



UNIVERSITÀ
DEGLI STUDI
FIRENZE

DOTTORATO DI RICERCA IN
INGEGNERIA INDUSTRIALE

CICLO XXIX

COORDINATORE

Prof. Maurizio DE LUCIA

Sviluppo di micro-ORC *total power* alimentato a
energia solare: progettazione e test sperimentali

Settore Scientifico Disciplinare **ING-IND 09**

Dottorando

Dott. Federico Fagioli

Tutore

Prof. Maurizio DE LUCIA

Coordinatore

Prof. Maurizio DE LUCIA

Anni 2013 / 2016

© Università degli Studi di Firenze – Faculty of Engineering

Via di Santa Marta, 3, 50139 Firenze, Italy

Tutti i diritti riservati. Nessuna parte del testo può essere riprodotta o trasmessa in qualsiasi forma o con qualsiasi mezzo, elettronico o meccanico, incluso le fotocopie, la trasmissione fac simile, la registrazione, il riadattamento o l'uso di qualsiasi sistema di immagazzinamento e recupero di informazioni, senza il permesso scritto dell'editore.

All rights reserved. No part of the publication may be reproduced in any form by print, photoprint, microfilm, electronic or any other means without written permission from the publisher.

ISBN XXX-XX-XXXX-XXX-X

D/XXXX/XXXX/XX

Dedicato ai miei genitori

Prefazione

Lo scopo delle attività svolte durante il corso di dottorato, presentate in questa tesi, è la realizzazione di un sistema tri-generativo, alimentato da fonti energetiche rinnovabili, per applicazioni residenziali con potenze dell'ordine di grandezza domestico.

Il sistema investigato è basato sulla conversione di calore a temperatura medio - bassa (150-200°C) in energia elettrica e calore, attraverso un impianto a vapore esercito con un fluido organico.

In questo lavoro è stato realizzato un prototipo di impianto a ciclo Rankine con fluido organico (ORC) sperimentale, strumentato in modo opportuno per caratterizzare i componenti utilizzati ed evidenziarne le criticità e le prospettive di miglioramento.

Gli obiettivi del lavoro sono quelli di verificare sperimentalmente l'applicabilità del sistema su scala residenziale in configurazione *total power* (produzione di elettricità, calore per usi sanitari o di riscaldamento ed energia frigorifera per il raffrescamento estivo), dimensionare ed individuare la componentistica necessaria alla realizzazione dell'impianto e sviluppare strategie di gestione del sistema che mirino all'ottimizzazione delle condizioni di funzionamento in funzione della richiesta dell'utilizzatore.

Il principale risultato atteso dei test sperimentali è la verifica della possibilità di utilizzo del sistema in configurazione *total power*:

- Produzione di potenza elettrica necessaria agli utilizzi di un utente domestico in modalità off - grid
- Produzione di calore necessario al fabbisogno sanitario di un utente domestico ed eventuale utilizzo per il riscaldamento degli ambienti durante la stagione invernale, grazie all'accoppiamento con uno storage termico stagionale

- Produzione di calore a temperatura compresa tra 120 e 80°C per l'esercizio in cascata di una macchina ad assorbimento per il condizionamento estivo degli ambienti

La sperimentazione sul prototipo d'impianto è necessaria alla caratterizzazione dei componenti utilizzati e per l'individuazione di strategie di gestione del sistema in funzione delle richieste dell'utente finale. Questa fase è stata preceduta da preliminare simulazione numerica necessaria a definire il dimensionamento dei componenti e le strategie di gestione termodinamica sulla base delle condizioni al contorno impostate, l'analisi bibliografica di pubblicazioni scientifiche di settore e degli obiettivi attesi durante il funzionamento.

La componentistica utilizzata per la realizzazione dell'impianto sperimentale è stata reperita tra i prodotti commerciali in modo da abbassare i costi, nell'ottica di rendere questa tecnologia economicamente sostenibile per una diffusione su larga scala. Per la realizzazione del banco prova su cui effettuare i test sperimentali, è stato necessario includere la strumentazione di controllo specifica e lo sviluppo di un software che garantisce il monitoraggio e il controllo delle variabili del sistema in tempo reale.

I test sperimentali sono stati svolti fissando alcune variabili caratteristiche del sistema e facendone variare altre per individuare le curve di funzionamento e di prestazione dell'impianto, fondamentali per lo sviluppo di una logica di gestione ottimale.

La sperimentazione ha portato ad individuare diverse modalità di funzionamento del prototipo. Per ognuna di queste, sono stati individuati dei massimi prestazionali e degli andamenti ben definiti. I valori massimi di potenza elettrica generata sono dell'ordine dei 2 kW con rendimenti massimi, al lordo della potenza assorbita dalla pompa di alimentazione, intorno al 10%.

Risultati interessanti della sperimentazione sono:

- la rapidità di entrata in servizio dell'impianto grazie alle ridotte dimensioni che danno origine a transitori di breve durata
- la disponibilità di calore in quantità e a temperature compatibili con un utilizzo per scopi sanitari

- l'adattabilità del sistema a diverse condizioni di esercizio a seconda delle richieste dell'utenza, pur mantenendo prestazioni accettabili
- la disponibilità di calore a temperatura idonea all'azionamento di un ciclo frigorifero ad assorbimento
- rendimento complessivo di impianto, considerando gli output elettrico e termici, che in determinate configurazioni toccano valori di circa il 90%

Questo lavoro di tesi è strutturato con una parte introduttiva in cui viene descritto il problema affrontato nel contesto energetico mondiale e individuate possibili soluzioni per lo sfruttamento delle fonti energetiche rinnovabili e la riduzione della produzione e liberazione in atmosfera di gas clima-alteranti.

Il secondo capitolo descrive le considerazioni effettuate che hanno portato allo sviluppo del prototipo sperimentale e alla scelta e dimensionamento dei suoi componenti.

Successivamente vengono descritti i test sperimentali effettuati e la modalità di analisi utilizzata.

Nell'analisi dei dati è presente la descrizione delle curve prestazionali dei componenti e dell'impianto riportati in modo da poter effettuare il confronto con esperienze simili reperite in letteratura.

Infine, le conclusioni riportano un'analisi critica dei risultati di applicazione del sistema nelle condizioni definite nell'ottica della verifica degli obiettivi prefissi.

Sommario

Prefazione	v
Sommario	ix
Indice delle figure	xiii
Indice delle tabelle	xix
Lista degli Acronimi utilizzati	xxi
Introduzione	1
Scenario energetico	1
Cogenerazione e tri-generazione	2
Le macchine ad assorbimento	4
Sorgenti rinnovabili di energia termica	8
Sistemi di conversione termodinamica dell'energia termica a bassa temperatura	11
Innovatività dello studio	20
Studio numerico, dimensionamento e allestimento del sistema	23
Definizione delle condizioni al contorno	23
Componenti dell'impianto prototipo	48
Sistemi accessori per il funzionamento	54
Sistema di acquisizione dati	61

Allestimento del sistema per i test sperimentali	65
Prove sperimentali.....	67
Prove preliminari	67
Procedura di test	73
Riduzione dati.....	75
Parametri prestazionali	76
Analisi dei risultati.....	81
Caratterizzazione espansore	83
Caratterizzazione dell'impianto	94
Considerazione sui consumi accessori	119
Prospettive di integrazione del sistema	120
Conclusioni	123
Ringraziamenti.....	127
Bibliografia.....	129
Appendice A: Considerazioni sugli errori di misura.....	137

Indice delle figure

Figura 1: Confronto di flussi di energia in impianti di produzione convenzionali e cogenerativi tramite diagrammi di Sankey [6].	3
Figura 2: Diagramma di Sankey per il processo di produzione di energia elettrica e frigorifera in un impianto tri-generativo [6].	3
Figura 3: Schema di principio di una macchina ad assorbimento [8]	6
Figura 4: Analisi sperimentale di prestazioni di macchine ad assorbimento in funzione della temperatura della sorgente di calore per diversi fluidi di lavoro [9]	7
Figura 5: Tipologie di collettori solari a concentrazione: a) torre centrale; b) disco parabolico; c) lineare di Fresnel; d) parabolico lineare [13].	10
Figura 6: Schema di impianto ORC e relativo diagramma termodinamico T-s.	11
Figura 7: Pompa solare SOMOR in un disegno dell'epoca [15]	13
Figura 8: Esempio di impianto ORC solare sviluppato da Turboden nel 1984 [12]	14
Figura 9: Campi di utilizzo degli ORC al variare delle dimensioni di impianto e del livello termico della sorgente [27]	16
Figura 10: Esempi di impianti standard di piccola taglia reperibili sul mercato.	17
Figura 11: Risultati sperimentali ottenuti con un prototipo di test [39]	18
Figura 12: Schema di impianto ORC realizzato in Lesotho [40].	19
Figura 13: Immagine dell'impianto ORC solare realizzato in Lesotho [40].	19
Figura 14: Confronto sul diagramma termodinamico Temperatura – Entropia. tra le curve di saturazione dell'acqua e di altri fluidi disponibili in commercio	26
Figura 15: Caratteristiche HFC-245fa	27
Figura 16: Applicazione di diversi tipi di espansore per tipologia di impianto e potenza nominale, grafico tratto da [58]	30
Figura 17: Principio di funzionamento di un espansore di tipo Scroll [58]	30

Figura 18: Rappresentazione grafica sul piano Pressione – Volume	31
Figura 19: Rappresentazione del volume di ingresso all'espansore scroll alla fine del processo di aspirazione [59]	32
Figura 20: Modello di trafilamento radiale e di estremità 133 [60]	33
Figura 21: Espansore scroll e dettaglio di funzionamento [63].....	35
Figura 22: Configurazioni di impianto per impianti ORC, semplice e rigenerato [58]	37
Figura 23: Curva caratteristica dell'espansore rendimento isentropico in funzione del numero di giri	40
Figura 24: Grafico termodinamico Temperatura – Entropia in condizioni di design	41
Figura 25: Grafico termodinamico Pressione – Entalpia in condizioni di design	42
Figura 26: BWR (Back Work Ratio), percentuale della potenza prodotta impiegata nel sistema di pompaggio per diversi fluidi di lavoro [58]	43
Figura 27: Potenza termica all'evaporatore e al condensatore in funzione della temperatura di condensazione.....	44
Figura 28: Valori di potenza elettrica generata, utile e termica a temperature tra 80 e 120°C, in funzione della temperatura di condensazione.....	45
Figura 29: Andamento di salto entalpico del fluido nella fase di compressione, portata e potenza assorbita dal sistema di pompaggio al variare della temperatura di condensazione.....	46
Figura 30: Rendimento elettrico del sistema in assetto rigenerativo e <i>total power</i> o tri- generativo	47
Figura 31: Curva caratteristica della pompa a palette [69].....	49
Figura 32: Immagine della pompa a trascinamento magnetico e schema meccanico di funzionamento	49
Figura 33: Esempio di scambiatore a piastre.....	50
Figura 34: Collegamenti rigidi Press-Fit e modalità di montaggio con deformazione del giunto	51
Figura 35: Pozzetti per l'inserimento dei sensori di temperatura e di pressione.....	52
Figura 36: Tubi di collegamento flessibili in PTFE con calza metallica.....	53
Figura 37: Generatore di vapore elettrico Therminidus	54
Figura 38: Circuito di dissipazione a doppio loop.....	55

Figura 39: Carico elettrico utilizzato e schema di funzionamento	57
Figura 40: Analisi della forma d'onda in uscita dal generatore elettrico	58
Figura 41: Dispositivo elettronico di controllo del carico elettrico imposto all'espansore	59
Figura 42: Schema del circuito elettronico	60
Figura 43: Sensori di misura utilizzati	61
Figura 44: Acquisitori utilizzati	62
Figura 45: Pannello di controllo del software di acquisizione dati sviluppato	64
Figura 46: Schema dell'impianto realizzato	65
Figura 47: Relazione tra numero di giri del generatore e tensione	68
Figura 48: Prova in pressione iniziale	69
Figura 49: Grafico delle pressioni acquisite durante la prova in pressione del sistema	70
Figura 50: Prova a vuoto iniziale	71
Figura 51: Grafico delle pressioni acquisite durante la prova a vuoto	72
Figura 52: Esempio di test	74
Figura 53: Rendimento isentropico dell'espansore in funzione del regime di rotazione dello scroll, per diverse velocità di rotazione della pompa	84
Figura 54: Rendimento isentropico, pompa 400 rpm	85
Figura 55: Rendimento isentropico, pompa 600 rpm	85
Figura 56: Rendimento isentropico, pompa 7500 rpm	86
Figura 57: Rendimento isentropico, pompa 900 rpm	86
Figura 58: Rendimento isentropico, pompa 1050 rpm	87
Figura 59: Rendimento isentropico, pompa 1200 rpm	87
Figura 60: Potenza termica necessaria al ciclo termodinamico in funzione della portata di fluido di lavoro	89
Figura 61: Relazione tra velocità di rotazione della pompa e portata misurata	89
Figura 62: Rendimento isentropico in funzione del rapporto di espansione	90
Figura 63: Rendimento isentropico in funzione del rapporto di espansione con stima degli errori commessi dovuti all'incertezza di misura	92
Figura 64: Riempimento in funzione del numero di giri dell'espansore	93
Figura 65: Potenza elettrica utile generata in diverse condizioni di esercizio al variare della pressione di evaporazione del fluido di lavoro	95

Figura 66: Grafico riassuntivo delle condizioni operative dell'impianto realizzate durante i test, potenza elettrica netta in funzione del rapporto di espansione per diverse velocità di rotazione della pompa di alimento	96
Figura 67: Potenza elettrica netta in funzione del rapporto di espansione, 450 rpm.....	96
Figura 68: Potenza elettrica netta in funzione del rapporto di espansione, 600 rpm.....	97
Figura 69: Potenza elettrica netta in funzione del rapporto di espansione, 750 rpm.....	97
Figura 70: Potenza elettrica netta in funzione del rapporto di espansione, 900 rpm.....	98
Figura 71: Potenza elettrica netta in funzione del rapporto di espansione, 1050 rpm.....	98
Figura 72: Potenza elettrica netta in funzione del rapporto di espansione, 1200rpm.....	99
Figura 73: Grafico riassuntivo delle condizioni operative dell'impianto realizzate durante i test, potenza elettrica netta in funzione della temperatura di condensazione per diverse velocità di rotazione della pompa di alimento	100
Figura 74: Potenza elettrica netta in funzione della temperatura di condensazione, 450 rpm.....	101
Figura 75: Potenza elettrica netta in funzione della temperatura di condensazione, 600 rpm.....	101
Figura 76: Potenza elettrica netta in funzione della temperatura di condensazione, 750 rpm.....	102
Figura 77: Potenza elettrica netta in funzione della temperatura di condensazione, 900 rpm.....	102
Figura 78: Potenza elettrica netta in funzione della temperatura di condensazione, 1050 rpm	103
Figura 79: Potenza elettrica netta in funzione della temperatura di condensazione, 1200 rpm	103
Figura 80: Grafico riassuntivo delle condizioni operative dell'impianto realizzate durante i test, potenza elettrica netta in funzione del numero di giri dell'espansore per diverse velocità di rotazione della pompa	104
Figura 81: Potenza elettrica netta in funzione del numero di giri dell'espansore, 450 rpm.....	105
Figura 82: Potenza elettrica netta in funzione del numero di giri dell'espansore, 600 rpm.....	105

Figura 83: Potenza elettrica netta in funzione del numero di giri dell'espansore, 750 rpm.....	106
Figura 84: Potenza elettrica netta in funzione del numero di giri dell'espansore, 900 rpm.....	106
Figura 85: Potenza elettrica netta in funzione del numero di giri dell'espansore, 1050 rpm.....	107
Figura 86: Potenza elettrica netta in funzione del numero di giri dell'espansore, 1200 rpm.....	107
Figura 87: Rendimento elettrico del sistema in funzione del rapporto di espansione configurazione cogenerativa.....	111
Figura 88: Rendimento elettrico del sistema in funzione del rapporto di espansione configurazione <i>total power</i>	111
Figura 89: Rendimento elettrico del sistema in funzione del rapporto di espansione.....	112
Figura 90: Grafico riassuntivo delle condizioni operative dell'impianto.....	113
Figura 91: Potenza termica disponibile ad alta temperatura in funzione della portata	114
Figura 92: Potenza termica disponibile per l'utenza a bassa temperatura.....	115
Figura 93: Potenza termica in funzione della temperatura.....	116
Figura 94: Rendimento complessivo dell'impianto	117
Figura 95: Potenza elettrica assorbita dal sistema di pompaggio.....	119
Figura 96: Potenza elettrica netta generata in funzione della potenza lorda	120

Indice delle tabelle

Tabella 1: Esempi di aziende costruttrici di impianti ORC, da [18] a [26].....	15
Tabella 2: Studi di letteratura che descrivono il processo di selezione del fluido di lavoro per diverse applicazioni	27
Tabella 3: Valori ottenuti dal modello numerico in diverse configurazioni	42
Tabella 4: Caratteristiche degli scambiatori di calore utilizzati	51
Tabella 5: Descrizione dei sensori di misura utilizzati.....	62
Tabella 6: Condizioni di funzionamento del punto di massima potenza elettrica utile....	108

Lista degli Acronimi utilizzati

ORC Organic Rankine Cycle

PTC Parabolic Through Collector

CSP Concentrated Solar Power

TES Termal Energy Storage

DNI Direct Nominal Irradiation

COP Coefficient Of Performance

ODP Ozone Depletion Potential

GWP Greenhouse Warming Potential

WHR Waste Heat Recovery

CHP Combined Heat and Power

IPCC Intergovernmental Panel on Climate Change

OTEC Ocean Thermal Energy Conversion

BWR Back Work Ratio [-]

ICE Internal Combustion Engine

GEO Geothermal

η_{is} Rendimento Isentropico [-]

P_{Eg} Potenza Elettrica Generata [W]

P_{Eu} Potenza Elettrica Utile [W]

h_{in} Entalpia Ingresso Espansore [kJ/kg]

$h_{out\ is}$ Entalpia Uscita Espansore ottenuta con processo Isentropico [kJ/kg]

P_{evap} Pressione di Evaporazione [bar]

P_{cond} Pressione di Condensazione [bar]
 β Rapporto di Espansione [-]
 $P_{\text{T-evap}}$ Potenza Termica di Evaporazione [W]
 λ_{vol} Rendimento Volumetrico o Coefficiente di Riempimento [-]
 $\dot{m}_f$ Portata di fluido misurata [kg/s]
 c_{il} Cilindrata dell'espansore volumetrico [m³]
RPM Regime di rotazione [1/min]
 $\rho_{f \text{ in}}$ Densità del fluido in ingresso all'espansore [kg/m³]
 η_{tot} Rendimento Complessivo dell'impianto [-]
 $P_{\text{th cond}}$ Potenza termica al condensatore [kW]
 $P_{\text{th gc}}$ Potenza termica gas cooler [kW]
 η_{el} Rendimento elettrico [-]
 W_{el} Potenza elettrica [W]

Introduzione

Scenario energetico

Il panorama energetico mondiale presenta fenomeni complessi e in continua evoluzione. La sfida più importante che il mondo si trova ad affrontare è rappresentata dalla ricerca di sistemi sostenibili di approvvigionamento di energia, sia in termini economici, in modo da garantire la competitività del sistema industriale, sia in termini di impatto ambientale, in modo da rendere minime le emissioni di gas climalteranti.

La produzione di energia a livello globale è cresciuta costantemente negli ultimi 30 anni a causa dell'aumento dei consumi a livello mondiale in gran parte dovuto allo sviluppo economico di paesi come Cina e India. I principali combustibili impiegati per la produzione di energia sono, in ordine, petrolio, carbone e gas naturale. Il prossimo esaurimento di combustibili fossili ed il problema di emissione di CO₂ nel processo di combustione, principale responsabile dell'effetto serra, hanno contribuito sensibilmente agli investimenti sulle fonti rinnovabili e sullo sviluppo di sistemi volti al risparmio e all'utilizzo razionale dell'energia. Negli ultimi anni è cresciuta la quota di energia elettrica prodotta da fonti rinnovabili che, in Europa, nel 2015 ha costituito il 44% del totale con un aumento del 20% rispetto al 2000 [1].

La concentrazione di CO₂ in atmosfera nel 2016 ha superato il valore soglia delle 400 ppm, con un incremento del 45% rispetto alla concentrazione pre-rivoluzione industriale. E' dimostrato che tale aumento provoca una crescita della temperatura media della Terra, che è stata di 0,8 °C dal 1980 ad oggi; l'IPCC (Intergovernmental Panel on Climate Change) ritiene a tale proposito necessaria una riduzione della concentrazione di CO₂ tra l'80% e il 95% rispetto ai valori del 1990, per contenere l'innalzamento di temperatura al di sotto della

soglia, ritenuta critica, dei 2°C. Al fine di diminuire la produzione di gas serra e di CO₂, sono state individuate diverse strategie promosse anche a livello nazionale [2]:

- aumento della produzione di energia attraverso fonti rinnovabili e nucleare;
- cattura e stoccaggio della CO₂ prodotta da combustione o da processi industriali;
- incremento dell'utilizzo di combustibili a bassa percentuale di carbonio;
- aumento della CO₂ catturata da sistemi biologici attraverso la riforestazione;
- aumento dell'efficienza di conversione dell'energia;
- efficientamento energetico del settore residenziale;
- sostenibilità energetica del settore trasporti.

La sensibilizzazione sui temi di risparmio ed utilizzo razionale dell'energia e la possibilità di connessione con scambio bilaterale con la rete elettrica nazionale hanno portato sempre più utilizzatori di energia ad adottare una politica energetica attiva, installando impianti di produzione (impianti fotovoltaici, turbine eoliche, cogeneratori etc.) dimensionati sul proprio fabbisogno. Questi sono caratterizzati da un'efficienza maggiore rispetto alle centrali di produzione centralizzata tradizionali perché, oltre all'eliminazione delle perdite del sistema di distribuzione, permettono la produzione simultanea (cogenerazione) di diverse forme di energia (calore e freddo) utili all'utenza. Il cambiamento del paradigma della filiera energetica tradizionale ha avuto ripercussioni tecniche che riguardano trasversalmente l'architettura della rete di distribuzione e il ruolo dei singoli utenti interconnessi [3].

Cogenerazione e tri-generazione

Fra le tecnologie individuate dall'Unione Europea, come strumento per ottenere un incremento dell'efficienza, ampio spazio è dedicato alla diffusione della cogenerazione, ovvero la produzione simultanea in un unico processo di potenza elettrica/meccanica e potenza termica, entrambe considerate effetti utili. I vantaggi energetici derivano dalla possibilità di ottenere un significativo risparmio di energia primaria rispetto alla produzione separata delle medesime quantità di energia elettrica e termica, risparmio che si traduce anche in una riduzione di CO₂ rilasciata in atmosfera [5].

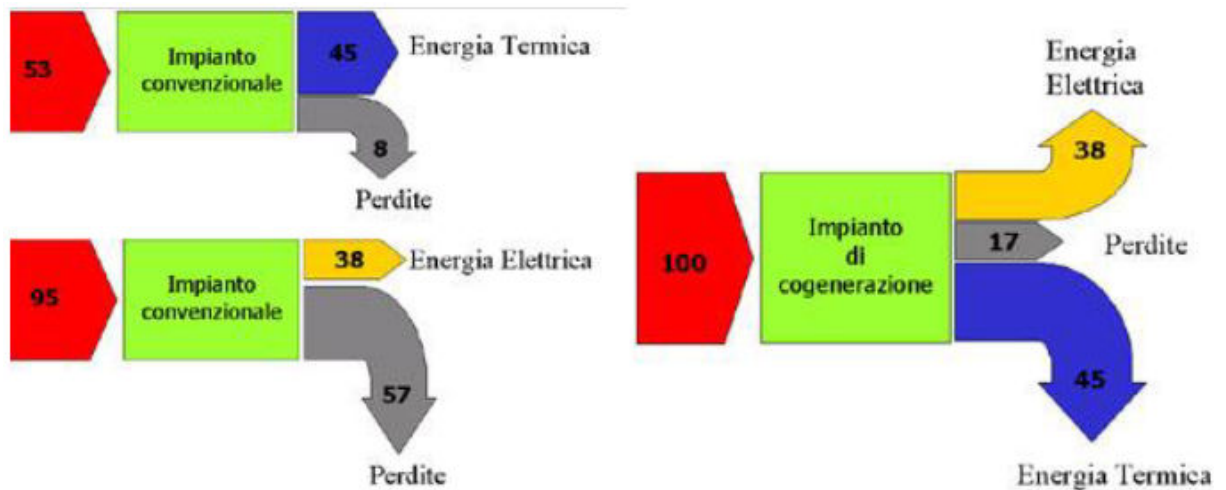


Figura 1: Confronto di flussi di energia in impianti di produzione convenzionali e cogenerativi tramite diagrammi di Sankey [6].

L'idea di utilizzare il calore di scarto del processo di produzione di energia elettrica da impianti convenzionali per la produzione di freddo è resa possibile dall'esistenza già dal XIX secolo di macchine frigorifere ad assorbimento che, pur avendo un rendimento minore rispetto ai cicli a compressione di vapore, hanno il notevole vantaggio di poter essere alimentati da energia che altrimenti sarebbe andata comunque persa, piuttosto che da pregiata energia elettrica o meccanica [7].

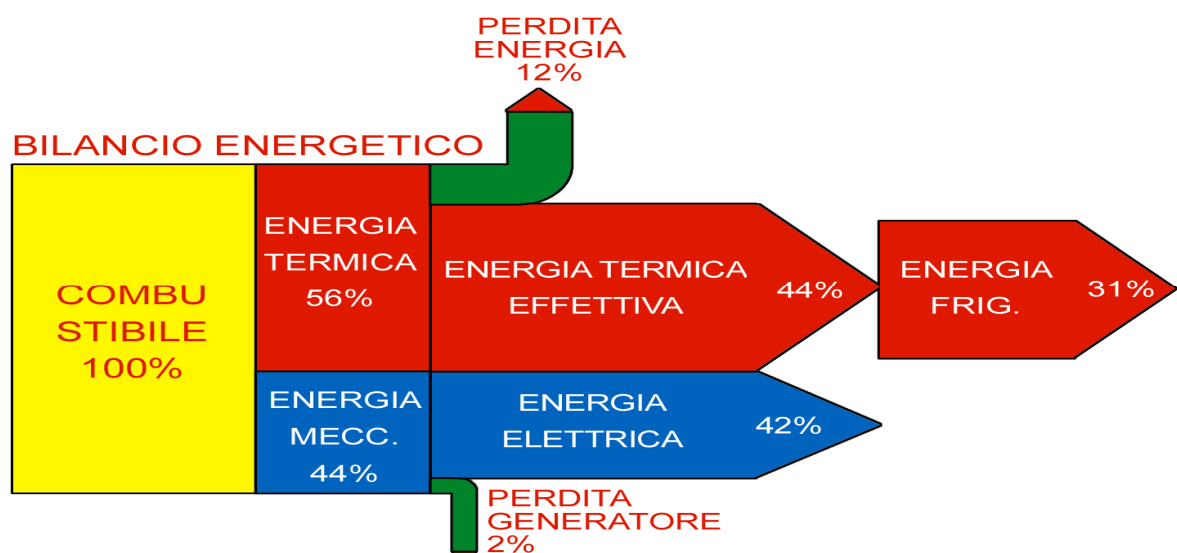


Figura 2: Diagramma di Sankey per il processo di produzione di energia elettrica e frigorifera in un impianto tri-generativo [6].

Dall'analisi dei flussi di energia riportati in Figura 1 e Figura 2, la produzione combinata apporta un vantaggio energetico considerevole rispetto alla produzione separata, ma richiede l'utilizzo di fonti ad alta densità energetica, in genere combustibili fossili, che permettono di raggiungere elevate temperature della sorgente calda del sistema.

Esistono, però, sistemi termodinamici di conversione energetica opportunamente progettati per sfruttare sorgenti termiche a bassa temperatura di natura rinnovabile che hanno come effetto utile, la produzione simultanea di energia elettrica e calore ad una temperatura inferiore, ma ancora utilizzabile per il riscaldamento invernale degli edifici o per il condizionamento estivo. Questi sistemi presentano dei rendimenti di conversione inferiori a quelli visti per i sistemi cogenerativi e tri-generativi alimentati da fonti fossili, con uno sbilanciamento della produzione elettrica in favore di quella termica. Lo sviluppo di queste applicazioni risulta fondamentale: l'approvvigionamento dell'energia termica per riscaldamento è da considerarsi di primaria importanza nell'ottica di riduzione di emissioni di CO₂ in quanto rappresenta il 50% degli utilizzi finali dell'energia a livello mondiale e, soprattutto, la penetrazione delle rinnovabili in questo settore ammonta soltanto all'8% del consumo totale [1].

Inoltre, il calore a bassa temperatura tra i 120 e gli 80°C può essere impiegato per l'azionamento di macchine ad assorbimento. Queste hanno come effetto utile la produzione di energia frigorifera a livelli paragonabili con quelli dei sistemi a compressione di vapore, ma hanno il notevole vantaggio rispetto a questi ultimi di utilizzare energia termica in ingresso al ciclo, invece di pregiata energia elettrica o meccanica.

Le macchine ad assorbimento

Gli impianti frigoriferi e le pompe di calore ad assorbimento furono sviluppati a partire dalla metà del 1800, dopo un successo iniziale di mercato, furono soppiantati dalle macchine ad azionamento elettrico, favorite dalla rapida diffusione di questo vettore energetico durante il XX secolo. Negli ultimi anni questa tecnologia è tornata a rivestire un ruolo di primo piano nel mercato della refrigerazione, anche grazie ai rapidi progressi tecnologici che hanno permesso ai gruppi frigoriferi ad assorbimento di raggiungere livelli

di efficienza energetica e di affidabilità paragonabili a quelli delle convenzionali macchine elettriche a compressione di vapore.

Il principio di funzionamento di queste macchine si basa sull'impiego, come fluido di lavoro, di una miscela, generalmente binaria, ovvero costituita da due sostanze: la più volatile funge da refrigerante, l'altra da solvente. Con riferimento allo schema di impianto presentato in Figura 3, la soluzione diluita di refrigerante e solvente contenuta nell'assorbitore, viene trasferita mediante una pompa nel generatore, dove viene riscaldata mediante energia termica mediante un opportuno fluido termovettore. Nel generatore, la sostanza più volatile, ovvero il refrigerante, evapora, cosicché la fase liquida residua risulta più ricca di solvente rispetto alle condizioni iniziali. A questo punto, il refrigerante evaporato, separato dalla soluzione concentrata, può essere avviato verso il condensatore, che svolge una funzione del tutto analoga a quella che si avrebbe in un ciclo a compressione di vapore, così come la valvola di laminazione e l'evaporatore, attraversati dal refrigerante dopo il processo di condensazione. Nel frattempo, la soluzione concentrata ottenuta al generatore viene ricondotta all'assorbitore, dove, grazie al suo basso contenuto di refrigerante, è in grado di assorbire il refrigerante in fase vapore proveniente dall'evaporatore, e di ricreare le condizioni di concentrazione iniziali. Nello schema presentato è presente anche uno scambiatore rigenerativo interno al ciclo che permette il recupero di calore tra la soluzione ricca in uscita e la miscela in ingresso al generatore. Questo accorgimento permette di limitare il calore in ingresso al ciclo termodinamico a parità di effetto utile, quindi di aumentare il rendimento della macchina (Coefficient of Performance, COP).

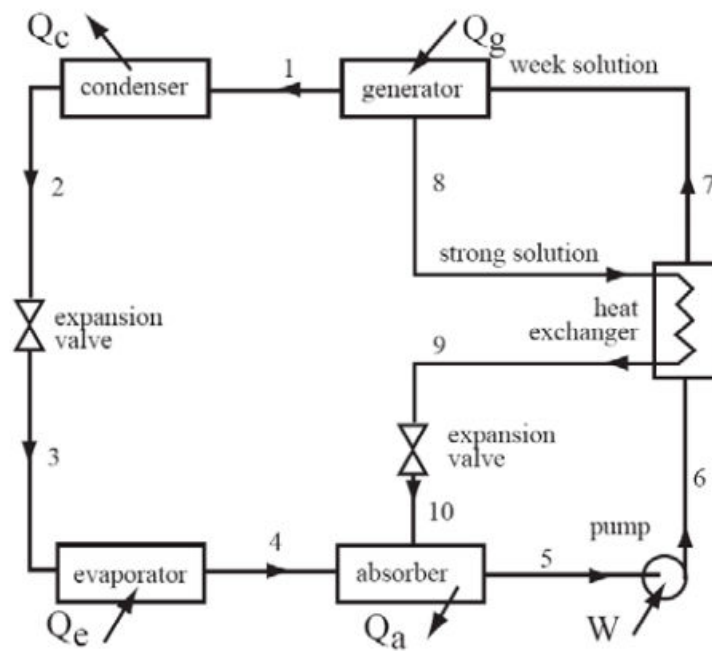


Figura 3: Schema di principio di una macchina ad assorbimento [8]

I dati presentati in Figura 4 tratti da [9] evidenziano i campi di applicazione della tecnologia delle macchine ad assorbimento in quanto definiscono i valori di temperatura della sorgente termica necessaria all'azionamento del sistema e indicano i valori sperimentali di COP ottenuti con diverse miscele.

L'analisi dei dati presentati fornisce un valore di riferimento necessario per i dimensionamenti impiantistici.

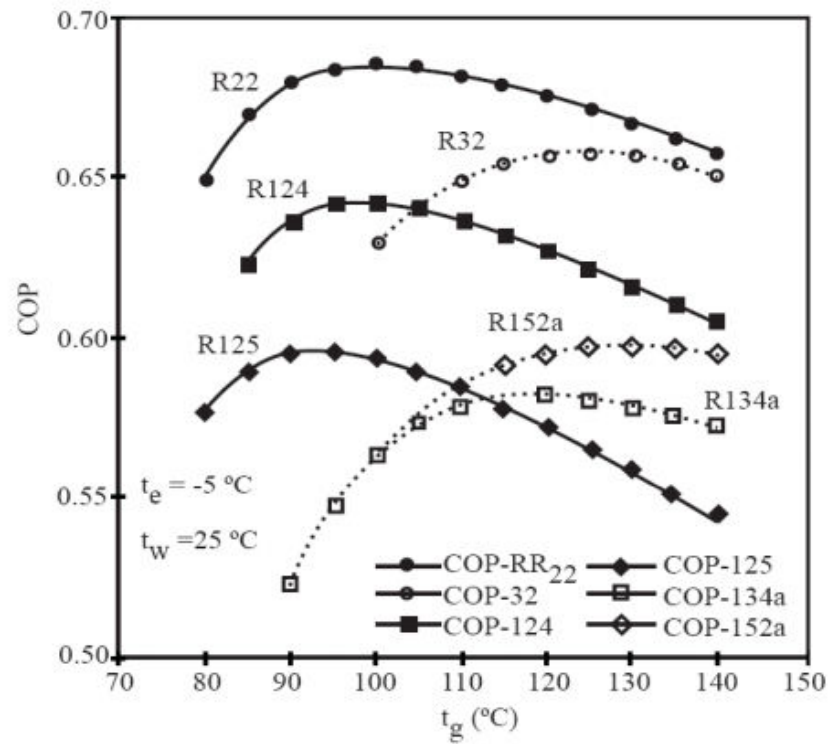


Figura 4: Analisi sperimentale di prestazioni di macchine ad assorbimento in funzione della temperatura della sorgente di calore per diversi fluidi di lavoro [9]

Sorgenti rinnovabili di energia termica

In natura esistono diverse forme di energia termica di origine rinnovabile. Le più idonee ed interessanti per un'applicazione di conversione di tipo termodinamico sono quelle che presentano la maggior densità di energia, reperibilità, disponibilità e facilità di accesso tecnologico allo sfruttamento. Nei paragrafi successivi viene presentata una descrizione delle fonti energetiche di natura rinnovabile idonee all'accoppiamento con sistemi di conversione termodinamica.

Geotermia

L'energia geotermica è l'energia generata per mezzo di fonti geologiche di calore e può essere considerata una forma di energia alternativa e rinnovabile. Si basa sullo sfruttamento del calore naturale della Terra dovuto all'energia termica rilasciata dai processi di decadimento nucleare naturale degli elementi radioattivi contenuti all'interno della Terra.

Vengono sfruttati a livello industriale solo i sistemi idrotermali, costituiti da formazioni rocciose permeabili in cui l'acqua piovana e dei fiumi si infiltra e viene scaldata da strati di rocce ad alta temperatura. Le temperature raggiunte variano dai 50 °C fino ad alcune centinaia di gradi. L'uso di quest'energia comporta vantaggi come l'inesauribilità a tempi brevi, se sfruttata in modo razionale, e la riduzione dell'inquinamento dell'ambiente circostante. Verifiche ambientali e accorgimenti specifici per ogni installazione sono richiesti per la valutazione della tossicità dei fluidi geotermici immessi in atmosfera, infatti questi possono contenere elementi come zolfo, mercurio e arsenico.

Biomassa

Per "biomassa" si intende "la frazione biodegradabile dei prodotti, rifiuti e residui di origine biologica provenienti dall'agricoltura (comprendente sostanze vegetali e animali), dalla silvicoltura e dalle industrie connesse, comprese la pesca e l'acquacoltura, nonché la parte biodegradabile dei rifiuti industriali e urbani" [10].

Tale definizione include una vastissima gamma di materiali, vergini o residui di lavorazioni agricole e industriali, che si possono presentare in diversi stati fisici, con un

ampio spettro di poteri calorifici. Le soluzioni impiantistiche variano per tipo di biomasse, tecnologia utilizzata e prodotto finale (solo energia elettrica, combinata con produzione di calore, solo energia termica). Ad esempio, la combustione diretta in forni appositi può avvenire in sospensione, su griglia fissa o mobile, su letto fluido. Carbonizzazione, pirolisi e gassificazione sono processi più raffinati e complessi che permettono di ottenere combustibili intermedi solidi, liquidi e gassosi, più puri rispetto alla fonte di partenza, con densità energetica più elevata e con proprietà simili ai vettori energetici fossili convenzionali.

La biomassa, semplice o lavorata, è un combustibile rinnovabile che, a tutti gli effetti, può andare a sostituire o integrare i combustibili fossili in tutte le applicazioni, dalle centrali termoelettriche ai motori a combustione interna utilizzati nel settore dei trasporti.

Solare a concentrazione

La tecnologia del solare a concentrazione utilizza ottiche, quali specchi o lenti, per concentrare la radiazione solare su un ricevitore nel quale scorre un fluido al fine di convertire l'energia solare incidente in energia termica.

Un punto di forza delle centrali Concentrated Solar Power (CSP) è costituito dalla possibilità di integrazione in impianti tradizionali per la produzione di elettricità; questo aumenta la possibilità di diffusione del CSP perché vengono diminuiti costi e rischi di investimento rispetto a ad una centrale stand alone e vengono ridotte le emissioni rispetto a una centrale tradizionale [11].

Rispetto al fotovoltaico e ad altre fonti rinnovabili, un vantaggio rilevante della tecnologia a concentrazione consiste nella possibilità di accumulo termico (thermal energy storage, TES): l'accumulo termico presenta infatti costi minori rispetto ad altre tipologie di accumulo (meccanico, chimico, etc.) ed efficienza di carica-scarica molto alte[12]. L'accumulo fornisce l'energia termica necessaria all'utenza quando la risorsa solare non è disponibile. Attraverso il TES è possibile risolvere in parte il problema dell'intermittenza della produzione dovuta alla riduzione della risorsa solare a causa delle condizioni meteorologiche o durante la notte.

La configurazione degli impianti solari a concentrazione differisce a seconda della tipologia di collettore solare, del fluido termovettore e dell'eventuale ciclo termodinamico utilizzato per la conversione energetica. Esistono quattro differenti tipologie di collettori (Figura 5) che si distinguono per il focheggiamento della radiazione, lineare o puntiforme, e per il tipo di specchi utilizzati: torri solari, concentratori parabolici sferici, collettori di Fresnel, collettori parabolici lineari.

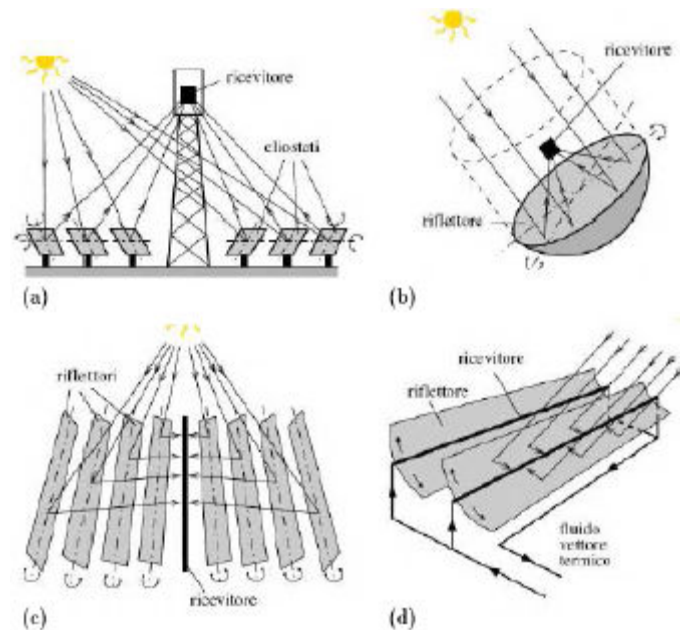


Figura 5: Tipologie di collettori solari a concentrazione: a) torre centrale; b) disco parabolico; c) lineare di Fresnel; d) parabolico lineare [13].

Le temperature raggiunte dal fluido termovettore utilizzato nelle centrali di captazione solare dipendono ovviamente dalla componente diretta (DNI) della radiazione solare disponibile e dal rapporto di concentrazione dato dal rapporto tra la superficie dell'assorbitore e la superficie degli specchi impiegata. Le temperature raggiungibili con applicazioni solari a concentrazione vanno da valori di poco superiori ai 100°C fino ad arrivare a valori dell'ordine di 1500°C realizzati nelle centrali a torre. Un valore tipico per installazioni di piccola taglia è individuato in 250°C in condizioni ottimali di funzionamento [14].

Sistemi di conversione termodinamica dell'energia termica a bassa temperatura

Il sistema più diffuso per la conversione di energia termica in energia meccanica o elettricità è il ciclo Rankine a vapore di acqua. Questo sfrutta le proprietà fisiche dell'acqua, compiendo un ciclo termodinamico tra due diversi livelli di pressione, attraverso l'elaborazione del fluido di lavoro da parte di opportuni macchinari: l'acqua liquida viene portata alla pressione superiore da una pompa, riscaldata, fatta evaporare e surriscaldata all'interno di uno scambiatore di calore accrescendo il suo contenuto energetico. Successivamente il vapore ottenuto viene fatto espandere all'interno di una turbina, che estrae energia e riporta il vapore alla pressione iniziale. Quindi il vapore esausto viene convogliato all'interno del condensatore dove torna allo stato liquido per ricominciare il ciclo. Uno schema di impianto con riferimenti termodinamici riportati sul diagramma Temperatura – Entropia è riportato in Figura 6.

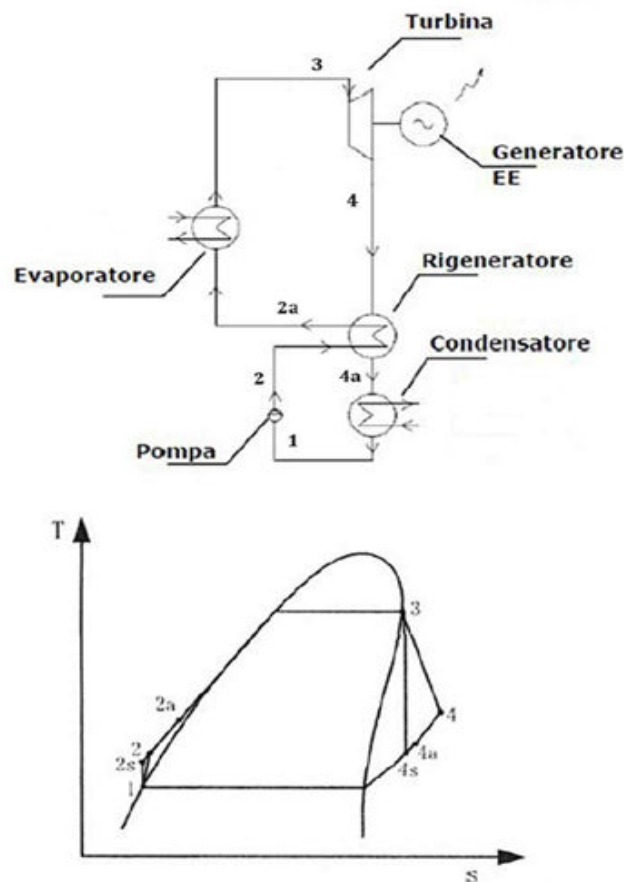


Figura 6: Schema di impianto ORC e relativo diagramma termodinamico T-s

Per applicazioni con sorgenti termiche a bassa temperatura un ciclo a vapore Rankine per la produzione di energia elettrica non risulta applicabile dati gli enormi volumi di acqua che si avrebbero a causa delle ridotte temperature e pressioni alle quali sarebbe necessario far condensare il fluido. Una delle possibilità più interessanti per la produzione di energia elettrica da sorgenti termiche a bassa temperatura è rappresentata dai cicli Rankine eserciti con fluidi organici (ORC): questi sono cicli a vapore che impiegano un fluido di lavoro organico (idrocarburi o fluorocarburi) avente alto peso molecolare e la cui temperatura del passaggio di fase liquido-vapore è più bassa di quella dell'acqua.

La tecnologia è attualmente disponibile e matura per la realizzazione di piccoli impianti cogenerativi. Questi sistemi hanno avuto un iniziale sviluppo sin dalla fine dell'800 e hanno successivamente trovato impiego in diversi settori industriali, soprattutto per il recupero di cascami entalpici e calore di scarto dei processi.

Storia della tecnologia ORC

A partire dall'inizio del secolo scorso sono state studiate e sviluppate diverse tecnologie per il recupero termico a bassa temperatura, come gli impianti ORC. Le prime macchine realizzate utilizzavano in ingresso energia termica solare raccolta da pannelli piani o a concentrazione e sviluppavano una potenza da poche centinaia a qualche decina di migliaia di Watt e utilizzavano diversi fluidi di lavoro [12]. La potenza meccanica prodotta veniva sfruttata in campo agricolo per azionare pompe di irrigazione, come nell'esempio della pompa solare SOMOR, osservabile in uno schema d'epoca in Figura 7 [15].

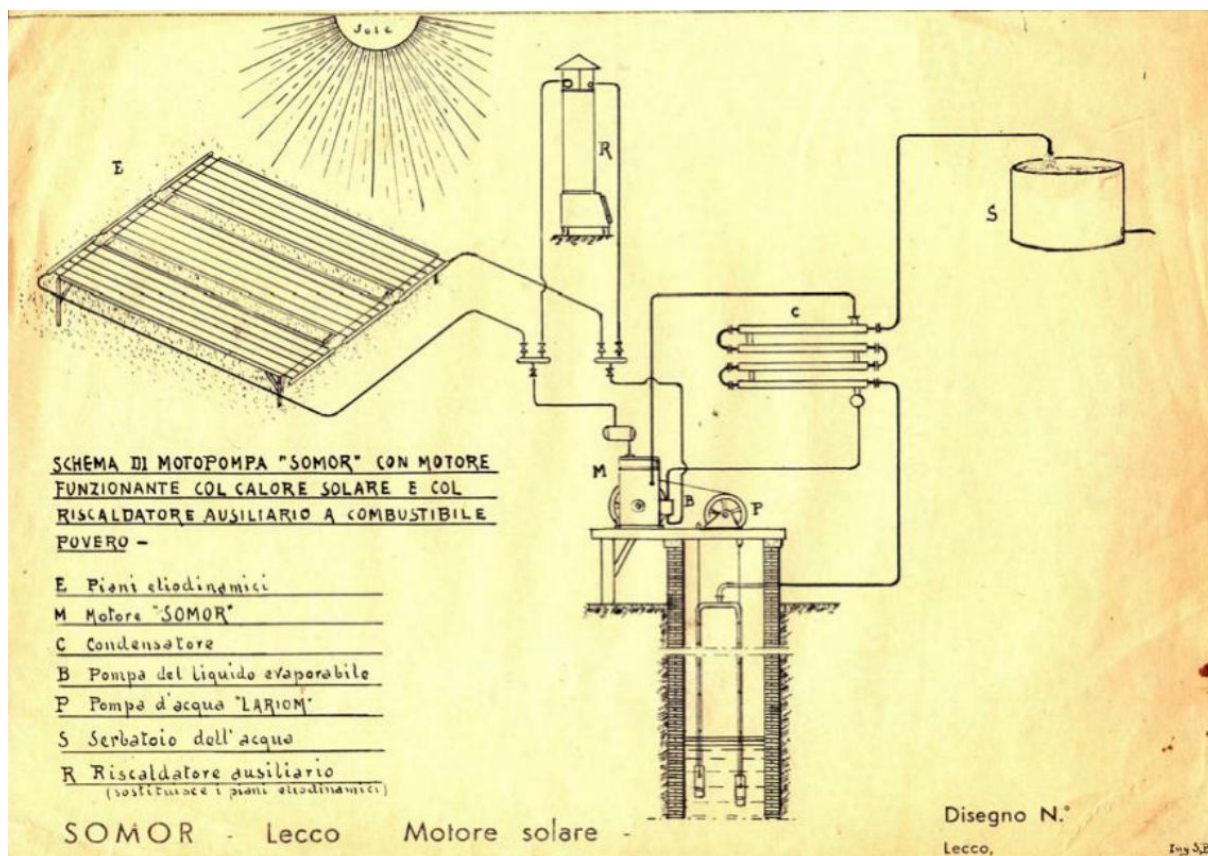


Figura 7: Pompa solare SOMOR in un disegno dell'epoca [15]

Lo sviluppo della tecnologia ORC è passato dal progetto di pompe solari da installare in Libia e nelle colonie italiane ad un esemplare alimentato da energia geotermica installato nell'isola di Ischia agli inizi degli anni '40 del Novecento. Successivamente, con lo scoppio della Seconda Guerra Mondiale e con la successiva facilità di accesso e disponibilità della risorsa petrolifera, la tecnologia ORC è stata relegata al ruolo di argomento di ricerca scientifica. Solo alla fine degli anni '60 e soprattutto dopo la crisi petrolifera del 1973 si è potuto assistere alla nascita dei primi motori ORC pensati per recuperare calore a bassa temperatura e produrre energia elettrica. In Italia, tra il 1967 e il 1984 sono stati realizzati dal Politecnico di Milano 14 motori ORC con potenze da 3 a 500 kW.



Figura 8: Esempio di impianto ORC solare sviluppato da Turboden nel 1984
[12]

Stato dell'arte

I sistemi ORC sono ormai una realtà consolidata dal punto di vista industriale per il recupero termico a bassa temperatura. Le taglie di impianto standard proposte variano da pochi centinaia a qualche migliaia di kW elettrici anche se ogni applicazione richiede uno studio specifico e un'ottimizzazione in funzione della temperatura e della natura della sorgente termica [28].

Gli impianti ORC lavorano con sorgenti a temperature che raramente superano i 300°C: questo pone forti limitazioni in termini di efficienza globale del sistema. Il vincolo principale sul valore massimo di temperatura è da imputare alle caratteristiche termofisiche del fluido termovettore; infatti, a differenza dell'acqua, i fluidi organici hanno problemi di stabilità termica, ovvero tendono a decomporsi alle alte temperature. In generale si può affermare che per tutte le applicazioni di interesse in cui la potenza è inferiore a 1 MW e la

temperatura media della sorgente termica è al di sotto dei 250 °C, allo stato attuale la tecnologia più competitiva è rappresentata dagli ORC [17].

In Tabella 1 sono riportati alcuni esempi di aziende costruttrici di impianti ORC i cui prodotti commerciale sono attualmente reperibili sul mercato. Gli impianti proposti sono differenziati per tipologia di sorgente termica, livelli di temperature, tipo di tecnologia utilizzata e potenza istallata.

Tabella 1: Esempi di aziende costruttrici di impianti ORC, da [18] a [26]

Manufacturer	Applications	Power range [kW _e]	Heat source temperature [°C]	Technology
ORMAT, US	Geo., WHR, solar	200–70,000	150–300	Fluid : n-pentane and others, two-stage axial turbine, synchronous generator
Turboden, Italy	Biomass-CHP, WHR, Geo.	200–2000	100–300	Fluids : OMTS, Solkatherm, Two-stage axial turbines
Adoratec/Maxxtec, Germany	Biomass-CHP	315–1600	300	Fluid: OMTS
Opcon, Sweden	WHR	350–800	<120	Fluid: Ammonia, Lysholm Turbine
GMK, Germany	WHR, Geo., Biomass-CHP	50–5000	120–350	3000rpm Multi-stage axial turbines (KKK)
Bosch KWK, Germany	WHR	65–325	120–150	Fluid: R245fa
Turboden PureCycle, US	WHR, Geo.	280	91–149	Radial inflow turbine, Fluid: R245fa
GE CleanCycle	WHR	125	>121	Single-state radial inflow turbine, 30,000rpm, Fluid: R245fa
Cryostar, France	WHR, Geo.	n/a	100–400	Radial inflow turbine, Fluids: R245fa, R134a
Tri-o-gen, Netherlands	WHR	160	>350	Radial turbo-expander, Fluid: Toluene
Electratherm, US	WHR, Solar	50	>93	Twin screw expander, Fluid: R245fa

In Figura 9 è possibile osservare un grafico riassuntivo dei campi di applicazione della tecnologia ORC al variare delle dimensioni di impianto e del livello termico della sorgente di calore.

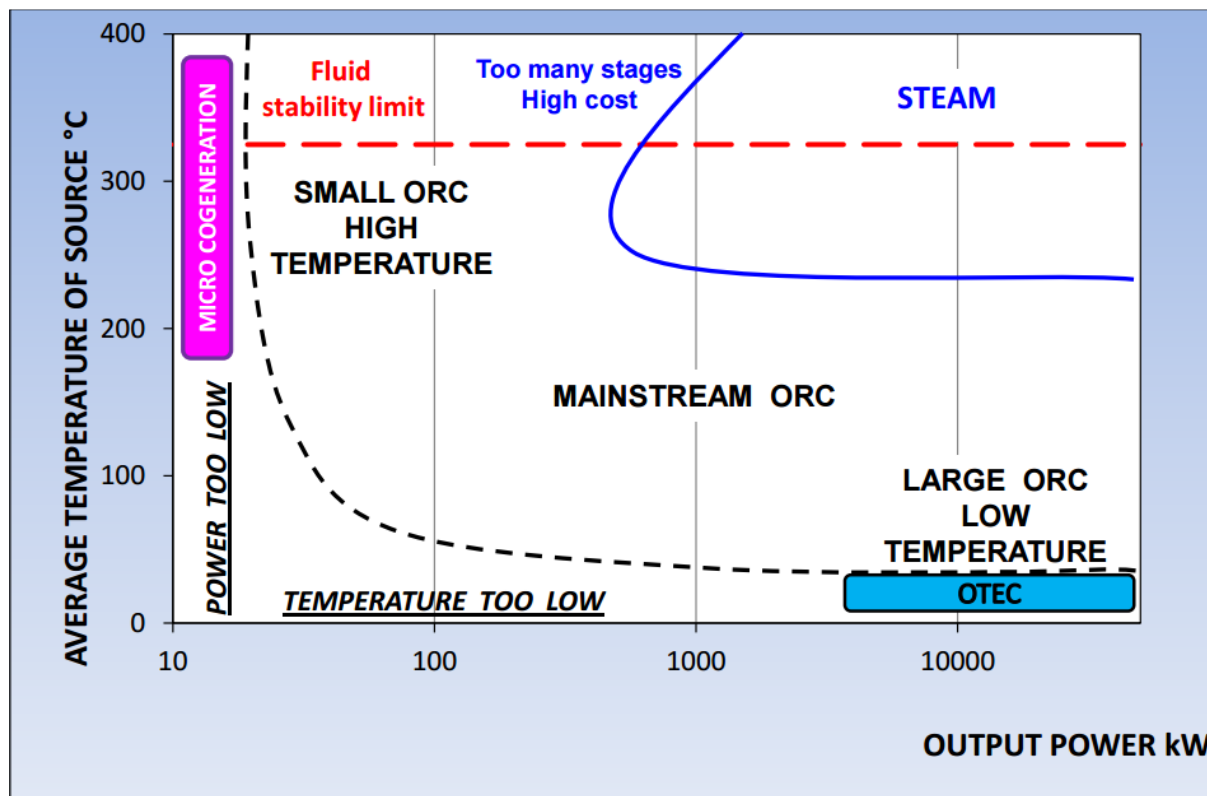


Figura 9: Campi di utilizzo degli ORC al variare delle dimensioni di impianto e del livello termico della sorgente [27]

La zona di interesse dello studio presentato in questa tesi è quella della micro cogenerazione che nel grafico è marginalmente rappresentata nell'estremità sinistra. Infatti, da un'analisi del mercato risultano pochi e scarsamente documentati i sistemi commerciali disponibili, sia per quanto riguarda il settore di applicazione residenziale privato, sia per quanto riguarda la taglia di impianto analizzata. In Figura 10 sono presentati due esempi di impianto standardizzato di piccola taglia, reperibili in commercio. Da un'analisi dell'offerta di prodotti delle aziende si evince che i modelli prodotti da Zuccato Energia e da Infinite Turbine sulla scala di riferimento considerata, sono realizzati a scopo dimostrativo.



Figura 10: Esempi di impianti standard di piccola taglia reperibili sul mercato

Da un'analisi bibliografica, invece, è evidente il crescente interesse per la realizzazione e la messa a punto di sistemi di piccola taglia, da [29] a [31] in applicazioni di recupero termico a bassa temperatura, in campi di ricerca che spaziano dal recupero dei cascami entalpici dei processi industriali, dall'utilizzo di sorgenti termiche rinnovabili come geotermia, solare a concentrazione e biomassa, alle produzioni di energia elettrica in assetto cogenerativo e alla desalinizzazione dell'acqua di mare.

Applicazioni ORC in sistemi solari termodinamici

Nelle applicazioni con sorgenti termiche solari, i cicli ORC lavorano tra gli 80°C e i 250°C; gli impianti producono potenze da pochi kW fino a 2500 kW [32] - [33]; l'efficienza di conversione del ciclo è al massimo del 20 - 25% per temperature del fluido termovettore di 250°C [33].

Attualmente sono pochi gli impianti di CSP che utilizzano un ciclo organico Rankine [34]: in Arizona, è in funzione dal 2006 una centrale di 1MWe a specchi parabolici lineari che utilizza un ciclo ORC che ha un'efficienza di conversione solare - elettrica alle condizioni di design del 12%; alle Hawaii, dal 2009 è attiva una centrale con PTC e un ciclo Rankine organico di 2 MW termici e 200 kW elettrici; in Louisiana attraverso collettori parabolici lineari di apertura 7,3 m e un campo solare di 4050 m², accoppiati ad un ciclo ORC, vengono prodotti 50 kW elettrici con un'efficienza di conversione da energia solare a elettricità del 6,1% alle condizioni di design.

Oltre agli esempi fin qui riportati, è da sottolineare l'impegno scientifico per la ricerca e l'ottimizzazione di macchine e componenti per la realizzazione di sistemi ORC con potenze inferiori ai 5 kW elettrici. Sono numerose le pubblicazioni reperibili in letteratura in cui si descrivono gli sforzi di ottimizzazione di macchinari e impianti per applicazioni di piccola taglia, da [34] a [38].

In particolare in Figura 11 sono presentati i risultati di uno studio sperimentale condotto su un impianto ORC di piccola taglia alimentato ad energia solare. Nonostante il valore contenuto di potenza utile prodotta dal sistema è da evidenziare il rendimento del sistema, che, per le condizioni al contorno descritte, rappresenta un valore di riferimento.

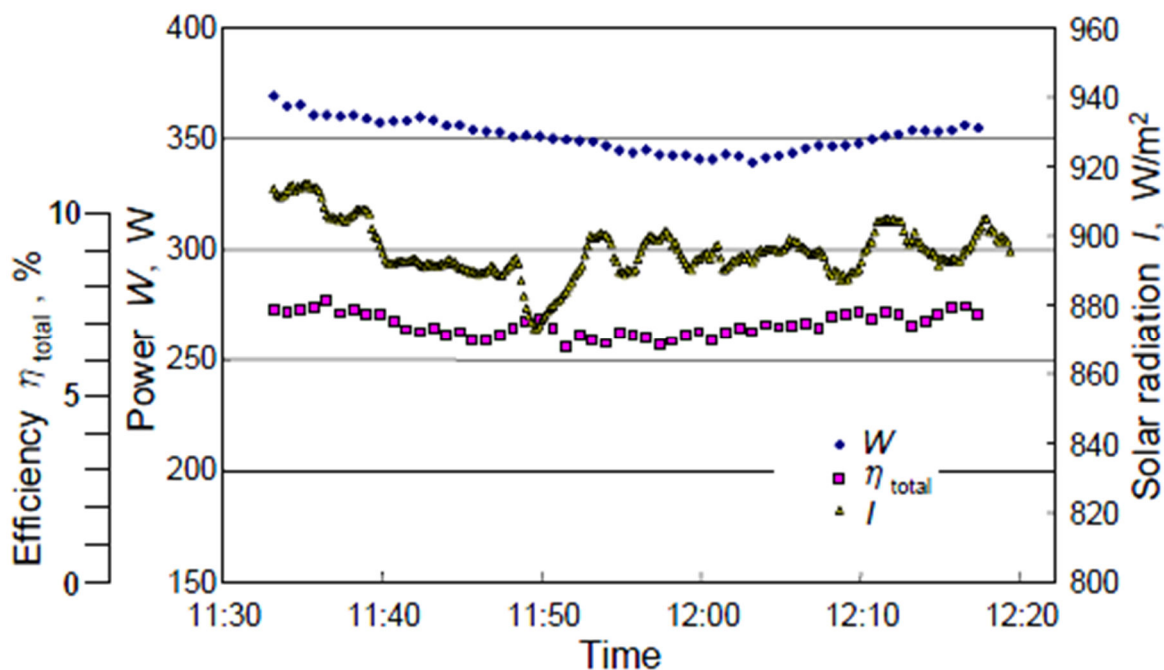


Figura 11: Risultati sperimentali ottenuti con un prototipo di test [39]

È da sottolineare anche l'esperienza scientifica sperimentale di realizzazione di un impianto dimostrativo in Lesotho: un campo solare di 70 m² di PTC con ORC produce 3 kW elettrici e 23 kW termici con un massimo del 15% di efficienza del ciclo e il 2-10% di efficienza da solare ad elettrico. In questa esperienza è stato investigato il comportamento di un ciclo ORC in diverse condizioni di applicazione, alimentato da energia termica da fonte rinnovabile in ambito residenziale su scala domestica [40] - [41]. Lo studio evidenzia la concreta possibilità di esercire il ciclo in assetto cogenerativo inserendo e azionando

opportunamente uno scambiatore di calore tra lo scarico dell'espansore e l'ingresso del rigeneratore nel lato a bassa pressione del sistema. Il calore recuperato si trova ad un livello termico compatibile con la produzione di acqua calda per riscaldamento e scopi sanitari. Uno schema del sistema realizzato è visibile in Figura 12 dove è evidenziato lo scambiatore di calore interposto tra espansore e rigeneratore, per l'utilizzo del sistema in assetto cogenerativo.

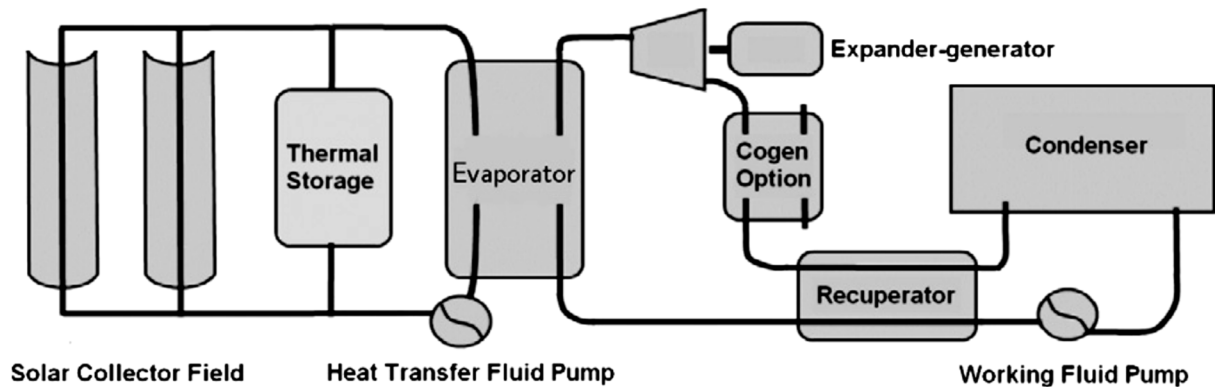


Figura 12: Schema di impianto ORC realizzato in Lesotho [40].



Figura 13: Immagine dell'impianto ORC solare realizzato in Lesotho [40]

L'applicazione di questa tecnologia su scala residenziale, alimentata da una fonte energetica rinnovabile o assimilata, è stato dimostrato che rappresenta una possibilità concreta per lo sviluppo di un sistema di produzione di energia elettrica e calore utilizzabile per il riscaldamento invernale o per la produzione di acqua calda a scopi sanitari.

Innovatività dello studio

Il carattere innovativo dello studio presentato è individuato nella valutazione sperimentale di un prototipo di impianto ORC solare per applicazioni *total power*. Gli output attesi dal sistema sono:

- produzione di energia elettrica in modalità stand-alone con potenzialità operativa off-grid, valore obiettivo di potenza elettrica compatibili con gli utilizzi domestici
- esercizio in modalità cogenerativa per recuperare il calore di scarto dal ciclo direttamente per la produzione di acqua calda ad uso sanitario, o in sistemi di storage termico stagionale per il riscaldamento degli ambienti durante la stagione invernale
- verifica della compatibilità dei flussi energetici e dei livelli di temperatura per l'azionamento di un sistema frigorifero ad assorbimento in cascata

Mentre i primi due obiettivi sono largamente investigati e documentati in letteratura scientifica, come dimostrato nei paragrafi precedenti, la possibilità di utilizzo in cascata di un ciclo termodinamico ad assorbimento per la refrigerazione estiva risulta, tuttavia, non opportunamente documentato.

Studio numerico, dimensionamento e allestimento del sistema

Definizione delle condizioni al contorno

La fase di sviluppo del sistema ha richiesto una valutazione preliminare in base alle condizioni di funzionamento prefisse durante la fase di ideazione del sistema. Tramite l'utilizzo di software di calcolo commerciali come Microsoft Excel, Visual Basic, NIST REFPROP e EES e tenendo in considerazione i risultati pubblicati in riviste scientifiche di settore, sono stati effettuati degli studi parametrici valutativi per determinare, ad esempio, la scelta del fluido di lavoro, la tipologia di espansore e il dimensionamento dei componenti del sistema.

In questo paragrafo verranno, dapprima, descritte le condizioni al contorno determinate dal campo di applicazione dell'impianto prototipo. Successivamente, saranno descritte tutte le scelte effettuate per determinare la configurazione del sistema e la componentistica necessaria alla realizzazione.

Condizioni al contorno relative all'applicazione

Il sistema è stato pensato per la conversione termodinamica del calore prodotto da impianti a concentrazione PTC di piccola taglia. Per questi sistemi la potenza disponibile per un dato valore di radiazione dipende, in prima approssimazione, dalla superficie dei pannelli, mentre la temperatura raggiunta dalla sorgente può essere correlata al rapporto di concentrazione geometriche delle superfici di assorbitore e collettore. I valori di riferimento per il sistema sono stati assunti 180°C per quanto riguarda la temperatura della sorgente calda e di un valore massimo di 50 kW di potenza termica disponibile.

L'obiettivo di funzionamento del sistema prefissato, oltre realizzare la produzione di un valore di potenza elettrica compatibile per un'installazione residenziale, è la possibilità di utilizzo in assetto cogenerativo per ottenere due diverse finalità:

- Calore di risulta alla temperatura minima di 50°C ottenibile durante la fase di condensazione del ciclo. L'applicazione prevista è di tipo termico sanitario o integrativa per il riscaldamento degli ambienti durante la stagione invernale, grazie all'ausilio di un sistema di stockaggio dell'energia termica di tipo stagionale
- Calore di risulta a temperature comprese tra 120 e 80°C per utilizzo in cascata di una macchina ad assorbimento per il raffrescamento durante la stagione estiva o, comunque, per applicazioni termiche.

In base alle temperature di riferimento impostate come obiettivo del progetto, grazie ad un'indagine bibliografica e alla verifica numerica sono stati definite tutte le caratteristiche peculiari del prototipo.

Scelta del fluido di lavoro

Impostate le temperature di riferimento, il fluido di lavoro è stato determinato secondo diversi criteri, reperiti in letteratura scientifica, da [43] a [46]:

- Maggiore Efficienza termodinamica possibile del ciclo realizzato. La valutazione avviene attraverso la realizzazione di un modello numerico stazionario nel quale vengono verificati i parametri prestazionali di diversi fluidi alle stesse condizioni di lavoro
- Fluido di tipo secco, ovvero avente curva di saturazione del vapore a entropia decrescente al diminuire della pressione. Questa caratteristica, oltre che impedire la formazione di goccioline di condensa nell'espansore anche in caso di vapore in ingresso non surriscaldato, permette di inserire un recuperatore di

calore sensibile all'uscita dell'espansore per incrementare il rendimento di conversione del sistema o per utilizzi in cascata di sistemi che richiedono temperature dell'ordine dei 100°C, Figura 14

- Elevata densità di vapore alla pressione di evaporazione per contenere la portata volumetrica del fluido. Questa caratteristica ha influenza nella riduzione delle dimensioni degli scambiatori di calore che rappresentano la maggior voce di costo del sistema e nella scelta dell'espansore che per queste applicazioni, come vedremo successivamente, è di tipo volumetrico.
- Bassa viscosità e alta conducibilità termica sia nella fase liquida, sia nella fase vapore, per contenere le perdite di carico del circuito e garantire degli alti coefficienti di scambio termico negli scambiatori di calore.
- Pressione di evaporazione limitata per la conduzione in sicurezza dell'impianto e per non eccedere nei costi di realizzazione di un circuito a tenuta
- Pressione di condensazione superiore alla pressione atmosferica per evitare la progettazione di speciali tenute contro le infiltrazioni di aria durante l'esercizio.
- Stabilità chimica alle alte temperature: i fluidi organici, in genere, presentano delle caratteristiche di deterioramento repentine al di sopra della propria temperatura limite.
- Punto di congelamento inferiore alla minima temperatura ambiente raggiunta durante l'anno nel sito di installazione per evitare il congelamento del fluido di lavoro e la rottura dei componenti del circuito
- Livelli di sicurezza adeguati per quanto riguarda tossicità ed infiammabilità. Per questa valutazione è possibile utilizzare gli standard ASHRAE [47]
- Caratteristiche di rispetto ambientale: basso Ozone Depleting Potential (ODP) e basso Greenhouse Warming Potential (GWP)
- Disponibilità e basso costo

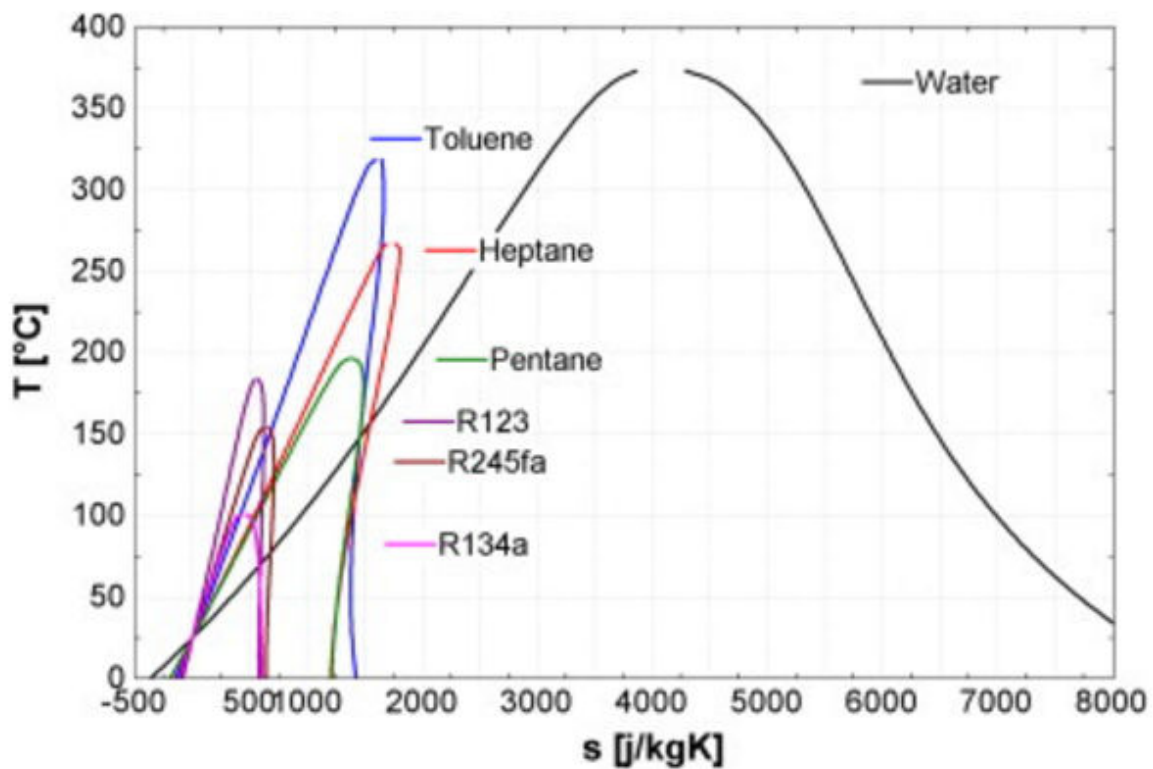


Figura 14: Confronto sul diagramma termodinamico Temperatura – Entropia. tra le curve di saturazione dell’acqua e di altri fluidi disponibili in commercio

In Tabella 2 è riportata una selezione di studi comparativi reperiti in letteratura scientifica che analizzano le problematiche di applicazione di diversi fluidi di lavoro in vari ambiti con temperature caratteristiche del ciclo termodinamico definite.

Tabella 2: Studi di letteratura che descrivono il processo di selezione del fluido di lavoro per diverse applicazioni

Ref.	Application	T_{cd} (°C)	T_{ev} (°C)	Considered fluids	Recommended fluids
[48]	WHR	30	150–200	HCFC-123, iso-pentane, HFE 7100, Benzene Toluene, p-xylene	Benzene, Toluene, HCFC-123
[49]	ICE	55 (100 for water)	60–150 (150–260 for water)	Water, HCFC-123, isopentane, R245ca, HFC-245fa, butane, isobutene and R-152a	Water, R245-ca and isopentane
[50]	Solar	45	120/230	Water , n-pentane	n-dodecane
[51]	WHR	25	145	water, ammonia, butane, isobutane	R236EA
[51]	WHR	25	145	R11 , HCFC-123, R141B,	R236EA
[40]	Solar	~30	150	n-Pentane, SES36, R245fa, R134a	R245fa, SES36

In base ai criteri descritti, è stato scelto di utilizzare nel sistema il fluido HFC-245fa di cui vengono riportate alcune caratteristiche significative in Figura 15. Il fluido, della serie dei propani, è composto da un solo componente e presenta un alto grado di stabilità termica e idrolitica in diverse condizioni di esercizio, sia a contatto con metalli, sia al contatto con acqua ed aria [52].

Fluido	Pressione Critica [bar]	Temperatura Critica [°C]	Massa molare [kg/mol]
R245fa	36,4	154,05	134,05

Proprietà dei fluidi in condizioni di saturazione a 50°C.

Fluido	Pressione [bar]	Densità liquido [kg/m³]	Densità vapore [kg/m³]	Entalpia liquido [kJ/kg]	Entalpia vapore [kJ/kg]	Massa molare
R245fa	3,4541	1267,7	19,112	267,11	442,38	134,05

Figura 15: Caratteristiche HFC-245fa

Il fluido scelto si presta particolarmente all'applicazione pensata perché si adatta perfettamente ai livelli di temperatura di funzionamento impostate nelle condizioni al contorno, le pressioni di esercizio sono compatibili con la realizzazione del circuito con componentistica di tipo commerciale e presenta caratteristiche di sicurezza elevate auspicabili per una fase di studio sperimentale in cui lo sviluppo del prototipo può presentare problematiche di perdite e rotture. La disponibilità e il basso costo non sono caratteristiche peculiari di questo fluido, ma l'elevata stabilità e soprattutto l'elevata densità di vapore bilanciano gli aspetti negativi, in quanto è possibile prevedere un utilizzo limitato di fluido all'interno del sistema, ottenere un'alta densità di potenza per volumetria occupata e di conseguenza, per applicazioni residenziali, realizzare impianti di grandezza paragonabile a quella di un frigorifero.

Scelta dell'espansore

L'espansore rappresenta l'elemento cruciale del sistema in quanto realizza la conversione dell'energia contenuta nel fluido di lavoro in energia meccanica. Le caratteristiche principali che deve avere il componente possono essere riassunte nei seguenti punti:

- Efficienza di conversione
- Compattezza
- Bassa rumorosità
- Basso costo
- Facile reperibilità e utilizzo
- Possibilità di utilizzo in diverse condizioni di lavoro
- Semplicità e facilità di manutenzione
- Ottimizzazione del componente per l'applicazione

Per quanto riguarda gli espansori utilizzabili, la prima distinzione può essere fatta tra turbomacchine e macchine volumetriche. Per applicazioni di piccola taglia le macchine

volumetriche sono più appropriate perché caratterizzate da basse portate, alti rapporti di espansione e velocità di rotazione inferiori rispetto alle turbomacchine.

Mentre le turbomacchine rappresentano una tecnologia matura per gli impianti ORC di grossa taglia, quasi tutte le macchine volumetriche utilizzate in piccole applicazioni sono dei prototipi, o addirittura derivate da diverse applicazioni come compressori. Gli espansori volumetrici presentano vantaggi di limitato numero di giri, efficienza di conversione termodinamica, affidabilità e tolleranza alla formazione di gocce di liquido durante la fase di espansione.

Da un'analisi della letteratura scientifica, da [53] a [58], riassunta graficamente in Figura 16, è emerso che, con le condizioni al contorno e per gli obiettivi prefissati, l'espansore ideale da impiegare è di tipo Scroll. Questa macchina è utilizzata come compressore per gli impianti ad aria condizionata nel settore Automotive ed è praticamente l'unico dispositivo utilizzato in applicazioni ORC per recupero termico a bassa temperatura con taglie di impianto fino ai 10 kW elettrici.

La letteratura scientifica è molto attenta allo sviluppo ed ottimizzazione delle macchine Scroll per applicazioni ORC di piccola taglia e in questo paragrafo verranno presentati alcuni aspetti fondamentali per lo studio di questa macchina.

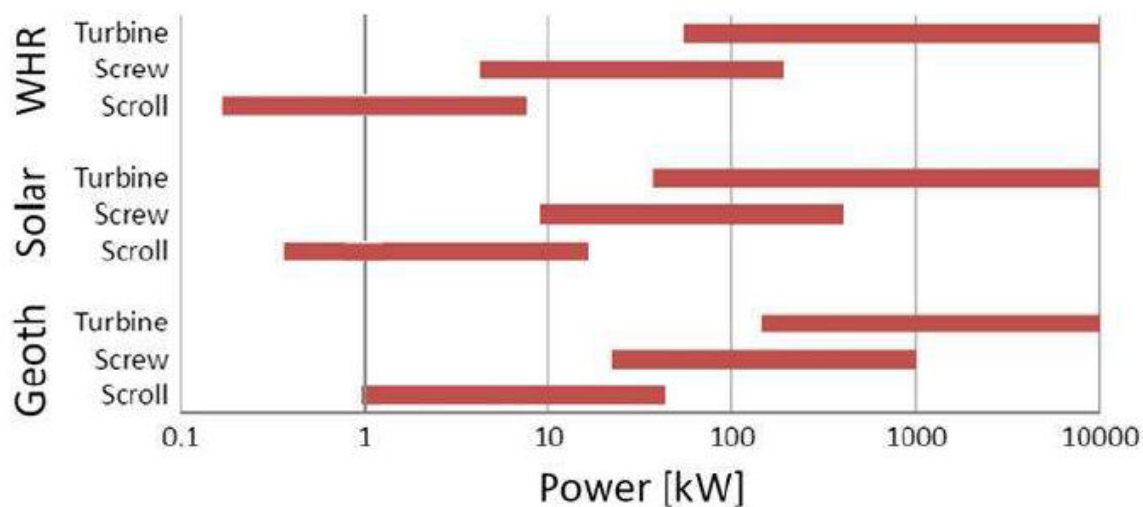


Figura 16: Applicazione di diversi tipi di espansore per tipologia di impianto e potenza nominale, grafico tratto da [58]

Il principio di funzionamento degli espansori di tipo scroll si basa sullo spostamento reciproco di statore e rotore, entrambi a forma di spirale, ottenuto attraverso un elemento orbitante creato con un elemento eccentrico sull'albero motore. Il processo di espansione è illustrato in Figura 17: il fluido di lavoro entra nello scroll dal centro, intrappolato e guidato in un volume che aumenta progressivamente spostandosi verso la periferia radiale della macchina dove il fluido viene scaricato dalla luce di scarico.

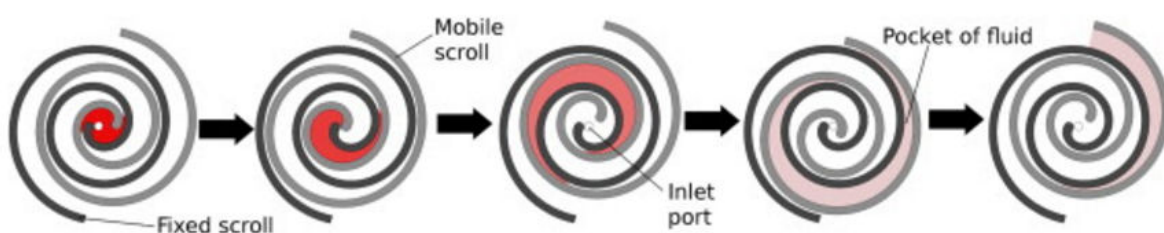


Figura 17: Principio di funzionamento di un espansore di tipo Scroll [58]

Il rapporto tra i volumi della camera di ingresso e della camera di uscita è definito come rapporto di espansione volumetrico di design, dovuto alla geometria costruttiva della macchina.

In base a questa considerazione, possono essere identificati due tipi di perdite [58]:

- Sotto-espansione, avviene quando il valore geometrico di rapporto di espansione della macchina è inferiore al rapporto di espansione del sistema, realizzato tra le temperature di evaporazione e condensazione. Questa situazione è rappresentata nel grafico a sinistra di Figura 18 e la perdita associata a questa condizione consiste nel mancato sfruttamento dell'espansione del fluido da cui consegue una ridotta estrazione di lavoro.
- Sovra-espansione, caso contrario al precedente, rappresentato nel grafico a destra di Figura 18. Il fluido in uscita dall'espansore incontra una pressione superiore a quella determinata dal rapporto di espansione geometrico della macchina che riduce l'espansione del fluido e, conseguentemente, il lavoro estratto.

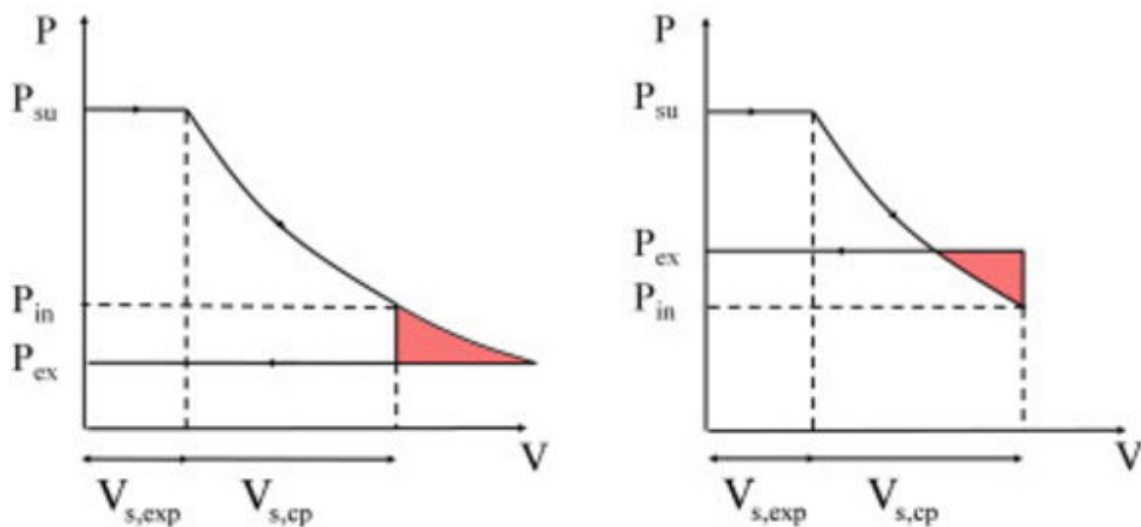


Figura 18: Rappresentazione grafica sul piano Pressione – Volume

Questi due effetti possono ridurre considerevolmente il rendimento del processo di espansione. Altre fonti di inefficienze sono rappresentate da attriti, laminazione del fluido dalle tenute degli organi in movimento, perdita di calore con l'ambiente esterno e perdite di pressione concentrate nella luce di ingresso alla macchina [59].

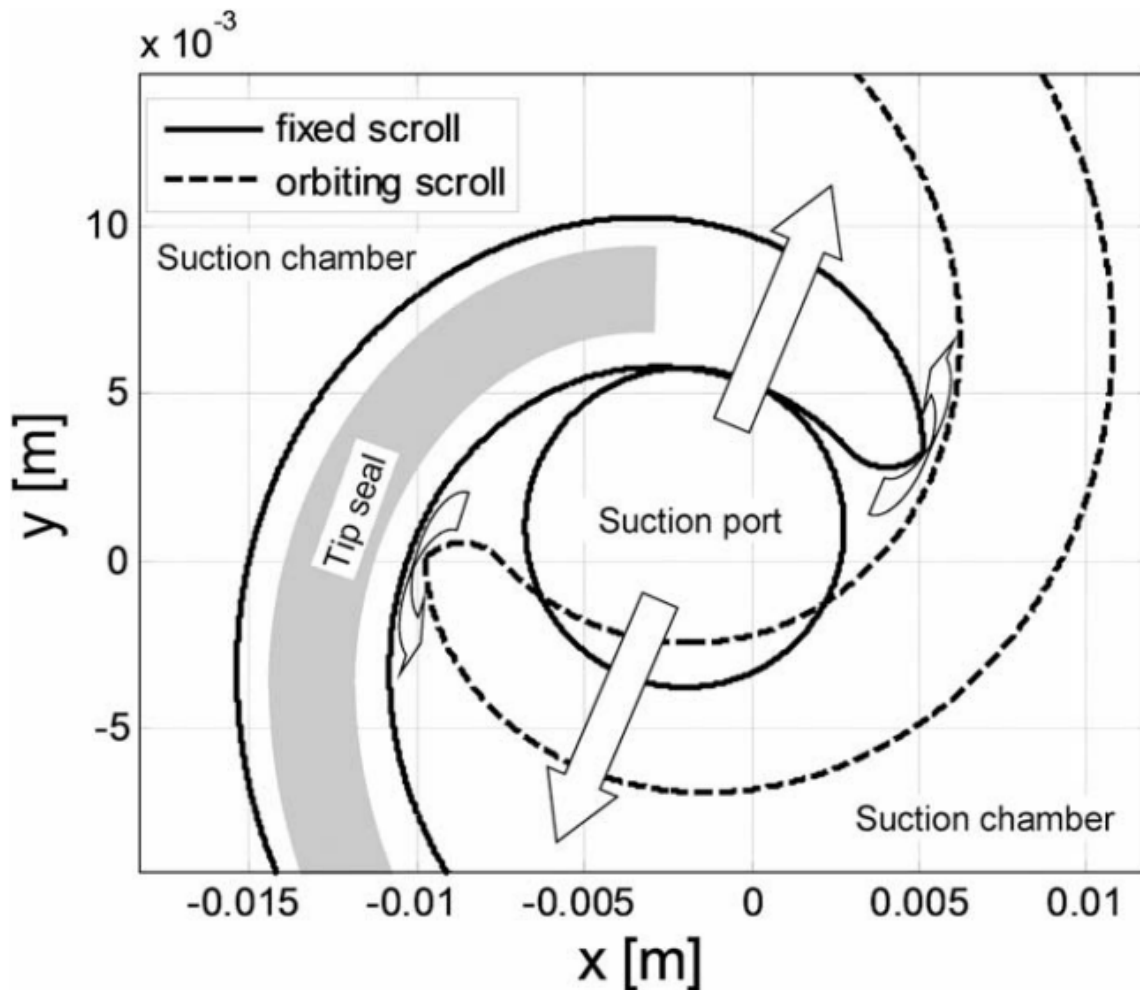


Figura 19: Rappresentazione del volume di ingresso all'espansore scroll alla fine del processo di aspirazione [59]

In Figura 19 e Figura 20 sono rappresentati alcuni dei tipi di perdite di efficienza descritti. Nella prima si può osservare come, durante una parte del processo di aspirazione, l'area di apertura del condotto di adduzione sia in parte ostruita dal rotore della macchina. Il processo di riempimento comporterà quindi una perdita di pressione del fluido di lavoro in ingresso all'espansore. Inoltre è possibile osservare che la guarnizione di tenuta posta alle estremità delle volute, statorica e rotorica, non ricopra tutto lo sviluppo radiale delle stesse. Questo permette al fluido di trafilare alle estremità delle spirali e comporterà una perdita di lavoro estratto dal fluido e un valore di portata superiore a quello consentito dalla volumetria della macchina.

Un altro tipo di perdita per trafilamento si verifica tra le superfici metalliche delle spirali che realizzano il volume progressivamente crescente di trascinamento del fluido. In Figura 20 è riportata un'immagine esplicativa dei fenomeni di trafilamento fluidodinamico, analizzati separatamente attraverso una vista frontale ed una sezione trasversale della camera di espansione di una macchina di tipo scroll.

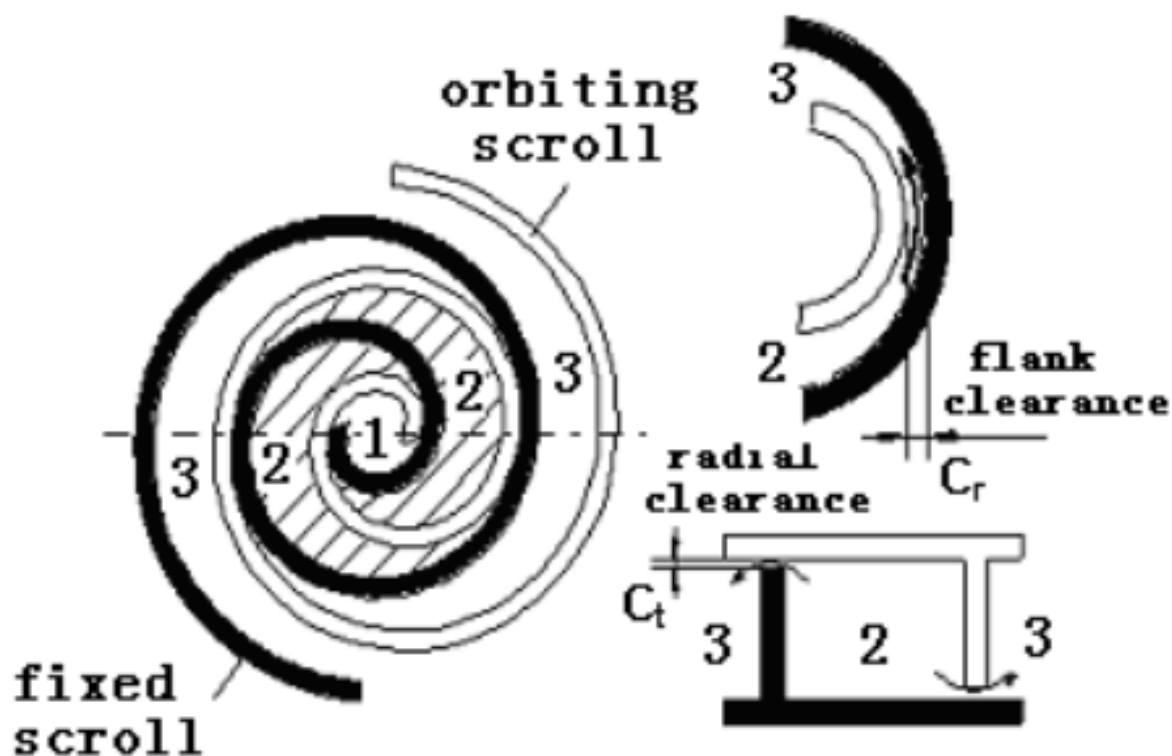


Figura 20: Modello di trafilamento radiale e di estremità 133 [60]

Infatti, la portata elaborata dall'espansore è la differenza tra la portata di fluido in ingresso all'espansore e la portata dispersa nei trafilamenti, che non compie lavoro durante il processo di espansione. Essendo una macchina volumetrica, la portata in massa dipende dalle condizioni di densità del fluido in ingresso e, trattandosi in genere di vapore surriscaldato, questa, dipenderà dalla pressione. La cilindrata della macchina utilizzata come espansore sarà la stessa se usata come compressore, ma divisa per il rapporto volumetrico geometrico della macchina, ovvero il rapporto tra il volume di aspirazione ed il volume di mandata. Grazie a queste considerazioni è possibile definire il riempimento

volumetrico della macchina, dato dal rapporto tra la portata smaltita effettivamente dalla macchina, misurata nel sistema, e la portata teorica data dal prodotto tra cilindrata della macchina diviso il rapporto di espansione, numero di giri e densità del fluido in ingresso.

Un altro importante parametro di valutazione delle condizioni di lavoro dello scroll è il rendimento isentropico, ovvero il rapporto tra il salto entalpico realizzato e quello realizzabile con una macchina ideale che realizza un'espansione isentropica. Questo parametro riesce a misurare l'entità delle irreversibilità del processo di espansione ed è un indice di paragone tra diverse macchine e tecnologie costruttive. In letteratura scientifica, in ambito sperimentale, si trovano diverse definizioni di questo parametro. In genere si riscontra la difficoltà di valutare direttamente le condizioni del fluido in uscita dall'espansore, a causa di:

- difficoltà di accesso su macchine compatte
- incertezza e complicazione del sistema di misura da adoperare
- perdite di calore verso l'ambiente esterno che condizionano i valori misurati
- inerzie termiche di alcuni componenti

Le complicazioni elencate possono portare all'identificazione sperimentale di grandezze del tutto erranee, in quanto, ad esempio, a causa dei fenomeni di sovra o sotto espansione e delle perdite di calore verso l'ambiente esterno, è possibile individuare valori di entropia del fluido in uscita minori rispetto a quelli del fluido in ingresso. Per i motivi elencati il rendimento isentropico viene convenzionalmente definito come il rapporto tra la potenza generata dall'espansore ed il salto entalpico ideale moltiplicato per la portata di fluido di lavoro, da [59] a [61]. Il rendimento isentropico, così definito, porta con sé informazioni non solo di tipo termodinamico, ma racchiude anche il coefficiente di riempimento, il rendimento di conversione in energia meccanica, e per alcuni tipi di espansore con generatore elettrico integrato, anche il rendimento di conversione in energia elettrica. Questo parametro, non propriamente rigoroso nella definizione, trova largo

impiego in letteratura scientifica ed è di facile utilizzo per effettuare dei confronti immediati sulle prestazioni di macchine costruite con diverse tecnologie.

Il modello selezionato per l'applicazione, Figura 21, è un prodotto commerciale della Sanden. Fa parte della categoria dei compressori ermetici, infatti al di là dell'aspirazione, della mandata e dei contatti elettrici, non presenta alcun accesso all'interno dell'involucro della macchina. Il dispositivo è dotato di motore elettrico asincrono trifase con magnete permanente a quattro coppie polari che nell'applicazione specifica verrà utilizzato come generatore elettrico. La cilindrata dello scroll nell'utilizzo come espansore ha un valore di 33 cm^3 e un rapporto geometrico di compressione di 4.

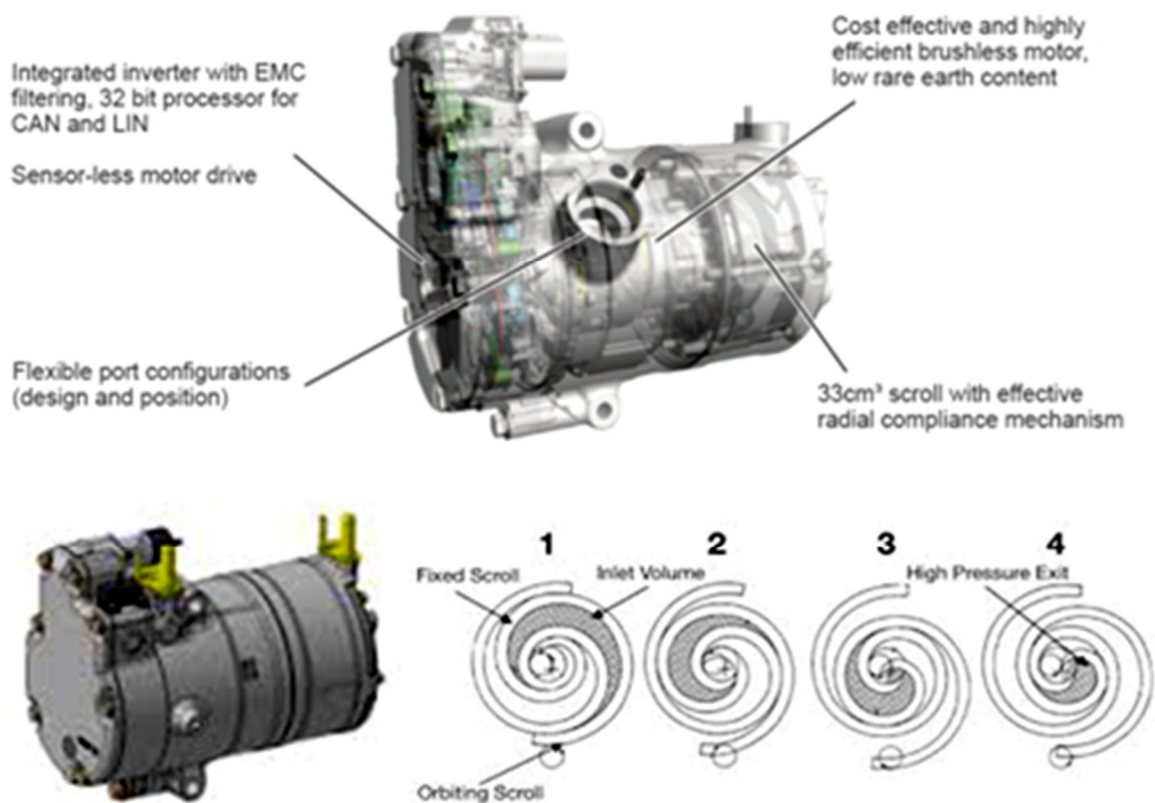


Figura 21: Espansore scroll e dettaglio di funzionamento [63]

Il dispositivo, prima di essere montato sul prototipo di impianto, è stato testato in circuito aperto con aria compressa per determinare la caratteristica elettrica del generatore. I test sono stati necessari alla realizzazione del sistema di controllo tramite variazione del carico elettrico.

Scelta della configurazione di impianto

La realizzazione di un prototipo ORC ha richiesto una prima fase di progetto in cui sono state messe in evidenza le differenze con un convenzionale impianto a ciclo Rankine. In questa fase è emerso che la realizzazione di un impianto ORC richiede una minore complicazione impiantistica per quanto riguarda i componenti del sistema:

- il processo di evaporazione del fluido può essere realizzato in un unico scambiatore di calore
- il processo di espansione può avvenire in un singolo stadio in quanto il salto entalpico del fluido di lavoro tra le pressioni di esercizio è limitato rispetto a quello del vapore di acqua
- il ri-surriscaldamento del fluido non è necessario in quanto il rapporto di espansione è compatibile con l'utilizzo di una macchina volumetrica a singolo stadio
- utilizzando un fluido “secco”, ovvero con curva limite di saturazione del vapore a entropia decrescente al diminuire della temperatura, si ottiene in uscita dall'espansore un vapore surriscaldato; il calore estratto per portare il fluido in condizioni di saturazione alla temperatura di condensazione può essere impiegato in una rigenerazione interna per pre-riscaldare il fluido in ingresso all'evaporatore e aumentare l'efficienza del ciclo termodinamico, oppure per alimentare un processo in cascata che richieda calore a temperature comprese tra 80 e 120°C.

In Figura 22 sono presentate le configurazioni di impianto ORC in ciclo semplice e rigenerato. La rigenerazione introduce una complicazioni impiantistica in quanto richiede l'impiego di un ulteriore scambiatore e deve essere valutata in funzione dell'applicazione del sistema. Ad esempio, nel caso in cui la sorgente termica utilizzata non presenti un limite di temperatura inferiore, questo accorgimento impiantistico limiterebbe soltanto la quantità

di calore recuperabile dalla sorgente primaria aumentando i costi di realizzazione dell'impianto.

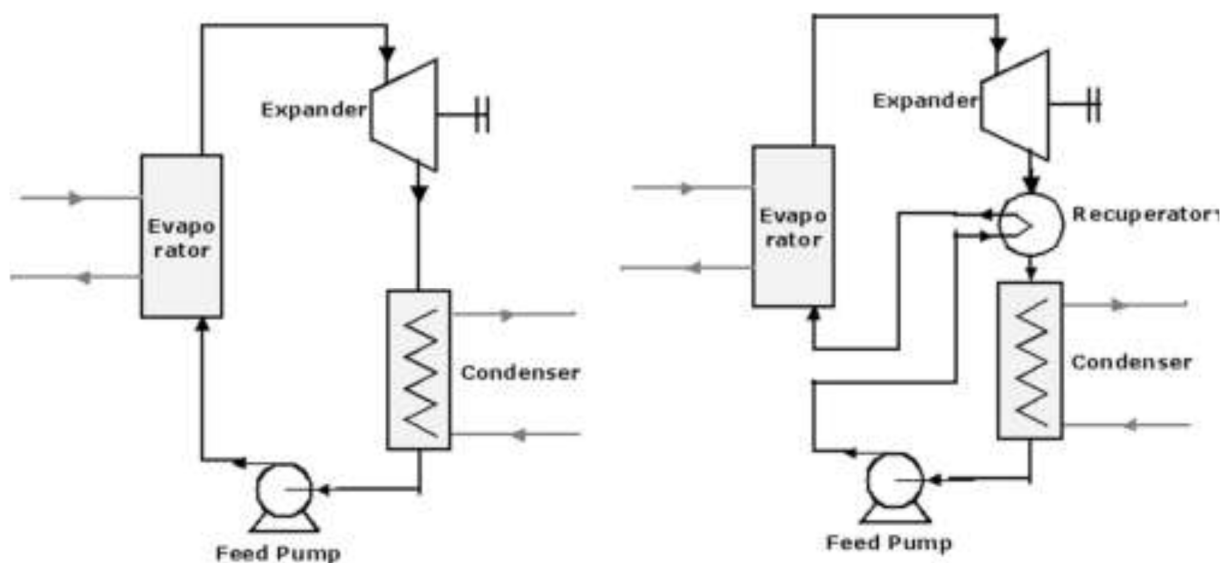


Figura 22: Configurazioni di impianto per impianti ORC, semplice e rigenerato [58]

La configurazione di impianto scelta è di tipo rigenerato, sia per facilità di test nella fase sperimentale, in quanto il calore in ingresso al ciclo può essere limitato, sia come obiettivo di impiego in combinazione con un impianto solare a concentrazione. Inoltre, nella fase di analisi dati, il rigeneratore sarà il componente fondamentale che permetterà di valutare i flussi energetici per le applicazioni cogenerative e identificare la sensibilità del rendimento di conversione del sistema in funzione dell'utilizzo o meno di questo componente.

Descrizione del modello numerico e definizione delle condizioni di design del sistema

La definizione delle condizioni di funzionamento del sistema è stata valutata attraverso lo sviluppo di un modello previsionale con i software EES, REFPROP e EXCEL.

Nel software sono implementate le equazioni di bilancio energetico e di conservazione della massa nei vari componenti del sistema, basandosi su assunzioni di partenza maturate in precedenti esperienze sperimentali e su parametri di riferimento forniti dai costruttori dei componenti o reperiti in pubblicazioni scientifiche. Il modello si presenta come uno studio

a parametri concentrati, dove è possibile distinguere diversi blocchi di equazioni che descrivono il comportamento degli scambiatori di calore, della pompa di alimento del sistema e della macchina espansore.

Il sistema di equazioni sfrutta le librerie delle proprietà dei fluidi integrate nel software di calcolo per determinare gli stati termodinamici nei vari elementi del sistema: a partire da valori di temperatura impostati da limiti di progetto caratteristici dell'applicazione, è possibile determinare i valori di pressione, entalpia, densità ed entropia del fluido di lavoro in tutti i punti del circuito. Ricostruito il ciclo termodinamico, attraverso l'utilizzo di correlazioni specifiche, è possibile esplicitare i flussi di potenza, i bilanci di energia dei singoli componenti e valutare le prestazioni energetiche del sistema in termini di potenze e rendimenti. Le simulazioni hanno consentito di definire dettagliatamente le condizioni termodinamiche di funzionamento del sistema in diverse configurazioni di esercizio e di dimensionare i componenti con cui realizzare il prototipo di impianto.

In seguito vengono riportate tutte le condizioni al contorno utilizzate per la definizione delle condizioni di funzionamento del sistema e tutte le semplificazioni utilizzate per la descrizione numerica del sistema:

- Il rapporto di espansione è stato considerato quello geometrico dello scroll, ovvero 4;
- Il calcolo della portata trascura i trafilamenti;
- La temperatura di condensazione è stata imposta a 70°C per poter utilizzare il calore di scarto al condensatore per applicazioni termiche sanitarie a bassa temperatura;
- In base alla temperatura di condensazione è stata ricavata la corrispondente pressione di saturazione del fluido e moltiplicandola per il rapporto di espansione è stata definita la pressione di evaporazione del ciclo termodinamico;
- La temperatura massima di ciclo è stata impostata a 160°C, compatibile con l'accoppiamento a una sorgente solare a concentrazione;

- Il rendimento isentropico dell'espansore è stato imposto 65%, in linea con valori riscontrati in letteratura scientifica, da [59] a [62], e con i valori forniti dal costruttore della macchina, Figura 23
- Il numero di giri al minuto utilizzato per il calcolo è di 6000;
- La temperatura del fluido all'aspirazione della pompa è stata impostata con un sottoraffreddamento di 5°C rispetto alla temperatura di condensazione;
- La temperatura all'uscita del rigeneratore in uscita dallo scroll è stata impostata con un surriscaldamento di 5°C rispetto alla temperatura di condensazione;
- Il dimensionamento degli scambiatori di calore è stato affrontato in collaborazione con la ditta costruttrice degli stessi, fornendo i valori di portata, temperatura e potenzialità complessiva;
- Il piping è stato dimensionato per garantire una velocità del fluido di lavoro di massimo 5 m/s in fase liquida e di 25 m/s in fase vapore;
- I parametri di valutazione come flussi di potenza e rendimenti derivano da semplici bilanci energetici nei componenti e tra input e output del sistema considerato nel suo complesso;
- Il lavoro impiegato per l'azionamento della pompa di alimentazione del ciclo è stato inizialmente valutato con rendimento pari al 25%. Questo valore, sebbene molto basso, è in linea con i valori reperiti in letteratura scientifica, da [64] a [67]. In alcuni casi riportati, questo valore di rendimento risulta variabile tra il 10 e il 20%. La motivazione principale di questo limite è lo scarso rendimento dei motori elettrici di piccola taglia impiegati in queste applicazioni, che presentano dei valori di picco del 70% per il funzionamento in condizioni di design, ma che decadono a valori del 25-30% per condizioni operative a giri variabili in off-design.

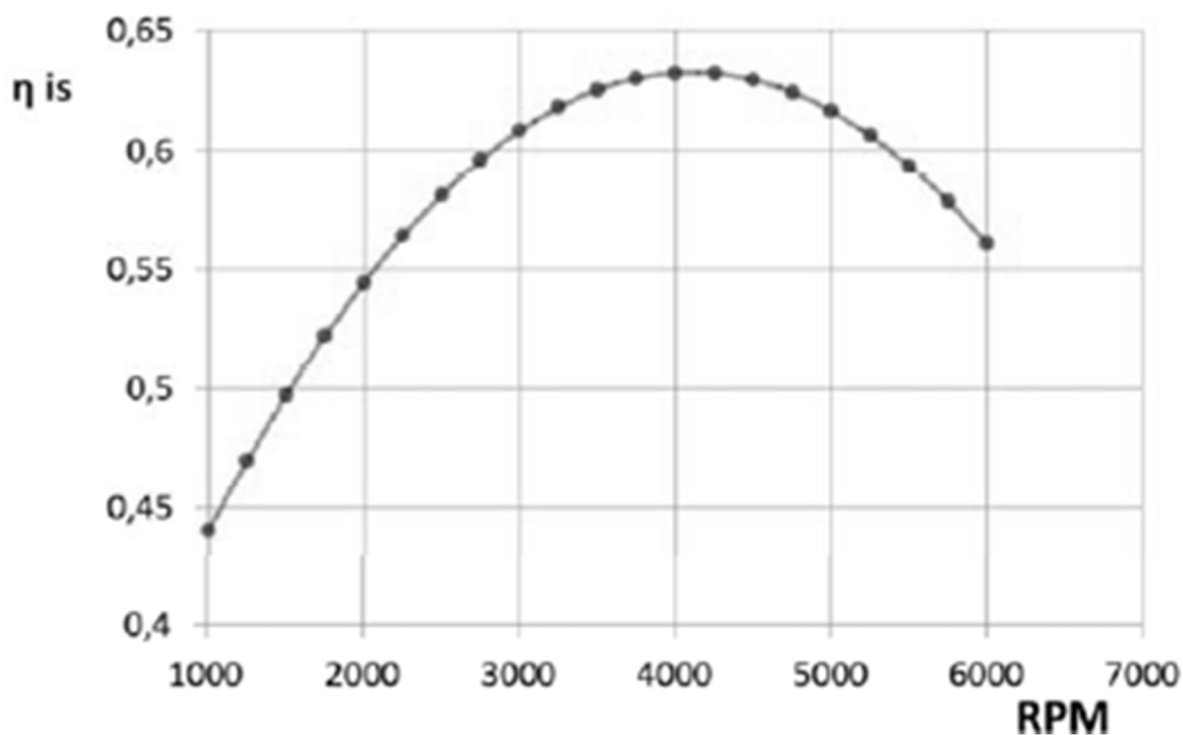


Figura 23: Curva caratteristica dell'espansore rendimento isentropico in funzione del numero di giri

In seguito sono riportati i risultati del modello numerico descritto. In Figura 24 e Figura 25 sono riportati i diagrammi termodinamici di riferimento per il ciclo di lavoro Temperatura – Entropia e Pressione – Entalpia, mentre in Tabella 3 sono riportati i valori delle grandezze estensive di interesse risultanti dal calcolo per le condizioni di funzionamento descritte ed in diverse configurazioni di impianto:

- *Total power* o tri-generazione, ovvero cessione di calore tra 80° e 120°C ad un sistema in cascata al ciclo, rigenerazione tra 80°C e temperatura di condensazione e calore di condensazione ceduto ad utenze termiche
- Cogenerazione, ovvero rigenerazione interna al ciclo e calore di condensazione ceduto ad utenze termiche

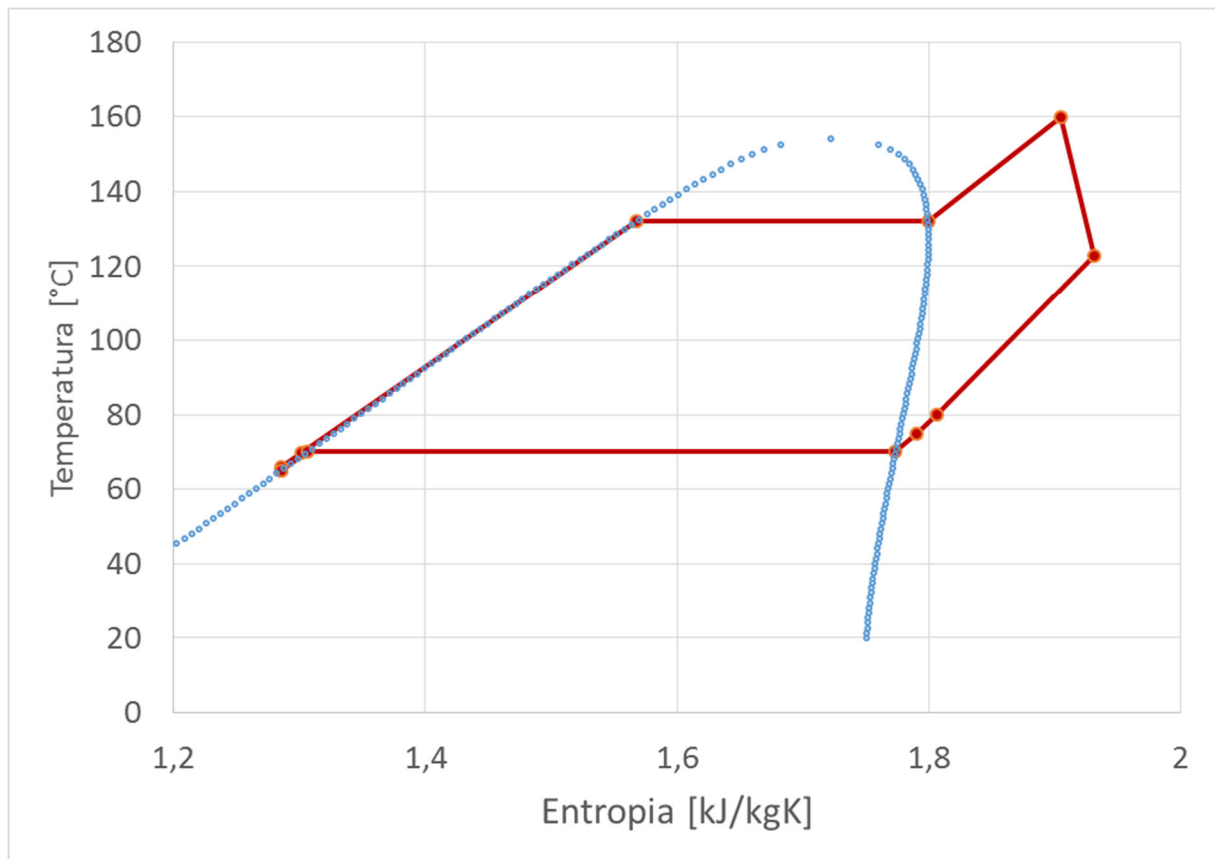


Figura 24: Grafico termodinamico Temperatura – Entropia in condizioni di design

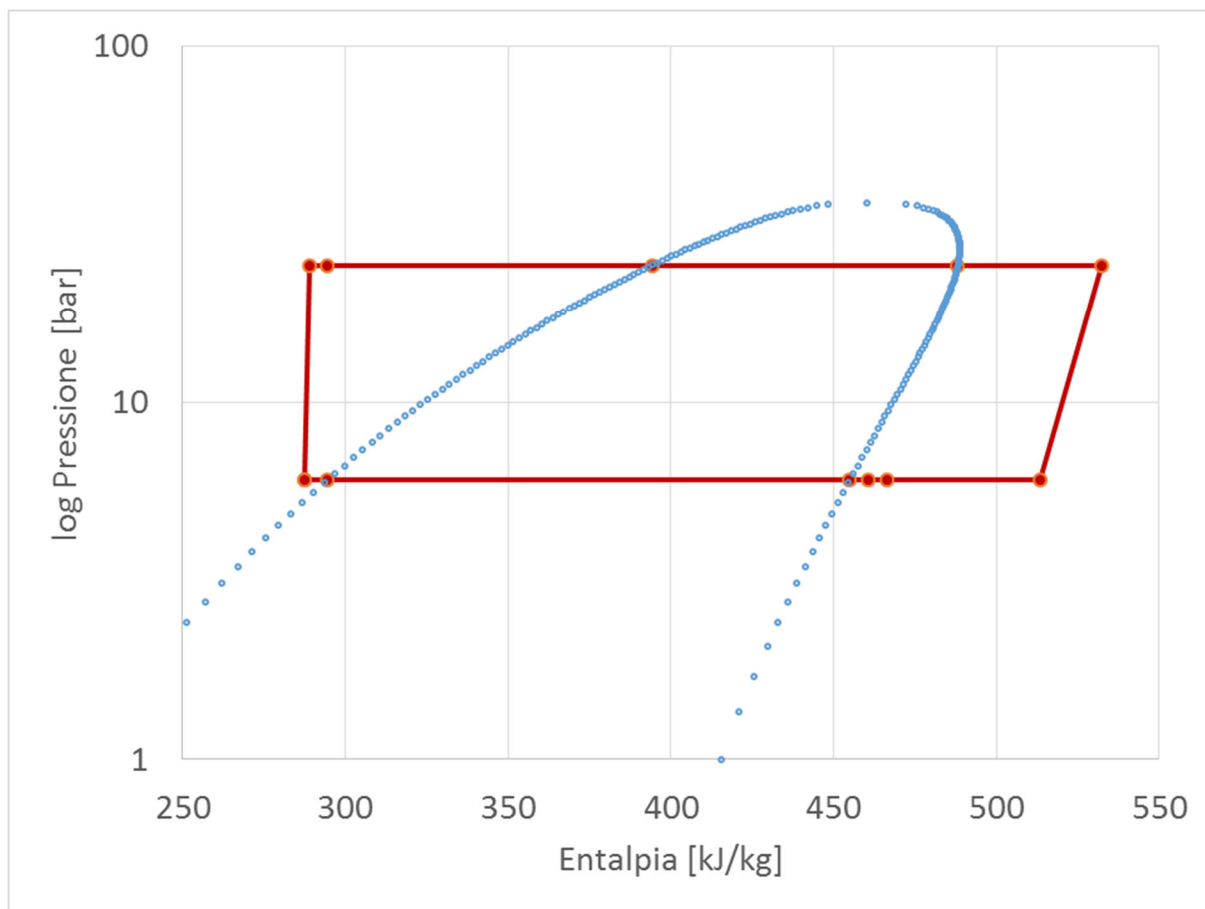


Figura 25: Grafico termodinamico Pressione – Entalpia in condizioni di design

Tabella 3: Valori ottenuti dal modello numerico in diverse configurazioni

	CONFIGURAZIONE DI IMPIANTO		UNITA' DI MISURA
	TOTAL POWER	COGENERAZIONE	
Portata smaltita	101	101	[g/s]
Potenza pompa	617	617	[W]
Potenza termica impiegata	24113	18818	[W]
Potenza termica rigeneratore	540	5295	[W]
Potenza termica condensatore	17544	17544	[W]
Potenza elettrica generata	1941	1941	[W]
Rendimento elettrico	5,49%	7,03%	[-]
Potenza utile	1324	1324	[W]
Potenza termica tri-generazione	4754	0	[W]

Come è possibile osservare dal confronto tra le due configurazioni, il valore di rendimento elettrico del sistema cambia a causa della variazione della potenza termica necessaria in ingresso al ciclo termodinamico. La rigenerazione interna al ciclo pesa per circa il 25% del calore in ingresso al sistema e la cessione di calore ad un'utenza termica ad alta temperatura in cascata comporta variazioni di rendimento elettrico del sistema dell'1,5%. La potenza impiegata per azionare il sistema di pompaggio ammonta ad un valore superiore al 30% della potenza generata, mentre il valore di potenza netta richiesta dal fluido è di circa l'8% della potenza generata. Il valore ottenuto è in accordo con quanto reperito in letteratura scientifica Figura 26.

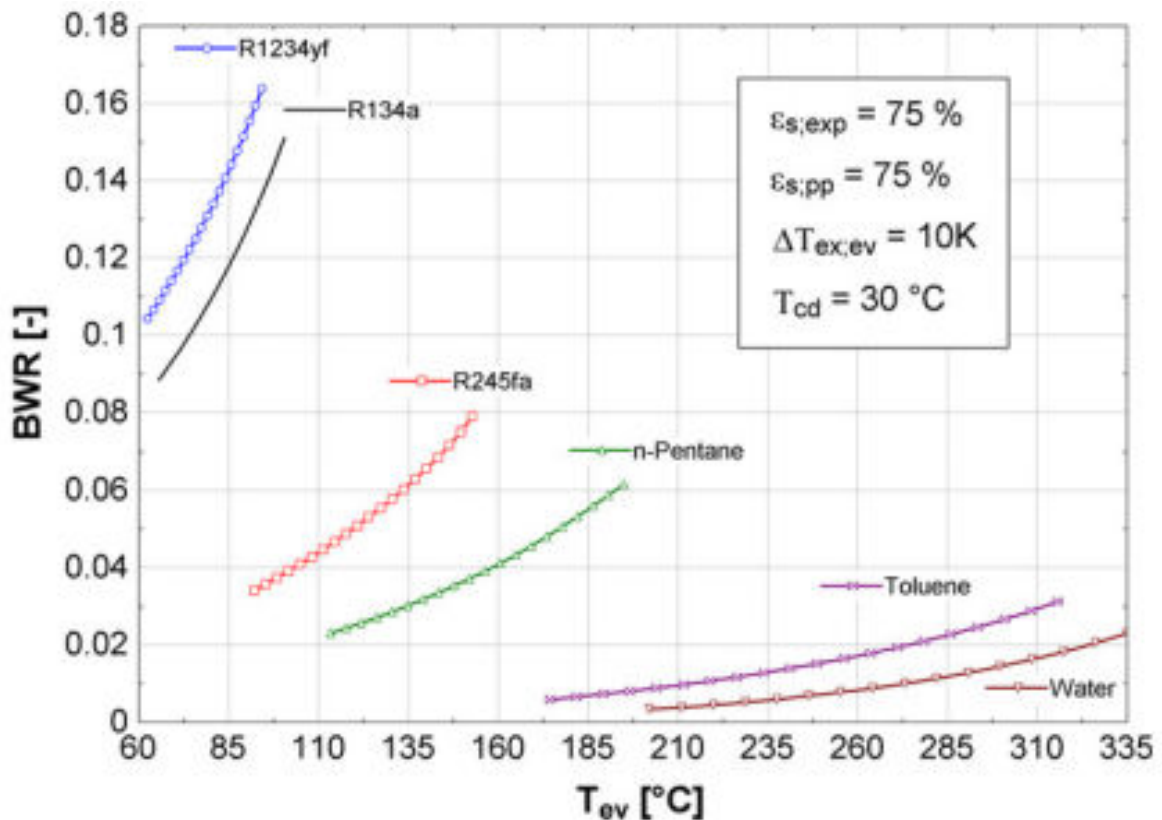


Figura 26: BWR (Back Work Ratio), percentuale della potenza prodotta impiegata nel sistema di pompaggio per diversi fluidi di lavoro [58]

Studio parametrico

Grazie all'utilizzo del modello numerico sviluppato è stato possibile prevedere le prestazioni dell'impianto in diverse configurazioni di esercizio, attraverso valutazioni parametriche.

I parametri prestazionali del sistema sono stati valutati in funzione della variazione della temperatura di condensazione per un valore di rapporto tra le pressioni del ciclo di 4.

In Figura 27 si possono valutare preliminarmente le potenze termiche scambiate alle sorgenti calda e fredda. Questi valori sono stati utilizzati in fase progettuale per il dimensionamento degli scambiatori di calore e possono essere utilizzati per dimensionare il campo solare necessario all'alimentazione del sistema e il sistema di accumulo dell'energia termica in uscita dal condensatore.

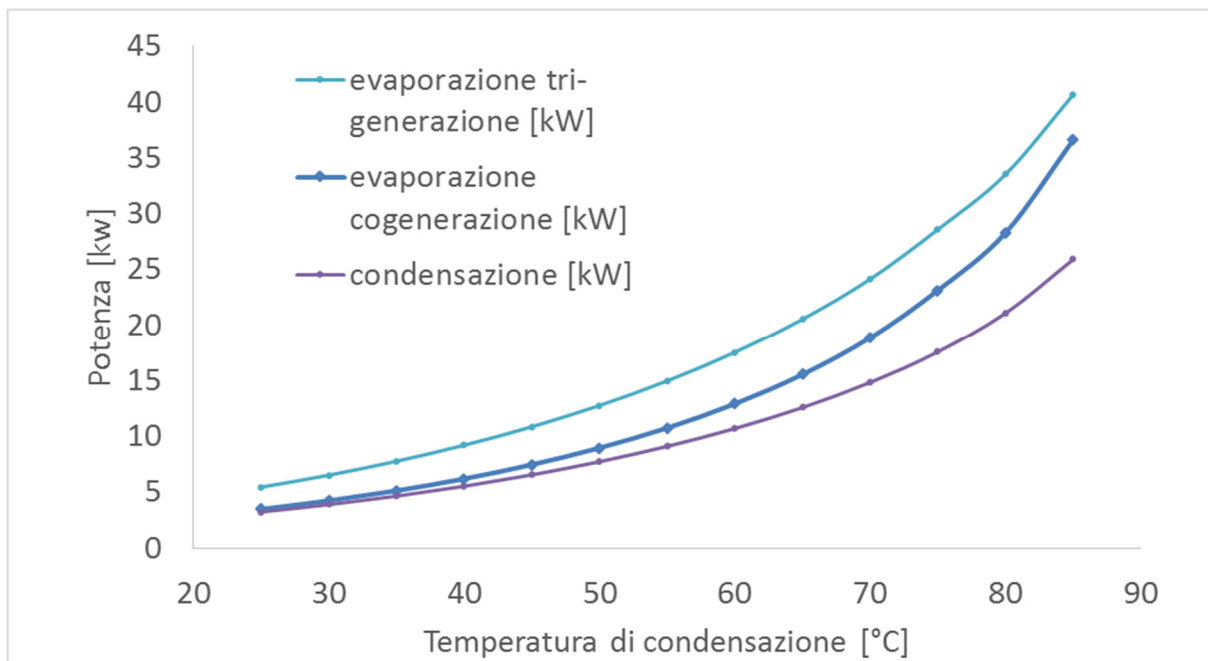


Figura 27: Potenza termica all'evaporatore e al condensatore in funzione della temperatura di condensazione

Dall'analisi del grafico in Figura 28 è possibile valutare la convenienza di esercizio dell'impianto in funzione della temperatura di condensazione. La potenza termica recuperabile dal ciclo a temperature interessanti per l'esercizio di un sistema ad

assorbimento in cascata aumenta fino a raggiungere un massimo in prossimità del valore di 75-80°C di temperatura di condensazione, come il valore di potenza utile generata, mentre la potenza lorda ha un andamento monotono crescente che ricalca l'aumento di densità del fluido in ingresso all'espansore e quindi della portata.

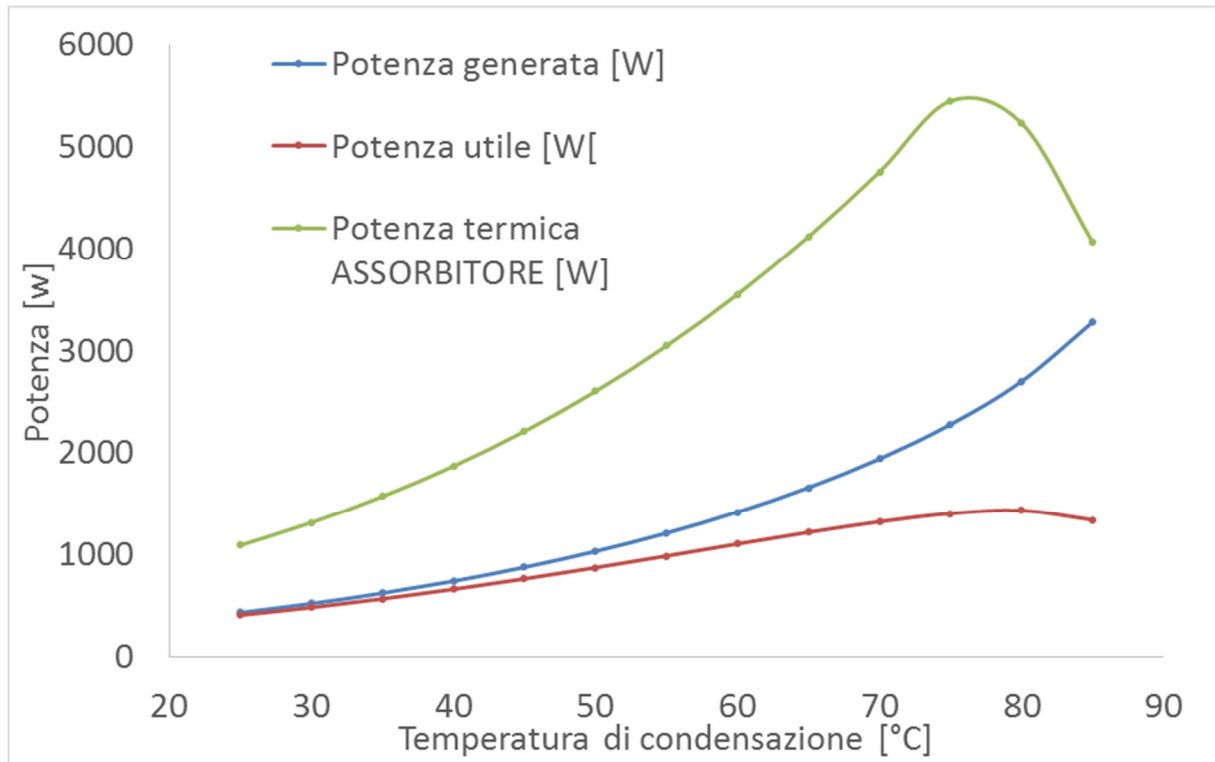


Figura 28: Valori di potenza elettrica generata, utile e termica a temperature tra 80 e 120°C, in funzione della temperatura di condensazione

Il motivo degli andamenti visti è causato principalmente dalla variazione della portata. Lo scroll è una macchina volumetrica e fissato il regime di rotazione e la cilindrata, la portata in massa smaltita dipende dalla densità del fluido in ingresso e quindi dalla pressione. Fissato il rapporto tra le pressioni di lavoro del ciclo, la portata aumenterà all'aumentare della pressione di condensazione del sistema, come è possibile osservare in Figura 29.

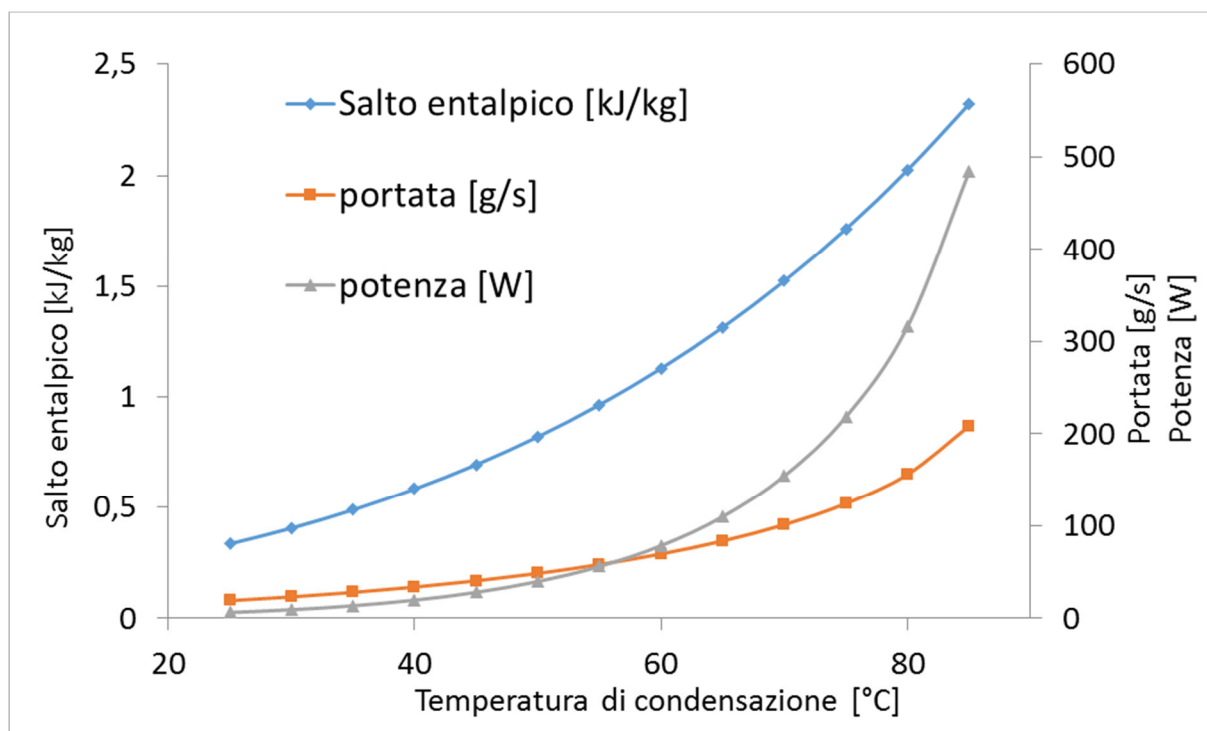


Figura 29: Andamento di salto entalpico del fluido nella fase di compressione, portata e potenza assorbita dal sistema di pompaggio al variare della temperatura di condensazione

In questo grafico è possibile evidenziare anche l'energia specifica richiesta dal fluido nella fase di compressione che aumenta all'aumentare della temperatura di condensazione del sistema. Il risultato è evidenziato nel prodotto tra energia specifica e portata, ovvero la potenza richiesta dalla pompa, che, al lordo del rendimento del sistema di pompaggio, evidenzia un incremento esponenziale all'aumentare della temperatura di condensazione.

L'andamento della potenza richiesta dal sistema di pompaggio è una variabile fondamentale per la valutazione delle prestazioni dell'impianto in quanto determina il valore di potenza massima utile del sistema e pone dei limiti di operabilità. Se si considera anche il rendimento del sistema di pompaggio, con i valori considerati all'inizio della trattazione, si ottiene un dimensionamento del motore elettrico dello stesso ordine di grandezza della potenza ottenibile dal sistema.

Nel grafico in Figura 30 è possibile invece osservare il rendimento elettrico del sistema, al lordo della potenza necessaria all'azionamento della pompa del ciclo

termodinamico, nelle diverse configurazioni considerate al variare della temperatura di condensazione.

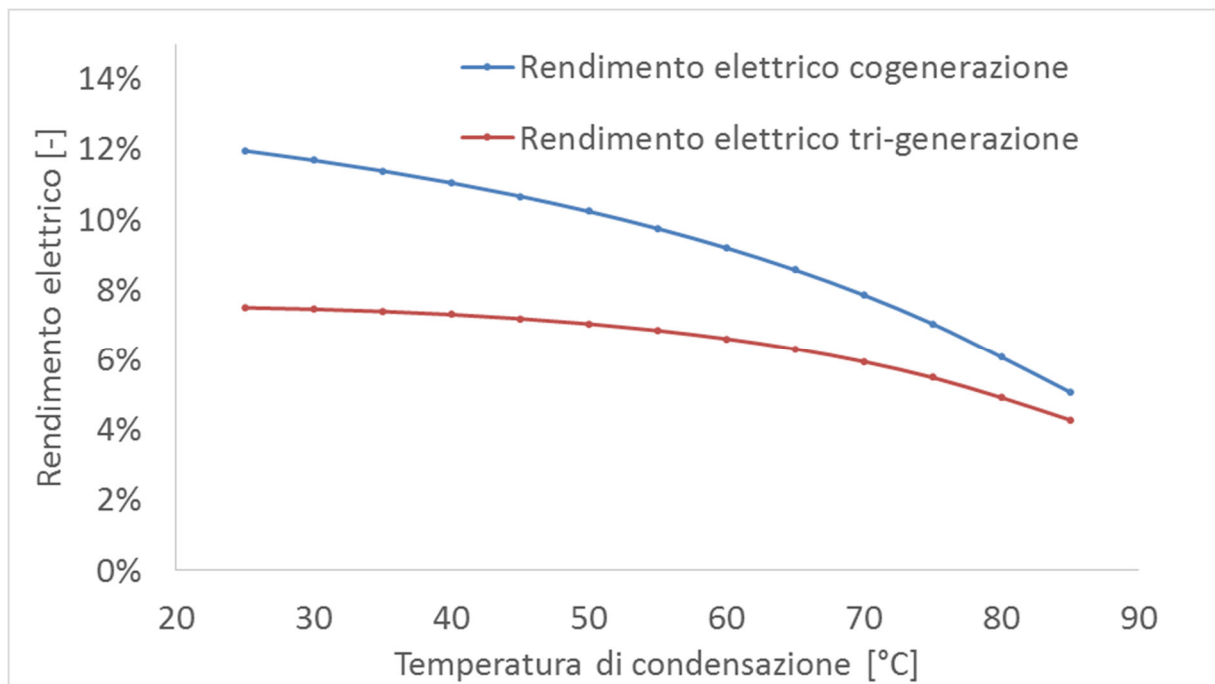


Figura 30: Rendimento elettrico del sistema in assetto rigenerativo e *total power* o tri-generativo

Il rendimento elettrico massimo, atteso dall'esercizio del sistema, si ottiene per la temperatura di condensazione più bassa del sistema e nella configurazione rigenerativa del sistema. I valori di riferimento ottenuti dal modello previsionale sono di 12% per il rendimento elettrico in configurazione cogenerativa e 8% in configurazione *total power*. Considerando nel calcolo anche la potenza necessaria al sistema di pompaggio i valori scendono di qualche punto percentuale.

Componenti dell'impianto prototipo

Il modello fisico-matematico del sistema ha permesso di valutare le condizioni di funzionamento del ciclo termodinamico eseguito con il fluido R245fa. In conseguenza delle valutazioni numeriche sono stati effettuati i dimensionamenti dei componenti e sono stati cercati dei prodotti già presenti sul mercato compatibili con le specifiche definite. Per la caratterizzazione dell'impianto sono stati scelti dei sensori specifici monitorati da un software di acquisizione dati appositamente sviluppato per l'applicazione.

Nei paragrafi seguenti verranno individuati e descritti tutti i componenti necessari all'assemblaggio del circuito termodinamico. I componenti commerciali individuati sono stati scelti in ragione di esperienze di progetti simili reperite nella letteratura scientifica e tramite adeguata validazione sperimentale dedicata per componenti specifici che hanno richiesto una verifica preliminare.

Pompa di alimentazione

La pompa di alimentazione è stata scelta di tipo volumetrico a palette. Questo tipo di pompa rappresenta un ottimo compromesso tra costo e prestazioni sia in termini di portata che di prevalenza. La scelta è ricaduta su un prodotto disponibile in commercio realizzato dall'azienda N.U.E.R.T. di Pordenone. In particolare è stato scelto il modello PRG 9.

Alcuni test sperimentali preliminari sono stati svolti su una pompa a palette a trascinamento meccanico, che solo dopo opportune modifiche alla guarnizione sull'albero motore, è risultata idonea a garantire la tenuta, soprattutto durante la fase di riempimento dell'impianto con il fluido di lavoro, in cui è richiesta una condizione di vuoto. Per evitare problemi di tenuta è stata scelta la stessa pompa nella versione con albero motore trascinato da un accoppiamento magnetico. Questa soluzione garantisce di svincolarsi dai problemi dovuti alla guarnizione meccanica, ma limita la coppia trasmissibile dai magneti e quindi la prevalenza realizzabile con il dispositivo. In Figura 31 è possibile osservare la curva portata – prevalenza della pompa selezionata.

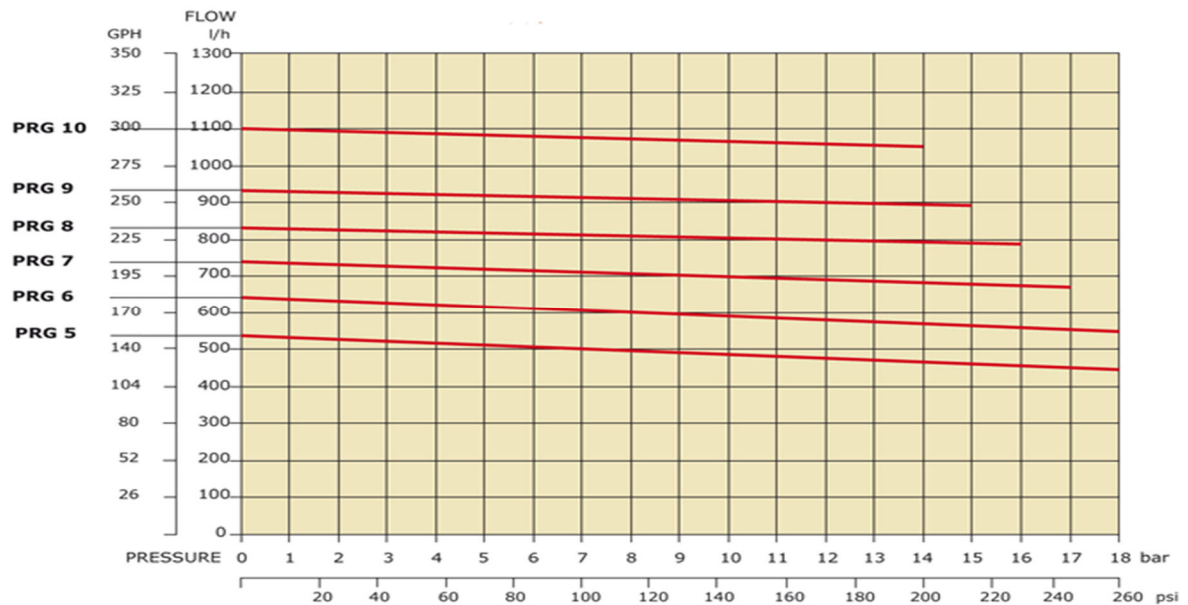


Figura 31: Curva caratteristica della pompa a palette [69]

In Figura 32 è possibile vedere un'immagine della pompa magnetica selezionata ed una vista frontale dello schema meccanico di funzionamento. Il centro di rotazione dell'albero motore della pompa è posizionato eccentricamente rispetto al centro del vano di lavoro. Le palette in grafite sono libere di muoversi in canali radiali realizzati sull'albero motore, vengono spinte a battuta con il vano di lavoro dalla forza centrifuga generata dalla rotazione e trascinano il fluido dall'aspirazione alla mandata in un percorso con volumetria decrescente.

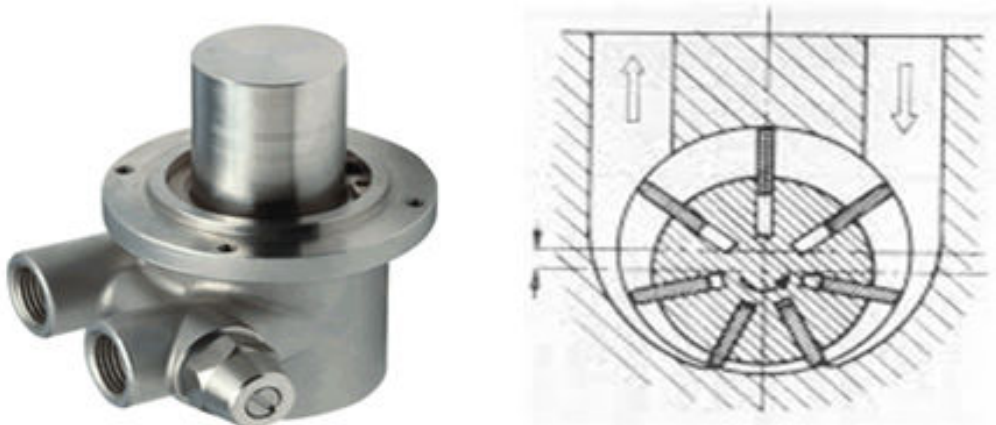


Figura 32: Immagine della pompa a trascinamento magnetico e schema meccanico di funzionamento

La pompa è azionata da un motore elettrico asincrono trifase con avvolgimenti a 4 poli magnetici e potenza nominale di 1100 W. La gestione del motore avviene attraverso un inverter comandabile tramite segnali in tensione con valore di potenza massima di 1,5 kW.

Dall'analisi di diverse esperienze descritte in studi reperiti in letteratura scientifica (ad es. [40]) è emerso che le pompe maggiormente utilizzate in questo tipo di impianto sono del tipo a membrana. La pompa a palette impiegata e testata fornisce prestazioni paragonabili con un costo sensibilmente inferiore.

Scambiatori di calore

I componenti che garantiscono gli scambi di calore all'interno del sistema e del sistema con l'esterno sono gli scambiatori di calore. Per il prototipo di impianto sono stati impiegati degli scambiatori a piastre Figura 33. Questi garantiscono un'elevatissima superficie di scambio termico, pur rimanendo estremamente compatti nella volumetria esterna.

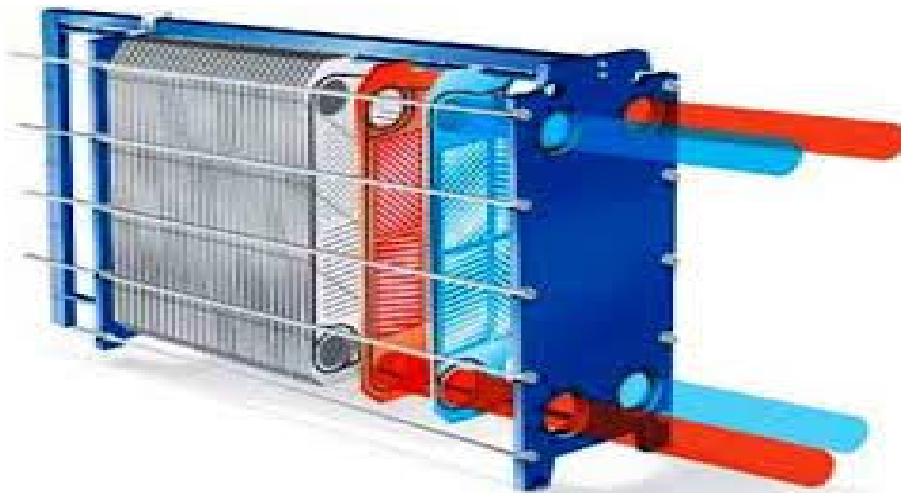


Figura 33: Esempio di scambiatore a piastre

Gli scambiatori sono stati dimensionati, in termini di potenza termica, in funzione delle condizioni di funzionamento più gravose previste durante la fase di modellazione numerica e analisi parametrica del sistema. Questi risultano sicuramente sovradimensionati rispetto alla grande maggioranza delle condizioni di funzionamento in cui il sistema è in

grado di operare, a maggior ragione se valutati anche i coefficienti di sicurezza applicati al dimensionamento dall'azienda fornitrice.

Le caratteristiche degli scambiatori di calore utilizzati per la realizzazione dell'impianto sono riportati in Tabella 4.

Tabella 4: Caratteristiche degli scambiatori di calore utilizzati

	RIGENERATORE	EVAPORATORE	CONDENSATORE
numero piastre	70	60	52
h [mm]	289	376	287
l [mm]	119	119	117
p [mm]	160	102	128
Area [m ²]	2,11	2,38	1,4
Volume [m ³]	2,07	1,28	1,58
Potenzialità [kW]	10,58	26,28	51,72

Collegamenti circuitali

I componenti scelti per la realizzazione del circuito termodinamico sono stati collegati tra loro tramite un piping di tipo ibrido.

Per i collegamenti degli scambiatori di calore e della strumentazione di misura sono stati utilizzati dei collegamenti rigidi con tecnologia Press-Fit visibili in Figura 34.



Figura 34: Collegamenti rigidi Press-Fit e modalità di montaggio con deformazione del giunto

Questo tipo di collegamento, grazie alla deformazione del giunto sul tubo con interposizione di un'apposita guarnizione, garantisce la tenuta a vuoto e in pressione fino a

40 bar con temperature fino ai 150°C [70]. Inoltre, alcuni componenti appositamente selezionati permettono di realizzare la connessione, tramite accoppiamento vite-filettatura, sia dei pozzetti necessari al posizionamento dei sensori di temperatura, sia dei sensori di pressione Figura 35. In particolare, per il collegamento dei sensori di pressione nei punti caldi del circuito è stato previsto un tubo di collegamento in rame non coibentato per impedire il surriscaldamento e la rottura del sensore.



Figura 35: Pozzetti per l'inserimento dei sensori di temperatura e di pressione

Il collegamento dei componenti in movimento, pompa ed espansore, è stato realizzato attraverso collegamenti flessibili in tubi di teflon dotati di calza metallica esterna e raccordati alle estremità con giunti filettati. Questi collegamenti sono resistenti fino a temperatura di 200°C e pressioni di esercizio superiori agli 80 bar per tubi di 1 pollice di diametro [70].



Figura 36: Tubi di collegamento flessibili in PTFE con calza metallica

Il notevole vantaggio ottenuto con l'impiego di tubi flessibili, oltre all'incremento dei margini di sicurezza su pressione e temperatura introdotti per il collegamento dei componenti critici, è indubbiamente di riuscire ad ottenere uno smorzamento vibrazionale del circuito. Questo accorgimento ha permesso di evitare la trasmissione diretta di vibrazioni da parte dei componenti in movimento evitando il ripetersi di continue rotture dei collegamenti rigidi.

Sistemi accessori per il funzionamento

Una volta realizzato il prototipo con la componentistica descritta, sono stati individuati anche i sistemi ausiliari necessari alla realizzazione dei test sperimentali. Nei prossimi paragrafi saranno descritti tutti i sistemi accessori utilizzati durante la campagna sperimentale.

Sorgente termica ad alta temperatura

La sorgente termica ad alta temperatura è stata individuata nel generatore di vapore elettrico da 60 kW di potenza visibile in Figura 37. Questo, attraverso dei pressostati che regolano l'accensione delle resistenze elettriche inserite all'interno del recipiente, permette la regolazione su diversi valori di pressione e di conseguenza di stabilire diverse temperature della sorgente termica.



Figura 37: Generatore di vapore elettrico Thermindus

La distribuzione dell'acqua ad alta temperatura avviene tramite una pompa di circolazione ed un circuito a loop chiuso sull'evaporatore dell'ORC. Il generatore, nelle

massime condizioni operative, è in grado di erogare 1,2 kg/s di vapore a 180°C alla pressione di 15 bar.

Sorgente termica a bassa temperatura

Il calore ceduto dal ciclo a bassa temperatura nella fase di condensazione viene ceduto ad un sistema di dissipazione a doppio circuito, parzialmente visibile in Figura 38.



Figura 38: Circuito di dissipazione a doppio loop

Un circuito chiuso intermedio riceve il calore dal condensatore dell'impianto ORC e lo cede ad uno scambiatore a piastre. Nel secondario di quest'ultimo, una pompa spinge dell'acqua proveniente da una vasca di circa 10 m³ di volume che funge da riferimento per la minima temperatura di condensazione. Grazie all'utilizzo di opportune valvole di ricircolo sul loop chiuso, azionate da un controllo PID comandato da una termocoppia, è possibile ottenere diversi valori di temperatura di ritorno dell'acqua di condensazione.

Questo tipo di controllo permette di poter regolare la bassa pressione dell'impianto ORC e di investigare diverse modalità di funzionamento. Ad esempio, è possibile innalzare la pressione di condensazione dell'impianto fino ad ottenere valori di temperatura di

condensazione utili ad applicazioni cogenerative, oppure descrivere il comportamento dell'espansore per diversi valori di rapporto di espansione.

Gestione dell'energia elettrica generata

Durante l'esercizio dell'impianto il generatore elettrico accoppiato all'espansore produce energia elettrica che deve essere smaltita per permettere il funzionamento del sistema ed evitare rotture dell'espansore. In particolare, è da sottolineare che attraverso la gestione dei parametri elettrici è possibile effettuare la regolazione dell'espansore, in termini di numero di giri, ed intervenire su alcuni parametri caratteristici del ciclo termodinamico.

In Figura 39 è possibile vedere uno schema del sistema di resistenze elettriche collegate in parallelo ed azionate da interruttori utilizzate per la regolazione dell'espansore.

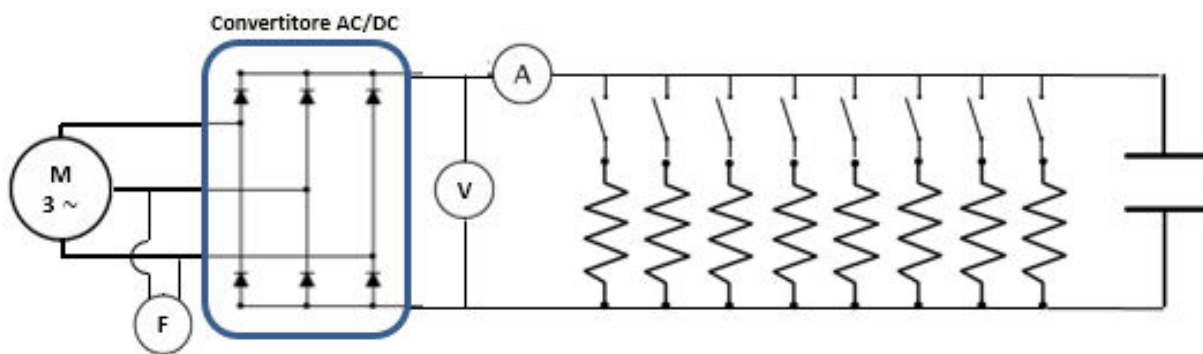


Figura 39: Carico elettrico utilizzato e schema di funzionamento

Il generatore elettrico accoppiato allo SCROLL è dotato di un magnete permanente a quattro coppie polari e genera una corrente trifase con forma d'onda di tipo trapezoidale e frequenza proporzionale al numero di giri della macchina Figura 40. Durante dei test preliminari effettuati utilizzando dell'aria compressa, è stata determinata la caratteristica elettrica del generatore. Con i risultati è stato possibile progettare il sistema di dissipazione adeguato alla regolazione della macchina.

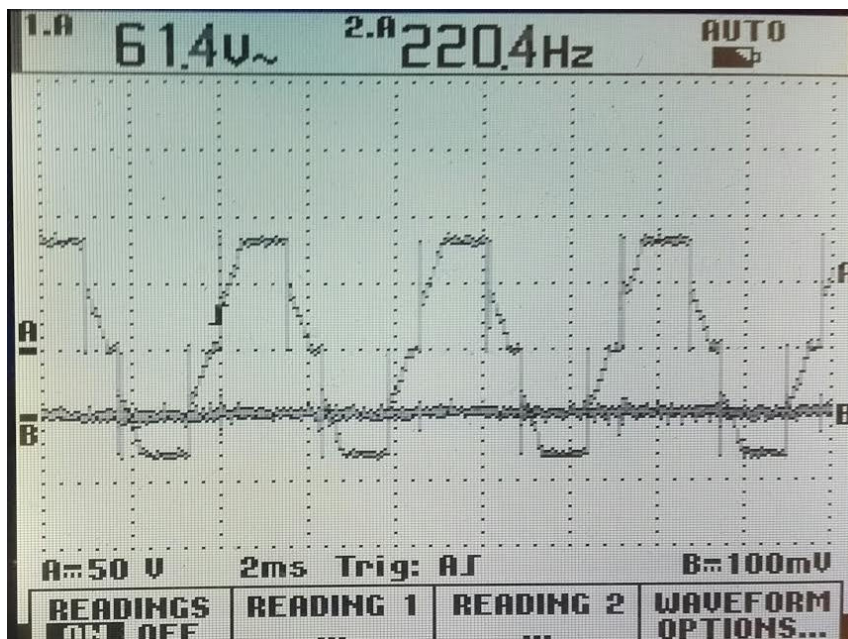


Figura 40: Analisi della forma d'onda in uscita dal generatore elettrico

Il sistema di regolazione allestito prevede una trasformazione da corrente alternata trifase a corrente continua monofase, tramite un raddrizzatore a doppia semionda. Nella parte in corrente alternata avviene la misura della frequenza e della tensione tra due fasi. Nella parte a corrente continua viene effettuata la misura di tensione ed è presente un condensatore in parallelo al carico elettrico al fine di stabilizzare la tensione. Una serie di interruttori permettono l'inserimento progressivo di resistenze in parallelo che riducono la resistenza equivalente del circuito con l'effetto di richiedere un maggior valore di corrente (coppia meccanica) dal generatore elettrico e, quindi, rallentarne la velocità di rotazione.

La regolazione dei parametri elettrici permette non solo di effettuare i test sperimentali con un discreto margine di sicurezza sulle possibilità di rottura dell'espansore e di sperimentare diverse condizioni di esercizio, ma consente di effettuare agevolmente la lettura della potenza generata, il calcolo dei rendimenti e di intervenire repentinamente sulle condizioni di funzionamento dell'impianto.

Dispositivo di gestione del carico elettrico

Durante lo svolgimento dei test sperimentali, prendendo esempio dai dispositivi utilizzati negli inverter eolici e dalla tecnologia ferroviaria, è stato ideato e messo a punto un sistema

di regolazione fine del carico applicato al generatore elettrico. Il sistema visibile in Figura 41 e schema di principio in Figura 42 è costituito da un regolatore manuale logaritmico, da una scheda Arduino, da un Mosfet e da un driver.

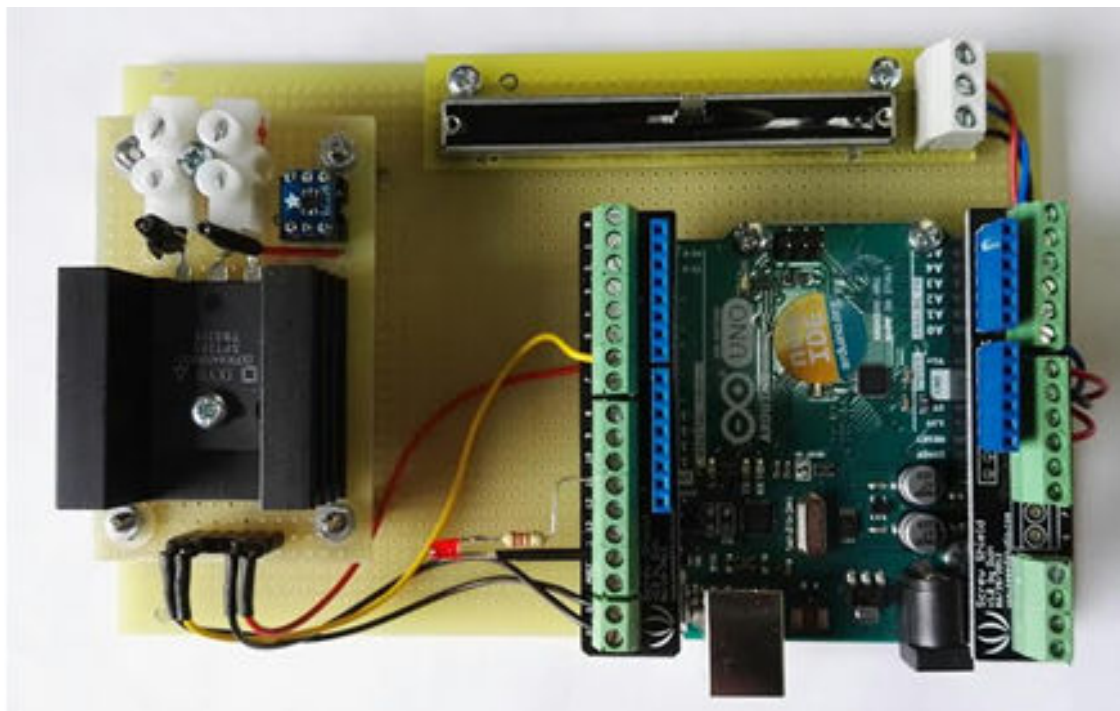


Figura 41: Dispositivo elettronico di controllo del carico elettrico imposto all'espansore

Il dispositivo elettronico è posto in serie al carico di resistenze elettriche e permette di effettuare la regolazione fine del valore di resistenza del circuito attraverso l'azionamento a frequenza variabile di un interruttore. La variazione della frequenza di azionamento dell'interruttore varia il valore della resistenza apparente del circuito elettrico, vista dal generatore. In questo modo è possibile impostare un valore di resistenza del circuito dal valore minimo, valore nominale di tutte le resistenze poste in parallelo, al valore massimo, definito in funzione della minima frequenza di azionamento dell'interruttore chopper.

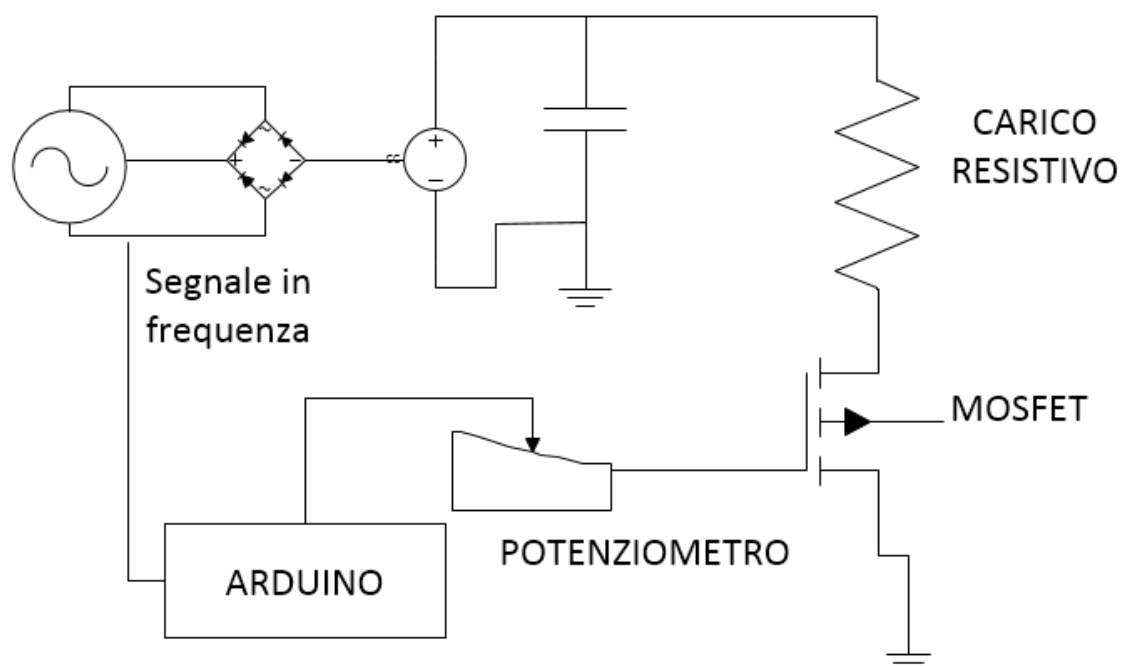


Figura 42: Schema del circuito elettronico

Attraverso l'utilizzo di una scheda programmabile Arduino è stato possibile implementare un sistema di controllo automatico, azionato da un controllo sulla lettura della frequenza di rotazione dell'espansore. Grazie a questo dispositivo è stato possibile effettuare dei test a velocità costante dell'espansore al variare delle condizioni termodinamiche del sistema e delle altre variabili come la pressione di condensazione e la velocità di rotazione della pompa.

Sistema di acquisizione dati

Il monitoraggio delle grandezze fisiche di interesse è stato realizzato attraverso l'opportuna scelta e posizionamento di sensori nei vari punti di ciclo del prototipo. La gestione del sistema e l'acquisizione e il salvataggio dei dati è avvenuto attraverso un software specifico appositamente sviluppato per l'applicazione.

Sensori di misura e acquisitori

Gli strumenti utilizzati per il monitoraggio del ciclo termodinamico sono sensori di temperatura, pressione e portata. Per quanto riguarda i parametri elettrici sono presenti strumenti per la misura della corrente, della frequenza e della tensione. Gli acquisitori utilizzati sono un PLC Compact-Rio 9074 della National Instruments con relative schede di acquisizione per i diversi segnali provenienti dai sensori, un HP Agilent 34970A e un adattatore GPIB/LAN 488.2 della National Instruments. Inoltre, sono stati utilizzati due analizzatori di rete prodotti da Socomec un Diris A40 per monitorare tensione, corrente, frequenza e potenza in uscita dal generatore elettrico e un Countis E50 per monitorare la potenza impiegata per l'alimentazione della pompa di circolazione.

In Figura 43 e Figura 44 sono disponibili le immagini dei sensori e degli acquisitori utilizzati, mentre in Tabella 5 è presente la descrizione con le specifiche caratteristiche di accuratezza di misura.



Figura 43: Sensori di misura utilizzati



Figura 44: Acquisitori utilizzati

Tabella 5: Descrizione dei sensori di misura utilizzati

Sensore di portata (Micro Motion)	• Sensore massico a effetto Coriolis • Uscita 4-20 mA • Accuratezza 0,5% f.s. • Campo di misura 0,25 kg/s
Sensori di temperatura (Tersid)	• Termoresistenze RTD 1/3 DIN • Accuratezza 0,08-0,29°C @ 0-180°C
Sensori di pressione (Barksdale)	• Sensore a membrana • Accuratezza 0,25% f.s. • Campo di misura 16 – 40 bar gauge
Tensione AC (HP Agilent)	• Acquisitore 34970A • Accuratezza 0,002% v.m.
Tensione DC (HP Agilent)	• Acquisitore 34970A • Accuratezza 0,002% v.m.
Frequenza (HP Agilent)	• Acquisitore 34970A • Accuratezza 0,002% v.m.
Corrente (LEM)	• Sensore a effetto Hall • Accuratezza 0,2% f.s. • Campo di misura 15 A rms

Software di gestione e acquisizione dati

Il software di gestione ed acquisizione dati è stato sviluppato appositamente per l'applicazione. La programmazione è stata effettuata in ambiente Labview 2012. Il programma ha caratteristiche come:

- Collegamento con gli acquisitori di segnale tramite la realizzazione di una sottorete ethernet
- Gestione Real- Time delle variabili del sistema
- Salvataggio dei dati acquisiti durante i test sotto forma di file excel
- Visualizzazione in forma grafica delle caratteristiche termodinamiche del sistema e della loro evoluzione dinamica
- Elaborazione dei dati con strutture statistiche per ottenere una valutazione preliminare dei parametri di valutazione del sistema (rendimento elettrico, rapporto di espansione, etc.)
- Controlli manuali di alcune variabili del sistema (carico elettrico e velocità di rotazione della pompa di alimentazione)
- Possibilità di implementazione di controlli automatici sulle variabili del sistema (temperatura di condensazione, numero di giri della pompa di alimento, etc.) in funzione delle condizioni di lavoro del sistema, dopo l'elaborazione di opportune logiche di ottimizzazione.

Una caratteristica fondamentale del software sviluppato è la possibilità di visualizzare Real-Time le proprietà termodinamiche del fluido di lavoro e di valutare il ciclo termodinamico svolto dal sistema riportato su diagrammi termodinamici Temperatura – Entropia, Pressione – Entalpia e Entalpia – Entropia. La valutazione delle caratteristiche termodinamiche di entalpia e entropia sono state valutate a partire dai valori misurati di temperatura e pressione grazie ad un'interfaccia dinamica con le librerie delle proprietà del fluido contenute nel programma REFPROP, un database di dati termodinamici e proprietà di trasporto dei fluidi elaborato da NIST (National Institute of Standard and Technology).

In Figura 45 è possibile osservare il pannello di controllo del software sviluppato con i dettagli dei grafici termodinamici sulla destra e dei grafici dell'evoluzione dinamica delle variabili del sistema e degli organi accessori sulla sinistra.

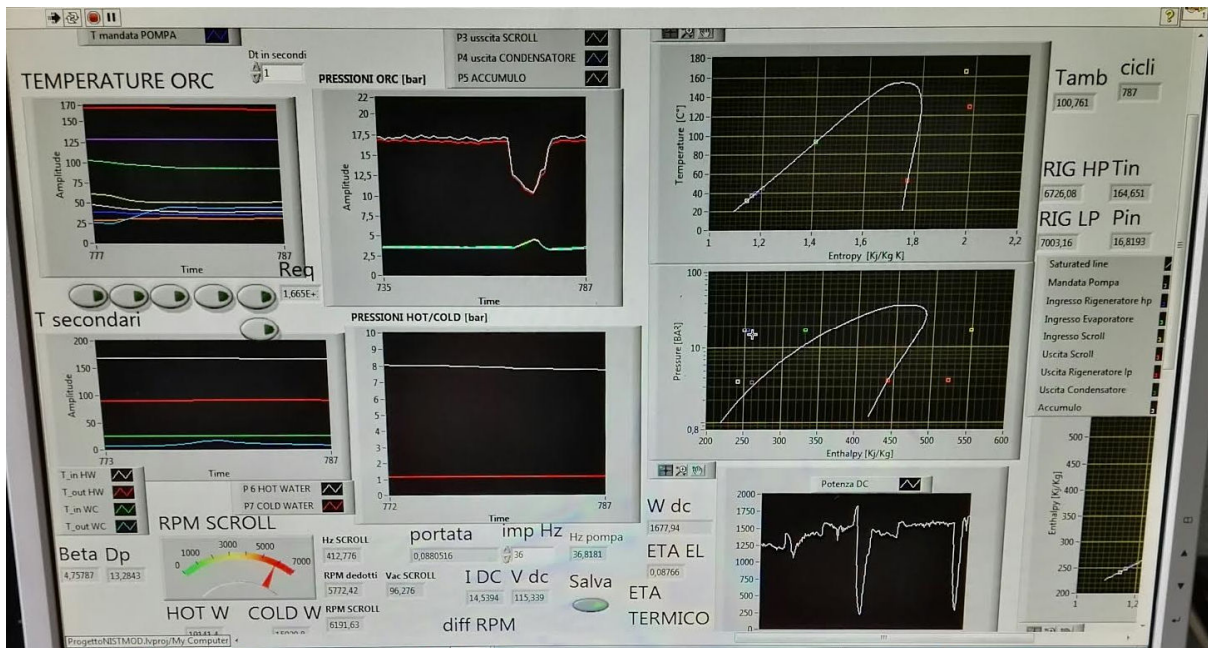


Figura 45: Pannello di controllo del software di acquisizione dati sviluppato

Allestimento del sistema per i test sperimentali

I componenti descritti sono stati assemblati per realizzare l'impianto prototipo. In Figura 46 è visibile uno schema del sistema in cui è rappresentato il sistema di misura con il posizionamento dei sensori di monitoraggio e controllo, il sistema di controllo e i circuiti principale e i secondari.

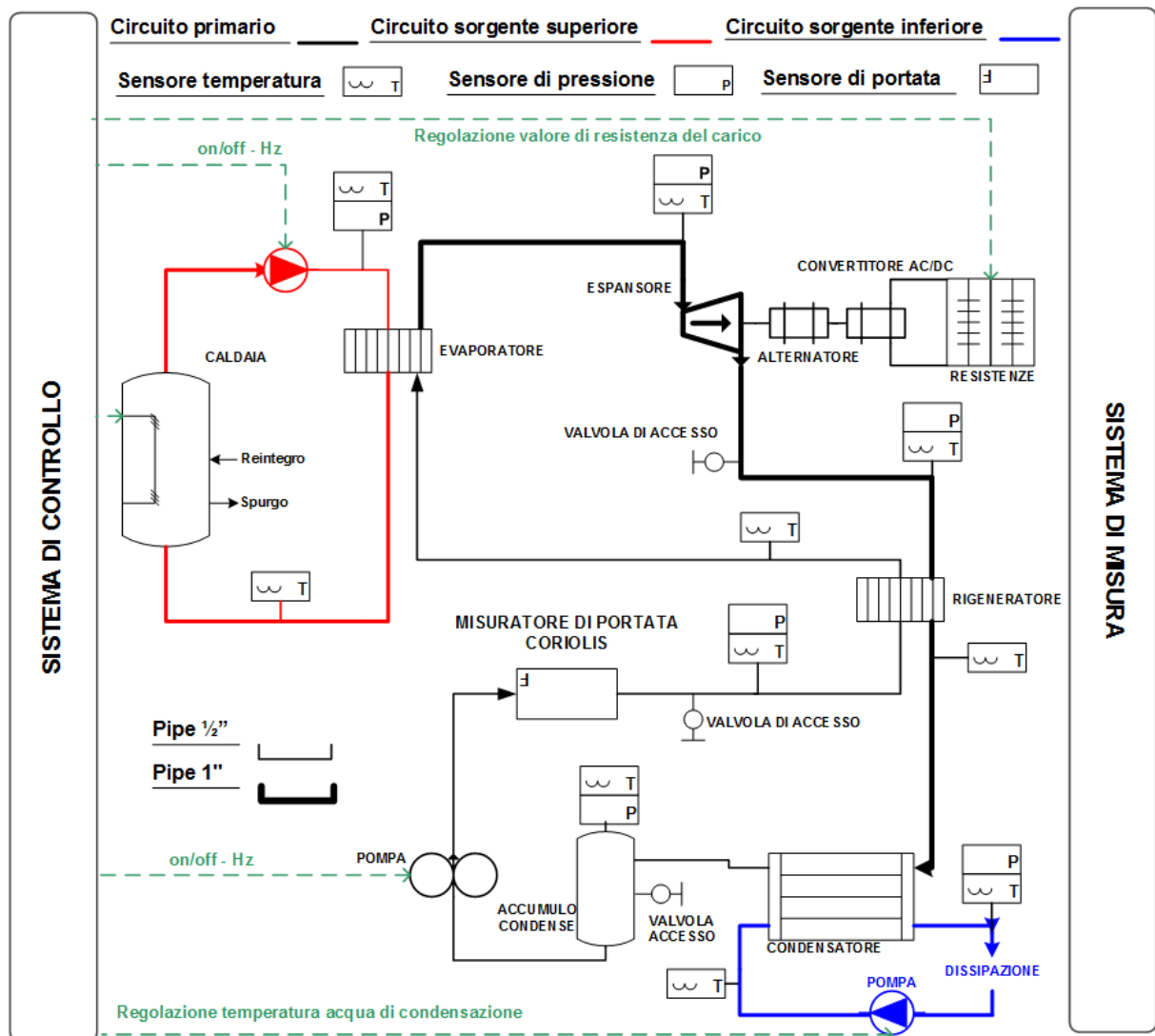


Figura 46: Schema dell'impianto realizzato

I collegamenti elettrici sono stati realizzati su due quadri elettrici distinti per quanto riguarda i collegamenti di potenza ed i collegamenti di segnale e misura, in modo da impedire disturbi di linea sui segnali generati dai sensori dovuti, principalmente, all'utilizzo di inverter di potenza.

Prove sperimentali

Prove preliminari

Lo sviluppo del prototipo di impianto è passato tramite lo svolgimento di test preliminari mirati alla verifica della componentistica utilizzata. Il ciclo termodinamico deve avvenire in un circuito ermetico in assenza di aria con pressioni massime di 25 bar. Per questo motivo si è reso necessario testare il circuito realizzato in pressione e sotto vuoto, essendo già noto il comportamento dei collegamenti utilizzati grazie ad una precedente indagine sperimentale effettuata nell'ambito della realizzazione e studio della prima versione del prototipo 0.

Inoltre, è stato caratterizzato elettricamente il generatore della macchina effettuando un test specifico dell'espansore alimentato con aria compressa.

Caratterizzazione generatore con aria compressa

L'espansore scroll è di tipo ermetico e all'interno del suo case contiene l'alternatore che converte l'energia meccanica dell'albero motore in energia elettrica. Per una gestione più comoda della potenza elettrica erogata, è stato utilizzato un convertitore AC/DC ed un sistema di resistenze elettriche che fungono da carico.

Lo scopo del test ad aria compressa è stato di caratterizzare il generatore elettrico della macchina in termini di relazione tra il numero di giri e la tensione di uscita. Per questo test sono stati utilizzati:

- Un oscilloscopio per la misura della frequenza dell'onda di tensione in uscita da una delle fasi del generatore elettrico
- Un misuratore di tensione per la misura della tensione tra due fasi del generatore elettrico

I test si sono svolti variando la pressione dell'aria compressa in ingresso e il valore di carico elettrico imposto al generatore, attraverso il valore di frequenza misurato è stato possibile risalire al numero di giri della macchina e mettere in relazione questo valore con la tensione alternata misurata tra due fasi del generatore.

I test svolti, riportati nel grafico in Figura 47, evidenziano una relazione lineare tra le grandezze considerate. Lo scostamento di alcuni punti dalla retta evidenziata con la linea di tendenza è, probabilmente, dovuto ai valori di scorrimento tipici del motore/generatore elettrico asincrono.

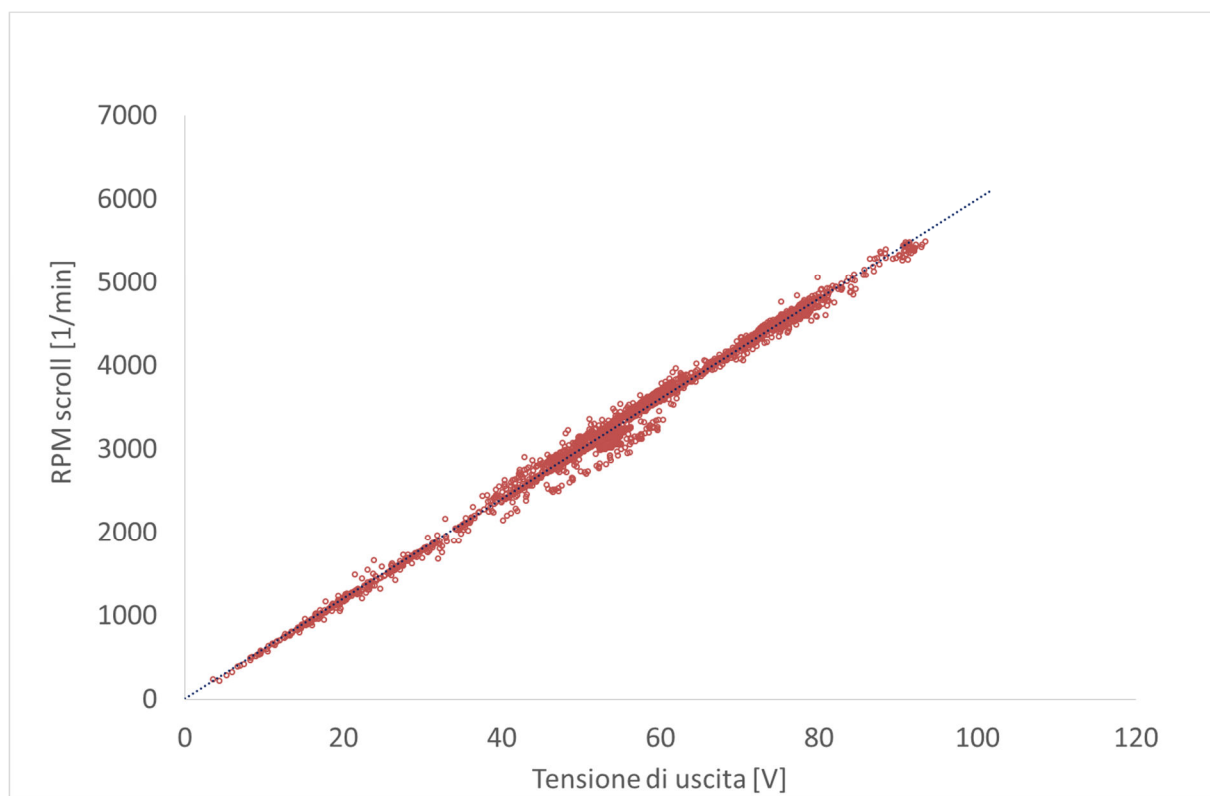


Figura 47: Relazione tra numero di giri del generatore e tensione

Comunque, stimando la velocità di rotazione del generatore attraverso una relazione lineare con la tensione alternata misurata tra due fasi del generatore stesso, l'errore commesso sul numero di giri reale è compreso in un intervallo di $\pm 5\%$. Durante la campagna sperimentale è stata comunque misurata la frequenza dell'onda di tensione generata, ma la relazione con il valore di tensione ha permesso di individuare una variabile

facilmente misurabile e manipolabile per azionare il dispositivo elettronico di controllo del carico elettrico.

Prova in pressione

La prova in pressione è necessaria per verificare il corretto collegamento circuitale del sistema. Nel grafico in Figura 48 è possibile vedere l'evoluzione della pressione all'interno del circuito durante la prova in pressione effettuata sull'impianto appena assemblato. In questa occasione è anche possibile osservare la dipendenza della pressione interna del circuito con la variazione della temperatura ambiente.

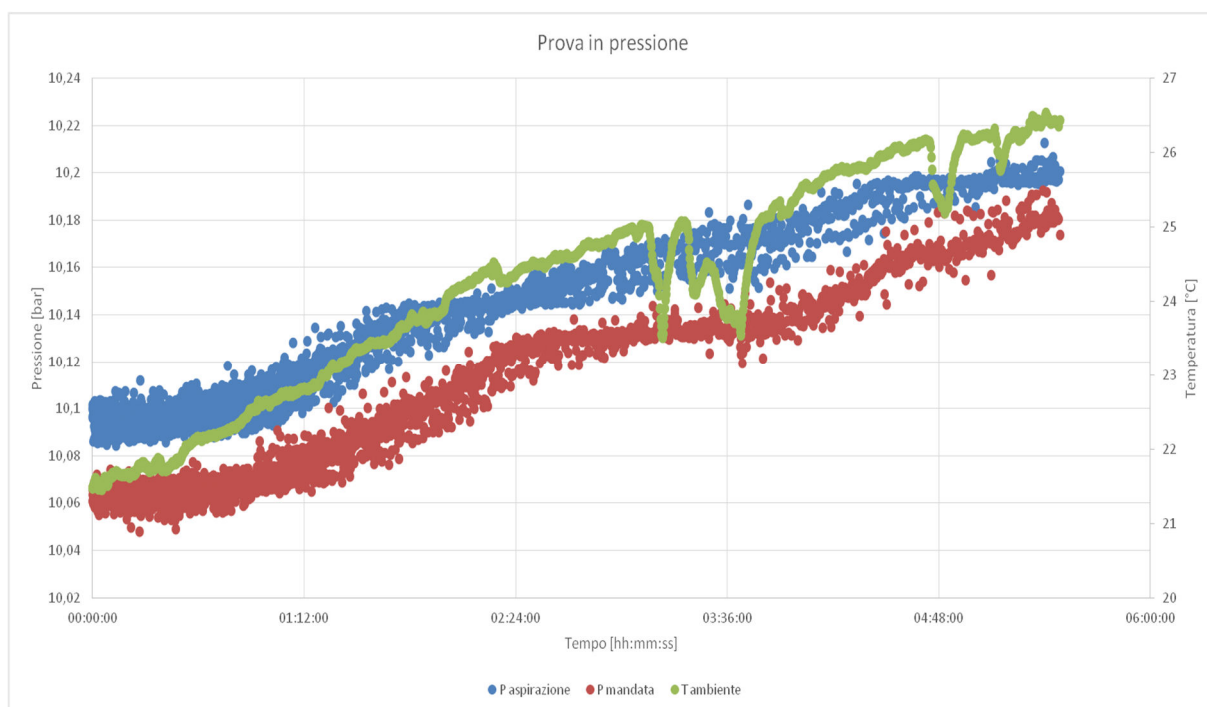


Figura 48: Prova in pressione iniziale

Il test in pressione si rende necessario ogni qualvolta si operi una modifica o si sostituisca un componente dell'impianto. Nel grafico in Figura 49 è osservabile l'evoluzione temporale di una prova in pressione effettuata a seguito dell'inserimento nel circuito di un accumulo di liquido maggiorato, aggiunto per evitare problemi di cavitazione. Il test è svolto su due diversi valori di pressione ed è necessario per l'individuazione di eventuali perdite del sistema nei nuovi collegamenti introdotti. Nel momento in cui non si

verificano perdite è possibile procedere con la prova a vuoto ed il successivo riempimento dell'impianto con il fluido di lavoro.

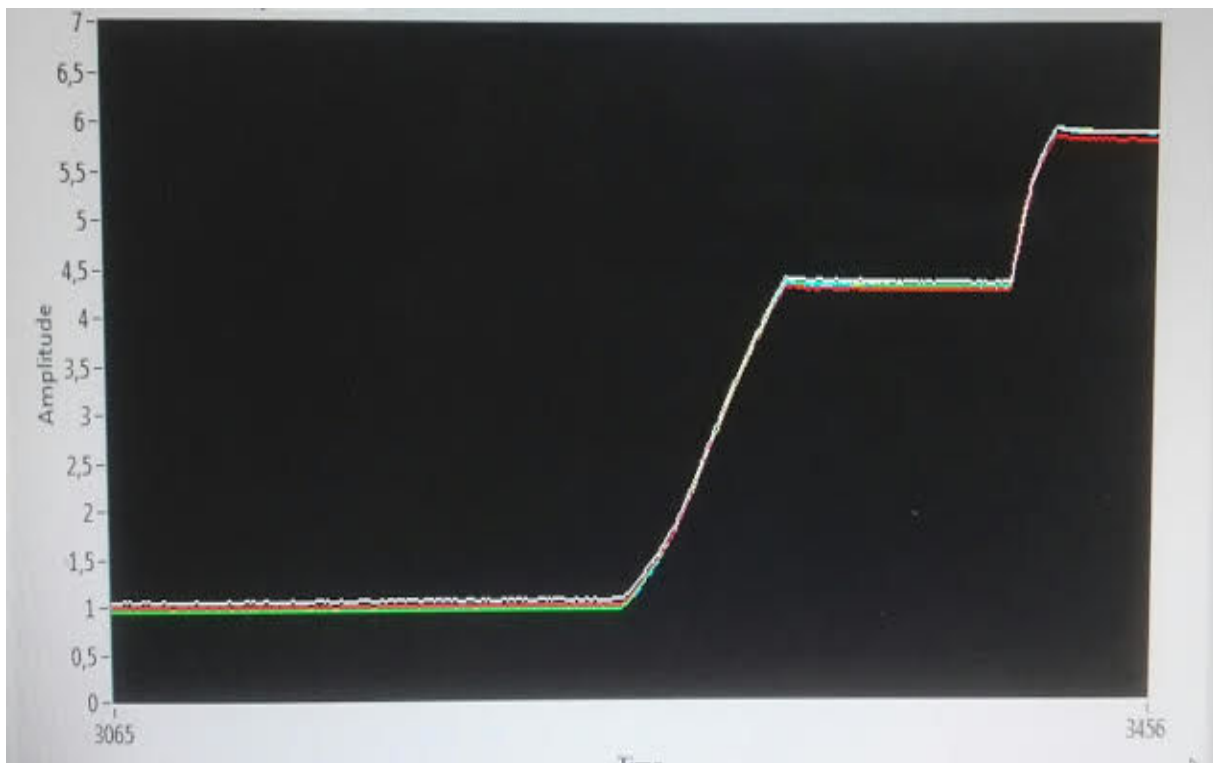


Figura 49: Grafico delle pressioni acquisite durante la prova in pressione del sistema

Prova a vuoto

La prova a vuoto è necessaria per verificare la tenuta dell'impianto alle infiltrazioni di aria dall'esterno. Il fluido di lavoro utilizzato, infatti, non deve essere contaminato e, prima di effettuare il riempimento, il circuito deve essere evacuato per evitare perdite delle proprietà termodinamiche e conseguenti cali di rendimento dell'impianto.

In Figura 50 è rappresentata la prova a vuoto effettuata sull'impianto appena assemblato. Le variazioni che si possono osservare nel grafico rientrano all'interno del margine di incertezza dovuto ai sensori di misura.

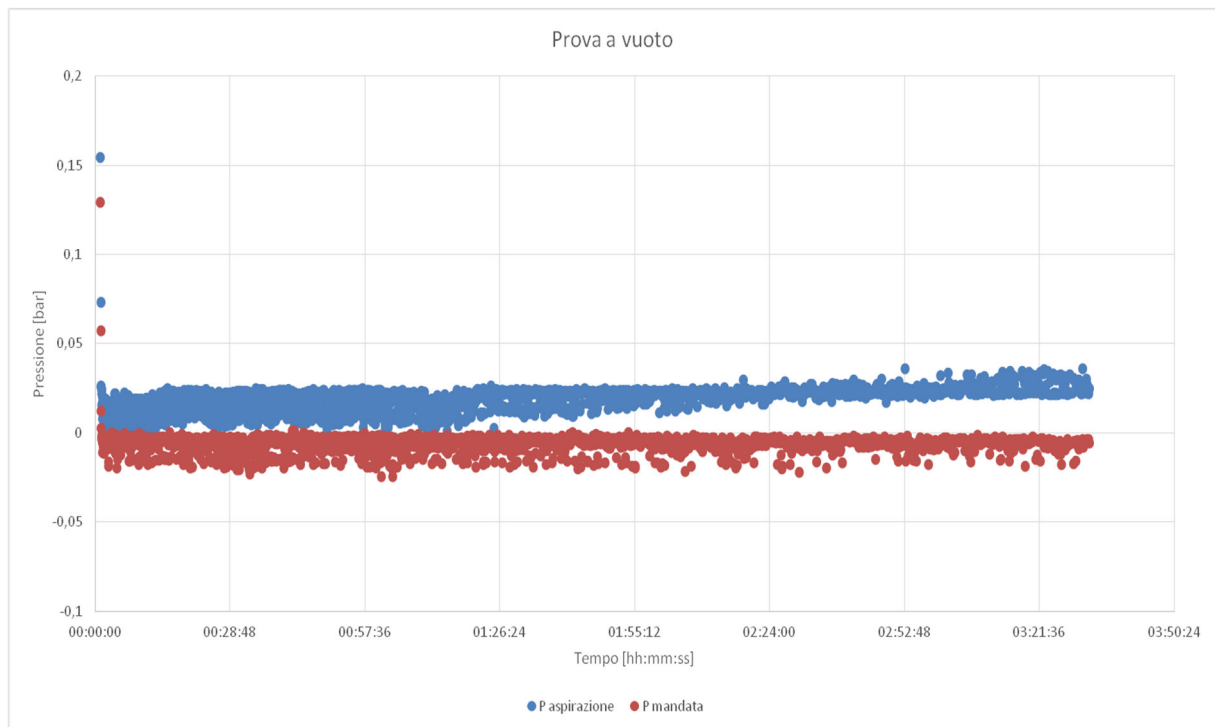


Figura 50: Prova a vuoto iniziale

Anche la prova a vuoto deve essere effettuata ad ogni modifica effettuata sul circuito termodinamico e la verifica della tenuta è condizione necessaria per procedere alla successiva fase di riempimento con il fluido di lavoro.



Figura 51: Grafico delle pressioni acquisite durante la prova a vuoto

In Figura 51 è riportata la prova a vuoto effettuata in occasione di un intervento di manutenzione sull'impianto. Le forti oscillazioni nella parte sinistra del grafico evidenziano i disturbi causati dalla pompa a vuoto ancora accesa, mentre i valori negativi registrati, trattandosi di pressioni assoluta, sono dovuti esclusivamente all'errore commesso dagli strumenti di misura e all'elaborazione del segnale.

Procedura di test

La conduzione dei test ha previsto una procedura che è stata ripetuta per tutta la campagna di prove. Sono state imposte le condizioni di temperatura massima della sorgente superiore e sono stati variati alcuni parametri di funzionamento del ciclo termodinamico (come la frequenza di rotazione della pompa di alimentazione del circuito ed il carico resistivo applicato all'espansore) in modo da verificarne il comportamento ed individuare le prestazioni.

Per prima cosa viene attivato il generatore di vapore che rappresenta la sorgente termica del ciclo termodinamico. Una volta raggiunte le condizioni di temperatura di test vengono attivate le pompe del circuito di dissipazione e solo successivamente azionata la pompa del circuito ORC.

Durante il test le temperature delle sorgenti vengono mantenute costanti e per un dato valore della velocità di rotazione della pompa, viene variato il carico elettrico resistivo per investigare il comportamento dell'impianto per diverse velocità di rotazione dell'espansore.

Nel grafico in Figura 52 è possibile osservare un esempio di test in cui è possibile vedere la temperatura massima del fluido e la velocità di rotazione dello scroll per diversi valori di velocità di rotazione della pompa del circuito ORC. La scala dell'asse secondario è stata impostata a 1000°C per evitare la sovrapposizione dei dati e consentire la lettura del grafico.

La variazione del carico resistivo ha l'effetto di far variare la velocità di rotazione dell'espansore e descrivere diversi punti di funzionamento del sistema. Alcuni risultano stabili, con dei transitori che si esauriscono in alcuni minuti, altri sono condizionati da forti variazioni dei parametri caratteristici del sistema e dall'instaurarsi di fenomeni di oscillazione che impediscono il raggiungimento delle condizioni di regime.

Il grafico scelto per rappresentare una prova caratteristica, sebbene non esaustivo delle condizioni di test realizzate, presenta qualitativamente tutte le caratteristiche descritte. Le condizioni di funzionamento presentate nel capitolo dedicato all'analisi dei risultati sono soltanto quelli per cui è stato possibile realizzare delle condizioni di test stabili.

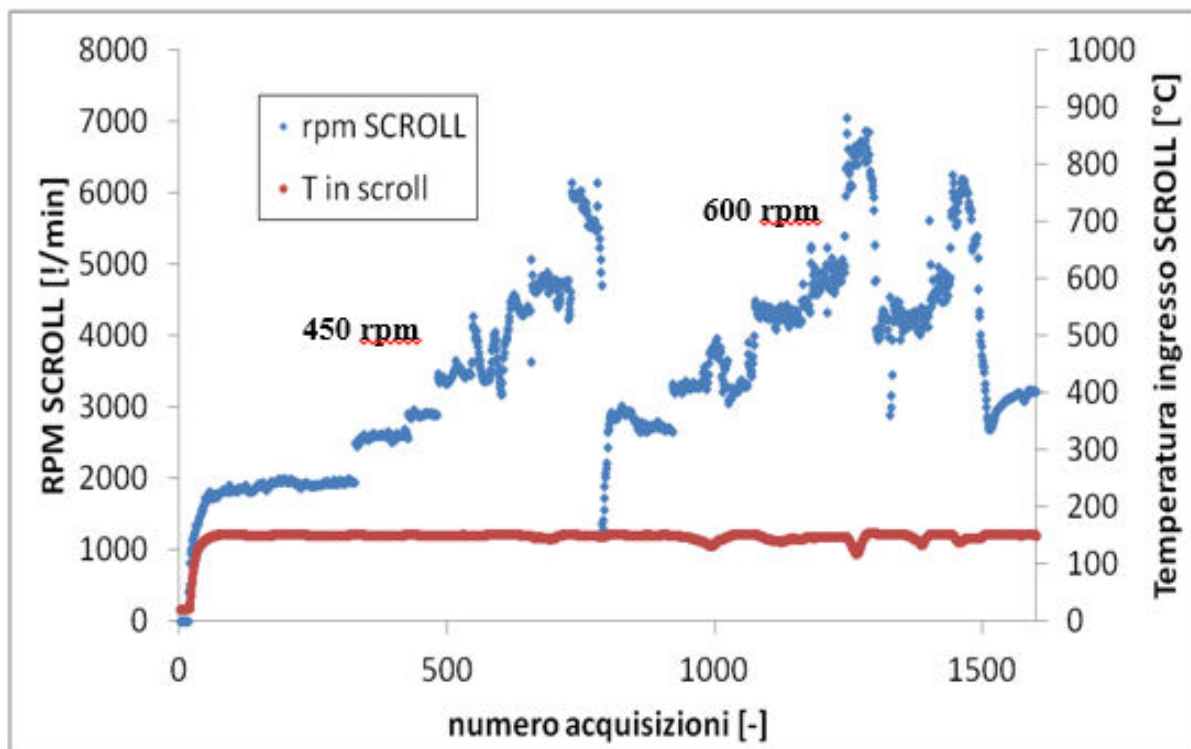


Figura 52: Esempio di test

Riduzione dati

I dati acquisiti durante i test sperimentali sono stati elaborati e valutati secondo dei parametri statistici. Come primo passo, sono stati individuati degli intervalli di funzionamento in cui i valori delle grandezze caratteristiche non subivano variazioni eccessive. La stabilità di ogni punto di funzionamento è stata valutata calcolando, per i valori acquisiti nell'intervallo selezionato, la media, la deviazione standard e l'errore percentuale, dato dal rapporto tra deviazione standard e valore medio.

Il punto di funzionamento è stato accettato per la successiva fase di riduzione e valutazione dei parametri prestazionali solo se l'errore percentuale ha individuato una variazione dei dati acquisiti nell'intervallo considerato inferiore al 5%. Il punto di funzionamento è stato quindi definito come media dei valori registrati per ogni grandezza nell'intervallo selezionato.

Parametri prestazionali

Per la valutazione energetica del sistema è stato necessario riferirsi a parametri prestazionali che permettono di scalare i risultati anche in funzione di valori adimensionali per individuare delle strategie di gestione mirate all'ottimizzazione degli output desiderati.

La trattazione riprende gli esempi reperiti in letteratura scientifica ed elencati nella descrizione dell'espansore, da [53] a [61] ed è stata diversificata in funzione di due diverse strategie di conduzione del sistema:

- Rigenerazione interna al ciclo, il calore sensibile del fluido in uscita dall'espansore viene ceduto al fluido pompato verso l'evaporatore attraverso uno scambiatore interno al ciclo termodinamico;
- *Total power* o Tri-generazione, il calore sensibile in uscita dall'espansore viene utilizzato in un processo in cascata al ciclo termodinamico fino alla temperatura di 80°C e successivamente impiegato nello scambiatore rigenerativo fino alla temperatura di condensazione.

Rendimento elettrico del sistema

Il rendimento elettrico del sistema è definito come il rapporto tra il valore di potenza utile generata dall'impianto e il calore necessario all'evaporazione del fluido in ingresso allo scroll. Questo parametro è condizionato dalla configurazione impiantistica in quanto, a parità di potenza elettrica utile generata dal sistema, la quantità di calore in ingresso al ciclo termodinamico sarà superiore nella configurazione tri-generativa.

$$\eta_E = \frac{P_{Eu}}{P_{T-evap}} \quad \text{Eq. 1}$$

Rapporto di espansione

Il rendimento di espansione è un parametro adimensionale dato dal rapporto tra la pressioni di esercizio del sistema (pressione di evaporazione e di condensazione) ed è un parametro fondamentale per scalare le grandezze del sistema e le prestazioni dell'espansore.

$$\beta = \frac{P_{evap}}{P_{cond}} \quad \text{Eq. 2}$$

Rendimento complessivo dell'impianto

Il rendimento complessivo dell'impianto è definito come il rapporto tra tutti gli effetti utili ottenuti dall'esercizio dell'impianto e la potenza termica necessaria in ingresso all'impianto.

$$\eta_{tot} = \frac{P_{Eu} + P_{th\ cond} + P_{th\ gc}}{P_{T-evap}} \quad \text{Eq. 3}$$

Il rendimento complessivo dell'impianto considera gli effetti utili termici con lo stesso peso di quello elettrico ed è variabile con la configurazione di impianto in quanto la presenza o meno della rigenerazione interna al ciclo modifica sensibilmente il valore di potenza termica necessaria all'evaporatore e azzerava l'effetto utile del calore recuperato ad alta temperatura dal raffreddamento dei gas in uscita dall'espansore.

Rendimento isentropico espansore

Il rendimento isentropico è un valore utile a confrontare diversi tipi di tecnologie applicabili per la conversione energetica di energia termica in energia elettrica e mette in evidenza le irreversibilità durante la trasformazione di espansione del fluido di lavoro.

$$\eta_{is} = \frac{P_{Eg}}{\dot{m}_f * (h_{in} - h_{out\ is})} \quad \text{Eq. 4}$$

Rendimento volumetrico espansore

Il rendimento volumetrico dell'espansore, o coefficiente di riempimento, è il rapporto tra la portata smaltita misurata sull'impianto e la portata teorica smaltibile dallo scroll al regime di rotazione e densità del fluido in ingresso misurati durante i test.

$$\lambda_{vol} = \frac{\dot{m}_f * 60}{\rho_{f\ in} * cil * RPM} \quad \text{Eq. 5}$$

Questo parametro evidenzia i trafiletti di fluido attraverso le tenute meccaniche della macchina e dà una misura del lavoro non ottenuto da una parte di fluido per il quale si è comunque spesa dell'energia termica per il riscaldamento e l'evaporazione.

Analisi dei risultati

L'analisi dei risultati ha portato alla caratterizzazione del sistema e dei singoli componenti.

Nella prima parte dell'analisi è presentata la caratterizzazione dello scroll mettendo in evidenza i risultati in funzione della caratteristica volumetrica della macchina utilizzata come espansore. Successivamente, sono presentati i parametri prestazionali dell'impianto nel suo complesso.

I dati sono presentati in funzione del numero di giri dell'espansore e del rapporto di espansione.

Nel primo caso è opportuno precisare che i risultati devono essere differenziati per diverse velocità di rotazione della pompa di alimentazione, in quanto, al variare di questa grandezza, si ottengono differenti caratteristiche del sistema (pressioni, portata, prevalenza) a parità di altre grandezze (velocità di rotazione dell'espansore, potenza elettrica generata, temperatura massima di ciclo).

L'espressione in funzione del rapporto di espansione permette di esprimere le prestazioni della macchina in funzione di un parametro adimensionale. In questo modo è possibile ottenere valori confrontabili anche per prove realizzate in condizioni di esercizio sostanzialmente diverse.

Nella trattazione vengono riportati dei grafici che aiutano a comprendere l'incertezza di misura sui dati presentati causati dalla propagazione degli errori. Per quanto riguarda la modalità di calcolo delle incertezze si rimanda all'appendice A del lavoro, in cui viene

accennata la teoria della propagazione degli errori nella catena di misura e viene riportato un esempio specifico di calcolo per una condizione di funzionamento registrata.

Caratterizzazione espansore

La caratterizzazione dell'espansore è avvenuta attraverso la valutazione di due parametri fondamentali che descrivono le prestazioni di funzionamento del componente:

- il rendimento isentropico
- il coefficiente di riempimento o rendimento volumetrico.

Rendimento isentropico

Il rendimento isentropico è la caratteristica termodinamica che mette in evidenza la qualità di conversione energetica svolta dalla macchina. Nella trattazione viene analizzata la variazione di questo parametro prestazionale da due diversi punti di vista:

- Dimensionalmente, in funzione del numero di giri dell'espansore stesso, con analisi separata per diverse velocità di rotazione della pompa di alimentazione del sistema;
- Adimensionalmente, in funzione del rapporto di espansione registrato durante le condizioni di esercizio.

In Figura 53 è riportato l'andamento di questa grandezza calcolata nell'elaborazione dei dati sperimentali al variare della velocità di rotazione dell'espansore e per differenti velocità di rotazione della pompa di alimentazione. Il grafico è analogo a quello fornito dal costruttore della macchina, riportato in Figura 23, con il quale è facilmente confrontabile come termine di paragone. È da precisare che la curva caratteristica fornita dal costruttore non riporta tutte le condizioni al contorno dei test dai quali è stata ottenuta.

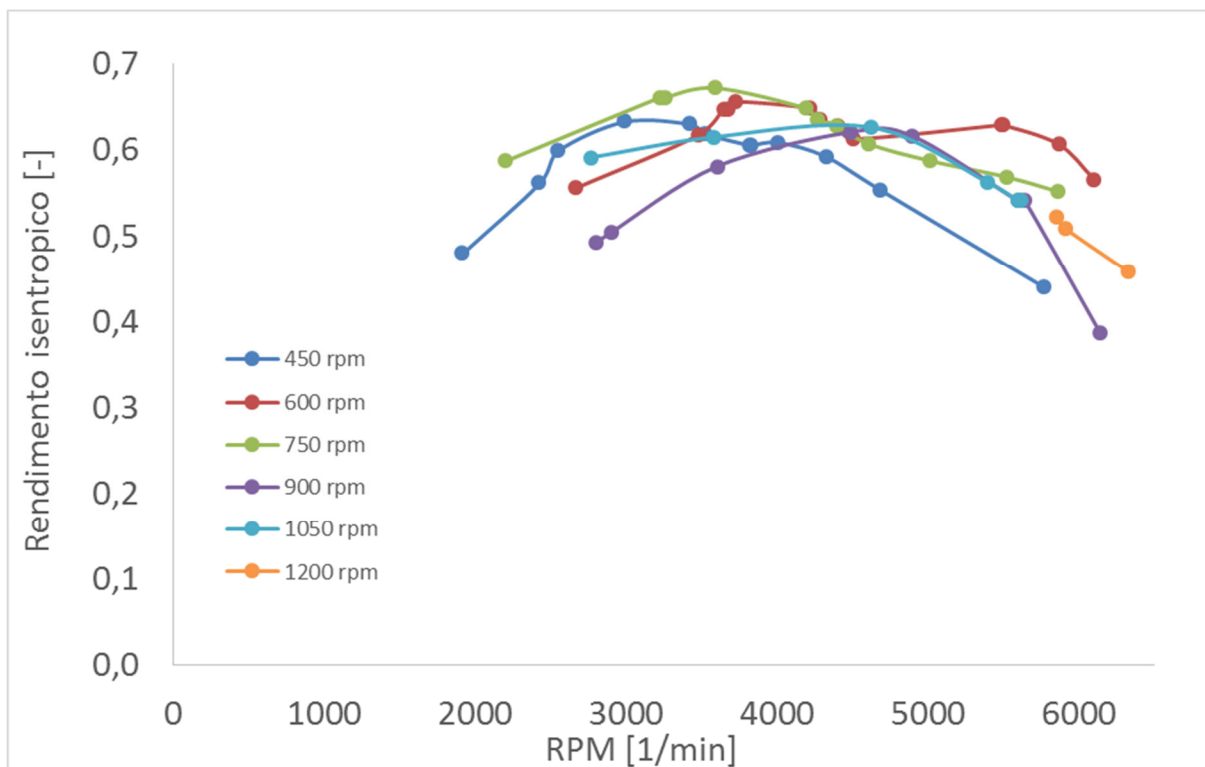


Figura 53: Rendimento isentropico dell'espansore in funzione del regime di rotazione dello scroll, per diverse velocità di rotazione della pompa

A causa della sovrapposizione delle curve il grafico risulta di difficile lettura e per una trattazione più comprensibile degli andamenti è necessario riportare in grafici separati le singole curve corrispondenti a diversi valori di velocità di rotazione della pompa di alimentazione, riportati da Figura 54 a Figura 59.

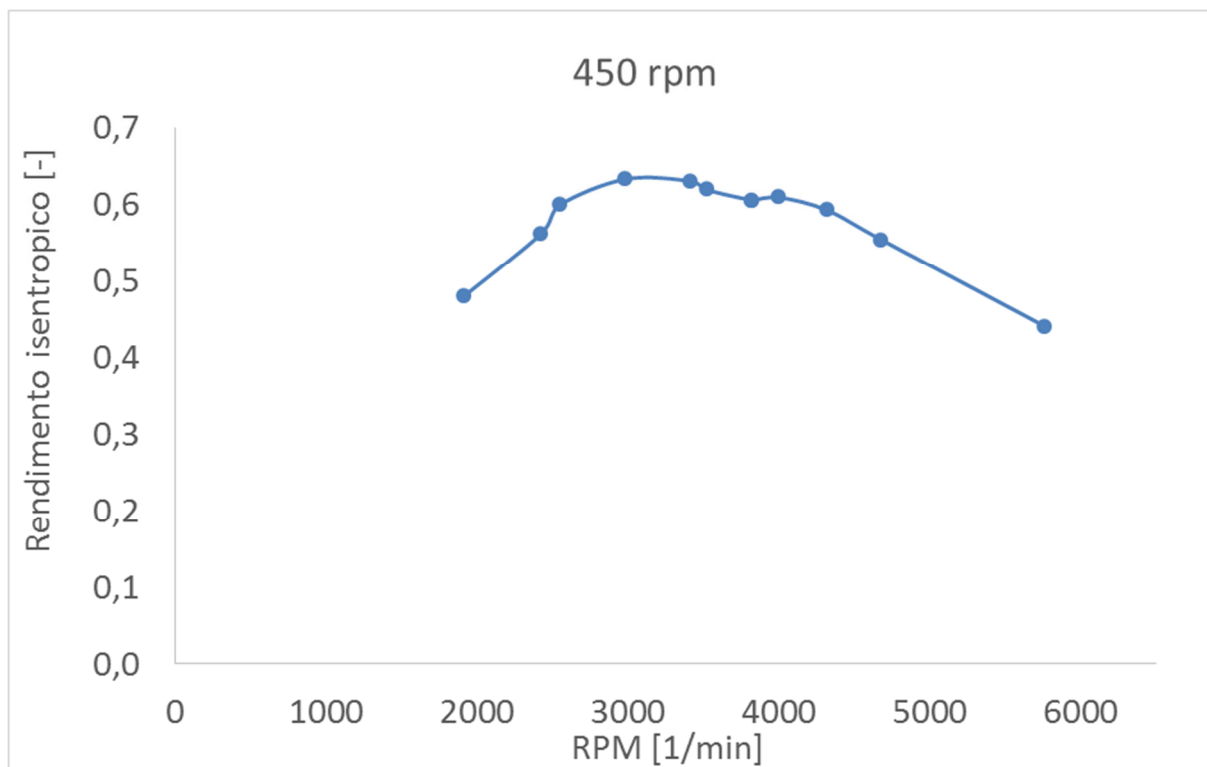


Figura 54: Rendimiento isentropico, pompa 400 rpm

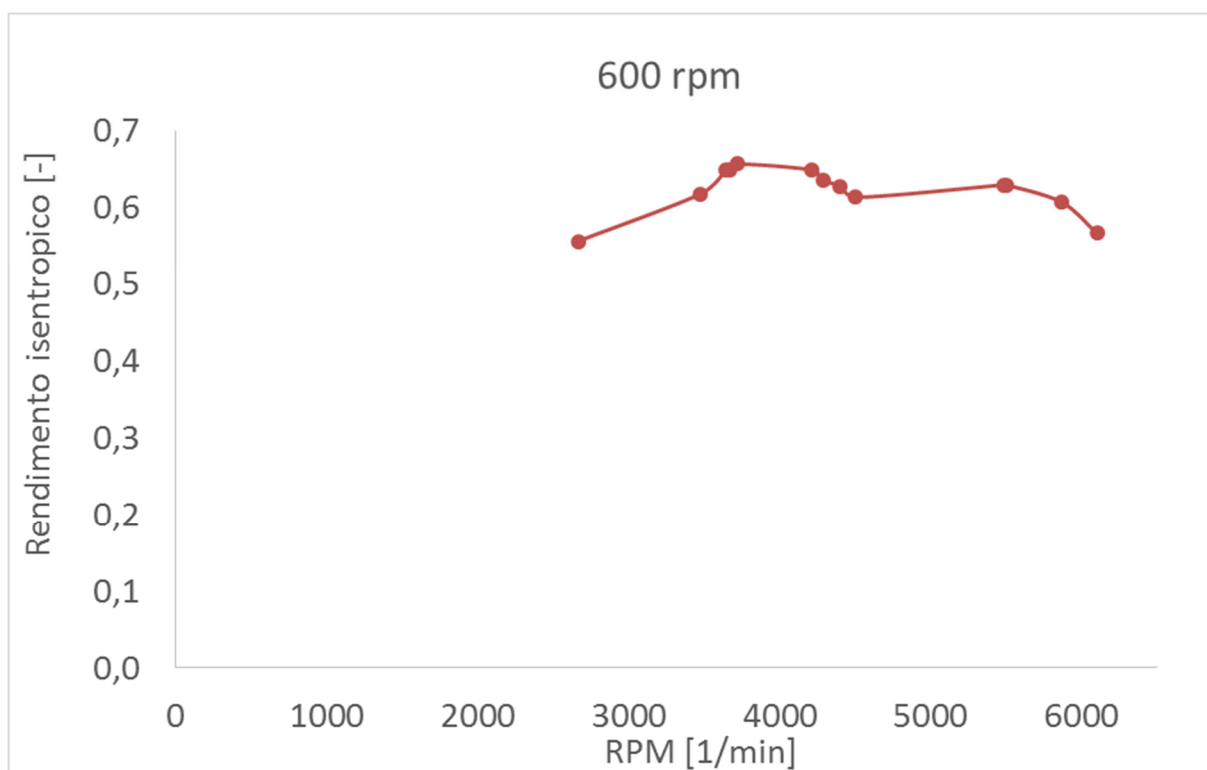


Figura 55: Rendimiento isentropico, pompa 600 rpm

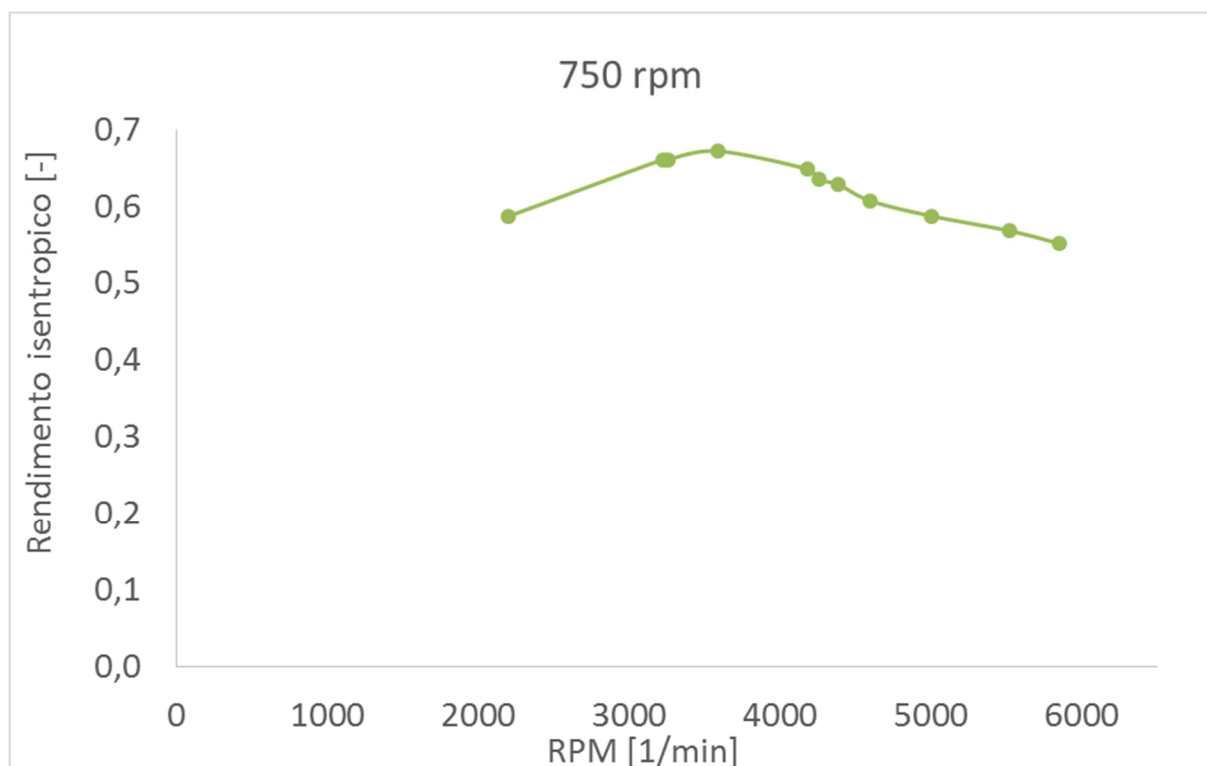


Figura 56: Rendimento isentropico, pompa 7500 rpm

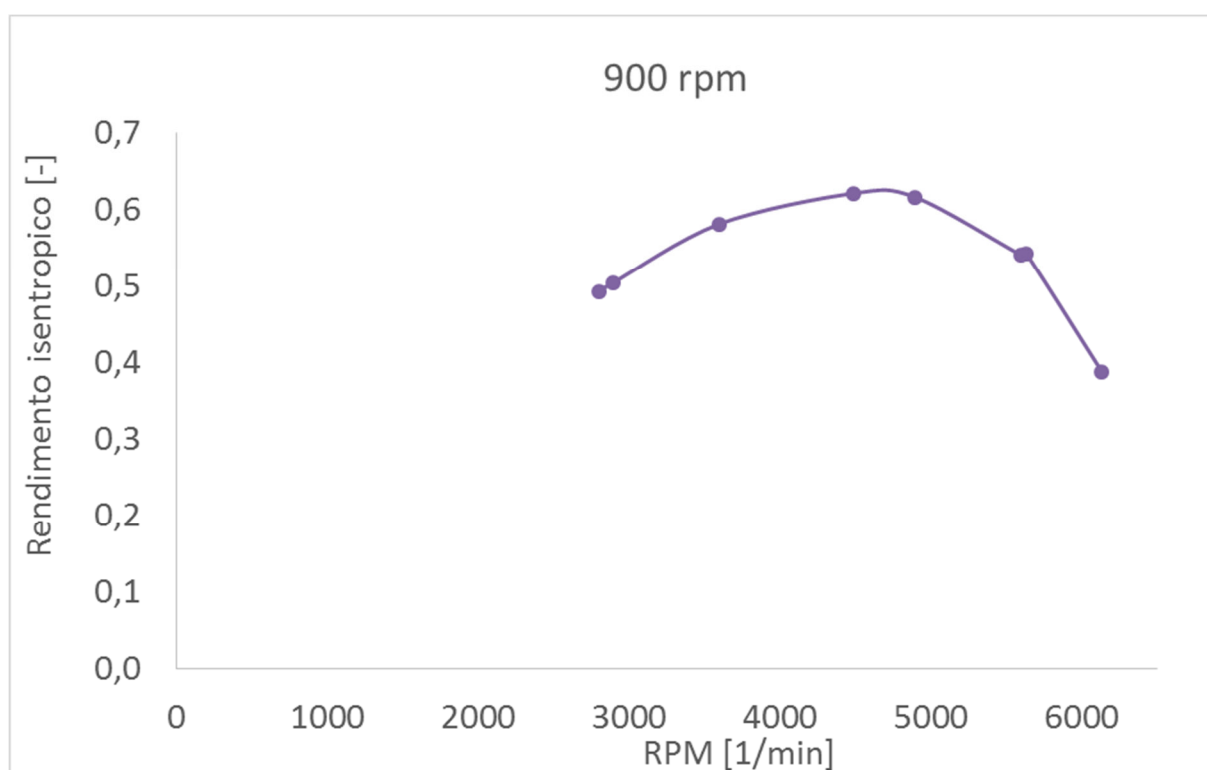


Figura 57: Rendimento isentropico, pompa 900 rpm

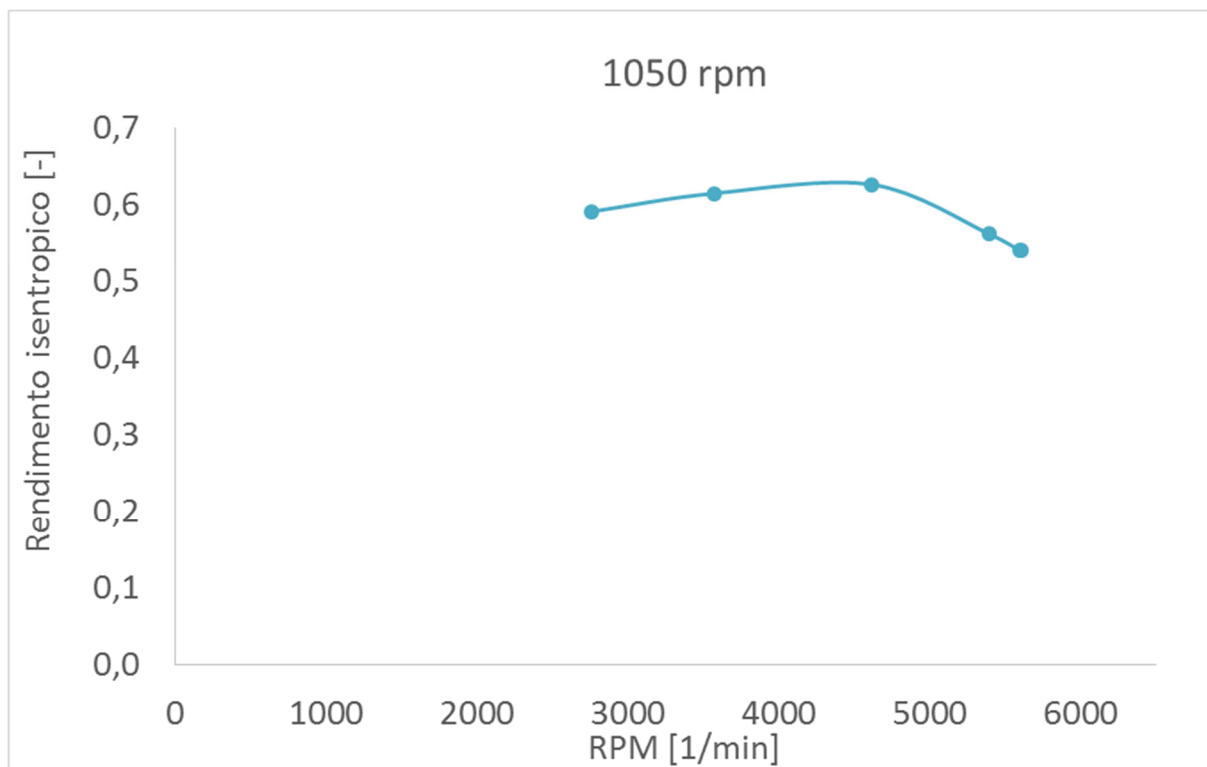


Figura 58: Rendimento isentropico, pompa 1050 rpm

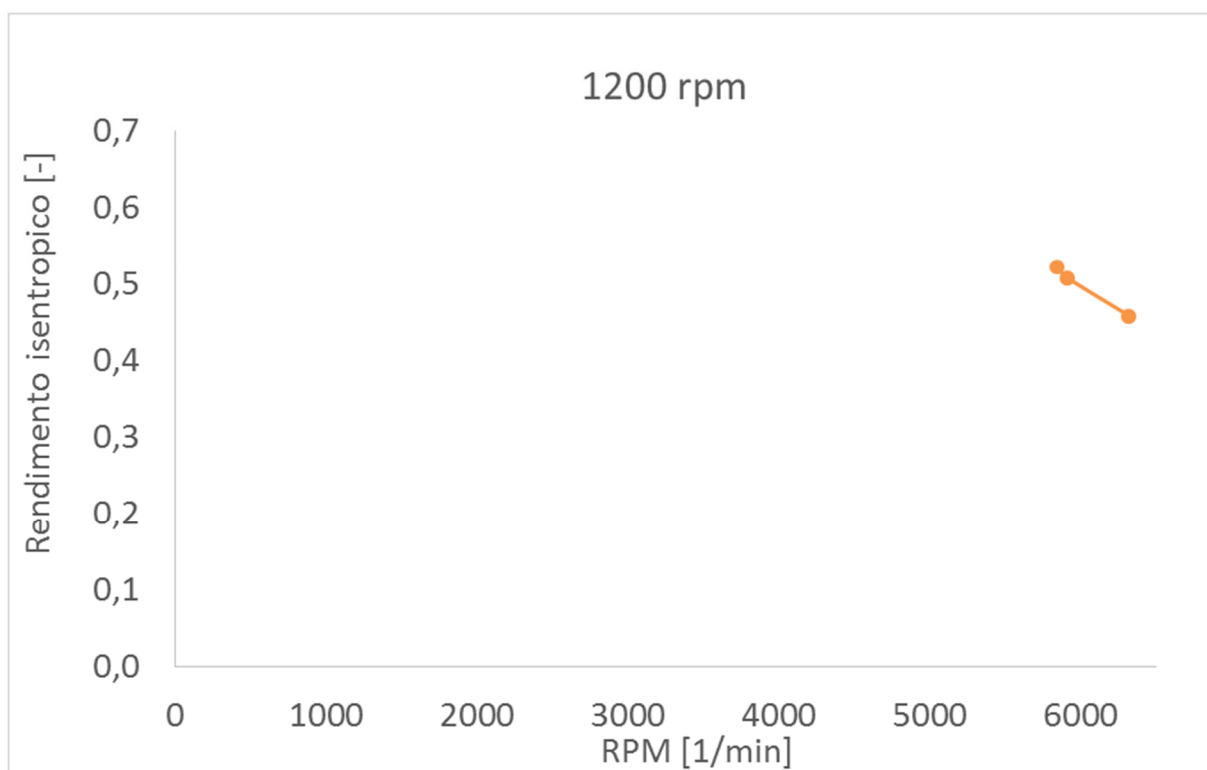


Figura 59: Rendimento isentropico, pompa 1200 rpm

Dall'analisi dei grafici è possibile osservare che al variare della velocità di rotazione della pompa di alimentazione del ciclo ORC le curve di rendimento isentropico hanno andamenti diversi tra loro in quanto cambiano le caratteristiche di portata e prevalenza dell'impianto analizzato.

Il grafico relativo alla configurazione con velocità di rotazione della pompa di 1200 rpm presenta un numero limitato di punti di funzionamento in quanto durante l'esercizio non è stato possibile investigare tutto il campo di funzionamento del sistema per questa configurazione.

Il valore massimo di rendimento isentropico ottenuto è lo stesso impostato nello studio numerico del sistema e, soprattutto, è confrontabile con i valori ottenuti in diversi studi pubblicati in letteratura scientifica, da [59] a [62].

Il confronto con il grafico di Figura 23 fornito dal costruttore della macchina denota una discreta affinità delle curve di rendimento isentropico al variare del numero di giri. Dal confronto emerge che le curve ottenute per diverse configurazioni di test e quella fornita dal costruttore sono simili sia per valori massimi di rendimento isentropico raggiunto dalla macchina, sia per andamento al variare del regime di rotazione. Non è possibile effettuare un confronto sistematico in quanto non sono note tutte le condizioni al contorno con cui è stata ottenuta la curva fornita dal costruttore.

Qualitativamente, le curve individuano sempre un massimo di rendimento isentropico con valori di circa 65%. L'analisi degli andamenti dà indicazioni sulla possibilità di esercizio del sistema in diverse configurazioni per ottenere il massimo rendimento di conversione energetica in funzione della disponibilità di energia termica in ingresso al ciclo termodinamico. Infatti, il calore richiesto dal ciclo cresce linearmente con la portata, come è possibile osservare nel grafico in Figura 60, e quest'ultima, in prima approssimazione, dipende linearmente dalla velocità di rotazione della pompa di alimentazione del ciclo ORC, come è possibile osservare in Figura 61.

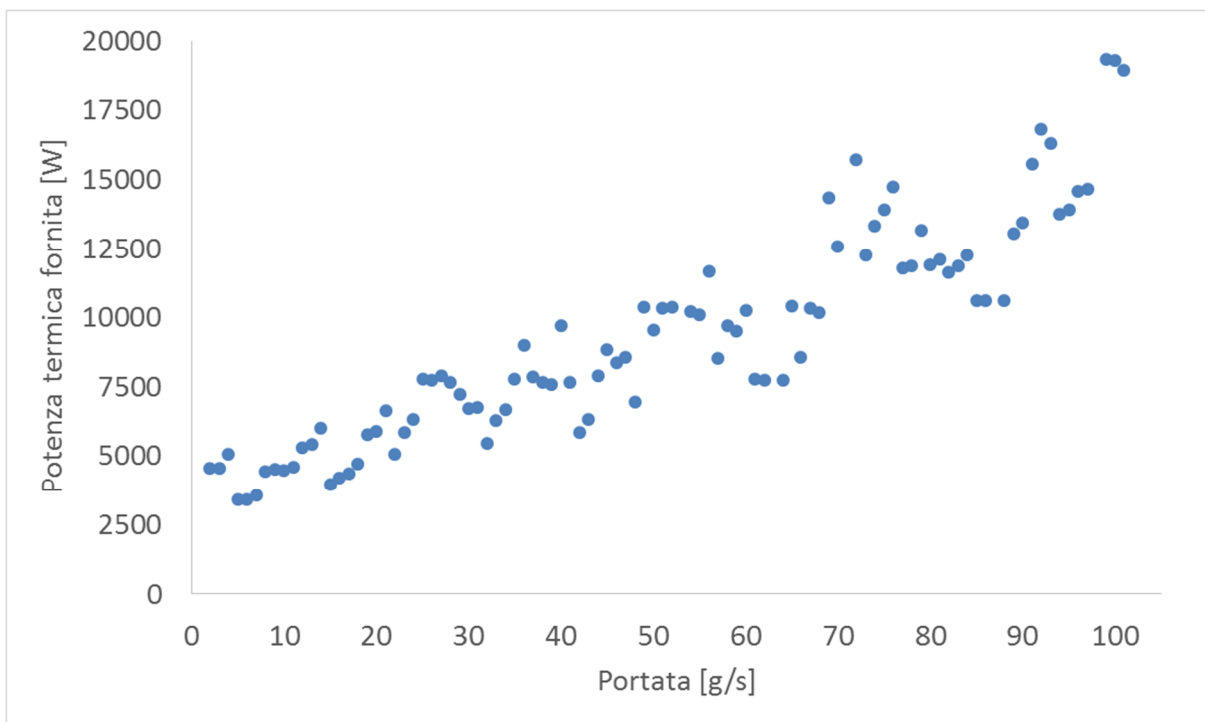


Figura 60: Potenza termica necessaria al ciclo termodinamico in funzione della portata di fluido di lavoro

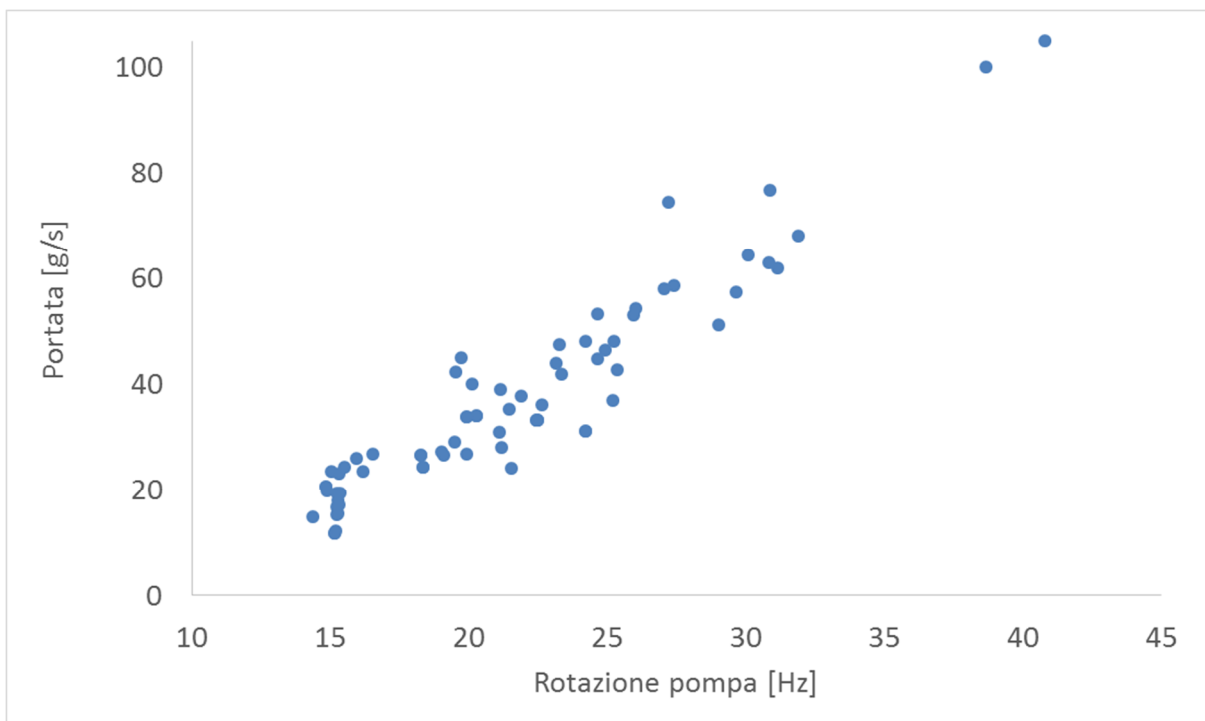


Figura 61: Relazione tra velocità di rotazione della pompa e portata misurata

In termini adimensionali, il rendimento isentropico dell'espansore può essere espresso in funzione del rapporto di espansione registrato nelle varie configurazioni durante i test svolti sull'impianto. Il risultato dell'elaborazione dei dati è riportato in Figura 62. Questo modo di esprimere il parametro prestazionale della macchina offre una prospettiva interessante in quanto si nota che i punti sperimentali si distribuiscono seguendo una curva ben determinata e non è necessario differenziare diverse curve per diverse velocità di rotazione della pompa di alimentazione del circuito termodinamico.

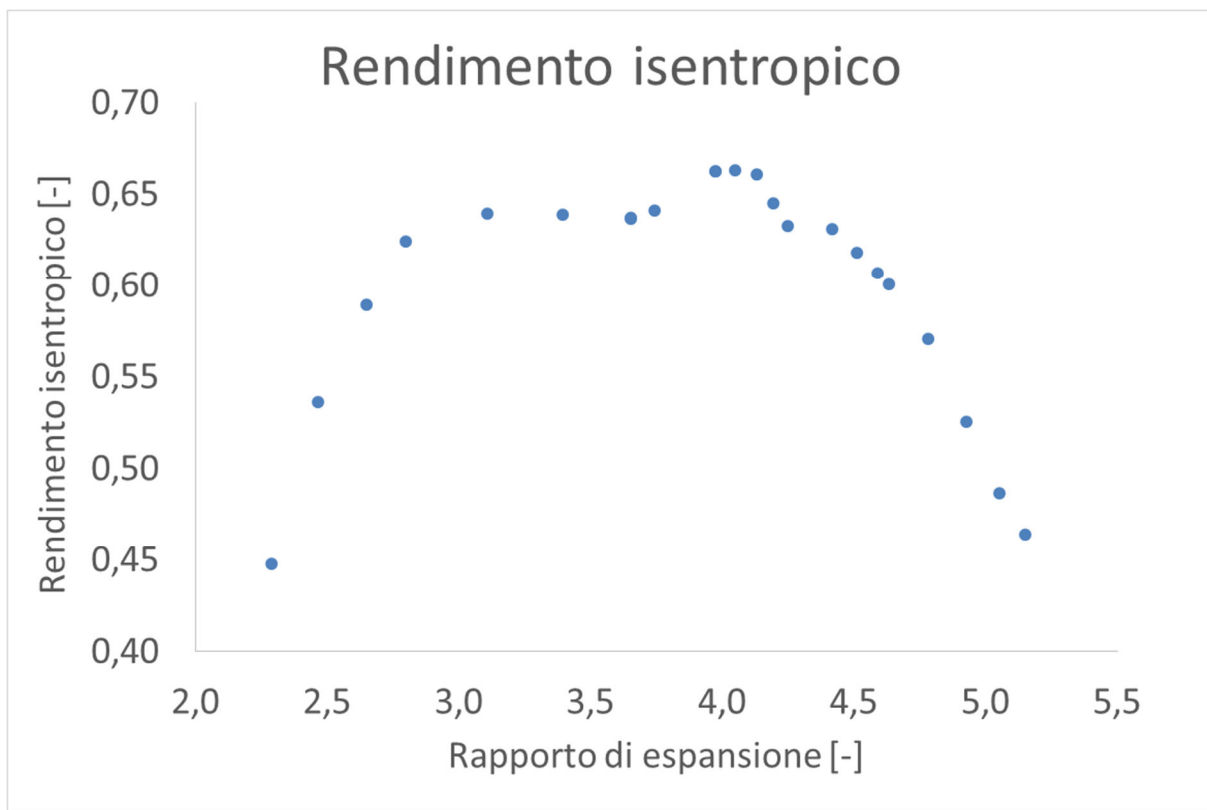


Figura 62: Rendimento isentropico in funzione del rapporto di espansione

L'andamento del rendimento isentropico in funzione del rapporto di espansione evidenzia che i valori di picco di rendimento di conversione si realizzano in corrispondenza del rapporto di espansione geometrico della macchina, prossimi a 4. In questa condizione di esercizio l'espansore lavora al massimo delle sue potenzialità e le perdite sono limitate al minimo.

A conferma della facilità di adattamento della macchina in diverse condizioni di esercizio, è da notare che il rendimento isentropico ha un andamento stabile tra rapporti di espansione del sistema compresi tra 3 e 4,5. Questa osservazione permette di sviluppare delle strategie di gestione dell'impianto prevedendo flessibilità di esercizio durante le condizioni di transitorio, oppure quando si presentano repentine variazioni della potenza elettrica richiesta o della sorgente termica disponibile.

È da precisare che il rendimento isentropico, calcolato come definito in Eq. 4, racchiude diverse fenomeni che causano perdite di efficienza energetica, tra cui la conversione dell'energia meccanica in energia elettrica e la conversione alternata/continua dell'energia elettrica, poiché, si ricorda, che la potenza generata, nel sistema studiato, viene misurata come potenza elettrica in corrente continua a cui è sottoposto il carico resistivo.

Infine, in Figura 63, è riportato il grafico che esprime la relazione tra rendimento isentropico e rapporto di espansione integrato con le bande di incertezza dovute alla propagazione dell'errore nella catena di misura. È evidente che l'errore di misura risulta contenuto tanto da permettere una corretta distinzione dei punti rappresentati nel grafico e evidenziare la differenza tra i diversi punti di funzionamento.

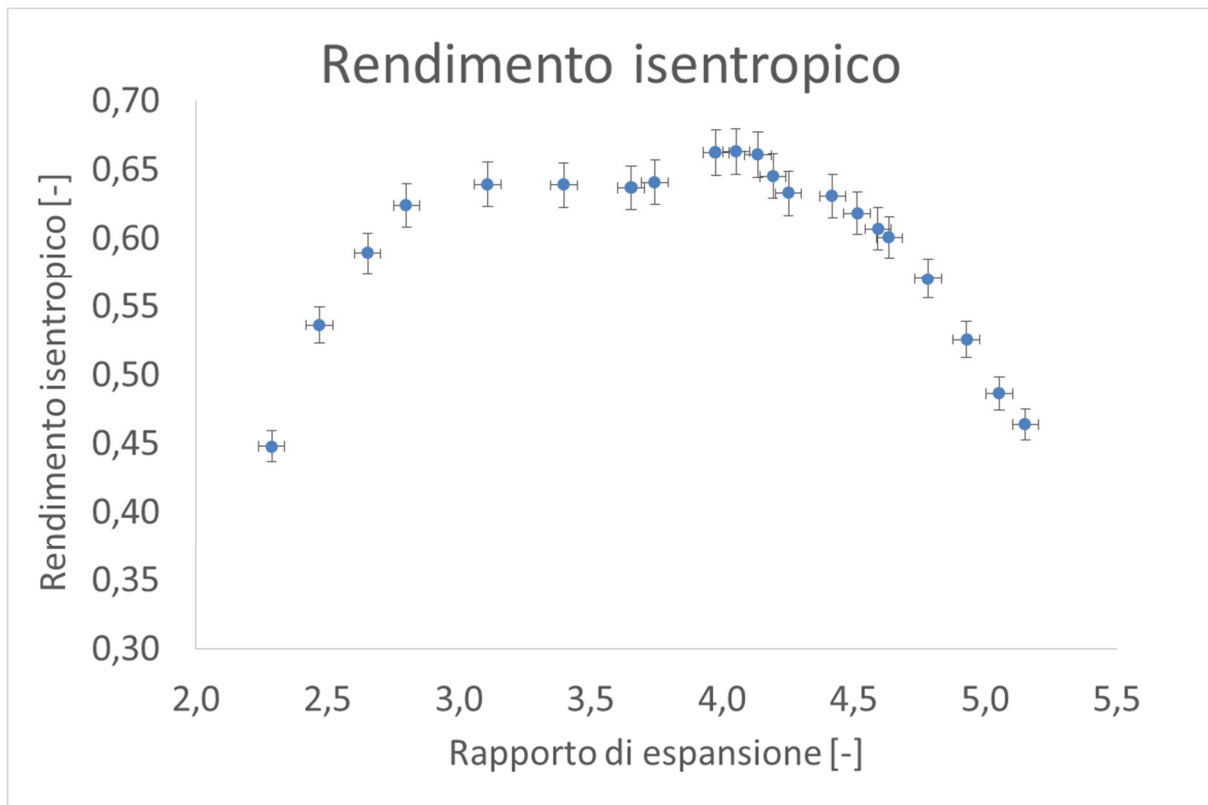


Figura 63: Rendimento isentropico in funzione del rapporto di espansione con stima degli errori commessi dovuti all'incertezza di misura

Coefficiente di riempimento o rendimento volumetrico

Il rendimento volumetrico dell'espansore può essere espresso in funzione della velocità di rotazione dello scroll. I valori che si ottengono dall'elaborazione dei dati sperimentali sono riportati in Figura 64.

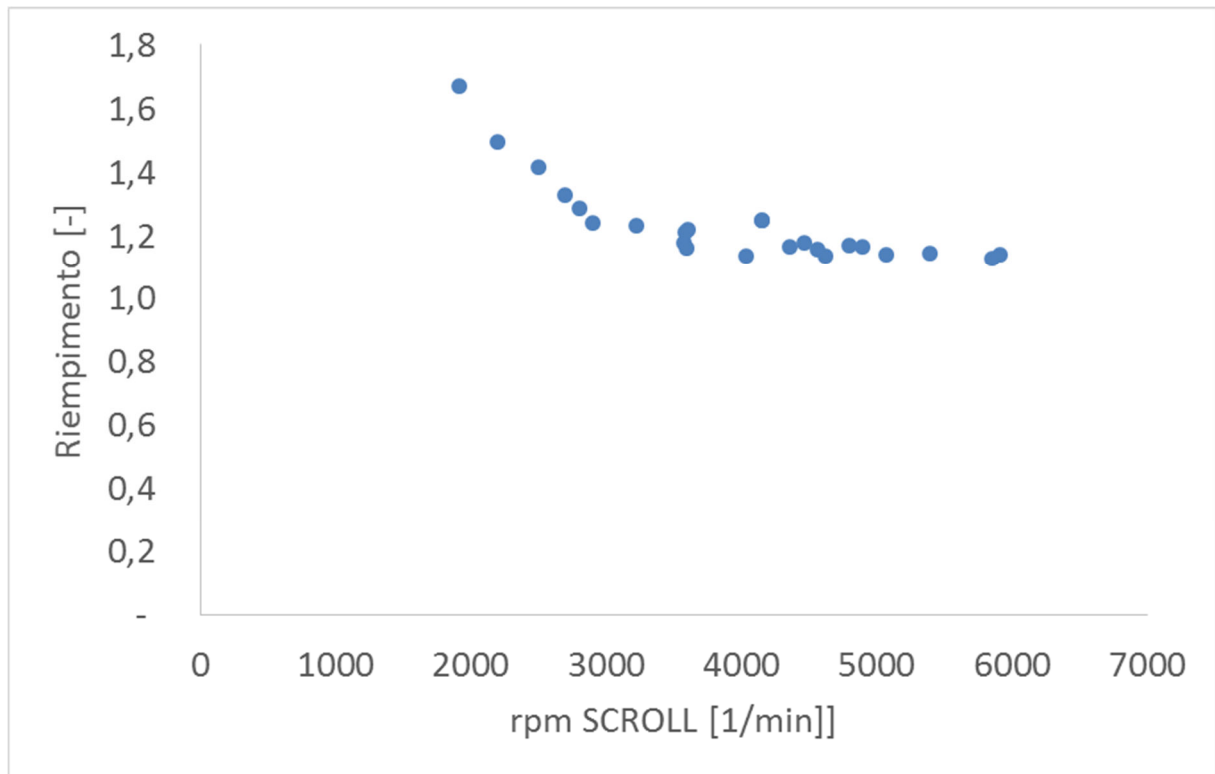


Figura 64: Riempimento in funzione del numero di giri dell'espansore

È possibile osservare che la portata in massa di fluido di lavoro è superiore alla portata teorica dall'espansore per ogni regime di rotazione testato. I trafilamenti di fluido di lavoro comportano degli eccessi di portata di circa il 20% nel campo di lavoro di progetto della macchina individuato tra 4000 e 6000 RPM. Questi valori aumentano fino al 70% nelle condizioni in cui l'espansore è troppo frenato dal carico elettrico e si verifica, quindi, un elevato salto di pressione tra ingresso e uscita della macchina.

I dati trovati suggeriscono una fase di sviluppo dell'espansore utilizzato per ottenere il miglioramento delle tenute meccaniche tra gli organi in movimento del dispositivo con il fine di evitare i trafilamenti di portata.

Caratterizzazione dell'impianto

In questo paragrafo vengono analizzate le prestazioni dell'impianto in termini di potenza generata, di rendimento elettrico del sistema e di potenza termica disponibile per il recupero termico, nelle due configurazioni studiate. *total power* e cogenerazione.

La trattazione è svolta esprimendo i risultati in funzione del rapporto tra le pressioni di esercizio del sistema, pressione di evaporazione e condensazione, del numero di giri dell'espansore e della temperatura di condensazione.

Potenza elettrica netta generata dal sistema

Il valore di potenza elettrica netta generata dal sistema può essere espresso in funzione del regime di rotazione dell'espansore, del rapporto tra le pressioni di evaporazione e condensazione e della temperatura di condensazione.

Un grafico interessante per capire il comportamento del sistema e le possibili strategie di gestione è presentato in Figura 65 in cui vengono descritti i valori di potenza elettrica utile prodotta dall'impianto in funzione della pressione di evaporazione del fluido di lavoro. Nel grafico sono riportati i punti sperimentali misurati durante la campagna di test sperimentali e, interpretando i risultati, è possibile affermare che la potenza generata dall'impianto cresce con la pressione di evaporazione fino ad un massimo di 18 bar per poi diminuire a causa dell'aumento della potenza richiesta dal sistema di pompaggio.

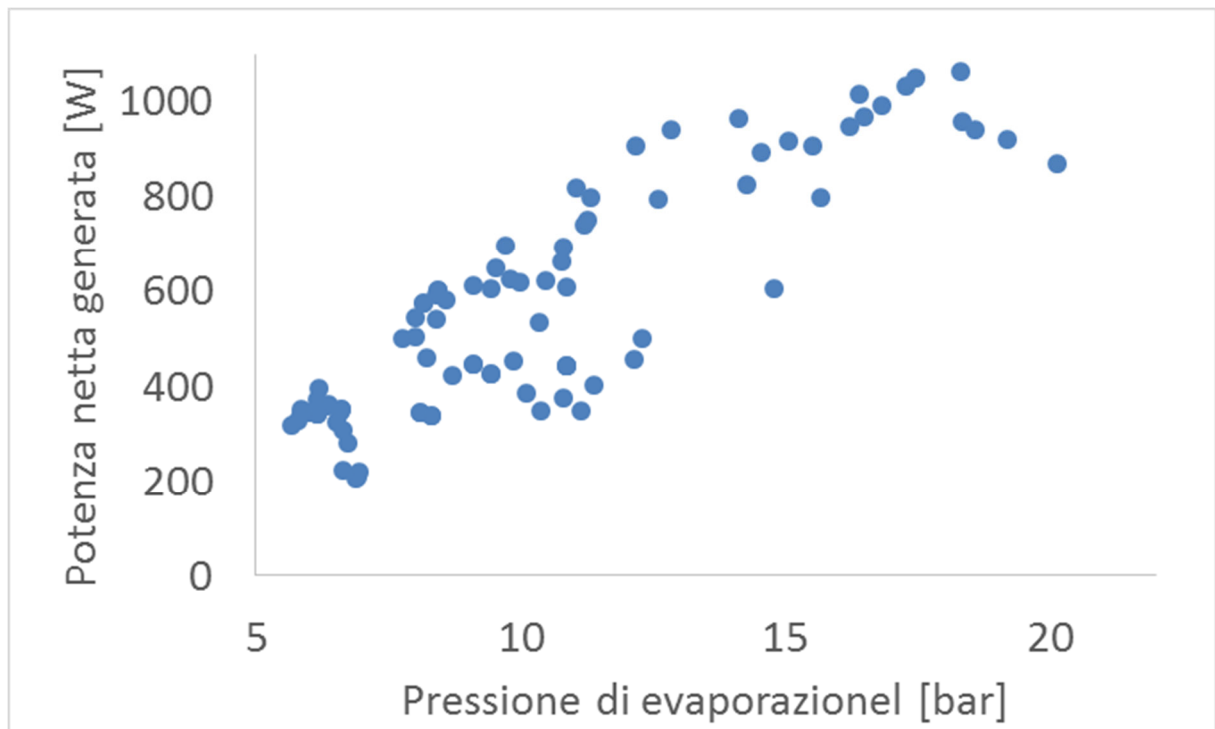


Figura 65: Potenza elettrica utile generata in diverse condizioni di esercizio al variare della pressione di evaporazione del fluido di lavoro

Successivamente, viene presentata l'analisi dei grafici che descrivono la variazione dell'output elettrico del sistema espressi in funzione di diversi parametri di funzionamento caratteristici dell'impianto.

In Figura 66 è riportato il grafico riassuntivo delle condizioni di esercizio trovate, diversificate per diverse velocità di rotazione della pompa del circuito ORC. Nei grafici da Figura 68 a Figura 72, per facilità di lettura, sono evidenziati i punti di funzionamento del sistema per ogni singola velocità di rotazione della pompa.

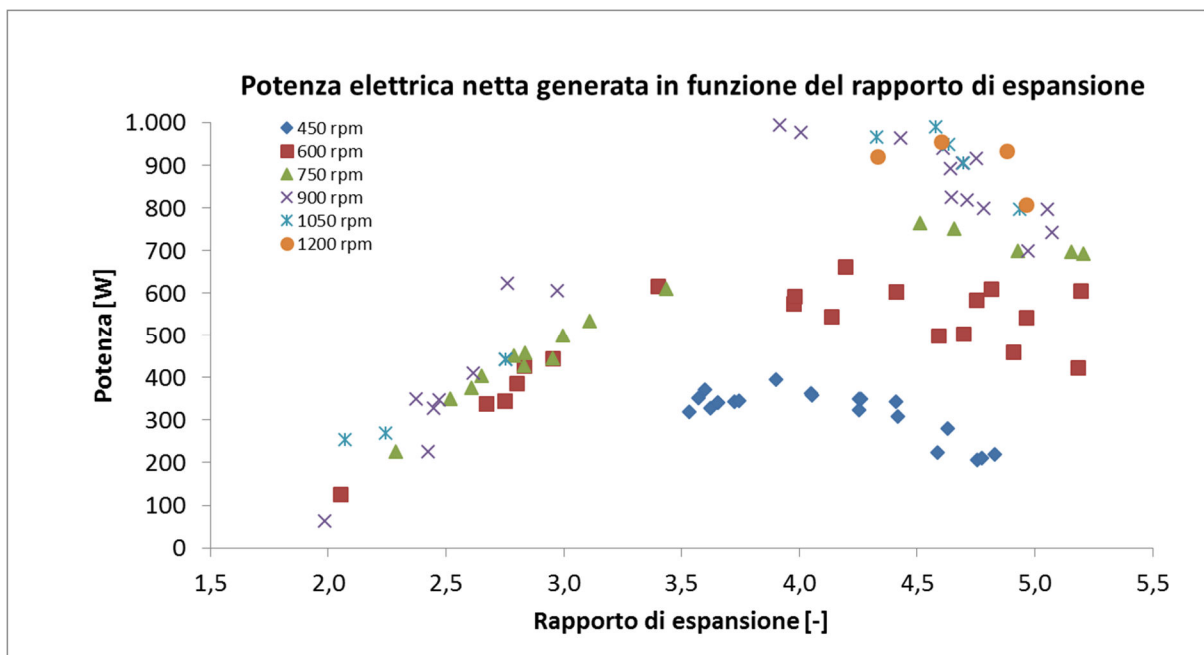


Figura 66: Grafico riassuntivo delle condizioni operative dell'impianto realizzate durante i test, potenza elettrica netta in funzione del rapporto di espansione per diverse velocità di rotazione della pompa di alimento

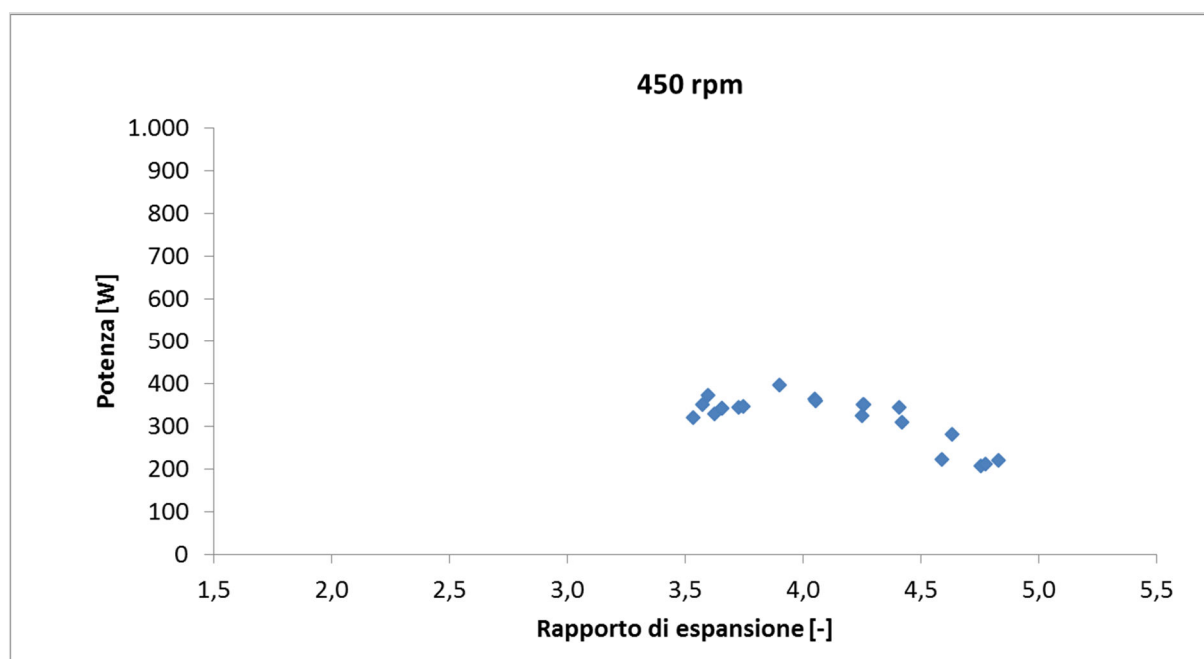


Figura 67: Potenza elettrica netta in funzione del rapporto di espansione, 450 rpm

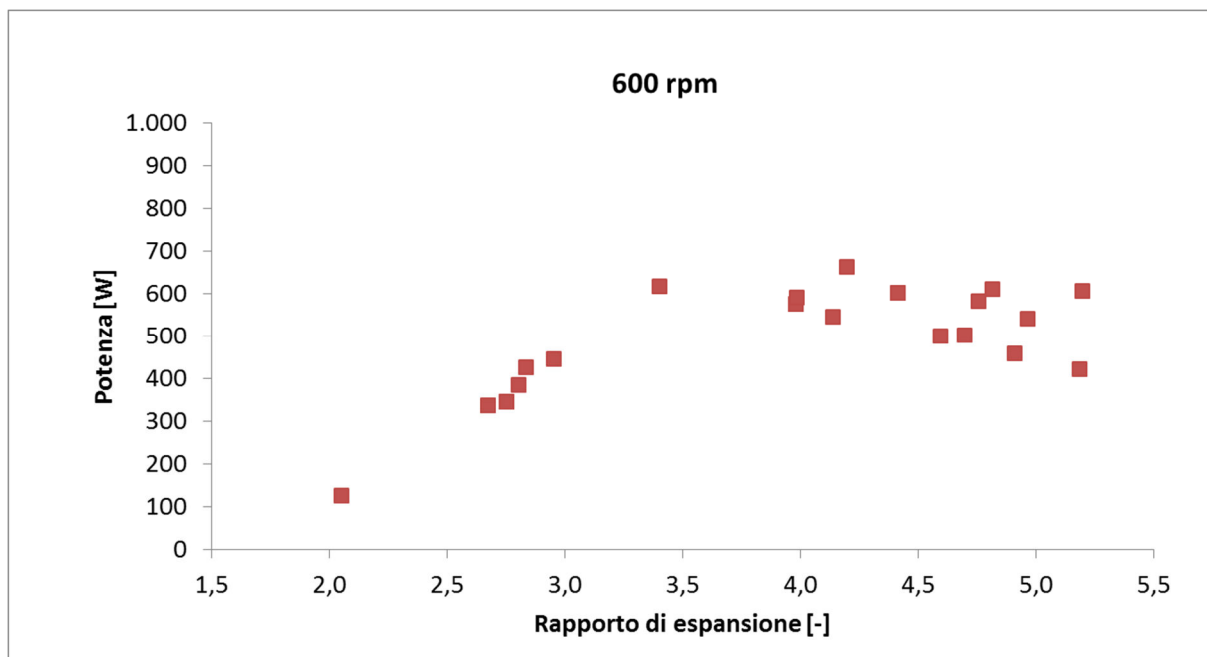


Figura 68: Potenza elettrica netta in funzione del rapporto di espansione, 600 rpm

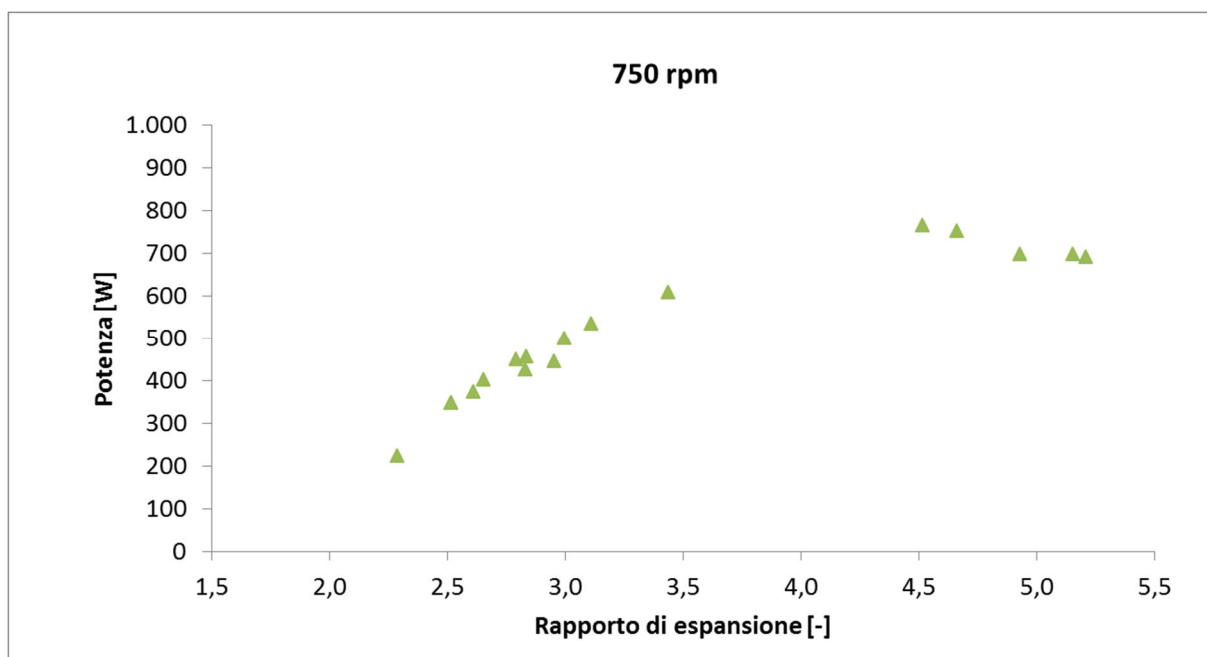


Figura 69: Potenza elettrica netta in funzione del rapporto di espansione, 750 rpm

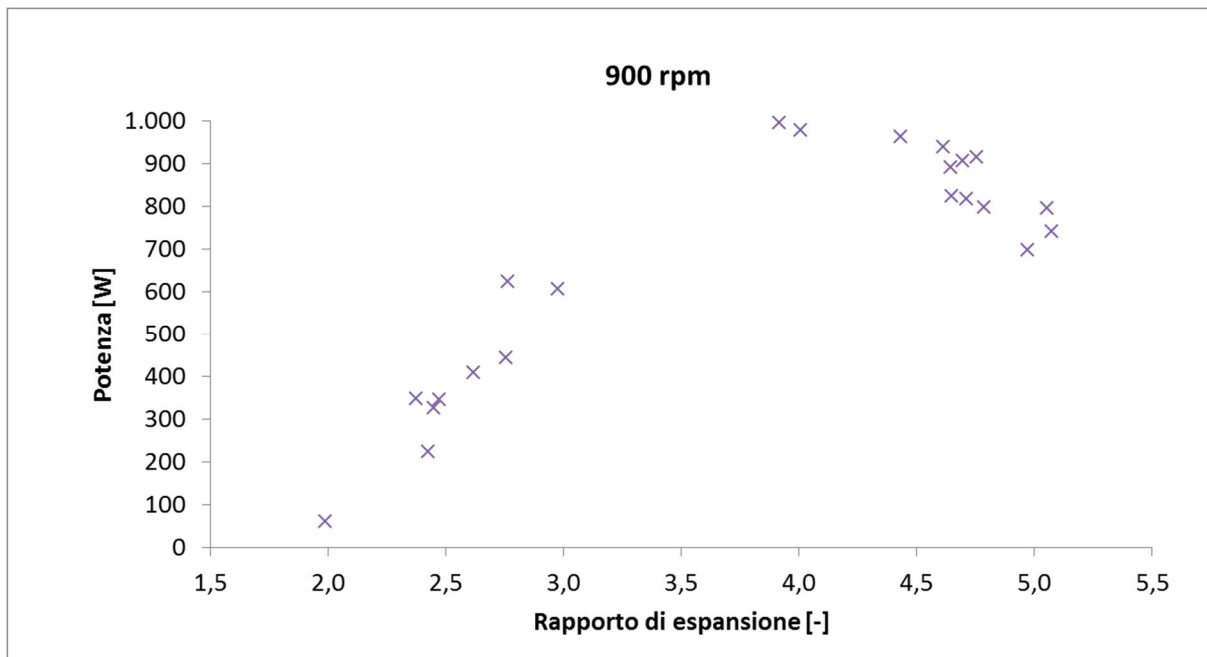


Figura 70: Potenza elettrica netta in funzione del rapporto di espansione, 900 rpm

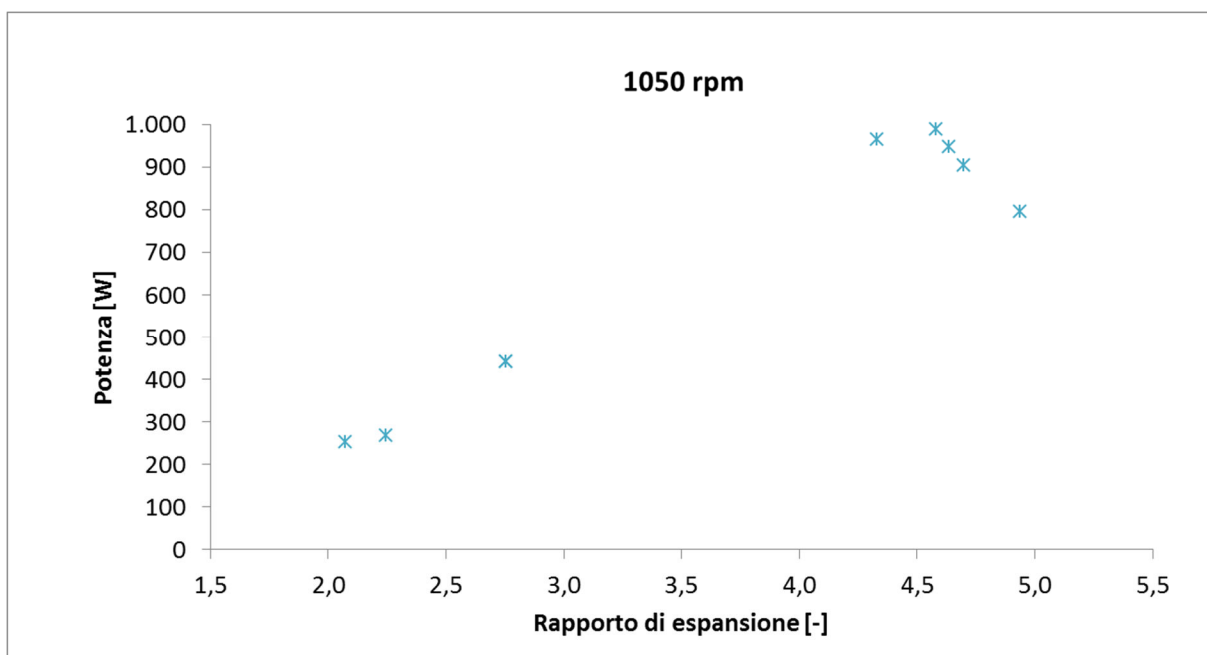


Figura 71: Potenza elettrica netta in funzione del rapporto di espansione, 1050 rpm

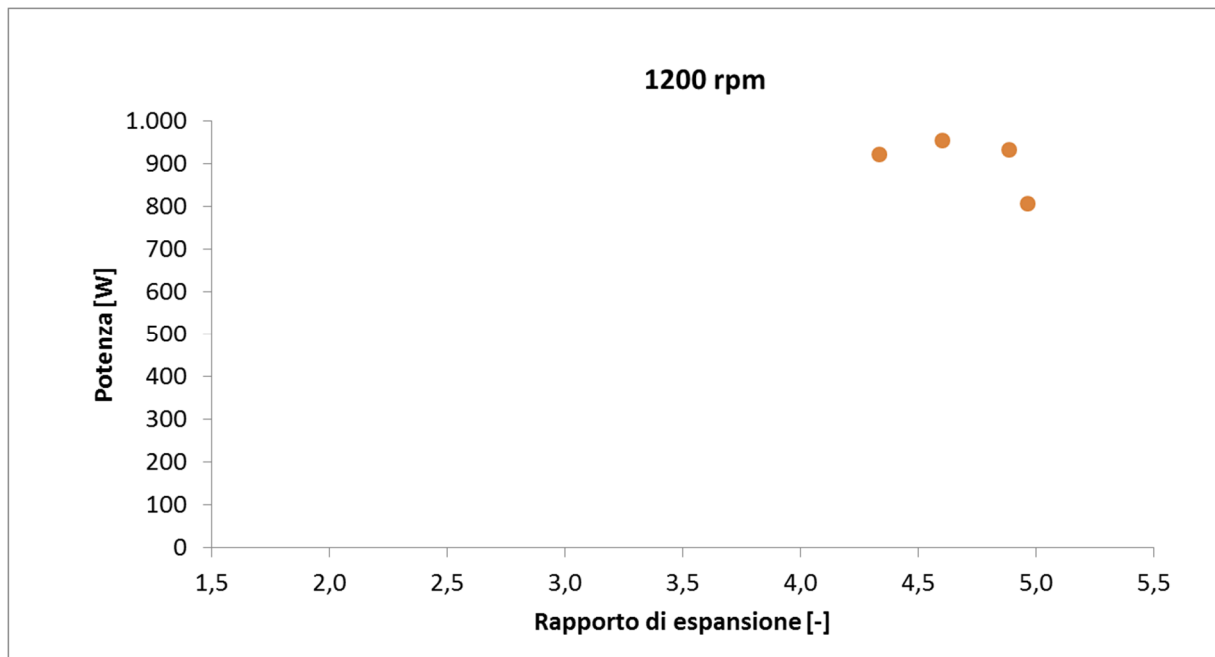


Figura 72: Potenza elettrica netta in funzione del rapporto di espansione, 1200rpm

Dall'analisi dei risultati è evidente che non è stato possibile indagare tutti i punti di funzionamento del sistema per ogni condizione di esercizio, ma è possibile affermare che sono stati individuati gli andamenti caratteristici dell'output elettrico del sistema in funzione del rapporto di espansione.

I grafici presentano degli andamenti che individuano dei punti di massimo in corrispondenza di valori vicini al rapporto di espansione geometrico dell'espansore al variare delle altre condizioni di funzionamento del sistema. Questa considerazione permette di individuare il criterio necessario per massimizzare la potenza elettrica utile generata dal sistema.

La potenza elettrica netta può essere espressa in funzione della temperatura di condensazione del sistema. Questo valore, implicitamente, rappresenta la pressione del condensatore e l'innalzamento di questo valore comporta l'aumento esponenziale della potenza richiesta dal sistema di pompaggio, come visto in Figura 29 e per i motivi elencati nella spiegazione delle valutazioni numeriche effettuate.

Anche in questo caso in Figura 73 è presentato un grafico riassuntivo di tutte le condizioni di esercizio testate durante la campagna sperimentale e da Figura 74 a Figura 79 sono riportate i punti separati per velocità di rotazione della pompa per consentire una lettura agevole.

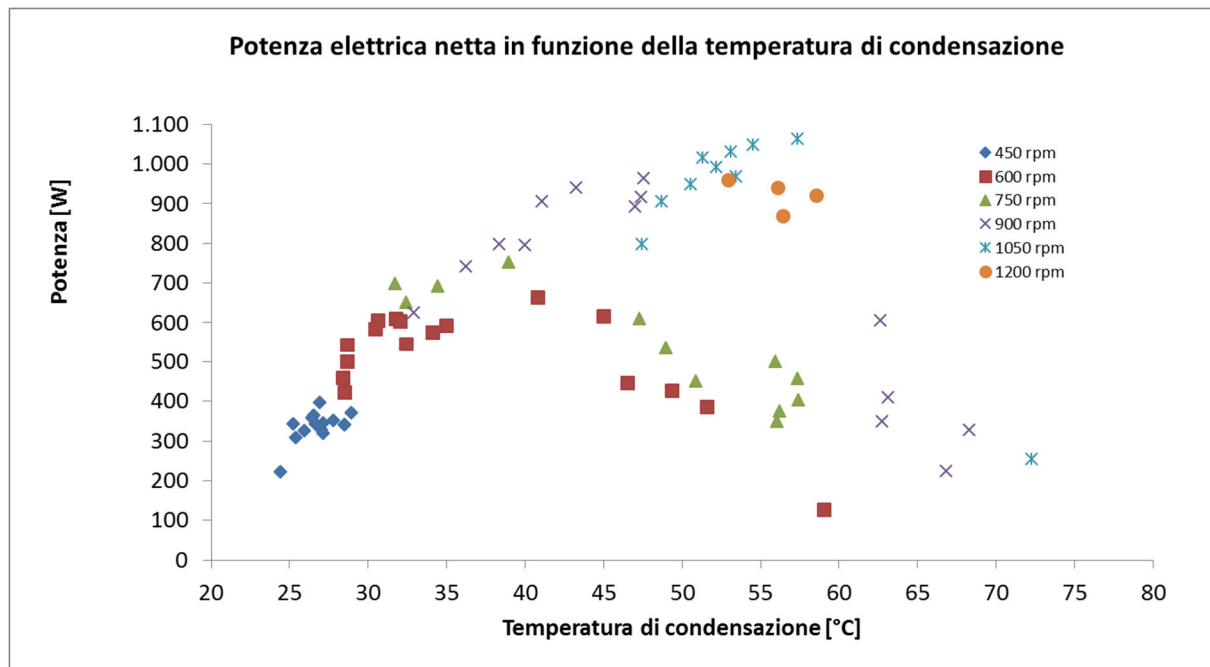


Figura 73: Grafico riassuntivo delle condizioni operative dell'impianto realizzate durante i test, potenza elettrica netta in funzione della temperatura di condensazione per diverse velocità di rotazione della pompa di alimento

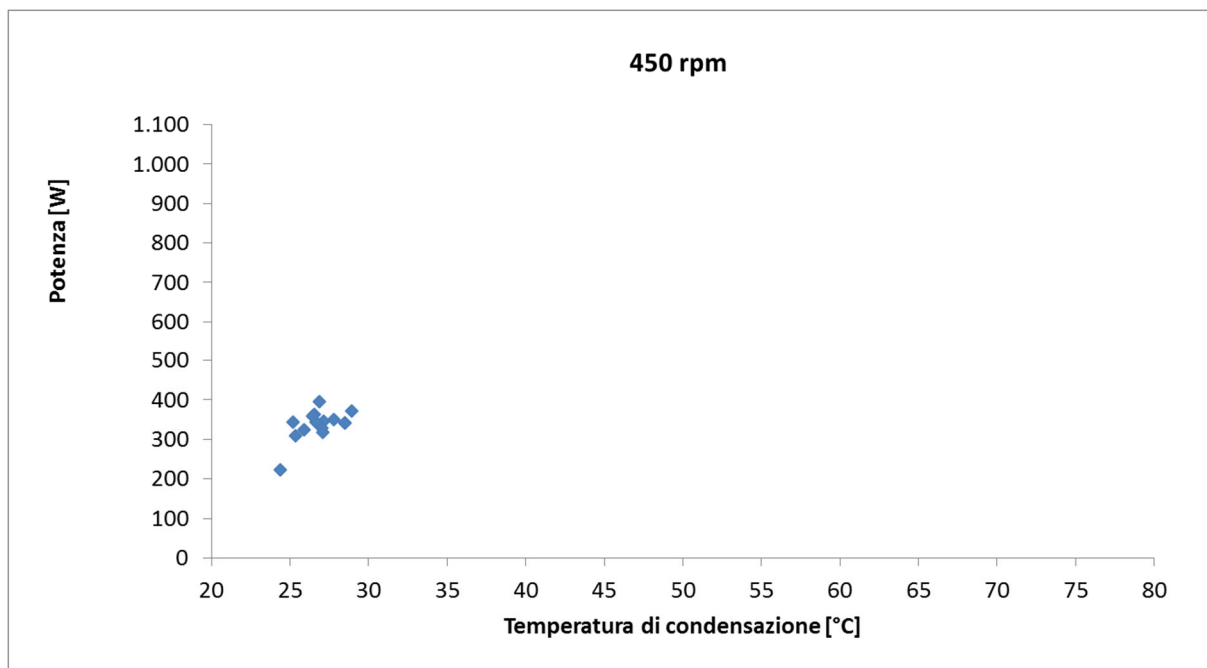


Figura 74: Potenza elettrica netta in funzione della temperatura di condensazione, 450 rpm

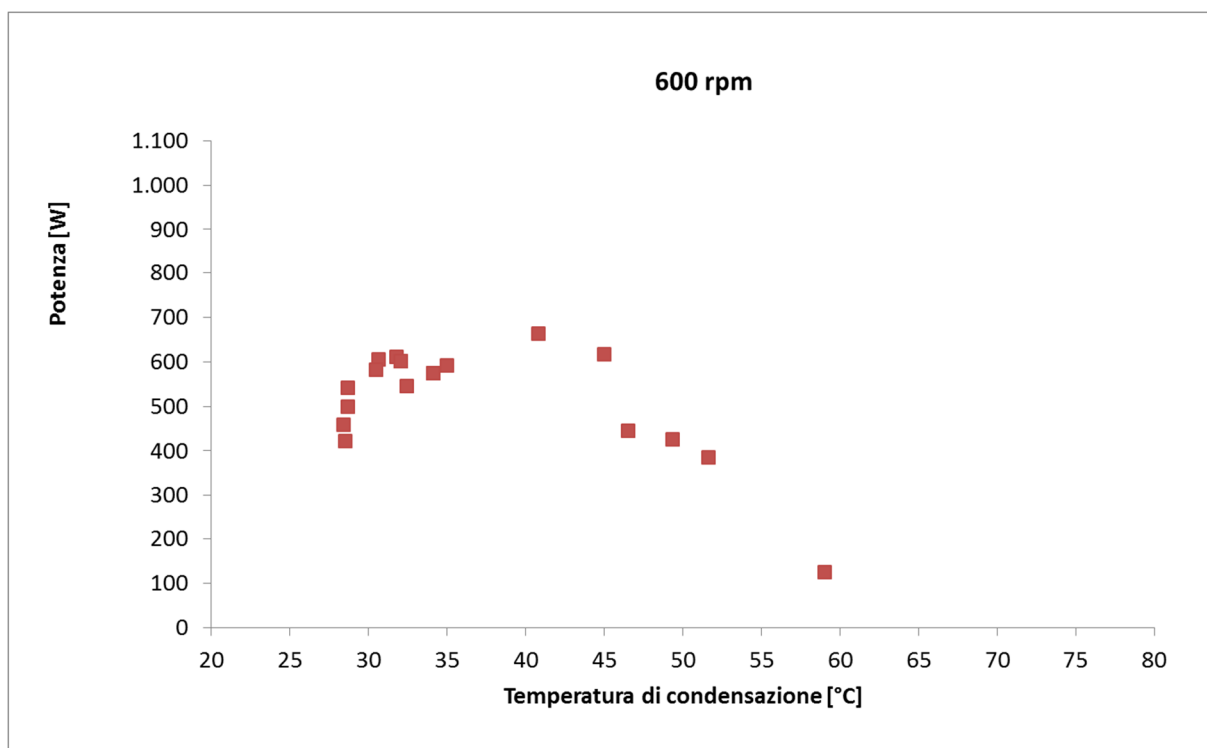


Figura 75: Potenza elettrica netta in funzione della temperatura di condensazione, 600 rpm

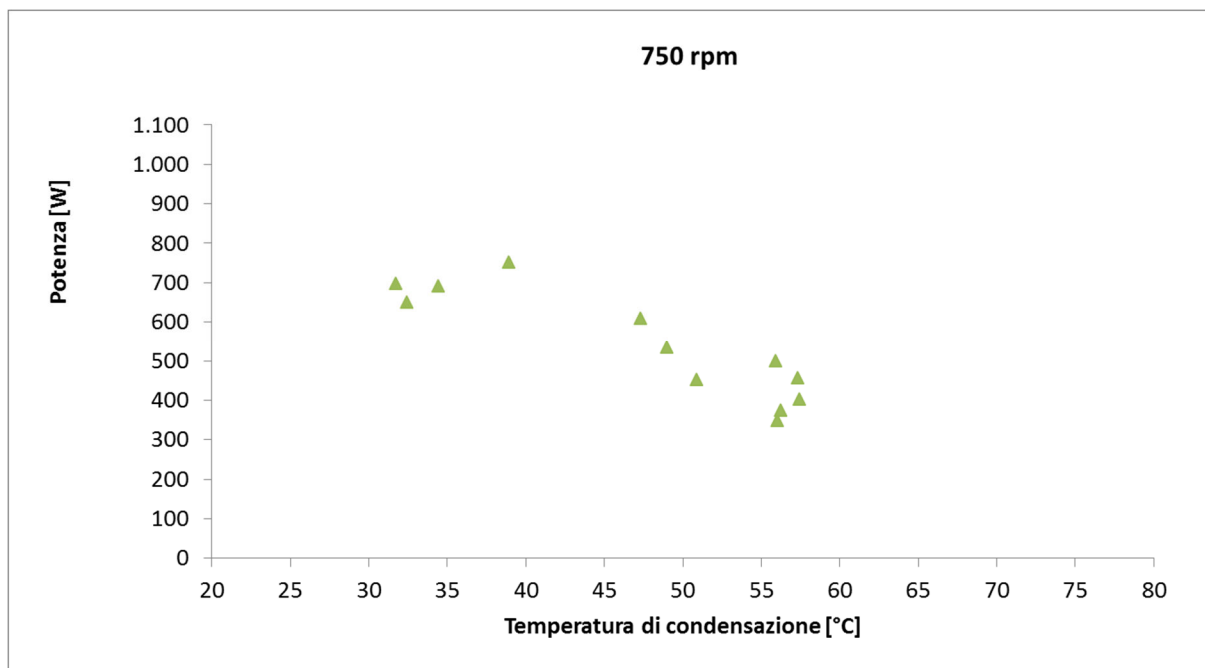


Figura 76: Potenza elettrica netta in funzione della temperatura di condensazione, 750 rpm

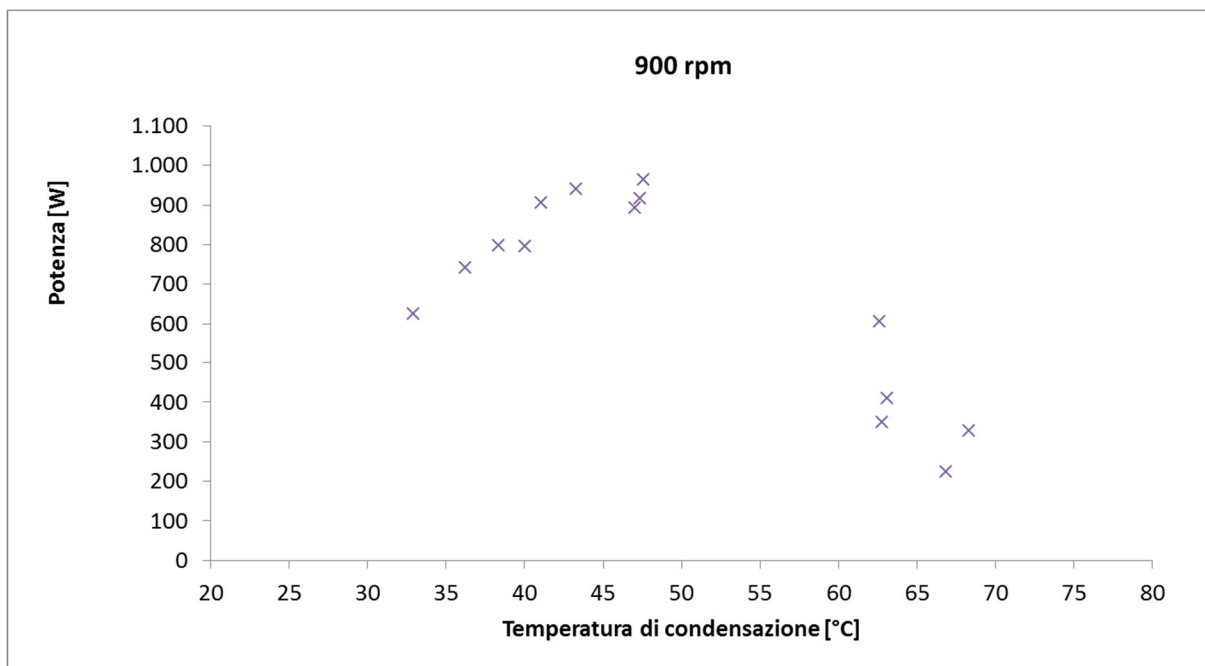


Figura 77: Potenza elettrica netta in funzione della temperatura di condensazione, 900 rpm

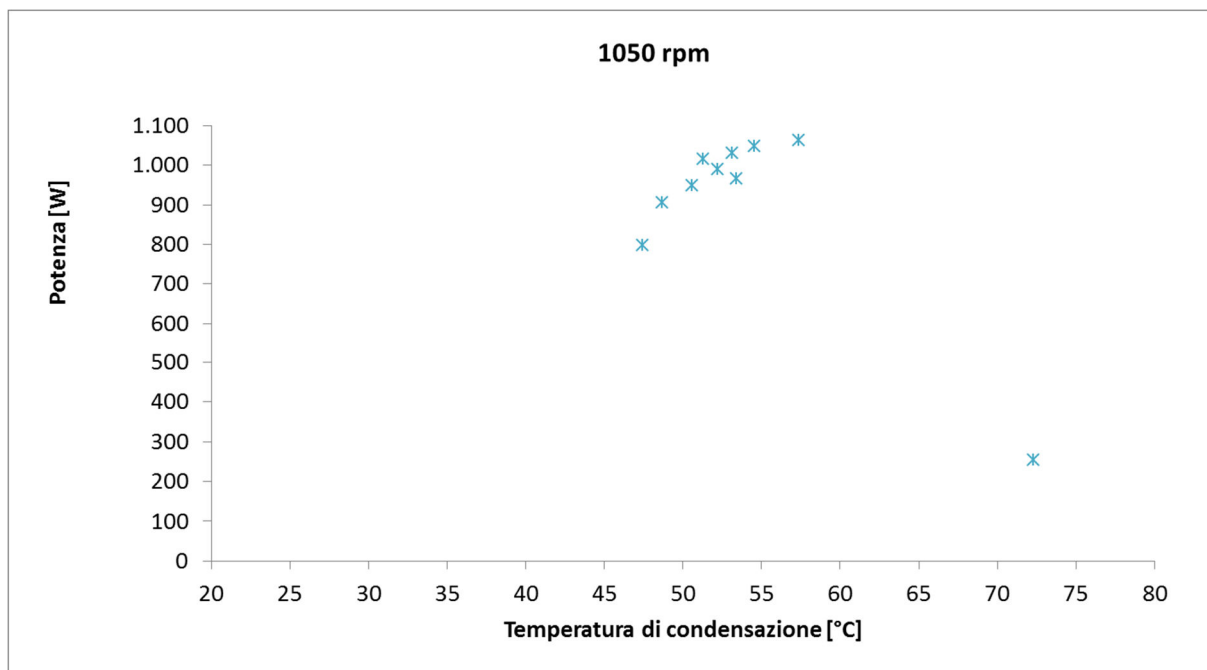


Figura 78: Potenza elettrica netta in funzione della temperatura di condensazione, 1050 rpm

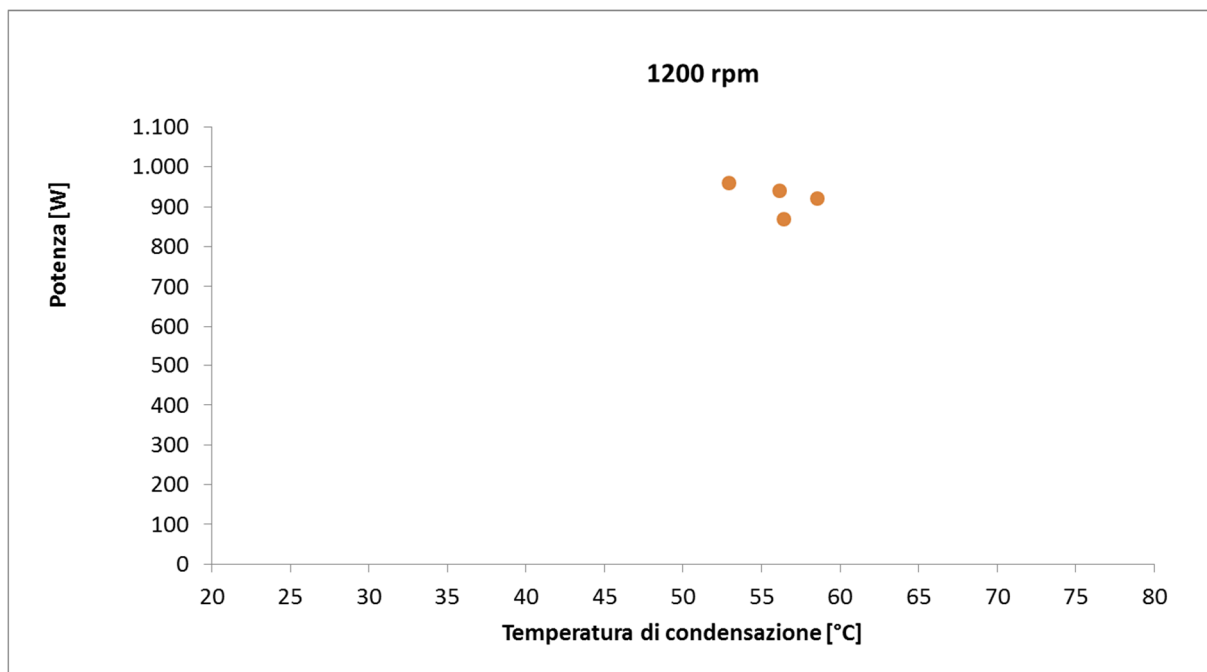


Figura 79: Potenza elettrica netta in funzione della temperatura di condensazione, 1200 rpm

Dall'analisi dei grafici è possibile notare che alcune condizioni non sono state testate per tutte le velocità di rotazione della pompa a causa di limiti di funzionamento e stabilità di esercizio dell'impianto prototipo. Comunque, è possibile individuare degli andamenti ben determinati. È evidente che in tutte le curve i massimi di potenza elettrica raggiunti aumentano all'aumentare della velocità di rotazione della pompa e si spostano per valori di temperatura di condensazione più elevata. Questo è dovuto all'aumento di portata di fluido di lavoro, come previsto nelle valutazioni numeriche riportate nel grafico di Figura 29. Fa eccezione la condizione di funzionamento a 1200 rpm per la quale i valori di assorbimento elettrico del sistema di pompaggio hanno limitato eccessivamente l'effetto utile.

I dati di potenza elettrica utile possono essere espressi anche in funzione della velocità di rotazione dello scroll in modo da determinare il regime di rotazione ottimale.

Anche in questo caso viene presentato un grafico riassuntivo di tutti i punti di funzionamento, Figura 80, e la trattazione differenziata per velocità di rotazione della pompa da Figura 81 a Figura 86.

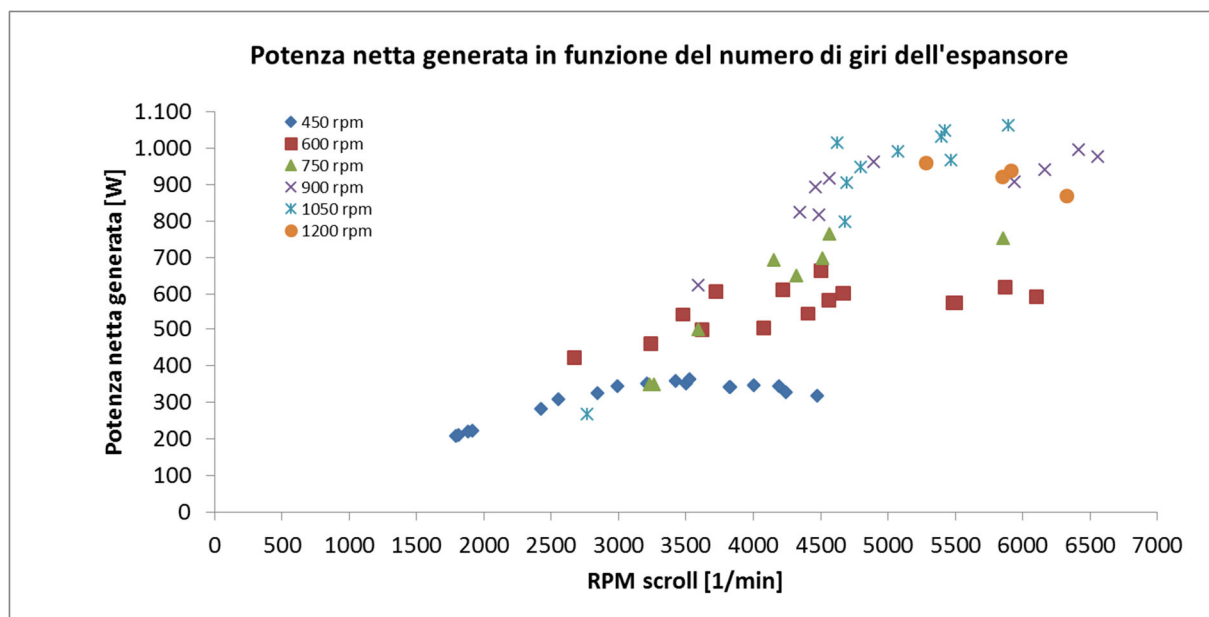


Figura 80: Grafico riassuntivo delle condizioni operative dell'impianto realizzate durante i test, potenza elettrica netta in funzione del numero di giri dell'espansore per diverse velocità di rotazione della pompa

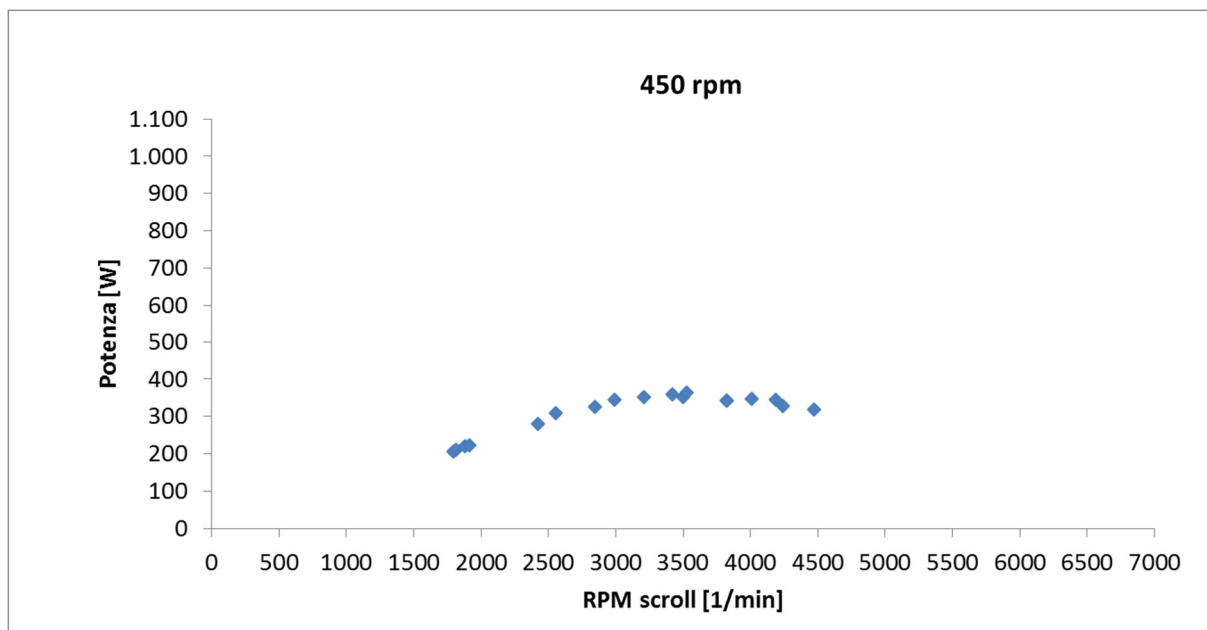


Figura 81: Potenza elettrica netta in funzione del numero di giri dell'espansore, 450 rpm

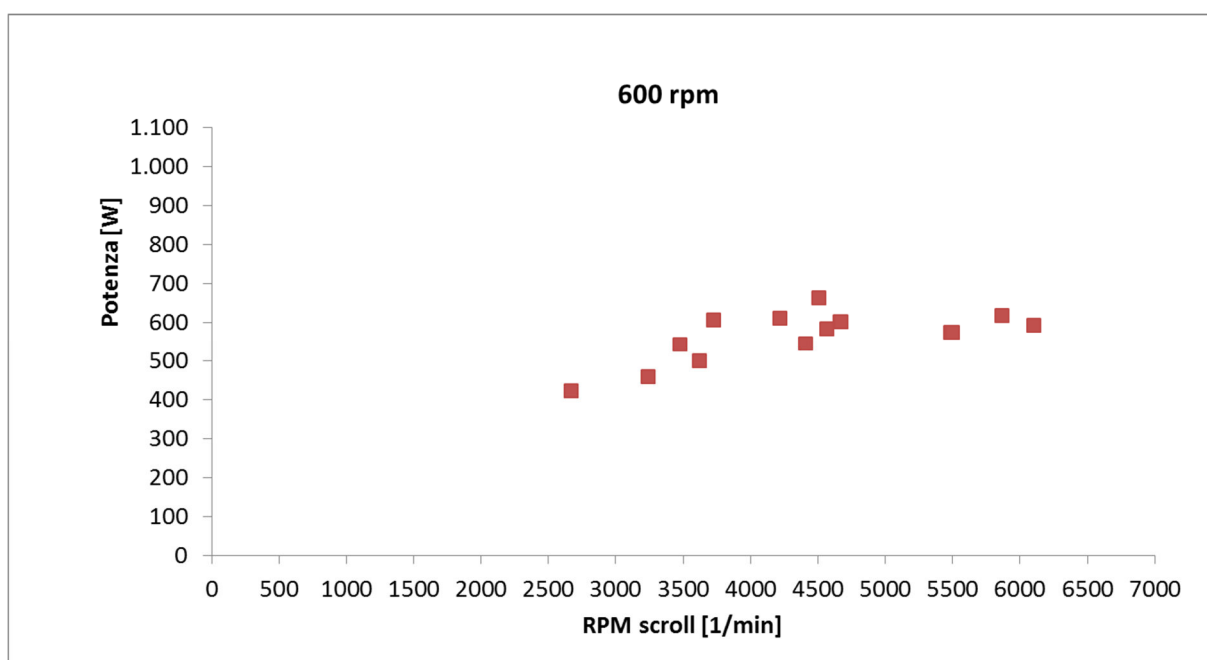


Figura 82: Potenza elettrica netta in funzione del numero di giri dell'espansore, 600 rpm

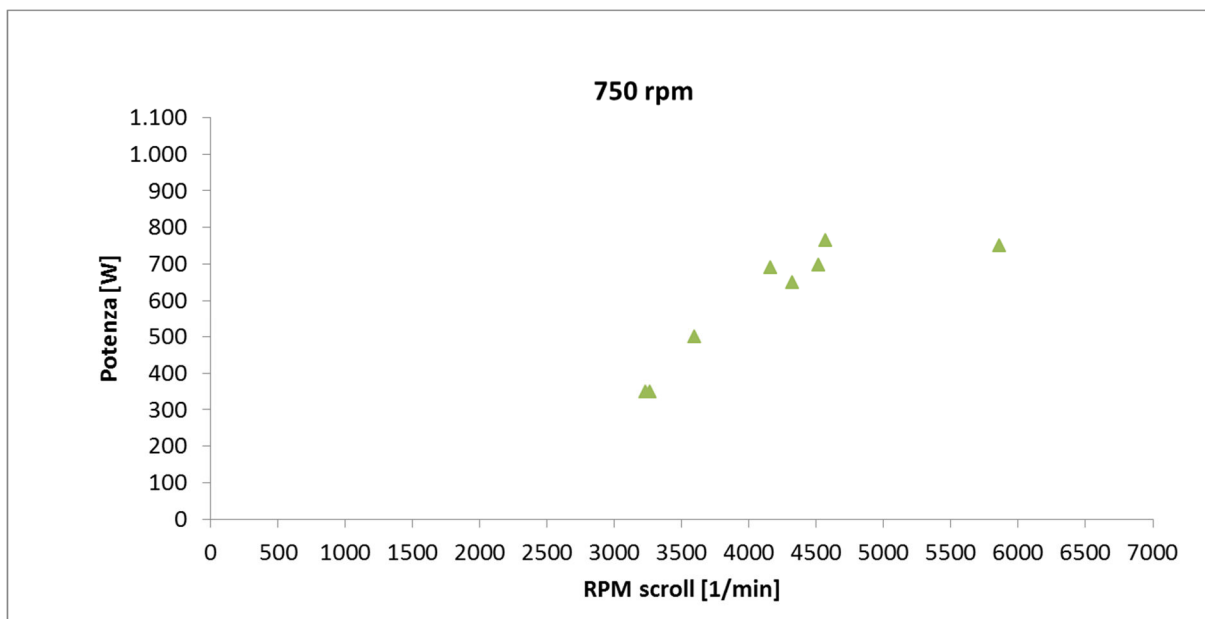


Figura 83: Potenza elettrica netta in funzione del numero di giri dell'espansore, 750 rpm

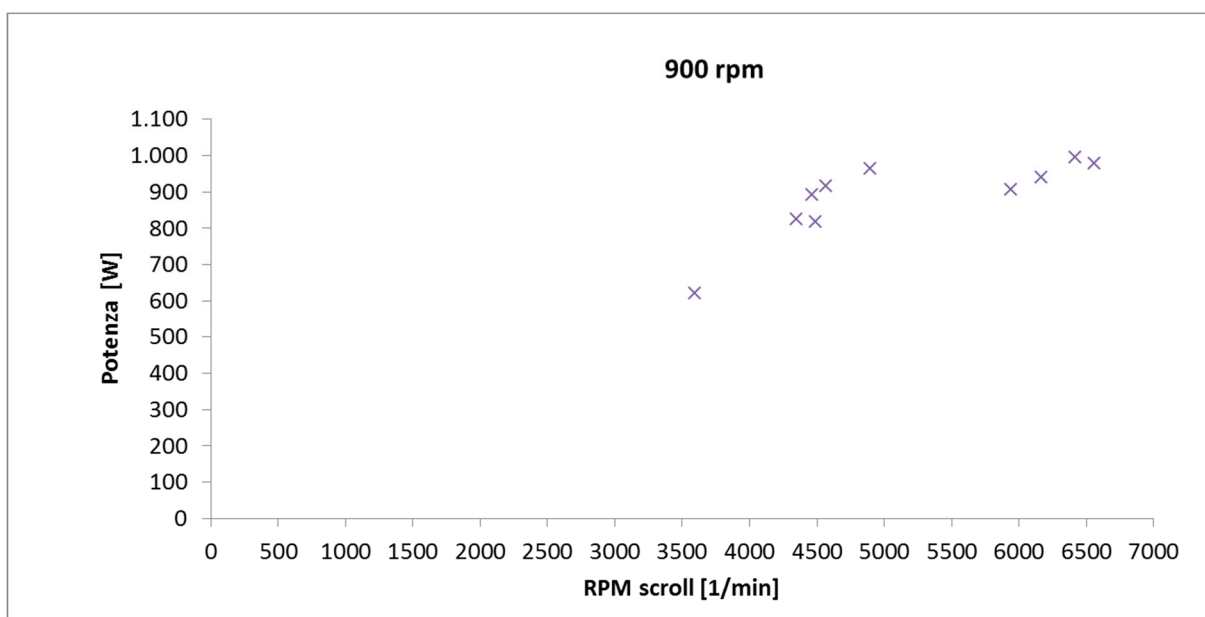


Figura 84: Potenza elettrica netta in funzione del numero di giri dell'espansore, 900 rpm

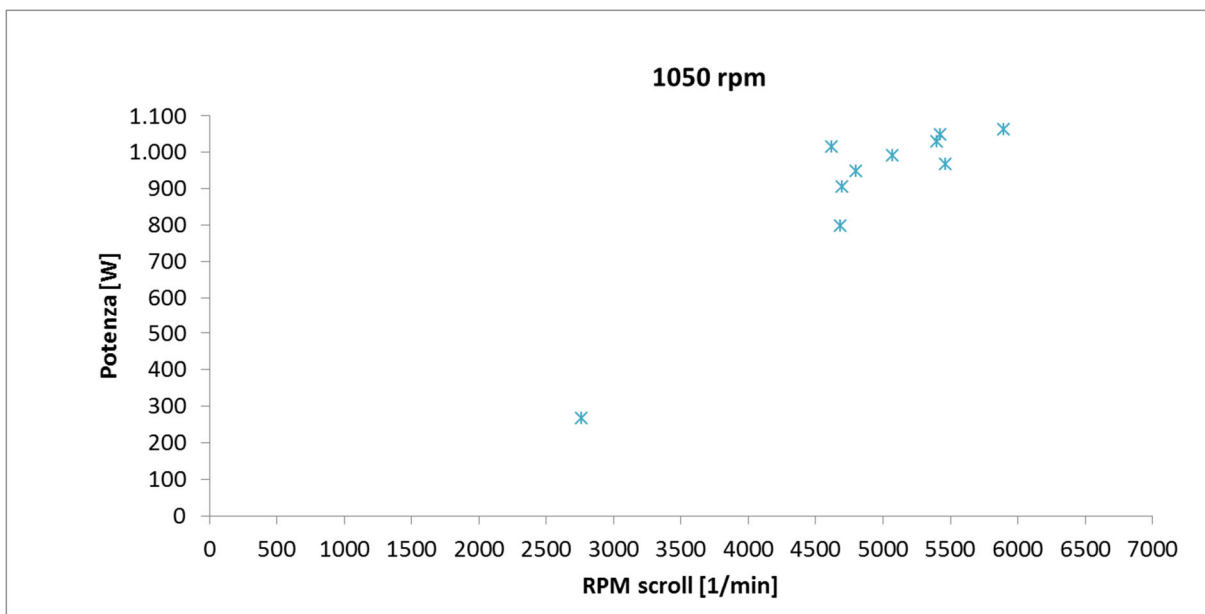


Figura 85: Potenza elettrica netta in funzione del numero di giri dell'espansore, 1050 rpm

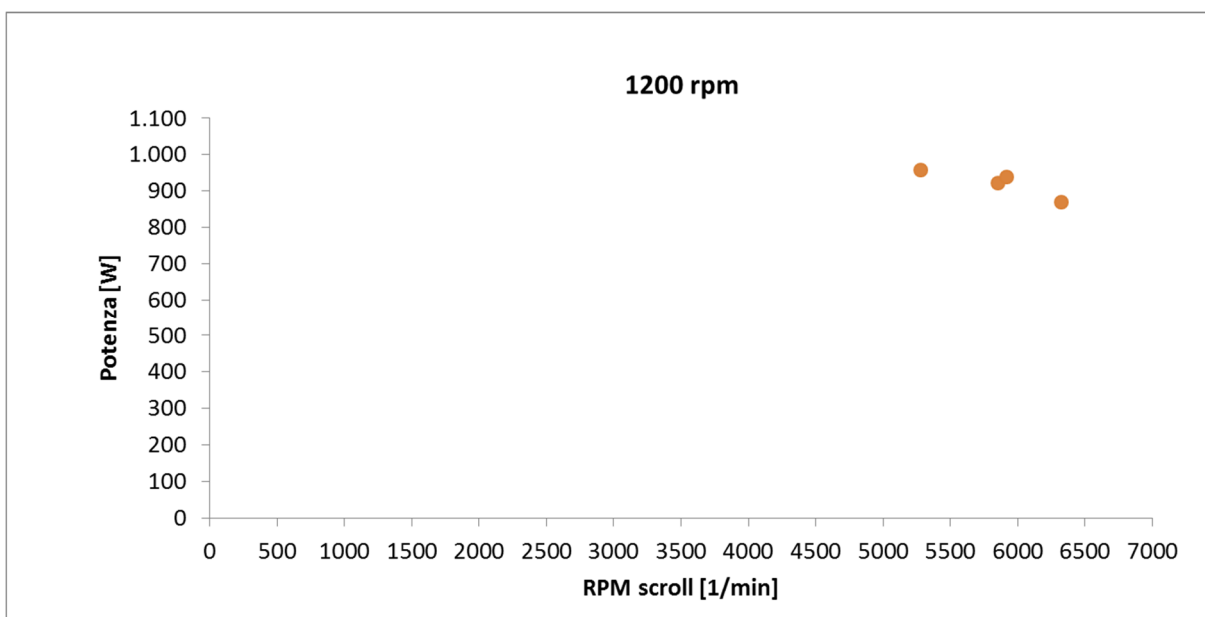


Figura 86: Potenza elettrica netta in funzione del numero di giri dell'espansore, 1200 rpm

L'andamento dei grafici presentati descrive la generazione di potenza elettrica in funzione del numero di giri dell'espansore per diverse condizioni di esercizio dell'impianto.

Il punto di massima potenza prodotta si sposta a velocità di rotazioni più elevate all'aumentare della velocità di rotazione della pompa di alimento del ciclo termodinamico. Dall'analisi contemporanea dei grafici di potenza in funzione della velocità di rotazione dell'espansore e del rapporto di espansione è possibile affermare che:

- La massima potenza generata viene prodotta in corrispondenza del valore geometrico di rapporto di espansione della macchina
- Questo viene realizzato durante il funzionamento per diversi valori del numero di giri dell'espansore in funzione dei valori di portata, pressione e densità del fluido in ingresso

La condizione di massima potenza elettrica utile generata corrispondente a 1063 W_{el} è stata raggiunta per una temperatura di condensazione di 57°C. Alcuni valori delle grandezze che descrivono questo punto di funzionamento sono riportati in Tabella 6.

Tabella 6: Condizioni di funzionamento del punto di massima potenza elettrica utile

Potenza elettrica netta	1063	[W]
Temperatura di condensazione	57	[°C]
Rapporto di espansione	4,28	[-]
Rendimento elettrico cogenerazione	6,33%	[-]
Rendimento elettrico total-power	5,08%	[-]
Potenza pompa	754	[W]
Rendimento sistema pompaggio	17%	[-]
Potenza termica alta temperatura	4114	[W]
Potenza termica bassa temperatura	6609	[W]

In questa configurazione è da sottolineare che oltre alla potenza elettrica generata, in uscita dal sistema sono disponibili 4,1 kW termici alla temperatura di 57°C e 6,6 kW termici a temperatura compresa tra 80 e 120°C. La potenza termica necessaria all'alimentazione del sistema è di 16,8 kW nella configurazione cogenerativa e 21,1 kW nella configurazione *total power* con rendimento totale di impianto rispettivamente del 45% e del 56%.

Rendimento elettrico del sistema

Il rendimento elettrico del sistema è esprimibile in funzione del rapporto di espansione poiché questo parametro prestazionale è fortemente dipendente dalle condizioni di funzionamento dell'espansore.

In Figura 87 è riportato il grafico che descrive il rendimento elettrico del sistema in configurazione cogenerativa in diversi punti di funzionamento investigati. I dati sono stati diversificati in funzione della temperatura del fluido di lavoro in ingresso allo scroll, in quanto durante i test sperimentali si è voluto verificare anche la sensibilità di questo parametro al variare della temperatura massima del ciclo termodinamico.

In Figura 88 è presentato lo stesso grafico relativo alla configurazione di impianto *total power*.

Come è possibile notare dal confronto dei due grafici, il rendimento elettrico nella configurazione *total power* è inferiore rispetto alla configurazione cogenerativa in quanto a parità di potenza elettrica utile generata, l'assenza della rigenerazione interna al ciclo implica una maggior richiesta di energia termica dalla sorgente calda. Per entrambe le configurazioni è possibile evidenziare che la differenza di rendimento causata dalla variazione della temperatura massima di ciclo non risulta determinante nelle configurazioni di lavoro di design della macchina, in quanto, come già evidenziato in Figura 65, la potenza utile generata dipende principalmente dalla pressione di evaporazione del fluido di lavoro. L'incremento di questa variabile è legato direttamente all'aumento di densità del fluido in ingresso all'espansore e quindi della portata, essendo questa vincolata ad un limite volumetrico per un certo regime di rotazione dello scroll.

Nelle configurazioni testate il valore massimo di rendimento raggiunto è stato di 8,13% in configurazione cogenerativa del sistema che scende a 7,3% in configurazione *total power*.

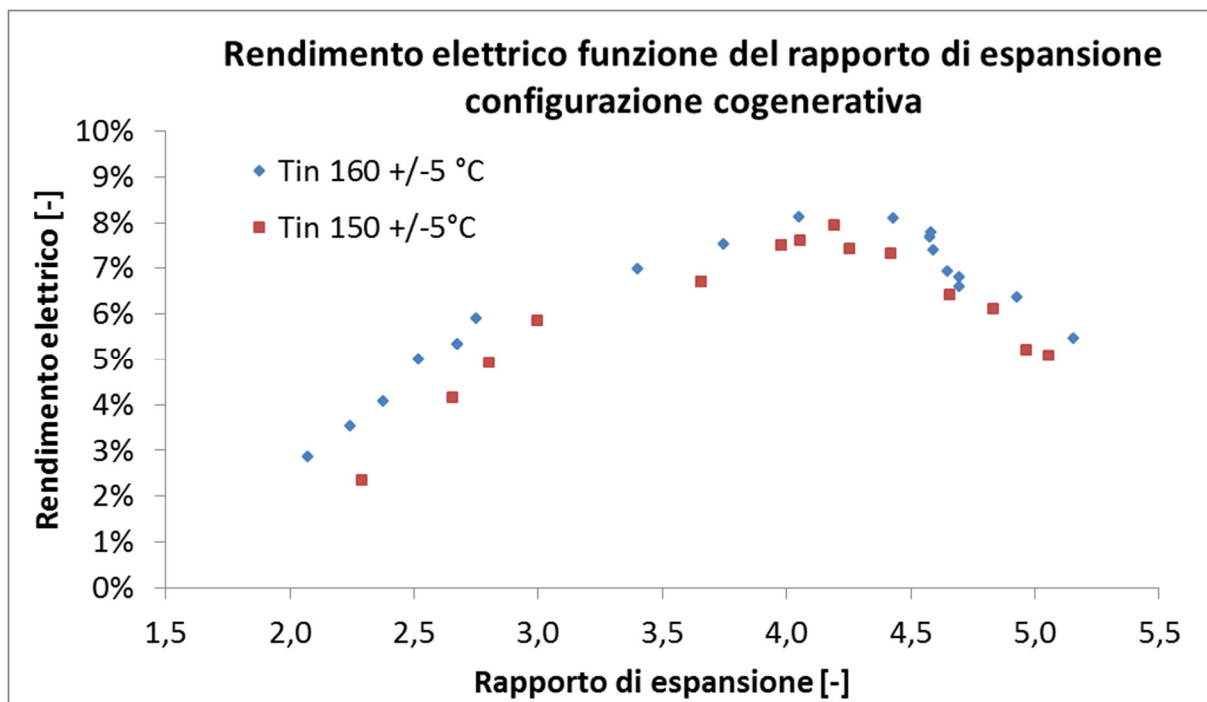


Figura 87: Rendimento elettrico del sistema in funzione del rapporto di espansione configurazione cogenerativa

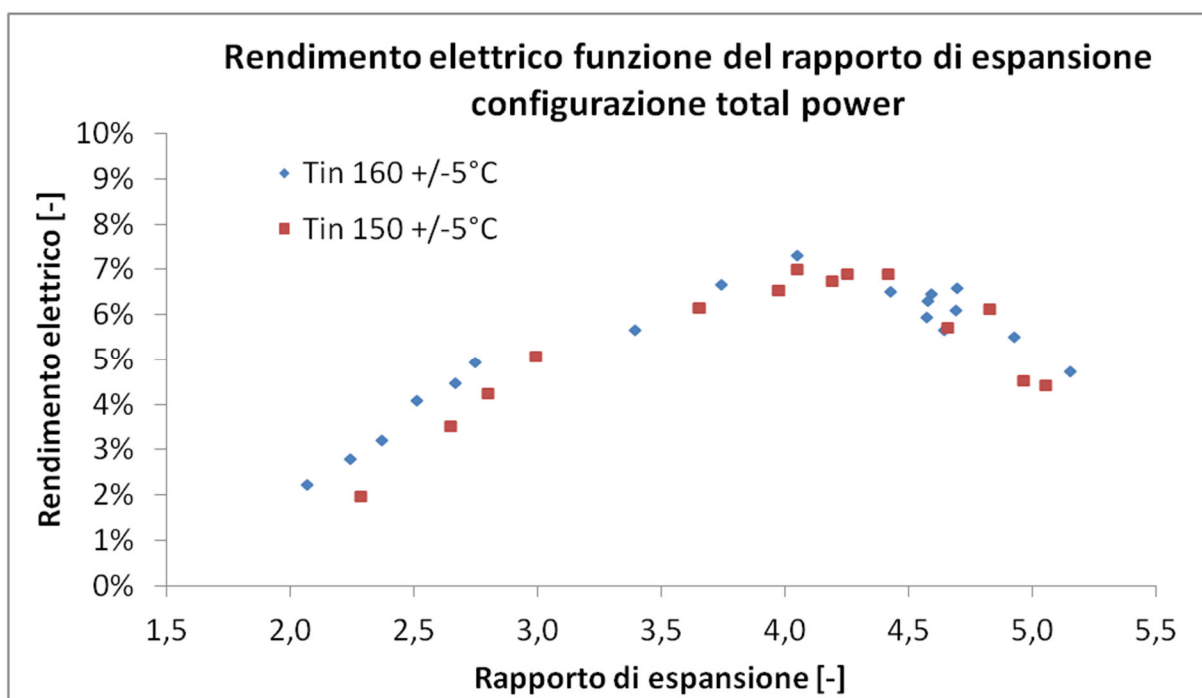


Figura 88: Rendimento elettrico del sistema in funzione del rapporto di espansione configurazione *total power*

In Figura 89 è riportato il grafico del rendimento elettrico nella configurazione cogenerativa con riportati gli intervalli di incertezza calcolati con la teoria della propagazione dell'errore.

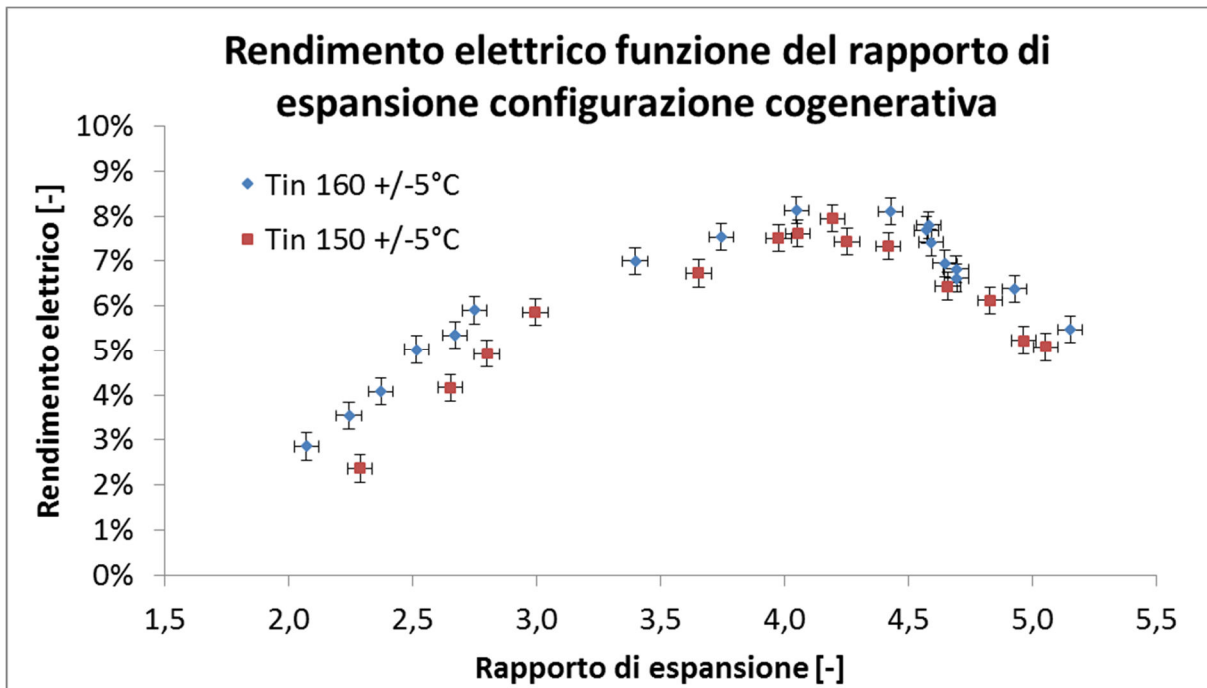


Figura 89: Rendimento elettrico del sistema in funzione del rapporto di espansione

Potenza termica disponibile per l'utenza ad alta temperatura

Nella configurazione di impianto *total power* è importante mettere in evidenza la potenza termica messa a disposizione dal sistema a temperature comprese tra 80 e 120°C. Questo calore rappresenta un effetto utile del sistema se sfruttato per l'azionamento in cascata di un ciclo termodinamico per la produzione di energia frigorifera.

In Figura 90 sono riportate tutte le condizioni operative testate ed è possibile mettere in evidenza il calore disponibile per l'utenza termica ad alta temperatura in funzione del rapporto di espansione. I dati presentati, analizzati congiuntamente con il rendimento elettrico e la potenza utile prodotta individuano delle strategie di conduzione dell'impianto utili a bilanciare gli output del sistema. In particolare è possibile affermare che è conveniente garantire l'esercizio del sistema con dei rapporti tra le pressioni intorno a 4-4,5 per massimizzare la potenza utile prodotta e la potenza termica disponibile per l'utenza ad alta temperatura senza penalizzare il rendimento elettrico del sistema.

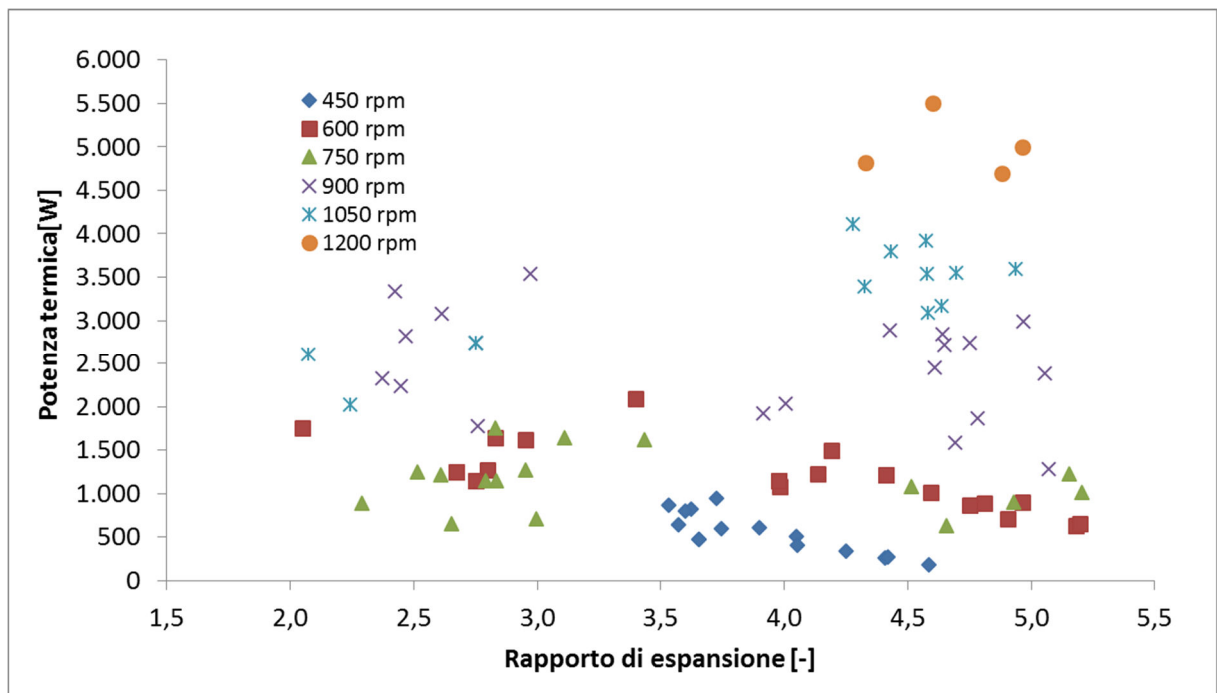


Figura 90: Grafico riassuntivo delle condizioni operative dell'impianto

Nel grafico proposto i punti interessanti per il funzionamento sono individuati nella zona con rapporto di espansione compreso tra 4 e 5 nella quale si registrano potenze

termiche variabili da 2500 a 5500 W. Questi punti di funzionamento vengono realizzati per velocità di rotazione della pompa del ciclo superiori a 900 rpm.

Nel grafico in Figura 91 è presentata l'analisi della potenza termica disponibile ad alta temperatura in funzione della portata di fluido di lavoro, ad ulteriore dimostrazione della necessità di esercire il sistema con una velocità di rotazione della pompa di alimentazione tale da garantire una portata minima di 60 g/s.

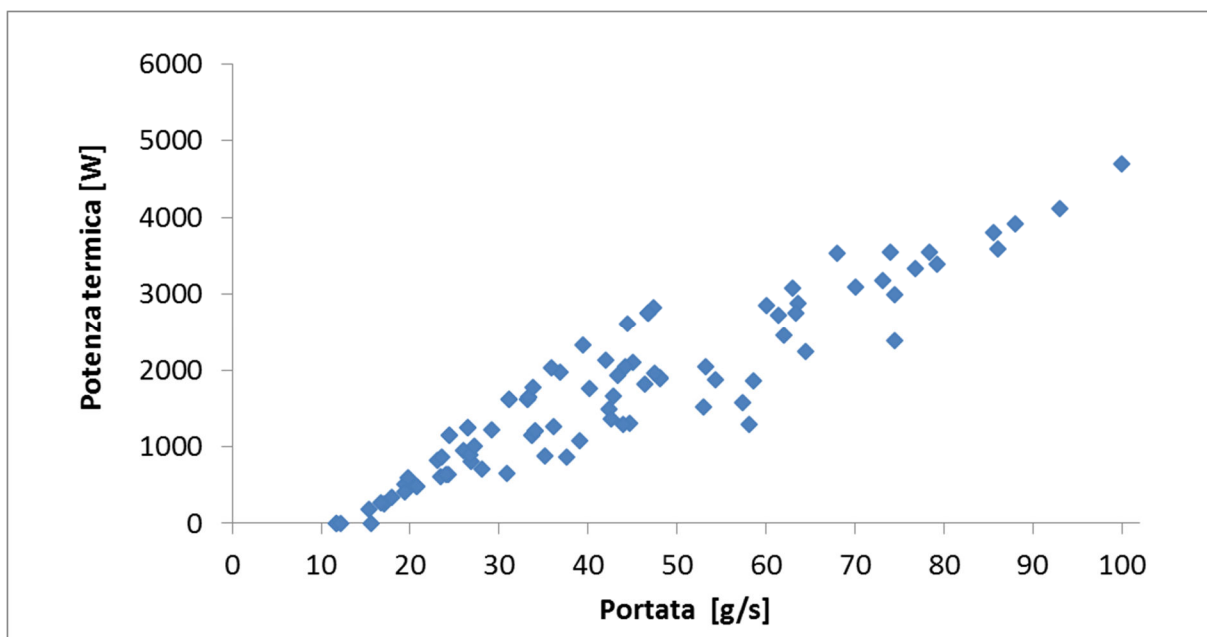


Figura 91: Potenza termica disponibile ad alta temperatura in funzione della portata

I valori ottenuti in termini di temperatura sono compatibili con l'utilizzo del sistema nell'applicazione ipotizzata, ma i valori di potenza raggiunta non sono sufficienti autonomamente per l'azionamento di una macchina ad assorbimento in cascata al ciclo.

Potenza termica disponibile per l'utenza a bassa temperatura

In questo paragrafo viene messa in evidenza la potenza termica messa a disposizione dall'impianto per l'utenza termica a bassa temperatura, attraverso il calore recuperato al condensatore dell'impianto. Le configurazioni di impianto prese in considerazione sono soltanto quelle per cui è stata verificata una temperatura di condensazione superiore a 45°C, imposto come limite inferiore di utilizzo del calore per gli utilizzi sanitari di un utente residenziale.

In Figura 92 sono riportati i punti di funzionamento del sistema per cui si sono realizzate le condizioni imposte. Dall'analisi del grafico è possibile individuare dei valori di potenza termica compresi tra 4 e 9 kW. I dati presentati confermano la strategia di esercizio dell'impianto intorno al valore nominale del rapporto di espansione dello scroll. In questo modo si ottengono valori di potenza termica disponibile non inferiori a quelli ottenuti in tutto il range di funzionamento investigato senza penalizzare il rendimento elettrico del sistema.

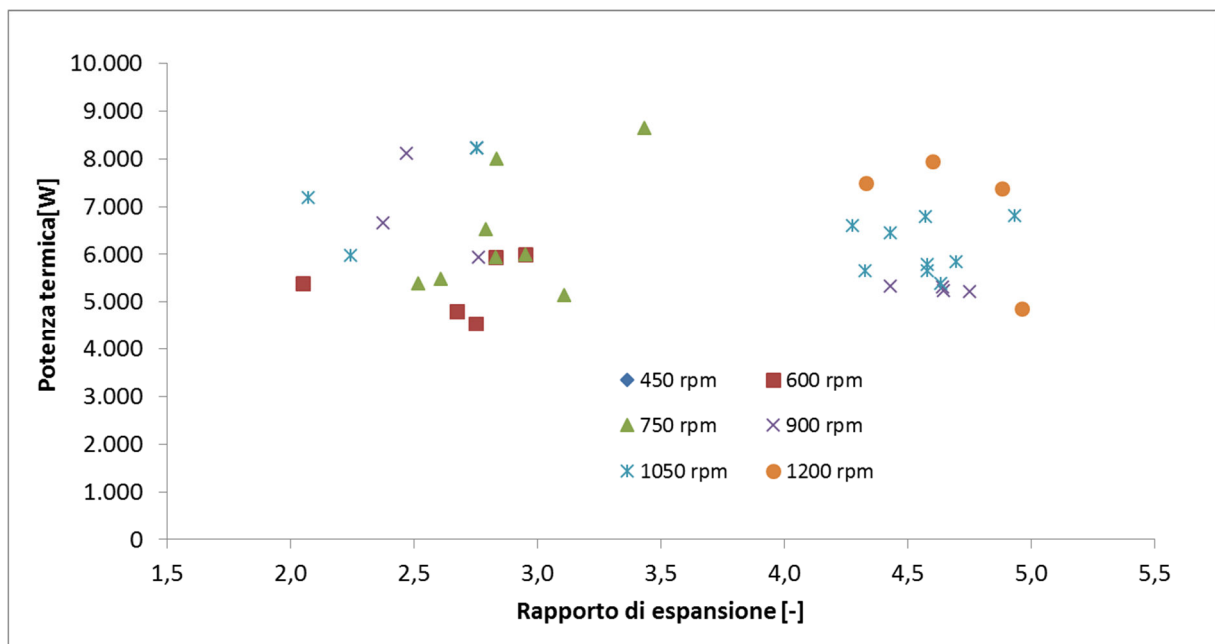


Figura 92: Potenza termica disponibile per l'utenza a bassa temperatura

In Figura 93 è possibile osservare la distribuzione dei valori di potenza termica in funzione della temperatura a cui è possibile recuperarla nel processo di condensazione del fluido di lavoro.

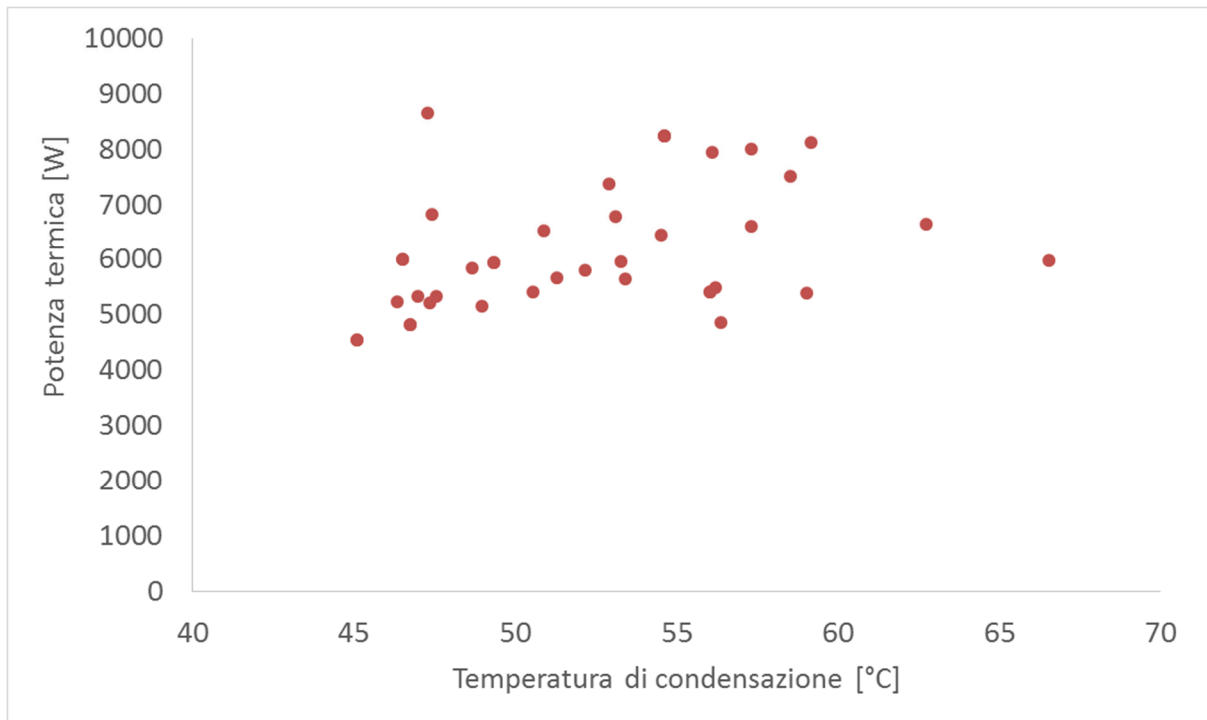


Figura 93: Potenza termica in funzione della temperatura

I valori ottenuti, sia in termini di potenza, sia di temperatura, sono compatibili per l'applicazione ipotizzata e permettono di fornire il calore necessario per gli utilizzi sanitari di un utente residenziale.

Rendimento complessivo dell'impianto

In questo paragrafo viene presentato il rendimento complessivo dell'impianto considerando tutti gli effetti utili definiti per le tipologie di utilizzo del sistema ipotizzate.

Nel grafico in Figura 94 sono rappresentati tutti i punti di funzionamento ottenuti durante l'esercizio.

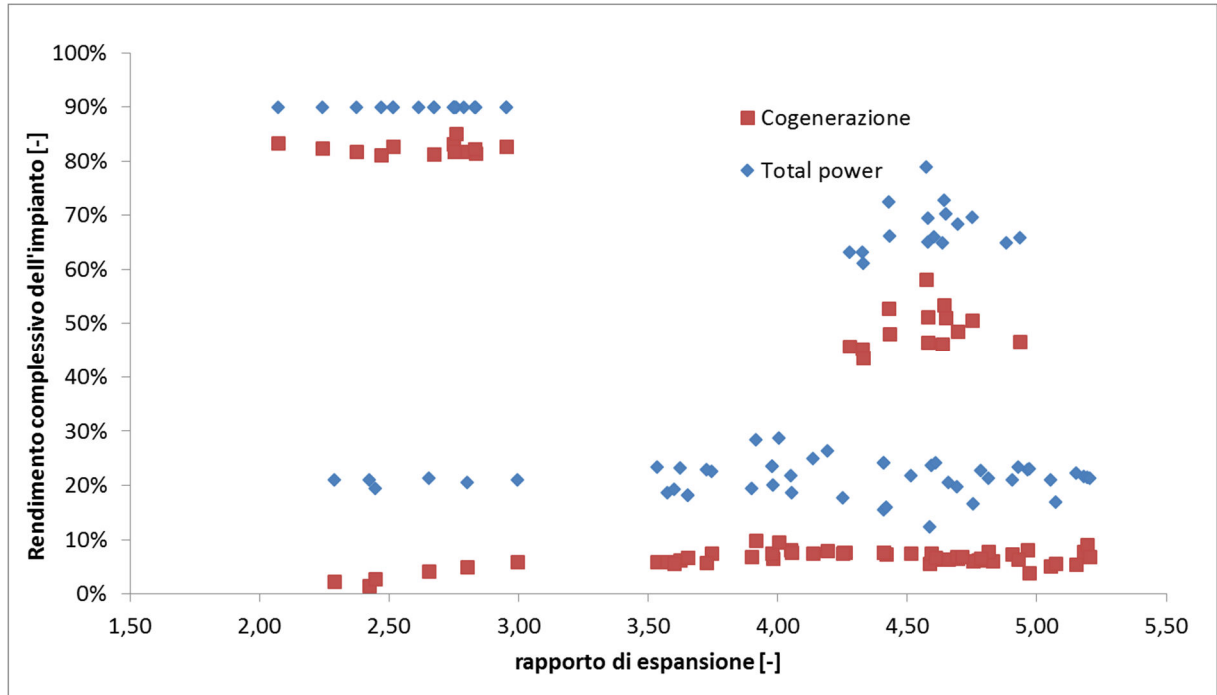


Figura 94: Rendimento complessivo dell'impianto

Dall'analisi del grafico è possibile affermare che durante l'esercizio del sistema non è sempre possibile effettuare il recupero termico a bassa temperatura in quanto in diverse condizioni testate la temperatura di condensazione è stata inferiore ai 45°C. Al contrario è sempre possibile effettuare il recupero termico ad alta temperatura in quanto la temperatura di uscita del fluido dall'espansore risulta sempre superiore ai 100°C. Questo effetto è evidente nel grafico in quanto sono presenti punti di funzionamento in modalità cogenerativa con rendimento complessivo inferiore al 10%: in corrispondenza di questi valori il solo effetto utile realizzato è la produzione di energia elettrica.

In modalità *total power* il rendimento complessivo di impianto risulta sempre più elevato rispetto alla modalità cogenerativa, nonostante l'innalzamento della potenza termica richiesta per il funzionamento del ciclo termodinamico.

I valori massimi di rendimento complessivo di impianto si aggirano intorno al 90% in configurazioni che privilegiano l'output termico rispetto a quello elettrico, sia in termini di potenze, sia in termini di rendimento.

Le modalità di esercizio del sistema che prevedono un output bilanciato sono quelle che si verificano per valori di rapporto di espansione intorno a 4,5 in cui il rendimento complessivo dell'impianto raggiunge valori compresi tra il 40 e l'80% rispetto alla potenza termica impiegata.

Considerazione sui consumi accessori

Durante lo svolgimento dei test sperimentali è stato monitorato l'assorbimento del sistema di pompaggio.

Nel grafico in Figura 95 è riportato l'assorbimento elettrico del sistema in funzione della pressione di evaporazione del fluido di lavoro. Come previsto dal modello numerico la potenza assorbita dal sistema aumenta esponenzialmente all'aumentare della pressione di evaporazione del fluido di lavoro, in accordo con quanto riportato in Figura 26 [58].

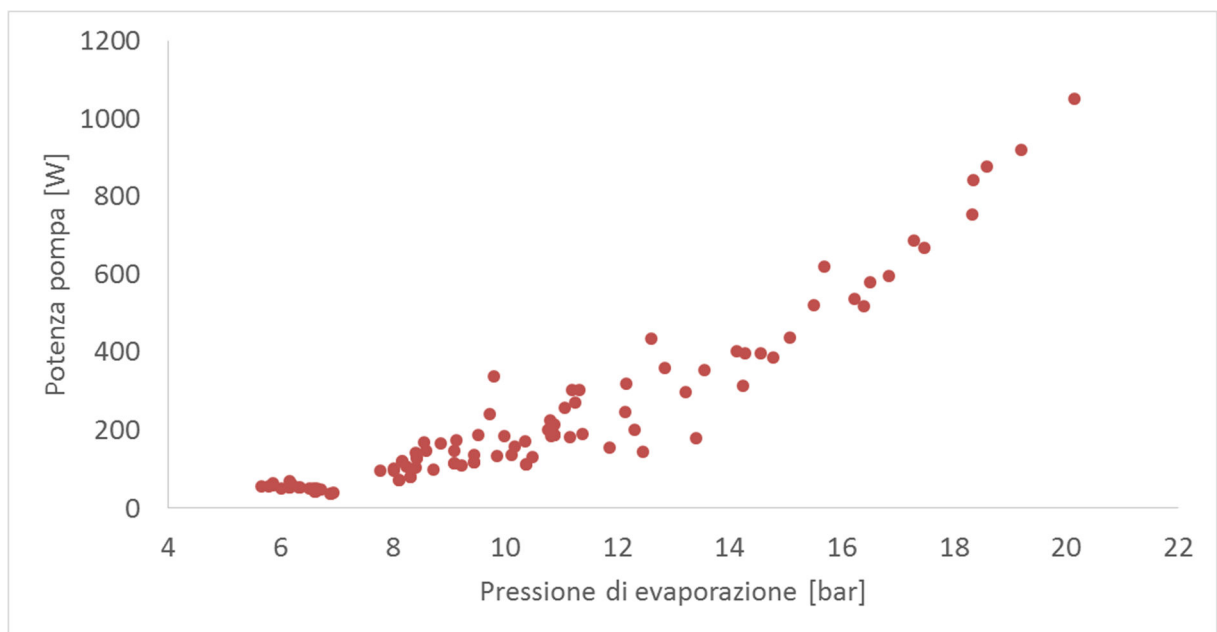


Figura 95: Potenza elettrica assorbita dal sistema di pompaggio

L'elevato assorbimento di potenza elettrica è causato principalmente dal basso rendimento del sistema di pompaggio: durante lo svolgimento dei test sperimentali il rapporto tra la potenza ceduta al fluido dalla pompa e la potenza elettrica impiegata a monte dell'inverter si è attestato a valori intorno al 20%.

Questo limite del sistema è causa della bassa produzione di potenza elettrica utile. Il grafico in Figura 96 è riporta la relazione tra potenza elettrica lorda e potenza elettrica netta generata dal sistema. È possibile osservare che esiste un punto di funzionamento oltre il quale non è conveniente esercire il sistema in quanto la potenza richiesta dal sistema di pompaggio aumenta maggiormente della potenza lorda generata dal sistema.

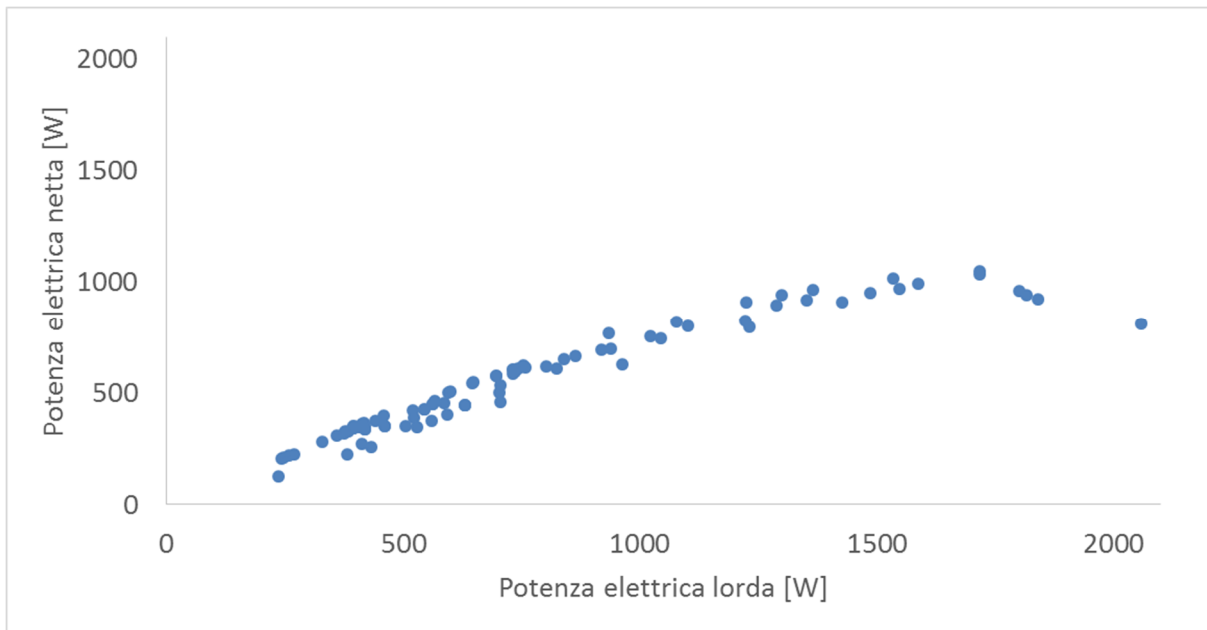


Figura 96: Potenza elettrica netta generata in funzione della potenza lorda

In termini assoluti il rendimento del sistema di pompaggio ottenuto condiziona pesantemente la potenzialità di applicazione dell'impianto.

Prospettive di integrazione del sistema

La versatilità del ciclo termodinamico permette di variare la temperatura di condensazione del sistema a seconda dello stato di carica dello storage stagionale. Questo avviene a scapito del rendimento di conversione elettrica del ciclo termodinamico (si passa da valori massimi di tot per temperature di condensazione di 40°C a valori massimi di totaltro per temperature di condensazione di 70°C).

Il rigeneratore del sistema deve essere considerato come l'elemento chiave in quanto deve essere previsto un sistema logico gestionale di esclusione/parzializzazione del componente nel lato ad alta pressione. Così facendo il calore derivato dal raffreddamento

del vapore surriscaldato scaricato dall'espansore può essere recuperato in controcorrente (potenze termiche tra 2 e 10 kW) per alimentare una macchina ad assorbimento per la produzione di energia frigorifera per climatizzare gli ambienti durante la stagione estiva. A scapito del rendimento di conversione elettrico.

Conclusioni

L'attività presentata in questa tesi riguarda lo sviluppo di un impianto che realizza un ciclo termodinamico ORC per lo sfruttamento di calore a temperatura medio-bassa. L'applicazione di questo sistema è individuata in accoppiamento a sistemi solari a concentrazione per applicazioni cogenerative (produzione di energia elettrica e calore per scopi sanitari) e *total power* (produzione di energia elettrica, calore ed energia frigorifera).

La modellazione numerica del sistema e la realizzazione dell'impianto prototipo strumentato hanno permesso di valutare positivamente l'impiego di questa tecnologia per impianti di piccola taglia per applicazione residenziale che non hanno ancora subito un processo di sviluppo industriale. La scelta e l'individuazione di componentistica reperibile commercialmente per la realizzazione del sistema evidenzia la possibilità di realizzazione dell'impianto contenendo il costo.

La fase di sperimentazione è servita a dimostrare che il sistema termodinamico può facilmente sfruttare la sorgente termica a temperatura compresa tra i 150 e i 180°C per produrre energia elettrica, pur restituendo il calore utilizzato a temperatura utile per l'utilizzo in cascata di un sistema di produzione di energia frigorifera e di un sistema di recupero di calore a bassa temperatura per utilizzi sanitari. Inoltre, l'analisi dei dati ha permesso di evidenziare punti critici e limiti dell'impianto che presentano ampi margini di miglioramento.

La trattazione delle problematiche affrontate durante lo studio ha previsto la definizione di parametri di analisi specifici e la presentazione dei risultati sperimentali in funzione di diverse grandezze caratteristiche di funzionamento del sistema. In particolare è stata analizzata specificamente la macchina utilizzata come espansore e le prestazioni energetiche del sistema nel suo complesso. I risultati ottenuti trovano conferma in studi simili pubblicati nella letteratura scientifica analizzata. Il valore aggiunto di questo studio è l'analisi della possibilità di recupero termico del sistema in assetto cogenerativo e *total*

power e la quantificazione sperimentale del calore disponibile a diverse temperature per diverse condizioni di esercizio.

L'impianto ha messo in evidenza una discreta capacità di adattamento alla variazione delle condizioni di esercizio contenendo la durata temporale dei transitori e garantendo la stabilità delle condizioni di esercizio nei punti di funzionamento individuati.

La caratterizzazione della macchina è stata effettuata secondo le modalità individuate nella letteratura scientifica, ovvero valutando il rendimento isentropico (definito come rapporto tra la potenza generata dall'espansore e la potenza termica ceduta al fluido di lavoro) e il rendimento volumetrico o coefficiente di riempimento. I valori e gli andamenti di questi parametri prestazionali individuati sono comparabili con quelli presentati in studi scientifici affini.

La modalità di esercizio della macchina in assetto cogenerativo è risultata compatibile sia per livelli di temperatura, sia per potenza termica scambiata, con l'utilizzo del calore per alimentare un'utenza termica domestica a scopi sanitari.

Il recupero termico ad alta temperatura in assetto *total power* ha dato risultati compatibili, per livello di temperatura, con l'utilizzo in cascata di una macchina ad assorbimento per la produzione di energia frigorifera per il raffrescamento estivo. La potenza termica scambiata, invece, non è risultata sufficiente per il sostentamento autonomo di questo tipo di macchina, ma può essere, comunque, utilizzata come contributo attivo al sistema.

Il rendimento elettrico del sistema ha riportato variazioni comprese tra 1 e 2 punti percentuali tra le due configurazioni operative investigate toccando dei massimi rispettivamente di 8,13% e 7,3%, mentre considerando la produzione di potenza lorda il rendimento elettrico raggiunge valori che si attestano intorno al 10%.

Lo scarso rendimento elettrico del sistema di pompaggio, sebbene in linea con i valori riscontrati in altre esperienze sperimentali simili e previsti nel modello numerico, ha pesantemente condizionato il raggiungimento delle condizioni di design prefissate e rappresenta il punto critico più evidente. Lo sviluppo di questo sistema di conversione

energetica necessita un'approfondita indagine del gruppo di pompaggio, che se trascurato in fase di progettazione può precludere l'effetto utile elettrico dell'impianto.

L'analisi dei dati e degli andamenti dei parametri prestazionali dell'impianto ha permesso di individuare con successo le strategie di gestione dell'impianto per ottimizzare e bilanciare gli output energetici.

Si può concludere dicendo che i punti critici individuati presentano degli ampi margini di miglioramento ed il sistema, già allo stato attuale, è utilizzabile nell'ambito della micro-generazione distribuita con possibilità di recupero del calore a bassa temperatura in applicazioni cogenerative residenziali.

Ringraziamenti

Il presente lavoro è stato sviluppato all'interno del Dipartimento di Ingegneria Industriale dell'università di Firenze. In particolare, vorrei sinceramente ringraziare tutte le persone che lavorano in Dipartimento, con speciale attenzione ai miei tutor di dottorato, Prof. Maurizio DE LUCIA e Ing. Franco FRANCINI. Il loro sostegno e la loro guida sono stati fondamentali.

Ringrazio anche il gruppo di ricerca di cui faccio parte: Ing. Giacomo Pierucci, PhD, Ing. Matteo Messeri, PhD, Ing. Francesco Taddei, PhD e il Dott. Michele Salvestroni che mi hanno sempre sostenuto nel mio lavoro e aiutato con preziosi consigli.

Ai miei genitori e ai miei parenti che mi hanno ogni giorno incoraggiato e guidato durante il mio percorso con il loro esempio e sostegno, è grazie a loro che oggi sono riuscito a raggiungere questo obiettivo.

Un ringraziamento speciale alla mia ragazza, Elisa, che mi ha sopportato e supportato durante tutto il lavoro svolto e che mi ha incoraggiato ogni giorno e sostenuto di fronte alle difficoltà.

Infine, vorrei ringraziare tutti i miei amici, coinquilini e colleghi che mi sono stati vicini in questi tre anni così impegnativi.

Bibliografia

- [1]. Renewables 2016: Global Status Report. REN21, 2016
- [2]. Strategic Energy Technology Plan. Ministero dello Sviluppo Economico
- [3]. World Energy Outlook 2016 – Executive Summary – IEA 2016
- [4]. Key World Energy Statistics 2016. IEA, 2016
- [5]. Direttiva 2004/8/CE del Parlamento Europeo e del Consiglio dell'11 febbraio 2004 sulla promozione della cogenerazione basata su una domanda di calore utile nel mercato interno dell'energia e che modifica la direttiva 92/42/CEE
- [6]. A. Martens – “*The energetic feasibility of CHP compared to separate production of heat and power*” - Applied Thermal Engineering 1998
- [7]. G. Pepermans, J. Driese, D. Haeseldonckx, R. Belmans, W. D’haeseleer – “*Distributed generation: definition, benefits and issues*” - Energy Policy, Vol. 33, 2005
- [8]. D. Sun – “*Comparison of the performances of NH₃-H₂O, NH₃-LiNO₃ and NH₃-NaSCN absorption refrigeration systems*” - Energy Conversion and Management, 39, 1998, pp. 357-368
- [9]. M. Jelinek, A. Levy, I. Borde “*The performance of a triple pressure level absorption cycle (TPLAC) with working fluids based on the absorbent DMEU and the refrigerants R22, R32, R124, R125, R134a and R152a*” - Applied Thermal Engineering, 28 2008, pp. 1551-1555.
- [10]. Decreto Legislativo 3 marzo 2011, n. 28
- [11]. G. Zhu, T. Neises C. Turchi, R. Bedilion. – “*Thermodynamic evaluation of solar integration into a natural gas combined cycle power plant*” – Renewable Energy, 74: 815-824 (2015)

- [12]. Kuravi, J. Trahan, D. Y. Goswami, M. M. Rahman, E. K. Stefanakos – “*Thermal Energy storage technologies and systems for concentrating solar power plants*” - Progress in Energy and Combustion Science, 39: 285-319, 2013
- [13]. G.Comini, S. Savino – “*La captazione dell'energia solare*” - Monografie CISM, ITALIA, 2013
- [14]. L.Rubini, G. Habib, M. Lavra - “*Tecnologie solari a concentrazione - Produzione di calore a media temperatura*” - Report RdS/2011/254, ENEA
- [15]. Invernizzi C.M. – “*I motori a fluido organico nella conversione termodinamica dell'energia solare*” – Dipartimento di Ingegneria Meccanica e Industriale, Università degli Studi di Brescia
- [16]. C. Silvi – “*La pompa solare SOMOR: riscoperta di un'invenzione italiana del primo Novecento e sue attuali prospettive*” - pubblicato su www.gses.it, dicembre 2009
- [17]. E.Macchi, M.Astolfi, D.Bonalumi, A.Giuffrida, C.M.Invernizzi, M.C.Romano, P.Silva, D.M.Turi, R.Roberto, V.Gerardi, M.Caldera – “*Valutazione di cicli termodinamici innovativi per applicazioni con caldaie a Sali fusi alimentate a biomassa legnosa*” – ENEA, Ricerca di Sistema elettrico 2013
- [18]. Enertime SA. Cycles Organiques de Rankine: market and actors. Available from: <http://www.cycle-organique-rankine.com/market-markers.php>
- [19]. B. Vanslambrouck – “*The Organic Rankine Cycle: current market overview*” - Proceedings of the international symposium on waste heat recovery by Organic Rankine Cycle, 2009
- [20]. H. Öhman - “*Implementation and evaluation of a low temperature waste heat recovery power cycle using NH₃ in an Organic Rankine Cycle*” - Energy, 2012, doi: 10.1016/j.energy.2012.02.074
- [21]. D. Citrin - “*Power generation from cement plant waste heat*” - ORMAT International Inc, CII—Green Cementech (2005)
- [22]. Gaia M. Turboden ORC Systems - “*Electricity Generation from Enhanced Geothermal Systems*” - Strasbourg, 2006
- [23]. M. Lorenz - “*Biomasse—KWK mit einem Dampf—Schraubenmotor*” - Köhler&Ziegler Anlagentechnik GmbH, 2006
- [24]. G. Holdmann - “*ORC technology for waste heat applications*” - Proceedings of the diesel heat recovery and efficiency workshop, 2007
- [25]. A. Schuster, S. Karellas, E. Kakaras, H. Spliethoff - “*Energetic and economic investigation of Organic Rankine Cycle applications*” -Applied Thermal Engineering, 29 (2008), pp. 1809–1817

- [26]. S. Quoilin V. Lemort - *“Technological and economical survey of Organic Rankine Cycle systems”* - Proceedings of the ECEMEI conference, Vilamoura, 2009
- [27]. M. Gaia - *“30 years of Organic Rankine Cycle Development”* - First International Seminar on ORC Power Systems (p. 22-23). Delft The Netherlands (2011)
- [28]. R. Vescovo - *“Turboden ORC Power Plants for Industry Heat Recovery: Generation from Waste Heat Streams”* - Cogeneration & On-site Power Production Magazine, Marzo 2009
- [29]. G. Qiu, Y. Shao, J. Li, H. Liu, S.B. Riffat - *“Experimental investigation of a biomass-fired ORC-based micro-CHP for domestic applications”* - Fuel 96 (2012) 374–382
- [30]. H. Leibowitz, I. K. Smith, N. Stosic – *“Cost Effective Small Scale ORC Systems for Power Recovery From Low Grade Heat Sources”* - ASME 2006 International Mechanical Engineering Congress and Exposition DOI: 10.1115/IMECE2006-14284
- [31]. G. Pei, J. Li, Y. Li, D. Wang, J. Ji - *“Construction and dynamic test of a small-scale organic rankine cycle”* - Energy Volume 36, Issue 5, May 2011, Pages 3215–3223
- [32]. M. Villarini, E. Bocci , M. Moneti, A. Di Carlo, A., Micangeli - *“State of art of small scale solar powered ORC systems: a review of the different typologies and technology perspectives”* - Energy Procedia, 45:257 - 267, 2014
- [33]. L. Rubini, G. Habib, M. Lavra - *“Tecnologie solari a concentrazione - Produzione di calore a media temperatura”* - Report RdS/2011/254, ENEA
- [34]. B.F. Tchanche, Gr. Lambrinos, A. Frangoudakis, G. Papadakis - *“Low-grade heat conversion into power using organic Rankine cycles - A review of various applications”* - Renewable and Sustainable Energy Reviews, 15: 3963_3979, 2011
- [35]. D. Manolakosa, G. Papadakis, Essam Sh. Mohamed, S. Kyritsis, K. Bouzianas - *“Design of an autonomous low-temperature solar Rankine cycle system for reverse osmosis desalination”* - Desalination 183 (2005) 73–80
- [36]. Agustín M. Delgado-Torres, Lourdes García-Rodríguez - *“Analysis and optimization of the low-temperature solar organic Rankine cycle (ORC)”* - Energy Conversion and Management 51 (2010) 2846–2856
- [37]. H.U. Helvacı, Z.A. Khan – *“Experimental study of thermodynamic assessment of a small scale solar thermal system”* - Energy Conversion and Management 117 (2016) 567–576

- [38]. B. Twomey, P.A. Jacobs, H. Gurgenci - *“Dynamic performance estimation of small-scale solar cogeneration with an organic Rankine cycle using a scroll expander”* - Applied Thermal Engineering 51 (2013) 1307e1316
- [39]. Saitoh, Yamada, Wakashima - *“Solar Rankine cycle using scroll expander”* - Journal of Environment an Engineering, Vol.2, No. 4, 2007
- [40]. S. Quoilin, M. Orosz, H. Hemond, V. Lemort - *“Performance and design optimization of a low-cost solar organic Rankine cycle for remote power generation”* - Solar Energy 85 (2011)
- [41]. M.S. Orosz, Amy Mueller, S. Quolin, H. Hemond - *“Small scale solar ORC system for distributed power”* - Pubblicazione MIT
- [42]. M. Antonelli, A. Baccioli, M. Francesconi, R. Lensi, L. Martorano - *“Analysis of a low concentration solar plant with compound parabolic collectors and a rotary expander for electricity generation”* - 68th Conference of the Italian Thermal Machines Engineering Association, ATI 2013 Volume 45, 2014, Pages 170-179
- [43]. E.J. Bala, P.W. Callaghan, S.D. Probert - *“Influence of organic working fluids on the performance of a positive-displacement pump with sliding vanes”* - Applied Energy 1985;20:153–9
- [44]. J. Bao, L. Zhao - *“A review of working fluid and expander selections for organic Rankine cycle”* - Renewable and Sustainable Energy Reviews 24 (2013) 325–342
- [45]. F. Vélez, J.J. Segovia, M. C. Martín, G. Antolína, F. Chejnek, A. Quijanoa - *“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 16 (2012) 4175–4189
- [46]. B.F. Tchanche, G. Papadakis, G. Lambrinos, A. Frangoudakis - *“Fluid selection for a low-temperature solar organic Rankine cycle”* - Applied Thermal Engineering 29 (2009) 2468–2476
- [47]. ASHRAE standard 34 2007 - *“Designation and Safety Classification of Refrigerants”* - ISSN 1041-2336
- [48]. B-T Liu, KH Chien, C-C Wang - *“Effect of working fluids on Organic Rankine Cycle for waste heat recovery”* - Energy 2004;29(8):1207–17
- [49]. R. El Chammas, D. Clodic - *“Combined cycle for hybrid vehicles”* - SAE Technical Paper, 01-1171, 2005

- [50]. J. Façao, A. Palmero-Marrero, AC Oliveira - “*Analysis of a solar assisted microcogeneration ORC system*” - International Journal of Low-Carbon Technologies 2008;3(4):254
- [51]. Y. Dai, J. Wang, L. Gao - “*Parametric optimization and comparative study of Organic Rankine Cycle (ORC) for low grade waste heat recovery*” - Energy Conversion and Management 2009;50(3):576–82
- [52]. “*Genetron 245fa Physical Properties*” – Honeywell refrigerants Technical Documents
- [53]. G. Zywica, T.Z. Kaczmarczyk and E. Ihnatowicz - “*A review of expanders for power generation in small-scale organic Rankine cycle systems: Performance and operational aspects*” – Journal of Power and Energy, 1-16 2016
- [54]. P. Song, M. Wei, L. Shi, S.N. Danish, C. Ma - “*A review of scroll expanders for organic Rankine cycle systems*” - Applied Thermal Engineering 75 (2015) 54 – 64
- [55]. B. Aoun, D. Clodic – “*Theoretical and experimental study of an oil-free scroll type vapor expander*”- International Compressor Engineering Conference, 2008, Paper 1925
- [56]. H. Wang et al - “*Experimental performance of a compliant scroll expander for an organic Rankine cycle*” - Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy 2009; 223 (7): 863
- [57]. V. Lemort, S. Declaye, S. Quoilin – “*Experimental characterization of a hermetic scroll expander for use in a micro-scale Rankine cycle*” – Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A – Journal of Power and Energy – 2012
- [58]. S. Quoilin, M. Van Den Broek, S. Declaye, P. Dewallef, V. Lemort - “*Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems*” - Renewable and Sustainable Energy Reviews, Volume 22, June 2013, Pages 168–186
- [59]. V. Lemort, S. Quoilin, C. Cuevas, J. Lebrun – “*Testing and modeling a scroll expander integrated into an organic rankine cycle*” - Applied Thermal Engineering, Elsevier, 2010, 29 (14-15), pp.3094
- [60]. G. Xiaojun, L. Liansheng, Z. Yuanyang, S. Pengcheng - “*Research on a Scroll Expander Used for Recovering Work in a Fuel Cell*” - Int. J. of Thermodynamics, Vol.7, (No.1), pp.1-8, March-2004
- [61]. R. Zanelli, D. Favrat – “*Experimental Investigation of a Hermetic Scroll Expander-Generator*” – International Compressor Engineering Conference, 1994

- [62]. M. Kane, D. Larrain, D. Favrat, Y. Allani - “*Small hybrid solar power system*” - Energy 2003;28(14):1427–43
- [63]. <http://www.sanden.com/> - sito internet del fornitore
- [64]. S. Quoilin, V. Lemort, J. Lebrun - “*Experimental study and modeling of an Organic Rankine Cycle using scroll expander*” - Applied Energy 2010;87(4):1260–8
- [65]. Melotte N. - “*Development and optimization of Organic Rankine Cycle control strategies*” - Master thesis, University of Liege, 2012
- [66]. Quoilin S. - “*Sustainable energy conversion through the use of Organic Rankine Cycles for waste heat recovery and solar applications*” - Phd thesis, University of Liege, Belgium, 2011
- [67]. E.J. Bala, P.W. O’Callaghan, S.D. Probert - “*Influence of organic working fluids on the performance of a positive displacement pump with sliding vanes*” - Applied Energy 1985;20:153–9
- [68]. Peterson RB et al. - “*Performance of a small-scale regenerative Rankine power cycle employing a scroll expander Part A*” - Journal of Power and Energy, 222, 271-282
- [69]. <http://www.nuert.it/pompe-rotative-palette/pompe-magnetiche.php> - sito internet del fornitore
- [70]. <http://www.racmet.com/home> - sito internet del fornitore
- [71]. <http://www.matecindustriale.it/index.html> - sito internet del fornitore
- [72]. G. Pierucci - “*Sviluppo di micro-ORC per applicazioni residenziali: progettazione ed indagine sperimentale*” - Università di Firenze, tesi di dottorato, 2014

Appendice A:

Considerazioni sugli errori di misura

I dati misurati durante la campagna sperimentale sono stati elaborati prestando attenzione agli errori commessi nella catena di misura e alla loro propagazione per il calcolo delle grandezze derivate.

Dopo un calcolo preliminare in cui sono state inserite le incertezze dovute al sensore e quelle dovute all'acquisitore è emerso la seconda è di ordini di grandezza inferiori rispetto alla prima, quindi, per semplicità di trattazione, in questo studio è stata considerata soltanto la propagazione degli errori causata dall'incertezza del sensore.

Per quanto riguarda le grandezze derivate è stata utilizzata la teoria della propagazione degli errori che afferma: gli errori che influenzano le grandezze utilizzate ($x_1, \dots, x_k$) per il calcolo di una funzione derivata (f), influenzano la funzione derivata in modo proporzionale alla derivata parziale della funzione derivata rispetto alle singole variabili di partenza, moltiplicate per il valore di incertezza sul valore delle variabili di partenza ($\Delta x_1, \dots, \Delta x_k$).

$$\Delta f = \sum_{j=1}^k \left| \frac{\partial f}{\partial x_j} \right|_{x_j=x_{j0}} \Delta x_j \quad \text{Eq. 1}$$

Grazie alla funzione "Uncertainty Propagation" del software EES sono stati stimati gli errori percentuali in diversi punti significativi ottenuti con l'elaborazione dei dati sperimentali. Nei grafici visti durante l'analisi dei risultati sono stati riportati gli intervalli di errore più ampi rilevati.

Nelle pagine successive è riportato un esempio di calcolo della propagazione degli errori per un punto caratteristico rilevato durante l'analisi dei dati. Dall'analisi dei risultati ottenuti è possibile evidenziare in che misura le grandezze derivate dipendono dalle singole variabili misurate utilizzate per il calcolo. Se l'incertezza ottenuta è ritenuta insoddisfacente, è possibile individuare il sensore con influenza maggiore sulla grandezza derivata e migliorare ridurre l'incertezza sostituendolo con un sensore con prestazioni migliori.

Unit Settings: SI C bar kJ mass deg

Variable±Uncertainty	Partial derivative	% of uncertainty
$\beta = 4,286 \pm 0,06375$ [-]		
$cil = 0,00000825 \pm 0$ [m ³]	$\partial\beta / \partial cil = 0$	0,00 %
$f = 280 \pm 0,0056$ [Hz]	$\partial\beta / \partial f = 0$	0,00 %
$l = 10 \pm 0,02$ [A]	$\partial\beta / \partial l = 0$	0,00 %
$m = 50 \pm 0,75$ [g/s]	$\partial\beta / \partial m = 0$	0,00 %
$Pc = 3,5 \pm 0,04655$ [bar]	$\partial\beta / \partial Pc = -1,225$	79,95 %
$Pe = 15 \pm 0,0999$ [bar]	$\partial\beta / \partial Pe = 0,2857$	20,05 %
$Tin = 150 \pm 0,29$ [°C]	$\partial\beta / \partial Tin = 0$	0,00 %
$Tin_{ev} = 92 \pm 0,1656$ [°C]	$\partial\beta / \partial Tin_{ev} = 0$	0,00 %
$V = 100 \pm 0,001$ [V]	$\partial\beta / \partial V = 0$	0,00 %
$\eta_{el} = 0,09716 \pm 0,001486$ [-]		
$cil = 0,00000825 \pm 0$ [m ³]	$\partial\eta_{el} / \partial cil = 0$	0,00 %
$f = 280 \pm 0,0056$ [Hz]	$\partial\eta_{el} / \partial f = 0$	0,00 %
$l = 10 \pm 0,02$ [A]	$\partial\eta_{el} / \partial l = 0,009716$	1,71 %
$m = 50 \pm 0,75$ [g/s]	$\partial\eta_{el} / \partial m = -0,001943$	96,20 %
$Pc = 3,5 \pm 0,04655$ [bar]	$\partial\eta_{el} / \partial Pc = 0$	0,00 %
$Pe = 15 \pm 0,0999$ [bar]	$\partial\eta_{el} / \partial Pe = 0,0006129$	0,17 %
$Tin = 150 \pm 0,29$ [°C]	$\partial\eta_{el} / \partial Tin = -0,0005781$	1,27 %
$Tin_{ev} = 92 \pm 0,1656$ [°C]	$\partial\eta_{el} / \partial Tin_{ev} = 0,0007236$	0,65 %
$V = 100 \pm 0,001$ [V]	$\partial\eta_{el} / \partial V = 0,0009716$	0,00 %
$\eta_{is} = 0,6117 \pm 0,01105$ [-]		
$cil = 0,00000825 \pm 0$ [m ³]	$\partial\eta_{is} / \partial cil = 0$	0,00 %
$f = 280 \pm 0,0056$ [Hz]	$\partial\eta_{is} / \partial f = 0$	0,00 %
$l = 10 \pm 0,02$ [A]	$\partial\eta_{is} / \partial l = 0,06117$	1,23 %
$m = 50 \pm 0,75$ [g/s]	$\partial\eta_{is} / \partial m = -0,01224$	68,96 %
$Pc = 3,5 \pm 0,04655$ [bar]	$\partial\eta_{is} / \partial Pc = 0,1197$	25,42 %
$Pe = 15 \pm 0,0999$ [bar]	$\partial\eta_{is} / \partial Pe = -0,02221$	4,03 %
$Tin = 150 \pm 0,29$ [°C]	$\partial\eta_{is} / \partial Tin = -0,00231$	0,37 %
$Tin_{ev} = 92 \pm 0,1656$ [°C]	$\partial\eta_{is} / \partial Tin_{ev} = 0$	0,00 %
$V = 100 \pm 0,001$ [V]	$\partial\eta_{is} / \partial V = 0,006117$	0,00 %

$$h_{ev} = 327,2 \pm 0,2539 \text{ [kJ/kg]}$$

$c_{il} = 0,00000825 \pm 0 \text{ [m}^3]$	$\partial h_{ev} / \partial c_{il} = 0$	0,00 %
$f = 280 \pm 0,0056 \text{ [Hz]}$	$\partial h_{ev} / \partial f = 0$	0,00 %
$I = 10 \pm 0,02 \text{ [A]}$	$\partial h_{ev} / \partial I = 0$	0,00 %
$m = 50 \pm 0,75 \text{ [g/s]}$	$\partial h_{ev} / \partial m = 0$	0,00 %
$P_c = 3,5 \pm 0,04655 \text{ [bar]}$	$\partial h_{ev} / \partial P_c = 0$	0,00 %
$P_e = 15 \pm 0,0999 \text{ [bar]}$	$\partial h_{ev} / \partial P_e = -0,02658$	0,01 %
$T_{in} = 150 \pm 0,29 \text{ [}^\circ\text{C]}$	$\partial h_{ev} / \partial T_{in} = 0$	0,00 %
$T_{in_{ev}} = 92 \pm 0,1656 \text{ [}^\circ\text{C]}$	$\partial h_{ev} / \partial T_{in_{ev}} = 1,533$	99,99 %
$V = 100 \pm 0,001 \text{ [V]}$	$\partial h_{ev} / \partial V = 0$	0,00 %

$$h_{in} = 533,1 \pm 0,379 \text{ [kJ/kg]}$$

$c_{il} = 0,00000825 \pm 0 \text{ [m}^3]$	$\partial h_{in} / \partial c_{il} = 0$	0,00 %
$f = 280 \pm 0,0056 \text{ [Hz]}$	$\partial h_{in} / \partial f = 0$	0,00 %
$I = 10 \pm 0,02 \text{ [A]}$	$\partial h_{in} / \partial I = 0$	0,00 %
$m = 50 \pm 0,75 \text{ [g/s]}$	$\partial h_{in} / \partial m = 0$	0,00 %
$P_c = 3,5 \pm 0,04655 \text{ [bar]}$	$\partial h_{in} / \partial P_c = 0$	0,00 %
$P_e = 15 \pm 0,0999 \text{ [bar]}$	$\partial h_{in} / \partial P_e = -1,325$	12,20 %
$T_{in} = 150 \pm 0,29 \text{ [}^\circ\text{C]}$	$\partial h_{in} / \partial T_{in} = 1,225$	87,80 %
$T_{in_{ev}} = 92 \pm 0,1656 \text{ [}^\circ\text{C]}$	$\partial h_{in} / \partial T_{in_{ev}} = 0$	0,00 %
$V = 100 \pm 0,001 \text{ [V]}$	$\partial h_{in} / \partial V = 0$	0,00 %

$$h_o = 500,4 \pm 0,5036 \text{ [kJ/kg]}$$

$c_{il} = 0,00000825 \pm 0 \text{ [m}^3]$	$\partial h_o / \partial c_{il} = 0$	0,00 %
$f = 280 \pm 0,0056 \text{ [Hz]}$	$\partial h_o / \partial f = 0$	0,00 %
$I = 10 \pm 0,02 \text{ [A]}$	$\partial h_o / \partial I = 0$	0,00 %
$m = 50 \pm 0,75 \text{ [g/s]}$	$\partial h_o / \partial m = 0$	0,00 %
$P_c = 3,5 \pm 0,04655 \text{ [bar]}$	$\partial h_o / \partial P_c = 6,397$	34,96 %
$P_e = 15 \pm 0,0999 \text{ [bar]}$	$\partial h_o / \partial P_e = -2,512$	24,83 %
$T_{in} = 150 \pm 0,29 \text{ [}^\circ\text{C]}$	$\partial h_o / \partial T_{in} = 1,101$	40,21 %
$T_{in_{ev}} = 92 \pm 0,1656 \text{ [}^\circ\text{C]}$	$\partial h_o / \partial T_{in_{ev}} = 0$	0,00 %
$V = 100 \pm 0,001 \text{ [V]}$	$\partial h_o / \partial V = 0$	0,00 %

$$\lambda_{vol} = 1,272 \pm 0,02177$$

$cil = 0,00000825 \pm 0 \text{ [m}^3\text{]}$	$\partial \lambda_{vol} / \partial cil = 0$	0,00 %
$f = 280 \pm 0,0056 \text{ [Hz]}$	$\partial \lambda_{vol} / \partial f = -0,004541$	0,00 %
$I = 10 \pm 0,02 \text{ [A]}$	$\partial \lambda_{vol} / \partial I = 0$	0,00 %
$m = 50 \pm 0,75 \text{ [g/s]}$	$\partial \lambda_{vol} / \partial m = 0,02543$	76,73 %
$Pc = 3,5 \pm 0,04655 \text{ [bar]}$	$\partial \lambda_{vol} / \partial Pc = -6,987E-18$	0,00 %
$Pe = 15 \pm 0,0999 \text{ [bar]}$	$\partial \lambda_{vol} / \partial Pe = -0,1038$	22,69 %
$Tin = 150 \pm 0,29 \text{ [}^\circ\text{C]}$	$\partial \lambda_{vol} / \partial Tin = 0,005716$	0,58 %
$Tin_{ev} = 92 \pm 0,1656 \text{ [}^\circ\text{C]}$	$\partial \lambda_{vol} / \partial Tin_{ev} = 0$	0,00 %
$V = 100 \pm 0,001 \text{ [V]}$	$\partial \lambda_{vol} / \partial V = 0$	0,00 %

$$Pel = 1000 \pm 2 \text{ [W]}$$

$cil = 0,00000825 \pm 0 \text{ [m}^3\text{]}$	$\partial Pel / \partial cil = 0$	0,00 %
$f = 280 \pm 0,0056 \text{ [Hz]}$	$\partial Pel / \partial f = 0$	0,00 %
$I = 10 \pm 0,02 \text{ [A]}$	$\partial Pel / \partial I = 100$	100,00 %
$m = 50 \pm 0,75 \text{ [g/s]}$	$\partial Pel / \partial m = 0$	0,00 %
$Pc = 3,5 \pm 0,04655 \text{ [bar]}$	$\partial Pel / \partial Pc = 0$	0,00 %
$Pe = 15 \pm 0,0999 \text{ [bar]}$	$\partial Pel / \partial Pe = 0$	0,00 %
$Tin = 150 \pm 0,29 \text{ [}^\circ\text{C]}$	$\partial Pel / \partial Tin = 0$	0,00 %
$Tin_{ev} = 92 \pm 0,1656 \text{ [}^\circ\text{C]}$	$\partial Pel / \partial Tin_{ev} = 0$	0,00 %
$V = 100 \pm 0,001 \text{ [V]}$	$\partial Pel / \partial V = 10$	0,00 %

$$\rho_{in} = 68,09 \pm 0,5624 \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

$cil = 0,00000825 \pm 0 \text{ [m}^3\text{]}$	$\partial \rho_{in} / \partial cil = 0$	0,00 %
$f = 280 \pm 0,0056 \text{ [Hz]}$	$\partial \rho_{in} / \partial f = 0$	0,00 %
$I = 10 \pm 0,02 \text{ [A]}$	$\partial \rho_{in} / \partial I = 0$	0,00 %
$m = 50 \pm 0,75 \text{ [g/s]}$	$\partial \rho_{in} / \partial m = 0$	0,00 %
$Pc = 3,5 \pm 0,04655 \text{ [bar]}$	$\partial \rho_{in} / \partial Pc = 0$	0,00 %
$Pe = 15 \pm 0,0999 \text{ [bar]}$	$\partial \rho_{in} / \partial Pe = 5,56$	97,51 %
$Tin = 150 \pm 0,29 \text{ [}^\circ\text{C]}$	$\partial \rho_{in} / \partial Tin = -0,3061$	2,49 %
$Tin_{ev} = 92 \pm 0,1656 \text{ [}^\circ\text{C]}$	$\partial \rho_{in} / \partial Tin_{ev} = 0$	0,00 %
$V = 100 \pm 0,001 \text{ [V]}$	$\partial \rho_{in} / \partial V = 0$	0,00 %

$$\text{RPM} = 4200 \pm 0,084 \text{ [giri/min]}$$

$cil = 0,00000825 \pm 0 \text{ [m}^3\text{]}$	$\partial \text{RPM} / \partial cil = 0$	0,00 %
$f = 280 \pm 0,0056 \text{ [Hz]}$	$\partial \text{RPM} / \partial f = 15$	100,00 %
$I = 10 \pm 0,02 \text{ [A]}$	$\partial \text{RPM} / \partial I = 0$	0,00 %
$m = 50 \pm 0,75 \text{ [g/s]}$	$\partial \text{RPM} / \partial m = 0$	0,00 %
$P_c = 3,5 \pm 0,04655 \text{ [bar]}$	$\partial \text{RPM} / \partial P_c = 0$	0,00 %
$P_e = 15 \pm 0,0999 \text{ [bar]}$	$\partial \text{RPM} / \partial P_e = 0$	0,00 %
$T_{in} = 150 \pm 0,29 \text{ [}^\circ\text{C]}$	$\partial \text{RPM} / \partial T_{in} = 0$	0,00 %
$T_{in_{ev}} = 92 \pm 0,1656 \text{ [}^\circ\text{C]}$	$\partial \text{RPM} / \partial T_{in_{ev}} = 0$	0,00 %
$V = 100 \pm 0,001 \text{ [V]}$	$\partial \text{RPM} / \partial V = 0$	0,00 %

$$\text{Sin} = 1,931 \pm 0,001067 \text{ [kJ/kgK]}$$

$cil = 0,00000825 \pm 0 \text{ [m}^3\text{]}$	$\partial \text{Sin} / \partial cil = 0$	0,00 %
$f = 280 \pm 0,0056 \text{ [Hz]}$	$\partial \text{Sin} / \partial f = 0$	0,00 %
$I = 10 \pm 0,02 \text{ [A]}$	$\partial \text{Sin} / \partial I = 0$	0,00 %
$m = 50 \pm 0,75 \text{ [g/s]}$	$\partial \text{Sin} / \partial m = 0$	0,00 %
$P_c = 3,5 \pm 0,04655 \text{ [bar]}$	$\partial \text{Sin} / \partial P_c = 0$	0,00 %
$P_e = 15 \pm 0,0999 \text{ [bar]}$	$\partial \text{Sin} / \partial P_e = -0,006602$	38,18 %
$T_{in} = 150 \pm 0,29 \text{ [}^\circ\text{C]}$	$\partial \text{Sin} / \partial T_{in} = 0,002895$	61,82 %
$T_{in_{ev}} = 92 \pm 0,1656 \text{ [}^\circ\text{C]}$	$\partial \text{Sin} / \partial T_{in_{ev}} = 0$	0,00 %
$V = 100 \pm 0,001 \text{ [V]}$	$\partial \text{Sin} / \partial V = 0$	0,00 %