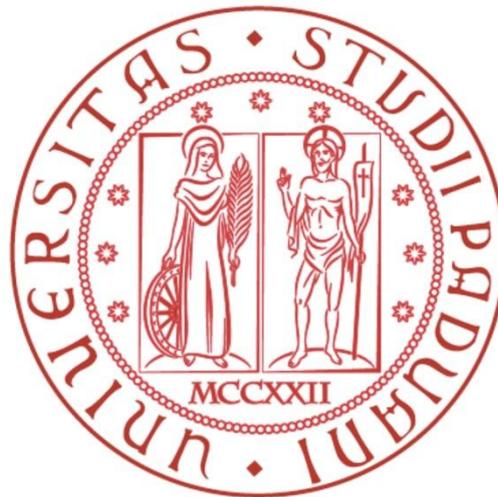


Università degli Studi di Padova

DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA INDUSTRIALE

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Energetica

TESI DI LAUREA



MODELLO E SIMULAZIONE DI UN IMPIANTO DI PRODUZIONE DI ENERGIA  
ELETTRICA DAL RECUPERO DI CALORE DA UN IMPIANTO DI GASSIFICAZIONE

*Relatore* professoressa Anna Stoppato

*Correlatore* ingegner Filippo Randazzo

*Laureando* Riccardo Dalla Costa

*Matricola* 1038576

Anno Accademico 2013-2014

*Ai miei genitori*





4.2.8.	Pressione di evaporazione.....	42
4.2.9.	Pressione di condensazione.....	42
4.2.10.	Caratteristiche del fluido.....	43
4.2.11.	Design della turbina.....	43
4.2.12.	Rendimento.....	43
4.3.	Espansori.....	44
4.3.1.	Turbo espansori.....	45
4.3.2.	Espansori volumetrici.....	46
5.	Selezione del fluido.....	49
5.1.	Indicatori da considerare nella scelta del fluido.....	49
5.1.1.	Prestazioni termodinamiche.....	49
5.1.2.	Temperatura critica.....	49
5.1.3.	Pendenza della curva di saturazione del vapore.....	50
5.1.4.	Densità del vapore.....	50
5.1.5.	Calore latente di vaporizzazione.....	51
5.1.6.	Viscosità.....	51
5.1.7.	Conducibilità.....	51
5.1.8.	Pressione di evaporazione.....	51
5.1.9.	Pressione di condensazione.....	51
5.1.10.	Punto di fusione.....	52
5.1.11.	Stabilità chimica e compatibilità con i materiali.....	52
5.1.12.	Livello di sicurezza.....	52
5.1.13.	Aspetti ambientali.....	53
5.1.14.	Disponibilità e costo del fluido.....	53
5.2.	Considerazioni sulla scelta del fluido.....	54
5.3.	Potenziati fluidi di lavoro e loro proprietà.....	55
5.3.1.	Ciclo ad alta temperatura.....	55
5.3.2.	Ciclo a bassa temperatura.....	57

6.	Modello del sistema.....	61
6.1.	Ipotesi e semplificazioni.....	61
6.2.	Descrizione del programma di simulazione.....	63
6.2.1.	Ciclo topping ad alta temperatura.....	64
6.2.2.	Bilancio termico con le sorgenti esterne.....	66
6.2.3.	Dimensionamento delle aree per lo scambio termico tra i serbatoi e il fluido del ciclo ad alta temperatura.....	70
6.2.4.	Dimensionamento delle aree per lo scambio termico recuperativo.....	80
6.2.5.	Ciclo bottoming a bassa temperatura.....	82
6.2.6.	Dimensionamento delle aree di scambio termico per il riscaldamento del fluido del ciclo a bassa temperatura.....	84
6.2.7.	Dimensionamento del condensatore ad aria (air cooler).....	86
6.2.8.	Prestazioni e parametri caratteristici del ciclo.....	89
6.2.9.	Valutazione economica.....	91
7.	Simulazione del modello Prestazioni termodinamiche.....	97
7.1.	Configurazione in ciclo semplice con e senza scambiatore recuperativo (IHE).....	97
7.1.1.	Configurazione senza recupero condizioni stagionali medie.....	98
7.1.2.	Configurazione con recupero condizioni stagionali medie.....	111
7.2.	Configurazione in ciclo Double Stage con e senza scambiatore recuperativo (IHE).....	120
7.2.1.	Ciclo topping senza recupero.....	120
7.2.2.	Ciclo topping con recupero.....	124
7.2.3.	Ciclo bottoming condizioni stagionali medie.....	127
7.2.4.	Ciclo Double Stage.....	134



9.1.1. Ciclo semplice ad acetone con recupero interno e condensazione a pressione atmosferica.....	222
9.1.2. Ciclo Double Stage con topping ad acqua e bottoming a R245fa (o R236fa).....	223
9.1.3. Il Pattern Search.....	223
9.2. I parametri di controllo.....	224
9.2.1. Ciclo semplice ad acetone con recupero interno e condensazione a pressione atmosferica.....	227
9.2.2. Ciclo Double Stage con topping ad acqua e bottoming a R245fa (o R236fa).....	228
9.2.3. Il Pattern Search.....	229
10. Conto economico.....	236
10.1. Risultati.....	240
10.1.1. Ciclo ad acetone con recupero interno e condensazione a pressione atmosferica.....	240
10.1.2. Ciclo Double Stage ad acqua e R245fa.....	243
11. Conclusioni.....	247
Bibliografia.....	252
Ringraziamenti.....	259





impianto  
ingresso  
indiretti  
interno  
scambio tra ciclo topping  
bottoming  
isentropico  
scambiatore di recupero interno  
liquido  
ciclo a bassa temperatura  
bottoming  
manutenzione  
massimo/a  
medio  
serbatoio a sali fusi di me 1-5  
temperatura ( ° )  
netto  
omogeneo  
uscita

pompa  
recupero termico interno  
riscaldamento  
saturazione  
scarto  
serbatoi  
sezione  
surriscaldamento  
turbina  
totale  
tubo  
vapore  
serbatoio ad acqua a bas  
temperatura ( ° )  
punti distato  
  
primo tentativo  
anno -esimo

*Apici*

## Indice delle figure

Figura 1: Gassificatore + Bruciatore + Impianto ORC.....	29
Figura 2: Gassificatore + Micro turbina a gas + Impianto ORC.....	30
Figura 3: Gassificatore + Fuel Cell + Micro Turbina a Gas + Impianto ORC .....	31
Figura 4: Configurazione in ciclo semplice senza recupero.....	37
Figura 5: Configurazione Double Stage con ciclo topping senza recupero .....	38
Figura 6: Configurazione in ciclo semplice con recupero.....	38
Figura 7: Configurazione Double Stage con ciclo topping con recupero.....	39
Figura 8: Range di potenza per ogni applicazione e per tipo di espansore [15].....	44
Figura 9: Espansori a vite [14].....	46
Figura 10: Diagramma di fase dei fluidi candidati per il ciclo ad alta temperatura.....	57
Figura 11: Curva di saturazione nel diagramma dei fluidi candidati per il ciclo ad alta temperatura.....	57
Figura 12: Curva di saturazione nel diagramma dei fluidi candidati per il ciclo a bassa temperatura.....	59
Figura 13: Flowsheet del controllo per la determinazione della portata ottimale.....	69
Figura 14: Flowsheet per valutare la suddivisione di economizzatore, evaporatore e surriscaldatore nei vari serbatoi.....	72
Figura 15: Flowsheet per valutare la suddivisione di economizzatore, evaporatore del ciclo bottoming.....	85
Figura 16: Scambio termico tra toluene (a 25 °C e 100 °C) e i serbatoi.....	102
Figura 17: Scambio termico tra toluene (a 25 °C e 100 °C) e i serbatoi.....	103

Figura 20: Scambio termico tra ciclo ottimizzato ad acetone con recupero interno e serbatoi a sali fusi.....	113
Figura 21: Scambio termico tra ciclo ottimizzato ad acetone con recupero interno e serbatoi a sali fusi.....	114
Figura 22: Scambio termico tra ciclo ottimizzato Double Stage ad acqua (topping) e R245fa (bottoming) e serbatoi a sali fusi.....	234
Figura 23: Scambio termico tra ciclo ottimizzato Double Stage ad acqua (topping) e R236fa (bottoming) e serbatoi a sali fusi.....	234

### Indice delle tabelle

Tabella 1: Fluidi per il ciclo ad alta temperatura e loro proprietà.....	55
Tabella 2: Fluidi candidati per il ciclo ad alta temperatura.....	56
Tabella 3: Fluidi per il ciclo a bassa temperatura e loro proprietà.....	58
Tabella 4: Fluidi candidati per il ciclo a bassa temperatura.....	59
Tabella 5: Coefficienti per la valutazione del costo di acquisto di alcuni componenti.....	92
Tabella 6: Costi dei componenti.....	94
Tabella 7: Parametri dei fluidi in condizioni medie:.....	106
Tabella 8: Parametri dei fluidi in condizioni invernali:.....	107
Tabella 9: Variazione dei parametri nelle condizioni invernali rispetto le condizioni medie.....	107
Tabella 10: Parametri dei fluidi in condizioni estive:.....	108

Tabella 11:Variazione dei parametri nelle condizioni estive rispetto le condizioni medie.....	108
Tabella 12: Parametri dei fluidi in condizioni medie: .....	116
Tabella 13: Parametri dei fluidi in condizioni invernali: .....	117
Tabella 14:Variazione dei parametri nelle condizioni invernali rispetto le condizioni medie.....	117
Tabella 15: Parametri dei fluidi in condizioni estive: .....	118
Tabella 16:Variazione dei parametri nelle condizioni estive rispetto le condizioni medie.....	118
Tabella 17: Parametri del ciclo topping senza recupero per cui si ottiene la potenza massima nelle simulazioni.....	124
Tabella 18: Parametri del ciclo topping con recupero per cui si ottiene la potenza massima nelle simulazioni.....	126
Tabella 19: Parametri dei fluidi del ciclo bottoming in condizioni medie: .....	130
Tabella 20: Parametri dei fluidi del ciclo bottoming in condizioni invernali: .....	131
Tabella 21:Variazione dei parametri nelle condizioni invernali rispetto le condizioni medie.....	132
Tabella 22: Parametri dei fluidi del ciclo bottoming in condizioni estive: .....	132
Tabella 23:Variazione dei parametri nelle condizioni estive rispetto le condizioni medie.....	133
Tabella 24: Parametri del ciclo Double Staging senza recupero e Bottoming a R123.....	135

Tabella 25: Parametri del ciclo Double Stage Topping con recupero e Bottoming a R123.....	136
Tabella 26: Parametri del ciclo Double Stage Topping senza recupero e Bottoming a R236fa.....	137
Tabella 27: Parametri del ciclo Double Stage Topping con recupero e Bottoming a R236fa.....	137
Tabella 28: Parametri del ciclo Double Stage Topping senza recupero e Bottoming a R245fa.....	138
Tabella 29: Parametri del ciclo Double Stage Topping con recupero e Bottoming a R245fa.....	138
Tabella 30: Parametri del ciclo Double Stage Topping senza recupero e Bottoming a isobutano.....	139
Tabella 31: Parametri del ciclo Double Stage Topping con recupero e Bottoming a isobutano.....	139
Tabella 32: Prestazioni di Benzene e Acetone condensanti a .....	144
Tabella 33: Parametri del ciclo semplice senza recupero per cui si avrebbe conseguito il minimo costo specifico nelle simulazioni.....	176
Tabella 34: Parametri del ciclo semplice con recupero per cui si avrebbe conseguito il minimo costo specifico nelle simulazioni.....	180
Tabella 35: Parametri del ciclo semplice con recupero e condensazione a pressione atmosferica per cui si consegue il minimo costo specifico nelle simulazioni.....	184
Tabella 36: Parametri del ciclo Double Stage topping senza recupero e bottoming a R123 per cui si consegue il minimo costo specifico nelle simulazioni.....	192
Tabella 37: Parametri del ciclo Double Stage topping con recupero e bottoming a R123 per cui si consegue il minimo costo specifico nelle simulazioni.....	194

Tabella 38: Parametri del ciclo Double Stage non topping senza recupero e bottoming a R236fa per cui si consegue il minimo costo specifico nelle simulazioni.....	196
Tabella 39: Parametri del ciclo Double Stage topping con recupero e bottoming a R236fa per cui si consegue il minimo costo specifico nelle simulazioni.....	197
Tabella 40: Parametri del ciclo Double Stage non topping senza recupero e bottoming a R245fa per cui si consegue il minimo costo specifico nelle simulazioni.....	199
Tabella 41: Parametri del ciclo Double Stage topping con recupero e bottoming a R245fa per cui si consegue il minimo costo specifico nelle simulazioni.....	200
Tabella 42: Parametri del ciclo Double Stage non topping senza recupero e bottoming a isobutano per cui si consegue il minimo costo specifico nelle simulazioni.....	202
Tabella 43: Parametri del ciclo Double Stage non topping con recupero e bottoming a isobutano per cui si consegue il minimo costo specifico nelle simulazioni.....	203
Tabella 44: Parametri di controllo ottimali che minimizzano il costo specifico dei cicli analizzati.....	230
Tabella 46: Dati operativi ciclo ad acetone.....	240
Tabella 48: Struttura finanziaria ciclo ad acetone.....	241
Tabella 50: Dati operativi ciclo Double Stage ad acqua e R245fa e R245fa.....	244

( ciclo Double Stage ad acqua e R245fa.....	245
( ciclo Double Stage ad acqua R245fa.....	246

### Indice dei grafici

Grafico 1: Potenza [kW] al variare delle condizioni stagionali per il ciclo semplice senza recupero.....	109
Grafico 2: Potenza [kW] al variare delle condizioni stagionali per il ciclo semplice con recupero.....	119
Grafico 3: Potenza [kW] al variare delle condizioni stagionali per il ciclo bottoming.....	133
Grafico 4: Potenza [kW] del ciclo Double Stage con topping senza recupero al variare del fluido del ciclo bottoming.....	140
Grafico 5: Potenza [kW] del ciclo Double Stage con topping con recupero al variare del fluido del ciclo bottoming.....	141
Grafico 6: Potenza [kW] al variare del fluido del ciclo ad alta temperatura e della configurazione.....	142
Grafico 7: Ciclo semplice Andamento del rendimento a al variare di TIT [°C].....	146
Grafico 8 Ciclo semplice Andamento del lavoro specifico [kJ/kg] a al variare di TIT [°C].....	146
Grafico 9: Ciclo semplice Andamento della potenza [kW] a al variare di TIT [°C].....	147
Grafico 10 Ciclo semplice Andamento della portata [ ] a al variare di TIT [°C].....	147
Grafico 11: Ciclo semplice Andamento del rapporto di espansione a al variare di TIT [°C].....	148

Grafico 12: Ciclo semplice Andamento del size parameter a al variare di TIT [°C] .....	148
Grafico 13: Ciclo semplice Andamento BWR a di TIT [°C] .....	149
Grafico 14: Ciclo semplice Andamento del rendimento di recupero a al variare di TIT [°C] .....	149
Grafico 15: Ciclo semplice Andamento del rendimento a al variare di .....	150
Grafico 16: Ciclo semplice Andamento del lavoro specifico al variare di .....	150
Grafico 17: Ciclo semplice Andamento della potenza al variare di .....	151
Grafico 18: Ciclo semplice Andamento della portata al variare di .....	151
Grafico 19: Ciclo semplice Andamento del rapporto di espansione a al variare di .....	152
Grafico 20: Ciclo semplice Andamento del Size Parameter a al variare di .....	152
Grafico 21: Ciclo semplice Andamento del BWR a variare di .....	153
Grafico 22: Ciclo semplice Andamento del rendimento di recupero a al variare di .....	153
Grafico 23: Ciclo topping Andamento del rendimento a al variare di TIT [°C] .....	154
Grafico 24: Ciclo topping Andamento del lavoro specifico al variare di TIT [°C] .....	154
Grafico 25: Ciclo topping Andamento della potenza al variare di TIT [°C] .....	155

Grafico 26: Ciclo topping Andamento della portata $kg/s$ a al variare di TIT $[^{\circ}C]$ .....	155
Grafico 27: Ciclo topping Andamento del rapporto di espansione a al variare di TIT $[^{\circ}C]$ .....	156
Grafico 28: Ciclo topping Andamento del Size Parameter a al variare di TIT $[^{\circ}C]$ .....	156
Grafico 29: Ciclo topping Andamento del BWR a variare di TIT $[^{\circ}C]$ .....	157
Grafico 30: Ciclo topping Andamento del rendimento di recupero a al variare di TIT $[^{\circ}C]$ .....	157
Grafico 31: Ciclo topping Andamento del rendimento a variare di .....	158
Grafico 32: Ciclo topping Andamento del lavoro specifico $kJ/kg$ a al variare di .....	158
Grafico 33: Ciclo topping Andamento della potenza $kW$ a al variare di .....	159
Grafico 34: Ciclo topping Andamento della portata $kg/s$ a al variare di .....	159
Grafico 35: Ciclo topping Andamento del rapporto di espansione a al variare di .....	160
Grafico 36: Ciclo topping Andamento del Size Parameter a al variare di .....	160
Grafico 37: Ciclo topping Andamento del BWR a di .....	161
Grafico 38: Ciclo topping Andamento del rendimento di recupero al variare di .....	161
Grafico 39: Ciclo bottoming Andamento del rendimento al variare di .....	162

Grafico 40: Ciclo bottoming Andamento del lavoro specifico $td/kJ$ al variare di .....	162
Grafico 41: Ciclo bottoming Andamento della potenza $kW$ al variare di .....	163
Grafico 42: Ciclo bottoming Andamento della portata $kg/s$ al variare di .....	163
Grafico 43: Ciclo bottoming Andamento del rapporto di espansione al variare di .....	164
Grafico 44: Ciclo bottoming Andamento del Size Parameter al variare di .....	164
Grafico 45: Ciclo bottoming Andamento del BWR al variare di .....	165
Grafico 46: Ciclo bottoming Andamento del rendimento di recupero al variare di .....	165
Grafico 47: Ciclo Double Stage con bottoming a R12 Andamento della potenza $kW$ a ..... al variare di TIT $^{\circ}C$ del ciclo topping.	166
Grafico 48: Ciclo Double Stage con bottoming a R12 Andamento della potenza $kW$ a ..... al variare di ..... del ciclo topping.	166
Grafico 49: Ciclo Double Stage con bottoming a R23 Andamento della potenza $kW$ a ..... al variare di TIT $^{\circ}C$ del ciclo topping .....	167
Grafico 50: Ciclo Double Stage con bottoming a R23 Andamento della potenza $kW$ a ..... al variare di ..... del ciclo topping.....	167
Grafico 51: Ciclo Double Stage con bottoming a R24 Andamento della potenza $kW$ a ..... al variare di TIT $^{\circ}C$ del ciclo topping .....	168

Grafico 52: Ciclo Double Stage con bottoming a R245fa Andamento della potenza $k[W]$ a al variare di del ciclo topping.....	168
Grafico 53: Ciclo Double Stage con bottoming a isobutano Andamento della potenza $k[W]$ a al variare di TIT $^{\circ}C$ del ciclo topping .....	169
Grafico 54: Ciclo Double Stage con bottoming a isobutano Andamento della potenza $k[W]$ a al variare di del ciclo topping.....	169
Grafico 55: Ciclo semplice senza recupero Andamento dello scambio totale $[ ]$ a al variare di TIT $^{\circ}C$ .....	208
Grafico 56: Ciclo semplice senza recupero Andamento del rapporto Area/Potenza $[ ]$ a al variare di TIT $^{\circ}C$ .....	208
Grafico 57: Ciclo semplice senza recupero Andamento dello scambio totale $[ ]$ a al variare di .....	209
Grafico 58: Ciclo semplice senza recupero Andamento del rapporto Area/Potenza $[ ]$ a al variare di .....	209
Grafico 59: Ciclo semplice con recupero Andamento dello scambio totale $[ ]$ a al variare di TIT $^{\circ}C$ .....	210
Grafico 60: Ciclo semplice con recupero Andamento del rapporto Area/Potenza $[ ]$ di scambio a al variare di TIT $^{\circ}C$ .....	210
Grafico 61: Ciclo semplice con recupero Andamento dello scambio totale $[ ]$ a al variare di .....	211
Grafico 62: Ciclo semplice con recupero Andamento del rapporto Area/Potenza $[ ]$ a al variare di .....	211
Grafico 63: Ciclo semplice con recupero e condensazione a pressione atmosferica Andamento dello scambio totale $[ ]$ a al variare di TIT $^{\circ}C$ .....	212

Grafico 64: Ciclo semplice con recupero e condensazione a pressione atmosferica Andamento del rapporto Area/Potenza [ ] a al variare di TIT [°C].....	212
Grafico 65: Ciclo semplice con recupero e condensazione a pressione atmosferica Andamento del costo specifico $k_{DE}$ [ kW] a al variare di TIT [°C].....	213
Grafico 66: Ciclo semplice con recupero e condensazione a pressione atmosferica Andamento del rapporto Area/Potenza [ ] a al variare di TIT [°C].....	213
Grafico 67: Ciclo semplice con recupero e condensazione a pressione atmosferica Andamento del rapporto Area/Potenza [ ] a al variare di TIT [°C].....	214
Grafico 68: Ciclo semplice con recupero e condensazione a pressione atmosferica Andamento del costo specifico $k_{DE}$ [ kW] a al variare di TIT [°C].....	214
Grafico 69: Ciclo Double Stage con topping senza recupero e bottoming a R245fa Andamento della totale area di scambio [a] al variare di TIT [°C] del ciclo topping.....	215
Grafico 70: Ciclo Double Stage con topping senza recupero e bottoming a R245fa Andamento rapporto Area/Potenza [ ] a al variare di TIT [°C] del ciclo topping.....	215
Grafico 71: Ciclo Double Stage con topping senza recupero e bottoming a R245fa Andamento del costo specifico $k_{DE}$ [ kW] a al variare di TIT [°C] del ciclo topping.....	216
Grafico 72: Ciclo Double Stage con topping senza recupero e bottoming a R245fa Andamento della totale area di scambio [a] al variare di TIT [°C] del ciclo topping.....	216

Grafico 73: Ciclo Double Stage con topping senza recupero e bottoming a R245fa Andamento del rapporto Area/Potenza [ ] a al variare di del ciclo topping.....	217
Grafico 74: Ciclo Double Stage con topping senza recupero e bottoming a R245fa Andamento del costo specifico $k_{we}$ [ \$] a al variare di del ciclo topping.....	217
Grafico 75: Ciclo Double Stage con topping con recupero e bottoming a R245fa Andamento della totale area di scambio [a al variare di TIT [°C] del ciclo topping.....	218
Grafico 76: Ciclo Double Stage con topping con recupero e bottoming a R245fa Andamento del rapporto Area/Potenza [ ] a al variare di TIT [°C] del ciclo topping.....	218
Grafico 77: Ciclo Double Stage con topping con recupero e bottoming a R245fa Andamento del costo specifico $k_{we}$ [ \$] a al variare di TIT [°C] del ciclo topping.....	219
Grafico 78: Ciclo Double Stage con topping con recupero e bottoming a R245fa Andamento della totale area di scambio [a al variare di del ciclo topping.....	219
Grafico 79: Ciclo Double Stage con topping con recupero e bottoming a R245fa Andamento del rapporto Area/Potenza [ ] a al variare di del ciclo topping.....	220
Grafico 80: Ciclo Double Stage con topping con recupero e bottoming a R245fa Andamento del costo specifico $k_{we}$ [ \$] a al variare di del ciclo topping.....	220
Grafico 27: Andamento della differenza tra flusso di cassa cumulato e il costo di capitale del ciclo ad acetone.....	242
Grafico 28: Andamento della differenza tra flusso di cassa cumulato e il costo di capitale del ciclo Double Stage ad acqua e R245fa.....	245

# 1. Introduzione

Il mondo moderno sta costantemente aumentando la richiesta di energia e per affrontare questo problema ci si deve scontrare con problematiche globali come il riscaldamento globale, la crisi energetica e la crisi economica.

Questi problemi dovrebbero incoraggiare a sviluppare nuove tecnologie per sfruttare le biomasse residue a bassa temperatura. In questo modo dovrebbero essere sfruttati le biomasse residue a bassa temperatura, che rappresentano il 10% del calore generato dalle installazioni industriali.

In questo contesto, la tecnologia ORC (Organic Rankine Cycle), la cui caratteristica più importante è la possibilità di recuperare efficacemente calore a bassa temperatura per la produzione di potenza.

È un processo promettente per la conversione di calore a bassa e media temperatura derivante da fonti rinnovabili e industria di processo, in energia elettrica. Negli ultimi anni sono state sviluppate applicazioni commerciali di questa tecnologia con potenze tra i 100 kW e 2 MW. ORMAT, negli Stati Uniti e Turboden, in Europa, sono le aziende più rappresentative che hanno sviluppato questo tipo di impianti, principalmente per lo sfruttamento di energia geotermica e da biomassa. I moduli a potenze più basse sono ancora allo stadio di prototipi, a causa della mancanza di componenti adeguati (principalmente la turbina) e per la

difficoltà di trovare il più adatto fluido di lavoro. Ciò ha una grande influenza  
e al livello termico, il fluido di lavoro da scegliere sarà diverso dovendo  
soddisfare al contempo più vincoli, come le prestazioni termodinamiche,  
così come avere un buon rendimento di recupero del calore disponibile.

Il lavoro di questa tesi si inserisce in questo contesto. Lo studio del recupero del calore  
disponibile in un innovativo impianto di gassificazione è stato realizzato un  
modello per valutare i parametri di funzionamento ottimali, la  
configurazione migliore e il fluido più adatto per il recupero di questo calore  
e la sua conversione in energia elettrica

## 2. Gassificatore

Il lavoro descritto in questa tesi è stato sviluppato per F.D.E.<sup>1</sup> Sartori Technology s.r.l. di Cologna Veneta (VR) che si sta occupando della progettazione e realizzazione di un innovativo impianto di pirolisi e gassificazione<sup>[1]</sup>.

### 2.1. ~~La~~ gassificazione

F.D.E. ha sviluppato una innovativa tecnologia che permette di applicare la pirolisi e la gassificazione ad una gamma di materiali organici fino ad oggi ~~non~~ risorse energetiche fra le varie sezioni di impianto ~~per~~ ottenere un processo altamente adattabile ai diversi materiali in ingresso.

#### 2.1.1. Materieprime impiegabili

~~La~~ convertendoli in energia tramite un processo ad alta efficienza

- < Pollina
- < Letame
- < Fango
- < Digestato
- < Scarti agricoli

Potenzialmente ~~ogni~~ materiale organico di origine vegetale o animale con umidità fino al 50%, in particolare i sottoprodotti di origine biologica come da punto 2 e 3 ~~tabella 1A del DM 6 luglio 2012~~ V° Conto Energia (punto 2 sottoprodotti provenienti da attività agricola, di allevamento, dalla gestione del verde e da attività forestale).

<sup>1</sup> ~~La~~ ~~convertendoli~~ in energia tramite un processo ad alta efficienza

La prima unità realizzata fine della sperimentazione (Marzo/Aprile 2014) è per la maggior parte alimentata con letame. Una seconda unità verrà di seguito alimentata con di pollina con umidità al 65 % e di seguito con di pollina con umidità al 65 %.

Tali unità saranno 2 « » e non trovano applicazione economicamente interessante.

### 2.1.2. Essiccazione

Le materie prime al fine di essere impiegate sono preliminarmente sottoposte al trattamento di essiccazione con ricircolo ad anello chiuso di vapore: tale tipologia di essiccazione è particolarmente efficace permettendo temperature di esercizio relativamente basse.

### 2.1.3. Pirolisi

Il vapore prodotto in fase di essiccazione è inviato a un camino mentre la biomassa essiccata viene, poi, sottoposta a gassificazione in due fasi successive: inizialmente mediante uno stadio di pirolisi in assenza di ossigeno e, successivamente, subisce un processo di completa riduzione a basso contenuto di ossigeno.

Il processo è soggetto a un gradiente crescente di temperature fino a : in tale ambiente i componenti volatili della biomassa, la cellulosa e la emicellulosa evaporano e generano il gas. La biomassa (in genere identificabili con la lignina) invece, in fase solida formando carbone. È possibile controllare il livello tramite un sistema automatico che leggendo (mediante un sensore) il livello

preleva il materiale dalla vasca di carico ed essiccazione (posta in vicinanza del gassificatore).

#### 2.1.4. Gassificazione

Nella sezione successiva, il gas di pirolisi entra nel gassificatore di tipo up-<sup>2</sup> (Fig. 2.1.4.1). L'iniezione di aria e vapore permette le reazioni di gassificazione, tipicamente esoterme, portando la temperatura fino a oltre i 1000 °C e garantendo una completa riduzione del carbonio. <sup>2</sup> Catrami

Eventuali agglomerati prodotti da elementi friabili presenti nella biomassa sono frantumati dalla robusta coclea di estrazione fino a produrre cenere con una granulometria inferiore ai 100 µm. Il materiale esce dal gassificatore sostanzialmente privo di cenere. Il vapore iniettato nel gassificatore

Il gas di sintesi (syngas) proveniente dal reattore di gassificazione (assieme al syngas proveniente dal reattore di pirolisi che, costretto a passare attraverso la zona con temperature superiori ai 1000 °C, ha subito una completa gassificazione) è avviato alla sezione di raffreddamento e pulizia del syngas. Il syngas esce dalla parte alta del reattore di gassificazione ad una temperatura di circa 1000 °C.

#### 2.1.5. Pulizia e trattamento del syngas

Nella sezione di depurazione e raffreddamento, il syngas è, dapprima, fatto passare in uno scambiatore con un sistema automatico di pulizia interna per il raffreddamento e la separazione dei TAR residui. Successivamente un filtro a maniche blocca le ultime particelle e un

---

<sup>2</sup> Catrami

gruppo di Scrubber Venturi garantisce il completo raffreddamento e la trasformazione del syngas sotto forma di vapore.

Un controllo del pH con iniezione di opportuni reagenti garantisce altresì la trasformazione di eventuali composti di zolfo, cloro, azoto e di metalli pesanti eventualmente presenti nel flusso di syngas in un deposito solido.

Il syngas pulito e raffreddato è inviato a un opportuno circuito di raffreddamento mentre il deposito di polvere di carbone raccolto dal ciclone e dal filtro è automaticamente caricato nel gassificatore.

Il syngas pulito e raffreddato è inviato a un gascrometro per lo stoccaggio a brevissimo termine in modo da garantire al sistema di conversione del syngas in energia elettrica e/o termica un tempo di circa 10 minuti per le oscillazioni di produzione insite nel processo).

## 2.1.6. Syngas

Il risultato di tutto il processo termochimico è un gas (syngas), combustibile, composto principalmente da idrogeno ( $H_2$ ), monossido di carbonio ( $CO$ ), metano ( $CH_4$ ), anidride carbonica ( $CO_2$ ) e azoto ( $N_2$ ), con un potere calorifico inferiore di ca. 10 MJ/kg.

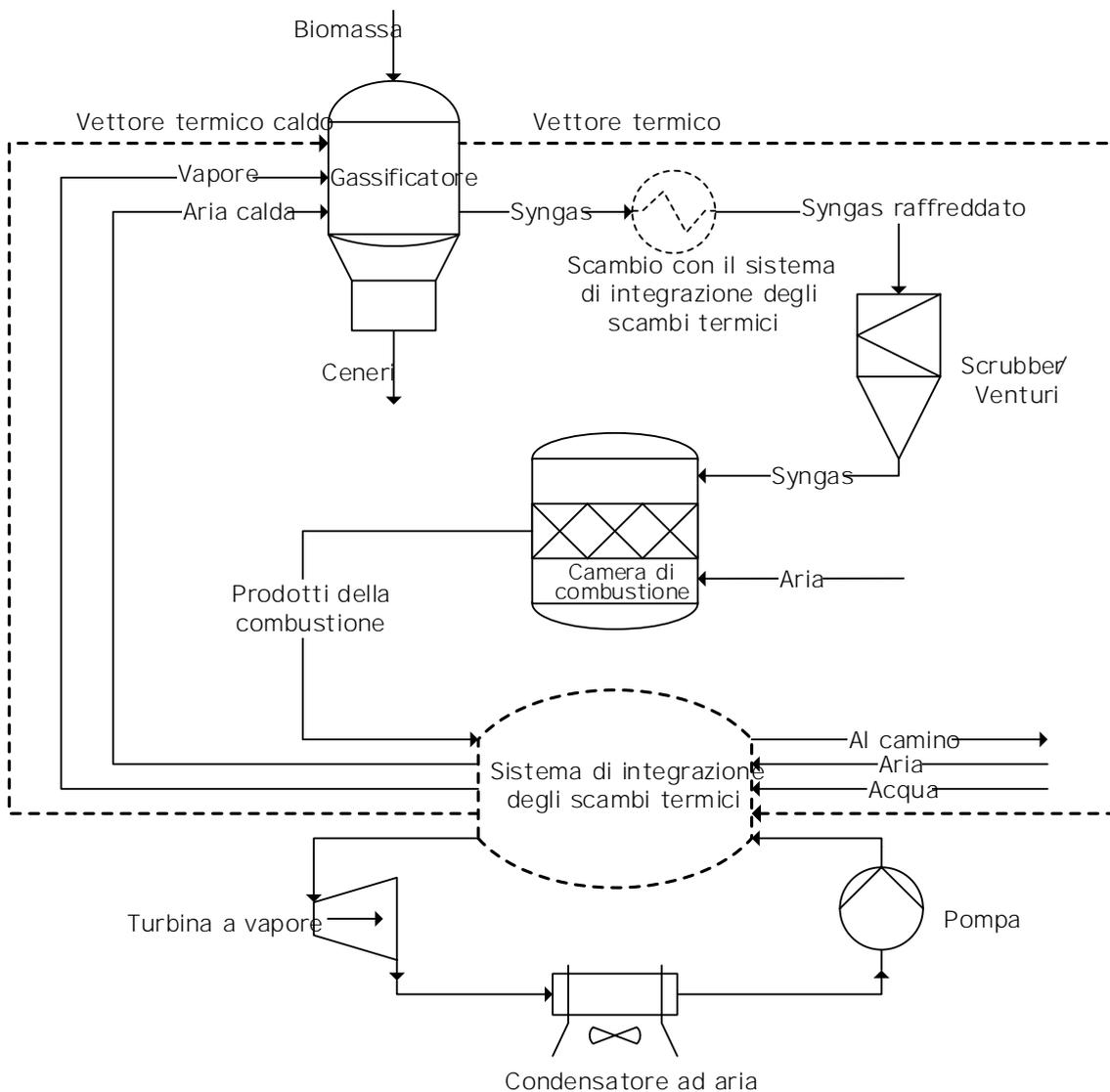
Nel prototipo iniziale il syngas è utilizzato in un motore endotermico a ciclo Otto i cui fumi di scarico sono utilizzati per il riscaldamento del vapore in un motore a coppia ad un alternatore per la produzione di energia elettrica. Il syngas è anche utilizzato per alimentare un sistema a celle a combustibile per la produzione di energia elettrica.

## 2.2.1.2. Syngas e produzione di energia elettrica

Il syngas può essere utilizzato per la produzione di energia elettrica in un sistema che utilizzi il syngas prodotto per la produzione di energia elettrica tramite un sistema ibrido composto da: cella a combustibile del tipo

SOF<sup>3</sup> a combustione interna [2] [3] [4] [5]. In questa maniera è possibile acquistare i singoli componenti distintamente ottimizzando e realizzando con un vantaggio anche economico, un impianto che permetterebbe di gassificazione.

Figura 1: Gassificatore + Bruciatore + Impianto OR



<sup>3</sup> Solid Oxid Fuel Cell a combustibile a ossidi solidi

Essendo il processo di progettazione e di ottimizzazione di tutto l'impianto lungo e complesso, per proporre sul mercato entro breve il proprio impianto, F.D.E. si è prefissata di raggiungere lo stadio evolutivo finale tramite degli stadi intermedi:

Figura 2: Gassificatore + Micro turbina a gas + Impianto ORC

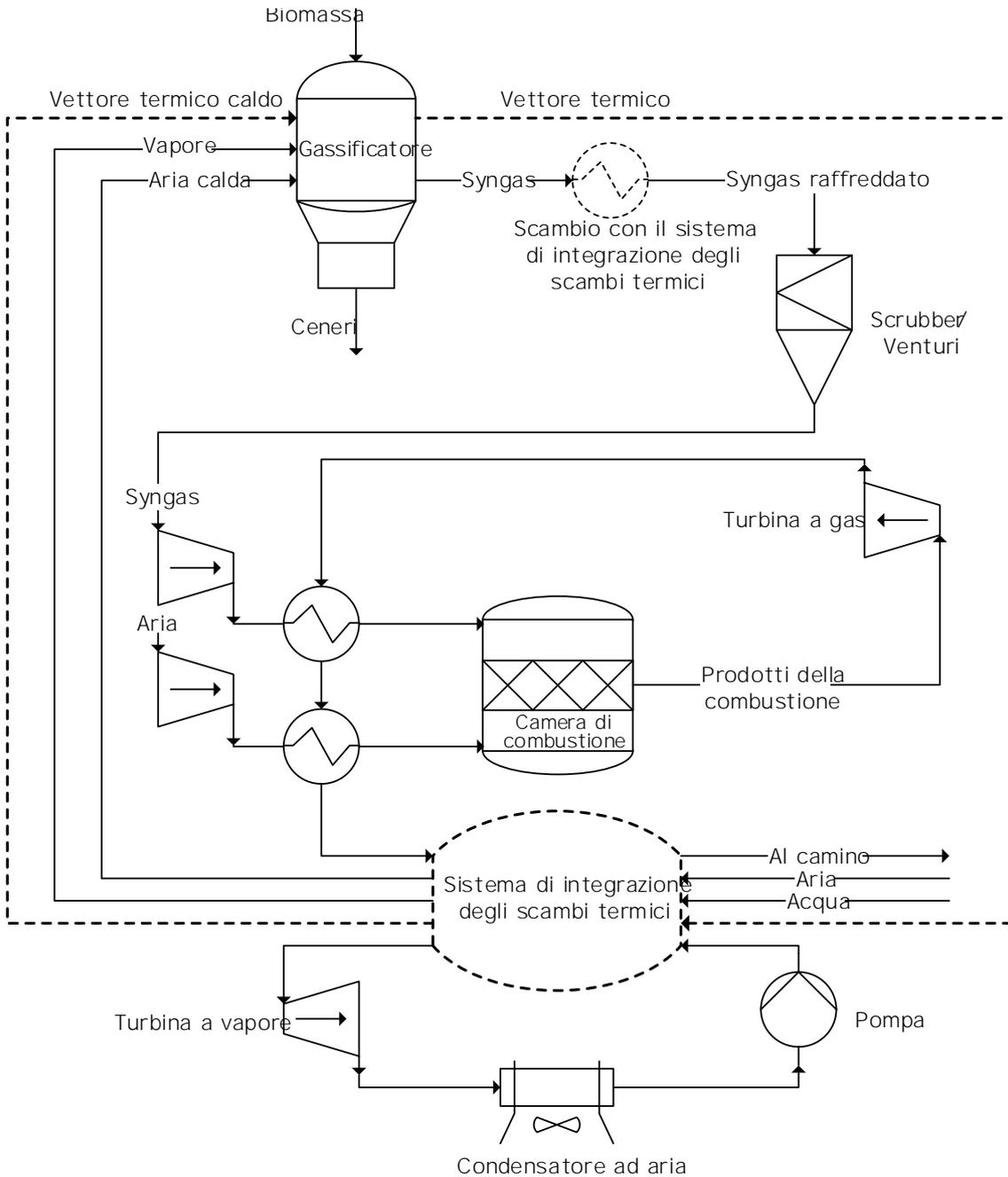
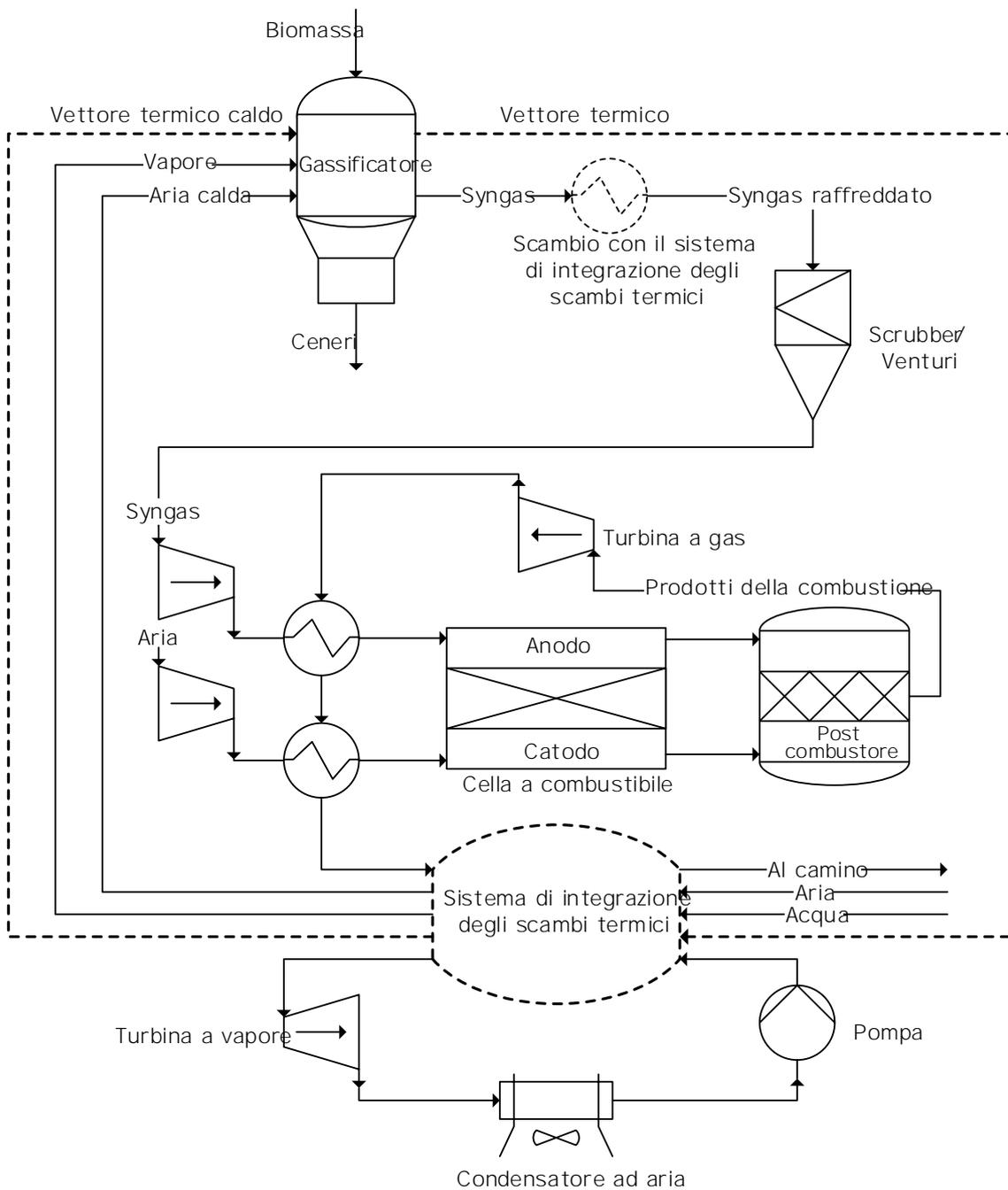


Figura 3: Gassificatore + Fuel Cell + Micro Turbina a Gas + Impianto ORC



1) Mantenendo il sistema di gassificazione tal quale, inizialmente sostituire al motore a combustione interna un bruciatore (Figura 1). I prodotti della combustione scambierano calore con 3 serbatoi a sali fusi ed un serbatoio ad acqua a temperature diverse (se lo schema in figura sono i serbatoi). Questi serbatoi permettono di integrare i vari flussi termici

della combustione e cedendolo per la produzione di vapore al processo di gassificazione. Il calore residuo potrà essere recuperato per la produzione di energia elettrica tramite un ciclo, p.e. ORC. È obiettivo del lavoro di questa tesi verificare quale sia la configurazione più adatta a questo scopo

- 2) Partendo dalla configurazione precedente sostituire il bruciatore con una più raffinata camera di combustione per una microturbina a gas (Figura 2). In questa configurazione verrà mantenuto il ciclo progettato nello stadio precedente, adattandolo alle nuove condizioni operative per recuperare il calore di scarto contenuto nei prodotti della combustione in uscita dalla microturbina
- 3) Infine sostituire la camera di combustione della microturbina con una cella a combustibile del tipo SOFC (Figura 3).

Partire già dal primo stadio evolutivo

### 2.3. Il sistema di integrazione del calore

F.D.E. ha scelto di realizzare un sistema di integrazione del calore (3 serbatoi ad acqua) gassificazione tramite un sistema di scambio termico (3 scambiatori) tra i prodotti della combustione e il fluido contenuto nei serbatoi. Il syngas una volta prodotto deve essere raffreddato prima di essere inviato allo Scrubber/Venturi, quindi cede calore ai serbatoi e il vapore necessario al processo di gassificazione devono essere riscaldati assorbendo calore. I prodotti della combustione

Tramite questo sistema i flussi termici del processo scambiano calore (ai vari livelli termici) con il fluido contenuto nei serbatoi tramite delle serpentine. Il syngas una volta prodotto deve essere raffreddato prima di essere inviato allo Scrubber/Venturi, quindi cede calore ai serbatoi e il vapore necessario al processo di gassificazione devono essere riscaldati assorbendo calore. I prodotti della combustione

(indipendentemente dal tipo di combustione subita) prima di essere rilasciati al camino si raffreddano cedendo calore. Anche la pirolisi necessarie al processo di gassificazione vengono sostenute tramite il calore recuperato dai serbatoi.

Al netto degli scambi termici necessari al processo di gassificazione delle dispersioni termiche risultano disponibili dopo la combustione del syngas

- < nel serbatoio a sali fusi a 160 °C
- < nel serbatoio a sali fusi a 160 °C
- < nel serbatoio a sali fusi a 160 °C
- < nel serbatoio d'acqua a 160 °C

Le potenze termiche disponibili sono state calcolate e validate sperimentalmente da F.D.E.. Le temperature a cui sono disponibili le potenze termiche sono state scelte in maniera da ottimizzare il processo di gassificazione. Secondo quanto dichiarato e verificato sperimentalmente da F.D.E. i serbatoi a causa della loro grande inerzia termica mantengono a temperatura costante durante lo scambio termico

### 3. Scelta del ciclo

La scelta della modellazione è la simulazione di un impianto di produzione di energia elettrica per il recupero del calore dai serbatoi come descritto in §2.2 e §2.3.

Sebbene la sostituzione del motore a combustione interna con un bruciatore e con seguente recupero energetico tramite un altro impianto possa risultare meno efficiente, questa soluzione permette innanzitutto di realizzare un sistema di recupero del calore che sia adatto a subire le variazioni degli scambi termici deve soddisfare alcune caratteristiche:

- ◁ Compattezza
- ◁ Semplicità realizzativa
- ◁ Economicità costruttiva e manutentiva, la sua realizzazione non dovrà costare più di € 100.000
- ◁ Rispetto delle normative vigenti
- ◁ Buona efficienza e buon recupero termico del calore disponibile

Per la conversione di calore di scarto in energia elettrica sono stati studiati e proposti diversi cicli termodinamici come il ciclo Rankine Organico (ORC), il ciclo Rankine supercritico, ciclo di Kalina [7], il ciclo trilaterale, ecc. Sebbene si sia ampiamente sostenuto che il ciclo di Kalina permette di ottenere dal 15 al 50 % di potenza elettrica in più rispetto ad un ciclo ORC a parità di potenza termica in ingresso, i risultati ottenuti da cicli reali in funzionamento e in simulazione sotto le stesse condizioni ambientali mostrano che la differenza nelle prestazioni è di solo il 3 % in favore del ciclo di Kalina [8]. La maggiore complessità del ciclo e la

maggiore manutenzione richiesta per il ciclo Kalina e di conseguenza fanno propendere verso il ciclo Rankine.

Per il recupero di calore e per la sua conversione in energia meccanica e quindi elettrica, il ciclo Rankine a vapore o a fluidi organici è ampiamente utilizzato. I cicli Rankine sono stati ampiamente utilizzati nel WHR, come nel solare termico, nel geotermico e nel calore di scarto industriale. Il ciclo Rankine a vapore è il ciclo termodinamico più comune per il recupero del calore. Inoltre, i cicli Rankine a vapore sono i cicli termodinamici più comuni utilizzati per il recupero di calore da sorgenti a temperatura variabile e per la generazione di piccola e media potenza elettrica, come nel caso trattato.

La tecnologia dei cicli ORC è stata ampiamente e con successo negli anni passati per varie dimensioni di impianto [9].

Vale la pena sottolineare che questo lavoro si riferisce ad un impianto di piccola taglia dove la semplicità impiantistica è uno dei principali interessi. Questo implica che il ciclo sarà ad un solo livello di pressione e si trascurerà la possibilità di realizzare un ciclo supercritico, normalmente necessita di pressioni elevate.

La scelta dei parametri di lavoro sarà fatta in modo da ottimizzare il recupero termico dai serbatoi di calore e di conseguenza il rendimento. Per questo motivo la temperatura di condensazione sarà la più bassa possibile, compatibilmente la temperatura a cui viene rigettato il calore di condensazione, per avere rendimento maggiore.

Uno degli aspetti fondamentali per la massimizzazione delle prestazioni del

---

<sup>4</sup>Waste heat recovery: recupero del calore scarto

sistemi di recupero del calore di scarico per la valorizzazione del calore di impianti solare termici o geotermici. Effettuata prende spunto dai lavori di diversi autori per il recupero del calore di scarico per la valorizzazione del calore di impianti solare termici o geotermici.

## 4. Il ciclo ORC

Il ciclo ORC utilizza il principio di funzionamento del ciclo Rankine a vapore ma utilizza fluidi organici (idrocarburi, fluidi refrigeranti, ecc.). Come il ciclo a vapore, configurazione di ciclo ORC più semplice è basata sulla vaporizzazione di un fluido ad alta pressione che poi è espanso fino ad una pressione minima producendo lavoro meccanico. Il ciclo è chiuso condensando il vapore a bassa pressione e pompandolo nuovamente ad alta pressione. Di conseguenza i componenti principali di un ciclo ORC sono gli stessi di un ciclo convenzionale a vapore: un evaporatore, un espansore, un condensatore e una pompa.

Le limitazioni del ciclo sono limitate: il riscaldamento supplementari in turbina in genere non sono adatti per un ciclo ORC, mentre un recuperatore può essere utilizzato per preriscaldare il liquido in uscita dalla pompa utilizzando il vapore in uscita dall'espansore.

Visti i livelli termici a cui è disponibile il calore si può pensare di studiare diverse configurazioni di ciclo in modo da recuperare quanto più calore possibile ma soprattutto di erogare quanta più potenza elettrica possibile.

Figura 4: Configurazione in ciclo semplice senza recupero

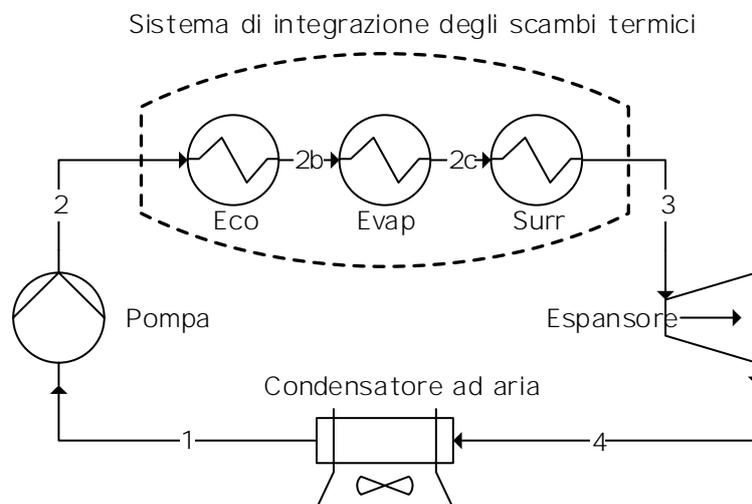


Figura 6: Configurazione in ciclo semplice con recupero

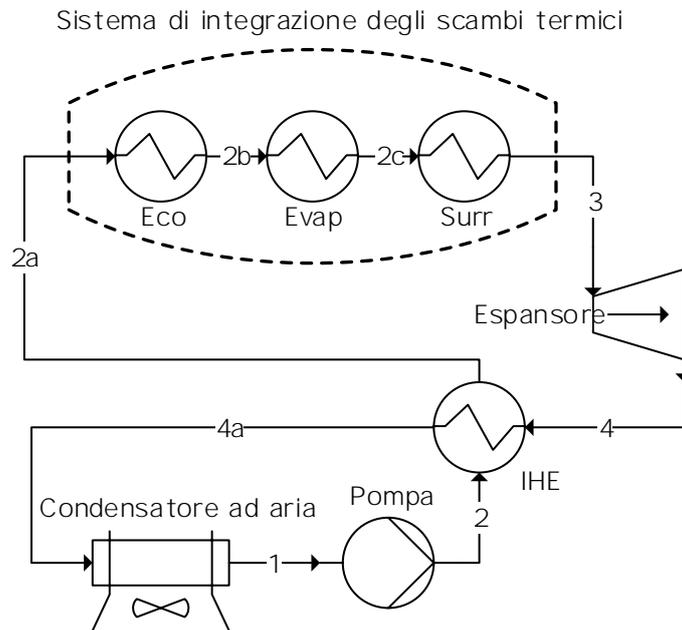
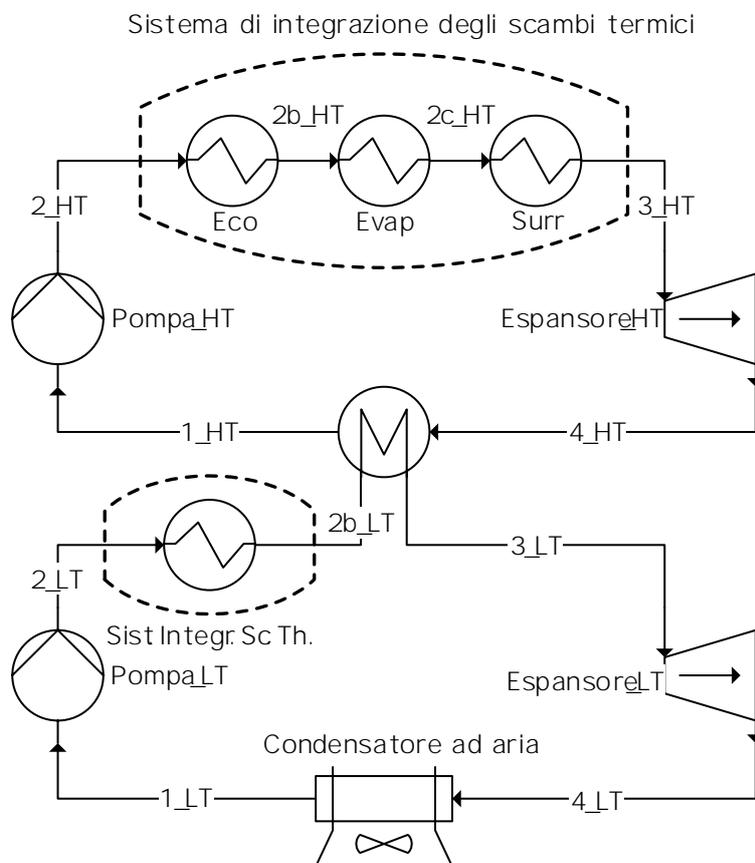


Figura 5: Configurazione Double Stage con ciclo topping senza recupero

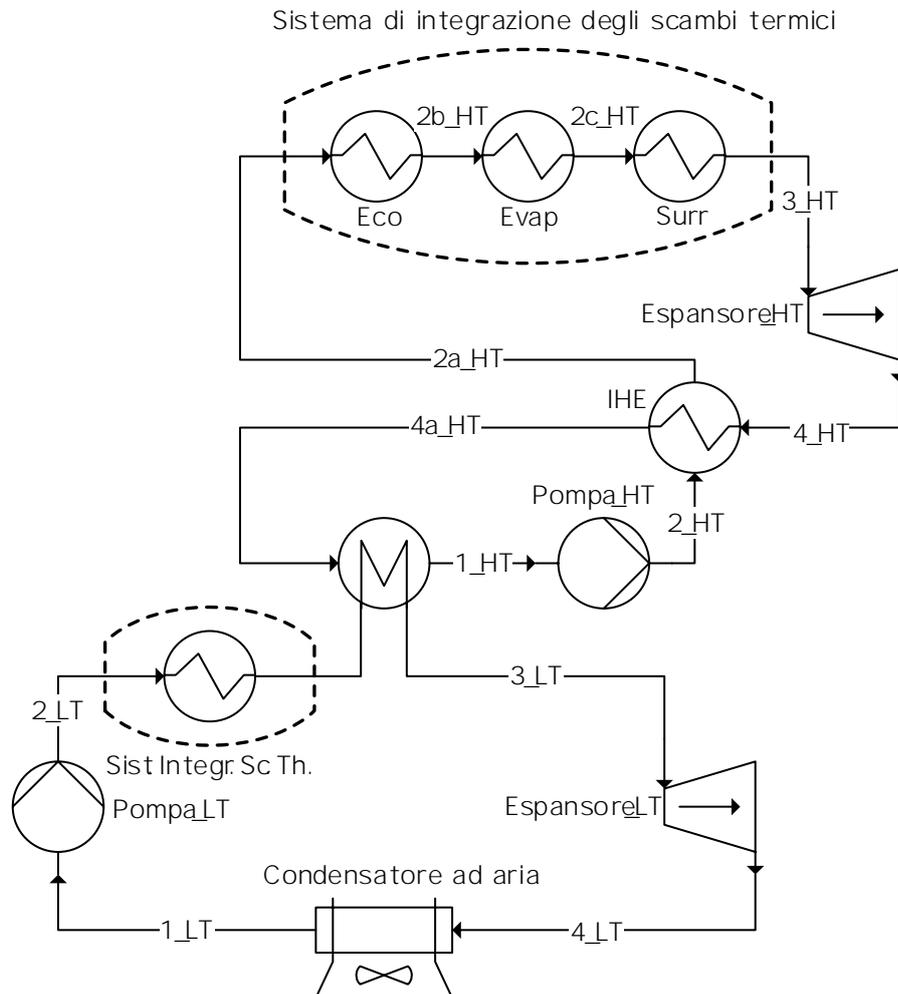


## 4.1. Configurazioni analizzate

Le configurazioni che verranno analizzate sono le seguenti:

- 1) Configurazione in ciclo semplice con ciclo ad alta temperatura (HT) che recupera calore da tutti i serbatoi (Figura 4). È la configurazione più adottata nella pratica e analizzata in questa

Figura 7: Configurazione Double Stage con ciclo topping con recupero



- 2) Configurazione in ciclo semplice con ciclo ad alta temperatura (HT) che recupera calore dai serbatoi a sale fuso e recupero interno tramite scambiatore recuperativo (IHE) (Figura 6). È una evoluzione della configurazione precedente particolarmente adatta con i fluidi che hanno espansione sono surriscaldati

- 3) « a ¢ ¥ £ ± ® š ¶ ¥ « a j ' ~ «topping ad alta temperatura» a ' œ¥ (HT) che recupera il calore dai serbatoi a sali fusi a temperatura bassa temperatura (LT) che recupera più efficacemente il calore dal serbatoio ad acqua e dalla condensazione del ciclo (Figura 5). È una configurazione più complessa delle precedenti perché prevede un ciclo a alta temperatura ed è stato proposto per recuperare il calore dalla condensa di quella atmosferica e recuperare il salto termico rimanente tramite un ciclo a bassa temperatura. Impianti simili che utilizzano come fluido del ciclo topping acqua sono proposti da Angeco [10] e analizzati in diversi studi [11] [12] [13]
- 4) « a ¢ ¥ £ ± ® š ¶ ¥ « a j ' recuperativa come la precedente con un ciclo a alta temperatura ed uno scambiatore recuperativo nel ciclo topping (Figura 7)

## 4.2. Differenze con un ciclo a vapore tradizionale

### 4.2.1. Surriscaldamento

Il surriscaldamento per i cicli a fluido organico in genere non è necessario poiché generalmente a fine espansione il vapore è surriscaldato. Questo surriscaldamento si realizza sulle pale delle turbine e aumenta la vita della turbina fino a 30 anni rispetto ai 15-20 delle turbine a vapore.

### 4.2.2. Recupero di calore a bassa temperatura

A causa del basso punto di ebollizione di certi fluidi organici si può recuperare calore anche a bassa temperatura.

### 4.2.3. Dimensione dei componenti

In un impianto a vapore, la densità del fluido è molto bassa a bassa pressione del ciclo. Poiché la perdita di carico aumenta con il quadrato della velocità del fluido, la grande portata volumetrica richiede un aumento del diametro idraulico delle tubazioni e nelle dimensioni dei scambiatori di calore per non aumentare a dismisura la perdita di carico. Inoltre le dimensioni della turbina sono pressoché proporzionali alla portata volumetrica.

4.2.4.  $\rho_v \ll \rho_l$  a causa della bassa densità del vapore, la perdita di carico è molto elevata. Per ridurre la perdita di carico, si utilizzano tubazioni a singolo passaggio, evitando la necessità di corpo cilindrico e ricircoli, questo grazie alla relativamente piccola differenza di densità tra il vapore e il liquido per i fluidi ad elevata massa molecolare. Diversamente la bassa densità del vapore tra liquido e vapore  $\rho_v \ll \rho_l$  richiede un diametro molto grande per un unico tubo.

#### 4.2.5. Temperatura di ingresso in turbina

In un ciclo a vapore, a causa del vincolo del surriscaldamento, potrebbero essere necessarie temperature superiori ai 500°C per evitare la formazione di condensato in turbina. Questo determina maggiori stress meccanici e termici, che si ripercuotono sulla vita della turbina.

#### 4.2.6. Entalpia di vaporizzazione

La differenza di entropia tra il liquido saturo e il vapore saturo è molto elevata. Ciò comporta che per recuperare la stessa entalpia di vaporizzazione, è necessario un maggior volume di liquido da vaporizzare.

quantità di calore portata necessaria per i fluidi organici è molto maggiore rispetto ai fluidi refrigeranti. Per i fluidi organici il consumo di pompaggio è maggiore.

#### 4.2.7. Consumi di pompaggio

I consumi di pompaggio sono proporzionali alla portata di liquido e al salto di pressione. Il consumo di pompaggio può essere espresso tramite il Back Work Ratio (BWR) che è definito come il rapporto tra il consumo della pompa e la potenza erogata dalla turbina. In un ciclo a vapore la portata di acqua è relativamente bassa e il BWR è tipicamente dell'1,4%. Per ORC ad alta temperatura che usano p.e. toluene il BWR è circa 3% mentre per ORC a bassa temperatura che usano p.e. R134a il BWR può essere anche superiore al 10%. In genere più bassa è la temperatura critica maggiore è il BWR.

#### 4.2.8. Pressione di evaporazione

In un ciclo a vapore pressioni fino a 10 bar e gli stress termici sono elevati. In un ciclo ORC la pressione generalmente non supera i 10 bar, inoltre il fluido non è evaporato direttamente dalla fonte di calore (p.e. i fumi di combustione) tramite un fluido intermedio (caso analizzato). Questo rende il recupero termico più semplice e si evita la necessità di un conduttore patentato.

#### 4.2.9. Pressione di condensazione

Per evitare infiltrazioni di aria nel ciclo è consigliato mantenere pressioni di condensazione inferiori a 1 bar, mentre fluidi organici a bassa temperatura critica soddisfano questo requisito. Si tenga presente però che fluidi organici ad

condensano a pressione esattamente come  
 inferiore a quella atmosferica a temperatura ambiente.

#### 4.2.10. Caratteristiche del fluido

I suoi principali vantaggi sono: la non tossicità, la non infiammabilità, il rispetto ambientale (basso Global Warming Potential e nullo Ozone Depletion Potential), la stabilità chimica (il fluido di lavoro non si decompone in caso di punti caldi e non si infiamma), la bassa viscosità (che determina minori perdite per attrito e coefficienti di scambio termico più elevati).  
 Il fluido di lavoro deve essere puramente acqua demineralizzata. Inoltre deve essere compreso un degasatore per evitare la corrosione delle parti.

#### 4.2.11. Design della turbina

Nei cicli a vapore i rapporti di pressione e i salti entalpici in turbina sono molto elevati. Di conseguenza usano comunemente turbine con diversi stadi di espansione. Negli ORC i salti entalpici sono molto minori e si possono usare espansori a singolo stadio contenendo i costi.

#### 4.2.12. Rendimento

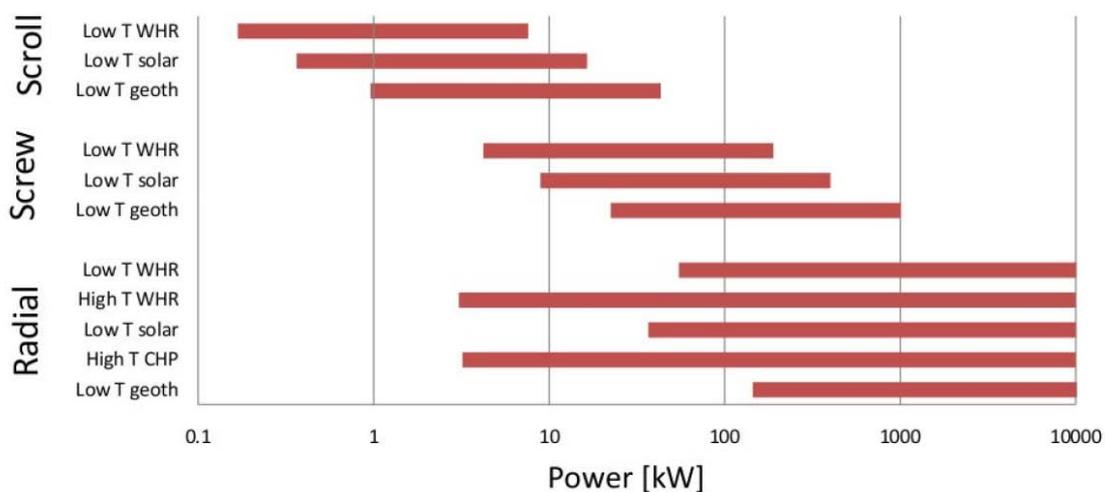
I rendimenti dei cicli ORC ad alta temperatura in configurazione semplice in genere non superano il 24 %, mentre un ciclo a vapore convenzionale supera facilmente il 30 % di rendimento termico con una maggiore complessità costruttiva in termini di numero di componenti e dimensioni.

In breve, il ciclo ORC è molto interessante nelle medie e piccole potenze (inferiori al 100 kW), sia per il fatto che un impianto di piccola scala non può permettersi un operatore in loco, sia perché richiede una costruzione e una progettazione più semplice. È quindi adatto alla produzione di potenza distribuita come nel caso di accoppiamento a un impianto di gassificazione di piccola taglia.

### 4.3. Espansori

Gli espansori incidono particolarmente nel costo e nelle prestazioni di un impianto a ciclo ORC. Quindi vale la pena fare alcune considerazioni riguardo questi componenti [5] [14] [15] [16]. La scelta del tipo di espansore più adeguato dipende dalle condizioni operative e dalle dimensioni del sistema. Si possono distinguere essenzialmente due tipi di espansori: i turboespansori e gli espansori volumetrici. In base a [15] (Figura 8), per le potenze ottenibili nel presente lavoro (10-100 kW) e per il tipo di applicazioni, gli espansori più

Figura 8: Range di potenza per ogni applicazione per tipo di espansore [15]



### 4.3.1. Turbo espansori

I turboespansori si distinguono in turbine assiali e turbine radiali.

Le turbine assiali sono generalmente progettate per rapporti di pressione e alte portate. Il loro design dipende molto dalla massa molecolare. Le turbine assiali ad alta massa molecolare presentano un salto entalpico di espansione molto minore e quindi richiedono una turbina a meno stadi, a volte con la possibilità di utilizzare un unico stadio.

I fluidi organici inoltre, a differenza dell'aria, hanno una bassa velocità del suono, per cui è molto più facile raggiungere grandi numeri di Mach a cui sono associate alte irreversibilità e minori efficienze.

Le turbine radiali invece sono generalmente progettate per alti rapporti di pressione e basse portate. La loro geometria permette velocità periferiche maggiori delle turbine assiali e perciò un maggiore salto entalpico per stadio. Le turbine radiali hanno un ampio range di funzionamento a carico parziale. Diversamente dalle turbine assiali è però complesso mettere più stadi di turbine radiali in serie, ma rispetto le turbine assiali sono più robuste e facili da realizzare.

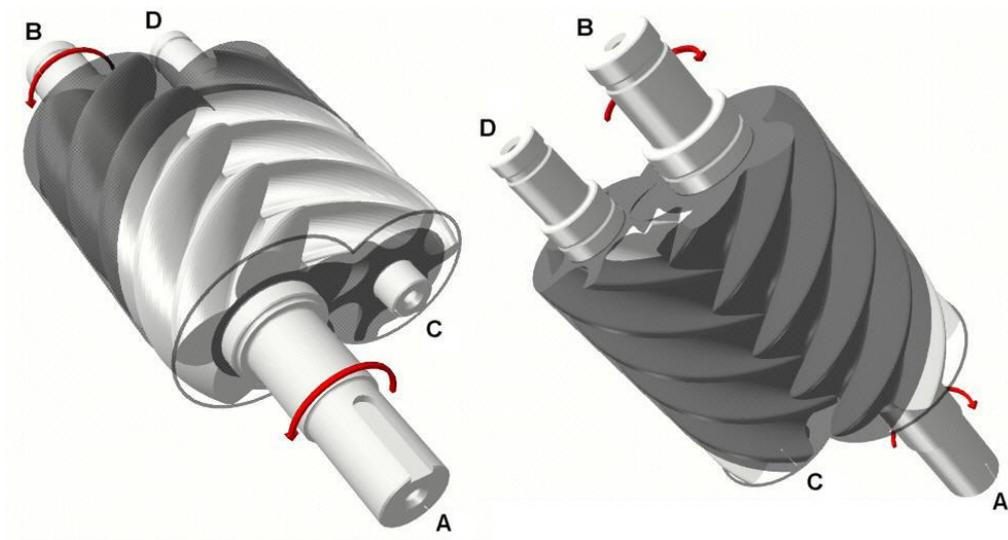
I turboespansori non sono adatti per unità di piccolissima taglia (meno di 100 kW), principalmente perché la velocità di rotazione aumenta drasticamente con la diminuzione della potenza. Questo a causa di una caratteristica tipica delle turbine: per una data tecnologia la velocità di rotazione è approssimativamente costante indipendentemente dalle dimensioni. Quindi per mantenere costante questa velocità al diminuire delle dimensioni deve aumentare la velocità di rotazione. A causa delle altissime velocità di rotazione che sarebbero necessarie, turboespansori di piccolissima taglia (meno di 100 kW) non sono presenti nel mercato.

Le turbine possono generalmente ricevere una maggiore portata rispetto agli espansori volumetrici per una data dimensione e sia per le assiali che per le radiali si possono ottenere facilmente rendimenti isoentropici di espansione maggiori di 0,75 (anche per le potenze qui analizzate), per cui il valore che verrà ipotizzato in questo lavoro è abbastanza conservativo.

### 4.3.2. Espansori volumetrici

Le macchine a vite, a vite rotative (Figura 9 e Figura 10). Tra gli espansori volumetrici figurano anche gli espansori a pistone ma sono particolarmente pratici: per le basse efficienze (minori di quelle ottenibili con altri espansori), perché non possono essere derivati da unità commerciali esistenti e perché dovendo funzionare a basse velocità sono molto più ingombranti degli altri espansori.

Figura 9: Espansori a vite [14]

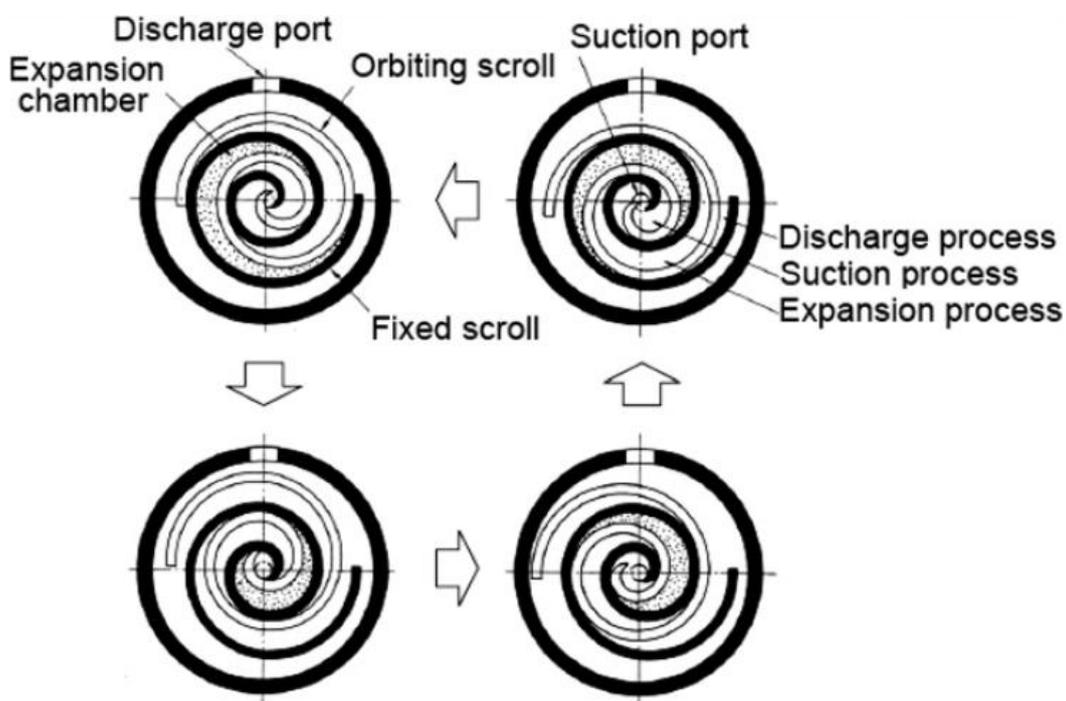


In questi espansori la camera di aspirazione evolve in una o due camere (da due camere di espansione) dopo una rotazione. Le camere di espansione

diventano camere di scarico una volta che entrano in contatto con la linea di scarico della macchina.

Diversamente dagli espansori a pistone, gli espansori rotativi non necessitano di valvole: il tempo di aspirazione e scarico sono imposti dalla geometria della macchina, con un maggiore vantaggio rispetto agli espansori a pistone, pur presentando maggiori perdite di fuga rispetto a questi ultimi.

Figura 10: Principio di funzionamento di un espansore a rotazione.



Diversamente dalle turbomacchine che sono disponibili nel mercato in maniera consolidata, quasi tutti gli espansori volumetrici usati sono prototipi spesso derivati da compressori. La conversione da compressore ad espansore è abbastanza semplice ed economica. Gli espansori volumetrici sono quindi una valida alternativa ai turboespansori per le piccole potenze: la velocità di rotazione è limitata ( ), sono diffusi in quanto già usati come compressori, tollerano la presenza di liquido durante il ciclo e presentano una buona efficienza isentropica.

Gli espansori volumetrici, derivando come tecnologia dai compressori per refrigerazione a alta temperatura (maggiore di  $100^\circ\text{C}$ ) in configurazioni a bassa temperatura, in particolar modo con fluidi refrigeranti (ad esempio nel ciclo boiling)

il volume nelle camere di espansione. Se il rapporto di espansione del sistema è diverso da quello della macchina ci possono essere delle perdite per sovraespansione o per sottoespansione per cui la pressione del fluido è diversa da quella di progetto. Per questo motivo gli espansori volumetrici sono generalmente meno adatti a grandi rapporti di espansione. Se il rapporto di espansione del sistema è quello della macchina è possibile ottenere efficienze isoentropiche di espansione fino a 0,70.

Il rapporto di espansione di questi espansori in genere non è maggiore di 8. Bisogna tenere conto di questa limitazione perché i fluidi nelle condizioni operative analizzate lavorano con rapporti di espansione maggiori e quindi potrebbe essere necessario utilizzare configurazioni multistadio.

## 5. Selezione del fluido

La selezione del fluido di lavoro è stata trattata in un gran numero di pubblicazioni scientifiche [14] [17] [18] [19] [20]. In molti casi questi studi presentano dei confronti a set di fluidi di lavoro in termini di prestazioni termodinamiche basati su modelli termodinamici dello.

Nella scelta del più adeguato fluido di lavoro si devono considerare alcune linee guida e indicatori, tenendo presente che la scelta del fluido di lavoro dipende dal tipo di applicazione, dalla sorgente di calore e dai livelli termici.

### 5.1. Indicatori da considerare nella scelta del fluido

#### 5.1.1. Prestazioni termodinamiche

l'efficienza e la potenza in uscita devono essere le maggiori possibili per una data fonte di calore e per la temperatura a cui è disponibile. Queste prestazioni dipendono da diverse proprietà termodinamiche del fluido interdipendenti tra di loro: il punto critico, il fattore acentrico, il calore specifico, la densità, e non è semplice stabilire un punto ottimale per ogni ciclo. Per simulare il ciclo con un modello termodinamico confrontando differenti fluidi, come fatto in questo lavoro.

#### 5.1.2. Temperatura critica

Per lavorare in condizioni subcritiche la temperatura critica del fluido deve essere il più alta possibile confrontata con la temperatura della sorgente di calore.

### 5.1.3. Pendenza della curva di saturazione del vapore

La pendenza della curva del vapore saturo in un diagramma determina le proprietà del fluido, può essere positiva (p.e. acetone), negativa (p.e. acqua), verticale (p.e. etilene) ed in base alla pendenza della curva di saturazione si può distinguere in fluidi secchi (p.e. CO<sub>2</sub>) e fluidi umidi (p.e. acqua). I fluidi secchi hanno una curva di saturazione con pendenza positiva, mentre i fluidi umidi hanno una curva di saturazione con pendenza negativa. Nella zona del vapore umido, il fluido si condensa e si raffredda, mentre nella zona del vapore secco, il fluido si riscalda. Per i fluidi secchi, il calore di condensazione è maggiore del calore di evaporazione, mentre per i fluidi umidi, il calore di evaporazione è maggiore del calore di condensazione. Per i fluidi umidi, il calore di condensazione è maggiore del calore di evaporazione, mentre per i fluidi secchi, il calore di evaporazione è maggiore del calore di condensazione. Per i fluidi umidi, il calore di condensazione è maggiore del calore di evaporazione, mentre per i fluidi secchi, il calore di evaporazione è maggiore del calore di condensazione.

La pendenza della curva di saturazione è legata alla complessità molecolare del fluido, più un fluido è complesso più la pendenza della curva di saturazione è negativa. Maggiore è la complessità molecolare del fluido, maggiore è il surriscaldamento del fluido in uscita dalla turbina. Generalmente i fluidi con maggiore calore latente di evaporazione hanno una pendenza della curva di saturazione più negativa. Per i fluidi con maggiore calore latente di evaporazione, il calore di condensazione è maggiore del calore di evaporazione, mentre per i fluidi con minore calore latente di evaporazione, il calore di evaporazione è maggiore del calore di condensazione.

### 5.1.4. Densità del vapore

Questo parametro è di notevole importanza specialmente per i fluidi che presentano una bassa pressione di condensazione. La bassa densità comporta una maggiore portata volumetrica e di conseguenza le dimensioni

degli scambiatori di calore devono essere aumentate per diminuire le perdite di carico determinando un impatto non trascurabile nel costo del sistema

### 5.1.5. Calore latente di vaporizzazione

Un fluido con alto calore latente e basso calore specifico della fase liquida e bassa densità, riducendo le portate, le dimensioni dei componenti e i consumi di pompaggio. Inoltre, a fluidi con alto calore latente si aspetta di ottenere più lavoro specifico in quanto il lavoro specifico è quindi dalla larghezza della curva in cambiamento di fase.

### 5.1.6. Viscosità

Sia in fase vapore, sia in fase liquida, una bassa viscosità permette di contenere le perdite di carico negli scambiatori di calore e di avere coefficienti di scambio termico maggiori

### 5.1.7. Conduttività

Determina i coefficienti di scambio termico negli scambiatori di calore. Maggiore è la conduttività maggiori saranno i coefficienti di scambio termico.

### 5.1.8. Pressione di evaporazione

Una pressione di lavoro maggiore comporta un maggiore costo di investimento e una maggiore complessità

### 5.1.9. Pressione di condensazione

La pressione di condensazione dovrebbe essere maggiore della pressione atmosferica per evitare infiltrazioni.

avere un impatto negativo sul costo e la complessità del ciclo che  
più performanti

### 5.1.10. Punto di fusione

Il punto di fusione dovrebbe essere minore della minima temperatura  
lavoro.

### 5.1.11. Stabilità chimica e compatibilità con i materiali

Diversamente dall'acqua, i fluidi di lavoro sono soggetti a  
deterioramento e decomposizione alle alte temperature, di conseguenza la  
temperatura massima è limitata dalla stabilità chimica del fluido di lavoro.  
Il fluido inoltre deve essere non corrosivo e compatibile con i materiali

### 5.1.12. Livello di sicurezza

Il livello di sicurezza è determinato da due parametri: la tossicità e  
l'inflammabilità. Molti fluidi sono considerati infiammabili ma non è un  
problema se non ci sono fonti di accensione. Il toluene e il pentano per  
esempio pur essendo combustibili sono utilizzati come fluidi di lavoro in  
impianti esistenti come quelli realizzati da FreePower e da Triogen. È invece  
importante considerare la temperatura di autoaccensione. L'*ASHRAE Standard 34* [21] classifica i  
refrigeranti in gruppi di sicurezza e può essere utilizzato per la valutazione  
del livello di sicurezza dei fluidi di lavoro. Per valutare la sicurezza dei fluidi  
non utilizzati nella refrigerazione come gli idrocarburi, si utilizza il sistema  
*NFPA* (National Fire Protection Association) [22] [23] che classifica i  
fluidi in base a tossicità, infiammabilità e stabilità.

“ ¥ - « £ ª š · ¥ ª · « £ ª ¥ · œš - « · œ« ª - ¥ Ÿ j ® š ® j · œª j œ« © > ± - ° ¥ > ¥ · ¥ · ¥ © - « ª j · ± ° ¥ · ¥ dlr.194/9XQF · œ« © - « ª

### 5.1.13. Aspetti ambientali

Uno dei principali indicatori è il  $ODP$ , il  $š © > ¥ j ª - « ° j ª ¶ ¥ š · j · Ÿ ¥ · Ÿ ¥$  che rappresenta il valore relativo di degrado che un fluido può comportare fissato 1 il valore  $ODP$  dei refrigeranti attuali è nulla o comunque molto vicina a zero poiché in seguito al protocollo di Montréal fluidi con  $ODP$  non nullo progressivamente stanno venendo messi a bando. Un altro indicatore è il  $GWP$  che misura dei fluidi rispetto alla  $CO_2$  quale è fissato a 1000. La legislazione che ne restringe l'uso è la  $AL7$  che prevede che alcuni fluidi refrigeranti sono stati banditi (R11, R12, R113, R114, R115, ecc) mentre altri verranno banditi entro il 2020 e il 2030 (R21, R22, R123, R124, R141b e R142b).

### 5.1.14. Disponibilità e costo del fluido

Uno degli aspetti da non trascurare è la disponibilità e il costo del fluido. Gli idrocarburi sono disponibili ed economici allo stesso modo degli idrocarburi che sono disponibili a prezzi molto bassi. Poiché uno degli aspetti più importanti di un fluido refrigerante è la sua disponibilità e quindi ampiamente disponibili nel mercato. Non vengono considerate le miscele di fluidi poiché le regole di miscelazione sono

<sup>5</sup> Ozone Depletion Potential  
<sup>6</sup> Greenhouse Warming Potential  
<sup>7</sup> Atmospheric life time

complesse le combinazioni possibili sono elevatissime in genere sono protette da brevetto. Non viene nemmeno considerata la possibilità di sistemi CAMD (Computer Aided Molecular Design)

## 5.2. Considerazioni sulla scelta del fluido

Nonostante i numerosi studi a riguardo, nessun fluido è stato identificato come universalmente ottimale per il ciclo ORC, questo a causa di diverse ipotesi utilizzate per fare i confronti:

- < la tossicità mentre altri autori non lo fanno
- < Si considerano diverse condizioni operative portando alla scelta di differenti fluidi di lavoro.
- < Le funzioni obiettivo nelle ottimizzazioni dipendono dal target
- < In genere si massimizza la potenza prodotta.

Di conseguenza poiché nessun fluido è a priori ottimale, lo studio del fluido di lavoro deve essere integrato al design di ogni ciclo ORC

Diversi studi [18] [20] [25] [26] [27] raccomandano di scegliere i fluidi con la più alta temperatura critica per migliorare il recupero del calore di scarto (WHR) in genere si massimizza la potenza prodotta. Bisogna però tenere presente che una maggiore temperatura critica implica anche lavorare a minori densità di vapore determinando un aumento del costo del sistema.

In ogni caso le prestazioni termodinamiche non possono essere il unico criterio di scelta per il fluido di lavoro, ma si deve tenere in considerazione anche altri fattori come la tossicità, la viscosità, la stabilità chimica, la compatibilità con i materiali, ecc.

sistema e la sicurezza. Gli studi che considerano questi aspetti [19] [29] [24] dimostrano che le condizioni operative ottimali e il fluido di lavoro scelto possono essere diversi rispetto a considerazioni puramente altri aspetti.

### 5.3. Potenziali fluidi di lavoro e loro proprietà

#### 5.3.1. Ciclo ad alta temperatura

Nonostante i numerosi studi sulla scelta dei fluidi per i cicli, nella realtà viene utilizzato solo un ridotto numero di fluidi. Negli impianti che sfruttano calore ad alta temperatura (per esempio recuperando calore dai fumi di un motore a combustione interna o da una turbina a gas) si usano prevalentemente i silossani, gli xileni [30] e il toluene [17]. In questo lavoro per il ciclo HT i potenziali fluidi di lavoro sono stati scelti tra questi: prop in [9], [17], [30], [31], [32] e [33]. I fluidi con le loro proprietà sono riportati in Tabella 1.

Tabella 1: Fluidi per il ciclo ad alta temperatura e loro proprietà

					NFPA 704 Tossicità	NFPA 704 Infiamm.	Tipo
nButane	151,98	37,96	365	58,12	1	4	Isentropic
nPentane	196,55	33,7	260	72,15	1	4	Dry
nHexane	234,67	30,34	225	86,18	2	3	Dry
nHeptane	266,98	27,36	204	100,20	1	3	Dry
nOctane	296,17	24,97	206	114,23	1	3	Dry
Cyclohexane	280,49	40,75	245	84,16	1	3	Isentropic
Toluene	318,6	41,26	480	92,14	2	3	Isentropic
Benzene	288,87	48,94	500	78,11	2	3	Isentropic
Ethylbenzene	343,97	36,22	432	106,17	2	3	Dry
oXylene	357,11	37,38	463	106,17	2	3	Dry
mXylene	343,74	35,35	527	106,17	1	3	Dry
Methanol	239,35	81,04	464	32,04	1	3	Wet
Ethanol	241,56	62,68	363	46,07	2	3	Wet
Acetone	234,95	47	465	58,08	1	3	Isentropic
Water	373,95	220,64	-	18,02	0	0	Wet
MM	245,6	19,39	340	162,38	1	4	Dry
MDM	290,94	14,15	350	236,53	1	4	Dry

Tra i fluidi proposti sono presentati alcano (nButano, nPentano, nEsano, nEptano, nOttano), cicloalcano (Cicloesano), idrocarburi aromatici (Benzene Etilbenzene, Toluene), xileni (oXilene, mXilene), alcoli (Metil Etanolo), chetoni (Acetone), fluidi inorganici (Acqua) e silossani (MM, MDM).

Per ogni fluido sono riportate la temperatura e la pressione critica, la temperatura di autoaccensione, la massa molecolare, il livello di pericolo per la salute e il rischio di infiammabilità secondo lo standard NFPA 704.

Considerando i criteri di screening dei fluidi utilizzati si riduce il numero dei potenziali fluidi di lavoro che hanno una temperatura di autoaccensione minore della massima temperatura a cui è disponibile il calore serbatoio e i fluidi che hanno una classificazione di tossicità maggiore di 2 ed una classificazione di infiammabilità maggiore di 3. Anche se si limitasse la temperatura massima di ciclo al di sotto della temperatura massima di autoaccensione, il fluido potrebbe raggiungere tali temperature a causa di hot spot che possono crearsi negli scambiatori con i serbatoi. I fluidi indicati, a differenza dei fluidi refrigeranti, non risentono di decomposizione alle alte temperature, quindi con le dovute precauzioni possono essere utilizzati per cicli ad alta temperatura.

Tabella 2: Fluidi candidati per il ciclo ad alta temperatura

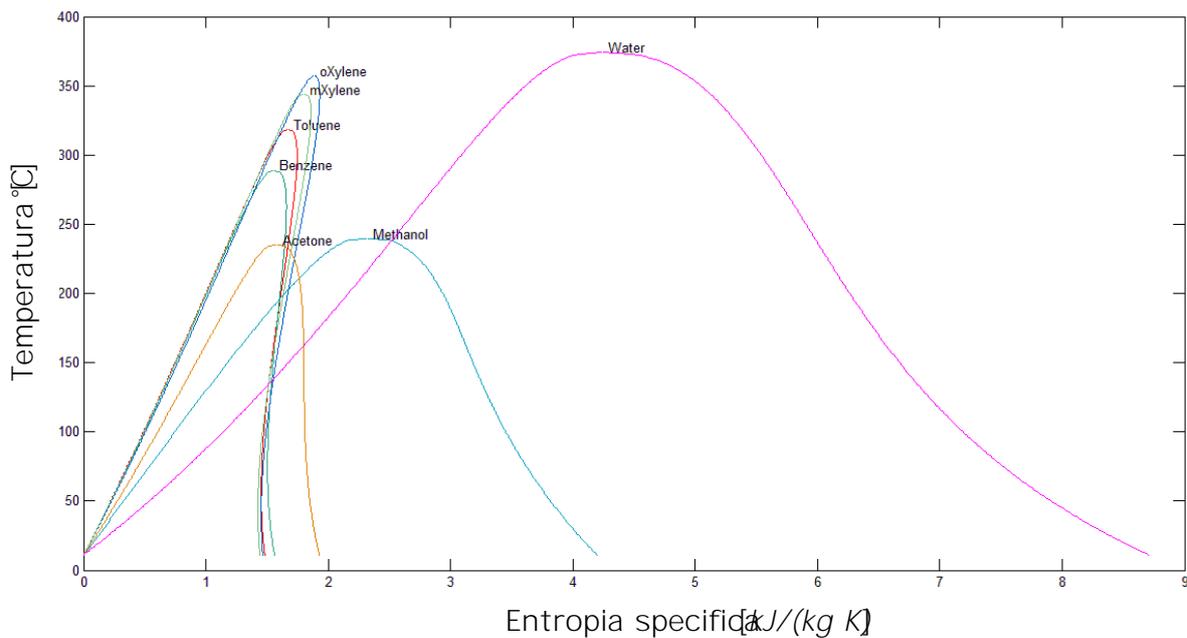
						Tipo
Toluene	318,6	41,26	92,14	0,2657	110,5	Isentropic
Benzene	288,87	48,94	78,11	0,210837	80	Isentropic
oXylene	357,11	37,38	106,17	0,312	144,4	Dry
mXylene	343,74	35,35	106,17	0,326	139	Dry
Methanol	239,35	81,04	32,04	0,5625	64,5	Wet
Acetone	234,95	47	58,08	0,3071	56	Isentropic
Water	373,95	220,64	18,015	0,344292	100	Wet

<sup>8</sup> Da Material Security Data Sheet fluidi [23]

<sup>9</sup> Il livello di tossicità e di infiammabilità è indicato con un numero intero che va da 0, per indicare un rischio nullo, a 4, per indicare un rischio elevato

I potenziali fluidi di lavoro per il ciclo ad alta temperatura sono ridotti a 7 e sono riportati in Tabella 2. Tra le proprietà compaiono anche la temperatura di saturazione alla pressione atmosferica e il fattore acentrifugo. In Figura 11 sono riportate le curve di saturazione dei fluidi selezionati. Sono potenziali fluidi per il ciclo ad alta temperatura hanno tutti temperatura critica elevata, superiore alla temperatura di saturazione a pressione atmosferica. Questi fluidi sono candidati al recupero di calore dai serbatoi a sali fusi ad alta temperatura.

Figura 11: Curva di saturazione nel diagramma T-s dei fluidi candidati per il ciclo ad alta temperatura



### 5.3.2. Ciclo a bassa temperatura

Per la valorizzazione di calore a bassa temperatura, minore di 300°C, vengono utilizzati prevalentemente fluidi frigoriferi. Questi fluidi negli intervalli di temperatura interessati in genere non soffrono del problema della decomposizione che solitamente

avviene a temperature superiori i . La scelta dei fluidi è stata suggerit n particolar modda [6], [18] e [27]. I fluidi con le loro propriet  sono riportati in Tabella 3.

Tabella 3: Fluidi per il ciclo a bassa temperatura e loro propriet 

				ASHRAE	Tipo	GWP100	ODP	ALT
R11	197,91	43,94	137,37	A1	Isentropic	4750	1	45
R114	145,68	32,57	170,92	A1	Isentropic	10000	1	300
R123	183,67	36,72	152,93	B1	Isentropic	77	0,02	1,3
R124	122,28	36,24	136,48	A1	Isentropic	609	0,022	5,8
R134a	101,06	40,59	102,03	A1	Wet	1430	0	14
R141b	204,35	42,12	116,95	A2	Isentropic	725	0,12	9,3
R142b	137,11	40,55	100,50	A2	Isentropic	2310	0,07	17,9
R152a	113,26	45,2	66,051	A2	Wet	124	0	1,4
R21	178,33	51,81	10292	B1	Isentropic	151	0,04	1,7
R227ea	101,75	29,25	170,03	A1	Dry	3220	0	42
R236fa	124,92	32	152,04	A1	Dry	9810	0	240
R245fa	154,01	36,51	134,05	B1	Isentropic	1030	0	7,6
Isobutane	134,67	36,29	58,12	A3	Dry	0	0	12

Tra i fluidi proposti sono presento fluorocarburi (R11, R114), idroclorofluorocarburi (R123, R124, R141b, R142b, R21), fluorocarburi (R236fa), idrofluorocarburi (R134a, R152a, R227ea, R245fa) e idrocarburi (Isobutano).

Per ogni fluido sono riportati la temperatura e la pressione critica , la massa molecolare , il livello di sicurezza secondo la classificazione ASHRAE , e i tre parametri di impatto ambientale

Considerando i criteri di screening dei fluidi utilizzati [30] si riduce il numero di fluidi da analizzare. Sono esclusi i clorofluorocarburi e gli idroclorofluorocarburi, ovvero tutti i composti contenenti cloro e che hanno un GWP100 > 1000, in quanto, pur essendo interessante, non vale la pena analizzare fluidi che sono stati banditi

<sup>10</sup>La lettera indica il livello di tossicit  (A: moderata o nulla, B: elevata), il numero indica il livello di infiammabilit  (1: nulla, 2: moderata, 3: elevata)

saranno banditi entro breve secondo le direttive del protocollo di Montreal

possibile fino al 2020 e su impianti esistenti fino al 2030. Per quanto

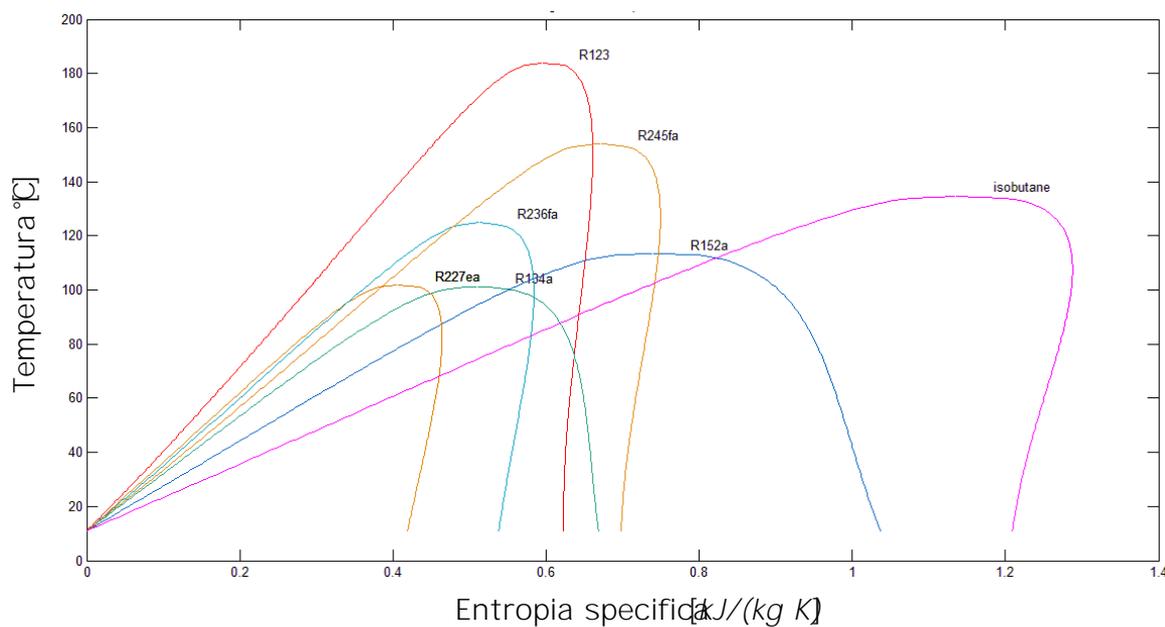
non verrà escluso nessun fluido non

Tabella 4: Fluidi candidati per il ciclo a bassa temperatura

						Tipo
R123	183,67	36,72	152,93	0,281922	27,80	Isentropic
R134a	101,06	40,59	102,03	0,32684	-26,	Wet
R152a	113,26	45,2	66,05	0,275217	-24,041	Wet
R227ea	101,75	29,25	170,02	0,357605	-16,35	Dry
R236fa	124,92	32	152,03	0,376912	-1,49	Dry
R245fa	154,01	36,51	134,05	0,3776	15,13	Isentropic
Isobutane	134,67	36,29	58,12	0,183532	-11,75	Dry

I potenziali fluidi di lavoro per il ciclo a bassa temperatura sono ridotti a 7 e sono riportati in Tabella 4. Tra le proprietà compare anche la temperatura di saturazione alla pressione atmosferica e il fattore acentrico. In Figura 12 sono riportate le curve di saturazione dei fluidi selezionati: si

Figura 12: Curva di saturazione nel diagramma T-s dei fluidi candidati per il ciclo a bassa temperatura



la pendenza della curva del vapor saturo potenziale fluidi per il cui a  
bassa temperatura hanno tutti temperatura critica inferiore ai

° e la temperatura di saturazione ad è inferiore a °.

« i superfici a ° j ° š Ÿ  
senza surriscaldamento per recupero di calore a bassa temperatura.

I fluidi selezionati sono utilizzati nella simulazione usando per ciascuno  
le stesse ipotesi e le stesse assunzioni.

## 6. Modello del sistema

Per la simulazione del modello sono state fatte delle assunzioni:

lavoro ottimale e delle condizioni operative migliori è stato costruito un modello del sistema utilizzando il software commerciale Matlab accoppiato ad un database per la determinazione delle proprietà termodinamiche dei fluidi. Il database utilizzato è CoolProp [34] [35], un database gratuito e *open source* sviluppato da Ian Bell, Sylvain Quoilha Vincent Lemort (Technical University of Denmark). Pur essendo gratuito implementa le stesse equazioni di stato del ben più utilizzato RefProp NIST, quindi ben si adatta allo scopo di questo lavoro.

### 6.1. Ipotesi e semplificazioni

Per semplificare i calcoli per la simulazione del modello sono state fatte delle assunzioni:

- Il sistema e i vari componenti sono considerati in condizioni stazionarie. Per ogni componente è stato implementato il modello zero dimensionale input-output.
- Le perdite termiche e inizialmente anche le perdite di carico in ogni componente sono state trascurate. In seguito, una volta modellati gli scambi termici, saranno considerate le perdite di carico negli scambiatori e conteggiate nei costi di pompaggio.
- Le variazioni di energia potenziale sono trascurate.
- La temperatura massima del ciclo è posta pari a  $T_{max}$ .
- La pressione massima è posta pari a  $p_{max}$  e non superiore a 0,9 volte la pressione critica.

---

<sup>11</sup> Autore, insieme a Vincent Lemort, di numerosi articoli e pubblicazioni sui cicli ORC

- f) I rendimenti isoentropici di compressione ed espansione sono posti pari a  $\eta_c = \eta_e = 0.85$  [11] [26] per il ciclo ad alta temperatura ipotizzando di utilizzare un turboespansore, e  $\eta_c = \eta_e = 0.85$  per il ciclo a bassa temperatura ipotizzando di utilizzare un espansore volumetrico [5]. I valori scelti sono abbastanza conservativi rispetto a quelli riscontrati in letteratura e le considerazioni fatte in §4.3 in particolare modo per la turbina, per impianti di dimensioni paragonabili a quello qui trattato vengono proposte anche rendimenti superiori del 75% [11] [32]
- g) Il rendimento delle macchine elettriche è posto pari a  $\eta_{el} = 0.95$
- h) La condensazione avviene tramite condensatore ad aria (Air cooler) e la temperatura a cui condensa il fluido del ciclo semplice o del ciclo a bassa temperatura nel caso di Double Stage, è posta maggiore della temperatura ambiente
- i) Nel caso di ciclo Double Stage la temperatura di condensazione del ciclo ad alta temperatura viene posta alla temperatura di saturazione corrispondente alla pressione (Tabella 2) per  $T_{cond} = 100^\circ C$
- j) La differenza di temperatura di Pinch Point per le simulazioni è posta pari a  $\Delta T_{pp} = 10^\circ C$  con i serbatoi di calore pari a  $T_{serb} = 10^\circ C$  nello scambio inter cicli nella configurazione Double Stage pari a  $\Delta T_{pp} = 10^\circ C$
- k) La temperatura di condensazione del ciclo a bassa temperatura è posta pari a  $T_{cond} = 10^\circ C$
- l) La temperatura di condensazione del ciclo a bassa temperatura è posta pari a  $T_{cond} = 10^\circ C$  tramite la condensazione è posta pari a  $T_{cond} = 10^\circ C$

NB: La temperatura e la pressione di condensazione sono condizionate dalle condizioni di progetto e dalle caratteristiche dei componenti.

rendimento del ciclo e quindi la potenza prodotta non saranno costanti  
variazioni termiche ambientali ai cui bisognerà tenerne conto

## 6.2. Descrizione del programma di simulazione

Per completezza, il programma descritto si riferisce al caso di ciclo Double Stage con ciclo ad alta temperatura e recupero interno. Gli altri casi si ottengono da una semplificazione di questo caso che è quello più complesso.

Il programma è realizzato in modo tale che sia adatta ai fluidi provati soprattutto a tutti i vari accoppiamenti possibili tra i livelli termici ed ai vari accoppiamenti tra ciclo topping e bottoming

Le proprietà termodinamiche del fluido sono determinate nei vari punti salienti del ciclo, ingresso ed uscita di ciascun componente. Per calcolare le varie proprietà vengono usate delle funzioni che sfruttano il database CoolProp.

Il controllo verifica che la pressione massima di ciclo sia inferiore alla pressione critica del fluido per mantenere il ciclo in condizioni subcritiche. Se la pressione critica è minore viene presa come pressione massima di ciclo 0,9 volte la pressione critica.

Le simulazioni sono effettuate variando la pressione di evaporazione del fluido del ciclo ad alta temperatura e il suo surriscaldamento, partendo da una pressione di ciclo superiore alla pressione di condensazione e variando il surriscaldamento dalla temperatura di saturazione alla pressione di evaporazione fino alla temperatura massima compatibile con il fluido.

Un ampio ventaglio di risultati da analizzare.

### 6.2.1. Ciclo topping ad alta temperatura

Le proprietà del fluido vengono calcolate a partire dal punto 1, uscita dal condensatore e ingresso alla pompa dove si assume che il liquido sia saturo ovvero che il titolo sia  $x_1 = 0$ . Di questo punto si conoscono temperatura che è pari a quella di condensazione alla temperatura, essendo il fluido in condizioni di saturazione, si può determinare la pressione. Conoscendo pressione e titolo si possono determinare  $h_1$ ,  $s_1$ ,  $v_1$ ; entropia e volume specifico.

Del punto 2, uscita dalla pompa e ingresso allo scambiatore di calore, si conosce la pressione che è pari a quella di evaporazione e, non trascurato nella valutazione delle proprietà termodinamiche le perdite di carico. Dalla pressione e dal rendimento isoentropico della pompa si può

$$s_2 = s_1 + \frac{h_2 - h_1}{T_{med}} \quad (6.1)$$

Da cui si ricava sapendo che  $s_2 = s_2^*$  l'entalpia che avrebbe il fluido se la compressione fosse stata isoentropica.

I punti seguenti, il 2b e il 2c, sono vapore saturo, per cui conoscendo la pressione (sempre pari a quella di evaporazione) e il titolo di vapore si possono determinare tutte le proprietà come entalpia, entropia e volume specifico.

Il punto 3 rappresenta il punto di ingresso in turbina e il fluido può trovarsi nelle condizioni di vapore saturo secco, in caso di surriscaldamento nullo (in questo caso punto 2c e 3 coincidono) vapore surriscaldato. Conoscendo pressione e temperatura (o titolo nel caso di vapore saturo secco) si possono determinare tutte le altre proprietà.

Del punto 4, uscita dalla turbina e ingresso allo scambiatore di calore, si conosce la pressione che è pari a quella di condensazione. Dalla pressione

e dal rendimento isoentropico della turbina  $\eta_{t,i}$  si trova la formula:

$$\eta_{t,i} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} \quad (6.2)$$

Da cui si ricava sapendo che  $h_4 = h_{4s}$  se il fluido se la compressione fosse stata isoentropica.

Si definisce  $\eta_{c,i}$  l'efficienza di compressione del fluido, a temperatura e pressione pari a quelle di  $h_1$  e  $h_2$  si trova nelle condizioni di vapore surriscaldato il punto 5 sarà un punto nuovo, mentre se il vapore  $h_4 = h_{4s}$  il punto 4 e 5 coincideranno.

Se nel punto 4 si ha vapore surriscaldato, si può utilizzare il calore di surriscaldamento del fluido per preriscaldare il liquido in uscita dalla pompa (nella configurazione senza recupero questo passaggio sarà saltato) sarà quindi un controllo per verificare se vale la pena utilizzare questo calore in modo tale che se il surriscaldamento è limitato non viene considerato riscaldamento del fluido dal punto 2 al punto 3:

$$\eta_{c,i} = \frac{h_2 - h_1}{h_2 - h_{1s}} \quad (6.3)$$

Dalla definizione di efficienza termica di uno scambiatore

$$\eta_{t,c} = \frac{h_3 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (6.4)$$

Viene determinata  $h_4$  dallo scambiatore rigenerativo caldo di ingresso nel condensatore (nella di condensazione) viene determinata temperatura, entropia e volume specifico.

$\dot{Q}_{rec} = \dot{Q}_{serbatoio} - \dot{Q}_{scambiatore}$

punto 4 di uscita dallo scambiatore rigenerativo latfreddo e d'ingresso negli scambiatori con i serbatoi:

$$(6.5)$$

Nel caso in cui non sia necessario lo scambiatore recuperativo i punti 2a e 4a coincideranno con i punti 4.

### 6.2.2. Bilancio termico con le sorgenti esterne<sup>12</sup>

Determinati i punti di ingresso ed uscita dai componenti principali del ciclo tramite una funzione esterna, richiamata nel programma principale, viene eseguito il bilancio termico con le sorgenti esterne con il sistema di integrazione degli scambio termici) determinare la portata del fluido di lavoro che ottimizza il recupero termico

Il programma inizia facendo un controllo per verificare se la temperatura (o la ) sia sufficientemente bassa per recuperare calore anche dal serbatoio ad acqua a bassa temperatura ( ). Se la temperatura (o la ) è troppo alta, nel bilancio termico non si considererà la potenza termica derivante da questo serbatoio.

Dopo il primo controllo viene determinata una portata di primo tentativo, tale per cui ipoteticamente si potrebbe recuperare tutto il calore dei serbatoi considerati. Dal bilancio termico risulta:

$$\dot{Q}_{rec} = \dot{Q}_{serbatoio} - \dot{Q}_{scambiatore} \quad (6.6)$$

Con la differenza di entalpia che deve essere soddisfatta il punto 3 di ingresso turbina e il punto 2 (in assenza di recuperatore) di ingresso negli scambiatori con i serbatoi termici.

<sup>12</sup>Nello scambio termico si considera la pressione del fluido costante e pari a quella di evaporazione

Determinata la portata di primo tentativo si verifica che questa portata soddisfi i requisiti della differenza di temperatura di Pinch Point tra la curva di riscaldamento del fluido e le temperature dei serbatoi.

Poiché è stata imposta una temperatura massima di ciclo inferiore alla temperatura del serbatoio di alta temperatura di non è necessario fare verifiche di compatibilità con questo serbatoio. Risulta invece necessario verificare che la portata precedentemente calcolata soddisfi i vincoli con il serbatoio di media temperatura che si trova a

Tramite dei bilanci termici si controlla con la portata la temperatura del fluido di lavoro nel punto di ingresso nello scambiatore con il serbatoio ad alta temperatura, ovvero di uscita dallo scambiatore con il serbatoio a media temperatura, sia compatibile con la temperatura. Questo punto sarà identificato come punto D.

Se il controllo è verificato ovvero se la differenza di temperatura tra il punto D e il serbatoio a media temperatura è maggiore o uguale al valore di progetto, la portata di primo tentativo è anche la portata ottimale che verrà utilizzata nei calcoli seguenti.

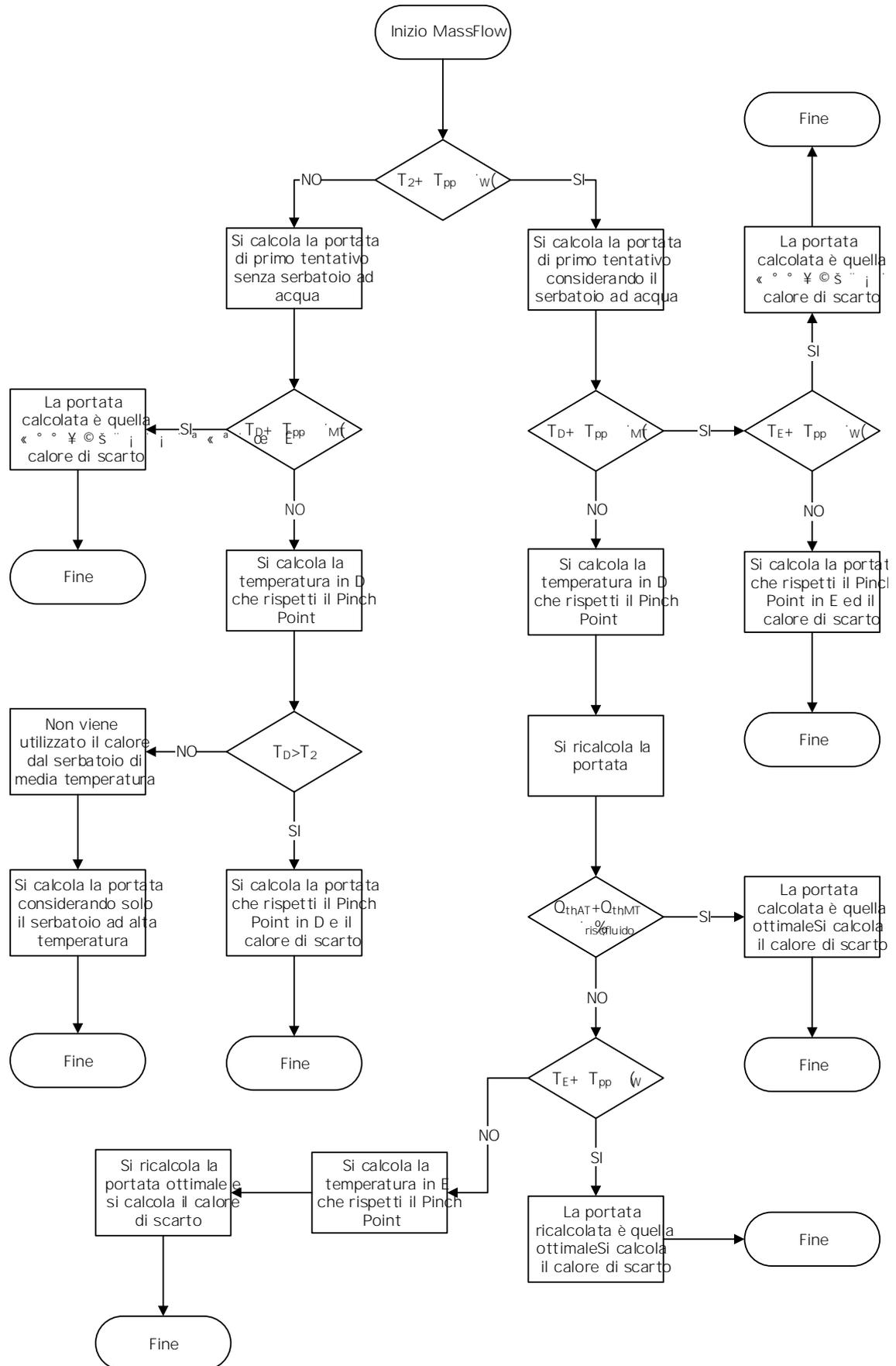
Se il controllo non è verificato si modificherà la portata in modo tale che la curva di riscaldamento del fluido sia compatibile con le temperature dei serbatoi. Prima di modificare la portata per evitare che la temperatura che il fluido dovrebbe avere nel punto D sia compresa nel range di riscaldamento del fluido ovvero che  $T_{D,fluid} < T_{D,serbatoio\ a\ media\ temperatura}$ ; potrebbe infatti risultare che a  $T_{D,serbatoio\ a\ media\ temperatura} < T_{D,fluid} < T_{D,serbatoio\ a\ alta\ temperatura}$  di  $T_{D,serbatoio\ a\ alta\ temperatura}$ . In questo caso non sarebbe possibile recuperare calore dal serbatoio a media temperatura in caso contrario dalla temperatura del punto D se ne

---

<sup>13</sup> Con portata ottimale si intende qui la portata che permette il recupero di calore dai serbatoi compatibilmente con i vincoli imposti dal Pinch Point



Figura 13: Flowsheet del controllo per la determinazione della portata ottimale



Se il controllo per il punto D non è verificato modificata la portata per rendere compatibile con . Con la portata modificata può accadere che non tutto il calore disponibile nei serbatoi venga utilizzato, neanche dal serbatoio a media temperatura. Si verifica che la nuova portata permetta di recuperare almeno tutto il calore dai serbatoi a sali fusi. Se il controllo negativo la portata calcolata è quella ottimale e viene determinato il calore di scarto dal serbatoio di media temperatura. Se il controllo è positivo si verifica come descritto precedentemente che, il profilo di temperatura di riscaldamento del fluido di lavoro sia compatibile con la temperatura del serbatoio ad acqua eventualmente modificando la portata calcolando il calore di scarto.

Il programma come riportato in appendice tramite una serie di controlli *if-else* schematizzati nel flowsheet Figura 13, discerne tra i vari casi possibili di abbinamento tra i profili di temperatura che possono verificarsi, determinando la portata che soddisfa i vincoli dei recuperi quanto più calore possibile dai serbatoi termici disponibili.

### 6.2.3. Dimensionamento delle aree per lo scambio termico tra i serbatoi e il fluido del ciclo ad alta temperatura

Stabilita la portata è possibile determinare le aree necessarie allo scambio termico con i serbatoi esterni utilizzando il metodo della temperatura media logaritmica [36].

Il dimensionamento di massima, frutto di diverse semplificazioni, realizzato in maniera tale da essere facilmente gestibile con un computer adatto ai vari fluidi e casistiche possibili è utile per una stima preliminare del costo e delle

Per eseguire il dimensionamento sono state fatte alcune assunzioni e semplificazioni

- a) La velocità di scorrimento del fluido è considerata costante in tutti i punti. Nei punti successivi la velocità è determinata in funzione di portata, dimensione e numero dei tubi e densità del fluido
- b) Per lo scambio termico con i serbatoi vengono utilizzate delle serpentine immerse nel fluido del serbatoio. In prima approssimazione le serpentine sono considerate un tubo orizzontale dritto, quindi sono trascurate variazioni di energia potenziale ed effetti centrifughi
- c) Per le simulazioni è stata considerata la possibilità di avere la portata in più tubi di diametro interno imposto e pari a  $d_i$  e spessore pari a  $t$  per cui il diametro esterno del tubo si ricava come

$$d_e = d_i + 2t \quad (6.9)$$

- d) Il numero di tubi necessari a mantenere una velocità simile a quella imposta si determina dividendo la sezione di passaggio di tutta la portata per la sezione di passaggio permessa da un singolo tubo di diametro  $d_i$

$$N = \frac{A_{tot}}{A_{tubo}} \quad (6.10)$$

Poiché il numero risultante potrebbe non essere intero viene arrotondato all'intero superiore.

- e) Secondo quanto dichiarato e verificato sperimentalmente dalla F.D.E. il coefficiente di scambio esterno, lato fluido nel serbatoio, vale

f) La conduttività termica del tubo ipotizzato essere di acciaio, è stata posta

Figura 14: Flowsheet per valutare la suddivisione di economizzatore, evaporatore e surriscalda nei vari serbatoi

