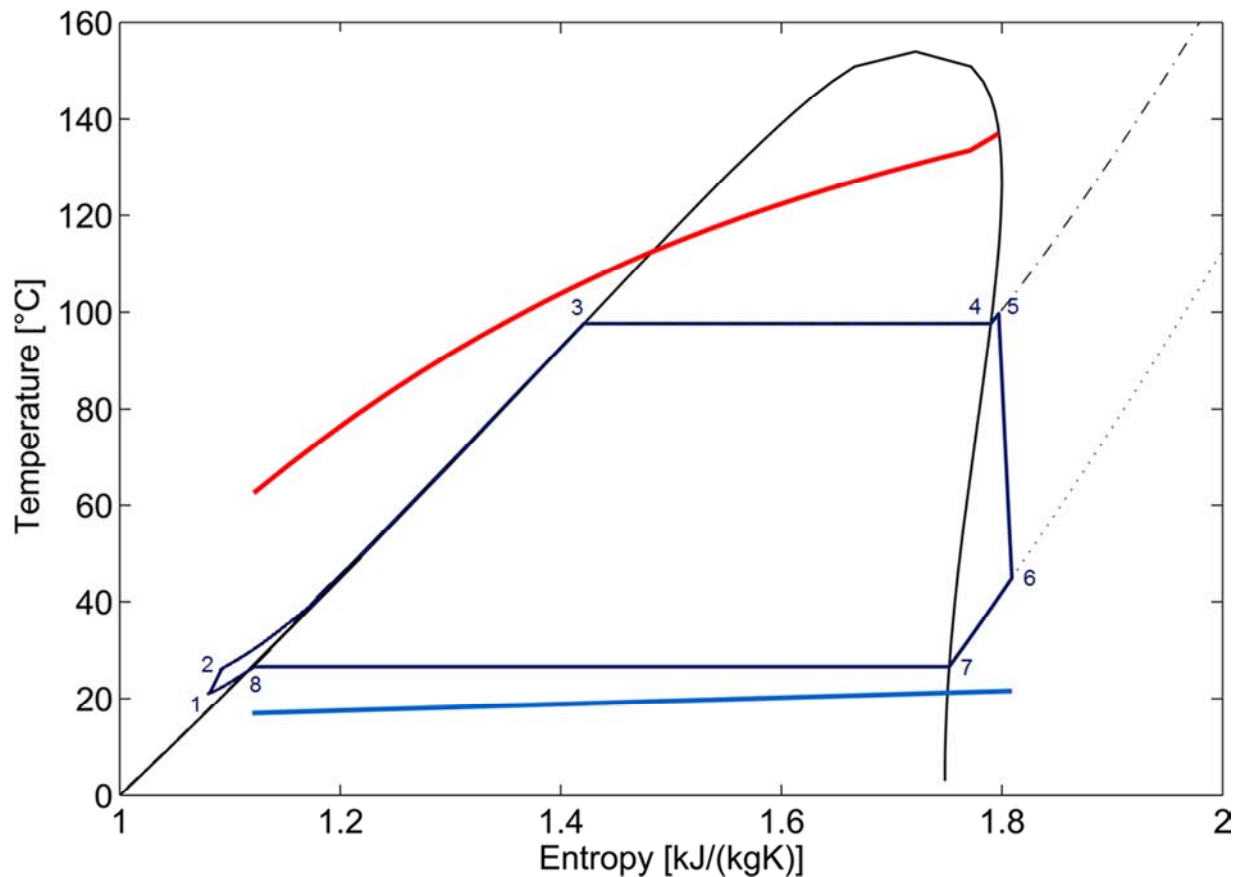


Figure 5.1-1 Diagramma T-s ciclo ORC

5.2. Condensatore ed evaporatore

Gli scambiatori di calore sono gli elementi all'interno dei quali avviene il trasferimento di calore tra i due fluidi, lo scambio avviene però in modo tale che non ci sia miscelamento tra questi. I fluidi sono infatti divisi da una parete intermedia realizzata con un materiale che abbia una buona conducibilità termica. Lo scambio può in genere avvenire in diverse modalità. In questa analisi si è considerato come evaporatore uno scambiatore a piastre in controcorrente, il quale è costituito da delle piastre metalliche parallele saldate tra loro ai bordi, in modo tale da creare dei canali interni tra piastra e piastra nei quali scorrono alternativamente il fluido caldo e quello freddo, che scambiano così energia termica. Per il condensatore invece è stata considerata la possibilità di scelta, a seconda delle necessità, tra uno scambiatore uguale a quello considerato per l'evaporatore, quindi a piastre con scambio liquido/liquido, ed uno scambiatore aria/acqua a banco di tubi alettati, composto da un tubo di materiale metallico, all'interno del quale scorre il

fluido di lavoro, e da una batteria alettata a cui il tubo è adeguatamente saldato, attraverso la quale viene fatta fluire forzatamente una certa portata d'aria spinta da ventilatori.

Sia all'evaporatore che al condensatore, dopo una prima zona di scambio monofase, cioè in cui entrambi i fluidi mantengono la loro fase iniziale, liquida o vapore che sia, si ha una zona di scambio bi-fase nella quale parte del liquido vaporizza o, viceversa, parte del vapore condensa, a seconda che si tratti di evaporatore o condensatore, per poi completare la trasformazione fino a tornare in condizioni di fase singola.

Il modello di entrambi gli scambiatori di calore è stato realizzato con il metodo denominato ϵ -NTU, suddividendo lo scambiatore di calore in tre zone, ognuna delle quali caratterizzata da un determinato coefficiente globale di scambio K e da una certa area A .

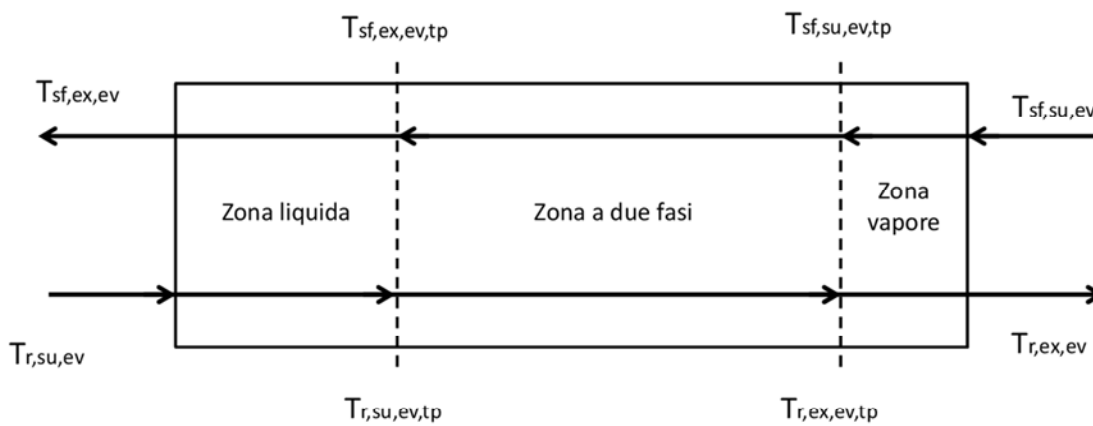


Figure 5.2-1 Schema modello di evaporazione a tre zone con confini mobili

5.2.1. Metodo ϵ - NTU

I metodi principalmente utilizzati per risolvere problemi legati agli scambiatori di calore sono il metodo della differenza media logaritmica e il metodo dell'efficienza detto anche ϵ - NTU. Il primo metodo richiede la conoscenza non solo delle temperature in ingresso ma anche di quelle in uscita, per questo motivo necessita di un processo iterativo e risulta quindi meno comodo in verifiche a posteriori in cui gli scambiatori sono già disponibili.

Il secondo, metodo dell'efficienza, è quello che sarà utilizzato in questo elaborato.

L'efficienza di uno scambiatore, ϵ , viene definita come il rapporto tra la potenza termica effettivamente scambiata da esso e la massima potenza che si potrebbe trasferire:

$$\epsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} \quad (5.1)$$

La massima potenza termica trasferibile è quella che può essere scambiata in uno scambiatore di calore in controcorrente di lunghezza infinita. In questo caso, il fluido con la capacità termica minore, subirebbe la massima differenza di temperatura raggiungibile, che corrisponde alla differenza di temperatura che si ha tra fluido caldo in ingresso e fluido freddo in ingresso.

Di conseguenza può essere calcolata la massima potenza teoricamente trasmissibile da parte di uno scambiatore come:

$$\dot{Q}_{max} = \dot{C}_{min} \cdot (T_{c,i} - T_{f,i}) \quad (5.2)$$

si può quindi, conoscendo l'efficienza di uno scambiatore, andare a calcolare la reale potenza termica scambiata, tramite la formula :

$$\dot{Q} = \varepsilon \cdot \dot{C}_{min} \cdot (T_{c,i} - T_{f,i}) \quad (5.3)$$

Conoscendo le temperature di ingresso dei due fluidi e l'efficienza dello scambiatore è possibile ricavarne le temperature d'uscita.

L'efficienza dello scambiatore non è però solo funzione del rapporto tra le capacità termiche dei due fluidi, come appena visto, ma anche di un termine dimensionale chiamato numero di unità di scambio termico, NTU:

$$\varepsilon = f\left(\frac{\dot{C}_{min}}{\dot{C}_{max}}, NTU\right); \quad NTU = \frac{KA}{\dot{C}_{min}} \quad (5.4)$$

Si può dall'equazione che lo descrive osservare come il valore di NTU sia legato alle caratteristiche geometriche, e di scambio termico, dello scambiatore in questione. Per tale motivo l'efficienza dello scambiatore si modifica al variare delle condizioni di utilizzo, infatti, al mutare della temperatura si avranno corrispondenti variazioni dei coefficienti globali di scambio, i quali verranno però, nel modello qui sviluppato, considerati costanti per l'intervallo di temperature e pressioni di lavoro dell'ORC.

Utilizzando un unico scambiatore per riscaldare, evaporare e surriscaldare il fluido, si hanno in questo tre diverse fasi del fluido (liquido, vapore-liquido, vapore surriscaldato), che, a seconda delle condizioni di lavoro, intese in termini di temperatura e pressione, occupano, a parità di area totale disponibile dello scambiatore, aree diverse. Per questo tipo di variazioni delle aree di scambio, nel modello sviluppato, si considera che vari l'efficienza dello scambiatore, ricalcolandola ad ogni iterazione che comporti la variazione delle temperature e pressioni di lavoro e quindi delle aree destinate alle diverse fasi nello scambiatore.

5.2.2. Determinazione coefficienti di scambio globale:

Come illustrato precedentemente ognuna delle tre zone dello scambiatore è caratterizzata da un determinato coefficiente di scambio termico globale, il quale è stato calcolato considerando le due resistenze termiche di scambio per convezione, una lato fluido secondario α_{fs} e una lato fluido organico α_r e la resistenza termica di conduzione λ_p attraverso la parete dello scambiatore, tutte e tre poste in serie.

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_r} + \frac{s}{\lambda_p} + \frac{1}{\alpha_{fs}}} \quad (5.5)$$

Le perdite di carico lato fluido di lavoro, date le portate ridotte di fluido, sono molto piccole e quindi si è potuto trascurarle senza per questo influire troppo sulla precisione del modello. Le perdite lato fluido secondario sono invece maggiori, date le portate elevate, e andranno considerate in sede di progettazione.

5.2.3. Scambio in fase singola:

Il coefficiente di scambio globale per la singola fase viene calcolato considerando, come sopra riportato, lo scambio per conduzione, dipendente dal materiale con cui sono realizzate le pareti dello scambiatore, in questo caso acciaio, e lo scambio termico per convezione dei due fluidi.

La conducibilità termica dell'acciaio è pari a 15,4 [w/m k].

Per il calcolo del coefficiente di convezione in moto turbolento si utilizza la relazione non dimensionale chiamata equazione di Martin:

$$Nu = C \cdot Re^n \cdot Pr^m = \frac{\alpha Dh}{\lambda} \quad (5.6)$$

Dove:

$$Re = \frac{Dh G}{\mu} ; Pr = \frac{c_p \mu}{\lambda} \quad (5.7)$$

Con:

G = portata specifica = $(u \rho) = m_{1\text{canale}} / (\rho b w)$;

α = coefficiente di scambio per conduzione;

ρ = densità;

μ = viscosità;

λ = conducibilità termica del fluido;

u = velocità del fluido;

Gli esponenti e le costanti sono stati scelti all'interno degli intervalli consigliati in letteratura per scambiatori a piastre corrugate, "m" dipende principalmente dal regime del fluido (laminare o turbolento) e ha valori compresi tra 0,5 e 0,8 mentre "n" è generalmente impostato pari a 1/3. Anche il coefficiente C è stato identificato dalla letteratura scientifica relativa a scambiatori a piastre corrugate.

I valori utilizzati sono riportati nella tabella seguente:

C:	0,205
n:	0,7286
m:	0,333333333

Che sono dei coefficienti dell'equazione di Martin adatti ad angoli di corrugazione di 45° e numeri di Reynolds superiori a 2000.

5.2.4. Scambio bi-fase:

La letteratura che illustra lo scambio bi-fase in scambiatori a piastre è ad oggi ancora limitata, sono state sviluppate alcune correlazioni per descrivere lo scambio durante i processi di evaporazione e condensazione, le quali però portano se sviluppate a risultati discrepanti tra loro.

Il coefficiente di scambio che influenza maggiormente il flusso termico trasferito dal fluido bi-fase è quello dovuto all'ebollizione nucleata α_{en} , il quale è stato calcolato con la seguente equazione che utilizza i numeri adimensionali definiti da Shah:

$$\alpha_{en} = C Bo^{0,5} \exp(2,47 N^{-0,1}) \alpha_l \quad (5.8)$$

Dove i coefficienti utilizzati sono stati i seguenti:

N:	1,88041644
Bo:	0,002508207
C:	14,7

Bo è il numero dell'ebollizione.

Tale equazione varia in valori e forma in funzione del titolo della miscela liquido vapore, viene però assunta, per semplicità del modello, una forma in cui si ottiene un valore medio costante, sull'area di scambio bi-fase, del coefficiente di scambio in ebollizione.

5.2.5. Scelta scambiatori

Le dimensioni e la geometria degli scambiatori vanno ad influenzare le proprietà di scambio termico, e di conseguenza, influiscono molto sull'intero ciclo termodinamico. Si ricorda come l'evaporatore venga fornito con l'ORC al momento dell'acquisto, visto che la macchina è predisposta per l'utilizzo di acqua calda come sorgente di calore. Il condensatore invece può variare a seconda del tipo di sorgente fredda a disposizione.

Per l'evaporatore una volta determinate le potenze in gioco, e la scala di grandezza, si sono analizzati i dati relativi agli scambi termici della situazione reale a disposizione. Dalle variazioni di temperatura, e quindi di entalpia, a disposizione nelle varie fasi del ciclo, in particolare tra il punto 5 e il punto 2 dello schema termodinamico del ciclo, e dalla conoscenza della portata d'acqua utilizzata nello scambio, che definisce assieme alla sua variazione di temperatura l'energia termica scambiata, si è potuto determinare il ΔT_{pp} , variazione di temperatura al pinch point. In queste condizioni di scambio, ed imponendo un surriscaldamento del fluido di lavoro di 2°C dopo l'evaporazione, si è potuto risalire in questo modo ai coefficienti KA dello scambiatore in queste condizioni.

A questo punto, una volta effettuata la scelta di uno scambiatore simile a quello impiegato, si è considerato uno scambiatore realmente presente sul mercato, e da questo si sono derivate tutte

le dimensioni necessarie per la determinazione dei coefficienti di scambio termico globale K. Si è potuto infine risalire alle dimensioni dell'area di scambio necessaria per lo scambiatore scelto, e di conseguenza al numero di piastre da utilizzare, valori che rimangono costanti in tutte le condizioni di lavoro.

Si riportano di seguito i coefficienti di scambio, l'area ed il numero di piastre dello scambiatore ottenuti:

Coefficienti di scambio termico globale evaporatore		
KL_evap	2450,480	[W/m ² K]
KSH_evap	2598,086	[W/m ² K]
KTP_evap	3193,195	[W/m ² K]

Area totale evaporatore = 15,303 [m²]

Numero piastre evaporatore = 157

Per quanto riguarda il condensatore, si è ipotizzato, nello sviluppo del modello, di poter scegliere tra l'utilizzo di un condensatore ad acqua identico all'evaporatore o uno ad aria, in modo tale da poter variare la scelta a seconda del tipo di sorgente fredda a disposizione nel luogo d'installazione.

Per l'analisi della fase termodinamica di condensazione e di raffreddamento del fluido organico ci si è basati sulla conoscenza della temperatura di condensazione, delle temperature del fluido nei punti principali (6-7-8-1) e della temperatura ambiente, sempre nelle già determinate condizioni di carico conosciute. Una volta calcolati tali dati e i parametri termodinamici relativi si è effettuata l'ipotesi sul condensatore utilizzato, considerando quelli presenti sul mercato. Per il condensatore ad aria si è scelto per un condensatore con tubi alettati in rame ed alette di alluminio, con una potenza nominale dissipata pari a 600 kW per una variazione di temperatura tra fluido primario e secondario di 15°C, una portata d'aria di 121000 [m³/h] ed una potenza d'assorbimento dei motori elettrici dei ventilatori di 5,2 [kW]. Per il condensatore ad acqua, come è stato già detto, si è considerato uno scambiatore a piastre uguale all'evaporatore.

Per il condensatore ad aria, in cui non si dispone, nella situazione conosciuta, dei dati relativi alla temperatura del fluido secondario dopo lo scambio, si è scelto il condensatore in modo tale da avere, nelle condizioni di potenza intermedie relative ai dati di funzionamento a disposizione, una differenza di temperatura di pinch point di circa 5°C. Sempre dai dati a disposizione si può risalire al sottoraffreddamento del fluido dopo la condensazione, pari a 6°C, che verrà imposto come costante per tutte le situazioni, anche nel caso di condensatore a liquido, dato che influisce relativamente poco sullo scambio globale.

Grazie alla conoscenza di questi dati, e alle ipotesi sul condensatore utilizzato, si è potuto procedere al calcolo dei coefficiente di scambio KA effettivi del condensatore per tutte e tre le zone di scambio.

Non essendo però la macchina vincolata al tipo di condensatore non si è proceduto al calcolo degli effettivi coefficienti di scambio termico globale K, dato che varieranno a seconda del condensatore scelto. Quindi per il condensatore ad aria si sono ipotizzati i K per le tre fasi considerando dei valori tipici di letteratura, e si è calcolata in funzione di questi l'area del condensatore, in modo tale da

far corrispondere il KA risultante alle condizioni di funzionamento determinate. Mentre per il condensatore ad acqua si sono utilizzati gli stessi già calcolati per l'evaporatore, anche se le temperature di lavoro sono leggermente diverse. I valori utilizzati sono i seguenti:

Coefficients di scambio termico globale condensatore		
KL_cond	38	[W/m ² K]
KSH_cond	35	[W/m ² K]
KTP_cond	45	[W/m ² K]

Area totale condensatore ad aria = 1210,88 [m2]

5.2.6. Sviluppo modello scambiatori

L'intero modello è basato sul comportamento dei principali organi che compongono l'ORC, che sono: scambiatori, espansore e la pompa. Il funzionamento di ciascuno di questi è stato definito tramite le equazioni che descrivono i bilanci di energia e gli scambi che avvengono in essi.

Per gli scambiatori si sono imposti come vincoli le equazioni del bilancio di energia lato fluido secondario e lato fluido di lavoro organico, e le equazioni relative allo scambio termico vincolato dagli scambiatori scelti per via delle loro dimensioni e coefficienti di scambio.

Si fa riferimento ai punti termodinamici di Figura 6.1.

Evaporatore:

Lato acqua

$$Q_{SH_evap} = \dot{m}_{water} \cdot cp \cdot (T_{water_in} - T_{water_out_SH}) \quad (5.9)$$

$$Q_{TP_evap} = \dot{m}_{water} \cdot cp \cdot (T_{water_out_SH} - T_{water_out_TP}) \quad (5.10)$$

$$Q_{L_evap} = \dot{m}_{water} \cdot cp \cdot (T_{water_out_TP} - T_{water_out}) \quad (5.11)$$

Lato fluido di lavoro R245fa

$$Q_{SH_evap} = \dot{m}_{R245fa} \cdot (h_5 - h_4) \quad (5.12)$$

$$Q_{TP_evap} = \dot{m}_{R245fa} \cdot (h_4 - h_3) \quad (5.13)$$

$$Q_{L_evap} = \dot{m}_{R245fa} \cdot (h_3 - h_2) \quad (5.14)$$

Flusso di calore scambiato tra acqua esterna e fluido di lavoro

$$Q_{SH_evap} = \varepsilon_{SH_evap} \cdot \dot{m}_{R245fa} \cdot cp_{R245fa_liq} \cdot (T_{water_in} - T_{evaporazione}) \quad (5.15)$$

$$Q_{TP_evap} = \varepsilon_{TP_evap} \cdot \dot{m}_{water} \cdot cp_{water} \cdot (T_{water_out_SH} - T_{evaporazione}) \quad (5.16)$$

$$Q_{L_evap} = \varepsilon_{L_evap} \cdot \dot{m}_{R245fa} \cdot cp_{R245fa_liq} \cdot (T_{water_out_TP} - T_2) \quad (5.17)$$

Le stesse equazioni adattate sono state utilizzate per definire lo scambio termico al condensatore.

Per ottenere la corretta temperature di evaporazione e di condensazione si è quindi proceduto iterando fintantoché i tre valori dell'energia termica scambiata nello stesso tratto dello scambiatore, ottenuti tramite i tre diversi vincoli qui sopra riportati, lato acqua, lato r245fa e il vincolo dello scambiatore, risultassero uguali, se non per uno scarto minimo.

Al fine di garantire la variazione delle aree di scambio termico destinate alle diverse fasi, in funzione delle temperature e delle potenze di lavoro dell'ORC, si è imposto come vincolo l'area totale dello scambiatore. Ad ogni iterazione si è poi ricalcolato il valore dell'NTU per ogni sotto area di scambio, cioè destinata alla fase liquida, allo scambio bi-fase, o al surriscaldamento del vapore, e quindi, sempre ad ogni iterazione, si sono ricalcolate le efficienze dello scambio in ogni tratto, funzioni dell'NTU.

$$NTU_{SH_{evap}} = \frac{(K_{SH_{evap}} \cdot A_{shevap})}{\dot{m}_{R245fa} \cdot cp_{R245fa_{vap}}} \quad (5.18)$$

$$R = \frac{cp_{R245fa_{vap}} \cdot \dot{m}_{R245fa}}{cp_{water} \cdot \dot{m}_{water}} \quad (5.19)$$

$$\epsilon_{SH_{evap}} = \frac{1 - e^{(-NTU_{SH_{evap}} \cdot (1-R))}}{R \cdot e^{-NTU_{SH_{evap}} \cdot (1-R)}} \quad (5.20)$$

Queste tre equazioni, riportate per il solo tratto di surriscaldamento del fluido organico di lavoro nell'evaporatore, sono ripetute per tutte e tre le zone di scambio a fasi diverse. Si nota, come già detto sopra, che l'efficienza dello scambiatore è funzione, attraverso l'NTU, dell'area di scambio della determinata zona, in questo caso $A_{SH_{evap}}$, e per vincolare queste aree a quella totale si è inserita un ulteriore funzione atta a ciò:

$$A_{tot} = A_{SH_{evap}} + A_{TP_{evap}} + A_{L_{evap}} \quad (5.21)$$

La risoluzione di questo complesso sistema non lineare avviene per iterazioni, considerando il funzionamento anche degli altri organi dell'ORC, principalmente pompa ed espansore. La soluzione corretta si ottiene quando si riescono ad azzerare tutte le funzioni del sistema, composto dalle equazioni del bilancio di energia appena illustrate, le quali permettono di ottenere tutte le temperature dei punti termodinamici illustrati nello schema, ed anche le diverse aree di scambio per ciascuna zona a diversa fase, nell'evaporatore e nel condensatore.

5.3. Pompa

La pompa centrifuga multistadio impiegata è necessaria per il pompaggio del fluido di lavoro organico dalla pressione di condensazione fino alla pressione di evaporazione, l'entità di tale incremento di pressione varia a seconda della temperatura della sorgente di calore e del pozzo termico a cui il calore viene rigettato. Tanto maggiore è la temperatura della fonte di calore e minore quella del pozzo, tanto maggiore sarà l'incremento di pressione che la pompa dovrà fornire al fluido di lavoro.

Per la modellizzazione della pompa, dato che l'incremento di pressione che deve compiere è fissato dagli scambi termici, si è proceduto fissando il rendimento, necessario per determinarne i consumi di energia elettrica del motore che la aziona, che vanno a dare la differenza tra la potenza lorda e la potenza netta prodotta dall'ORC, essendo la pompa l'unico carico interno diretto dell'ORC.

Il rendimento utilizzato è stato direttamente ottenuto dalla condizione di funzionamento conosciuta, in cui, tramite la conoscenza della potenza elettrica lorda prodotta e quella netta poi mandata alla rete si è potuto calcolare per differenza la reale potenza assorbita dalla pompa nelle specifiche condizioni, e così risalire, conoscendo la potenza ideale necessaria all'incremento di pressione del fluido, al rendimento.

Tale rendimento è risultato pari a:

$$\eta_{is} = 0,65$$

Si è poi considerato tale rendimento costante, anche se nella realtà varia di diversi punti percentuali a seconda delle condizioni di lavoro. Si è supposto in sede iniziale che tali variazioni non influiscano significativamente sulla potenza prodotta.

5.4. Espansore e portata fluido organico

Gli espansori screw (a vite) sono macchine volumetriche composte da due rotori a forma di vite elicoidale. Nei due rotori si può distinguere il maschio e la femmina, i quali durante il funzionamento sono separati tra loro da un minimo spazio, dell'ordine dei 50 μm , questi rotori sono collegati a dei cuscinetti e a degli ingranaggi di distribuzione. Tali espansori vengono attualmente spesso derivati da compressori della stessa famiglia utilizzati in cicli frigoriferi.

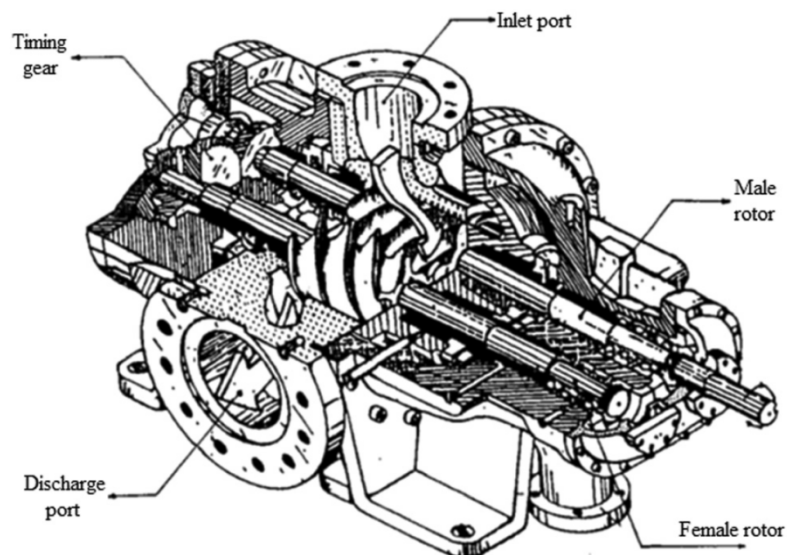


Figure 5.4-1 Espansore a vite

Il fluido di lavoro ad alta pressione entra dal condotto di ingresso a sezione più stretta, una volta entrato questo tende ad espandersi tra il rotore e lo statore, la cassa metallica dove i rotori sono contenuti, e ciò causa la rotazione del rotore. Man mano che il volume del fluido aumenta esercita pressione sul rotore causandone la rotazione, ma viene anche spostato verso il condotto di scarico a più bassa pressione, tale rotazione permette il trasferimento di potenza dal fluido di lavoro all'albero dell'espansore, il quale è direttamente collegato al generatore elettrico.

In questi tipi di espansori si riesce a realizzare l'espansione senza particolari problemi anche in presenza di fluido in stato bi-fase, come già precedentemente descritto, e per questo motivo sono adatti all'utilizzo nel recupero di calore a bassa temperatura.

Le performance dell'espansore sono influenzate da diversi fattori, come, la configurazione del rotore, il suo diametro, l'angolo dei lobi e delle rientranze delle viti, il profilo del rotore, il volume e diversi altri, la cui misurazione non è stata possibile. In ogni caso realizzare un modello a partire da questi fattori è molto complicato dato che include molte correlazioni e possibili variabili.

La reazione di espansione ideale può essere termodinamicamente rappresentata da una trasformazione politropica. Facendo riferimento alla Figura 5.4-2, il totale processo di espansione può essere pensato come un'ammissione del fluido di lavoro a pressione costante 4-a, un'espansione politropica a-b, caratterizzata da un determinato coefficiente n , ed uno scarico del fluido a pressione costante b-5, il lavoro prodotto viene dato dall'area sottesa dalla curva di espansione politropica a-b, rappresentata nel diagramma P-V.

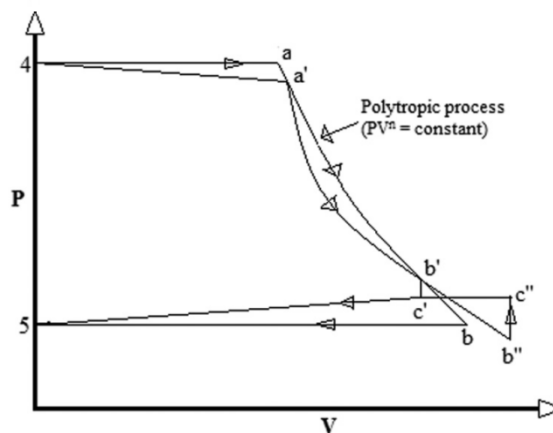


Figure 5.4-2 Rappresentazione dell'espansione politropica nel diagramma p-V

Nella pratica però il processo di espansione in un espansore a vite coinvolge diverse perdite di energia, principalmente associate a fughe, perdite meccaniche e a perdite per sovrappressioni o sottopressioni al termine dell'espansione, cioè per mancata corrispondenza nella pressione. Tutti questi fenomeni comportano una riduzione della quantità di lavoro prodotta dall'espansore. Alcune di queste perdite sono illustrate nella Figura 5.4-2 Si possono individuare infatti perdite di ammissione 4-a', perdite per irreversibilità a'-b' oppure a'-b'', perdite per mancata corrispondenza tra la pressione di fine espansione e la pressione al condensatore, le quali causano un effetto chiamato di blowdown b'-c' o di blowback b''-c'', ed infine si possono individuare perdite allo scarico del fluido c'-5 o c''-5. A causa poi dei minimi spazi presenti tra la cassa dell'espansore e il rotore, necessari per il movimento di quest'ultimo, si creano durante il funzionamento delle

perdite dovute al fluido che passa attraverso queste fughe senza trasferimento di lavoro al rotore. Oltre a tutte queste perdite, si devono poi considerare le perdite meccaniche per attrito che si anno nell'espansore e negli ingranaggi ad esso connessi.

Per tutti questi motivi per il modello dell'espansore si è utilizzata un'equazione empirica derivata da analisi di laboratorio su un espansore del tutto simile a quello utilizzato nell'ORC oggetto dell'analisi, i test di laboratorio sono stati inoltre eseguiti utilizzando lo stesso fluido organico di lavoro. La potenza nominale dell'espansore considerato è di 50 kW.

L'equazione empirica utilizzata è quella proposta da (Vamshi Krishna Avadhanula, 2014), che, tramite un approccio di tipo "black box", hanno analizzato il lavoro prodotto dall'espansore confrontandolo con quello isoentropico, e tramite interpolazione polinomiale della curva dei risultati ottenuti, hanno prodotto un'equazione polinomiale che riproduce il comportamento reale dell'espansore, in funzione del lavoro isoentropico ideale che si potrebbe produrre durante l'espansione.

L'equazione adimensionale prodotta è data da:

$$w_{SE,0} = 10176,6515 \cdot w_{s,0}^4 - 2877,4007 \cdot w_{s,0}^3 + 291,0713w_{s,0}^2 - 11,7825 \cdot w_{s,0} + 0,1874 \quad (5.22)$$

dove:

$$w_{SE,0} = \frac{w_{SE}}{h_0}; \quad w_{s,0} = \frac{w_s}{h_0}; \quad (5.23 \text{ a-b})$$

Ed h_0 rappresenta l'entalpia del fluido di lavoro a temperatura e pressione standard.

Questo metodo coinvolge quindi direttamente tre parametri, che sono: temperatura e pressione del fluido in ingresso all'espansore, per ricavare l'entalpia del punto 5, e pressione di fine espansione per ricavare l'entalpia del punto 6.

Per la determinazione della quantità di fluido organico utilizzato, la quale dipende dalle temperature della sorgente calda e del pozzo freddo, e dal particolare espansore utilizzato, si è proceduto tramite il calcolo della portata di fluido nella condizione di funzionamento dell'ORC di cui sono noti i principali parametri. La portata è stata derivata dalla conoscenza dell'entalpia in ingresso e in uscita dall'espansione, funzioni della temperatura e della pressione, e dalla potenza lorda sviluppata. Si ha infatti che la potenza lorda sviluppata all'espansore, corrispondente alla potenza immessa in rete dall'ORC meno quella assorbita dalla pompa e dagli organi elettrici interni, è data dal prodotto tra il reale salto entalpico che riesce a produrre l'espansore e la portata di fluido organico. Bisogna però considerare anche il rendimento meccanico dell'accoppiamento tra espansore e generatore elettrico, ipotizzato in quest'analisi come costante e pari a 0,9.

La portata di fluido organico utilizzato risulta quindi di facile determinazione per questa condizione nota di funzionamento dell'ORC. Per riuscire però ad assolvere allo scopo del modello, cioè quello di determinare il corretto comportamento del sistema in tutte le possibili differenti condizioni di funzionamento è stato necessario individuare un'equazione che consideri la variazione della portata di fluido di lavoro utilizzato. Tale equazione è data da:

$$\dot{m} = \frac{\rho \cdot V \cdot n_{giri}}{\lambda_v} \quad (5.24)$$

Dove:

ρ è la densità del fluido di lavoro all'aspirazione dell'espansore

V è il volume di fluido spostato in una rotazione

n_{giri} è il numero di giri dell'espansore

λ_v è il coefficiente di riempimento dell'espansore

Tramite l'utilizzo di questa equazione si è potuto determinare il volume di fluido spostato dall'espansore in una rotazione dato che: il numero di giri a cui funziona l'espansore deve essere costante attorno a 5000 [giri/min], per mantenere il valore di frequenza richiesto dalla rete per l'energia elettrica prodotta; la portata nella condizione nota era conosciuta tramite i calcoli precedentemente illustrati; la densità del fluido di lavoro si può determinare in funzione della temperatura e pressione di questo all'ingresso ed infine per il coefficiente di riempimento si è ipotizzato un valore costante pari a 0,85, ottenuto da letteratura scientifica per macchine simili. Si è quindi potuto calcolare il volume di fluido spostato in una rotazione, il quale è una caratteristica del particolare espansore, che è risultato pari a 415 [cm³].

Conoscendo tale valore, circa costante in tutte le condizioni di funzionamento, si può utilizzare la stessa formula sopra riportata per il calcolo della portata al variare delle condizioni d'ingresso del fluido nell'espansore, che comporterà una variazione nella sua densità, mentre gli altri parametri della formula rimangono costanti in ogni condizione di funzionamento.

5.5. Modello globale del ciclo

Il modello globale del ciclo è realizzato interconnettendo i sotto modelli sviluppati appena illustrati per ciascun organo principale componente l'ORC. Il cuore del programma, sviluppato in MATLAB, con cui si è realizzato il modello dell'ORC, cioè la sezione in cui vengono effettuati i calcoli per determinare tutti i parametri di funzionamento necessari per determinare le potenze sviluppate, è implementato a partire dal seguente diagramma di flusso in Figura 5.5-1.

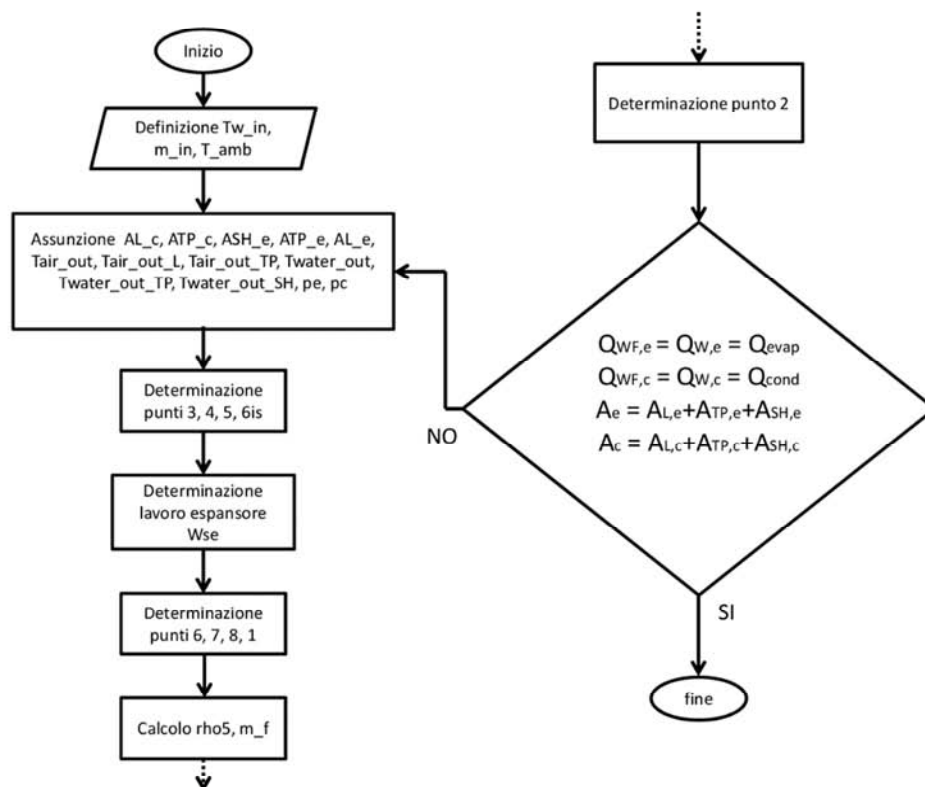


Figure 5.5-1 Diagramma di flusso della funzione risolutiva del modello

Il blocco principale è il blocco di controllo, dove viene verificato che le potenze termiche scambiate in ogni sezione degli scambiatori, calcolate nei tre metodi diversi esposti al capitolo 6.3.4, siano uguali tra loro, e che la somma delle aree delle diverse zone di scambio all'evaporatore e al condensatore sia pari alla totale area degli scambiatori. Tali verifiche vengono effettuate tramite un sistema non lineare caratterizzato da 13 funzioni che devono essere azzerate per portare alla corretta individuazione dei ricercati parametri di funzionamento dell'ORC.

La funzione di MATLAB utilizzata per la risoluzione di tale sistema non lineare è la funzione 'fsolve', la quale utilizza per il calcolo l'algoritmo di Levenberg-Marquardt.

Indicando quindi in ingresso la portata e la temperatura della sorgente calda e del pozzo freddo si ottengono come risultato dal modello globale i valori di pressione ed entalpia dei principali punti termodinamici del ciclo, oltre a diversi parametri riguardanti il ciclo tra cui la potenza prodotta ed il rendimento. Si riportano qui di seguito i dati risultanti che si ottengono del modello:

Plot_T =

'1'	'P'	[1.8546]	'bar'	'H'	[232.8818]	'kJ/kg'
'2'	'P'	[8.5629]	'bar'	'H'	[234.1530]	'kJ/kg'
'3'	'P'	[8.5629]	'bar'	'H'	[315.5122]	'kJ/kg'
'4'	'P'	[8.5629]	'bar'	'H'	[466.0587]	'kJ/kg'
'5'	'P'	[8.5629]	'bar'	'H'	[468.3347]	'kJ/kg'
'6'	'P'	[1.8546]	'bar'	'H'	[449.5033]	'kJ/kg'
'7'	'P'	[1.8546]	'bar'	'H'	[428.2433]	'kJ/kg'
'8'	'P'	[1.8546]	'bar'	'H'	[240.9532]	'kJ/kg'

Fluido usato: R245FA

Potenza lorda = 32.3472 kW

Potenza pompa = 2.4261 kW

Potenza netta = 29.9211 kW

Potenza con ventilatori condensatore = 24.7211 kW

Potenza introdotta = 446.9557 kW

Rendimento = 0.066944

Rapporto di espansione = 4.6171

Temperatura di condensazione = 30.9975 °C

Temperatura di evaporazione = 83.3295 °C

Portata fluido frigorifero = 1.9086 kg/s

Temperatura uscita acqua = 85.1318 °C

Rendimento isoentropico pompa = 0.65

Rendimento isoentropico espansore = 0.65916

Oltre a questa stampa di valori si ottengono anche dei risultati grafici i quali riportano il ciclo completo nel diagramma p-h, e la raffigurazione dello scambio termico al condensatore e all'evaporatore, Figura 5.5-2, Figura 5.5-3, Figura 5.5-4.

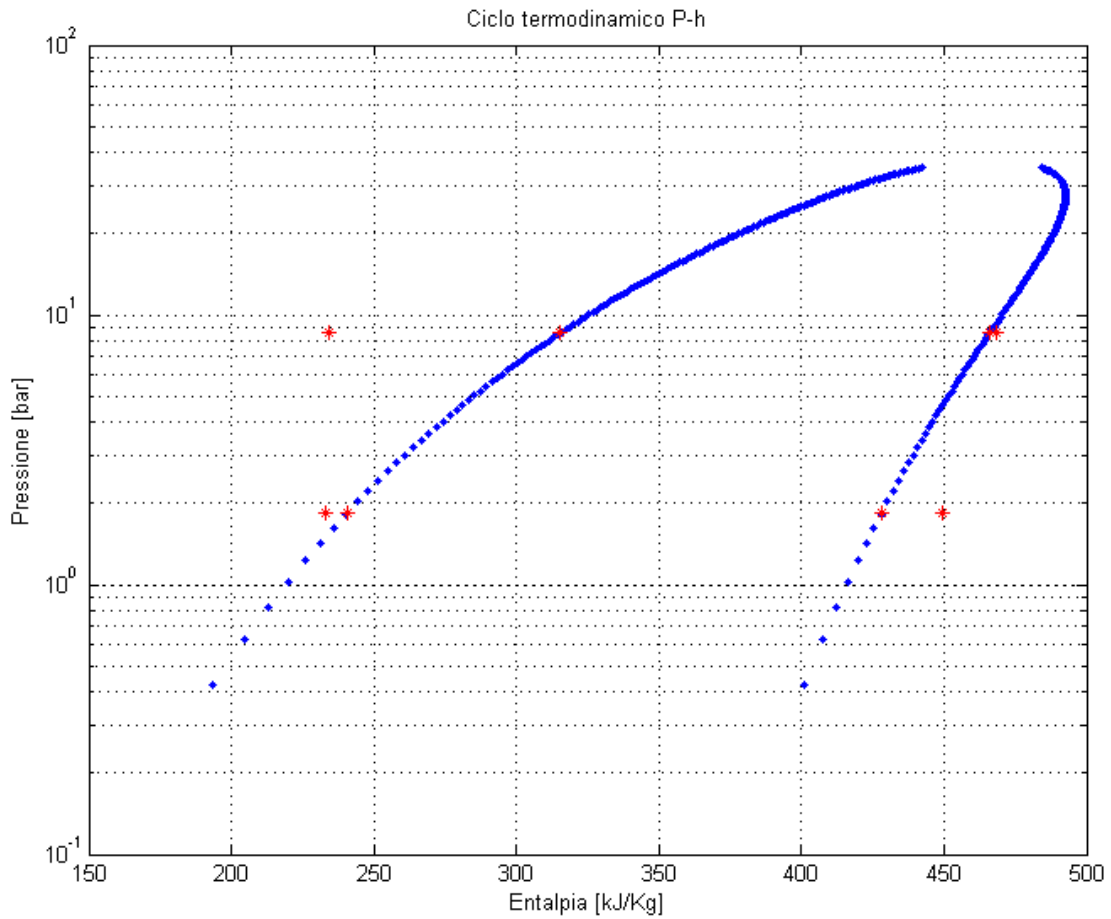


Figure 5.5-2 Diagramma p-h prodotto come risultato del modello

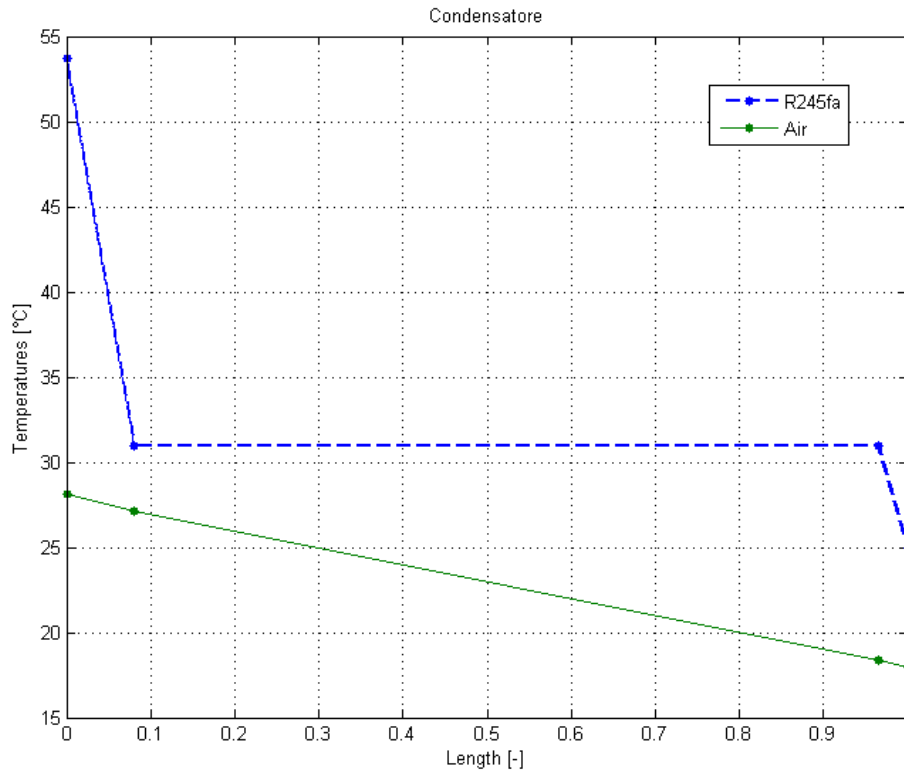


Figure 5.5-3 Grafico scambio termico al condensatore risultante dal modello

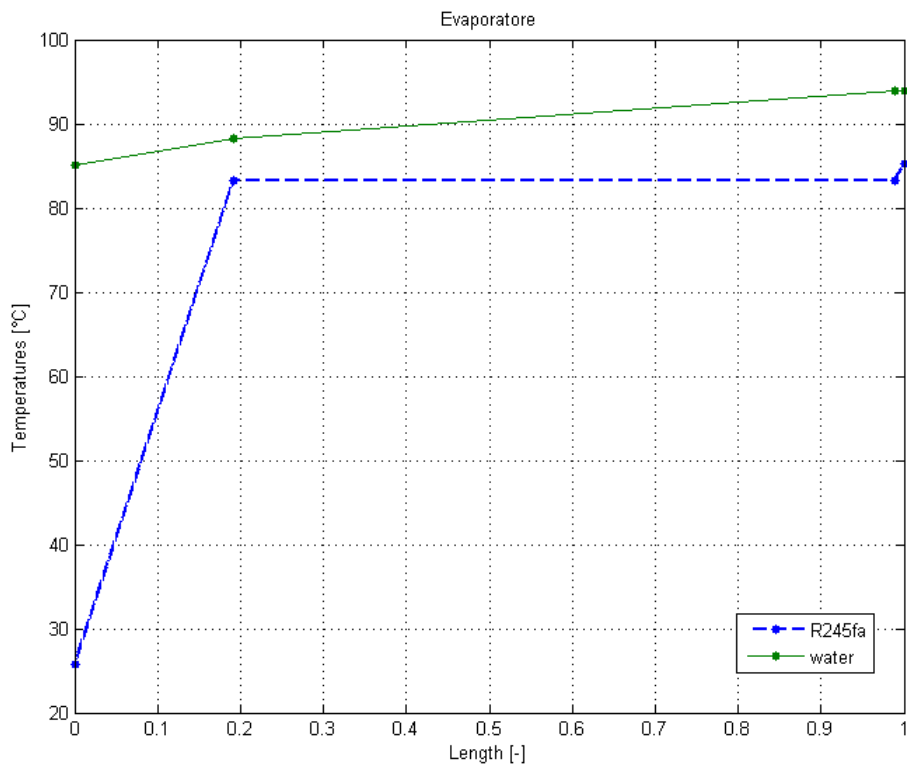


Figure 5.5-4 Grafico scambio termico all'evaporatore risultante dal modello

Lo scopo del modello è anche quello di ottenere uno strumento di analisi veloce e di facile utilizzo per chiunque. Per realizzare quindi un modello intuitivo ed usufruibile anche dagli operatori che non conoscono il linguaggio di programmazione utilizzato, si è sviluppata un interfaccia grafica di facile comprensione, di modo da semplificare l'interazione tra il modello e chi necessita del suo utilizzo. L'interfaccia, riportata in Figura 5.5-5, comprende due sezioni: una di inserimento dei dati di input, relativi alla sorgente termica e al pozzo termico freddo con cui scambia il condensatore, e una riportante i risultati dell'analisi.

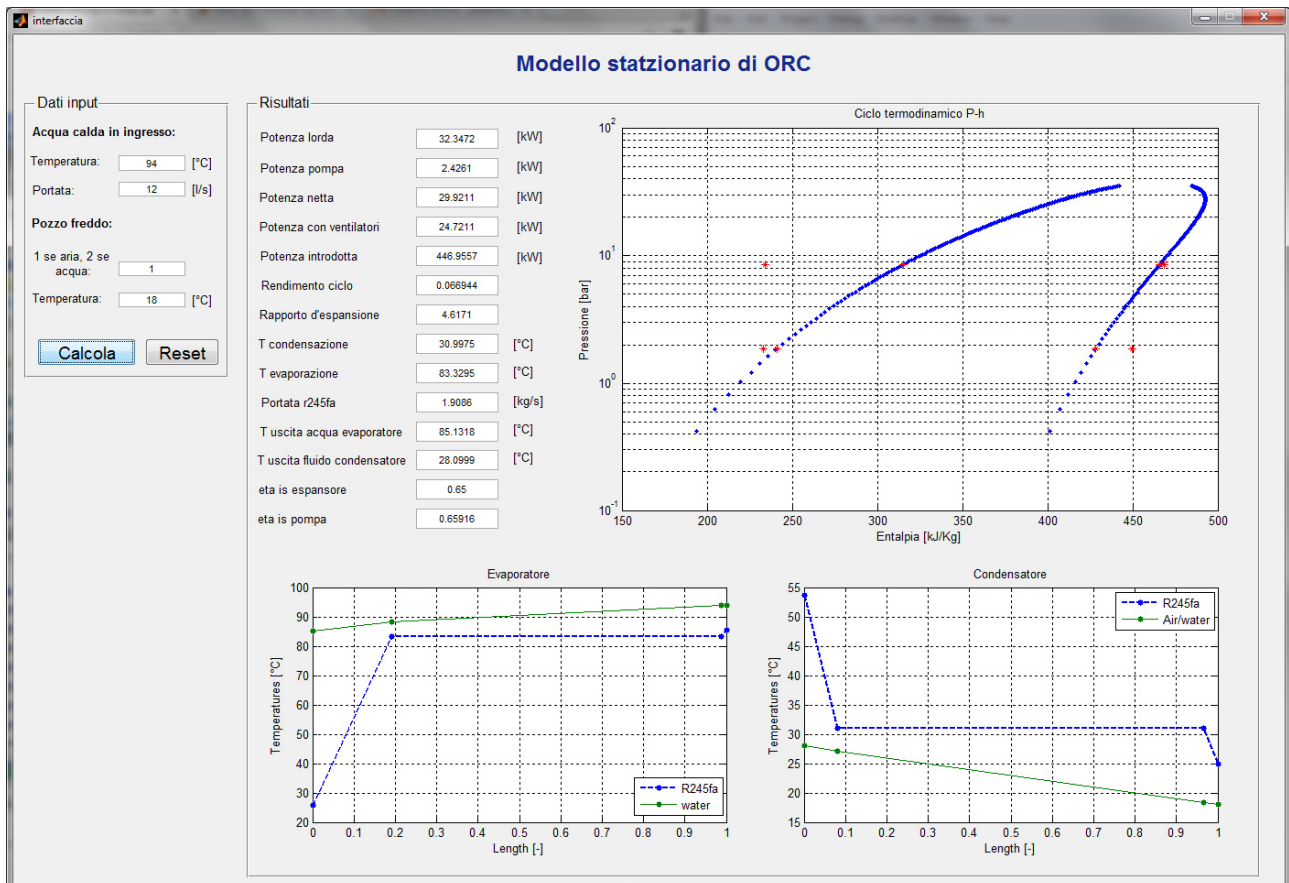


Figure 5.5-5 Interfaccia modello ORC

5.5.1. Validazione del modello e sue criticità

Per verificare la bontà del modello sviluppato si è proceduto considerando 43 situazioni di funzionamento reale dell'ORC, delle quali si conoscevano la temperatura e la portata dell'acqua calda in ingresso, la temperatura ambiente e la potenza reale prodotta in quelle determinate condizioni. Si è quindi utilizzato il modello per verificare quali fossero le previsioni per la potenza prodotta, e ottenute queste, si è effettuato un confronto tra la potenza prevista e quella realmente sviluppata, determinando la percentuale di variazione del modello dal reale funzionamento dell'ORC.

I risultati ottenuti mostrano un discostamento massimo del modello dal funzionamento reale del 11,9% sulla potenza netta prodotta, ed un errore medio del 5,63%.

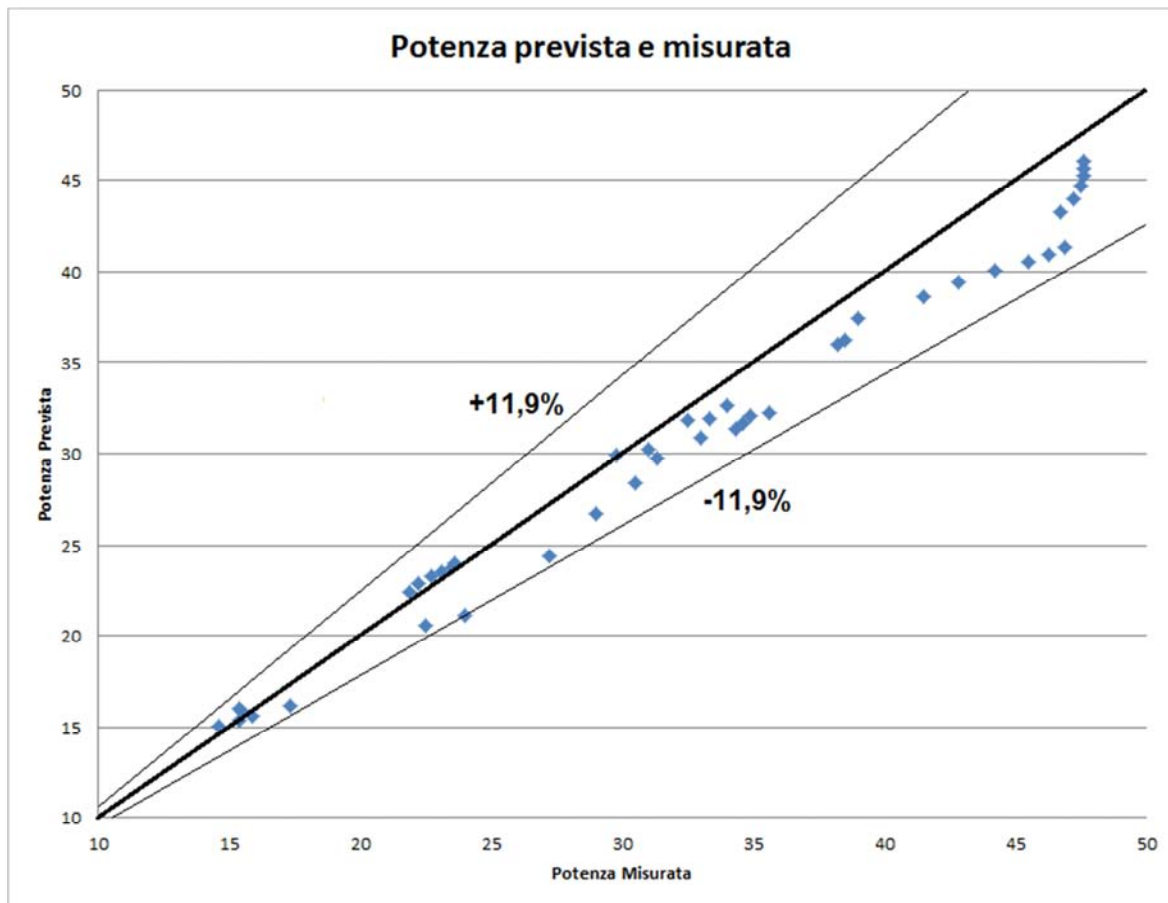


Figure 5.5-6 Confronto tra la potenza netta realmente prodotta e quella prevista dal modello

La previsione di funzionamento data dal modello di simulazione sviluppato non risulta quindi totalmente precisa, seppur con un modesto scarto medio. Si può infatti notare come in Figura 5.5-6 i risultati reali discostino leggermente da quelli della simulazione, ponendosi in genere su valori di poco inferiori alla reale produzione di potenza elettrica. Questo può essere ricondotto ad alcuni principali fattori di criticità nella simulazione, quali:

- 1) Si fissano come costanti del modello il surriscaldamento e il sottoraffreddamento del fluido di lavoro durante gli scambi. Tale imposizione non verificata nella realtà viene sviluppata per ottenere una semplificazione nella modellizzazione dello scambio termico all'evaporatore e al condensatore, i quali dovrebbero altrimenti essere modellizzati tramite una loro discretizzazione in parti infinitesime. Questa semplificazione comporta però una variazione nella potenza termica assorbita dalla fonte di calore e rilasciata al pozzo, modificando leggermente anche le temperature di evaporazione e condensazione.
- 2) Si è utilizzato per la pompa un rendimento costante per tutte le condizioni di funzionamento, nonostante questo nella realtà possa variare di diversi punti percentuali. Questa semplificazione comporta una variazione di alcune centinaia di watt tra il valore di potenza realmente prodotto e quello previsto, in quanto, la potenza assorbita dalla pompa ammonta a circa il 7% di quella prodotta, e il discostamento del rendimento ipotizzato da quello reale può arrivare fino al 5%. Si sarebbe altrimenti dovuto effettuare un'ipotesi anche sulla pompa utilizzata ed utilizzarne la curva caratteristica per determinare il rendimento. Anche con questo metodo si avrebbe però avuto un'incertezza legata alla scelta della pompa.

- 3) Si sono ipotizzati gli scambiatori installati, scegliendoli da scambiatori presenti sul mercato.
- 4) Si sono trascurate le perdite di carico interne al sistema.
- 5) La portata di fluido organico è stata ricavata effettuando dei calcoli che vanno ad ipotizzare un certo fattore di riempimento dell'espansore, che potrebbe non essere uguale a quello reale. Tale ipotesi potrebbe poi anche aver influito sulla determinazione del volume spostato in una rotazione all'espansore.

Si sono considerate queste assunzioni e semplificazioni nella simulazione dell'ORC in quanto in linea con lo scopo per il quale il modello viene sviluppato, cioè quello di avere un modello veloce e abbastanza preciso per determinare il comportamento della macchina in delle possibili situazioni di funzionamento, e quindi, unito ad una semplice analisi economica, avere un metodo istantaneo per discriminare tra i casi in cui può risultare vantaggioso l'utilizzo di questa tecnologia da quelli in cui non si hanno vantaggi.

CAPITOLO 6

Studio dei campi applicativi di ORC a bassa temperatura nelle principali attività industriali

6.1. Aria Compressa

L'aria compressa viene spesso utilizzata come vettore energetico per via dei suoi notevoli vantaggi, anche a fronte di un costo considerevole per il suo esercizio. La qualità principale dell'aria è quella di essere presente in natura in quantità illimitata, tuttavia, per essere utilizzata come vettore energetico deve essere prima filtrata, poi compressa a pressioni superiori a quella ambiente e infine raffreddata e trattata.

Il processo di compressione viene realizzato attraverso un lavoro meccanico sviluppato dal compressore, ma fornito dal motore elettrico che aziona il tutto. Pur essendo notevole l'impiego energetico per produrre aria compressa viene compensato dalle buone caratteristiche che l'aria offre, le cui principali sono: facilità di trasporto, possibilità di essere immagazzinata in serbatoi/polmoni, sicurezza nel suo utilizzo ed un grado di purezza che rende particolarmente apprezzabile il suo utilizzo nei settori alimentari e farmaceutici.

L'aria è una miscela di gas, composta principalmente da azoto e ossigeno, la quale, in condizioni tipiche, contiene sempre una certa quantità di polveri contaminanti e vapore acqueo. In quanto gas comprimibile l'aria risponde alla legge dei gas ideali:

$$PV = nRT \quad (6.1)$$

Dove P è la pressione espressa in [Pa], V è il volume espresso in [m³], n è il numero di moli [adimensionale], R è la costante dei gas, pari a 8314 [J/(moli K)] e T è la temperatura espressa in Kelvin [K]. La variazione di una di queste variabili va ad influire sulle altre, sempre però senza modificare la massa complessiva della quantità d'aria iniziale.

Un sistema ad aria compressa è comunemente composto da cinque macro-elementi:

- La macchina di compressione, che contiene motore elettrico, compressore, sistemi di raffreddamento e centralina;
- Il serbatoio di stoccaggio dell'aria;
- Il sistema di trattamento dell'aria, composto dall'essiccatore e dai filtri;
- La rete;
- Le utenze.

I compressori più utilizzati nei settori industriali risultano essere i compressori volumetrici rotativi a vite, i quali possono essere suddivisi in due categorie, i compressori a vite lubrificati, nei quali l'olio lubrifica il gruppo vite, e i compressori a vite "oil free" in cui non viene utilizzato olio

all'interno della camera di compressione, il che permette di produrre aria compressa senza tracce di lubrificante.

Il serbatoio ha la funzionalità di stabilizzare la pressione nella rete, comportandosi da polmone, ma permette anche all'aria di stabilizzarsi a livello di massa, attraverso il deposito e lo spurgo di eventuali condense. La sua funzionalità è quindi quella di rendere asincrono il prelievo dell'aria dalla sua produzione da parte delle macchine, serve dunque come mezzo di sottodimensionamento del sistema, dato che, grazie al serbatoio vengono attutite le punte di richiesta dell'aria. Questo permette di non dover dimensionare il sistema di compressione per le poco frequenti richieste di aria massime, e di non sottoporre le macchine ad un incostante regime di messa a carico e messa a vuoto.

Si può comprendere quindi l'importanza che l'aria compressa ricopre nei settori industriali. I suoi utilizzi sono infatti molteplici e molti risultano essere trasversali alle diverse attività produttive, basti pensare ai sistemi di movimentazione con trasporto pneumatico o di sollevamento con cuscini d'aria, ai processi di regolazione e controllo di automazione pneumatica e a tutti gli utensili di tipo pneumatico come trapani, avvitatori e simili.

L'aria compressa viene poi utilizzata per applicazioni meno trasversali, e più specifiche per alcuni settori, quali i sistemi d'imballaggio e confezionamento, la formatura di contenitori plastici o in vetro (utilizzata in particolare nei settori alimentare e farmaceutico), la verniciatura per poi arrivare agli utilizzi specifici del singolo processo produttivo come ad esempio l'aerazione per la produzione di antibiotici, per la fermentazione aerobica o per la fermentazione di prodotti alimentari come birra e yogurt.

Dato il largo impiego che si fa dell'aria compressa nell'industria, e agli elevati consumi di energia per la sua produzione, si può stimare che i sistemi ad aria compressa contribuiscono in Italia all'11% dei totali consumi di energia elettrica nell'industria, che corrispondono ad un consumo annuo di energia di circa 12 TWh. Risulta quindi chiaro come un miglioramento dell'efficienza energetica in questi sistemi comporterebbe un vantaggio non indifferente, in termini di costi e d'inquinamento, per tutto il paese.

6.1.1. Recupero dell'energia termica da impianti ad aria compressa con sistemi ORC a bassa temperatura

L'efficienza di un sistema ad aria compressa è generalmente bassa, con valori attorno al 10-15%, questo perché nel suo funzionamento il compressore genera per lo più calore, il quale deve essere asportato per mantenere un'adeguata temperatura di funzionamento, ciò avviene attraverso dei sistemi di raffreddamento ad aria o ad acqua. Tale calore asportato viene generalmente non utilizzato e perso, ma si potrebbe recuperare anche nella sua totalità.

Del 100% dell'energia in ingresso si ha che circa il 2-3% del calore viene perso per dissipazione termica del compressore all'ambiente, il 4-6% del calore rimane nell'aria compressa, mentre il restante 92% è la quantità che può essere recuperata. Questa percentuale è composta da un 9% rappresentante il calore espulso dal motore elettrico, in genere associato all'aria di raffreddamento dello stesso, un 13% attribuibile alla quantità di calore ottenuta dal

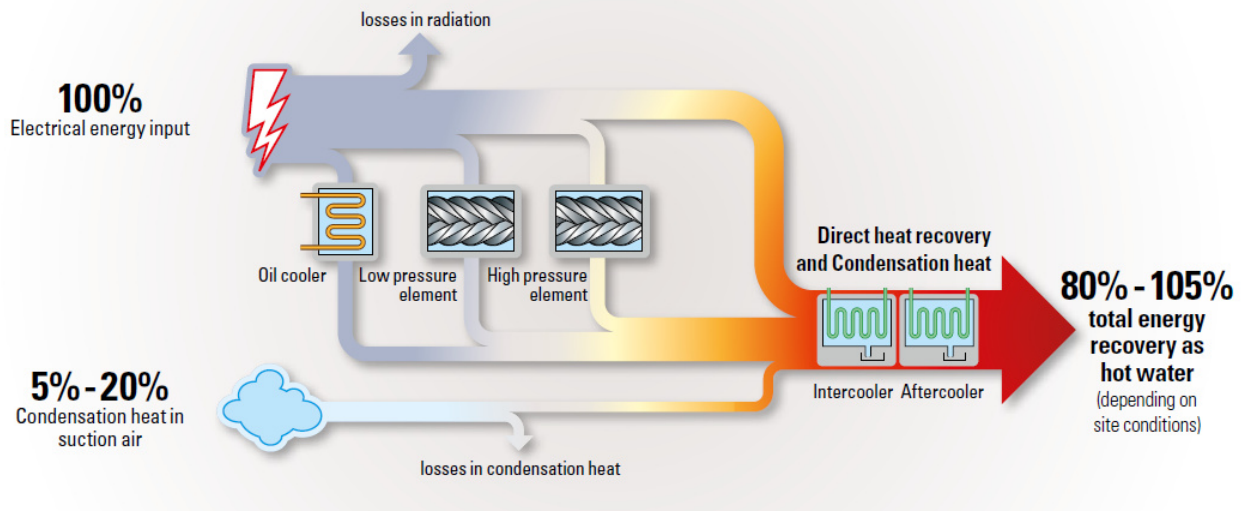


Figura 6.1-1 Flussi di calore nella compressione

raffreddamento dell'aria compressa, mentre la parte più consistente, pari al 72% è quella estraibile dal raffreddamento del gruppo di compressione attraverso il fluido di raffreddamento.

Tuttavia, l'energia elettrica utilizzata non è l'unica fonte di energia in ingresso al sistema, infatti l'aria all'aspirazione del compressore contiene del vapore acqueo, ed il calore contenuto in tale vapore viene rilasciato attraverso la sua condensazione nell'intercooler e nell'aftercooler del compressore. Tipicamente il calore di condensazione contenuto nell'aria all'aspirazione è circa pari al 5-20% dell'energia elettrica impiegata.

Questa energia può essere recuperata in diversi modi e a diversi scopi a seconda della temperatura e del flusso termico che si riesce ad ottenere.

Come precedentemente detto i sistemi di raffreddamento possono essere ad acqua o ad aria. I sistemi ad acqua sono basati generalmente su tre principi diversi: sistemi aperti senza ricircolo d'acqua, quindi connessi ad una fonte d'acqua esterna, sistemi aperti con ricircolo d'acqua, i quali sfruttano ad esempio torri di raffreddamento e infine sistemi chiusi con acqua circolante, che utilizzano degli scambiatori ed un radiatore per raffreddare l'acqua.

Al fine di sfruttare tale energia termica all'interno di un ORC è necessario riuscire ad ottenere un flusso d'acqua calda da confluire nello scambiatore-evaporatore dell'impianto, sono quindi solitamente più favorevoli a tale scopo i sistemi già raffreddati ad acqua, i quali necessitano di minori modifiche. Un limite all'utilizzo di tale tecnologia per sfruttare il calore prodotto dal compressore è che il flusso di acqua calda raggiunga temperature utili, quindi superiori agli 80°C, queste temperature sono però generalmente raggiungibili solamente con compressori di tipo "oil free", con i quali si riesce a produrre acqua fino a 90°C. Questo tipo di compressori è anche più facilmente modificabile per poter ottenere un recupero di calore. Nei compressori a vite lubrificati ad olio, il fatto che quest'ultimo prenda parte al processo di compressione limita le possibilità di recuperare il calore ad elevate temperature. Nei compressori centrifughi, i livelli di temperatura sono generalmente più bassi, a causa dei bassi rapporti di compressione che si hanno per stadio di compressione. Si possono infine sfruttare anche compressori a vite raffreddati ad aria e lubrificati ad olio per produrre acqua calda, ma bisogna inserire uno scambiatore nel circuito dell'olio ed il sistema potrà produrre acqua fino a temperature di 50-60°C non sufficienti per essere sfruttata in sistemi ORC.

6.1.2. Analisi tecnico economica:

Considerando l'utilizzo di un compressore "oil free", l'acqua del circuito di raffreddamento deve tornare al compressore per raffreddarlo ad una temperatura attorno ai 40°C, e si può riscaldare fino a 90°C, a seconda della potenza disponibile.

Ricordando che la portata minima di acqua calda che si può utilizzare nell'ORC studiato dal seguente elaborato è di 3,8 l/s, fino ad un massimo di 12,6 l/s, si riesce facilmente a calcolare, a seconda dell'efficienza del recupero termico, la minima potenza del sistema di compressione dell'aria affinché si riesca a produrre almeno la minima portata di acqua calda necessaria al funzionamento dell'ORC. Ponendoci nelle condizioni più favorevoli all'aumento della portata per quanto riguarda le temperature, cioè 80°C dell'acqua prodotta, anche se ciò implica minori potenze prodotte dall'ORC, e considerando un recupero del 100% dell'energia immessa nel compressore, si ottiene:

$$P_{minima} = \dot{m}_{min} \cdot cp \cdot (T_{w,out} - T_{w,in}) = 3,8 \cdot 4,186 \cdot (80 - 40) = 636 \text{ kW} \quad (6.2)$$

La potenza minima richiesta è quindi notevole, dato che la portata d'acqua necessaria al funzionamento dell'impianto ORC è elevata.

Si va ora a valutare quali potenze elettriche si riescono a produrre sfruttando questo flusso termico all'ingresso dell'ORC, in modo tale da valutare la fattibilità economica del investimento.

Utilizzando il modello sviluppato per il sistema ORC, ipotizzando che le temperature esterne siano quelle medie mensili nel nord Italia, e che si utilizzi un condensatore ad aria, si può andare a determinare la potenza media sviluppata mensilmente dall'ORC e quindi, in base a questa, verificare il rientro economico dell'investimento sostenuto o stimare un numero di ore annuali minime di funzionamento dell'impianto al fine di garantirlo.

Tale ritorno economico può essere realizzato grazie alla riduzione dell'energia elettrica consumata dalla rete nazionale, frutto della quota di energia elettrica prodotta dall'ORC.

Si può inoltre per un intervento di questo tipo effettuare la richiesta per il riconoscimento di una certa quota di titoli di efficienza energetica, non essendo presente però alcuna scheda tecnica analitica o standardizzata dedicata, occorre presentare una PPPM per l'approvazione degli incentivi da parte del GSE. Stando all'attuale normativa la categoria prevista è la:

IND-GEN) Processi industriali: generazione di energia elettrica da recuperi o da fonti rinnovabili o cogenerazione.

Il periodo d'incentivazione è di 5 anni e per questa categoria il coefficiente di durabilità τ è pari a 3,36.

I risultati ottenuti nelle condizioni minime di utilizzo appena viste, quindi con temperatura dell'acqua a 80°C e portata 3,8 [l/s] non garantiscono un ritorno economico dell'investimento in dieci anni, sono perciò qui riportati i calcoli effettuati considerando una temperatura dell'acqua calda in ingresso di 90°C, temperatura massima ottenibile con sistemi ad aria compressa, ed una portata di 4,3 [l/s], ottenibile in un impianto da 900kW, che corrisponde alla taglia più grande

presente sul mercato per compressori volumetrici “oil free”, oppure ottenibile tramite il raffreddamento di più impianti di compressione con una simile potenza totale.

Si ottiene in questo caso una produzione di energia elettrica annua pari a:

$$En. Eletttricaprodotta = P_{media} \cdot ore \text{ anno} = 17,7 \cdot 8000 = 141600 [kWh] \quad (6.3)$$

Dove si è considerato un utilizzo del sistema di compressione di 8000 ore all’anno, ipotesi sovrastimata rispetto ad un possibile utilizzo reale, effettuata per verificare, almeno in queste condizioni, il raggiungimento del recupero dell’investimento. La P_{media} rappresenta la potenza media annua prodotta, calcolata dalla media delle potenze prodotte ogni mese, le quali variano con la temperatura ambiente considerata. Le potenze ricavate tramite il modello sono pari a:

Tabella 6.1-1. Potenza media prodotta considerando le temperature medie mensili

Mesi	$T_{amb,media} [^{\circ}C]$	$P_{media,mese} [kW]$	$P_{media,anno} [kW]$
Gennaio	3	24,5	17,7
Febbraio	0,3	25,7	
Marzo	12,5	20,2	
Aprile	13,5	19,6	
Maggio	17,8	16,8	
Giugno	24	11,9	
Luglio	31	8,1	
Agosto	32	7,8	
Settembre	21	14,2	
Ottobre	16	17,9	
Novembre	10,9	21,6	
Dicembre	2,6	24,63	

L’energia primaria risparmiata annualmente, considerando il rendimento di conversione dell’energia elettrica da MWh a tep pari a 0,187, stabilito dalla delibera 03/08 AEEG, sarà quindi pari a:

$$Energia_{primaria} = En. eletttricaprodotta \cdot \frac{1}{1000} \cdot 0,187 = 141600 \cdot \frac{1}{1000} \cdot 0,187 = 26,45 [tep] \quad (6.4)$$

La quantità di TEE di tipo 1 corrispondenti, dato il coefficiente di durabilità di 3.36, ammonta a:

$$TEE_{tipo1} = Energia_{primaria} \cdot 3,36 = 26,45 \cdot 3,36 = 88,97 \quad (6.5)$$

Si suppone che tale energia elettrica prodotta dall’ORC venga direttamente impiegata per i fabbisogni elettrici dell’impianto di produzione dell’aria compressa. Valorizzando economicamente l’energia prodotta a 150 [€/MWh], considerando un investimento iniziale per l’ORC di 250000 [€] e dei costi di manutenzione annui pari a 4000 [€], ed ipotizzando infine di vendere i TEE ottenuti al prezzo di 97 [€/TEE], si ottiene il “business plan” riportato in Tabella 6.1-2. il quale mostra i flussi di cassa anno per anno:

Tabella 6.1-2. Business plan ORC applicato ad impianti ad aria compressa.

Anno	Ricavi	Costi	Flusso di cassa attualizzato	Flusso di cassa cumulato
0		€ 250.000,00	-€ 250.000,00	-€ 250.000,00
1	Elettrica	€ 4.000,00	€ 24.405,76	-€ 225.594,24
2	+	€ 4.000,00	€ 23.024,30	-€ 202.569,95
3	TEE	€ 4.000,00	€ 21.721,04	-€ 180.848,91
4		€ 4.000,00	€ 20.491,54	-€ 160.357,37
5		€ 4.000,00	€ 19.331,64	-€ 141.025,72
6		€ 4.000,00	€ 12.153,52	-€ 128.872,20
7		€ 4.000,00	€ 11.465,58	-€ 117.406,62
8	Solo Elettrica	€ 4.000,00	€ 10.816,59	-€ 106.590,03
9		€ 4.000,00	€ 10.204,33	-€ 96.385,70
10		€ 4.000,00	€ 9.626,73	-€ 86.758,97
				VAN:
				-€ 86.758,97



Figure 6.11-1 Flusso di cassa cumulato ORC applicato ad impianti ad aria compressa

Come si nota nonostante le ipotesi fatte siano quelle del caso più favorevole possibile, quindi con un impianto di grande taglia e con un numero di ore di utilizzo molto elevato, l'investimento non risulta vantaggioso, in quanto dopo dieci anni il VAN è ancora negativo, e così è negativo anche il tasso interno di rendimento dopo 10 anni.

Un simile intervento in chiave ESCo risulterebbe quindi ancor meno appetibile, dato che i TEE non garantiscono un ritorno delle spese, il quale non avverrebbe neanche con una divisione tra ESCo e cliente dei ricavi dovuti al risparmio di energia.

Dalla Figura 6.2-1 e dalla Tabella 6.2-2 si intuisce infatti come l'investimento iniziale sia elevato rispetto all'entità del risparmio energetico e dei TEE generati dall'utilizzo dell'ORC. Oltre a ciò va ad incidere sulla fattibilità economica dell'intervento la ridotta portata di acqua e le ridotte temperature che si riescono ad ottenere da impianti di compressione dell'aria, cosa che comporta un basso rendimento dell'ORC alle condizioni ambientali Italiane, e la limitazione dell'utilizzo di tale tecnologia a sistemi di compressione dell'aria con taglie molto elevate.

Riuscire a sfruttare con vantaggio economico il calore prodotto da sistemi di compressione dell'aria, porterebbe ad un impatto significativo sui loro elevati costi di gestione, e data la forte presenza di questi sistemi nell'industria, sia Italiana che estera, si avrebbe un elevato campo d'impiego per la tecnologia in grado di effettuare tale recupero termico.

La tecnologia degli impianti ORC a bassa temperatura, non sembra però ancora abbastanza sviluppata per riuscire a sfruttare vantaggiosamente una tale fonte di energia.

6.2. Motori a combustione interna (MCI)

I motori a combustione interna sono applicati già dalla seconda metà dell'800, ed hanno conosciuto un ampio sviluppo industriale grazie alla loro diffusione nei mezzi di trasporto. Rivestono un ruolo fondamentale però anche per l'utilizzo stazionario come generatori di energia elettrica, grazie alle loro doti di flessibilità e affidabilità, unite a rendimenti elettrici elevati. Elementi di debolezza sono invece l'alto costo di manutenzione e la necessità di ricorrere a sistemi di abbattimento delle emissioni inquinanti per ottenere valori paragonabili a quelli di tecnologie concorrenti come le turbine a gas.

Il campo di potenze coperto è ampio, e va dalle decine di kW fino ad alcuni MW.

Esistono due tipologie principali di MCI denominate, in base al ciclo termodinamico realizzato, motore a ciclo Otto e motore a ciclo Diesel. Possono poi essere suddivisi anche in motori a due tempi e motori a quattro tempi, anche se generalmente, per applicazioni stazionarie volte alla produzione di energia elettrica e termica, si utilizza solamente quello a quattro tempi, fatta eccezione che per grandi applicazioni navali.

Il ciclo otto ideale è composto da quattro trasformazioni essenziali:

- Compressione isentropica, durante la quale si ha un forte aumento della pressione e di temperatura; questa fase avviene a fronte di un lavoro fornito dall'esterno.
- Combustione isocora, idealmente istantanea.
- Espansione isentropica, durante la quale si ha una rapida diminuzione della pressione e della temperatura; questa è l'unica fase attiva durante la quale il gas compie lavoro.
- Scarico naturale isocoro, avviene idealmente istantaneamente.

Per quanto riguarda il ciclo Diesel, le principali differenze rispetto al ciclo Otto sono:

- Durante la fase di compressione viene compressa solamente aria, permettendo così l'uso di rapporti di compressione elevati, cosa non possibile nel ciclo Otto a causa dell'autoaccensione.
- Il combustibile viene iniettato nel cilindro alla fine della corsa di compressione del pistone e la combustione inizia spontaneamente a causa dell'alta temperatura e dell'alta pressione dell'aria.
- Il rapporto tra aria e combustibile è maggiore di quello stechiometrico.
- Ai carichi parziali viene ridotta la quantità di combustibile iniettato a parità di aria aspirata, quindi il rapporto aria/combustibile cresce di molto. Nei motori a ciclo otto invece tale rapporto rimane costante, mentre varia la quantità di miscela elaborata nel cilindro.

Nell'impiego cogenerativo il motore viene fatto funzionare a regime di rotazione costante, dato che questa è funzione della frequenza richiesta e del tipo di alternatore, variando semplicemente la potenza richiesta.

I MCI a ciclo otto con impiego stazionario sono generalmente alimentati a gas naturale, anche se ultimamente si riscontra un incremento nella diffusione di motori alimentati a biogas e gas di discarica; questo nonostante il biogas essendo composto da metano ed anidride carbonica abbia poteri calorifici inferiori al gas naturale. Per questi motori esiste la possibilità, seppur non molto significativa in applicazioni stazionarie, di utilizzare di biocarburanti quali l'etanolo. I MCI industriali a ciclo diesel possono essere alimentati a gasolio, ad olio combustibile, o molto frequentemente a gas naturale, con l'aggiunta di una piccola percentuale di gasolio, dall'1 al 10 % per l'iniezione pilota, che ha la funzione di provocare l'autoaccensione della carica. Nel campo dei combustibili rinnovabili è presente una molteplicità di applicazioni: bio-diesel, oli vegetali, oli derivati da processi industriali di lavorazione di sostanze organiche, oli da grassi animali, oli esausti da cottura di cibi, ecc.

Grazie alle sue caratteristiche di compatibilità ambientale, alla disponibilità assicurata da una capillare rete di distribuzione, ed al suo costo relativamente contenuto, il combustibile di gran lunga più utilizzato nei motori per cogenerazione è il gas naturale.

Per quanto riguarda le modalità di connessione i motori per impieghi industriali possono essere connessi in BT o MT alla rete elettrica, ed il funzionamento può avvenire in connessione alla linea ma anche "in isola" per l'alimentazione di utenze isolate. Il motore presenta un'elevata flessibilità di esercizio con possibilità di funzionamento ai carichi parziali fino al 20 – 30% del carico nominale, e con decadimenti di prestazioni non eccessivi.

6.2.1. Recupero dell'energia termica di MCI con sistemi ORC a bassa temperatura:

Il recupero del calore da MCI può essere realizzato sfruttando l'energia termica prodotta nel suo funzionamento, la quale dovrebbe comunque essere dissipata per un corretto funzionamento del motore. L'energia termica può quindi essere recuperata da quattro fonti di calore potenziali:

- I gas di scarico, che rappresentano la sorgente più pregiata, in quanto sono disponibili a temperature elevate, oltre i 400°C.
- L'olio lubrificante, disponibile a temperature che vanno dai 75 ai 90 °C.
- L'acqua di raffreddamento del motore, disponibile a circa 90°C.
- L'aria di sovralimentazione, nel caso di motore turbocompressi, che viene raffreddata fino a 60-80°C per ridurne la densità.

L'influenza del recupero termico sui parametri funzionali del motore è praticamente nulla, infatti non va ad influire sulla produzione di energia elettrica.

Il rendimento elettrico dei MCI varia a seconda delle dimensioni di questi. Considerando un impianto di dimensioni medie, pari a 637 kW si otterranno al variare del carico le prestazioni riportate nella Tabella 6.2-1.

Tabella 6.2-1. Rendimento elettrico al variare del carico.

Carico:	100%	75%	50%
Potenza introdotta [kW]:	1598	1225	860
Potenza meccanica [kW]:	657	493	329
Potenza elettrica [kW]:	637	477	317
Rendimento elettrico:	40,10%	39%	36,80%

Per la stessa tipologia di motore, al 100% del carico, il rendimento termico, e le quote di calore recuperabili sono riportati in tabella 6.2-2:

Tabella 6.2-2. Rendimento termico e quote di calore recuperabili al 100% del carico.

	Potenza [kW]	Percentuale %
Potenza termica introdotta:	1589	100%
Potenza termica da dissipare:		
Primo stadio intercooler	108	6,80%
Secondo stadio intercooler	54	3,40%
Acqua di raffreddamento motore	196	12,30%
Calore in superficie	53	3,34%
Potenza termica rimanete	16	1%
Potenza gas di scarico:		
Totale	451	28,40%
Gas raffreddati a 180°C	292	18,38%
Gas raffreddati a 100°C	375	23,60%

La quantità di energia termica recuperabile dipende quindi dalla temperatura a cui il calore viene richiesto, se il recupero termico avviene al di sopra dei 100°C si possono sfruttare solamente i fumi di scarto, con un rendimento termico attorno al 20%, nel caso in cui si riesca a sfruttare anche il calore a temperature inferiori si riesce ad arrivare a rendimenti del 45%.

Il recupero del calore avviene tramite uno scambio termico con le sorgenti di calore stesse, poste in serie tra di loro nel senso delle temperature crescenti.

Come si è illustrato circa il 20-25% del calore prodotto deve essere dissipato anche se non avviene il recupero termico, tale dissipazione è posta in essere dal circuito dell'acqua di raffreddamento, il quale può essere unico o più convenientemente suddiviso in due circuiti a temperature differenti. Questo perché il secondo intercooler necessita di temperature di ingresso massime dell'acqua a 50°C, mentre il primo intercooler può essere associato allo stesso circuito che raffredda anche olio e motore, dato che deve essere effettuato con temperature dell'acqua di raffreddamento non superiori ai 77°C, e la temperatura massima per l'acqua di raffreddamento in uscita dal motore, dopo il raffreddamento dell'olio e del motore stesso, è di 90°C, per questa affinità di temperature i tre scambi possono essere posti in serie, e così essere effettuati dalla stessa portata d'acqua. Si riesce così ad entrare nel circuito di raffreddamento con temperature dell'acqua maggiori, attorno ai 70°C, e quindi richiedendo minor potenza al condensatore rispetto al caso che si verificherebbe con un circuito unico di raffreddamento, dove l'acqua dovrebbe entrare a 50°C per essere adatta alla dissipazione del calore nel secondo intercooler. Sono riportati in Figura 6.2-1 e Figura 6.2-2

Rispettivamente il circuito dell'acqua di raffreddamento del motore e quello di bassa temperatura per il secondo stadio di intercooler.

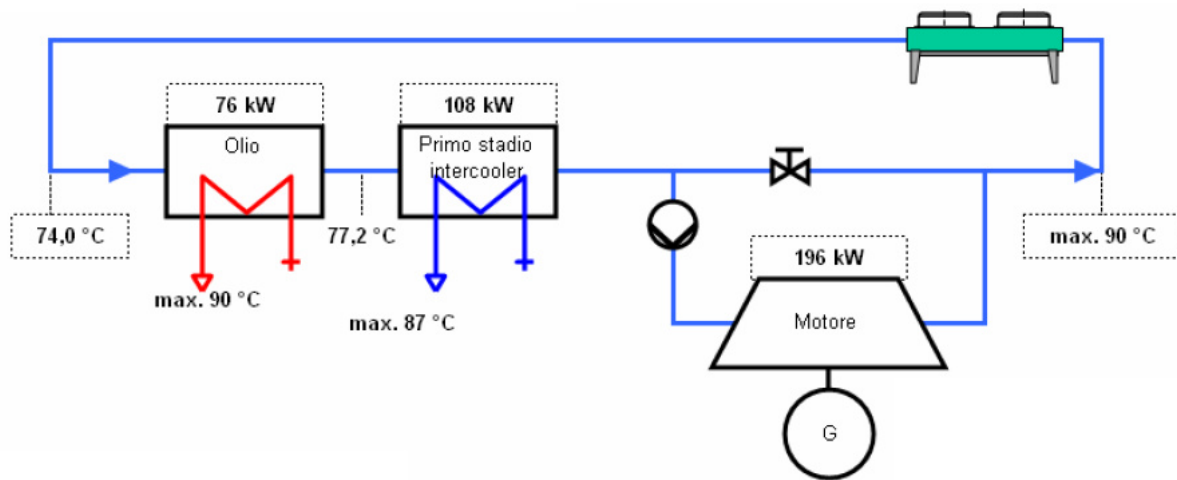


Figure 6.22-1 Circuito acqua di raffreddamento

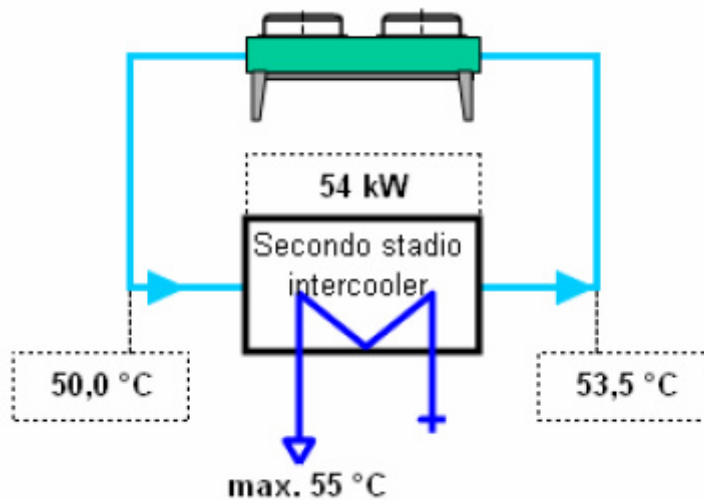


Figure 6.22-2 Circuito di raffreddamento a bassa temperatura

La portata di acqua del circuito di raffreddamento è costante, e data la pericolosità di sfruttarla direttamente per usi termici, in quanto, per la sicurezza del motore e delle persone, deve essere sempre in grado di smaltire il calore, è necessario, nel caso si voglia realizzare un recupero termico, utilizzare un circuito secondario con il quale scambiare il calore presente nel circuito primario di raffreddamento.

6.2.2. Analisi tecnico economica d'impiego:

L'accoppiamento con il sistema ORC oggetto di studio può essere effettuato in diverse modalità a seconda dell'utilizzo che si vuole fare del calore di cui si dispone.

L'utilizzo privilegiato del sistema ORC è senza dubbio quello legato ad un circuito chiuso contenente acqua, la quale viene riscaldata scambiando calore con il circuito dell'acqua di raffreddamento del motore a più alta temperatura, ed eventualmente, se non utilizzati in altro modo, sfruttando anche i fumi di scarico ad elevata temperatura. La portata d'acqua calda prodotta viene inviata allo scambiatore a piastre dell'ORC, cede il proprio calore e successivamente ritorna raffreddata all'inizio del ciclo. La variazione di temperatura dell'acqua diretta all'ORC dopo gli scambiatori dipende dalla sua portata e dalla potenza termica che il motore deve smaltire, in ogni caso la portata deve essere compresa nei limiti superiori ed inferiori dati dall'ORC, quindi tra 3.8 [l/s] e i 12.6 [l/s].

Sfruttando il calore in un ciclo chiuso con l'ORC, dati i limiti di potenza sfruttabili dall'ORC e considerando i rendimenti termici sopra riportati, le taglie di MCI utilizzabili partono da circa 670kW se si sfrutta solamente il calore prodotto dal circuito dell'acqua di raffreddamento; nell'ipotesi invece che si sfruttino anche i fumi si potranno utilizzare motori di taglie inferiori, a partire da circa 400kW. Nel caso sia possibile sfruttare i fumi deve essere valutata anche l'ipotesi di mantenere il circuito chiuso dell'acqua in pressione, di modo da riuscire a raggiungere temperature superiori ai 90°C, sempre però rispettando i limiti della macchina ORC che non possono superare i 116°C.

Un secondo tipo di utilizzo, nell'ipotesi che il flusso di acqua calda prodotta venga poi ulteriormente sfruttato in altro modo, è quello a ciclo aperto, o sempre inserendo l'ORC in un ciclo chiuso ma di più ampie dimensioni e con altri utilizzatori. Un'altra possibilità per incrementare il recupero termico è quella di sfruttare l'acqua calda prodotta al condensatore dell'ORC. Se così fosse, la soluzione più adatta andrebbe studiata appositamente per il caso considerato, valutando la portata e la temperatura di ingresso dell'acqua e in base a queste se sia vantaggioso o meno sfruttare anche il circuito di raffreddamento a più bassa temperatura del secondo intercooler. In questo caso anche le taglie sfruttabili sarebbero dipendenti dalle particolari applicazioni e temperature di utilizzo. Uno studio più approfondito delle problematiche e delle possibilità di questo secondo caso verrà studiato come applicazione diretta nel seguito della trattazione.

Per quanto riguarda invece il primo tipo di applicazione descritta, denominata "a circuito chiuso" andiamo ora a verificarne le soglie di potenze e di ore di funzionamento per un vantaggio applicativo dal punto di vista tecnico-economico in chiave ESCo.

Utilizzando quindi sempre il modello sviluppato per l'ORC oggetto di studio, e ipotizzando delle condizioni ambientali pari a quelle utilizzate nell'esempio precedente per il recupero da compressori d'aria, si perviene ai risultati di seguito riportati.

Valutando inizialmente il recupero termico solamente dal circuito dell'acqua di raffreddamento del motore, si ha che la temperatura massima raggiungibile per l'acqua destinata all'ORC si può supporre vicina agli 85°C. La potenza termica massima che si recupera al 100% del carico sarà pari al 23,8% della potenza totale inserita nel motore. Si avrà quindi che, in base alla potenza del motore, varierà la portata di acqua calda prodotta e di conseguenza varierà proporzionalmente la

potenza prodotta dall'ORC. Valutando questa ed il numero di ore annue di funzionamento si può andare a verificare la fattibilità di tale investimento.

Ipotizzando di impiegare la massima portata d'acqua calda sfruttabile, vincolata dall'ORC a 12,6 [l/s], vengono valutate, utilizzando il modello, le potenze sviluppate per ciascun mese, considerando le diverse temperature ambiente, ottenendo così una potenza media annua di 25 kW. Questo senza considerare il consumo del condensatore ad aria o delle pompe per la circolazione dell'acqua, dato che tali potenze variano a seconda delle scelte applicative, delle quali non si vuole scendere nel dettaglio in questa analisi. Per effettuare una valutazione più accurata si dovrebbero togliere dai 3 ai 10 kW di potenza per considerare i consumi appena citati.

Nel caso invece non ci siano altri sistemi che possano sfruttare istantaneamente il calore prodotto dai fumi del MCI e si possano sfruttare anche quelli, si potrà aumentare la temperatura dell'acqua fino a 90°C utilizzando l'ulteriore scambio con i fumi; questo senza considerare l'impiego di circuiti in pressione. La potenza media annuale, sempre considerando la portata massima utilizzabile calcolata sulle temperature dei 12 mesi, è in questo caso pari a 29 kW, valore rilevato sempre senza contare il consumo del condensatore ad aria o delle pompe per la circolazione dell'acqua.

Per il calcolo della fattibilità economica dell'investimento bisogna poi considerare anche il contributo dato dai certificati bianchi che si ottengono a fronte della presentazione di un progetto a consuntivo al GSE. La categoria prevista per questo intervento è la:

IND-GEN) Processi industriali: generazione di energia elettrica da recuperi o da fonti rinnovabili o cogenerazione.

Ed il periodo di incentivazione è di 5 anni, con un coefficiente temporale τ quindi di 3,36.

Si può ora osservare, considerando di lavorare nelle condizioni appena calcolate per i due casi, come variano i tassi annuali di rendimento al variare delle ore di utilizzo annue, tramite il calcolo di:

$$En. Eletttricaprodotta = P_{media} * ore\ anno \quad (6.6)$$

$$Energia_{primaria} = En. eletttricaprodotta * \frac{1}{1000} * 0,187 \quad (6.7)$$

$$TEE_{tipo1} = Energia_{primaria} * 3,36 \quad (6.8)$$

I VAN a distanza di 10 anni sono riportati in Tabella 6.2-3, nel caso si sfrutti solamente il calore del circuito dell'acqua di raffreddamento del motore, e in Tabella 6.2-4 nel caso si sfrutti anche il calore dei fumi; avendo considerato, come nel caso precedente, 250000€ il costo dell'investimento iniziale, 4000€ i costi di manutenzione, 150 €/MWh la rendita data dal risparmio di energia, la vendita dei TEE_{tipo1} a 97€ ciascuno e infine un tasso di attualizzazione del 6%.

Tabella 6.2-3. VAN a 10 anni, considerando solo il recupero di calore del circuito dell'acqua di raffreddamento del motore.

Ore anno	En. Elettrica _{prodotta} [kWh]	Energia _{primaria} [tep]	TEE _{tipo1}	VAN 10 anni
8000	200000	37,4	125,664	-€ 7.291,52
7500	187500	35,0625	117,81	-€ 24.300,82
7000	175000	32,725	114,35424	-€ 41.310,12
6500	162500	30,3875	102,102	-€ 58.319,42

Tabella 6.2-4. VAN a 10 anni, considerando il recupero di calore dai fumi e dall'acqua di raffreddamento del motore con circuito non in pressione.

Ore anno	En. Elettrica prodotta [kWh]	Energia primaria [tep]	TEE tipo1	VAN 10 anni
8000	232000	43,384	145,77024	€ 36.252,30
7500	217500	40,6725	136,6596	€ 16.521,51
7000	203000	37,961	127,54896	-€ 3.209,28
6500	188500	35,2495	118,43832	-€ 22.940,07

Si può notare come solo il secondo intervento comporti guadagni, e solo a fronte di un impiego dell'ORC per un elevato numero di ore all'anno. In ogni caso l'investimento non è appetibile in chiave ESCo, dato che nonostante la presenza dei TEE il ritorno sull'investimento, considerando sia questi sia le entrate date dal risparmio energetico, avverrebbe ben oltre 5 anni.

Fattore principale che limita il ritorno sull'investimento, oltre all'elevato costo d'investimento iniziale, è la ridotta potenza prodotta dall'ORC, dovuta al fatto che con questo tipo di intervento non si riesce a produrre calore oltre i 90°C, a meno che non si utilizzino condutture in pressione.

L'utilizzo di una condotta dell'acqua in pressione farebbe aumentare i costi di investimento iniziale, date le ulteriori accortezze che bisognerebbe prendere per la sicurezza e il corretto funzionamento del circuito. A fronte di tale spesa però, stimabile ad alcune migliaia di euro ed entro la decina di migliaia, si riuscirebbe, andando a lavorare al limite superiore di temperatura dell'ORC, ad incrementare notevolmente la potenza prodotta e così ad aumentare notevolmente i tempi per un ritorno economico. Utilizzando infatti nel circuito chiuso di recupero del calore dal MCI una pressione di circa 2-2,5 bar si può raggiungere con l'acqua la temperatura di 115°C, che corrisponde alla massima temperatura per l'ingresso nell'ORC. Tale soluzione renderebbe però inutilizzabile il calore prodotto dal circuito dell'acqua di raffreddamento del motore, data la sua massima temperatura di 90°C, e risulterebbe quindi un investimento sensato solamente nel caso non ci fossero altre possibilità di sfruttare in loco il calore ad elevata temperatura dei fumi del motore. Bisogna poi anche considerare il calo del rendimento di recupero del calore, nel caso lo scopo dell'installazione sia anche quello di recuperare più calore possibile.

Le taglie sfruttabili dei motori, andando ad utilizzare solamente i fumi di scarico, vengono sempre limitate inferiormente dalla portata minima di acqua calda che è possibile introdurre nell'ORC, e considerando il rendimento termico, per i fumi pari al 21% se raffreddati a 135°C, ed una variazione della temperatura dell'acqua tra ingresso ed uscita dall'ORC di 15°C si ottiene:

$$Taglia\ minima\ MCI = (\dot{m}_{min} \cdot c_p \cdot (T_{acqua_{in}} - T_{acqua_{out}}) \cdot \eta_{el}) / (\eta_{t_{fumi}}) = 455\ kW \quad (6.9)$$

Ponendoci invece nel caso più favorevole, come nei precedenti esempi, di un MCI da cui si riesca quindi ad ottenere una portata d'acqua di 12,5 [l/s] e 115°C all'ingresso dell'ORC, tale flusso di calore permette di ottenere una potenza media annua di 45 kW, sempre senza considerare la richiesta di potenza del condensatore.

Si riporta in Tabella 6.2-5. il calcolo del VAN a 10 anni, in funzione del numero di ore annue di funzionamento per tale soluzione, considerando un costo d'investimento iniziale superiore ai precedenti pari a 260000€ e mantenendo uguali gli altri costi ed indici di valutazione.

Tabella 6.2-5. VAN a 10 anni considerando il recupero di calore solo dai fumi.

Ore anno	En. Eletttricaprodotta [kWh]	Energiaprimaria [tep]	TEE tipo1	VAN 10 anni
8000	360000	67,32	226,1952	€ 200.427,55
7500	337500	63,1125	212,058	€ 169.810,81
7000	315000	58,905	197,9208	€ 139.194,06
6500	292500	54,6975	183,7836	€ 108.577,32
6000	270000	50,49	169,6464	€ 77.960,58
5500	247500	46,2825	155,5092	€ 47.343,83
5000	225000	42,075	141,372	€ 16.727,09

Nel caso di utilizzo dell'ORC per 8000 ore all'anno si avrà quindi il "business plan" di Tabella 6.2-6 riportante i flussi di cassa attualizzati anno per anno.

Tabella 6.2-6. Business plan ORC con solo utilizzo di fumi, e con funzionamento di 8000 ore/anno

Anno	Ricavi	Costi	Flusso di cassa attualizzato	Flusso di cassa cumulativo	
0		€ 0,00	€ 260.000,00	-€ 260.000,00	
1	Energia elettrica risparmiata + TEE	€ 75.940,93	€ 4.000,00	€ 67.868,81	-€ 192.131,19
2		€ 75.940,93	€ 4.000,00	€ 64.027,18	-€ 128.104,02
3		€ 75.940,93	€ 4.000,00	€ 60.403,00	-€ 67.701,02
4		€ 75.940,93	€ 4.000,00	€ 56.983,96	-€ 10.717,06
5		€ 75.940,93	€ 4.000,00	€ 53.758,45	€ 43.041,39
6	Energia elettrica risparmiata	€ 54.000,00	€ 4.000,00	€ 35.248,03	€ 78.289,41
7		€ 54.000,00	€ 4.000,00	€ 33.252,86	€ 111.542,27
8		€ 54.000,00	€ 4.000,00	€ 31.370,62	€ 142.912,89
9		€ 54.000,00	€ 4.000,00	€ 29.594,92	€ 172.507,81
10		€ 54.000,00	€ 4.000,00	€ 27.919,74	€ 200.427,55

Il tempo di ritorno di tale intervento, considerando la totalità del risparmio e il guadagno dato dai TEE, è compreso tra i 4 e i 5 anni, e valutando un orizzonte temporale di 10 anni si ottiene un tasso di rendimento interno al decimo anno pari al 22%.

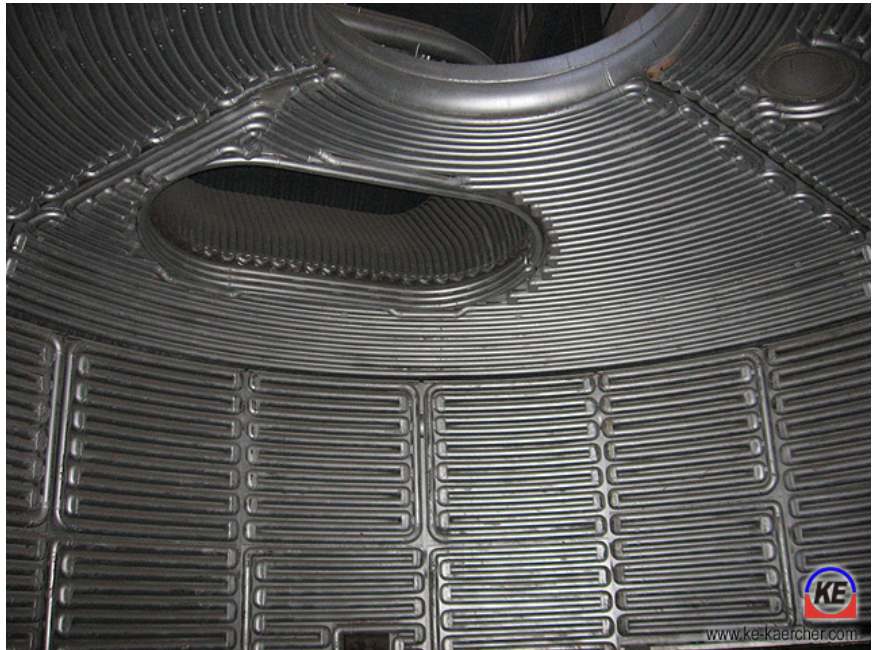
Lo stesso investimento però in ottica ESCo non è del tutto appetibile, in quanto il guadagno dato dai TEE non garantisce da solo il ritorno dell'investimento iniziale, ed anche ipotizzando una divisione dei guadagni, dati dal risparmio energetico, tra ESCo e cliente pari a circa il 50% non sarebbe vantaggioso un finanziamento dell'operazione.

6.3. Industria siderurgica e dei metalli

Con siderurgia si intende un settore specifico della metallurgia che riguarda la tecnica relativa al trattamento di minerali ad alto contenuto di ferro, allo scopo di ottenere ferro puro o altre leghe contenenti ferro, tra cui l'acciaio, la ghisa e gli acciai legati.

Il processo di formazione dell'acciaio, creato da una lega di ferro e carbonio, può avvenire in due modalità differenti: tramite un processo integrale che parte dal minerale ferroso e lo trasforma in ghisa e poi in acciaio, oppure, tramite processi a fusione diretta.

Il primo processo prevede inizialmente la formazione del coke a partire dal carbone, tramite la sua cottura in forno a temperature di oltre 1000 °C. Attraverso questo processo si liberano buona parte delle materie volatili, tali gas liberati, chiamati Coke Oven Gas (COG), sono un buon combustibile e, dopo una loro pulizia dalle impurità, possono essere utilizzati in diversi processi di combustione all'interno dell'impianto stesso, oppure nel processo stesso di formazione del coke.



Dopo tale processo il coke ed il minerale di ferro vengono caricati nell'alto forno insieme

Figure 6.33-1 Sistema di raffreddamento del coperchio e dei pannelli delle pareti laterali del forno

ad altre sostanze. Alla base dell'alto forno viene soffiata dell'aria preriscaldata, la quale andrà a reagire con il coke producendo CO ed energia sotto forma di calore, il quale purifica e fonde il minerale di ferro e le altre sostanze caricate. Questa reazione porta alla formazione della ghisa che si deposita sul fondo del forno.

Dalla ghisa prodotta, per ottenere l'acciaio, vengono allontanate le impurità di carbonio, fosforo, silicio, manganese e zolfo. Tale processo può essere svolto con varie tecnologie, anche se quello con la maggiore rilevanza industriale è il processo Linz-Donawitz, che utilizza forni chiamati BOF (Basic Oxygen Furnace).

Metodi di produzione diretta dell'acciaio sfruttano invece ad esempio forni EAF (Electric Arc Furnaces) cioè forni ad arco elettrico, che vengono ad oggi utilizzati principalmente caricando rottami e scarti di acciaio riciclati. Tali forni sono costituiti da 3 elettrodi posti nella parte superiore, dal coperchio vengono inseriti i rottami i quali vengono fusi dall'arco elettrico che si forma tra gli elettrodi.

L'acciaio così prodotto, solitamente in forma di lastre, viene fatto passare per dei forni di riscaldamento, in modo tale da ammorbidire il metallo ed effettuare il processo di arrotolamento, attraverso il quale si formano i rotoli di acciaio che poi verranno stoccati e spediti dove serve.

6.3.1. Recupero dei flussi di calore di scarto dall'industria metallurgica tramite ORC a bassa temperatura

Nel processo sopra descritto per la formazione del coke lo scarto energetico per eccellenza è il COG, il quale viene prodotto ad alte temperature, tra i 650°C e i 982°C, ma viene sfruttato come combustibile solamente dopo un suo raffreddamento e un processo di pulizia, sfruttandone quindi solo l'energia chimica. Il suo elevato calore sensibile viene invece generalmente inutilizzato, a causa degli alti livelli di catrame e altri materiali che andrebbero a depositarsi sulle superfici dello scambiatore. In realtà una piccola parte del calore sensibile può essere recuperata dato che il catrame condensa al di sotto dei 450 °C. Tali temperature sono decisamente elevate, rappresenterebbe quindi uno spreco l'utilizzo del COG nell'ORC a bassa temperatura considerato in questa tesi, solitamente però tale gas riciclato viene bruciato per preriscaldare l'aria e il carburante destinati alla combustione tramite un rigeneratore, i gas prodotti dalla combustione del COG escono dal processo a circa 200°C e possono quindi essere raffreddati ulteriormente per riscaldare l'acqua, in un circuito in pressione, destinata all'utilizzo nell'ORC a bassa temperatura. Per la produzione di circa 30 kg/s di coke si ha una portata di circa 100 kg/s di tali gas, la cui composizione è la seguente:

Frazione molare gas prodotti dalla combustione di COG pulito			
O ₂	N ₂	CO ₂	H ₂ O
0,0735	0,715	0,127	0,085

Si ottiene da questi quindi un calore specifico pari a:

$$C_p = \sum C_{pi} \cdot X_i = 1,163 \left[\frac{kJ}{(kgK)} \right] \quad (6.10)$$

e quindi, ipotizzando di raffreddare i fumi fino a 120°C, si ha una potenza disponibile di:

$$P = m \cdot C_p \cdot (T_{in} - T_{out}) = 100 \cdot 1,163 \cdot (200 - 120) = 9304 \text{ kW} \quad (6.11)$$

Un secondo processo da analizzare è quello della trasformazione del coke e del minerale di ferro in ghisa all'interno dell'alto forno. In questo processo vengono prodotti dei gas, chiamati Blast Furnace Gas (BFG) i quali vengono poi riutilizzati nell'impianto come combustibile, assieme ai COG; un tipico utilizzo è quello di preriscaldamento per l'aria necessaria alla reazione di formazione della ghisa. Un'opportunità di recupero del calore in questa fase è quella, simile alla precedente, di sfruttare il calore ancora presente nei gas di scarico della combustione del COG e del BFG per il preriscaldamento di acqua destinata all'ORC.

Come illustrato sopra, una volta prodotta la ghisa questa viene trasformata in acciaio nei BOF (Basic Oxygen Furnace) i quali vanno ad ossidare le impurità presenti nella ghisa trasformandola in acciaio. Da questo processo si ha la produzione di gas che possono anch'essi essere sfruttati per la loro energia chimica, in quanto ricchi di CO, e per il loro calore sensibile. La sfida per il recupero di tali gas è il loro elevato livello di inquinanti, come NO_x ed SO_x, metalli pesanti e ossidi di ferro.

Per quanto riguarda invece la produzione di acciaio dagli scarti, riciclati sia dalla produzione e lavorazione sia dai consumatori finali, si utilizzano gli EAF, in questi si ha circa un 20% delle perdite dovuto ai gas esausti prodotti. Di tali perdite circa la metà è assoggettabile all'energia chimica nei gas, mentre la restante energia è data dal calore sensibile. Un ulteriore 8-10% dell'energia inserita nel processo viene persa nell'acqua di raffreddamento delle pareti del forno.

Si ha infatti che per i forni EAF, per l'alto forno e per i forni BOF è necessario il raffreddamento delle pareti del forno di modo che non si surriscaldino durante i processi produttivi. Questo raffreddamento è realizzato tramite delle tubazioni, all'interno delle quali scorre acqua, poste internamente o esternamente alle pareti del forno. Esistono principalmente tre metodi di raffreddamento di forni metallurgici: raffreddamento con acqua fredda, raffreddamento con acqua calda purificata e raffreddamento con evaporazione.

Nel raffreddamento con acqua fredda questa raggiunge al massimo temperature di 35-50°C. Il principale vantaggio è che si può evitare la purificazione dell'acqua, di contro però è necessario utilizzare enormi quantità d'acqua, e quindi anche elevate potenze di pompaggio. Con questo metodo a causa delle basse temperature non è possibile effettuare un recupero del calore tramite ORC.

Nel raffreddamento con acqua chimicamente purificate la temperatura massima varia tra i 70° e i 95°C, e nel caso siano circuiti in pressione si riescono a raggiungere temperature anche superiori. L'acqua è inserita in un circuito chiuso, necessario a preservare la qualità dell'acqua. Con questo metodo di raffreddamento è possibile sfruttare l'acqua calda anche per la produzione di energia elettrica tramite sistemi ORC a bassa temperatura. Le portate d'acqua sono molto elevate quindi sicuramente si riuscirebbe a raggiungere la portata massima di 12,6[l/s] utilizzabile dall'ORC considerato in questo elaborato.

Tramite la valutazione a mezzo del modello sviluppato per l'ORC, considerando una temperatura dell'acqua di 95°C e la portata massima si riesce ad ottenere una potenza media annua prodotta di 33 [kW]. Considerando poi, allo stesso modo dei casi esaminati in precedenza, la richiesta al GSE di certificati bianchi dati dal risparmio realizzato di 49,4 [tep/anno] si ottengono 166 TEE_{tipo1} ogni anno. La valorizzazione dei TEE e dell'energia prodotta dall'ORC garantiscono un tempo di ritorno dell'investimento compreso tra i 5 e i 6 anni, ed un VAN a 10 anni di € 69.796,11. Questi calcoli servono solo per fornire un ipotesi indicativa, in quanto ogni installazione sarà necessariamente differente dalle altre, e bisognerà effettuare una più accurata analisi dei costi dell'investimento e della qualità dei flussi disponibili.

Il terzo metodo di raffreddamento, il quale sfrutta acqua in evaporazione, non viene oggi quasi più utilizzato per alcune difficoltà applicative.

Un ulteriore processo che porta alla produzione di acqua calda nell'industria siderurgica, e più in generale dei metalli, è il raffreddamento che è necessario effettuare ai pattini e ai nastri che sono utilizzati per il trasporto delle lastre di metallo attraverso i forni. L'acqua utilizzata per il raffreddamento dei nastri arriva a temperature di 90°C o anche superiori, fino a 150°C, se all'interno di circuiti in pressione.

Altri processi dai quali si può recuperare calore sono la produzione dell'alluminio, e la fusione dei metalli, per la produzione di oggetti tramite stampi.

6.4. Raffinerie

La raffinazione del petrolio è un processo che comprende la trasformazione del petrolio greggio in un certo numero di derivati, e il successivo trattamento di questi fino all'ottenimento dei prodotti commerciali desiderati. Il processo di raffinazione è composto da diverse fasi, inizialmente si eliminano alcuni sali spesso presenti (desalting), poi, al fine di riuscire a frazionare il greggio, è necessario riscaldarlo fino a circa 400°C.

Questa operazione si effettua in forni richiedenti notevoli quantità di energia, per ridurre al minimo l'utilizzo di questa si effettuano diversi pre-riscaldi tramite scarti dei processi successivi. Successivamente si procede al frazionamento del greggio tramite distillazione, la prima delle quali è la distillazione topping (atmosferica), in cui viene riscaldato il petrolio greggio all'interno di torri di frazionamento, cioè torri cilindriche in acciaio, e la frazione di vapore formatasi salirà nella torre. In queste torri all'aumentare dell'altezza si avranno temperature sempre minori, e ad intervalli regolari, in base alle temperature e ai diversi punti di ebollizione delle sostanze, verranno fatti condensare i prodotti desiderati che compongono il vapore. I "tagli" petroliferi così ottenuti sono generalmente:

incondensabili, GPL, benzina, cherosene, gasolio leggero, gasolio pesante, residuo atmosferico.

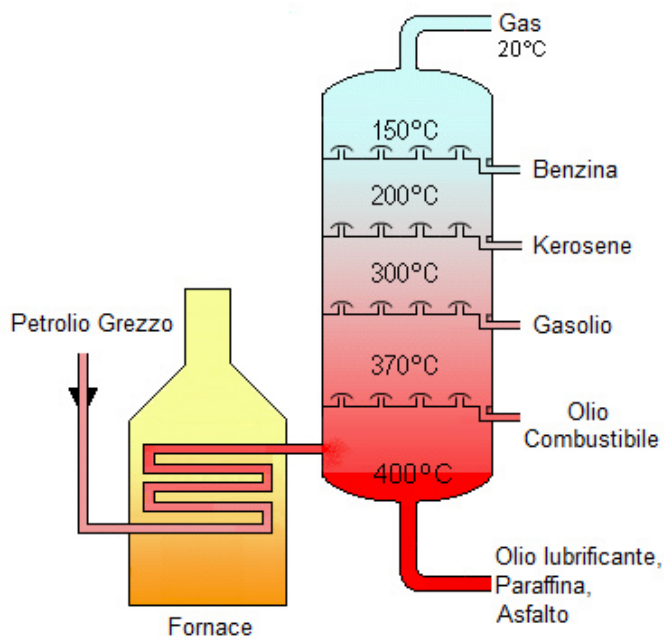


Figure 6.44-1 Distillazione topping

Il residuo topping, cioè la parte non evaporata a temperature di 400°C contiene ancora altri composti utilizzabili, ma la loro temperatura di ebollizione, a pressione atmosferica, è così elevata che la carica subirebbe pirolisi prima di vaporizzare. Per ovviare a questo inconveniente, si distilla il residuo a pressioni notevolmente inferiori, circa 0,1 atm, all'interno delle colonne di distillazione vacuum, dopo un suo preriscaldamento a 450°C. I prodotti ottenuti dalla distillazione vacuum dipendono dal tipo di greggio usato.

Successivamente alla distillazione si effettua la desolforazione, processo necessario per ridurre il tenore di zolfo presente nei prodotti della distillazione.

Dalla distillazione sotto vuoto si ottengono prodotti pesanti, come gasolio e olio combustibile, questi prodotti non sono però direttamente utilizzabili, ma devono essere sottoposti al processo di cracking.

Un altro processo realizzato in un impianto di raffinazione è il reforming, necessario per garantire il necessario numero di ottano dei carburanti prodotti.

Infine tra i processi principali si considera anche la disoleazione, con la quale si procede al trattamento delle acque oleose provenienti dal processo di dissalaggio.

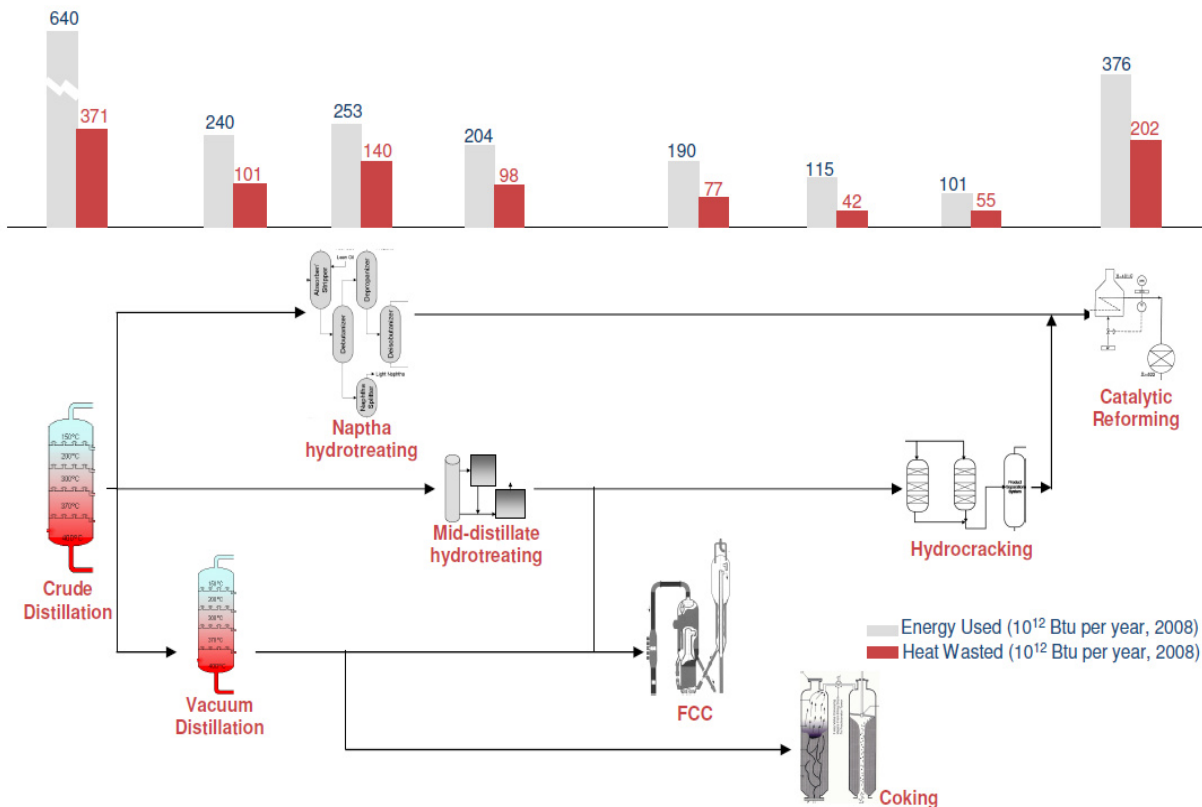


Figure 6.44-2 Totale energia utilizzata ed energia persa all'anno 2008 negli USA per la raffinazione del petrolio

La Figura 6.4-2 riporta per l'anno 2008 la quantità di energia utilizzata negli Stati Uniti per alcuni processi realizzati durante la raffinazione, e rispettivamente la quantità di energia sprecata in ciascun processo.

Come si vede la quantità di energia di scarto che non viene sfruttata è elevata, i principali processi dai quali si può recuperare energia vengono riportati nella seguente Tabella 6.4-1, in cui viene indicata anche lo stato e la temperatura a cui il flusso di scarto è disponibile.

Tabella 6.4-1 Fonti di flussi energetici di scarto e loro caratteristiche

Processo	Stato	Temperatura [°C]
Distillazione Topping	L,C	150
Distillazione Vacuum	L,C	150
Cracking Catalitico Fluido	L,C	150
Idrocracking	L,C	146
Produzione Idrogeno	G	150
Reforming Catalitico	L,C	137
Hydrotreating	L,C	121
Hydrofening	L,C	121

Si nota come le temperature delle sorgenti di calore potenzialmente sfruttabili vanno dai 120°C ai 150°C, e quindi sarebbero termodinamicamente ottimali per uno sfruttamento attraverso il sistema ORC considerato in questo elaborato. Anche le ore di funzionamento di questi impianti, solitamente in produzione continua, quindi stimabili in 8000 all'anno, consentirebbero un recupero sull'investimento molto breve rispetto a tutte le altre possibili applicazioni, senza contare che tali flussi sono già stati riutilizzati nell'impianto e che spesso non possono essere sfruttati in altro modo. Unico ostacolo per l'applicazione della tecnologia ORC studiata è il campo di potenze, infatti, mentre la macchina studiata ha una potenzialità nominale di 50 [kW], le potenze messe in gioco da tali flussi sono ben più alte e necessiterebbero l'installazione di sistemi ORC più adatti, sempre a bassa temperatura ma con potenze nominali attorno al MW o superiori, i quali per effetto scala riuscirebbero ad avere, se non rendimenti migliori, almeno costi specifici [€/kWe prodotto] minori.

6.5. Produzione di cemento, calce e gesso

L'industria di produzione del cemento, della calce e del gesso generano una significativa quantità di emissioni di CO₂, principalmente a causa del processo chimico stesso, ma in parte anche dovute alla combustione dei combustibili usati.

Le fornaci rotative, utilizzate per la produzione del cemento, sono tubi di metallo rivestiti con materiale refrattario, con lunghezze che variano tra i 60m e i 300m. Il combustibile principalmente utilizzato è il carbone, anche se alcune fornaci utilizzano gas naturale, olio combustibile denso, ma anche rifiuti solidi urbani, copertoni, ecc.

Il processo vero e proprio di formazione del cemento consiste nell'inserire la farina grezza di calcare ed altri materiali sulla sommità della fornace, i quali gradualmente passeranno per zone sempre più calde, fino ad arrivare alla fiamma sul fondo della fornace.

Il recupero del calore in impianti di questo tipo può essere realizzato principalmente tramite lo sfruttamento di due sorgenti di calore di scarto:

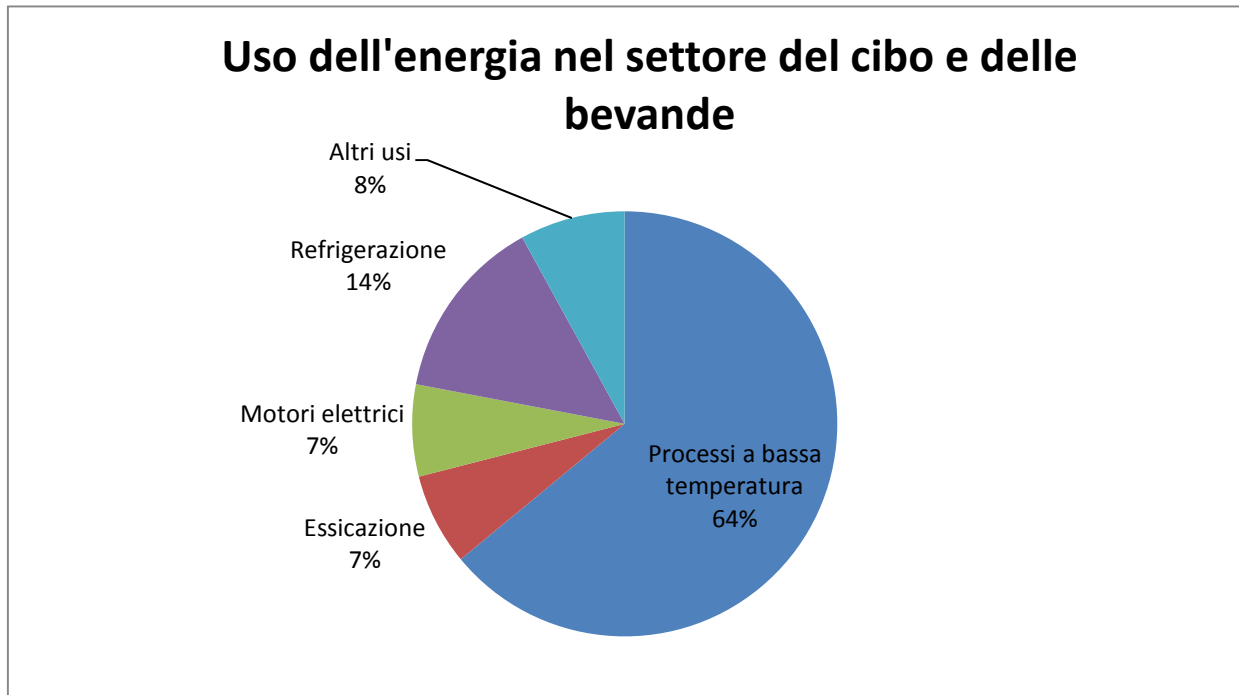
- 1) Recupero del calore dai gas esausti della combustione. Tali gas sono inizialmente utilizzati per preriscaldare la farina grezza di calce che andrà poi inserita nella fornace, dopo questo utilizzo però hanno ancora temperature sfruttabili, che variano tra i 200 °C e i 300 °C, si può quindi pensare ad un recupero di questi fumi tramite il sistema ORC a bassa temperatura studiato.
- 2) Recupero del calore dal raffreddamento del clinker. Il clinker è il materiale che si estrae dalla fornace ed al momento dell'estrazione è ancora ardente, per questo motivo si rende necessaria un suo raffreddamento. I tipici sistemi utilizzati per il raffreddamento del clinker sono a grata, con dell'aria che circola per realizzare il raffreddamento da 1200°C fino a circa 100°C, quest'aria viene poi utilizzata per il preriscaldamento dell'aria destinata alla combustione nella fornace, ma il calore ancora residuo dopo tale utilizzo può essere sfruttato ad esempio in sistemi ORC a bassa temperatura.

I costi d'investimento per sistemi di recupero nell'industria del cemento risultano però particolarmente elevati, soprattutto per le caratteristiche dei gas che devono essere trattati, infatti sia l'aria di raffreddamento del clinker, sia i gas provenienti dal forno sono caratterizzati da un consistente contenuto di polveri, tipicamente tra 10 e 50 [g/Nm³].

Mediamente in un tipico impianto di produzione del cemento, il 25% della totale energia utilizzata è energia elettrica, con quantità che vanno dai 90 a i 150 kWh per tonnellata di clinker prodotto, mentre il 75% è energia termica, corrispondenti a 3650 [MJ/t], e circa il 35-40% del calore utilizzato nel processo viene perso. Se si considera che in Italia si ha una produzione di 47 [Mt/anno] di cemento, si possono raggiungere notevoli risultati in termini di risparmio energetico.

6.6. Industria alimentare e delle bevande

L'industria del cibo e delle bevande coinvolge principalmente processi a bassa temperatura, cioè al di sotto dei 250°C, come si vede dal grafico sottostante, gli altri principali processi che richiedono energia in questo tipo di industria sono la refrigerazione, l'essiccazione e l'uso dei motori elettrici.



Dato il largo impiego di processi a bassa temperatura, anche il calore di scarto disponibile sarà nel campo delle basse temperature, vale la pena quindi investigare il possibile utilizzo di impianti ORC a bassa temperatura, che possono risultare un valido esempio di recupero nel caso non sia possibile riutilizzare il calore di scarto all'interno del processo produttivo stesso, o nel caso non ci siano utilizzatori diretti nelle vicinanze.

In questo campo bisogna in modo principale porre attenzione alla sicurezza del prodotto, quindi le tecnologie impiegate per il recupero energetico non devono andare ad interferire da questo punto di vista.

Le sorgenti di calore a bassa temperatura provengono sia da processi industriali generici, riscontrabili in molte delle più comuni attività industriali, come ad esempio compressori, caldaie, generatori di energia elettrica, i quali cedono tutto il calore all'ambiente esterno, sia da processi specifici di questo settore. I processi specifici in cui viene utilizzato calore sono principalmente incentrati nella cottura dei cibi, l'essiccazione dei cibi, l'evaporazione, il lavaggio, la sterilizzazione, la pastorizzazione, la distillazione e la refrigerazione. Queste lavorazioni producono calore a bassa temperatura sotto forma di gas, vapori e liquidi.

Si analizzano ora da più vicino i principali processi specifici:

La cottura dei cibi è principalmente svolta in forni industriali oppure in friggitrici, ed in entrambi i casi vengono prodotti flussi di calore di scarto che non sempre vengono recuperati. Forni

industriali producono gas esausti a temperature di circa 150-200 °C, mentre le friggitrici generalmente producono gas a temperature comprese tra i 180 °C e i 200 °C. Soprattutto nel caso delle friggitrici tali gas devono prima essere filtrati, per recuperare l'olio presente e poi si può procedere al recupero energetico anche tramite l'utilizzo di ORC a bassa temperatura.

L'essiccazione dei cibi è un processo che comprende una vasta gamma di prodotti e di operazioni, viene principalmente effettuata tramite aria calda, oppure tramite il riscaldamento di una superficie. Ad esempio per la produzione di prodotti in polvere, come latte o caffè in polvere, si utilizza l'essiccazione spray, in cui il prodotto da essiccare viene vaporizzato ed investito con un getto di aria calda in una camera di essiccazione. L'aria soffiata ha una temperatura di circa 250°C ma a causa dell'evaporazione la sua temperatura cala rapidamente fino a circa 95°C, che corrisponde alla temperatura di uscita dell'aria. Tale aria può essere recuperata in modo tale da sfruttarne il calore ancora presente. Tutti i tipi di essiccatori producono dei gas o vapori esausti, tipicamente in un campo di temperature inferiori ai 150 °C.

L'evaporazione è un processo molto comune per molti tipi di bevande, come ad esempio nella produzione di alcolici, bevande non alcoliche e di succhi di frutta. Con l'evaporazione si producono flussi caldi di vapore che possono essere recuperati con temperature appena sopra la temperatura di ebollizione. Tali flussi dispongono di elevate quantità di energia grazie al calore latente di condensazione.

La distillazione è un processo necessario per la produzione di diverse bevande, principalmente super alcolici, consiste nella separazione dei componenti di una miscela liquida tramite una parziale vaporizzazione, e successiva condensazione della parte evaporata che si desiderava estrarre. Dalla condensazione di tale parte si può recuperare calore a temperature attorno ai 100°C.

La pastorizzazione e la sterilizzazione sono processi molto utilizzati per migliorare la conservazione dei cibi tramite l'eliminazione dei micro-organismi presenti. Viene utilizzata per prodotti quali latte, succhi a base di frutta, alcuni prodotti della carne e altri cibi. Il processo di pastorizzazione viene effettuato riscaldando in modo controllato l'alimento, fino a temperature solitamente al di sotto dei 100 °C e per un determinato tempo che va fino ad alcuni minuti, per poi riportarlo a bassa temperatura. La sterilizzazione utilizza invece temperature mediamente più alte, di poco superiori ai 100°C, ma che per certe applicazioni arrivano fino a 180°C. Un altro processo per l'eliminazione dei micro-organismi e la conservazione dei cibi è il trattamento UHT, che consiste nel portare l'alimento a temperature tra i 135 e i 150 °C per pochi secondi. Da tutti questi processi è possibile recuperare del calore con temperature che variano a seconda del caso, ma che si possono considerare adatte al campo di utilizzo dell'ORC a bassa temperatura considerato.

Un esempio concreto di applicazione di sistemi ORC a tale settore industriale è nella produzione di patatine fritte, andando a recuperare calore di scarto dai gas aspirati dalla friggitrice, alla temperatura di 120 °C, e dai gas di scarico rilasciati al camino dopo gli scambiatori utilizzati per riscaldare l'olio necessario alla friggitrice, i quali hanno temperature attorno ai 160 °C.

Il settore agroalimentare e delle bevande è un mercato maturo, come dimostrano i bassi tassi di crescita che riscontra, rappresenta però una parte importante dell'industria italiana essendo il terzo comparto manifatturiero italiano, dopo il tessile e la meccanica, e contribuendo al 15,6% del PIL nazionale (2002).

Data quindi la grandezza di questo settore i consumi energetici sono importanti, come mostrato in Figura 6.6-1, è quindi vantaggioso in un'ottica di efficienza energetica nazionale riuscire ad agire anche in questo campo, nonostante i flussi di scarto siano di qualità energeticamente inferiore rispetto ad altri settori industriali. L'entità dei flussi energetici di scarto e le loro temperature, come visto sopra, si prestano, nel caso non ci fosse la possibilità di reintegro di questi nel processo stesso, all'utilizzo in sistemi ORC a bassa temperatura. Questo utilizzo comporterebbe un risparmio nel consumo di energia elettrica, che potrebbe essere in parte autoprodotta, e comunque genererebbe dei flussi energetici a temperature più basse, scartati dall'ORC, che potrebbero essere utilizzati per il riscaldamento di ambienti o per altri scopi.

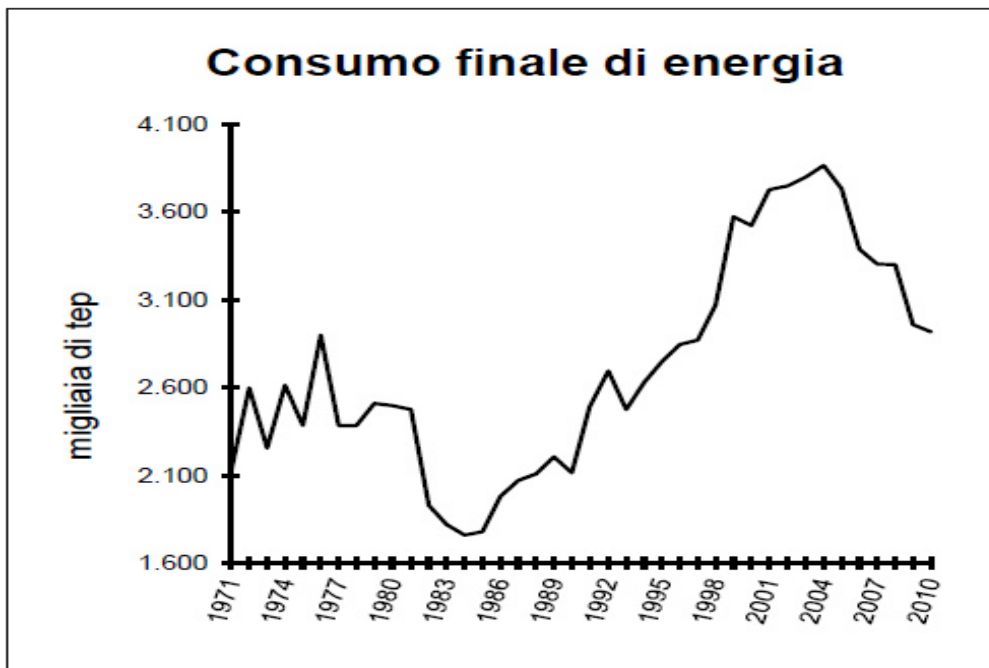


Figure 6.66-1 Consumi finali di energia del sistema agroalimentare in Italia

CAPITOLO 7

Analisi di un intervento di recupero del calore da MCI inserito in un impianto di distillazione

L'impianto considerato è un complesso industriale per la distillazione finalizzata alla produzione di bevande alcoliche.

L'introduzione dell'ORC in questo impianto viene fatta nell'ipotesi di sfruttare maggiormente il calore prodotto da un motore a combustione interna di tipo cogenerativo, ed aumentare la quantità di energia elettrica prodotta. Attualmente l'acqua di raffreddamento del motore viene sfruttata per il preriscaldamento di acqua destinata alla produzione del vapore necessario all'impianto, mentre i fumi vengono utilizzati in un processo di essiccazione.

Nell'analisi di questo intervento bisogna quindi porre particolare attenzione a non alterare in modo negativo gli equilibri dell'impianto, per esempio bisogna essere sicuri che aumentando la produzione di energia elettrica grazie all'ORC, non si vada ad aumentare anche la richiesta di combustibile necessaria alla produzione di vapore, nel caso l'acqua subisca un minor preriscaldamento, oppure, che la riduzione del calore dei fumi usati nel processo di essiccazione non risulti eccessivamente negativa, e nel caso ciò accadesse, bisogna considerare anche tale svantaggio in fase di valutazione della convenienza economica di tale intervento.

Per questo motivo verrà nel seguito della trattazione analizzato non solo il recupero di calore dall'MCI cogenerativo, ma anche l'influenza di tale intervento sulle parti di impianto strettamente connesse ed influenzate da quest'opera.

7.1. Descrizione dell'impianto prima dell'intervento:

Il fabbisogno di energia dell'impianto di distillazione è formato principalmente dalle seguenti voci:

- Generazione di vapore;
- Essiccazione della vinaccia esausta;
- Energia elettrica;

Il vapore è necessario in diverse parti del processo di distillazione per la produzione di alcolici, tale vapore viene prodotto tramite un generatore di vapore fisso a tubi d'acqua. La potenza termica della caldaia in questione è di 9844 kW, con una produzione nominale di vapore saturo pari a 15 t/h alla pressione di 8,5 bar. Il combustibile utilizzato è costituito da vinacce esauste, scarto del processo di distillazione, dopo un'adeguata essiccazione, in caso di necessità si ricorre all'utilizzo di piccole quote di biogas, sempre ottenuto dalla lavorazione degli scarti dell'impianto. La combustione delle vinacce avviene all'interno di un avanforno, il calore così sviluppato riscalda l'acqua da vaporizzare, contenuta in un insieme di tubi tramite i quali avviene lo scambio termico. Raggiunta la temperatura di ebollizione, che alla pressione mantenuta costante di 8,5 bar corrisponde a 173°C, l'acqua bolle generando il vapore richiesto. L'alimentazione dell'acqua avviene tramite due elettropompe centrifughe.

Il processo di essiccazione della vinaccia è realizzato da un generatore di calore, sempre alimentato dalla vinaccia essiccata, avente una potenza di 9304 kW termici. L'essiccatore è composto da un forno a griglia fissa, i cui fumi di combustione vengono indirizzati, prima in una camera di miscelazione, e successivamente all'interno di un essiccatore a tamburo rotante in controcorrente con la vinaccia umida all'ingresso.

Come detto prima dell'ingresso nell'essiccatore, i fumi prodotti dal generatore di calore vengono miscelati in un'apposita camera di miscelazione con i fumi di scarico prodotti dal generatore di vapore, i quali sono caratterizzati da un elevato calore specifico, e vengono quindi interamente riutilizzati all'interno dell'essiccatoio.

L'energia elettrica necessaria a tutto l'impianto viene in parte fornita da un motore a combustione interna (MCI) di tipo cogenerativo, che produce anche una certa quota di energia termica. Si tratta di un motore "GE Jenbacher" a 4 tempi e 12 cilindri, alimentato dal biogas prodotto nei digestori anaerobi utilizzati nell'impianto per lo smaltimento di alcuni scarti della produzione. I principali dati nominali del gruppo cogenerativo sono:

- Potenza elettrica: 625 kW;
- Potenza termica recuperata sotto forma di acqua calda: 337 kW;
- Potenza termica dispersa: 112 kW;
- Rendimento elettrico: 40%.

La potenza termica recuperata dal circuito di raffreddamento del motore, viene utilizzata per preriscaldare la portata d'acqua in ingresso al generatore di vapore fino ad 85°C, dato che l'acqua di raffreddamento del motore può avere temperature massime di 90°C. I fumi vengono invece convogliati nella camera di miscelazione a monte dell'essiccatore per l'essiccazione delle vinacce, di modo da contribuire al fabbisogno di energia termica ad elevata entalpia.

Nella Figura 7.1-1 viene riportato lo schema di come questi tre sistemi di produzione di energia termica ed elettrica interagiscono, rappresentando ciascun flusso energetico che viene scambiato e utilizzato. Nello schema vengono anche riportate le posizioni e i riferimenti dei misuratori di portata e delle sonde per la rilevazione della temperatura e della pressione installate nell'impianto.

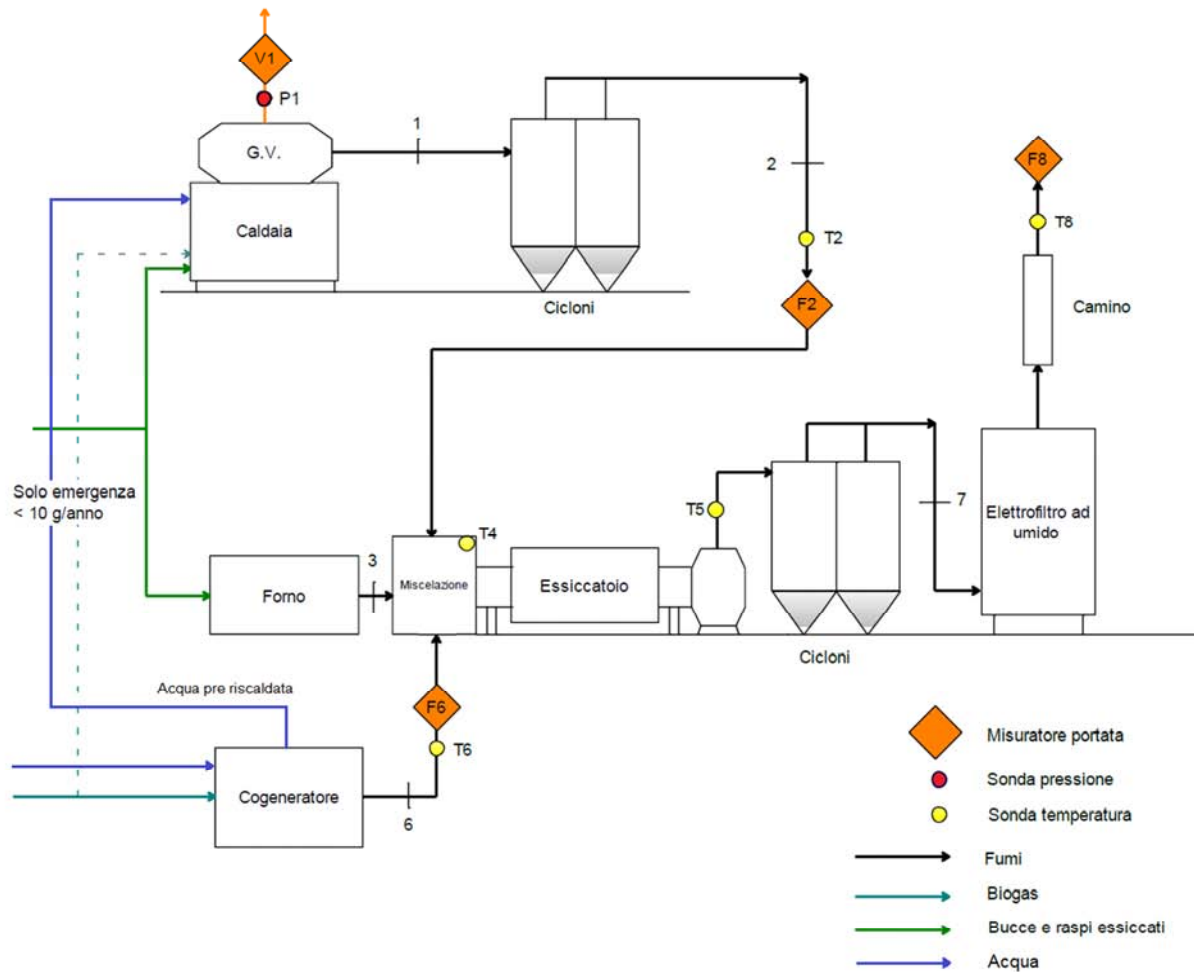


Figure 7.1-1 Schema flussi energetici impianto

7.1.1. Sistema di misura

Il sistema di misurazione in continuo dell'impianto è collegato ad un controllore logico programmabile (PLC) che permette un controllo completo di tutti i valori. Si dispone per questa analisi dei dati relativi alla produzione di vapore e ai fumi del cogeneratore risalenti all'anno 2010, preso come riferimento anche per lo stato attuale dell'impianto.

Per la misurazione della portata di vapore è installato un misuratore di tipo vortex (V1 nello schema di figura 1), che sfrutta il principio di Karman: quando un fluido scorre ed incontra un ostacolo si formano in alternanza dei vortici, che si distaccano da entrambi i lati con senso di rotazione opposto. Ogni vortice genera una bassa pressione locale. Le fluttuazioni di pressione sono rilevate dal sensore e convertite in impulsi elettrici. I vortici sono generati con regolarità entro i limiti applicativi del misuratore. La formazione di questi vortici avviene regolarmente con una frequenza direttamente proporzionale al volume del flusso che transita:

$$K = \frac{\text{impulsi}}{\text{unità volumetrica [dm}^3\text{]}} \quad (7.2)$$

Il fattore K dipende solamente dalla geometria dell'apparecchio, è quindi indipendente dalla velocità del fluido e dalle sue proprietà quali viscosità e densità. In questo modo si ha la completa indipendenza dal tipo di fluido misurato. Vicino al sensore volumetrico è installata anche una termocoppia (Pt 100) per la rilevazione della temperatura del fluido e per convertire la portata volumetrica in portata di massa. Il misuratore è posto subito a valle del generatore di vapore. La pressione viene rilevata da un altro apposito trasduttore di pressione con sensore in ceramica, anch'esso integrato nel PLC.

La misurazione dei fumi, nelle sezioni F2, F6 ed F8, viene effettuata da un sistema che rileva simultaneamente la portata e la temperatura dei gas. La portata volumetrica viene ricavata dalla velocità dei fumi, e attraverso la temperatura viene poi calcolata la portata volumetrica normalizzata. La velocità viene calcolata tramite un segnale acustico (a ultrasuoni) che viene trasmesso in entrambe le direzioni da un sensore di misura all'altro, Figura 7.1-2. Poiché la velocità di propagazione delle onde acustiche è inferiore quando viaggiano in senso opposto alla direzione del flusso rispetto a quando viaggiano nella stessa direzione, si verifica una differenza di tempo di transito, e tale differenza è direttamente proporzionale alla velocità di deflusso. Conoscendo la sezione del tubo, e la differenza di tempo di transito del segnale appena misurata, si può calcolare la portata volumetrica istantanea Q, da questa si può ricavare la portata in condizioni normali tramite la relazione:

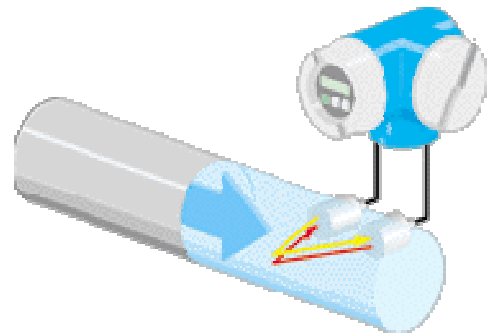


Figure 7.1-2 Misuratore di portata ad ultrasuoni

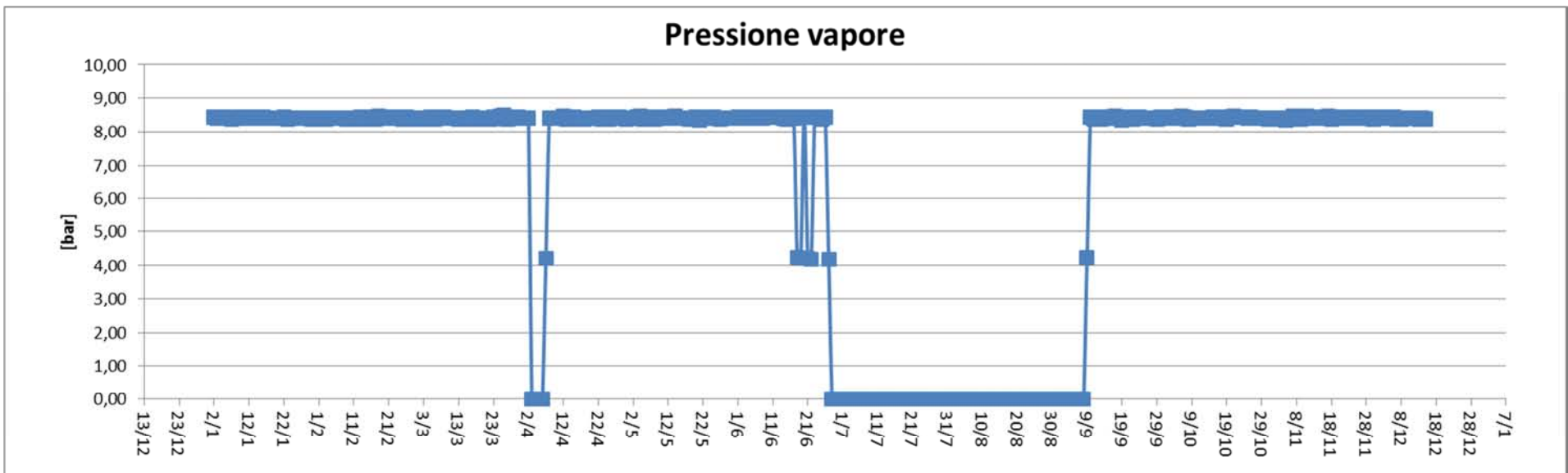
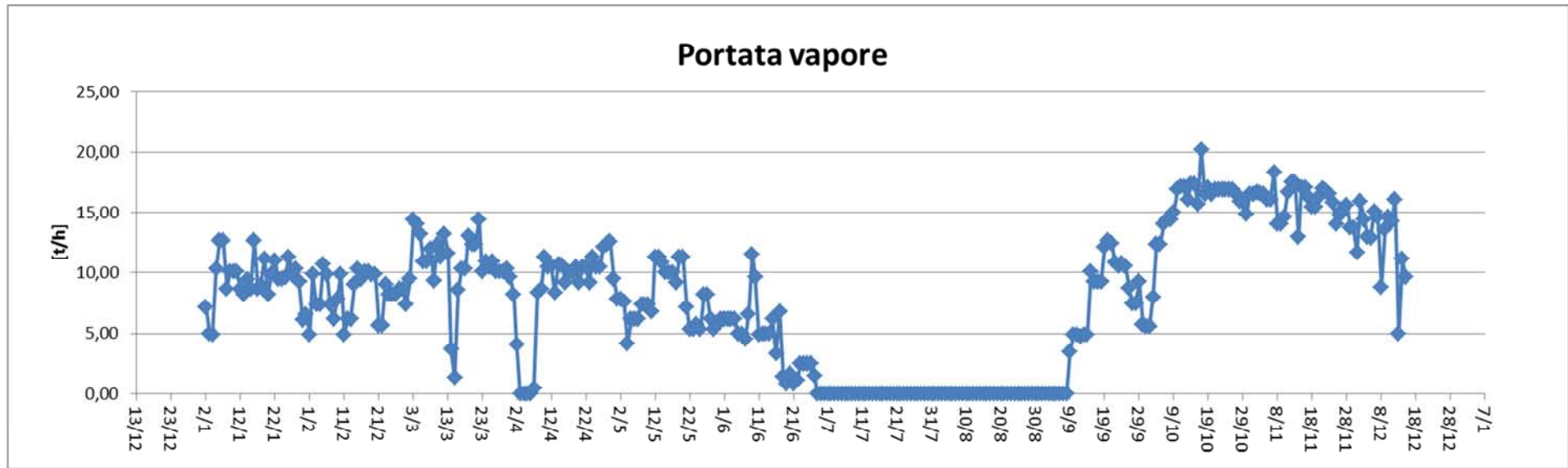
$$Q_n = Q * \frac{100-U\%}{100} * \left(\frac{p_c}{p_n} * \frac{T_n}{T_c} \right) \quad (7.1)$$

Dove U% è la percentuale di umidità nei fumi, p_c e T_c sono la pressione e la temperatura nel condotto di misurazione mentre p_n e T_n sono pressione e temperatura delle condizioni normalizzate (1,013 [bar] e 273,15 [K]).

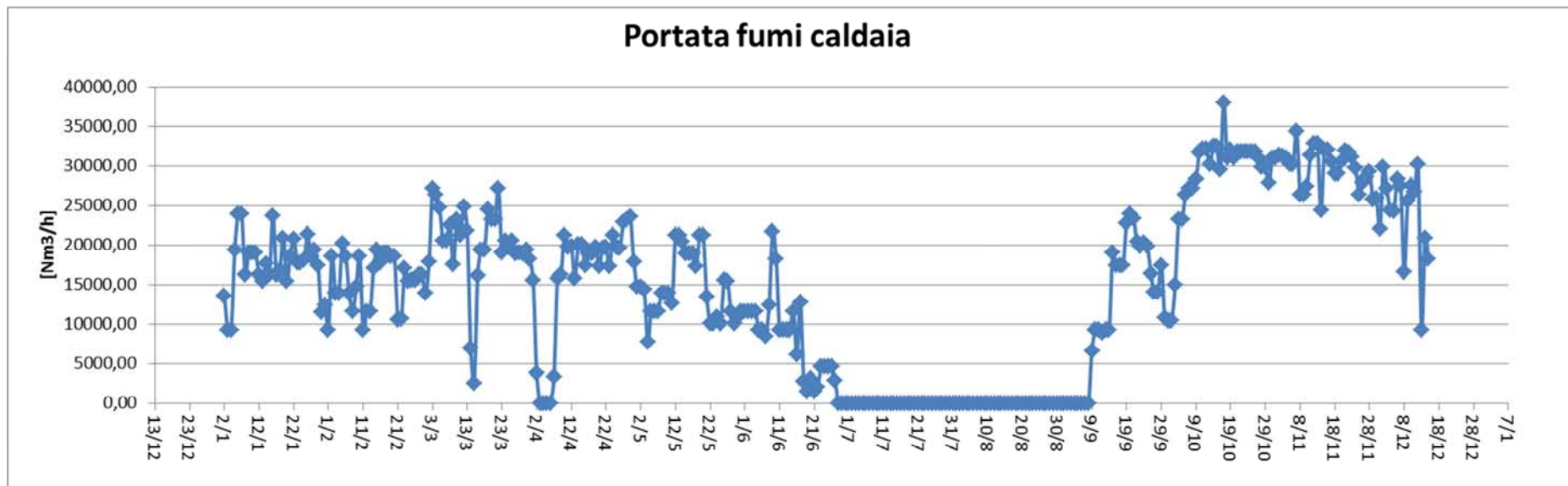
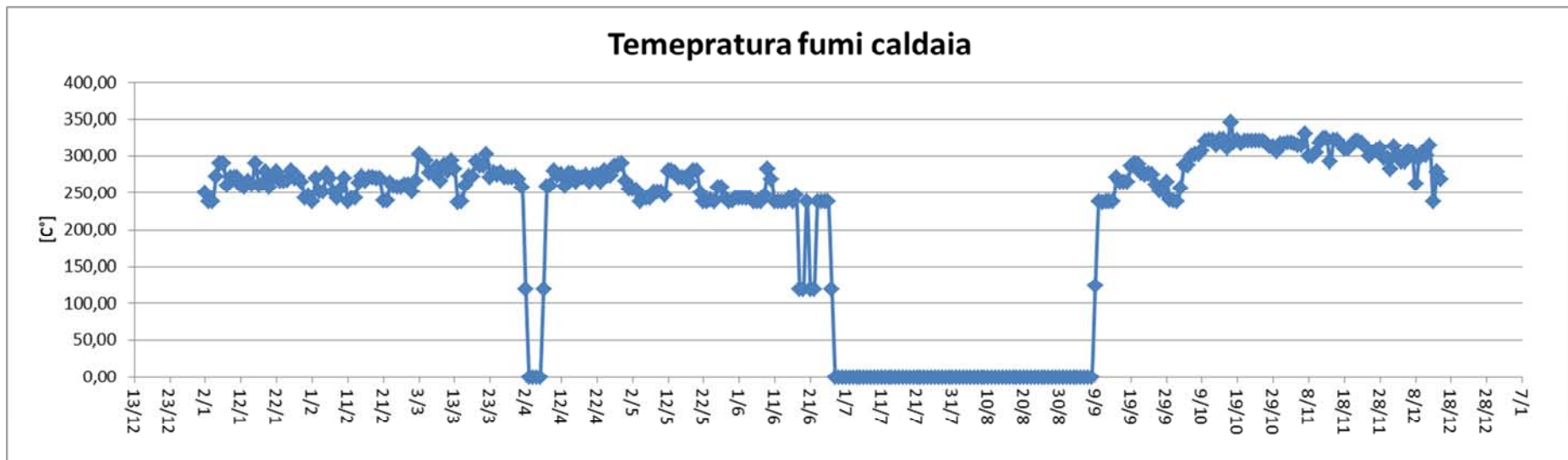
7.1.2. Andamento ed analisi dati rilevati:

Dai grafici di seguito riportati su può notare come le ore di funzionamento annuali siano circa 6500, e che l'impianto rimane inattivo nei mesi di luglio ed agosto, mentre durante l'anno ci sono alcuni fermi programmati della produzione.

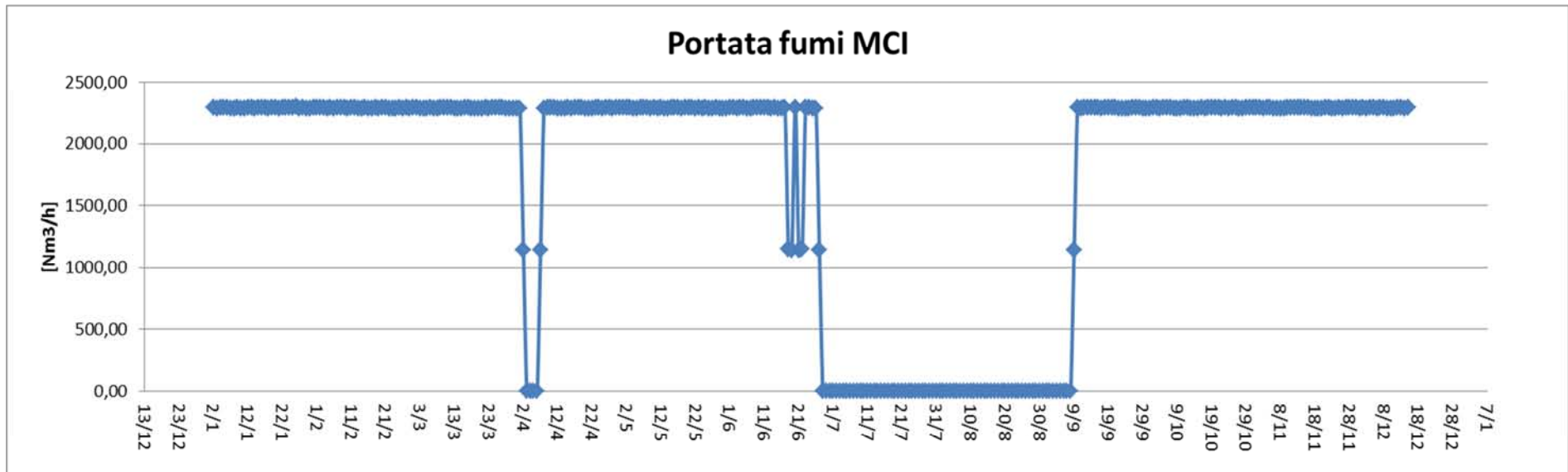
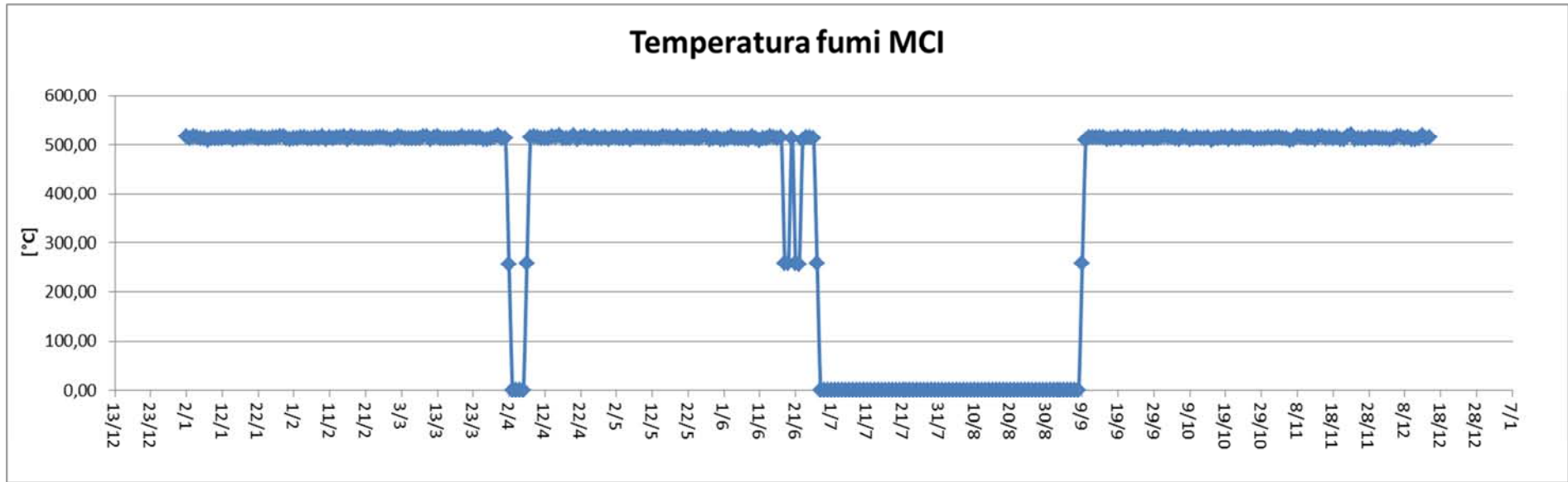
Dati acquisiti per il periodo di riferimento dal misuratore vapore: V1 e P1



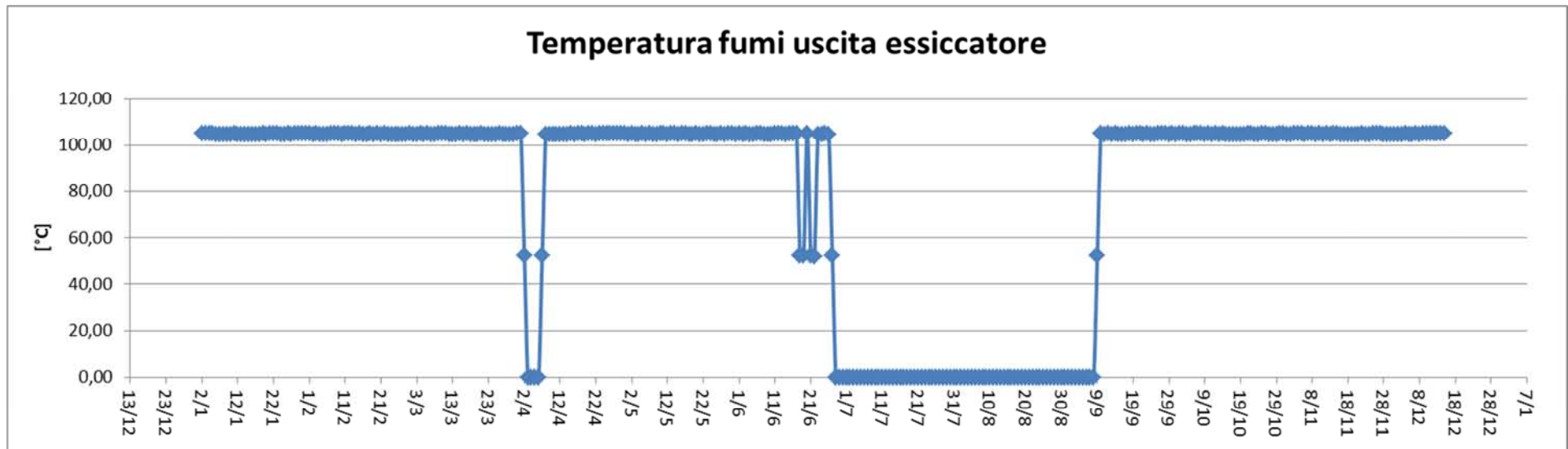
Dati acquisiti per il periodo di riferimento dal misuratore F2 e T2 per i fumi provenienti dal generatore di vapore:



Dati acquisiti nel periodo di riferimento dal misuratore F6 e T6 per i fumi provenienti dal cogeneratore:



Dati acquisiti nel periodo di riferimento dal misuratore T5 della temperatura dei fumi in uscita dell'essiccatore:



Generatore di vapore:

L'andamento della portata di vapore, e quindi anche dei fumi generati dal generatore di vapore, variano giornalmente a seconda del carico di vapore richiesto dal processo di distillazione. Si possono individuare dai grafici principalmente tre fasi annuali che rispecchiano tre fasi produttive differenti durante l'anno:

1. Primo periodo: è di 2363 ore e va dall'accensione dell'impianto a settembre, fino al 31 dicembre. Questo periodo è quello dei mesi della vendemmia e subito successivi, si riscontra infatti il maggior carico di produzione. Le caratteristiche medie di produzione del generatore di vapore in questo periodo sono:
 - Portata fumi media: 25.669 [Nm³/h]
 - Temperatura media: 299,5 [°C]
 - Portata vapore prodotto: 13,65 [t/h]
 - Pressione vapore: 8,50 [bar]
2. Secondo periodo: è di 2759 ore, dal 1 gennaio fino al 30 aprile, si è in condizioni di carico intermedio. I valori medi misurati in questo periodo sono:
 - Portata fumi media: 17.980 [Nm³/h]
 - Temperatura media: 268,4 [°C]
 - Portata vapore prodotto: 9,57 [t/h]
 - Pressione vapore: 8,46 [bar]
3. Terzo periodo: è di 1380 ore, dal 30 Aprile fino al 30 Giugno. In questi mesi prima della fermata estiva la produzione diminuisce. I dati medi rilevati in questo periodo sono pari a:
 - Portata fumi media: 11.892 [Nm³/h]
 - Temperatura media: 243,1 [°C]
 - Portata vapore prodotto: 6,33 [t/h]
 - Pressione vapore: 8,21 [bar]

Cogeneratore:

Come si nota già dai grafici riportanti i dati misurati, il sistema di cogenerazione funziona tutto l'anno a regime nominale, con ridotte variazioni di carico. I valori medi misurati nei tre periodi per le caratteristiche dei fumi sono:

1. Primo periodo:

- Portata fumi media: 2.314 [Nm³/h]
- Temperatura media: 520 [°C]

2. Secondo periodo:

- Portata fumi media: 2.293 [Nm³/h]
- Temperatura media: 515,6 [°C]

3. Terzo periodo:

- Portata fumi media: 2.233 [Nm³/h]
- Temperatura media: 501,8 [°C]

Essiccatore:

Non essendo previsto un sistema di misurazione della portata dei fumi del generatore di calore dedicato all'essiccatore rotante, si sono calcolati i parametri interessati procedendo nel modo seguente:

1. Determinazione del consumo energetico specifico per il processo di essiccazione attraverso l'analisi dei fumi e la portata rilevata istantaneamente al camino.
2. Bilancio energetico dei flussi di fumo e calcolo del fabbisogno specifico per il generatore di calore dedicato all'essiccazione.

I dettagli del calcolo verranno mostrati nel paragrafo 7.2.3.

7.2. Analisi del combustibile e dei fumi

Per descrivere le condizioni termodinamiche dei fumi nei punti di interesse, che sono principalmente cogeneratore e generatore di vapore, e determinare quindi i consumi di combustibile di ognuno, si è partiti dall'analisi dei combustibili utilizzati.

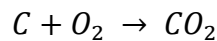
7.2.1. Generatore di vapore:

Per il generatore di vapore il combustibile utilizzato è la vinaccia essiccata, dopo la separazione dei raspi e delle buccette dai vinaccioli attraverso l'apposita macchina sparti-seme. Dai dati consegnati dalla distilleria risultano le caratteristiche riportate nella seguente tabella.

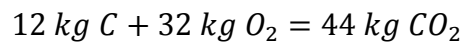
Conoscendo il tenore di ossigeno contenuto nei fumi a valle del generatore di vapore si è risaliti al valore di eccesso d'aria con cui opera, il quale è pari al 150%.

Vinaccia essiccata	
Componente	Frazione massica
C	48,00%
H	5,60%
S	0,21%
O	32,48%
N	2,10%
H ₂ O	8,00%
Cl	0,01%
F	0,00%
Ceneri	3,60%
PCS = 20,35 MJ/kg	
PCI = 18,96 MJ/kg	

Si sono eseguiti i seguenti calcoli di combustione per la determinazione della composizione dei fumi:

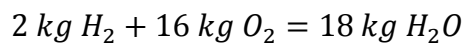
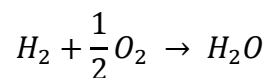


Dalla seguente reazione chimica elementare si può, facendo riferimento ai valori delle masse molecolari delle singole sostanze, ricavare la massa di idrogeno strettamente necessaria per l'ossidazione completa dell'elemento combustibile considerato.

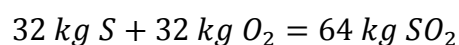
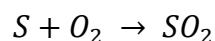


Quindi ogni kg di C richiede, per l'ossidazione a anidride carbonica completa, $32/12 = 2,67$ kg di O_2 .

La stessa analisi si può effettuare per H_2 e per S, gli altri elementi combustibili presenti nella vinaccia essiccata.



Per ogni kg di H sono necessari $16/2 = 8$ kg di O_2 , ma bisogna sottrarre l'idrogeno che andrà a formare l'HCl.



Per ogni kg di S sono necessari $32/32=1$ kg di O_2 . Si sottrae poi l'ossigeno già presente nella composizione del combustibile O.

Si può quindi ora andare a calcolare la totale massa di ossigeno comburente, fornito dall'esterno, necessaria alla combustione:

$$m(O_2)_{stech} = 2,67 + 8 \left(H - \frac{1}{34,45} Cl \right) + S - O = 1,41 [kg O_2 / kg combustibile]$$

La quantità d'aria necessaria alla combustione stechiometrica la si può ricavare a partire da quest'ultimo calcolo, considerando che la frazione di massa dell'ossigeno in aria è pari a 0,232 [kg(O₂)/kg(a)].

$$m(aria)_{stech} = 6,06 [kg aria / kg combustibile]$$

$$m(aria) = (1 + \varepsilon) \cdot m(aria)_{stech} = 15,16 [kg aria / kg combustibile]$$

$$m(fumi) = m(aria) + 1 - m(ceneri) = 16,12 [kg fumi / kg combustibile]$$

Da qui si sono potute quindi calcolare le composizioni dei fumi prodotti dalla combustione della vinaccia essiccata per la produzione di vapore.

Il volume di fumi prodotti dal generatore di vapore non è costante ma in continua variazione, funzione della quantità di vapore richiesta dal processo produttivo.

Composizione fumi in massa	
Componente	Frazione massica
N2	72,338713%
O2	13,087786%
CO2	10,915191%
H2O	3,621701%
SO2	0,026048%
HCl	0,000638%

Composizione fumi in volume	
Componente	Frazione volumetrica
N2	75,054315%
O2	11,881715%
CO2	7,206785%
H2O	5,845249%
SO2	0,011824%
HCl	0,000509%

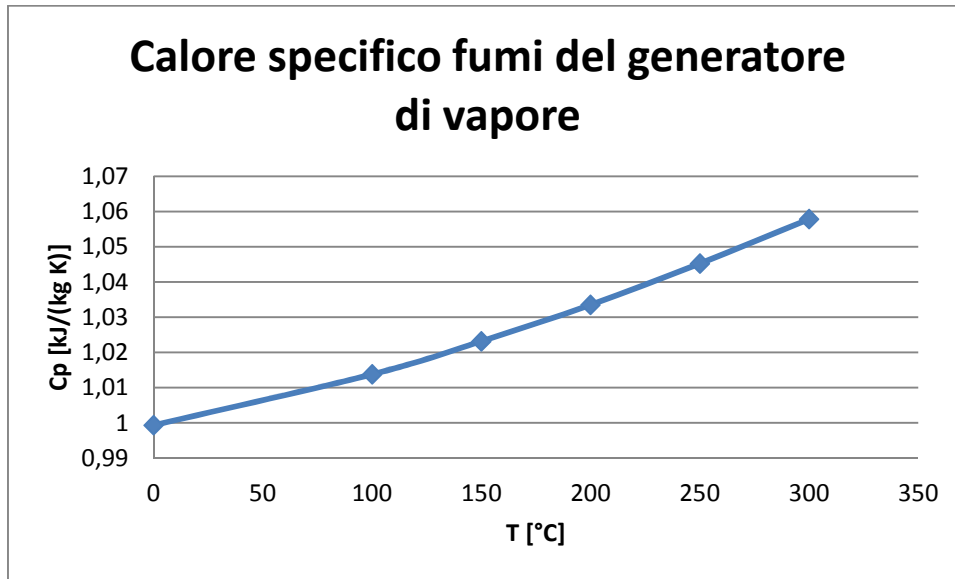
Contenuto energetico dei fumi:

Dopo aver individuato la composizione dei fumi prodotti si possono calcolarne le proprietà termodinamiche, riassunte qui di seguito:

$$V_{fumi\ secchi} = 11,71 [Nm^3_{fumi\ secchi} / kg_{combustibile}]$$

Temperatura (1° periodo)	299,5	[°C]
Peso molecolare	29,73	[kg/kmol]
Calore specifico fumi secchi	1,059	[kJ/(kg K)]
Densità normalizzata	1,33	[kg/Nm ³]

Si è inoltre calcolato come varia il calore specifico dei fumi prodotti a seconda della temperatura di questi, in modo tale da rendere i calcoli più precisi, dato che nei tre periodi le temperature a cui i fumi vengono prodotti sono differenti.



7.2.2. Cogeneratore:

Come già anticipato, per il funzionamento del cogeneratore viene utilizzato biogas prodotto dalla fermentazione di scarti del processo di distillazione. La composizione del biogas è la seguente:

Biogas	
Componente	Frazione in volume
C	60.00%
H2	20.00%
CO2	20.00%
PCI = 25 MJ/Nm3	

Sapendo che il MCI lavora con un eccesso d'aria $\epsilon = 40\%$ si sono eseguiti i calcoli della combustione per ottenere la composizione dei fumi e successivamente il loro contenuto energetico tramite lo stesso tipo di analisi svolta per il generatore di vapore.

I fumi prodotti hanno quindi i seguenti parametri:

$$V_{\text{fumi secchi}} = 6,55 \text{ [Nm}^3_{\text{fumi secchi}} / \text{kg}_{\text{combustibile}}]$$

Composizione fumi in massa	
Componente	Frazione massica
N2	68,795702%
O2	5,937724%
CO2	23,301808%
H2O	2,383139%

Composizione fumi in volume	
Componente	Frazione volumetrica
N2	74,352238%
O2	5,615143%
CO2	16,026095%
H2O	4,006524%

Considerato che il funzionamento del cogeneratore durante l'anno è sempre prossimo alle condizioni nominali, si è assunto un valore costante per il calore specifico pari a quello indicato nella seguente tabella.

Temperatura	520,00	[°C]
Peso molecolare	30,91	[kg/kmol]
Calore specifico fumi secchi	1,126	[kJ/(kg K)]
Densità normalizzata	1,38	[kg/Nm ³]

7.2.3. Essiccatore:

L'essiccazione della vinaccia esausta, ottenuta come scarto dalla produzione di distillati alcolici, serve a produrre la biomassa necessaria ad alimentare l'impianto termico di produzione del vapore, oltre che il generatore di calore dell'essiccatore stesso.

L'essiccatore utilizzato dall'impianto è piuttosto datato (anni '80), ed il processo non è energeticamente molto efficiente. Si è infatti cercato di ridurre il fabbisogno di energia termica andando a sfruttare anche i fumi del generatore di vapore e del cogeneratore. Questi fumi vengono miscelati, in un'apposita camera, con i fumi ad alta temperatura provenienti dal generatore dedicato all'essiccazione, e successivamente mandati nel tamburo rotante in cui è immessa in controcorrente rispetto ai fumi la vinaccia umida. La temperatura dei fumi all'ingresso del tamburo rotante, dopo la camera di miscelazione, è di circa 680°C, variabile però durante l'anno, mentre escono dal processo carichi di umidità a circa 100 – 105 °C.

Il combustibile utilizzato anche nel generatore di calore per l'essiccazione è come già introdotto la stessa vinaccia essiccata, le caratteristiche del combustibile sono quindi le stesse già illustrate per il generatore di vapore.

L'eccesso d'aria del generatore di calore è molto elevato, pari al 500%, essendo il suo scopo quello di produrre elevate quantità di fumi caldi.

Dai calcoli di combustione si ottengono:

$$V_{fumi\ secchi} = 28,21 [Nm^3_{fumi\ secchi}/kg_{combustibile}]$$

Composizione fumi in massa	
Componente	Frazione massica
N2	74,873960%
O2	18,834325%
CO2	4,712338%
H2O	1,563572%
SO2	0,011245%
HCl	0,000060%

Composizione fumi in volume	
Componente	Frazione volumetrica
N2	77,357168%
O2	17,026598%
CO2	3,098215%
H2O	2,512888%
SO2	0,005083%
HCl	0,000048%

Temperatura	975,00	[°C]
Peso molecolare	29,21	[kg/kmol]
Calore specifico fumi secchi	1,205	[kJ/(kg K)]
Densità normalizzata	1,30	[kg/Nm ³]

I fumi risultanti dalla miscelazione delle tre sorgenti termiche analizzate hanno caratteristiche termodinamiche pesate sulle frazioni molari delle singole portate introdotte nella camera di miscelazione:

Temperatura media	674,49	[°C]
Peso molecolare	29,41	[kg/kmol]
Calore specifico fumi secchi	1,14	[kJ/(kg K)]
Densità normalizzata	1,32	[kg/Nm ³]

Con questa tecnologia l'efficacia del sistema di essiccazione è influenzato e limitato dai cambiamenti delle proprietà fisico-chimiche della miscela aria vapore acqueo. L'aria calda, costituita dai fumi delle combustioni, attraversa forzatamente il materiale da essiccare per rimuoverne l'umidità, e viene completamente esaurita nel processo. Si può quindi stimare che l'apporto energetico necessario per l'essiccazione in vena d'aria sia dato dalla somma delle seguenti energie:

- Evaporazione dell'umidità dalla materia prima trattata.
- Energia persa nel processo di riscaldamento dell'aria.
- Energia rilasciata con i fumi umidi dopo il processo di essiccazione, i quali hanno ancora una temperatura di poco superiore ai 100°C.

L'essiccatore lavora tutto l'anno a regime nominale, essiccando circa 270 [t] di vinacce esauste al giorno. Tali vinacce possiedono all'ingresso del processo di essiccazione un'umidità del 60% e una temperatura di circa 85°C, ma per poter essere impiegate poi come biomassa combustibile è necessario abbassare la loro umidità fino all'10% circa. Si può da questi dati ricavare che la quantità d'acqua che è necessario far evaporare dalle vinacce è pari a 1,672 [kg/s] e conoscendo anche le caratteristiche termodinamiche e di portata dei fumi in ingresso ed in uscita

dall'essiccatore si può determinare il consumo energetico specifico (CES) dell'essiccatore, il quale esprime il rendimento con il quale viene effettuata l'essiccazione della vinaccia.

$$CES [kJ/kg_{acqua\ evap}] = ((h_{in_{essicc}} \cdot \dot{m}_{in_{essicc}}) - (h_{out_{essicc}} \cdot \dot{m}_{out_{essicc}})) / \dot{m}_{acqua\ evap} \quad (7.3)$$

Per il calcolo del CES si sono utilizzati i dati relativi ai tre diversi periodi produttivi, ed effettuando una media dei tre valori ottenuti si ricava:

$$CES = 4098 [kJ/kg_{acqua\ evaporata}] \quad (7.4)$$

7.2.4. Bilancio del flusso dei fumi nell'intero impianto

Tramite i parametri appena calcolati, riguardanti la combustione e la sua termodinamica, e conoscendo i parametri dei fumi rilasciati al camino, è possibile ricostruire l'intero bilancio del flusso dei fumi in ogni punto dell'impianto.

Valori relativi al primo periodo:

Tabella 7.2-1 Bilancio del flusso dei fumi del primo periodo produttivo

	T [°C]	Q _n [Nm ³ /h]	Q _a [Am ³ /h]	n _{tot} [kmol/s]	m _{tot} [kg/s]	m _s [kg/s]	Mm _s [kg/kmol]	n _s [kmol/s]	Cp _s [kJ/kg K]	m _v [kg/s]	n _v [kmol/s]	h _{tot} [kJ/kg]
1	309,510	25341,000	54052,153	0,314	9,118	8,788	29,720	0,296	1,067	0,330	0,018	420,968
2	299,510	25341,000	53124,473	0,314	9,118	8,788	29,720	0,296	1,067	0,330	0,018	410,301
3	975,000	24478,055	111845,296	0,303	8,775	8,638	29,209	0,296	1,210	0,137	0,008	1218,672
4	649,375	52133,055	176061,929	0,646	18,765	18,277	29,528	0,619	1,136	0,488	0,027	802,576
5	104,910	59915,694	82923,068	0,743	20,501	18,277	29,528	0,619	1,032	2,224	0,124	396,312
6	519,930	2314,000	6718,223	0,029	0,871	0,851	30,906	0,028	1,126	0,021	0,001	644,297
7	104,910	59915,694	82923,068	0,743	20,501	18,277	29,528	0,619	1,032	2,224	0,124	396,312
8	60,000	61965,558	75572,576	0,768	20,959	18,277	29,528	0,619	1,056	2,682	0,149	409,379

Valori relativi al secondo periodo:

Tabella 7.2-2 Bilancio del flusso dei fumi nel secondo periodo produttivo

	T [°C]	Q _n [Nm ³ /h]	Q _a [Am ³ /h]	n _{tot} [kmol/s]	m _{tot} [kg/s]	m _s [kg/s]	Mm _s [kg/kmol]	n _s [kmol/s]	Cp _s [kJ/kg K]	m _v [kg/s]	n _v [kmol/s]	h _{tot} [kJ/kg]
1	278,39	17199,00	34725,96	0,213	6,189	5,964	29,720	0,201	1,067	0,224	0,012	387,774
2	268,39	17199,00	34096,34	0,213	6,189	5,964	29,720	0,201	1,067	0,224	0,012	377,107
3	975,00	27152,54	124065,58	0,337	9,734	9,582	29,209	0,328	1,210	0,152	0,008	1218,672
4	714,15	46645,54	168589,98	0,578	16,787	16,390	29,477	0,556	1,152	0,397	0,022	881,898
5	100,49	54428,18	74447,69	0,675	18,523	16,390	29,477	0,556	1,034	2,133	0,119	411,540
6	515,58	2294,00	6623,63	0,028	0,864	0,843	30,906	0,027	1,126	0,021	0,001	639,401
7	100,49	54428,18	74447,69	0,675	18,523	16,390	29,477	0,556	1,034	2,133	0,119	411,540
8	60,00	55651,55	67872,07	0,690	18,796	16,390	29,477	0,556	1,056	2,406	0,134	409,555

Valori relativi al terzo periodo:

Tabella 7.2-3 Bilancio del flusso dei fumi nel terzo periodo produttivo

	T [°C]	Q _n [Nm ³ /h]	Q _a [Am ³ /h]	n _{tot} [kmol/s]	m _{tot} [kg/s]	m _s [kg/s]	Mm _s [kg/kmol]	n _s [kmol/s]	Cp _s [kJ/kg K]	m _v [kg/s]	n _v [kmol/s]	h _{tot} [kJ/kg]
1	253,080	11666,000	22473,547	0,145	4,198	4,046	29,720	0,136	1,067	0,152	0,008	360,777
2	243,080	11666,000	22046,480	0,145	4,198	4,046	29,720	0,136	1,067	0,152	0,008	350,111
3	975,000	28657,540	130942,230	0,355	10,274	10,113	29,209	0,346	1,210	0,161	0,009	1218,672
4	769,245	42557,540	162398,870	0,527	15,313	14,980	29,434	0,509	1,166	0,333	0,018	950,818
5	100,490	50340,179	68856,059	0,624	17,049	14,980	29,434	0,509	1,036	2,069	0,115	430,161
6	501,820	2234,000	6337,852	0,028	0,841	0,821	30,906	0,027	1,126	0,020	0,001	623,914
7	100,490	50340,179	68856,059	0,624	17,049	14,980	29,434	0,509	1,036	2,069	0,115	430,161
8	60,000	50950,392	62138,590	0,631	17,185	14,980	29,434	0,509	1,056	2,205	0,122	410,480

I punti identificativi delle sezioni d'impianto sono in riferimento alla Figura 1.

T = temperatura

Q_n = portata volumetrica normalizzata

Q_a = portata volumetrica attuale

n_{tot} = portata molare

m_{tot} = portata di massa

Mm = peso molecolare

h_{tot} = entalpia con riferimento a 0°C calcolata tenendo conto della percentuale di umidità contenuta nei fumi.

7.3. Analisi dei consumi attuali

Avendo analizzato le caratteristiche degli impianti destinati alla trasformazione dell'energia nelle forme necessarie all'impianto, si può ora procedere al calcolo dei consumi di energia sotto forma di energia elettrica e di combustibili, quindi vinaccia essiccata e biogas. Si procederà in questo capitolo anche al calcolo dell'acqua impiegata per la produzione del vapore destinato al processo di distillazione.

7.3.1. Consumi combustibili:

I combustibili consumati, come già illustrato, sono biogas, utilizzato per il funzionamento del cogeneratore, e le vinacce essiccate utilizzate nel generatore di vapore e nel generatore di calore. Dai calcoli della combustione è possibile risalire per ciascun componente analizzato ai consumi di combustibile. Il calcolo viene riportato diviso per le tre fasi di produzione individuate, la formula utilizzata è la seguente:

$$Cc = \frac{\left[\frac{kg_{fumi}}{kg_{combustibile}} \right] * [ore]}{\left[\frac{kg_{fumi}}{kg_{combustibile}} \right]} \quad (7.5)$$

Consumi del generatore di vapore:

- Primo periodo: $C_{gv1} = 5.179,86 [t]$
- Secondo periodo: $C_{gv2} = 4.236,08 [t]$
- Terzo periodo: $C_{gv3} = 1.400,99 [t]$
- Totale: $C_{gv} = 10.816,926 [t]$

Consumi generatore di calore dedicato all'essiccatore:

- Primo periodo: $C_{ess1} = 2.857,25 [t]$
- Secondo periodo: $C_{ess2} = 3.578,84 [t]$
- Terzo periodo: $C_{ess3} = 1.858,46 [t]$
- Totale: $C_{ess} = 8.294,548 [t]$

Consumi di biogas del cogeneratore:

- Primo periodo: $C_{cog1} = 600.849,19 [Nm3]$
- Secondo periodo: $C_{cog2} = 695.273,85 [Nm3]$
- Terzo periodo: $C_{cog3} = 338.591,33 [Nm3]$
- Per un consumo totale pari a: $C_{cog} = 1.634.714 [Nm3]$

Confrontando i primi due periodi del generatore di vapore e del generatore di calore, si può notare come una riduzione della produzione di vapore comporti un aumento del consumo di combustibile nel generatore di calore, dato che si avrà una corrispondente riduzione della produzione di fumi al generatore di vapore.

Questi dati trovano conferma nei registri UTF (Uffici Tecnici di Finanza) dell'impianto, che riportano:

Mese	Vinaccia lavorata [ton]	Biogas [Nm3]
Gennaio	5.640,57	189.664,50
Febbraio	5.491,00	201.076,50
Marzo	4.857,80	201.361,50
Aprile	6.932,45	185.589,00
Maggio	8.392,20	166.621,00
Giugno	5.966,21	49.861,00
Luglio	0	0
Agosto	0	0
Settembre	7.212,88	69.619,00
Ottobre	11.607,82	165.723,50
Novembre	7.677,00	210.274,50
Dicembre	6.013,00	175.329,50
TOTALE	69.790,93	1.615.120,00

Considerando che per vinaccia lavorata si intende la vinaccia appena dismessa dagli impianti di produzione, quindi con ancora una percentuale di umidità del 60%, e che si assume che i vinaccioli costituiscano in media il 36,35% della vinaccia essiccata si ricava:

$$C_{vinaccia,UTF} = Vinaccia\ lavorata \cdot \frac{1-0,60}{1-0,10} \cdot (1 - 0.3635) \quad (7.6)$$

Dove si ricorda che l'umidità in uscita dall'essiccatore è circa il 10%.

Risulta quindi un consumo annuo globale per generatore di vapore e forno dell'essiccatore di 19742 [t], e confrontando tale dato con quello calcolato in precedenza attraverso i parametri della combustione, pari a 19112 [t] si ha uno scarto di circa il 4% che può essere imputato alla variabilità dell'umidità in dipendenza dal tipo di vinaccia utilizzata o alla variabilità nella percentuale di vinaccioli.

La differenza, invece, tra i volumi di biogas registrati e quelli calcolati è dell'1% circa e quindi totalmente trascurabile.

7.3.2. Consumi energia elettrica:

I consumi di energia elettrica dell'impianto sono riconducibili essenzialmente al pompaggio dell'acqua necessaria al processo produttivo, ai ventilatori estrattori di fumi, a sistemi di refrigerazione utilizzati nella produzione, e ai motori elettrici presenti nell'impianto. Dai dati a disposizione i consumi elettrici mensili vengono riportati nella seguente tabella:

Energia elettrica acquistata		Energia elettrica prodotta dal cogeneratore	
Mese	kWh	Lorda kWh	Ausiliari kWh
Gennaio	150.627	379.329	3.272
Febbraio	118.800	402.153	2.812
Marzo	164.371	402.723	3.415
Aprile	306.635	149.981	2.732
Maggio	359.002	142.748	4.156
Giugno	207.820	227.590	4.013
Luglio	95.634	67.942	3.888
Agosto	57.574	0	0
Settembre	183.588	158.750	3.114
Ottobre	229.075	320.164	2.878
Novembre	171.260	395.564	2.799
Dicembre	170.985	339.383	2.976
TOTALE	2.215.371	2.986.327	36.055

Si può quindi per ogni periodo andare a calcolare la potenza elettrica media richiesta dall'impianto, tramite la formula:

$$P_{media\ periodo} = [kWh_{elettrici,periodo}/ore\ funzionamento_{periodo}] \quad (7.7)$$

Ottenendo:

$$P_{media,1} = 828 [kW]$$

$$P_{media,2} = 783 [kW]$$

$$P_{media,3} = 673 [kW]$$

Ricordando che la potenza elettrica nominale sviluppata dal cogeneratore è pari a 625 kW_{el} si nota come nel terzo periodo questa copra la quasi totalità della richiesta energetica dell'impianto.

7.3.3. Consumi d'acqua ed energetici per la generazione di vapore:

Dai dati relativi all'impianto riportati in precedenza, conoscendo la portata di vapore prodotto al generatore di vapore, si può calcolare la quantità d'acqua utilizzata per la produzione del vapore in ogni periodo.

Quest'acqua arriva al generatore di vapore preriscaldata ad 85°C, recuperando la potenza necessaria dal circuito di raffreddamento del cogeneratore.

L'energia impiegata poi dal generatore di vapore per garantire l'evaporazione di questa quantità d'acqua, alla pressione utilizzata nell'impianto di 8,5 [bar], a cui corrisponde una temperatura di saturazione di 173°C, sarà calcolabile tramite la variazione di entalpia dell'acqua tra lo stato iniziale e quello finale di vapore saturo.

	Media portata [t/h]	Acqua utilizzata [t]	Energia evap. [MWh]
1 periodo	13,58	32100,05	21527,68
2 periodo	9,57	26407,34	17709,90
3 periodo	6,27	8657,43	5806,046

Anche questo dato conferma la maggior produzione nel primo periodo rispetto ai precedenti.

Conoscendo l'energia necessaria all'evaporazione dell'acqua, e conoscendo il quantitativo di vinacce essiccate utilizzate nel generatore di vapore, e il loro potere calorifico, è possibile calcolare l'energia da queste prodotta e stimare di conseguenza un rendimento, nei tre periodi a diverso carico, per il processo di generazione del vapore, che sarà utile più avanti. Per il calcolo dell'energia contenuta nelle vinacce si utilizza la seguente formula:

$$Energia_{vinacce} = Qtà [kg]_{vinacce} * PCI [MWh/Kg]_{vinacce} \quad (7.8)$$

	Quantità vinacce [t]	Energia vinacce [MWh]	Rendimento impianto
1 periodo	5179,860	27498,84	0,7828
2 periodo	4236,080	22488,50	0,7875
3 periodo	1400,990	7437,58	0,7806

Il rendimento dell'impianto non differisce di molto nelle tre diverse situazioni di carico, il rendimento migliore si ha nel secondo caso. La quota di energia persa è prevalentemente contenuta nei fumi, i quali vengono inviati all'essiccatore.

7.4. Proposta di recupero del calore tramite ORC:

Lo scopo per cui si introduce l'ORC nell'impianto è quello di produrre una maggior potenza elettrica, e non quello di recuperare flussi di calore, per tale motivo l'installazione è pensata in modo tale che l'ORC produca la massima potenza possibile. L'acqua di raffreddamento ed i fumi di scarico del motore cogenerativo vengono attualmente utilizzati separatamente per il recupero del calore in forme diverse, l'acqua calda è usata per il preriscaldamento della portata d'acqua utilizzata per generare vapore, mentre i fumi vengono indirizzati alla camera di miscelazione per essere poi utilizzati nell'essiccatore. Si può pensare però ad un differente utilizzo di tale calore tramite un sistema ORC a bassa temperatura, che consente di sfruttare sia il calore presente nell'acqua, non sfruttabile tramite un ORC tradizionale a causa delle basse temperature (< 85°C), sia il calore dei fumi, che rappresenta una fonte energetica di qualità maggiore date le elevate temperature (> 500°C), che però è in quantità insufficiente per poter essere sfruttata da sola in un ORC tradizionale.

Sviluppando una simile soluzione si andrebbe poi a produrre energia elettrica, la quale rappresenta un'elevata fonte di spesa nei consumi dell'impianto, dato che la quantità di energia non prodotta dal cogeneratore viene acquistata dalla rete a prezzo di mercato. A fronte di tale aumento di energia elettrica prodotta si può però già in sede preliminare ipotizzare un maggior consumo all'essiccatore, per la riduzione della temperatura dei fumi provenienti dal cogeneratore, e quindi un maggior consumo di vinacce essiccate nel generatore di calore dedicato, ed un

incremento dei consumi anche al generatore di vapore, per la riduzione della temperatura dell'acqua di alimento.

7.4.1. Installazione ORC

L'ORC viene inserito in un circuito chiuso, all'interno del quale, tramite una pompa, viene fatta circolare l'acqua necessaria al suo funzionamento, il circuito viene mantenuto in pressione, in modo tale da riuscire ad ottenere temperature dell'acqua superiori ai 100°C al fine di garantire all'ORC di lavorare nelle condizioni più favorevoli possibili. La temperatura raggiunta è però da verificare in base alle potenze rese disponibili dal cogeneratore. Il circuito chiuso dell'acqua che alimenta l'ORC dovrà scambiare calore con l'acqua di raffreddamento del motore e con i fumi provenienti dal motore, i quali verranno sfruttati come sorgente di calore. Per riuscire però a prelevare la potenza termica dell'acqua di raffreddamento del motore disponibile a 90°C, l'acqua del circuito chiuso destinato all'ORC deve tornare dall'evaporatore interno alla macchina a temperature inferiori a 85°C, considerando 5°C di pinch point.

Subito dopo l'utilizzo, l'acqua di raffreddamento del motore avrà ancora temperature elevate e potrà pertanto essere utilizzata per preriscaldare la portata d'acqua destinata alla produzione di vapore, come veniva in precedenza effettuato. Si riporta nella Figura 7.4-1 uno schema dell'ipotesi di intervento proposta.

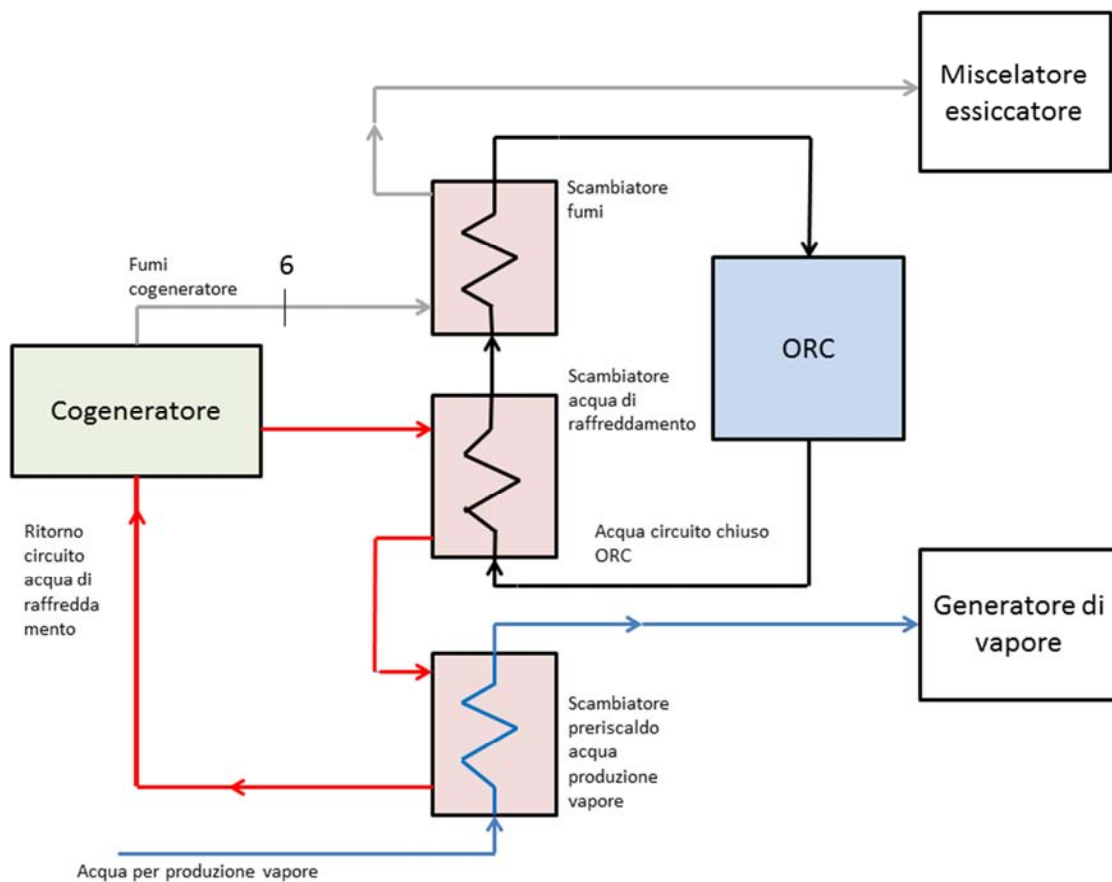


Figure 7.4-1 Schema inserimento ORC

7.4.2. Dimensionamento di progetto circuito ORC

Per il dimensionamento di progetto necessario all'inserimento dell'ORC bisogna innanzi tutto effettuare una valutazione sulle portate, le potenze e le temperature messe a disposizione dal cogeneratore. Successivamente bisogna decidere in che condizioni di funzionamento far lavorare l'ORC, tramite la scelta della temperatura e della portata d'acqua del circuito chiuso ad esso dedicato, di modo da ricavarne le migliori prestazioni possibili in termini di potenza prodotta.

Dalla scheda tecnica del motore cogenerativo in uso nella distilleria si ricavano i seguenti dati riportati in tabella, relativi alle potenze generate e recuperabili sotto forma di calore.

	Pieno carico
Potenza introdotta [kW]	1563
Quantità di gas [Nm ³ /h]	313
Potenza meccanica [kW]	646
Potenza elettrica [kWe]	625
Potenze termiche da dissipare:	
Secondo stadio intercooler (circuito a bassa temperatura) [kW]	37
Primo stadio intercooler (circuito acqua di raffreddamento) [kW]	86
Olio (circuito acqua raffreddamento) [kW]	69
Acqua di raffreddamento motore [kW]	183
Calore in superficie [kW]	46
Potenza termica rimanente [kW]	28
Potenza totale gas di scarico [kW]	489
Gas di scarico raffreddati a 180 °C [kW]	333
Gas di scarico raffreddati a 100 °C [kW]	414

Questi valori si riferiscono solamente al funzionamento a pieno carico, ma risultano essere significativi dal momento che, come visto in precedenza nell'analisi dei consumi di energia elettrica, i bisogni dell'impianto di distillazione sono tali da garantire un funzionamento a pieno carico del cogeneratore in tutti e tre i periodi produttivi considerati. Sempre dai dati riportati nella scheda tecnica si ricava la portata di acqua del "circuito acqua di raffreddamento", pari a 6,36 [kg/l] e anche la temperatura massima per quest'acqua, pari a 90°C.

Le potenze sfruttabili sono quelle relative al circuito acqua di raffreddamento, composte quindi dal primo stadio intercooler, dal raffreddamento dell'olio e dal raffreddamento del motore; tale acqua come abbiamo appena visto ha una temperatura massima all'uscita pari a 90°C, e per un corretto funzionamento del sistema deve avere una temperatura all'ingresso nel circuito di raffreddamento di 74°C, in quanto il raffreddamento del primo stadio di intercooler non può essere effettuato sopra ad una determinata temperatura, e le potenze e temperature in gioco impongono tali valori.

Dal circuito dell'acqua di raffreddamento si hanno a disposizione 338 kW che erano gli stessi già utilizzati in precedenza per il preriscaldamento dell'acqua destinata alla generazione di vapore, e che verranno totalmente utilizzati anche in questo caso, se non completamente nell'ORC, si potranno comunque sfruttare nel preriscaldamento della portata d'acqua destinata alla generazione di vapore.

La potenza recuperata dai fumi dipenderà invece dalle condizioni di lavoro dell'ORC. Dai dati presenti nella scheda tecnica, si determina una potenza pari a 414 kW per un raffreddamento fino a 100°C. Raffreddamenti maggiori dei gas di scarico comporterebbero problemi di corrosione legati alla condensazione delle sostanze presenti, assolutamente da evitare. Dopo l'utilizzo, qualsiasi sia la potenza utilizzata, la portata di fumi verrà inviata alla camera di miscelazione.

Si suppone poi in sede di progetto di voler porre il sistema ORC nelle migliori condizioni di funzionamento possibili. Bisognerà però verificare se tali condizioni, pari a 12 [l/s] di portata alla temperatura di 115 °C, possano o meno essere effettivamente raggiunte.

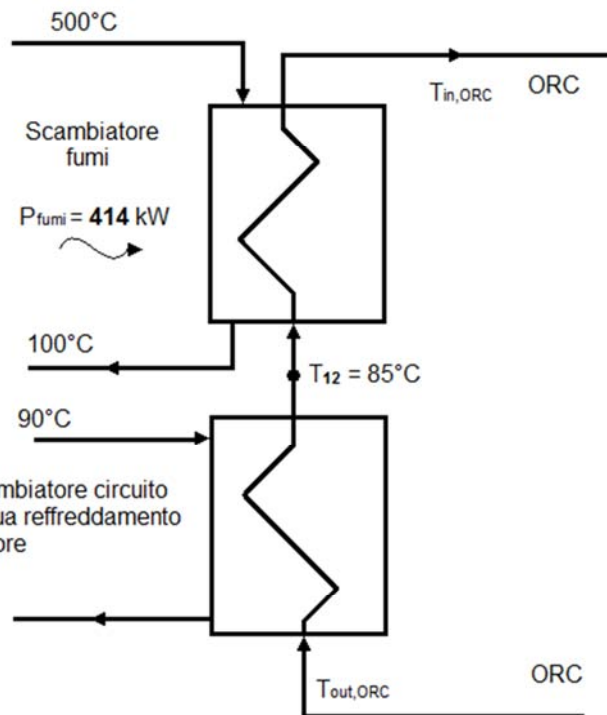


Figure 7.4-2 Schema scambiatori con indicati i vincoli di potenza e temperatura imposti allo scambio

Per calcolare le migliori condizioni in cui ci si può porre bisogna considerare gli scambi possibili tra la sorgente di calore e il circuito chiuso dell'ORC. Nonostante non si conoscano ancora le condizioni, di temperatura, dell'acqua all'uscita dell'ORC, esistono alcuni vincoli da considerare:

- Massima temperatura dell'acqua del circuito chiuso dell'ORC dopo il primo scambio termico con l'acqua proveniente dal circuito di raffreddamento del motore: dal momento che l'acqua arriva a 90°C, si può ipotizzare quindi per questo punto una temperatura massima di 85°C dell'acqua destinata all'ORC.
- Massima potenza ceduta dai fumi, vincolata come riportato precedentemente a 414 [kW].

Nella figura 7.4-2 si sono evidenziati i vincoli imposti dalle potenze e temperature rese disponibili dal cogeneratore, considerando tali vincoli si può andare a calcolare, in funzione di diverse portate d'acqua nel circuito chiuso dell'ORC, la massima temperatura raggiungibile da questa ($T_{in,ORC}$)

sfruttando tutta la potenza resa disponibile dai fumi di scarico del cogeneratore. La formula utilizzata per il calcolo è la seguente:

$$T_{in,ORC} = 85 + (P_{fumi} / (\dot{m} \cdot Cp)) \quad (7.9)$$

In funzione di diverse portate si ottengono quindi i valori di $T_{in,ORC}$ riportati in Tabella 7.4-1.

Per decidere, in sede di progetto, che valori utilizzare per la portata d'acqua nel circuito chiuso dell'ORC si è effettuata una prima analisi con il modello precedentemente sviluppato, in modo da osservare in quali condizioni si riesca a sviluppare la potenza elettrica massima. Nell'uso del modello si è ipotizzata una temperatura ambiente media di 14,5°C, corrispondente a quella media delle stazioni meteo site in provincia di Padova, dove si trova lo stabilimento. Come si nota dalla formula 7.9, utilizzata per il calcolo della temperatura raggiungibile in ingresso all'ORC, $T_{in,ORC}$, e quindi per il calcolo della potenza prodotta, si considera il raggiungimento, dopo il primo stadio di scambio, della massima temperatura possibile, cioè 85°C, questo perché la potenza dall'ORC aumenta all'aumentare della temperatura dell'acqua in ingresso.

Come vincolo a questo studio per la determinazione della portata si è quindi considerata anche la verifica che la temperatura dell'acqua di ritorno dall'ORC permetta di raggiungere i suddetti 85°C ipotizzati dopo il primo stadio di scambio. Dato che questo non è sempre scontato, ma funzione della portata di acqua nel circuito chiuso e della potenza termica scambiata. Si sono per questo calcolate le $T_{out,ORC,minima}$, corrispondenti alla minima temperatura di ritorno accettabile dall'ORC, le quali rappresentano infatti le minime temperature con cui si riescono a raggiungere gli 85°C sfruttando tutta la potenza disponibile al primo stadio di scambio, pari a 338 [kW] con la determinata portata considerata. Bisognerebbe in questa sede effettuare anche delle considerazioni sugli scambiatori adottati, che verranno però tralasciate considerando per ora uno scambio ideale.

Tabella 7.4-1. Temperature in ingresso all'ORC e potenze sviluppate in funzione della portata del circuito chiuso

Portata [l/s]	T _{in,ORC} [°C]	Potenza sviluppata ORC [kW]	T _{out,ORC minima} [°C]
4	109,73	31,99	64,81
5	104,78	30,7	68,85
6	101,48	29,7	71,54
7	99,13	28,91	73,46
8	97,36	28,29	74,91
9	95,99	27,76	76,03
10	94,89	27,32	76,94
11	93,99	26,94	77,66
12	93,24	26,63	78,27

In Tabella 7.4-1 sono riportati la minima temperatura ammissibile di ritorno dell'acqua dall'ORC, vincolo che dagli esiti del modello è risultato sempre soddisfatto, e la potenza da esso sviluppata.

Da questa prima valutazione risulta che le condizioni di funzionamento migliori si ottengono all'aumentare della temperatura di ingresso all'ORC, nonostante questo, dato che la potenza in ingresso è sempre circa costante, comporti una riduzione della portata.

Si valuterà quindi, nel seguito, di effettuare l'intervento utilizzando una portata nel circuito chiuso dedicato all'ORC pari a 4 [l/s].

Avendo come scopo quello di produrre la massima potenza elettrica possibile, e poi verificare le ripercussioni che questa scelta ha sul resto dell'impianto, si andrà a sfruttare tutta la potenza termica ad elevata temperatura resa disponibile dai fumi del motore a combustione interna. Per l'analisi dello scambio termico, tra il circuito chiuso dell'ORC e il calore proveniente dal cogeneratore, non si può partire dalla prima sezione di scambio (acqua di raffreddamento del motore acqua del circuito chiuso), in quanto non si conosce la temperatura di ritorno dell'acqua dall'ORC e quindi di ingresso allo scambio, che sarà nota, tramite il modello, solo una volta conosciuta quella in ingresso all'ORC. Bisognerà quindi considerare inizialmente la seconda sezione di scambio, quella con i fumi del cogeneratore, ipotizzando come precedentemente fatto, di raggiungere in uscita dalla prima sezione di scambio una temperatura dell'acqua del circuito chiuso di 85°C, temperatura massima ottenibile scambiando con l'acqua di raffreddamento del motore a 90°C.

Nella seconda sezione di scambio si conoscono le temperature d'ingresso dei due fluidi, entrambe le portate e la potenza messa a disposizione dai fumi. Si conosce inoltre, in quanto fissata, la temperatura di uscita dei fumi dallo scambio, pari a 100°C, per evitare problemi di corrosione. Avendo quindi a disposizione tre equazioni, date dai bilanci termici per i fluidi e dall'equazione di scambio termico, si riescono a determinare la temperatura a cui si riesce a portare l'acqua del circuito chiuso e il KA, dato dal prodotto tra coefficiente globale di scambio e l'area dello scambiatore da impiegare per realizzare lo scambio voluto.

La potenza termica messa a disposizione dai fumi varia però nei tre periodi, e si discosta leggermente da quella indicata nella scheda tecnica del motore. Per ottenere una valutazione precisa si è proceduto calcolandola nei tre periodi ed utilizzandone una media pesata per la determinazione dello scambiatore da usare. La definizione del KA è necessaria per ottenere le temperature a cui arriverà l'acqua del circuito chiuso in ingresso all'ORC.

$$P_{f,primo} = \dot{m}_{f,primo} \cdot c_{p_f} \cdot (T_{f,in} - T_{f,out}) = 1,035 \cdot 1,126 \cdot (519,93 - 100) = 489,39 [kW] \quad (7.10)$$

$$P_{f,secondo} = \dot{m}_{f,secondo} \cdot c_{p_f} \cdot (T_{f,in} - T_{f,out}) = 0,899 \cdot 1,126 \cdot (515,58 - 100) = 420,68 [kW] \quad (7.11)$$

$$P_{f,terzo} = \dot{m}_{f,terzo} \cdot c_{p_f} \cdot (T_{f,in} - T_{f,out}) = 0,876 \cdot 1,126 \cdot (501,82 - 100) = 396,35 [kW] \quad (7.11)$$

$$P_{f,media} = \frac{P_{f,primo} \cdot 2363 + P_{f,secondo} \cdot 2759 + P_{f,terzo} \cdot 1380}{6502} = 440,49 [kW] \quad (7.12)$$

Con lo stesso procedimento si sono calcolate la temperatura e la portata media dei fumi, in questo modo si è potuto determinare il coefficiente globale di scambio e l'area dello scambiatore scelto per questa applicazione, $KA = 3,52 [kW/m^2K]$. Tale valore però si è osservato nel seguito dell'analisi essere troppo elevato per non scendere mai con i fumi a temperature inferiori ai 100°C per questo motivo si è scelto un $KA = 3,30 [kW/m^2K]$.

Per il dimensionamento della prima sezione di scambio bisogna aspettare i risultati del modello.

7.4.3. Analisi condizioni di funzionamento

Avendo effettuato la scelta sullo scambiatore nella seconda fase è ora possibile individuare tramite il metodo ϵ -NTU le temperatura di uscita dell'acqua e dei fumi dalla seconda sezione di scambio nei tre periodi:

1. Primo periodo:

Cmin:	1,17	[kJ/(s K)]
Cmax:	16,74	[kJ/(s K)]
KA:	3,30	[kW/(m ² K)]
NTU:	2,83	[m ²]
R:	0,07	
Efficienza	0,93	
Potenza termica trasmessa:	472,86	[kW]
Tin,ORC	113,24	[°C]
Tfumi,out	114,18	[°C]

2. Secondo periodo:

Cmin:	1,01	[kJ/(s K)]
Cmax:	16,74	[kJ/(s K)]
KA:	3,30	[kW/(m ² K)]
NTU:	3,26	[m ²]
R:	0,06	
Efficienza	0,96	
Potenza termica trasmessa:	416,67	[kW]
Tin,ORC	109,88	[°C]
Tfumi,out	103,97	[°C]

3. Terzo periodo:

Cmin:	0,99	[kJ/(s K)]
Cmax:	16,74	[kJ/(s K)]
KA:	3,30	[kW/(m ² K)]
NTU:	3,35	[m ²]
R:	0,06	
Efficienza	0,96	
Potenza termica trasmessa:	394,49	[kW]
Tin,ORC	108,56	[°C]
Tfumi,out	101,88	[°C]

Conoscendo ora una temperatura preliminare molto vicina a quella con cui l'acqua entra nell'ORC, si può utilizzare il modello per verificare mese per mese la temperatura di uscita dell'acqua, e determinare così anche le dimensioni della prima sezione di scambio al fine di ottenere in uscita valori vicini agli 85°C desiderati per l'acqua del circuito chiuso dell'ORC, e verificare come variano nei tre periodi. Si dimensiona lo scambiatore della prima sezione di scambio considerando la

temperatura media di ritorno dall'ORC ottenuta implementando il modello, pari a 78,55°C, ottenendo così, con lo stesso procedimento utilizzato per la seconda sezione di scambio, un prodotto tra il coefficiente di scambio globale e l'area KA pari a 17,65 [kW/m²K].

Scelto anche questo scambiatore si procede ora alla verifica della reale temperatura raggiunta dall'acqua del circuito chiuso dell'ORC dopo la prima sezione di scambio, dal momento che variazioni su questa temperatura possono comportare variazioni anche sulla temperatura di ingresso nell'ORC precedentemente calcolata e quindi di nuovo su quella di uscita. Per riuscire a ottenere la condizione reale di funzionamento, bisognerebbe quindi effettuare i calcoli relativi al bilancio energetico dei fluidi e allo scambio termico per diverse iterazioni, sempre implementando anche il modello, fino ad ottenere uno scarto di temperatura infinitesimo tra due iterazioni successive. Si considereranno però in questa sede di valutazione come accettabili i risultati ottenuti dopo la prima iterazione in quanto risultano già differenze inferiori al mezzo grado.

I calcoli della temperatura di ingresso e di ritorno dall'ORC e della relativa potenza elettrica netta sviluppata sono stati effettuati mensilmente, in quanto le elevate variazioni della temperatura ambiente condizionano la resa del condensatore della macchina e quindi influiscono molto sulle temperature di uscita dall'ORC. I risultati sono riportati in Tabella 7.4-1, nella quale vengono anche riportate le temperature dei fumi e dell'acqua di raffreddamento del motore dopo lo scambio termico (che serviranno nelle successive analisi), le potenze scambiate nelle due sezioni, la verifica delle temperature di uscita dall'ORC dopo la prima iterazione, che come sopra riportato risultano trascurabili, e la potenza prodotta dall'ORC nel mese considerato.

Le temperature utilizzate per il calcolo sono ottenute dalla norma UNI10349 e rappresentano le temperature medie mensili per la provincia di Padova.

Tabella 7.4-2 Potenze e temperature dello scambio tra cogeneratore e ORC

	T _{media mensile} [°C]	T _{out,ORC} [°C] preliminare	T ₁₂ [°C]	T _{acqua,out} [°C]	P _{th,prima sezione} [KW]	T _{in,ORC} [°C]	T _{fumi,out} [°C]	P _{th,seconda sezione} [kW]	P [kWe]	Verifica T _{out,ORC} [°C]
Gennaio	1,9	77,23	84,42	85,48	120,45	109,34	103,42	417,22	37,83	76,99
Febbraio	4	77,58	84,58	85,60	117,15	109,49	103,56	417,08	36,9	77,4
Marzo	8,4	78,3	84,89	85,85	110,36	109,78	103,86	416,77	35,23	78,25
Aprile	13	79,06	85,22	86,12	103,19	110,09	104,18	416,45	33,17	79,16
Maggio	17,1	79,09	85,24	86,13	102,91	108,78	102,10	394,27	29,5	79,2
Giugno	21,3	79,77	85,53	86,38	96,49	109,06	102,39	393,99	26,18	80,02
Luglio	23,6	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Agosto	23,1	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Settembre	19,7	81,8	86,42	87,09	77,34	114,57	115,50	471,32	31,56	82,43
Ottobre	13,8	80,77	85,97	86,73	87,06	114,15	115,09	471,81	35,6	81,19
Novembre	8,2	79,8	85,55	86,39	96,21	113,75	114,69	472,27	38,16	80,02
Dicembre	3,6	79	85,20	86,10	103,75	113,42	114,36	472,65	40,04	79,08

7.4.4. Analisi variazione consumi:

Come si vede in tabella 7.4-2 dopo lo scambio la temperatura dei fumi del cogeneratore è di poco superiore ai 100°C, mentre l'acqua di raffreddamento del cogeneratore, nonostante la riduzione di temperatura, contiene ancora un'energia termica sufficiente per poter essere impiegata nel preriscaldamento della portata d'acqua destinata alla produzione di vapore. Si analizza nel seguito come tali variazioni rispetto alla situazione ex ante influiscono sui consumi globali dell'impianto.

La minor temperatura dell'acqua proveniente dal circuito di raffreddamento del cogeneratore, la quale passa da circa 90°C a superare di poco gli 85°C, comporta una riduzione nella temperatura dell'acqua di alimento del generatore di vapore. Mentre nella situazione precedente l'acqua destinata alla produzione di vapore riusciva a raggiungere temperature di 85°C prima dell'ingresso al generatore di vapore, si può supporre ora che le massime temperature raggiungibili, utilizzando lo stesso scambiatore di calore a piastre che veniva utilizzato anche in precedenza, siano di circa 80°C. Per misurare l'incremento di combustibile necessario al generatore di vapore per compensare la riduzione di temperatura, si sono considerate le variazioni di entalpia che è necessario fornire all'acqua per raggiungere l'evaporazione nella situazione precedente e nella situazione postuma all'intervento, e per differenza si è determinata la quantità di energia che sarà necessario fornire in più nei tre periodi per la produzione della portata di vapore richiesta.

	Media portata [t/h]	Acqua utilizzata [t]	Energia necessaria [MWh]	Incremento energia [MWh]
1 periodo	13,58	32100,05	21714,82	187,13
2 periodo	9,57	26407,33	17863,85	153,95
3 periodo	6,27	8657,43	5856,52	50,47

Per verificare ora la quantità di combustibile, e quindi di vinacce, a cui corrisponde quest'energia bisogna considerare, oltre al potere calorifico inferiore delle vinacce, anche il rendimento della caldaia preposta alla generazione di vapore, il quale come si è in precedenza calcolato risulta in tutti e i tre periodi circa pari al 78%. La formula utilizzata per determinare la quantità di vinacce corrispondenti all'incremento di energia è la seguente:

$$Qtà_{vinacce} [kg] = \frac{\Delta E_{th} [MWh]}{PCI_{vinacce} \cdot 0,00028 \left[\frac{MWh}{MJ} \right] \cdot \eta_{caldaia}} \quad (7.13)$$

Questo incremento di vinacce utilizzate nella combustione comporterà anche un incremento della portata di fumi sviluppati al generatore di vapore, la quale la si può calcolare conoscendo la maggior quantità di combustibile utilizzato e la portata di fumi sviluppati per ogni kg di vinaccia bruciata, anche questo valore già calcolato in precedenza. Si ottengono per i tre periodi i seguenti incrementi di vinacce usate e di portata di fumi:

	Quantità vinacce [kg]	Incremento portata fumi [Nm ³ /h]
1 periodo	45192	223,76
2 periodo	37178	157,66
3 periodo	12188	103,34

Bisogna ora considerare l'effetto che la riduzione di temperatura dei fumi provenienti dal cogeneratore, e la maggior portata di fumi provenienti dal generatore di vapore, comportano all'essiccatore, e di conseguenza determinare la maggior quantità di combustibile che sarà necessario bruciare al generatore di calore destinato alla produzione di fumi caldi per l'essiccazione.

Per fare ciò bisogna verificare innanzi tutto l'entalpia dei fumi disponibili all'essiccatoio dopo l'inserimento dell'ORC, a parità di produzione di fumi nel generatore di calore. In questo senso si può procedere considerando il bilancio del flusso dei fumi in ogni punto dell'impianto, sviluppato in precedenza. Se in tale bilancio infatti si fissano le condizioni di produzione del generatore di calore, in termini di temperatura e portata dei fumi, a quelle ante intervento, e si variano le portate e le temperature dei fumi prodotti dal generatore di vapore e del cogeneratore, come si è visto accadrebbe con l'inserimento dell'ORC, si possono valutare le condizioni termodinamiche raggiunte dai fumi in ingresso all'essiccatore.

In tabella 7.4-3 vengono riportate le caratteristiche termodinamiche dei fumi dopo l'intervento per il primo periodo di funzionamento. Come si può vedere confrontando tali valori con quelli del bilancio dei fumi prima dell'intervento nel primo periodo produttivo, riportati in Tabella 7.4-1, la temperatura dei fumi in ingresso all'essiccatoio risulta inferiore di circa 1,5°C, tale variazione è confermata dalla riduzione dell'entalpia specifica. Si riscontra però anche un incremento della portata sia volumetrica che di massa dei fumi convogliati all'essiccatore, tale variazione nella portata comporta un lieve incremento della potenza globale dei fumi destinati all'essiccazione della vinaccia. Il calore specifico dei fumi in ingresso all'essiccatoio risulta invece molto simile al precedente.

Tabella 7.4-3 Bilancio flusso fumi del primo periodo dopo l'inserimento dell'ORC

	T [°C]	Q _{tot} [Nm ³ /h]	n _{tot} [kmol/s]	m _{tot} [kg/s]	m _s [kg/s]	Cp _s [kJ/kg K]	m _v [kg/s]	h _{tot} [kJ/kg]
1 – Caldaia out	309,513	25564,760	0,317	9,199	8,866	1,067	0,333	420,424
2 – Caldaia camera pc	299,513	25564,760	0,317	9,199	8,866	1,067	0,333	409,757
3 - Forno essiccatore	975,000	24500,015	0,304	8,783	8,646	1,210	0,137	1218,672
4 – Essiccatoio in	654,573	52378,775	0,649	18,854	18,362	1,136	0,491	800,830

Per il calcolo delle condizioni di uscita dei fumi dall'essiccatoio dopo l'intervento si fa invece riferimento al consumo energetico specifico (CES) dell'essiccatore calcolato in precedenza, in modo tale da riuscire a determinare a parità di acqua evaporata, e quindi a parità di tonnellate di vinaccia essiccata con la situazione precedente, la portata, l'entalpia e la temperatura dei fumi, in base al rendimento effettivo misurato dell'essiccatoio.

Entalpia fumi in uscita dall'essiccatoio:

$$h_{out,essicc} = \frac{(h_{in,essicc} \cdot \dot{m}_{in,essicc}) - (CES \cdot \dot{m}_{acqua\ evap})}{(\dot{m}_{in,essicc} + \dot{m}_{acqua\ evap})} \quad (7.14)$$

Temperatura fumi in uscita dall'essiccatoio:

$$T_{out,essicc} = \frac{h_{out,essicc} - (r_0 \cdot x)}{c_{p_{fumi,secchi}} + c_{p_v} \cdot x} \quad (7.15)$$

Dove:

r_0 = calore latente di vaporizzazione dell'acqua a 273,15 K.

x = umidità specifica del flusso di fumi in uscita.

c_{p_v} = calore specifico del vapore d'acqua.

Si riescono così ad ottenere le caratteristiche termodinamiche e di portata dei fumi in uscita dall'essiccatoio nei tre periodi produttivi dopo l'inserimento dell'ORC. In Tabella 7.4-4 vengono riportate tali caratteristiche confrontate con quelle dei fumi prima dell'intervento.

Tabella 7.4-4 Confronto caratteristiche termodinamiche fumi in uscita dall'essiccatoio prima e dopo l'intervento

	Situazione attuale			Situazione post intervento		
	Temperatura [°C]	Portata fumi [Nm ³ /h]	Umidità relativa [%]	Temperatura [°C]	Portata fumi [Nm ³ /h]	Umidità relativa [%]
1 periodo	104,910	59915,694	3,88%	89,584	60161,414	9,17%
2 periodo	100,490	54428,181	4,68%	83,779	54581,964	11,53%
3 periodo	100,390	50340,179	4,88%	82,825	50424,510	12,60%

Come si vede dalla tabella le temperature dei fumi in uscita dall'essiccatoio subiscono una forte riduzione, con valori che vanno dai 15 ai 18 °C, imputabile principalmente alla riduzione di entalpia dei fumi in ingresso al processo di essiccazione. Anche l'umidità relativa dei fumi in uscita subisce un forte incremento, principalmente a causa della riduzione di temperatura dei fumi.

Si può infine, avendo stimato le condizioni di lavoro in cui si porta il sistema dopo l'intervento, a parità di combustibili consumati, determinare l'incremento di combustibile che sarà necessario utilizzare al generatore di calore, per riportare la temperatura dei fumi, dopo l'essiccatoio, ai valori antecedenti l'inserimento dell'ORC. L'aumento della temperatura dei fumi è necessario in quanto con temperature così basse ci si può portare, nella successiva sezione di trattamento dei fumi, alle condizioni di condensazione degli acidi presenti in essi, che possono causare la corrosione delle strutture utilizzate nella sezione di lavaggio.

La temperatura dei fumi in uscita dell'essiccatoio dipende dalla loro entalpia, ma anche dall'umidità specifica e dal calore specifico. Risulta infatti sufficiente, per ottenere il desiderato incremento di temperatura dei fumi in uscita dall'essiccatore, portare il loro livello di entalpia a valori leggermente inferiori a quelli precedenti, dato che, nella situazione post intervento si ha una variazione di tutti i parametri influenzanti l'entalpia appena citati. A tal fine è necessario aumentare la portata di fumi caldi prodotti al generatore di calore dedicato all'essiccazione, con conseguente incremento della quantità di combustibile utilizzato. In tabella 7.4-5 vengono riportati gli incrementi necessari della portata di fumi, e di conseguenza l'incremento di kg di combustibile utilizzato, con relativo incremento di potenza sviluppato all'essiccatore. Si assume per tali calcoli un rendimento pari al 90% del generatore di calore dedicato all'essiccatore.

Tabella 7.4-5 Incremento di portata fumi e di quantità di vinaccia necessarie nella situazione post intervento

	Incremento Q_tot [Nm ³ /h]	Incremento m_tot [kg/s]	Cp_s [kJ/kg K]	h_tot [kJ/kg]	Incremento P [kW]	Energia [MWh]	Quantità [t]
1 periodo	1015,204	0,364	1,210	1218,672	443,937	1049,022	219,556
2 periodo	997,644	0,358	1,210	1208,922	432,530	1193,351	249,764
3 periodo	961,820	0,344	1,210	1208,922	416,446	574,696	120,282

Si può notare come nella situazione ex post sia necessario fornire, tramite il generatore di calore, una potenza molto simile a quella assorbita dai fumi del cogeneratore attraverso l'ORC. Tale variazione di potenza fornita richiede un aumento della quantità di vinaccia utilizzata pari a circa 235 tonnellate per i primi due periodi, e 120 tonnellate per il terzo periodo. Per la realizzazione dell'intervento bisognerà anche considerare se il generatore di calore sarà in grado di realizzare un tale incremento di potenza prodotta.

Si può ora determinare il totale incremento di vinacce che sarà necessario consumare dopo l'inserimento dell'ORC, al fine di compensare la potenza termica da esso sfruttata, e quindi, non più utilizzata direttamente nel sistema di produzione del vapore e di essiccazione delle vinacce. Tale incremento è dato dalla somma degli incrementi di vinaccia richiesti al generatore di calore e al generatore di vapore precedentemente calcolati.

Tabella 7.4-6 Incremento di vinacce necessario per ogni periodo di produzione

	Incremento quantità vinacce [t]
1 periodo	264,748
2 periodo	286,941
3 periodo	132,470
TOTALE	684,160

7.5. Valutazione economica della proposta d'intervento

Dai calcoli effettuati sulla potenza elettrica prodotta mensilmente dall'ORC, e conoscendo i giorni di funzionamento dell'impianto, si può determinare la complessiva energia elettrica prodotta nell'intero anno. Come si vede in Tabella 7.5-1 tale energia elettrica prodotta è pari a 224 MWh. Essendo il motore cogenerativo soggetto ad una pratica per l'ottenimento dei certificati verdi sull'energia elettrica sviluppata, dato il suo funzionamento a biogas, si può considerare anche l'incremento di energia elettrica prodotta dall'ORC come derivante da fonti rinnovabili, e quindi, eleggibile per l'ottenimento dell'incentivo. Il motore cogenerativo però ottiene l'incentivazione già da tre anni, pertanto l'incremento di energia elettrica prodotta non sarà eleggibile per l'ottenimento di certificati verdi per i canonici 15 anni, ma solamente fino al termine dell'incentivo su tutto il cogeneratore, quindi per ulteriori 12 anni. A causa dell'ottenimento di certificati verdi sulla produzione di energia elettrica, per tale intervento non è possibile richiedere anche l'incentivazione tramite certificati bianchi per il recupero di calore di scarto, dato che le due incentivazioni non sono cumulabili.

L'incremento dei consumi di combustibile dell'impianto, derivanti dall'inserimento dell'ORC proposto, è stato determinato nel precedente capitolo ed ammonta a 684,16 tonnellate di vinaccia essiccata.

Tabella 7.5-1 Potenza media sviluppata mensilmente ed energia prodotta mensilmente e nel totale annuo, dall'ORC

Mese	Potenza media [kW]	Energia [MWh]
Gennaio	37,83	27,2376
Febbraio	36,9	24,7968
Marzo	35,23	26,21112
Aprile	33,17	23,8824
Maggio	29,5	21,948
Giugno	26,18	16,33632
Luglio	0	0
Agosto	0	0
Settembre	31,56	15,1488
Ottobre	35,6	26,4864
Novembre	38,16	27,4752
Dicembre	40,04	14,4144
TOTALE:		223,93704

La valorizzazione della biomassa utilizzata viene assunta pari a 125 [€/t], derivanti dalla vendita sul mercato delle vinacce essiccate, mentre per l'energia elettrica si assumono 227 [€/MWh], valore comprensivo sia della quota d'incentivazione derivante dalla vendita dei certificati verdi, acquisiti nel 2013 dal GSE a 77 [€/MWh], sia di quella derivante dalla valorizzazione dell'energia elettrica stessa pari a 150 [€/MWh] costo che si sarebbe dovuto sostenere per l'acquisto dell'energia elettrica. L'investimento iniziale per l'acquisto della macchina ammonta a 250000 €, una stima dei costi per gli oneri d'ingegneria e d'installazione pari al 5% di tale somma, a cui si aggiungono circa 30000 € necessari per l'acquisto degli scambiatori impiegati per lo scambio con i fumi e per il condensatore. Nel bilancio economico bisogna inoltre considerare circa 4000 [€/anno] per le spese di gestione e manutenzione dell'ORC. Risulta quindi un investimento iniziale di 303000 €.

Si nota subito come, oltre all'elevato investimenti iniziale, si ottengono annualmente guadagni derivanti dalla valorizzazione dell'energia elettrica prodotta pari a 50848 € ma perdite dovute al maggior utilizzo della vinaccia essiccata pari a 85500 €, a causa dell'elevato valore economico di questa sul mercato, ottenendo così una perdita annua di 34652 €. Risulta chiaro come tale investimento sia svantaggioso, e produca un VAN negativo, sia nell'ottica di un investimento da parte di una ESCo sia da parete del proprietario dell'impianto.

L'ipotesi iniziale che la maggior valorizzazione dell'energia elettrica prodotta, seppur in quantità molto minore rispetto all'incremento dei consumi di energia termica, potesse generare un vantaggio economico è stata totalmente disillusa, principalmente perché la biomassa utilizzata come combustibile per la produzione di energia termica nell'impianto, nonostante sia uno scarto della lavorazione e quindi a costo quasi zero, se non si considera l'essiccazione, viene valorizzata sul mercato a prezzi elevati.

CAPITOLO 8

Conclusioni relative all'impiego dell'ORC analizzato per il recupero termico in impianti industriali

Non è stato possibile in questo elaborato esaminare tutte le possibili situazioni e campi industriali di impiego dell'ORC commerciale, in quanto le applicazioni realizzabili sono davvero vaste, essendo riconducibili ad ogni flusso termico a temperatura medio-bassa. Si sono potuti comunque osservare e verificare dei caratteri generali di fattibilità termodinamica ed economica che si ripetono per tutte applicazioni, e, tramite il modello sviluppato, ad avere un metodo veloce di discriminazione per i casi più semplici. Si illustrano qui di seguito i caratteri generali e di applicabilità di queste macchine.

I sistemi ORC sono ormai studiati da diversi anni, in quanto rappresentano una soluzione ottimale alla dissipazione di potenza termica. Nonostante ciò quelli commercializzati che riescono a sfruttare flussi termici al di sotto dei 115°C, e con potenze ridotte, sono ancora pochi, e si possono quindi considerare una nuova tecnologia appena uscita dallo stadio di prototipo ma ancora in fase di sviluppo. Questo spiega perché il costo iniziale dell'investimento per l'acquisto della macchina sia ancora molto elevato, attestandosi attorno ai 5000 €/kW, contro quasi la metà per macchine che sfruttano potenze e temperature superiori della fonte di calore, a fronte di rendimenti ancora molto migliorabili.

In particolare dall'ultima analisi di impiego, relativa all'impianto di distillazione, è risultato evidente come l'introduzione di un ORC con valori di efficienza relativamente bassi non riesca a risultare vantaggiosa a meno di una sorgente termica altrimenti dissipata e sprecata. Il recupero diretto all'interno del processo produttivo stesso è quindi quasi sempre da favorire in prima scelta. Solo nel caso non sia possibile recuperare il calore in altro modo ha senso valutare anche soluzioni con sistemi ORC, per ridurre al minimo, osservando tale processo in un'ottica exergetica, la potenza generata e poi distrutta.

Anche nel caso siano presenti fonti termiche rispondenti alle caratteristiche necessarie di portata e temperature minime sfruttabili, per ottenere, con sistemi ORC di taglie inferiori ai 100kW_{el}, un rientro economico in tempi accettabili, e quindi rendere competitiva tale tecnologia, è attualmente fondamentale la presenza di incentivi sulla potenza elettrica generata o sull'energia termica recuperata, rappresentati principalmente come abbiamo visto da certificati bianchi o certificati verdi. Nonostante gli incentivi, il rientro dell'investimento e la generazione di un guadagno economico per l'investitore, oltre al garantito guadagno ambientale, si ottengono solamente se il numero di ore annue di funzionamento del sistema è elevato e le temperature della sorgente termica non sono sempre nella zona minima accettabile per il funzionamento della macchina. In Tabella 8-1 vengono riportati come esempio i tempi di rientro attualizzati di un simile investimento, in funzione della temperatura dell'acqua calda in ingresso e del numero di ore annue di utilizzo, considerando una temperatura ambiente media di 15°C ed una portata d'acqua calda di 8 [l/s]. Per valutare la potenza prodotta, si sono considerati l'utilizzo di condensatore ad aria, e l'ottenimento di certificati bianchi sulla potenza prodotta annualmente.

Tabella 8-1. Pay back time attualizzati in funzione delle ore di utilizzo e della temperatura dell'acqua calda in ingresso

PBTi [anni]	Temperatura acqua calda in ingresso [°C]				
	80	90	100	110	115
Ore annue di funzionamento					
8000	Oltre 20 anni	14,33	7,97	5,19	4,52
7500	Oltre 20 anni	16,57	8,97	5,82	4,89
7000	Oltre 20 anni	19,63	10,23	6,59	5,47
6500	Oltre 20 anni	Oltre 20 anni	11,83	7,53	6,24
6000	Oltre 20 anni	Oltre 20 anni	13,97	8,71	7,21
5500	Oltre 20 anni	Oltre 20 anni	16,98	10,27	8,44
5000	Oltre 20 anni	Oltre 20 anni	Oltre 20 anni	12,4	10,09

Dall'elaborato risalta inoltre come le applicazioni privilegiate di questo tipo di macchine siano i motori a combustione interna, in quanto producono un flusso termico di scarto compatibile con l'ORC e in molti casi funzionano per un numero di ore all'anno elevato e quindi sufficiente al rientro economico dell'investimento. Fonti termiche privilegiate per l'utilizzo in questi impianti sono comunque tutte quelle che riescono a garantire una portata sufficiente con temperature superiori ai 100°C.

Nonostante quindi dal punto di vista di una ESCo i sistemi ORC che sfruttano sorgenti termiche a bassa temperatura non siano ancora del tutto appetibili per i motivi fin qui esposti, che sono principalmente l'alto investimento iniziale ed i bassi rendimenti, la direzione presa da questi impianti è comunque ottima in termini di intenti. Come si è visto infatti i campi industriali in cui si producono flussi termici medio-bassi che vengono poi dissipati sono molteplici, e rappresentano una grossa fetta della totale energia sprecata nelle industrie. Basti pensare a quanto precedentemente detto per l'aria compressa in cui la maggior parte dell'energia impiegata viene poi dissipata. Tramite questi sistemi si può aumentare il rendimento complessivo di generazione dell'energia elettrica, o valorizzare energia termica altrimenti persa, riducendo così gli usi di combustibile e le emissioni di gas serra.

Per questi motivi, relativi alle molteplici applicabilità e alle ancora grandi possibilità di sviluppo e miglioramento, i sistemi ORC, ed in particolare quelli a bassa temperatura e bassa potenza, sono ad oggi oggetto di molti studi in tutto il mondo i quali puntano ad un incremento delle prestazioni tramite l'utilizzo di diversi metodi. Tali metodi sono principalmente l'utilizzo di nuove architetture del ciclo, lo sviluppo di cicli Rankine organici supercritici, utilizzando fluidi di lavoro supercritici, o l'utilizzo come fluidi di miscele zeotropiche per ridurre le perdite durante gli scambi con sorgente e pozzo termico. Altri campi di studio sono lo sviluppo di sistemi di controllo che regolino istantaneamente il funzionamento dell'ORC, agendo ad esempio sulla temperatura di evaporazione, ottimizzandola in base alle condizioni della sorgente di calore, oppure lo sviluppo di espansori specifici dedicati per macchine di piccola taglia, e non, come ad oggi spesso è la norma, derivati da compressori già esistenti sul mercato.

Riferimenti Bibliografici

- A.A. Lakew, O. B. (2010). Working fluids for low temperature heat source. *Applied Thermal Engineering*, 33.
- Bartolo. (2010). I motori a combustione interna per cogenerazione. In Bartolo, *I motori a combustione interna per cogenerazione* (p. 22-56).
- BCS, I. (2008). *Waste Heat Recovery: Technology and Opportunities in U.S. Industry*.
- bianchi, G. d. (2012). *I TITOLI DI EFFICIENZA ENERGETICA Cosa sono e come si ottengono i "certificati bianchi" alla luce della Delibera EEN 9/11 GUIDA OPERATIVA/2*. ENEA.
- Chin, J. L., & Spokes, S. (2011). Sustainable Thermal Energy Management in the pProcess Industries International Conference.
- Chuen-Sen Lin, G. H. (2012). *Optimizing Heat Recovery Systems for Power Generation in Rural Alaska*. Fairbanks, Alaska.
- Commission, E. (2006). *Integrated Pollution Prevention and Control Reference Document on Best Available Techniques in the Food, Drink and Milk Industries*.
- Copco, A. (2010). *Compressed Air Manual 7th edition*. Atlas Copco.
- Copco, A. (2011). Tratto da Switch your compressor into an energy source.
- Dongxiang Wang, X. L. (2012). Efficiency and optimal performance evaluation of organic Rankine cycle for low grade waste heat power generation. *Energy*, 343-352.
- Dongxiang Wang, X. L. (2013). Efficiency and optimal performance evaluation of organic Rankine cycle for low. *Energy*, 343e352.
- E.H. Wang a, H. Z. (2010). Study of working fluid selection of organic Rankine cycle (ORC) for engine waste heat recovery. *Energy*, 3406-3418.
- ElectraTherm. (2013). *ElectraTherm Series 4000 Green Machine - Air cooled*. Tratto da ElectraTherm.
- Energy and exergy analysis of an organic Rankine for power generation from waste heat recovery in steel industry. (2013). *Energy Conversion and Management*, 108-117.
- Europea, C. (2014). *Clima ed energia: obiettivi UE per un'economia competitiva, sicura e a basse emissioni di carbonio entro il 2030*. Bruxelles: Commissione Europea.
- Fredy Véleza, *. J. (2011). A technical, economical and market review of organic Rankine cycles for the conversion of low-grade heat for power generation. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 4175-4189.
- H.REII, M. B. (2010). *Executive Summary Report preliminare sulle potenzialità di recupero di effluenti per valorizzazione elettrica mediante sistemi ORC (Organic Rankine Cycle) a livello Nazionale*.
- H.REII, N. R. (2010). *Energy Intensive Industry elenco per settori*.

- Huijuan Chen, D. Y. (2010). A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 14, 3059–3067.
- Jenbacher, G. (2011). *Descrizione Tecnica Genset JGS 312 GS-B.L.*
- Jing Li, G. P. (2011). Energetic and exergetic investigation of an organic Rankine cycle at different heat source temperatures. *Energy*, 85-95.
- Karel Verscheure¹, A. K. (2006). FURNACE COOLING TECHNOLOGY IN PYROMETALLURGICAL. *Sohn International Symposium ADVANCED PROCESSING OF METALS AND MATERIALS*. F. Kongoli and R.G. Reddy TMS (The Minerals, Metals & Materials Society).
- Maizza V, M. A. (1996). Working fluids in non-steady flows for waste energy. *Applied Thermal Engineering*, 579–90.
- Marengo, M. (2011). *Valorizzazione del calore di scarto mediante ciclo ORC di piccola taglia*. klimaenergy.
- Marengo, M. (2011). *Valorizzazione del calore di scarto mediante ciclo ORC di piccola taglia*.
- Moskowitz, F. (2010). *Heat Recovery and Compressed Air Systems*. Compressed Air Challenge.
- N. Anglani, P. M. (2010). *Opportunità di ottimizzazione dei consumi nella produzione, distribuzione, utilizzo dell'aria compressa nei settori industriali più sensibili*. ENEA.
- Observatory, H. D. (2013). *ORC Waste Heat Recovery for a more Competitive and Sustainable Steel Industry*.
- Optimum design criteria for an Organic Rankine cycle using low-temperature geothermal heat sources. (2006). *ENERGY*, 1698 - 1706.
- P. Saneipoor*, G. N. (2010). Heat recovery from a cement plant with a Marnoch Heat Engine. *Applied Thermal Engineering*.
- Processes, E. T. (2011). *National sources of low grade heat available from the process industry*. Newcastle University.
- Quoilin, S. (2011). *Sustainable Energy Conversion Through the Use of Organic Rankine Cycles for Waste Heat Recovery and Solar Applications*. Liège.
- Richard Lawa, *. A. (2011). Opportunities for low-grade heat recovery in the UK food. *Applied Thermal Engineering*, 188-196.
- Rowshanzadeh, R. (2010). *“Performance and cost evaluation of Organic Rankine Cycle at different technologies*.
- Stevanella, M. (2012). *ANALISI E SVILUPPO DI INTERVENTI FINALIZZATI AL RISPARMIO ENERGETICO E ALLA MINIMIZZAZIONE DELL’IMPATTO AMBIENTALE IN UN IMPIANTO DI DISTILLAZIONE PER LA PRODUZIONE DI ALCOLICI*. Padova.
- Sylvain Quoilin a, ↑. R. (2011). Dynamic modeling and optimal control strategy of waste heat recovery Organic Rankine Cycles. *Applied Energy*, 2183-2190.

Sylvain Quoilin a, n. M. (2013). Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 22, 168–186.

Sylvain Quoilin a, n. M. (2013). *Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems*.

trust, c. (2010). *Food and drink*. Tratto da carbon trust.

Vamshi Krishna Avadhan, C.-S. L. (2014). Empirical Models for a Screw Expander Based on Experimental Data From Organic Rankine Cycle System Testing. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*.

Vamshi Krishna Avadhanula, C.-S. L. (2014). Empirical Models for a Screw Expander Based on Experimental Data From Organic Rankine Cycle System Testing.

Wei Wang a, b. Y.-t.-f.-d.-f. (2013). Experimental study on the performance of single screw expanders by gap adjustment. *Energy*, 379-384.

www.carbontrust.com. (s.d.). Tratto da www.carbontrust.com: www.carbontrust.com

Yasmine Ammar, S. J. (2011). Low grade thermal energy sources and uses from the process industry in the UK. *Sustainable Thermal Energy Management in the Process Industries International Conference*. Newcastle upon Tyne, UK.

Yiping Dai, J. W. (2007). Parametric optimization and comparative study of organic Rankine cycle (ORC). *Energy Conversion and Management*.

Yiping Dai, J. W. (2009). Parametric optimization and comparative study of organic Rankine cycle (ORC) for low grade waste heat recovery. *Energy Conversion and Management*, 576–582.

Ringraziamenti

Al termine di questo impegnativo e sudato lavoro di tesi desidero ringraziare la prof.ssa Cavazzini che mi ha seguito come relatrice e l'Ing. Giovanni Bartucci per la possibilità datami di confrontarmi con un argomento per me così stimolante ed interessante. Un ringraziamento particolare all'Ing. Matteo Stevanella, co-relatore, che mi ha consigliato e seguito, ed è stato un utile confronto nei momenti di dubbio. Ringrazio poi tutti i colleghi di Bartucci S.p.A. e gli altri stagisti in tesi con cui ho condiviso il tempo qui trascorso per la cortesia e la disponibilità nei miei confronti.

Il lavoro condotto per lo sviluppo di questa tesi è sicuramente passibile di argomenti che possono essere affinati e approfonditi, ma la ritengo una valida introduzione al mio futuro, a quello che mi piacerebbe fare dopo.

Questo elaborato, frutto di più di 6 mesi di studi, rappresenta però soprattutto il culmine del mio percorso formativo (scolastico) intrapreso fin dall'infanzia, quando contavo gli anni che mi dividevano da questo momento. Mi sembra giusto quindi ringraziare sinceramente quelle persone che, con i loro sforzi e il loro appoggio, mi hanno spinto ed ispirato fino a qui. Ringrazio i miei genitori, Veronica e Roberto e mio fratello Marco, ringrazio Consuelo, ringrazio i La Tenia e gli amici di sempre. Non metto nomi per non dilungarmi ma voi sapete chi siete.

Ringrazio tutti voi perché sono felice della persona che sono ora, ed è anche merito vostro.