

UNIVERSITÀ
DEGLI STUDI
DI PADOVA

UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI PADOVA

Dipartimento di Ingegneria Industriale DII

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Energetica

Ottimizzazione di un Organic Rankine Cycle per applicazione geotermica
al variare della temperatura della fonte

Relatrice: Prof.ssa Anna Stoppato

Correlatori: Dott. Alberto Benato

Dott. Alex Pezzuolo

Laureanda: Alessandra Stella

Matricola: 1087110

Anno Accademico 2015/2016

Sommario

L'obiettivo di questa tesi è quello di analizzare, sia dal punto di vista termodinamico che economico, le prestazioni di un Organic Rankine Cycle per applicazione geotermica nell'ambito delle medie temperature.

Mediante il software Matlab® si sono realizzati tre codici relativi ad altrettante configurazioni d'impianto: un ciclo standard, uno con recupero interno del calore ed un ciclo con rigenerazione. Per ognuno di essi si è simulato il funzionamento con 56 diversi fluidi operativi (idrocarburi, silossani e refrigeranti) in corrispondenza di cinque valori della temperatura della sorgente termica nell'intervallo compreso tra 90°C e 170°C; contemporaneamente è stato fatto variare il pinch point all'evaporatore, facendogli assumere quattro diversi valori tra 5 K e 20 K. Per ogni configurazione d'impianto si è eseguita l'ottimizzazione di due parametri di tipo termodinamico e di un parametro economico: potenza elettrica prodotta, rendimento exergetico ed Indice di Profittabilità.

Dei numerosi risultati ottenuti si è realizzata un'analisi a più livelli di dettaglio, partendo da un confronto tra fluidi a parità di temperatura della sorgente, fino ad un confronto tra i fluidi in grado di ottenere i più alti valori del parametro ottimizzato, passando per analisi al variare della temperatura della sorgente e confronti tra le diverse configurazioni a parità di parametro ottimizzato. Si è infine fatto un confronto tra le tre ottimizzazioni.

Si è avuto modo di ricavare innanzitutto come non sia possibile scegliere un fluido "ottimo": esso risulta funzione del ciclo, delle caratteristiche della fonte e del parametro da ottimizzare. Inoltre, dei 56 fluidi analizzati, meno di una ventina si candidano ad essere considerati "ottimi" in relazione ai diversi casi di studio: sono principalmente idrocarburi ed idrofluorocarburi con elevata massa molecolare e basso punto di ebollizione. E' inoltre stato dimostrato che, in corrispondenza di temperature della sorgente geotermica come quelle esaminate, cioè sostanzialmente basse, il ciclo consigliato è sempre quello con configurazione d'impianto di tipo standard: esso, infatti, a buone prestazioni sia a livello termodinamico che in termini di potenza prodotta, unisce la semplicità e quindi la convenienza economica di un impianto costituito da soli quattro componenti.

Indice dei contenuti

Introduzione	1
---------------------------	----------

Capitolo 1

Cicli Rankine a vapore e cicli Rankine a fluido organico	3
---	----------

1.1. Cicli Rankine a vapore	5
1.1.1. Ciclo ideale di riferimento: il ciclo di Carnot	5
1.1.2. Ciclo Rankine a vapore saturo	6
1.1.3. Ciclo Rankine a vapore surriscaldato	9
1.1.4. Ciclo rigenerativo	10
1.2. Il fluido operativo di ciclo	13
1.3. Cicli Rankine a fluido organico	17
1.3.1. Ciclo Rankine a fluido organico base	18
1.3.2. Ciclo Rankine a fluido organico con recupero di calore	19
1.3.3. Ciclo Rankine a fluido organico con surriscaldamento	19
1.3.4. Ciclo Rankine a fluido organico con pressioni multiple	20
1.3.5. Ciclo Rankine a fluido organico supercritico	21
1.4. Applicazioni degli Organic Rankine Cycles	23
1.4.1. Organic Rankine Cycles a biomasse	23
1.4.2. Organic Rankine Cycles per applicazione geotermica	24
1.4.3. Organic Rankine Cycles per il recupero del calore di scarto	25
1.4.4. Organic Rankine Cycles per la conversione dell'energia termica degli oceani	27
1.4.5. Organic Rankine Cycles per applicazione solare	29
Desalinizzazione solare mediante ORC	29
Applicazioni di piccola potenza: ORCs modulari e micro-CHP	31
Organic Rankine Cycles ibridi	32

Capitolo 2

Fluidi operativi ed espansori in un Organic Rankine Cycle	35
--	-----------

2.1. I fluidi operativi	35
2.1.1. Categorie di fluidi operativi	36
2.1.2. Proprietà fisiche e termodinamiche	39

Calore latente di vaporizzazione	40
Densità.....	43
Calore specifico	44
Temperatura critica	48
Temperatura di ebollizione	49
Punto di congelamento	50
Peso molecolare	50
Complessità molecolare	51
Viscosità.....	54
Conduktività termica.....	54
Stabilità del fluido e compatibilità con i materiali	55
Ozone Depletion Potential, ODP	55
Global Warming Potential, GWP	55
2.1.3. Scelta del fluido operativo: i fluidi puri	55
2.1.4. Scelta del fluido operativo: le miscele	57
2.1.5. Limiti nella scelta del fluido operativo	58
Limiti alla pressione di condensazione e di evaporazione	58
Limiti alla più alta temperatura di decomposizione.....	60
Limiti dei dispositivi di espansione.....	60
Limiti ambientali e di sicurezza	61
2.2. Gli espansori	62
2.2.1. La turbina	62
2.2.2. L'espansore scroll	63
2.2.3. L'espansore a vite.....	63
2.2.4. L'espansore a pistoni reciproci.....	64
2.2.5. L'espansore rotativo.....	65
2.2.6. Confronto e scelta di un espansore	65

Capitolo 3

ORCs per applicazione geotermica ed implementazione del codice.....	69
3.1. L'energia geotermica ed il suo sfruttamento	69
3.2. Configurazioni di impianto analizzate	73

3.3. I codici di calcolo	75
3.3.1. Parametri da ottimizzare.....	75
3.3.2. Descrizione del codice.....	76
Variabili indipendenti e dipendenti.....	78
Limiti e controlli.....	79
Procedura di ottimizzazione.....	80
Stati termodinamici ed equazioni utilizzate	81
3.4. Considerazioni sugli aspetti ambientali dei fluidi.....	88

Capitolo 4

Analisi dei risultati 89

4.1. Ottimizzazione della potenza elettrica prodotta	91
<i>Caso (a)</i>	
4.1.1. Selezione dei fluidi ottimi per ogni temperatura della sorgente termica	92
$T_{geo} = 90^{\circ}C$	92
$T_{geo} = 110^{\circ}C$	96
$T_{geo} = 130^{\circ}C$	97
$T_{geo} = 150^{\circ}C$	98
$T_{geo} = 170^{\circ}C$	100
4.1.2. Conclusioni sulla selezione dei fluidi per ogni valore della temperatura	101
4.1.3. Selezione dei fluidi ottimi al variare della temperatura della sorgente termica	102
Analisi fluido per fluido: T_{geo} compresa tra $90^{\circ}C$ e $110^{\circ}C$	102
Analisi fluido per fluido: T_{geo} compresa tra $130^{\circ}C$ e $170^{\circ}C$	104
<i>Caso (b)</i>	
4.1.4. Selezione dei fluidi ottimi per ogni temperatura della sorgente termica	108
$T_{geo} = 90^{\circ}C$	108
$T_{geo} = 110^{\circ}C$	109
$T_{geo} = 130^{\circ}C$	112
$T_{geo} = 150^{\circ}C$	113
$T_{geo} = 170^{\circ}C$	114
4.1.5. Conclusioni sulla selezione dei fluidi per ogni valore della temperatura	115
4.1.6. Selezione dei fluidi ottimi al variare della temperatura della sorgente termica	116

Analisi fluido per fluido: T_{geo} compresa tra 110°C e 170°C	116
<i>Caso (c)</i>	
4.1.7. Selezione dei fluidi ottimi per ogni temperatura della sorgente termica	119
$T_{\text{geo}} = 90^{\circ}\text{C}$	119
$T_{\text{geo}} = 110^{\circ}\text{C}$	120
$T_{\text{geo}} = 130^{\circ}\text{C}$	123
$T_{\text{geo}} = 150^{\circ}\text{C}$	124
$T_{\text{geo}} = 170^{\circ}\text{C}$	125
4.1.8. Conclusioni sulla selezione dei fluidi per ogni valore della temperatura	127
4.1.9. Selezione dei fluidi ottimi al variare della temperatura della sorgente termica	128
Analisi fluido per fluido: T_{geo} compresa tra 110°C e 170°C	128
4.1.10. Confronto tra i modelli.....	130
T_{geo} compresa tra 90°C e 110°C	134
T_{geo} compresa tra 130°C e 170°C	137
4.1.11. Potenza massima ottenuta indipendentemente dal fluido utilizzato	141
4.1.12. Conclusioni sull'ottimizzazione della potenza prodotta	143
4.2. Ottimizzazione del rendimento exergetico	145
<i>Caso (a)</i>	
4.2.1. Selezione dei fluidi ottimi per ogni temperatura della sorgente termica	145
$T_{\text{geo}} = 90^{\circ}\text{C}$	145
$T_{\text{geo}} = 110^{\circ}\text{C}$	149
$T_{\text{geo}} = 130^{\circ}\text{C}$	151
$T_{\text{geo}} = 150^{\circ}\text{C}$	152
$T_{\text{geo}} = 170^{\circ}\text{C}$	153
4.2.2. Conclusioni sulla selezione dei fluidi per ogni valore della temperatura	154
4.2.3. Selezione dei fluidi ottimi al variare della temperatura della sorgente termica	155
Analisi fluido per fluido: T_{geo} compresa tra 90°C e 110°C	155
Analisi fluido per fluido: T_{geo} compresa tra 130°C e 170°C	157
<i>Caso (b)</i>	
4.2.4. Selezione dei fluidi ottimi per ogni temperatura della sorgente termica	160
$T_{\text{geo}} = 90^{\circ}\text{C}$	160
$T_{\text{geo}} = 110^{\circ}\text{C}$	161

$T_{\text{geo}} = 130^{\circ}\text{C}$	164
$T_{\text{geo}} = 150^{\circ}\text{C}$	165
$T_{\text{geo}} = 170^{\circ}\text{C}$	166
4.2.5. Conclusioni sulla selezione dei fluidi per ogni valore della temperatura	167
4.2.6. Selezione dei fluidi ottimi al variare della temperatura della sorgente termica	167
Analisi fluido per fluido: T_{geo} compresa tra 110°C e 170°C	167
<i>Caso (c)</i>	
4.2.7. Selezione dei fluidi ottimi per ogni temperatura della sorgente termica	171
$T_{\text{geo}} = 90^{\circ}\text{C}$	171
$T_{\text{geo}} = 110^{\circ}\text{C}$	171
$T_{\text{geo}} = 130^{\circ}\text{C}$	175
$T_{\text{geo}} = 150^{\circ}\text{C}$	176
$T_{\text{geo}} = 170^{\circ}\text{C}$	178
4.2.8. Conclusioni sulla selezione dei fluidi per ogni valore della temperatura	179
4.2.9. Selezione dei fluidi ottimi al variare della temperatura della sorgente termica	179
Analisi fluido per fluido: T_{geo} compresa tra 110°C e 170°C	179
4.2.10. Confronto tra i modelli.....	181
T_{geo} compresa tra 90°C e 110°C	185
T_{geo} compresa tra 130°C e 170°C	188
4.2.11. Potenza massima ottenuta indipendentemente dal fluido utilizzato	190
4.2.12. Conclusioni sull'ottimizzazione della potenza prodotta	192
4.3. Ottimizzazione dell'Indice di Profittabilità	194
4.3.1. Indice di Profittabilità massimo ottenuto indipendentemente dal fluido utilizzato ..	194
4.3.2. Confronto tra i modelli.....	197
4.3.3. Conclusioni sull'ottimizzazione degli Indici di Profittabilità.....	200
4.4. Confronto tra ottimizzazioni	201
Conclusioni	203

Appendice A	
Ottimizzazione della potenza prodotta	205
Appendice B	
Ottimizzazione del rendimento exergetico.....	239
Appendice C	
Ottimizzazione dell'Indice di Profittabilità.....	275
Bibliografia	281

Elenco delle Figure

Figura 1: schema d'impianto del ciclo di Kalina e del trilateral flash cycle

Figura 2: ciclo di Carnot a vapore e schema dell'impianto del quale costituisce riferimento ideale

Figura 3: schema d'impianto e diagramma T-s dei corrispondenti stati termodinamici di un ciclo Rankine ideale a vapore saturo

Figura 4: espansione adiabatica non reversibile

Figura 5: schema d'impianto e diagramma T-s corrispondente di un ciclo Rankine a vapore surriscaldato

Figura 6: schema d'impianto di un ciclo Rankine a risurriscaldamento di vapore e relativo ciclo di riferimento nel diagramma di Mollier

Figura 7: impianto a vapore saturo con uno scambiatore rigenerativo a miscela ed uno spillamento

Figura 8: impianto a vapore surriscaldato con tre scambiatori rigenerativi del tipo a superficie

Figura 9: confronto tra il diagramma entropico dell'acqua e quello di alcuni fluidi organici

Figura 10: articolo sul motore a nafta pubblicato nel 1890

Figura 11: Paesi che hanno già installato Organic Rankine Cycles per il recupero di calore di scarto

Figura 12: schema d'impianto di un ORC base e diagramma T-s corrispondente per un generico fluido organico

Figura 13: schema d'impianto e corrispondente diagramma T-s di un ORC con recuperatore

Figura 14: schema d'impianto e corrispondente diagramma T-s di un ORC con uno stadio di surriscaldamento

Figura 15: schema d'impianto e corrispondente diagramma T-s di un ORC a due livelli di pressione

Figura 16: confronto tra la fase di riscaldamento in un ciclo convenzionale ed in un ciclo supercritico

Figura 17: diagramma T-s di un ORC supercritico

Figura 18: schema d'impianto di un Organic Rankine Cycle a biomasse

Figura 19: schema d'impianto di un sistema geotermico binario

Figura 20: configurazione con contatto diretto tra il calore da recuperare ed il fluido operativo del ciclo

Figura 21: recupero del calore di scarto con oil loop

Figura 22: potenziali località per installazione di impianti di tipo OTEC

Figura 23: riproduzione schematica di impianto OTEC con ciclo chiuso

Figura 24: schema d'impianto di un sistema di desalinizzazione di tipo ORC con osmosi inversa abbinato ad una fonte solare

Figura 25: schema d'impianto di un micro-CHP ibrido solare-gas e di un micro-CHP ibrido solare-motore diesel

Figura 26: distribuzione di alcuni impianti geotermici esistenti ed indicazione della cosiddetta "cintura solare"

Figura 27: Organic Rankine Cycle per applicazione geotermica con rigenerazione: schema d'impianto e diagramma degli stati termodinamici corrispondenti

Figura 28: rappresentazione schematica di un ciclo ibrido, senza specificare quale sia la fonte di calore aggiuntiva

Figura 29: diagramma T-s per un fluido umido

Figura 30: diagramma T-s per un fluido isoentropico

Figura 31: diagramma T-s per un fluido secco

Figura 32: diagramma T-s di un fluido secco e di un fluido umido utilizzati in un ciclo supercritico

Figura 33: effetti del calore latente di vaporizzazione sul processo di scambio termico

Figura 34: influenza della figura di merito e del calore latente di vaporizzazione sul rendimento di ciclo

Figura 35: diagrammi relativi agli scambi termici tra il fluido operativo ed il fluido della sorgente al variare del rapporto tra calore latente di vaporizzazione e calore sensibile del fluido operativo

Figura 36: rendimento termico di ciclo in funzione del calore specifico medio

Figura 37: esempio di "Carnotizzazione" del ciclo

Figura 38: lavoro specifico della pompa per 18 fluidi con diverse temperature critiche

Figura 39: potenza assorbita dalla pompa per 18 fluidi con diverse temperature critiche

Figura 40: rendimento termico di ciclo in funzione della temperatura critica

Figura 41: rendimento termico di ciclo in funzione del punto di ebollizione normale

Figura 42: rendimento termico di ciclo in funzione della massa molare

Figura 43: effetti della complessità molecolare sulla pendenza della curva del vapor saturo e sul raffreddamento del vapore durante il processo di espansione

Figura 44: rendimento termico e rendimento di recupero del ciclo in funzione della complessità molecolare

Figura 45: suddivisione dei fluidi in relazione alla temperatura della sorgente termica

Figura 46: profili di temperatura a diverse pressioni di condensazione per una miscela multi-componente

Figura 47: limiti alla pressione massima di ciclo

Figura 48: temperatura nella Terra in funzione della profondità

Figura 49: schema d'impianto e diagramma T-s degli stati termodinamici corrispondenti di un impianto a vapore umido a "flash" singolo

Figura 50: schema d'impianto e diagramma T-s degli stati termodinamici corrispondenti di un impianto a vapore umido a "flash" doppio

Figura 51: schema d'impianto e diagramma T-s degli stati termodinamici corrispondenti di un impianto a vapore surriscaldato

Figura 52: schema d'impianto e diagramma T-s degli stati termodinamici corrispondenti di un ORC con ciclo binario per applicazione geotermica

Figura 53: caso (a), ciclo standard

Figura 54: caso (b), ciclo con recupero

Figura 55: caso (c), ciclo rigenerativo

Figura 56: figura di riferimento per la definizione degli stati termodinamici dei casi (a) e (b)

Figura 57: figura di riferimento per la definizione degli stati termodinamici del caso (c)

Figura 58: profili termici dei fluidi all'interno dell'evaporatore al variare del pinch point

Figura 59: esempio di dispersione dei valori della potenza prodotta al variare della temperatura della sorgente termica (ottimizzazione potenza prodotta, caso (a))

Figura 60: confronto tra parametri exergetici e potenza prodotta (ottimizzazione potenza prodotta, caso (a), $T_{geo}=90^{\circ}C$)

Figura 61: confronto tra parametri prestazionali (ottimizzazione potenza prodotta, caso (a), $T_{geo}=90^{\circ}C$)

Figura 62: confronto tra parametri termodinamici (temperature e portate di massa) (ottimizzazione potenza prodotta, caso (a), $T_{geo}=90^{\circ}C$)

Figura 63: intervallo delle pressioni operative (ottimizzazione potenza prodotta, caso (a), $T_{geo}=90^{\circ}C$)

Figura 64: costi per componente (ottimizzazione potenza prodotta, caso (a), $T_{geo}=90^{\circ}C$)

Figura 65: costo complessivo dell'impianto e ricavi annuali (ottimizzazione potenza prodotta, caso (a), $T_{geo}=90^{\circ}C$)

Figura 66: tempo di ritorno (ottimizzazione potenza prodotta, caso (a), $T_{geo}=90^{\circ}C$)

Figura 67: intervallo delle pressioni operative (ottimizzazione potenza prodotta, caso (a), $T_{geo}=110^{\circ}C$)

Figura 68: intervallo delle pressioni operative (ottimizzazione potenza prodotta, caso (a), $T_{geo}=130^{\circ}C$)

Figura 69: intervallo delle pressioni operative (ottimizzazione potenza prodotta, caso (a), $T_{geo}=150^{\circ}C$)

Figura 70: intervallo delle pressioni operative (ottimizzazione potenza prodotta, caso (a), $T_{geo}=170^{\circ}C$)

Figura 71: confronto tra pressione di evaporazione, portata di massa e rendimento exergetico realizzati dai tre fluidi scelti nell'intervallo tra $T_{geo}=90^{\circ}C$ e $T_{geo}=110^{\circ}C$ (ottimizzazione potenza prodotta, caso (a))

Figura 72: confronto tra pressione di evaporazione, portata di massa e rendimento exergetico realizzati dai tre fluidi scelti nell'intervallo tra $T_{geo}=130^{\circ}C$ e $T_{geo}=170^{\circ}C$ (ottimizzazione potenza prodotta, caso (a))

Figura 73: esempio di dispersione dei valori della potenza prodotta al variare della temperatura della sorgente termica (ottimizzazione potenza prodotta, caso (b))

Figura 74: confronto tra parametri exergetici e potenza prodotta (ottimizzazione potenza prodotta, caso (b), $T_{geo}=110^{\circ}C$)

Figura 75: confronto tra parametri prestazionali (ottimizzazione potenza prodotta, caso (b), $T_{geo}=110^{\circ}C$)

Figura 76: confronto tra parametri termodinamici (temperature e portate di massa) (ottimizzazione potenza prodotta, caso (b), $T_{geo}=110^{\circ}C$)

Figura 77: intervallo delle pressioni operative (ottimizzazione potenza prodotta, caso (b), $T_{geo}=110^{\circ}C$)

Figura 78: costi per componente (ottimizzazione potenza prodotta, caso (b), $T_{geo}=110^{\circ}C$)

Figura 79: costo complessivo dell'impianto e ricavi annuali (ottimizzazione potenza prodotta, caso (b), $T_{geo}=110^{\circ}C$)

Figura 80: tempo di ritorno (ottimizzazione potenza prodotta, caso (b), $T_{geo}=110^{\circ}C$)

Figura 81: intervallo delle pressioni operative (ottimizzazione potenza prodotta, caso (b), $T_{geo}=130^{\circ}C$)

Figura 82: intervallo delle pressioni operative (ottimizzazione potenza prodotta, caso (b), $T_{geo}=150^{\circ}C$)

Figura 83: intervallo delle pressioni operative (ottimizzazione potenza prodotta, caso (b), $T_{geo}=170^{\circ}C$)

Figura 84: confronto tra pressione di evaporazione, portata di massa e rendimento exergetico realizzati dai due fluidi scelti a $T_{geo}=110^{\circ}C$ (ottimizzazione potenza prodotta, caso (b))

Figura 85: confronto tra pressione di evaporazione, portata di massa e rendimento exergetico realizzati dai due fluidi scelti a $T_{geo}=130^{\circ}C$ (ottimizzazione potenza prodotta, caso (b))

Figura 86: confronto tra pressione di evaporazione, portata di massa e rendimento exergetico realizzati dai due fluidi scelti a $T_{geo}=150^{\circ}C$ (ottimizzazione potenza prodotta, caso (b))

Figura 87: confronto tra pressione di evaporazione, portata di massa e rendimento exergetico realizzati dai due fluidi scelti a $T_{geo}=170^{\circ}C$ (ottimizzazione potenza prodotta, caso (b))

Figura 88: esempio di dispersione dei valori della potenza prodotta al variare della temperatura della sorgente termica (ottimizzazione potenza prodotta, caso (c))

Figura 89: confronto tra parametri exergetici e potenza prodotta (ottimizzazione potenza prodotta, caso (c), $T_{geo}=110^{\circ}\text{C}$)

Figura 90: confronto tra parametri prestazionali (ottimizzazione potenza prodotta, caso (c), $T_{geo}=110^{\circ}\text{C}$)

Figura 91: confronto tra parametri termodinamici (temperature e portate di massa) (ottimizzazione potenza prodotta, caso (c), $T_{geo}=110^{\circ}\text{C}$)

Figura 92: intervallo delle pressioni operative (ottimizzazione potenza prodotta, caso (c), $T_{geo}=110^{\circ}\text{C}$)

Figura 93: costi per componente (ottimizzazione potenza prodotta, caso (c), $T_{geo}=110^{\circ}\text{C}$)

Figura 94: costo complessivo dell'impianto e ricavi annuali (ottimizzazione potenza prodotta, caso (c), $T_{geo}=110^{\circ}\text{C}$)

Figura 95: tempo di ritorno (ottimizzazione potenza prodotta, caso (c), $T_{geo}=110^{\circ}\text{C}$)

Figura 96: intervallo delle pressioni operative (ottimizzazione potenza prodotta, caso (c), $T_{geo}=130^{\circ}\text{C}$)

Figura 97: intervallo delle pressioni operative (ottimizzazione potenza prodotta, caso (c), $T_{geo}=150^{\circ}\text{C}$)

Figura 98: intervallo delle pressioni operative (ottimizzazione potenza prodotta, caso (c), $T_{geo}=170^{\circ}\text{C}$)

Figura 99: confronto tra pressione di evaporazione, portata di massa e rendimento exergetico realizzati dai due fluidi scelti a $T_{geo} = 110^{\circ}\text{C}$ (ottimizzazione potenza prodotta, caso (c))

Figura 100: confronto tra pressione di evaporazione, portata di massa e rendimento exergetico realizzati dai due fluidi scelti a $T_{geo} = 130^{\circ}\text{C}$ (ottimizzazione potenza prodotta, caso (c))

Figura 101: confronto tra pressione di evaporazione, portata di massa e rendimento exergetico realizzati dai due fluidi scelti a $T_{geo} = 150^{\circ}\text{C}$ (ottimizzazione potenza prodotta, caso (c))

Figura 102: confronto tra pressione di evaporazione, portata di massa e rendimento exergetico realizzati dai due fluidi scelti a $T_{geo} = 170^{\circ}\text{C}$ (ottimizzazione potenza prodotta, caso (c))

Figura 103: caso (a) - confronto (in termini di potenza prodotta) tra R227ea e R134a al variare della temperatura della sorgente e del pinch point

Figura 104: caso (b) - confronto (in termini di potenza prodotta) tra R227ea e R134a al variare della temperatura della sorgente e del pinch point

Figura 105: caso (c) - confronto (in termini di potenza prodotta) tra R227ea e R134a al variare della temperatura della sorgente e del pinch point

Figura 106: confronto tra potenza prodotta, pressione di evaporazione, portata di massa e temperatura massima del ciclo realizzate dall'R227ea a $T_{geo}=110^{\circ}\text{C}$ nei tre casi

Figura 107: confronto tra i rendimenti exergetici realizzati dall'R227ea a $T_{geo}=110^{\circ}\text{C}$ nei tre casi

Figura 108: confronto tra i costi d'impianto dell'R227ea a $T_{geo}=110^{\circ}\text{C}$ nei tre casi

Figura 109: confronto tra i costi per componente (in termini percentuali rispetto al costo complessivo) nei tre casi

Figura 110: confronto tra potenza prodotta, pressione di evaporazione, portata di massa e temperatura massima del ciclo realizzate dall'R134a a $T_{geo}=150^{\circ}\text{C}$ nei tre casi

Figura 111: confronto tra i rendimenti exergetici realizzati dall'R134a a $T_{geo}=150^{\circ}\text{C}$ nei tre casi

Figura 112: confronto tra i costi d'impianto dell'R134a a $T_{geo}=150^{\circ}\text{C}$ nei tre casi

Figura 113: confronto tra i costi per componente (in termini percentuali rispetto al costo complessivo) nei tre casi

Figura 114: potenze massime ottenute nei tre casi

Figura 115: esempio di dispersione dei valori del rendimento exergetico al variare della temperatura della sorgente termica (ottimizzazione rendimento exergetico, caso (a))

Figura 116: confronto tra parametri exergetici (riferiti all'asse delle ordinate principale) e potenza prodotta (riferita all'asse delle ordinate secondario) (ottimizzazione rendimento exergetico, caso (a), $T_{geo}=90^{\circ}\text{C}$)

Figura 117: confronto tra parametri prestazionali (ottimizzazione rendimento exergetico, caso (a), $T_{geo}=90^{\circ}\text{C}$)

Figura 118: confronto tra parametri termodinamici (ottimizzazione rendimento exergetico, caso (a), $T_{geo}=90^{\circ}\text{C}$)

Figura 119: intervallo delle pressioni operative (ottimizzazione rendimento exergetico, caso (a), $T_{geo}=90^{\circ}\text{C}$)

Figura 120: costi per componente (in percentuale rispetto al costo complessivo (ottimizzazione rendimento exergetico, caso (a), $T_{geo}=90^{\circ}\text{C}$)

Figura 121: costo dell'impianto e ricavi annuali (ottimizzazione rendimento exergetico, caso (a), $T_{geo}=90^{\circ}\text{C}$)

Figura 122: tempo di ritorno (ottimizzazione rendimento exergetico, caso (a), $T_{geo}=90^{\circ}\text{C}$)

Figura 123: intervallo delle pressioni operative (ottimizzazione rendimento exergetico, caso (a), $T_{geo}=110^{\circ}\text{C}$)

Figura 124: intervallo delle pressioni operative (ottimizzazione rendimento exergetico, caso (a), $T_{geo}=130^{\circ}\text{C}$)

Figura 125: intervallo delle pressioni operative (ottimizzazione rendimento exergetico, caso (a), $T_{geo}=150^{\circ}\text{C}$)

Figura 126: intervallo delle pressioni operative (ottimizzazione rendimento exergetico, caso (a), $T_{geo}=170^{\circ}\text{C}$)

Figura 127: confronto tra pressione di evaporazione, portata di massa e rendimento exergetico realizzati dai tre fluidi scelti nell'intervallo tra $T_{geo}=90^{\circ}\text{C}$ e $T_{geo}=110^{\circ}\text{C}$ (ottimizzazione rendimento exergetico, caso (a))

Figura 128: confronto tra pressione di evaporazione, portata di massa e rendimento exergetico realizzati dai tre fluidi scelti nell'intervallo tra $T_{geo}=130^{\circ}\text{C}$ e $T_{geo}=170^{\circ}\text{C}$ (ottimizzazione rendimento exergetico (caso (a)))

Figura 129: esempio di dispersione dei valori della potenza prodotta al variare della temperatura della sorgente termica (ottimizzazione rendimento exergetico, caso (b))

Figura 130: confronto tra parametri exergetici e potenza prodotta (ottimizzazione rendimento exergetico, caso (b), $T_{geo}=110^{\circ}\text{C}$)

Figura 131: confronto tra parametri prestazionali (ottimizzazione rendimento exergetico, caso (b), $T_{geo}=110^{\circ}\text{C}$)

Figura 132: confronto tra parametri termodinamici (temperature e portate di massa) (ottimizzazione rendimento exergetico, caso (b), $T_{geo}=110^{\circ}\text{C}$)

Figura 133: intervallo delle pressioni operative (ottimizzazione rendimento exergetico, caso (b), $T_{geo}=110^{\circ}\text{C}$)

Figura 134: costi per componente (ottimizzazione rendimento exergetico, caso (b), $T_{geo}=110^{\circ}\text{C}$)

Figura 135: costo complessivo dell'impianto e ricavi annuali (ottimizzazione rendimento exergetico, caso (b), $T_{geo}=110^{\circ}\text{C}$)

Figura 136: tempo di ritorno (ottimizzazione rendimento exergetico, caso (b), $T_{geo}=110^{\circ}\text{C}$)

Figura 137: intervallo delle pressioni operative (ottimizzazione rendimento exergetico, caso (b), $T_{geo}=130^{\circ}\text{C}$)

Figura 138: intervallo delle pressioni operative (ottimizzazione rendimento exergetico, caso (b), $T_{geo}=150^{\circ}\text{C}$)

Figura 139: intervallo delle pressioni operative (ottimizzazione rendimento exergetico, caso (b), $T_{geo}=170^{\circ}\text{C}$)

Figura 140: confronto tra pressione di evaporazione, portata di massa e rendimento exergetico realizzati dai due fluidi scelti a $T_{geo}=110^{\circ}\text{C}$ (ottimizzazione rendimento exergetico, caso (b))

Figura 141: confronto tra pressione di evaporazione, portata di massa e rendimento exergetico realizzati dai due fluidi scelti a $T_{geo}=130^{\circ}\text{C}$ (ottimizzazione rendimento exergetico, caso (b))

Figura 142: confronto tra pressione di evaporazione, portata di massa e rendimento exergetico realizzati dai due fluidi scelti a $T_{geo}=150^{\circ}\text{C}$ (ottimizzazione rendimento exergetico, caso (b))

Figura 143: confronto tra pressione di evaporazione, portata di massa e rendimento exergetico realizzati dai due fluidi scelti a $T_{geo}=170^{\circ}\text{C}$ (ottimizzazione rendimento exergetico, caso (b))

Figura 144: esempio di dispersione dei valori della potenza prodotta al variare della temperatura della sorgente termica (ottimizzazione rendimento exergetico, caso (c))

Figura 145: confronto tra parametri exergetici e potenza prodotta (ottimizzazione rendimento exergetico, caso (c), $T_{geo}=110^{\circ}\text{C}$)

Figura 146: confronto tra parametri prestazionali (ottimizzazione rendimento exergetico, caso (c), $T_{geo}=110^{\circ}\text{C}$)

Figura 147: confronto tra parametri termodinamici (temperature e portate di massa) (ottimizzazione rendimento exergetico, caso (c), $T_{geo}=110^{\circ}\text{C}$)

Figura 148: intervallo delle pressioni operative (ottimizzazione rendimento exergetico, caso (c), $T_{geo}=110^{\circ}\text{C}$)

Figura 149: costi per componente (ottimizzazione rendimento exergetico, caso (c), $T_{geo}=110^{\circ}\text{C}$)

Figura 150: costo complessivo dell'impianto e ricavi annuali (ottimizzazione rendimento exergetico, caso (c), $T_{geo}=110^{\circ}\text{C}$)

Figura 151: tempo di ritorno (ottimizzazione rendimento exergetico, caso (c), $T_{geo}=110^{\circ}\text{C}$)

Figura 152: intervallo delle pressioni operative (ottimizzazione rendimento exergetico, caso (c), $T_{geo}=130^{\circ}\text{C}$)

Figura 153: intervallo delle pressioni operative (ottimizzazione rendimento exergetico, caso (c), $T_{geo}=150^{\circ}\text{C}$)

Figura 154: intervallo delle pressioni operative (ottimizzazione rendimento exergetico, caso (c), $T_{geo}=170^{\circ}\text{C}$)

Figura 155: confronto tra pressione di evaporazione, portata di massa e rendimento exergetico realizzati dai due fluidi scelti a $T_{geo} = 110^{\circ}\text{C}$ (ottimizzazione rendimento exergetico, caso (c))

Figura 156: confronto tra pressione di evaporazione, portata di massa e rendimento exergetico realizzati dai due fluidi scelti a $T_{geo} = 130^{\circ}\text{C}$ (ottimizzazione rendimento exergetico, caso (c))

Figura 157: confronto tra pressione di evaporazione, portata di massa e rendimento exergetico realizzati dai due fluidi scelti a $T_{geo} = 150^{\circ}\text{C}$ (ottimizzazione rendimento exergetico, caso (c))

Figura 158: confronto tra pressione di evaporazione, portata di massa e rendimento exergetico realizzati dai due fluidi scelti a $T_{geo} = 170^{\circ}\text{C}$ (ottimizzazione rendimento exergetico, caso (c))

Figura 159: caso (a) - confronto (in termini di rendimento exergetico) tra R227ea e R134a al variare della temperatura della sorgente e del pinch point

Figura 160: caso (b) - confronto (in termini di rendimento exergetico) tra R227ea e R134a al variare della temperatura della sorgente e del pinch point

Figura 161: caso (c) - confronto (in termini di rendimento exergetico) tra R227ea e R134a al variare della temperatura della sorgente e del pinch point

Figura 162: confronto tra potenza prodotta, pressione di evaporazione, portata di massa e temperatura massima del ciclo realizzate dall'R227ea a $T_{geo}=110^{\circ}\text{C}$ nei tre casi

Figura 163: confronto tra i rendimenti exergetici realizzati dall'R227ea a $T_{geo}=110^{\circ}\text{C}$ nei tre casi

Figura 164: confronto tra i costi d'impianto dell'R227ea a $T_{geo}=110^{\circ}\text{C}$ nei tre casi

Figura 165: confronto tra i costi per componente (in termini percentuali rispetto al costo complessivo) nei tre casi

Figura 166: confronto tra potenza prodotta, pressione di evaporazione, portata di massa e temperatura massima del ciclo realizzate dall'R134a a $T_{geo}=150^{\circ}\text{C}$ nei tre casi

Figura 167: confronto tra i rendimenti exergetici realizzati dall'R134a a $T_{geo}=150^{\circ}\text{C}$ nei tre casi

Figura 168: confronto tra i costi d'impianto dell'R134a a $T_{geo}=150^{\circ}\text{C}$ nei tre casi

Figura 169: confronto tra i costi per componente (in termini percentuali rispetto al costo complessivo) nei tre casi

Figura 170: rendimenti exergetici massimi ottenuti nei tre casi

Figura 171: Indici di Profittabilità massimi ottenuti nei tre casi

Figura 172: confronto tra potenza prodotta, portata di massa e temperatura massima del ciclo realizzate dai due fluidi scelti a $T_{geo}=90^{\circ}\text{C}$ nei tre casi

Figura 173: confronto tra potenza prodotta, portata di massa e temperatura massima del ciclo realizzate dai due fluidi scelti a $T_{geo}=170^{\circ}\text{C}$ nei tre casi

Appendice A: ottimizzazione della potenza prodotta

Appendice B: ottimizzazione del rendimento exergetico

Appendice C: ottimizzazione dell'Indice di Profittabilità

Elenco delle Tabelle

Tabella 1: caratteristiche termodinamiche dell'acqua

Tabella 2: confronto tra le proprietà dei fluidi in un ciclo Rankine ed in un Organic Rankine Cycle

Tabella 3: parametri di cui tener conto nella scelta di un fluido operativo

Tabella 4: parametri e caratteristiche termodinamiche di alcuni potenziali fluidi operativi per un sistema ORC ideale

Tabella 5: risultati dello studio eseguito da U. Drescher e D. Brüggemann in [14]

Tabella 6: lavoro specifico di pompaggio, potenza totale di pompaggio e calore specifico

Tabella 7: categorie e caratteristiche dei fluidi puri potenzialmente utilizzabili come fluidi operativi in un ORC

Tabella 8: limiti pratici di condensazione ed evaporazione per diversi fluidi secondo il criterio in [43]

Tabella 9: risultati delle ricerche svolte su alcuni prototipi di macchine per espansione

Tabella 10: confronto tra diversi espansori adatti ad applicazioni ORC

Tabella 11: classificazione delle risorse geotermiche secondo cinque diversi Autori

Tabella 12: confronto tra i diversi impianti geotermici [2]

Tabella 13: elenco dei fluidi di cui si è simulato il funzionamento e loro principali caratteristiche

Tabella 14: descrizione degli stati termodinamici del caso (b)

Tabella 15: descrizione degli stati termodinamici del caso (c)

Tabella 16: equazioni relative all'analisi economica

Tabella 17: portate d'acqua di raffreddamento nei tre casi

Tabella 18: tabella riassuntiva dei massimi IP ottenuti nei diversi casi al variare della temperatura della sorgente

Tabella 19: confronto tra ottimizzazioni per l'R134a

Nomenclatura

Simboli

A	superficie di scambio termico [m ²]
$B_{1,2}$	coefficienti utilizzati nel calcolo di F_{BM}
c_p	calore specifico a pressione costante [kJ/(kg·K)]
$c_{p,l}$	calore specifico a pressione costante del liquido [kJ/(kg·K)]
c_v	calore specifico a volume costante [kJ/(kg·K)]
C_{BM}	bare module equipment cost [k\$]
C_p^0	prezzo di acquisto dei componenti in "condizioni base" [k\$]
C_p	prezzo di acquisto del singolo componente [k\$]
C_{TBM}	total bare module equipment cost [k\$]
C_{TM}	total module cost [k\$]
$C_{1,2,3}$	coefficienti utilizzati nel calcolo di F_p
E	efficienza del recuperatore [%]
Ex	exergia [kJ]
F	portata molare [mol/s]
F_{BM}	bare module cost factor
F_M	fattore correttivo legato al materiale
F_P	fattore correttivo legato alla pressione
h	entalpia specifica [kJ/kg]
h_{lv}	calore latente di vaporizzazione [kJ/kg]
ΔH	salto di entalpia [kJ]
Ja	numero di Jacob
$K_{1,2,3}$	coefficienti utilizzati nel calcolo di C_p^0
\dot{m}	portata di massa [kg/s]

MW	molecular weight, peso molecolare [kg/kmol]
P	potenza [kW]
p	pressione [bar], [Pa]
Q	calore [kJ]
R	costante universale dei gas [kJ/(kmol·K)], [kJ/(kg·K)]
s	entropia specifica [kJ/(kg·K)]
T	temperatura [°C]
T_r	temperatura ridotta [-]
ΔT	differenza di temperatura [K]
ΔT_{PP}	differenza di temperatura in corrispondenza del pinch point [K]
U	trasmittanza [W/(m ² ·K)]
V	volume [m ³]
\dot{V}	portata volumetrica [m ³ /s]
v	volume specifico [m ³ /kg]
ΔV	variazione di volume [m ³]
W	lavoro [kJ]
w	lavoro specifico [kJ/kg]
x	titolo del vapore [kg _{vap} /kg _{tot}]
y	frazione di vapore spillata [kg _{spill} /kg _{tot}]
Z	fattore di comprimibilità del fluido

Simboli greci

γ	rapporto tra calori specifici [-]
η	rendimento [%]
λ	conduttività termica [m ² /s]
μ	viscosità [Pa·s]
ρ	densità [kg/m ³]
σ	complessità molecolare [-]

Abbreviazioni

CCHP	Combined Cooling Heat and Power
CF	Cash Flow
CFC	clorofluorocarburi
CHP	Combined Heat and Power
EOS	Equation of State, equazione di stato
fa	fattore di attualizzazione
GA	Genetic Algorithm
GWP	Global Warming Potential
HC	idrocarburi
HCFC	idroclofluorocarburi
HFC	idrofluorocarburi
HFE	idrofluoroeteri
HP	High Pressure, relativo all'alta pressione
IP	Indice di Profitabilità
LB	Lower Boundary, limite inferiore
LFL	Lower Flamability Limit [%]
LP	Low Pressure, relativo alla bassa pressione
MCT	Module Costing Technique
NBP	Normal Boiling Point
O&M	Operation & Maintenance
ODP	Ozone Depletion Potential
OTEC	Ocean Thermal Energy Conversion
ORC	Organic Rankine Cycle
PFC	perfluorocarburi
PP	Pinch Point
SP	Size Parameter
SV	Saturated Vapour
RO	Reverse Osmosis
SPB	Standard Pay Back

UB	Upper Boundary
VAN	Valore Attuale Netto
VFR	Volume Flow Ratio

Apici e pedici

0, 1, 2, ...	stati termodinamici
<i>I</i>	relativo al Primo Principio della Termodinamica
<i>II</i>	relativo al Secondo Principio della Termodinamica
<i>alt</i>	alternatore
<i>bp</i>	boiling point
<i>cond</i>	relativo alla condensazione/al condensatore
<i>cr</i>	relativo al punto critico
<i>d</i>	dry, relativo al vapore saturo secco
<i>dis</i>	discharge
<i>drill</i>	relativo all'escavazione
<i>el</i>	elettrico
<i>ev</i>	relativo all'evaporazione/all'evaporatore
<i>ex</i>	exergetico
<i>geo</i>	geotermico
<i>GR</i>	grassroots
<i>hot</i>	relativo alla sorgente geotermica
<i>i</i>	intermedio
<i>in</i>	ingresso
<i>is</i>	isoentropico
<i>l</i>	relativo al liquido
<i>mecc</i>	meccanico
<i>motor</i>	motore primo

<i>net</i>	netto
<i>out</i>	uscita
<i>p</i>	relativo alla compressione/alla pompa
<i>rec</i>	recupero
<i>sat</i>	saturazione
<i>sup</i>	superficiale
<i>t</i>	relativo alla turbina
<i>tank</i>	riferito allo scambiatore a miscela
<i>w</i>	wet, relativo al vapore saturo umido
<i>water</i>	relativo all'acqua di raffreddamento nel condensatore
<i>wf</i>	working fluid

Introduzione

Le scoperte e le invenzioni relative all'energia elettrica, la sua produzione ed il suo uso hanno dato la spinta fondamentale alla seconda rivoluzione industriale ed i cicli Rankine a vapore alimentati da combustibili fossili sono ancora oggi la tecnologia dominante per la produzione di potenza.

In impianti di questo tipo, l'energia termica ottenuta dalla combustione in caldaia viene trasformata in energia meccanica grazie al ciclo compiuto dal vapor d'acqua: il combustibile utilizzato è costituito tipicamente da fonti fossili. Il diffuso utilizzo che ancora oggi si fa di questi impianti è legato, oltre che alla loro relativa semplicità intrinseca (specialmente qualora si utilizzino combustibili fossili), alle fonti: esse sono distribuite con una certa continuità nel territorio, o comunque godono di tecniche ormai consolidate per il loro approvvigionamento. Tuttavia, fonti di questo tipo presentano due grossi svantaggi: il loro utilizzo produce inquinamento e sono esauribili. Com'è ben noto, infatti, il consumo accelerato di combustibili fossili ha causato ad oggi diversi seri problemi ambientali, quali l'inquinamento dell'aria, il riscaldamento globale, l'assottigliamento della fascia dell'ozono, le piogge acide, solo per citare i più evidenti, e contemporaneamente si sta facendo sempre più pressante la necessità di trovare fonti alternative possibilmente inesauribili.

L'utilizzo di fonti energetiche a media e bassa temperatura è una delle soluzioni per alleviare sia la scarsità di energia che i problemi di inquinamento ambientale: si tratta di risorse rinnovabili, come l'energia solare, l'energia geotermica, l'energia dalle biomasse, l'energia dagli oceani, ma anche del recupero del calore di scarto da motori o processi industriali. Non essendo prodotte da combustione, sono generalmente caratterizzate da temperature che si attestano ad un livello inferiore rispetto alle fonti utilizzate nei classici impianti a ciclo Rankine.

Lo sfruttamento di energie a bassa e media temperatura, diffuse ma non sviluppate, è un modo per alleviare il problema della diminuzione delle fonti fossili e dell'inquinamento ambientale, per questo la ricerca si sta interessando a cicli che siano in grado di lavorare in ambiti operativi diversi da quello del ciclo Rankine classico.

In questo lavoro si è quindi eseguito uno studio che rientrasse in quest'ambito di applicazioni: esso è costituito da un capitolo introduttivo in cui viene spiegato, mediante l'analogia con gli impianti Rankine a vapor d'acqua, che cosa sia ed in quali ambiti venga utilizzato il ciclo Rankine a fluido organico, con una breve panoramica delle diverse tecnologie, comprendendo sia quelle più mature che le applicazioni a livello ancora sperimentale.

Nel secondo capitolo si analizzano nel dettaglio i due fattori che maggiormente distinguono un Organic Rankine Cycle da un ciclo Rankine a vapore: il fluido operativo ed il dispositivo di espansione. Vengono dunque classificati i fluidi organici che possono essere utilizzati come fluidi motore del ciclo in sostituzione al vapor d'acqua e si descrivono le caratteristiche fisiche e termodinamiche che li caratterizzano, dando anche indicazioni su quali siano gli effetti di tali caratteristiche sui parametri del ciclo che in genere si è interessati ad ottimizzare. Si presenta

inoltre una descrizione dei dispositivi di espansione che, grazie alle loro particolari caratteristiche costruttive e di funzionamento, possono risultare adatti a lavorare efficacemente in presenza di fluidi organici ad elevata massa molecolare.

Nel terzo capitolo viene descritto il lavoro svolto: si tratta di un'indagine, con conseguente analisi dei risultati, delle prestazioni di un Organic Rankine Cycle per la produzione di energia elettrica a partire da una sorgente geotermica mediante delle simulazioni numeriche implementate in ambiente Matlab®. Vista l'importanza della configurazione sulle prestazioni di un ORC, si sono analizzati tre diversi schemi d'impianto: un ciclo standard, un ciclo con recupero ed un ciclo a due livelli di pressione. Per ognuno di questi impianti si è creato un modello che simulasse il funzionamento di 56 diversi fluidi (idrocarburi, refrigeranti, silossani), le cui proprietà termofisiche sono state ricavate integrando il software Refprop9® in Matlab®. Utilizzando queste sostanze come fluidi operativi, si è creato un ciclo iterativo per l'ottimizzazione di tre diversi parametri: dal punto di vista termodinamico si sono scelti la potenza elettrica prodotta ed il rendimento exergetico, mentre dal punto di vista economico si è ottimizzato l'Indice di Profittabilità. Tale ottimizzazione è stata svolta facendo variare due parametri: il pinch point all'evaporatore e la temperatura della sorgente geotermica, il cui fluido è costituito da acqua pura.

All'analisi dei risultati ottenuti è dedicato il quarto capitolo: si sono proposti diversi confronti tra i fluidi e si è notato come, nonostante 56 fluidi analizzati, quelli considerati "ottimi" secondo il criterio fornito siano poco meno di una ventina. Si conferma quindi come in relazione ad un Organic Rankine Cycle non sia possibile a priori stabilire quale sia il fluido motore adatto, mentre è possibile dare delle indicazioni più precise circa la configurazione d'impianto da utilizzare. Per quanto riguarda il fluido operativo del ciclo, infatti, si è visto che spesso la scelta va compiuta tra un idrocarburo ed un refrigerante ed i parametri decisivi risultano essere le pressioni operative e le portate di massa (anche in relazione al fatto che i refrigeranti più performanti sono idrofluorocarburi ad elevata massa molecolare e basso punto di ebollizione). Dal punto di vista della configurazione d'impianto, invece, per qualsiasi caso di studio analizzato si è rivelato migliore il ciclo standard: lavorando in corrispondenza di temperature della sorgente sostanzialmente basse conviene infatti utilizzare un impianto più semplice possibile, i cui pochi componenti permettono di avere un vantaggio quantomeno economico.

Capitolo 1

Cicli Rankine a vapore e cicli Rankine a fluido organico

Le fonti rinnovabili ed il calore di scarto da processi industriali sono fonti energetiche a media e bassa temperatura che gli impianti a vapore tradizionali non sono in grado di convertire in maniera efficiente in energia elettrica: per questo motivo, specialmente negli ultimi anni, sono stati proposti diversi cicli termodinamici per la conversione di risorse di questo tipo, quali il ciclo di Kalina, il trilateral flash cycle e l'Organic Rankine Cycle.

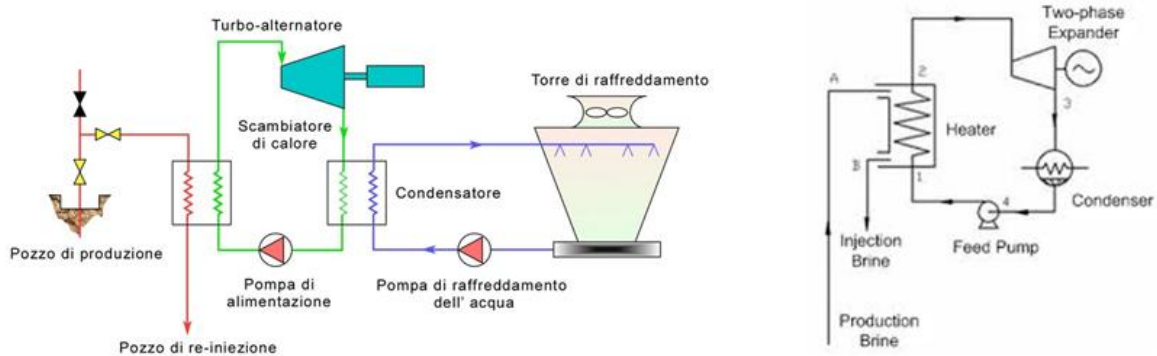


Figura 1: schema d'impianto del ciclo di Kalina (a sinistra) e del trilateral flash cycle (a destra)

Il ciclo di Kalina (Figura 1) è un ciclo complesso che utilizza una miscela di due fluidi con punto di ebollizione diverso (tipicamente acqua ed ammoniaca) come fluido motore del ciclo: dal momento che la soluzione evapora all'interno di un intervallo di temperature e non ad una temperatura fissata, essa è in grado di estrarre più calore dalla sorgente termica rispetto ad un fluido puro; lo stesso accade durante la condensazione. Bilanciando il rapporto tra i componenti della miscela è inoltre possibile migliorare l'abbinamento con la fonte di calore.

Il trilateral flash cycle (Figura 1) è un ciclo termodinamico in cui il processo di espansione comincia quando il fluido è in condizioni di liquido saturo anziché dal vapore: evitando il processo di evaporazione, si ottiene un accoppiamento quasi perfetto tra la sorgente termica ed il fluido di ciclo, minimizzando le irreversibilità dello scambio termico. Il problema degli impianti di questo tipo è trovare dei dispositivi di espansione adatti a lavorare in presenza di fluido in condizione bifase.

Negli ultimi vent'anni l'Organic Rankine Cycle ha ricevuto molte attenzioni grazie alla sua relativamente semplice realizzazione, e si sono svolte diverse ricerche in merito: si tratta di un impianto simile ad un convenzionale sistema di conversione energetica a vapore, in cui, al posto dell'acqua, come fluido motore di ciclo si utilizza un fluido organico tipicamente scelto tra i refrigeranti e gli idrocarburi, ma si vedrà più avanti come la ricerca in quest'ambito abbia portato a nuove proposte. La sorgente termica, inoltre, può variare da 50°C fino ad oltre 250°C.

Se confrontato con il ciclo di Kalina, il cui sistema ha una struttura complessa, e con il trilateral flash cycle, con una difficile espansione in due fasi, il ciclo Rankine a fluido organico risulta caratterizzato da una struttura semplice, un'elevata affidabilità ed una facile manutenzione. Ha la stessa configurazione del ciclo Rankine a vapor d'acqua, del quale può dunque sfruttare il know how, con la fondamentale differenza che vengono utilizzate sostanze organiche con basso punto di ebollizione come fluidi di lavoro, e può usufruire di diversi tipi di sorgenti termiche (tipicamente fonti rinnovabili e calore di scarto). Allo stesso tempo, per aumentare il grado di utilizzazione dell'energia, può essere facilmente combinato con altri cicli termodinamici, come il generatore termoelettrico, le fuel cells, i motori a combustione interna, le microturbine, i sistemi di desalinizzazione dell'acqua di mare, i cicli Brayton, etc.; inoltre, gli ORCs possono essere utilizzati come motori primari di sistemi di produzione combinata di potenza e raffrescamento, sistemi CHP e CCHP.

La tecnologia ORC, tuttavia, non si propone come alternativa alle centrali termoelettriche di grande potenza, che attualmente costituiscono il più diffuso metodo di conversione di energia termica in energia elettrica, ma costituisce una soluzione allo sfruttamento di risorse termiche diverse dai combustibili fossili, potendo utilizzare in modo proficuo le sorgenti a media e bassa temperatura, ambito nel quale i cicli di potenza a vapore tradizionali sappiamo essere inefficienti. Questa capacità, inoltre, rende gli Organic Rankine Cycles in grado di adattarsi con maggiore facilità alle problematiche locali (quali mancanza di spazio o bassa densità della fonte), potendone valorizzare le caratteristiche energetiche altrimenti difficilmente sfruttabili.

1.1. Cicli Rankine a vapore

Il ciclo Rankine a vapore è uno dei più utilizzati metodi per trasformare energia termica in potenza su larga scala: impianti di questo tipo sono ormai quasi esclusivamente riservati alla produzione di potenze meccaniche rilevanti (ovvero dal migliaio di kiloWatt in su) e sono costituiti da diversi componenti, ognuno dei quali è preposto allo svolgimento di una determinata trasformazione del processo ciclico globale. I componenti principali di un ciclo di potenza a vapor d'acqua sono: condensatore, pompa, evaporatore, turbina e fluido operativo.

Gli impianti a vapor d'acqua sono adatti a lavorare alle alte temperature e producono elevate potenze nei grandi sistemi centralizzati, ma sono inefficienti alle basse e medie e temperature, in quanto non sono in grado di sfruttare adeguatamente la sorgente termica. In particolare, come si vedrà, in queste condizioni si verifica l'insorgere di alcuni problemi di carattere operativo.

1.1.1. Ciclo ideale di riferimento: il ciclo di Carnot

Com'è ben noto, il ciclo di Carnot è un ciclo ideale dal punto di vista del rendimento di conversione nel caso in cui la sorgente ed il serbatoio termico siano entrambi a temperatura costante: nell'ambito degli impianti a vapore, un ciclo di Carnot potrebbe costituire il riferimento ideale di un impianto strutturato come in Figura 2:

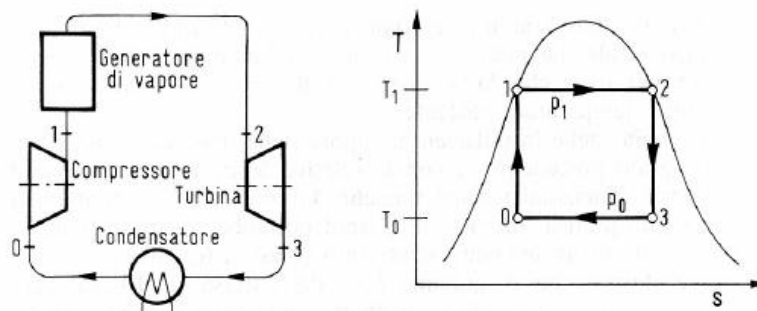


Figura 2: ciclo di Carnot a vapore e schema dell'impianto del quale costituisce riferimento ideale

Come illustrato nel diagramma T - s della stessa Figura, il ciclo risulterebbe composto dalle seguenti trasformazioni termodinamiche reversibili di riferimento (si noti che ci si riferisce ad un fluido motore con andamento sempre negativo per la pendenza della curva limite superiore nel diagramma entropico; si vedrà nella trattazione dei cicli ORC quale sia l'importanza di questa osservazione):

- 1 - 2: nel generatore di vapore il fluido motore riceve calore a pressione p_1 e temperatura T_1 costanti, vaporizzando completamente, variando quindi il proprio titolo da $x=0$ a $x=1$, ovvero da liquido saturo in (1) a vapore saturo secco in (2);

- 2 - 3: nella turbina il fluido espande isoentropicamente dalla pressione p_1 alla pressione p_0 , con contemporaneo abbassamento di temperatura da T_1 a T_0 , cedendo lavoro positivo di ciclo all'esterno e diminuendo il proprio titolo da 1 a x_3 ;
- 3 - 0: il fluido cede calore condensando parzialmente a pressione p_0 e temperatura T_0 costanti e diminuendo il proprio titolo da x_3 a x_0 ; la trasformazione ha luogo in uno scambiatore di calore denominato condensatore;
- 0 - 1: raggiunto il punto (0) alla stessa entropia del punto (1), il fluido è compresso isoentropicamente (in un compressore) fino allo stato (1) a pressione p_1 , temperatura T_1 e titolo $x_1=0$.

Nella quasi totalità dei casi il serbatoio termico è costituito da un agente refrigerante a temperatura ambiente, in particolare acqua da sorgenti naturali od eventualmente da una torre evaporativa negli impianti di rilevante potenza.

Il ciclo di Carnot, per quanto comporti valori ottimali per il rendimento di conversione η_t (Equazione (1) in Sezione 2.1.2.), nella pratica è irrealizzabile principalmente per le due seguenti ragioni:

- a. difficoltà pratica nel controllare un processo di condensazione parziale: nel caso specifico, difficoltà nell'arrestare la condensazione all'opportuno valore di titolo x_0 in modo da ottenere liquido saturo nello stato (1) dopo la compressione;
- b. impossibilità tecnico-economica di realizzare con un rendimento accettabile un processo di compressione su un vapore saturo umido (e cioè su un fluido bifase), quale la trasformazione 0 - 1; una limitazione meno drastica, ma pur sempre di questo tipo, potrebbe sorgere anche per la trasformazione di espansione 2 - 3, in particolare quando si operi alle più alte temperature di evaporazione possibili.

1.1.2. Ciclo Rankine a vapore saturo

Gli aspetti negativi evidenziati per il ciclo di Carnot a vapore in quanto possibile riferimento per installazioni motrici termiche inducono a considerare le seguenti modifiche:

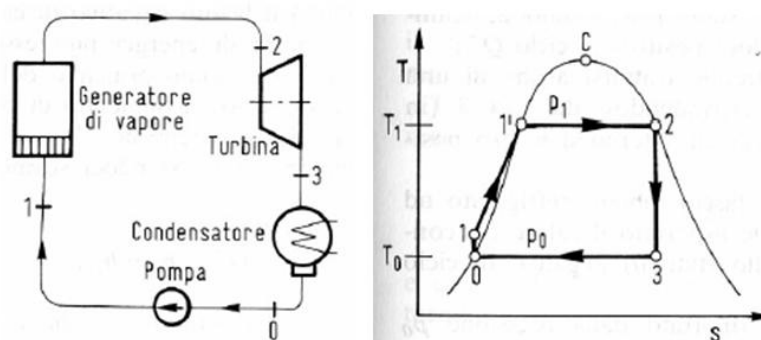


Figura 3: schema d'impianto e diagramma T-s dei corrispondenti stati termodinamici di un ciclo Rankine ideale a vapore saturo

- nel condensatore si procede alla condensazione completa (isobara/isoterma) del fluido motore, fino allo stato di liquido saturo (0);
- l'organo di compressione che segue il condensatore è allora una pompa e non più un compressore, e la trasformazione di compressione fino alla pressione superiore di ciclo coinvolge quindi un fluido monofase sottoraffreddato (trasformazione 0 - 1);
- conseguentemente, nel successivo generatore di vapore la trasformazione isobara è costituita dapprima dal riscaldamento del liquido da (1) a (1') e, successivamente, dalla sua vaporizzazione completa fino allo stato 2 di vapore saturo secco.

Con queste modifiche il ciclo ottenuto non è più un ciclo di Carnot poiché lo scambio del calore positivo di ciclo non è più isoterma: si tratta di un ciclo ideale internamente reversibile composto da due trasformazioni isoentropiche e due trasformazioni isobare chiamato ciclo di Rankine a vapore saturo (Figura 3). Esso presenta un rendimento termico inferiore rispetto al corrispondente ciclo di Carnot tra gli stessi valori di temperatura minima e massima di ciclo e, a differenza di quanto accade per il ciclo di riferimento, il rendimento termico di un ciclo Rankine è funzione anche del tipo di fluido motore utilizzato.

Lo schema d'impianto, anch'esso rappresentato in Figura 3 con l'indicazione dei corrispondenti stati termodinamici del fluido, comprende:

- un generatore di vapore ove il fluido, a pressione p_1 prefissata, viene riscaldato e vaporizzato dallo stato (1) allo stato (2), scambiando con la sorgente esterna il calore positivo di ciclo;
- una turbina di espansione in cui il fluido, espandendosi da (2) a (3) in maniera idealmente isoentropica, cede all'esterno il lavoro positivo di ciclo;
- un condensatore, spesso del tipo a fascio tubiero refrigerato ad acqua da sorgenti naturali, in cui viene asportato il calore negativo di ciclo;
- una pompa in cui il liquido viene riportato dalla pressione p_0 alla pressione p_1 ed ove viene scambiato in maniera idealmente isoentropica il lavoro negativo di ciclo.

Nelle installazioni reali, le trasformazioni ideali di riferimento fin qui esaminate subiscono i seguenti effetti dovuti alla irreversibilità:

1. le trasformazioni di scambio termico nel generatore e nel condensatore non sono a pressione costante, in particolar modo nel generatore di vapore si dovrà considerare una differenza di pressione tra l'ingresso e l'uscita corrispondente alle perdite di carico lungo ai condotti di deflusso;
2. le trasformazioni di scambio di lavoro sono processi praticamente adiabatici ma non reversibili, cioè non sono isoentropiche, e sono quindi caratterizzate da opportuni valori non unitari di rendimento isoentropico.

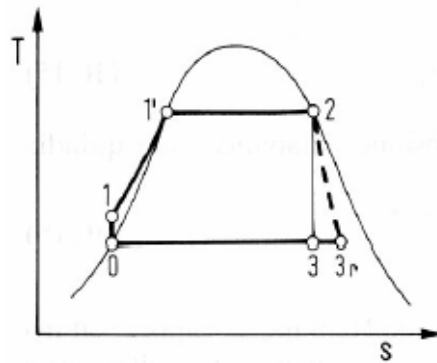


Figura 4: espansione adiabatica non reversibile

In Figura 4 si può notare come vengano trascurate le cadute di pressione al generatore di vapore ed al condensatore, considerando solamente la non isoentropicità.

Per quanto riguarda il fluido motore, finora si è fatto riferimento ad una sostanza che avesse pendenza della curva limite superiore negativa nel diagramma T - s, come accade per l'acqua: essa risulta infatti il fluido di miglior compromesso nelle installazioni a vapore. Per l'acqua, e comunque per tutti i fluidi con comportamento analogo ad essa, la trasformazione di espansione ha luogo nel campo del vapore saturo umido, con titolo finale del vapore all'uscita della turbina $x_3 < 1$. Dalla regola di Baumann per il calcolo del rendimento isoentropico di una turbina che operi con vapore umido si può notare la dipendenza di tale rendimento dal titolo del vapore all'uscita del processo di espansione:

$$\eta_{tw} = \eta_{td} \left(\frac{x_2 + x_3}{2} \right)$$

dove η_{td} è il rendimento ottenuto lavorando con vapore secco, η_{tw} è relativo al vapore umido e x_2 e x_3 sono i titoli del vapore rispettivamente all'ingresso ed all'uscita del processo di espansione.

Nei turboespansori non sussiste alcun impedimento pratico alla realizzazione di una trasformazione di questo tipo con un rendimento accettabile, purché venga interessata una zona del vapore saturo umido con un titolo non troppo basso; in caso contrario, ovvero quando il contenuto d'acqua nel vapore è eccessivo, oltre ad un notevole decadimento del valore del rendimento isoentropico di espansione, si manifestano inaccettabili fenomeni di erosione delle palettature giranti della turbina ad opera della fase liquida che si separa in forma non sufficientemente dispersa nel vapore in espansione.

In linea del tutto generale si può affermare che già per temperature di evaporazione superiori ai 110°C il titolo del vapore all'uscita della turbina risulta troppo basso ed in queste condizioni operative il ciclo Rankine a vapore saturo non possa quindi praticamente costituire un utile riferimento per impianti motori termici a turboespansore che utilizzino vapore d'acqua come fluido motore; lo si può invece considerare per impianti che utilizzano opportuni fluidi organici, i quali forniscono buoni risultati relativamente alla conversione in energia meccanica di energia termica recuperata da sorgenti di varia origine, la cui temperatura massima è inferiore ai 150° - 200°C.

1.1.3. Ciclo Rankine a vapore surriscaldato

Come si vede dalla Figura 5, rispetto al ciclo Rankine a vapore saturo la differenza sta nel fatto che il generatore di vapore produce vapore surriscaldato anziché vapore saturo secco: questo avviene prevedendo all'interno del generatore stesso un'ulteriore sezione di scambio termico chiamata appunto surriscaldatore.

La trasformazione isobara di scambio del calore positivo di ciclo si compone quindi delle fasi di riscaldamento del liquido (1 - 1'), completa vaporizzazione (1' - 2') e surriscaldamento del vapore (2' - 2).

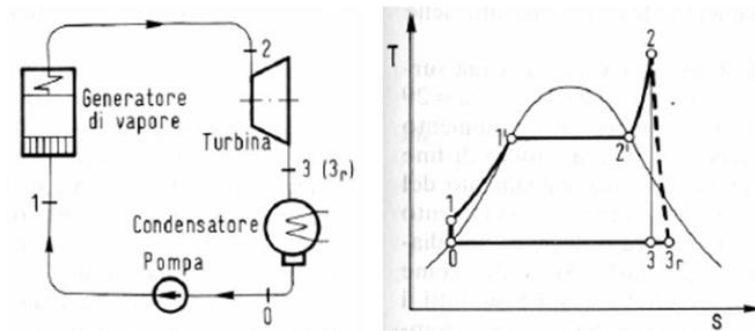


Figura 5: schema d'impianto e diagramma T-s corrispondente di un ciclo Rankine a vapore surriscaldato

Rispetto ad un ciclo di Rankine a vapore saturo con il medesimo fluido motore ed ai medesimi valori delle pressioni di ciclo, il surriscaldamento del vapore consente di ottenere principalmente i due seguenti vantaggi:

- aumenta il lavoro positivo di ciclo, mentre quello negativo rimane costante;
- il surriscaldamento del vapore porta a stati di fine espansione a titolo più elevato, o nel campo del vapore surriscaldato.

Il valore massimo della temperatura in un ciclo motore è quindi, in questo caso, il valore della temperatura finale di surriscaldamento del vapore, discende prevalentemente dal più limitativo tra questi due vincoli:

- compatibilità termodinamica con le caratteristiche della sorgente termica da sfruttare;
- compatibilità con le caratteristiche fisico-meccaniche dei materiali che la tecnologia mette a disposizione per la costruzione dei diversi componenti d'impianto.

Quando la sorgente termica da sfruttare deriva dalla combustione dei tradizionali combustibili fossili, come accade nella maggioranza dei casi, il valore massimo della temperatura di ciclo è condizionato dal limite tecnologico-economico dei materiali: tale limite, per i grandi impianti termoelettrici, si può situare attorno ai 540°C, ma questo è un valore dal carattere del tutto generale.

Gli effetti positivi sul rendimento termico di conversione non sono illimitati all'aumentare del surriscaldamento: si ha infatti che all'aumentare della pressione massima di ciclo si ha dapprima

un aumento del rendimento, fino a raggiungere un valore massimo, oltre il quale il rendimento decresce. Il titolo del vapore all'uscita dall'espansione ha infatti andamento decrescente all'aumentare della pressione superiore del ciclo p_1 ed oltre un certo limite si ha il rischio di comparsa dei fenomeni erosivi nelle palettature terminali del corpo di bassa pressione della turbina.

Per superare questi limiti si sono introdotti i cicli Rankine a risurriscaldamento di vapore (Figura 6): il vapore surriscaldato in uscita dal generatore di vapore alla massima pressione di ciclo viene espanso in un primo corpo di turbina (di alta pressione) fino ad un opportuno valore intermedio di pressione p_i tra i valori massimo p_1 e minimo p_0 di ciclo.

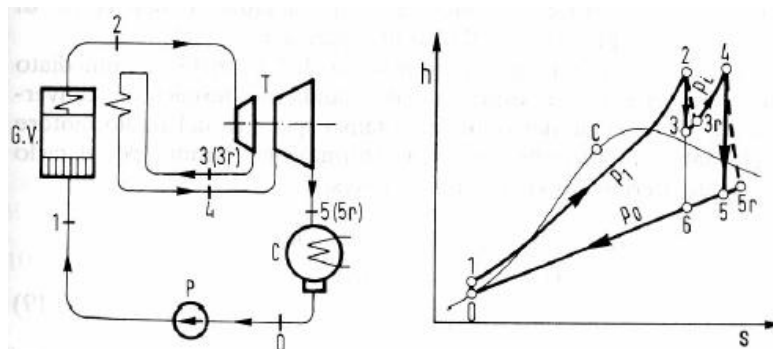


Figura 6: schema d'impianto di un ciclo Rankine a risurriscaldamento di vapore e relativo ciclo di riferimento nel diagramma di Mollier

All'uscita dal corpo di alta pressione della turbina (3) il vapore, che può essere ancora surriscaldato o saturo umido a titolo elevato, viene inviato nuovamente nel generatore di vapore dove, in una sezione di scambio termico chiamata risurriscaldatore, si surriscalda nuovamente con una trasformazione idealmente isobara (3 - 4) spesso, ma non necessariamente, fino allo stesso valore di temperatura del primo surriscaldamento. Successivamente il vapore viene espanso, nei corpi di media e bassa pressione della turbina, fino alla pressione del condensatore in una trasformazione idealmente isoentropica (4 - 5).

Semplicemente osservando il diagramma termodinamico $h - s$ in Figura 6, risulta evidente l'efficacia del risurriscaldamento nell'elevare il valore del titolo del vapore a fine espansione (x_5) rispetto ad un ciclo a semplice surriscaldamento con analoghi valori della pressione e temperatura di inizio espansione e con uguale pressione nel condensatore.

Si ha inoltre che un'opportuna scelta del valore della pressione intermedia p_i di risurriscaldamento può anche indurre un miglioramento sul rendimento termico di conversione η_t .

1.1.4. Ciclo rigenerativo

In tutti i cicli a vapore fin qui descritti si è cercato di aumentare il rendimento termico del ciclo aumentando la temperatura di fine surriscaldamento e la pressione superiore del ciclo in modo da migliorare lo scambio positivo di ciclo, ovvero lo scambio termico che avviene al generatore di vapore, coinvolgendo esclusivamente la sorgente termica esterna.

E' però possibile ottenere un miglioramento del rendimento termico di conversione realizzando, almeno in parte, la fase di riscaldamento del liquido al generatore attraverso uno scambio termico rigenerativo, dove per processo di scambio termico rigenerativo si intende l'insieme dei processi che non coinvolgono sorgenti o serbatoi termici esterni, ma scambi termici reciproci tra lo stesso fluido motore nel corso di due diverse trasformazioni del processo ciclico. In questo modo si sottrae al processo di scambio termico esterno del calore positivo di ciclo la parte che coinvolge le più basse temperature.

Per ottenere quanto qui sopra proposto si possono utilizzare due cicli, i quali differiscono sostanzialmente per la tipologia di scambiatore rigenerativo adottata:

- ciclo rigenerativo a miscela: si spilla vapore in fase di espansione in turbina per preriscaldare il liquido prima del suo ingresso nel generatore di calore.

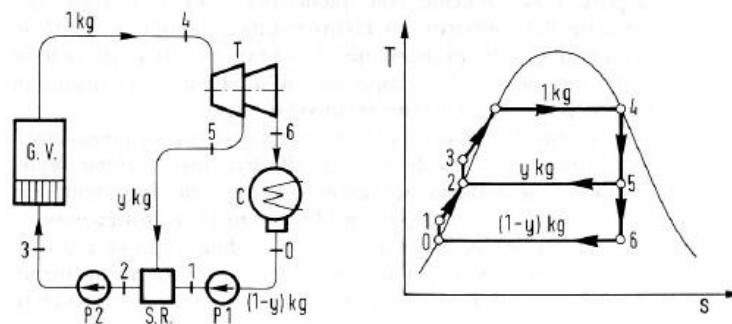


Figura 7: impianto a vapore saturo con uno scambiatore rigenerativo a miscela ed uno spillamento

Come si vede dallo schema d'impianto in Figura 7, il vapore in uscita dal generatore di vapore (4) viene inviato in turbina: lungo l'espansione in turbina, un'opportuna frazione di vapore (y kg per ogni kg che alimenta la turbina) viene estratta dalla turbina nelle condizioni (5) (spillamento) ad opportuno valore di pressione intermedio tra quelli di caldaia e di condensazione, ed inviata allo scambiatore rigenerativo (S.R.), nel quale si mescola con il liquido proveniente dal condensatore che alimenta nello stato (1) lo stesso scambiatore tramite la pompa P1. Le portate di liquido e vapore che alimentano lo scambiatore a miscela sono tali per cui, all'uscita di questo, vi è liquido saturo o leggermente sottoraffreddato in condizioni (2) alla pressione intermedia di spillamento; il liquido, preriscaldato così in maniera rigenerativa e non a spese della sorgente termica esterna, viene quindi inviato al generatore di vapore (G.V.) per mezzo della pompa P2.

Com'è ovvio, un ciclo così realizzato non può essere internamente reversibile, essendo affetto dalle irreversibilità di miscelamento nello scambiatore rigenerativo: le irreversibilità nel riscaldamento rigenerativo del liquido possono essere ridotte aumentando il numero degli spillamenti di vapore successivi nella turbina, ciascuno dei quali va ad alimentare uno scambiatore rigenerativo. I vari scambiatori, in numero uguale agli spillamenti, sono disposti in serie con interposizione di pompe tra l'uno e l'altro, sulla linea del liquido a monte del generatore di vapore. Ci si può così maggiormente avvicinare al valore del

rendimento termico del ciclo di Carnot tra le medesime temperature estreme, valore cui si tende al tendere ad infinito del numero degli spillamenti.

Per semplicità si è qui trattata la rigenerazione termica mediante spillamenti facendo riferimento ad un ciclo a vapore saturo; nella realtà, tuttavia, la rigenerazione termica per spillamenti è una tecnica adottata in impianti a vapore di caratteristiche spinte, a vapore d'acqua surriscaldato o con surriscaldamento, in cui la possibilità di operare ad elevate pressioni in caldaia e ad alte temperature massime di ciclo contribuisce con la rigenerazione termica a conseguire alti valori del rendimento termico di conversione η_t .

- ciclo rigenerativo a superficie: a differenza del caso precedente, qui gli scambiatori rigenerativi sono del tipo a superficie anziché a miscela.

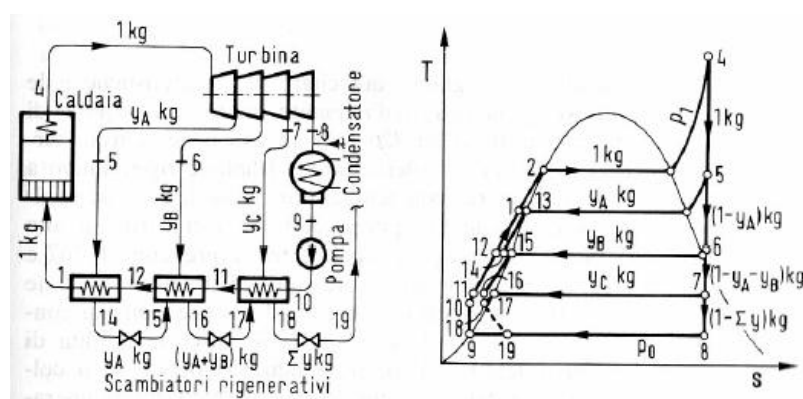


Figura 8: impianto a vapore surriscaldato con tre scambiatori rigenerativi del tipo a superficie

Il vapore spillato e l'acqua in fase di preriscaldamento non vengono miscelati direttamente, ma scambiano calore attraverso la parete metallica del fascio tubiero dello scambiatore: il condensato che risulta dal vapore spillato viene laminato verso lo scambiatore di calore precedente e dal primo scambiatore (a più bassa pressione) il condensato totale è laminato direttamente nel condensatore.

Adottando scambiatori a superficie, come si vede in Figura 8, è sufficiente l'impiego di una sola pompa di alimentazione della caldaia, mentre un analogo schema che utilizzasse scambiatori rigenerativi a miscela necessiterebbe di quattro pompe, cioè una pompa in più rispetto al numero degli spillamenti.

Infine, si vuole sottolineare come negli impianti a vapore a rigenerazione termica per spillamenti, oltre ad un incremento nel valore del rendimento termico di conversione, si abbia anche il vantaggio di una riduzione nella portata negli stadi di più bassa pressione della turbina e di vapore da condensare al condensatore, risultandone dunque un dimensionamento più ridotto per questi componenti, proprio dove le dimensioni sono rilevanti per l'elevato valore del volume specifico del fluido [1].

1.2. Il fluido operativo di ciclo

Si vogliono qui elencare le caratteristiche che dovrebbe possedere un fluido ideale per la realizzazione di un impianto a vapore: si limita la discussione al caso in cui, relativamente alla trasformazione di scambio del calore positivo di ciclo (ovvero quello scambio che ha luogo al generatore di vapore tra la sorgente termica esterna ed il fluido motore di ciclo), i vincoli derivino solamente dalle caratteristiche del fluido e dai limiti tecnologici d'impiego dei materiali strutturali di costruzione dell'impianto e non dalle particolari caratteristiche della sorgente esterna sfruttata.

Un fluido che si possa considerare ideale dovrebbe possedere le seguenti proprietà:

1. temperatura critica ben più alta del limite tecnologico, rendendo così superfluo il surriscaldamento e permettendo di scambiare una rilevante quantità del calore positivo di ciclo alla massima temperatura tecnologicamente ammissibile;
2. basso valore del calore specifico del liquido saturo, ovvero una curva limite inferiore ripida sul diagramma $T - s$, ed elevato calore latente di vaporizzazione alla temperatura di limite tecnologico. Anche questo andrebbe ancora a vantaggio della possibilità di scambiare la maggior parte del calore positivo alla massima temperatura tecnologicamente ammissibile; si conseguono inoltre bassi valori del consumo specifico del vapore che, assieme ad un elevato valore della densità del fluido, assicurano dimensioni contenute per i vari elementi dell'impianto;
3. un valore superiore a quello atmosferico per la pressione di saturazione alla temperatura ambiente: questo permetterebbe di evitare i problemi di ingresso degli incondensabili nel circuito del fluido motore;
4. un valore contenuto per la pressione di saturazione alla temperatura del limite tecnologico, con ovvie implicazioni positive di tipo strutturale per i componenti dell'impianto;
5. una curva limite superiore (o del vapore saturo secco) ad andamento ripido, seppure a pendenza ancora negativa, nel diagramma $T - s$, in modo da rendere superfluo il ricorso al surriscaldamento od al risurriscaldamento del vapore per evitare valori del titolo troppo bassi a fine espansione;
6. stabilità chimica, inerzia nei confronti dei comuni materiali utilizzati per la costruzione dei componenti d'impianto, non tossicità, mancanza di effetti nocivi nei confronti sia dell'uomo che dell'ambiente, reperibilità in grande quantità a costo moderato.

L'acqua è il fluido operativo generalmente utilizzato nei cicli descritti nella *Sezione 1.1.*; essa è dotata delle seguenti caratteristiche termodinamiche:

Tabella 1: caratteristiche termodinamiche dell'acqua

peso molecolare	18 kg/kmol
punto di ebollizione	373,15 K - 101,325 kPa
punto di congelamento	273,15 K - 101,325 kPa
punto triplo	273,16 K - 0,611 kPa
punto critico	647 K - 22,06 MPa
calore latente	2256,6 kJ/kg - 101,325 kPa
calore specifico	4,18 kJ/(kgK)

I vantaggi legati all'utilizzo dell'acqua come fluido operativo sono i seguenti:

- stabilità termica e stabilità chimica molto buone: non si ha alcun rischio di decomposizione;
- viscosità molto bassa: è dunque necessario un minor lavoro di pompaggio;
- buon vettore termico, poiché il calore latente ed il calore specifico sono alti;
- non tossica, non infiammabile e senza rischi per l'ambiente (ODP = 0; GWP = 0)
- economica ed abbondante: è presente quasi ovunque sulla Terra.

Risulta evidente come l'acqua, come d'altra parte tutte le sostanze esistenti, nonostante le sue buone caratteristiche termodinamiche non sia in grado di soddisfare contemporaneamente tutti i requisiti elencati in precedenza; inoltre un ciclo Rankine a vapor d'acqua lavora in maniera efficiente con sorgenti termiche ad elevate temperature, mentre utilizzando sorgenti a media e bassa temperatura si ha il manifestarsi di diverse problematiche:

- necessità di surriscaldamento per prevenire la condensazione durante il processo di espansione;
- rischio di erosione delle palette della turbina;
- pressione in eccesso all'evaporatore;
- turbine complesse e costose.

Per questo motivo si stanno studiando dei cicli alternativi a quelli a vapore tradizionali: tra questi, gli Organic Rankine Cycles si propongono di mitigare almeno parzialmente i problemi legati all'utilizzo dell'acqua che si manifestano in determinate situazioni (in particolare alle basse temperature) scegliendo un fluido operativo appropriato, come i composti organici caratterizzati da elevata massa molecolare e temperatura di ebollizione/critica più basse di quelle dell'acqua, e mantenendo sostanzialmente lo stesso assetto d'impianto del ciclo tradizionale, principalmente costituito da un organo per l'espansione, una pompa e da organi responsabili dello scambio termico verso la sorgente termica e verso il serbatoio termico. Tali cicli, lavorando a temperature inferiori rispetto ai cicli Rankine, presentano buone prestazioni quando utilizzano sorgenti termiche con temperature che vanno da meno di 100°C fino ad oltre i 400°C.

Dalla Figura 9 si nota come i fluidi organici non abbiano un diagramma entropico con la forma cosiddetta "a campana" tipica dell'acqua, ma presentino una curva del vapor saturo (che in questa

sede sarà chiamata indifferentemente sia "curva del vapor saturo" che "curva limite superiore") con una pendenza da infinitesima a positiva, al contrario di quella dell'acqua che in un diagramma T - s è negativa:

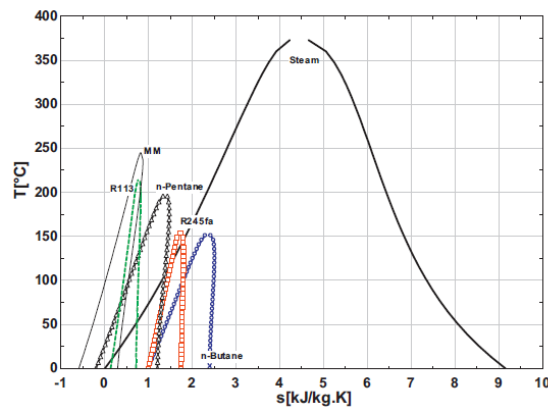


Figura 9: confronto tra il diagramma entropico dell'acqua e quello di alcuni fluidi organici

I principali vantaggi di cui un ORC gode rispetto ad un impianto a vapore tradizionale grazie all'utilizzo di un diverso fluido operativo sono i seguenti:

- è necessario un minor quantitativo di calore durante il processo di evaporazione;
- il processo di evaporazione ha luogo a pressione e temperatura più basse;
- il processo di espansione termina nella zona del vapore: non è necessario il surriscaldamento e si evita il rischio di erosione delle palette;
- la minor differenza di temperatura tra evaporazione e condensazione significa che anche la caduta ed il rapporto di pressione saranno più bassi e si possono quindi utilizzare delle turbine a stadio singolo.

In Tabella 2 si riporta un confronto tra le proprietà dei fluidi in un ciclo a vapore ed in un ORC:

Tabella 2: confronto tra le proprietà dei fluidi in un ciclo Rankine ed in un Organic Rankine cycle

	Ciclo a vapore	Organic Rankine Cycle
Fluido	acqua	composto organico
Pressione critica	alta	bassa
Temperatura critica	alta	bassa
Punto di ebollizione	alto	bassa
Pressione di condensazione	bassa	accettabile
Calore specifico	alto	basso
Viscosità	bassa	relativamente alta
Infiammabilità	no	sì, dipende dal fluido
Tossicità	no	sì
Impatto ambientale	no	alto, dipende dal fluido
Disponibilità	largamente disponibile	problemi di approvvigionamento
Costo	economica	costoso

Le seguenti sostanze sono state identificate come potenziali fluidi di lavoro per gli ORC:

- idrocarburi (hydrocarbons, HC);
- idrofluorocarburi (hydrofluorocarbons, HFC);
- idroclorofluorocarburi (hydrochlorofluorocarbons, HCFC);
- clorofluorocarburi (chlorofluorocarbons, CFC);
- perfluorocarburi (perfluorocarbons, PFC);
- silossani;
- alcoli;
- aldeidi;
- eteri;
- idrofluoroeteri (hydrofluoroethers, HFE);
- miscele di fluidi (zeotropiche ed azeotropiche);
- fluidi inorganici.

Come vedremo in seguito (*Capitolo 2*), passando da un ciclo a vapore di tipo Rankine tradizionale ad un ciclo Rankine a fluido organico, oltre al fluido operativo, che è la differenza più evidente, varia anche la tipologia delle macchine responsabili dell'espansione [1, 2].

1.3. Cicli Rankine a fluido organico

La prima applicazione di ciclo Rankine a fluido organico risale al 1883, anno in cui Frank W. Olfedt brevettò il primo motore a nafta, utilizzato nei battelli al posto dei motori a vapore.



Figura 10: articolo sul motore a nafta pubblicato nel 1890

Nell'ambito delle imbarcazioni, i cicli Rankine a nafta conobbero un grande successo in questo periodo, specialmente in seguito al ritiro delle macchine a vapore a causa del rischio di esplosioni ad esse collegato; al di là di questa piccola nicchia di applicazioni, tuttavia, impianti di questo tipo non risultavano competitivi, specialmente dal punto di vista economico.

Nel 1962 Harry Zvi Tabor e L. Bronicki brevettarono delle turbine a vapore in grado di recuperare calore da sorgenti a bassa temperatura, come l'energia solare, convertendole in energia elettrica utilizzando fluidi di lavoro di tipo organico (*Patent No. 3,040,528. Jerusalem, Israel*). Gli Organic Rankine Cycles, tuttavia, sono diventati realmente interessanti al diminuire delle riserve di fonti fossili ed all'aumentare dei problemi legati al loro consumo, ovvero nel momento in cui ci si è interessati allo sfruttamento dell'energia a bassa o media temperatura. Come già detto, grazie alle sue basse temperature operative, un ORC può adeguatamente recuperare calore da varie fonti: energia solare, calore geotermico, biomasse, calore di scarto da processi industriali, etc., e questo è già stato dimostrato, come possono testimoniare numerosi impianti installati negli USA, in Canada, in Italia, in Austria, in Germania, in Olanda, in Svezia ed altrove (fonti: Turboden ed Ormat).



Figura 11: Paesi che hanno già installato Organic Rankine Cycles per il recupero di calore di scarto

Il numero degli impianti ORC installati nel mondo sta stabilmente crescendo, ma non nella stessa misura per tutte le applicazioni: il crescente numero di costruttori ed installatori propone macchine facilmente adattabili alle esistenti sorgenti termiche per generazione di potenza in situ con diverse taglie. Anche se queste compagnie prendono nota delle loro references, tuttavia vi è una lacuna nelle statistiche esatte per determinare il contributo di ogni applicazione.

In analogia con quanto fatto nella *Sezione 1.1.* relativamente ai cicli a vapore, di seguito si elencano in sintesi alcuni metodi utilizzati non solo per aumentare le prestazioni di un Organic Rankine Cycle, ma anche per adattarlo meglio alla sorgente termica utilizzata.

1.3.1. Ciclo Rankine a fluido organico base

Come si può notare dalla Figura 12, l'Organic Rankine Cycle è strutturalmente analogo ad un ciclo Rankine a vapor d'acqua, essendo anch'esso costituito da un organo di espansione, una pompa e da due scambiatori di calore responsabili degli scambi termici con la sorgente termica ed il serbatoio termico (quelli che in seguito chiameremo rispettivamente evaporatore e condensatore): del liquido saturo nello stato (1) viene pompato fino allo stato (2), riscaldato fino allo stato (4) ed in seguito evaporato lungo un'isobara alla pressione massima di ciclo; quando il fluido espande poi direttamente dallo stato (5) di vapor saturo fino allo stato (6) di vapore surriscaldato, non si manifesta condensazione, grazie alle particolari caratteristiche del fluido operativo utilizzato.

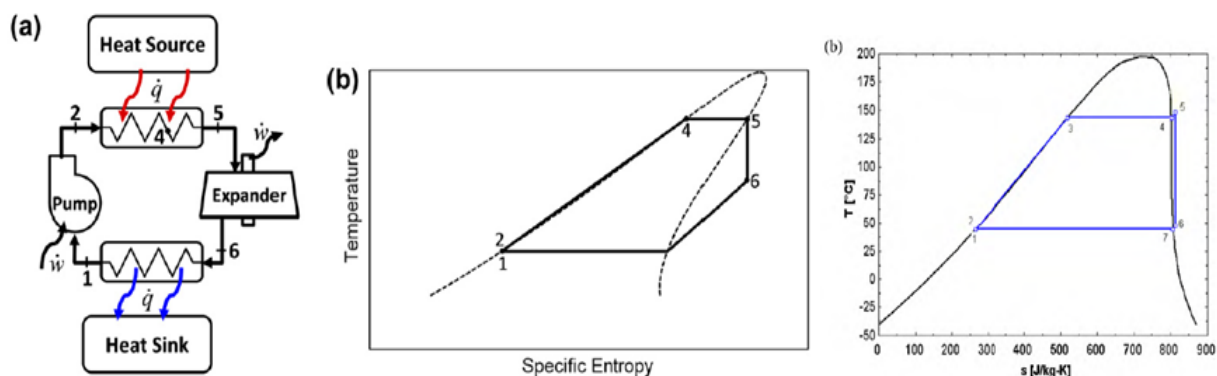


Figura 12: (a) schema d'impianto di un ORC base; (b) diagramma T-s corrispondente per un generico fluido organico

La grossa differenza rispetto ad un ciclo a vapore tradizionale è che in un ORC non si utilizza l'acqua come fluido motore, ma i fluidi organici, i cui diagrammi isoentropici sono differenti da quelli dell'acqua soprattutto per quanto riguarda la curva limite superiore, e questo causa una profonda differenza negli stati termodinamici corrispondenti. Per questo motivo, in un ORC i problemi legati all'utilizzo dell'acqua che si manifestano in determinate situazioni in un ciclo tradizionale (in particolare alle basse temperature) risultano almeno parzialmente mitigati scegliendo un fluido appropriato: si possono utilizzare refrigeranti ed idrocarburi (soluzioni più conosciute), ma anche solventi, miscele ed altri composti organici.

1.3.2. Ciclo Rankine a fluido organico con recupero di calore

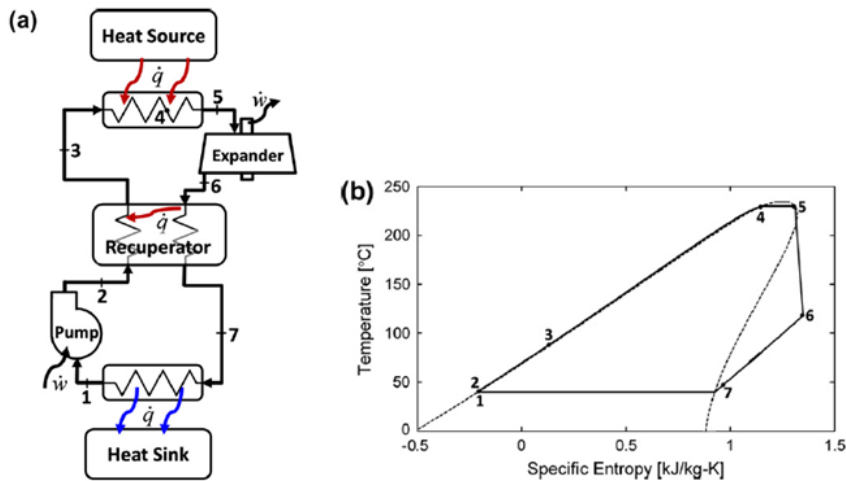


Figura 13: schema d'impianto e corrispondente diagramma T-s di un ORC con recuperatore

Soprattutto quando si utilizzano fluidi ad espansione secca, le condizioni di uscita del fluido operativo dalla turbina sono quelle di vapore surriscaldato: è quindi possibile utilizzare parte del calore di desurriscaldamento del vapore per preriscaldare il fluido operativo all'uscita della pompa, prima che entri all'evaporatore (Figura 13). Per farlo si utilizza un recuperatore, ovvero uno scambiatore di calore che sfrutta l'elevata temperatura del fluido all'uscita dell'espansore permettendo lo scambio termico tra l'uscita dello stesso, dove il fluido è a bassa pressione e surriscaldato, ed il flusso di liquido sottoraffreddato ad alta pressione: il vapore in (6) cede calore al fluido in (2), che si scalda fino a (3), mentre il vapore si raffredda fino a (7). L'entità di questo scambio dipende dal rendimento di recupero, ovvero dall'efficienza dello scambiatore. In questo modo la sorgente termica esterna si trova a dover riscaldare un fluido più caldo.

1.3.3. Ciclo Rankine a fluido organico con surriscaldamento

Il ciclo ORC base prevede un riscaldamento isobaro prima di un espansore a stadio singolo, ma è possibile includere in un ciclo un espansore multistadio con riscaldamento del fluido tra uno stadio ed il successivo.

Un liquido saturo nello stato (1) viene pompato fino in (2) e poi riscaldato nel recuperatore fino a (3b), prima di essere preriscaldato ed evaporato mediante lo scambio termico con la sorgente di calore; quando viene aggiunto uno stadio di surriscaldamento, il liquido saturo in (5) viene espanso fino ad una pressione intermedia, p_{6a} ; il flusso è poi nuovamente surriscaldato a pressione costante dalla sorgente termica fino allo stato (5b) ed infine espanso fino a (6b). Uno stadio di surriscaldamento varia il profilo di riscaldamento del ciclo in due modi: si ha uno scambio termico aggiuntivo tra (6a) e (5b) ed anche un recupero aggiuntivo tra (6b) e (6).

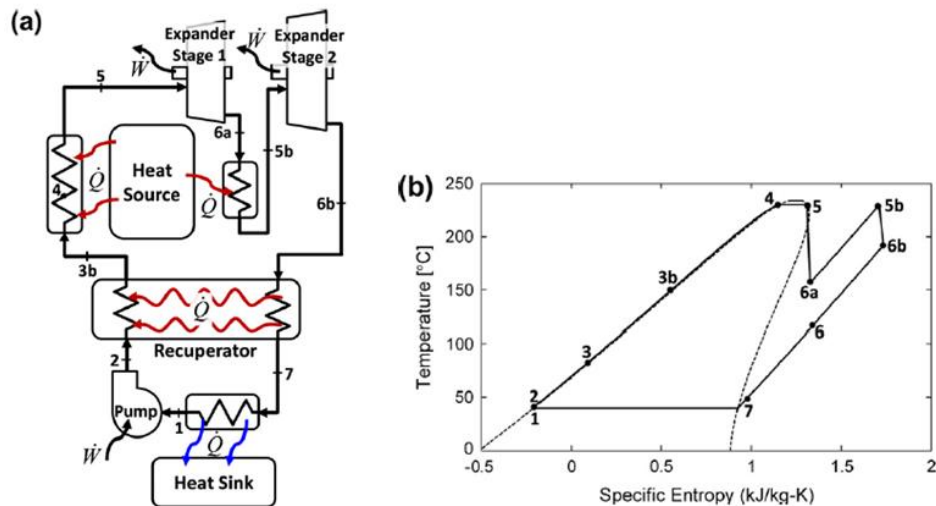


Figura 14: schema d'impianto e corrispondente diagramma T-s di un ORC con uno stadio di surriscaldamento

Il numero degli stadi di surriscaldamento influisce inoltre sulla richiesta complessiva di energia termica da parte del ciclo: ogni stadio di surriscaldamento, infatti, incrementa proporzionalmente la quantità di calore necessaria per completare un ciclo e diminuisce il rapporto delle pressioni attraverso ogni stadio; conseguentemente si riduce anche la caduta di temperatura attraverso ogni stadio. La combinazione di queste due tendenze fa sì che il ciclo si avvicini al limite in cui l'espansione avviene in condizioni isoterme, in quanto il numero di stadi di surriscaldamento tende ad infinito.

D'altra parte, ogni stadio di surriscaldamento richiede un proprio scambiatore di calore, creando dunque sia dei costi aggiuntivi che delle cadute di pressione. Gli stadi di surriscaldamento, inoltre, coinvolgono uno scambio di calore sensibile all'interno del fluido operativo in stato vapore, corrispondente a coefficienti di scambio termico più bassi rispetto a quelli relativi all'evaporazione, di conseguenza sono necessari scambiatori di calore più grandi per gli stadi di surriscaldamento che per l'evaporazione. Le ragioni economiche limitano quindi i vantaggi che possono avere più stadi di surriscaldamento.

1.3.4. Ciclo Rankine a fluido organico con pressioni multiple

Il ciclo ORC base opera come un ciclo singolo con un riscaldamento isobaro nell'alta pressione ed un raffreddamento isobaro alla bassa pressione di ciclo, ma si possono prevedere dei loop aggiuntivi al fine di innalzare il livello del calore alla temperatura più bassa.

In Figura 15 si riporta la rappresentazione schematica di una configurazione a due livelli di pressione accompagnata, come di consueto, dalla rappresentazione degli stati termodinamici corrispondenti sul diagramma entropico:

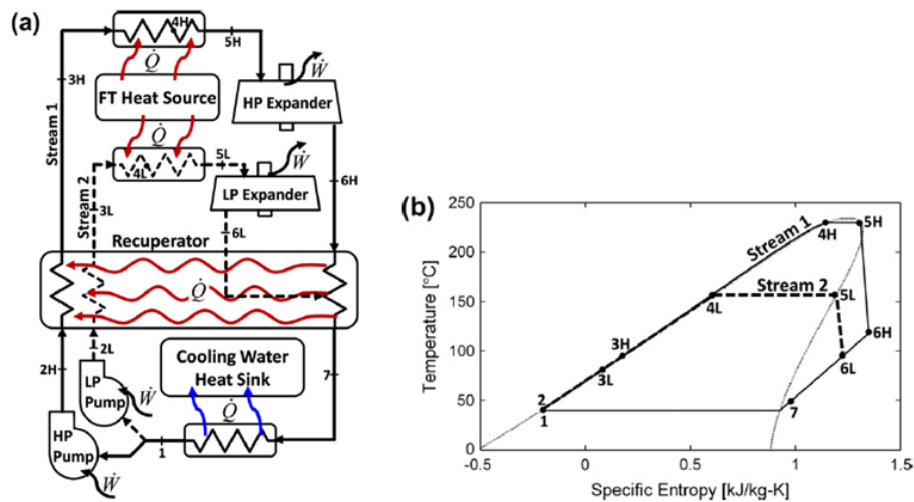


Figura 15: schema d'impianto e corrispondente diagramma T-s di un ORC a due livelli di pressione

Dopo essere uscito dal condensatore in (1), il fluido viene diviso in due flussi: il flusso 1 viene pompato all'alta pressione, mentre il flusso 2 viene pompato alla bassa pressione; in seguito, l'high pressure loop (HP) ed il low pressure loop (LP) procedono individualmente attraverso recupero, preriscaldamento, evaporazione ed espansione. I due flussi vengono espansi fino alla stessa pressione di uscita, ma la temperatura di fine espansione del flusso 1 è più alta della temperatura di fine espansione del flusso 2. Di conseguenza, il flusso 1 passa direttamente dall'uscita dell'espansore in (6H) al recuperatore: al suo interno, viene raffreddato fino alla temperatura T_{6L} , condizione nella quale viene introdotto il flusso 2, in modo da minimizzare le perdite di mescolamento. Infine, il flusso combinato è raffreddato e poi condensato e tutto il calore che non è stato recuperato viene rigettato all'acqua di raffreddamento.

Ogni pressure loop ha due parametri che è possibile aggiustare: il livello di pressione e la portata di massa.

Il secondo livello di pressione è particolarmente vantaggioso in quanto permette al ciclo di sfruttare interamente il calore disponibile alla sorgente; d'altro canto, questa efficienza aggiuntiva corrisponde ad una significativa complessità del ciclo, nonché ad un notevole aumento dei costi dovuto a tutti gli organi aggiuntivi necessari (scambiatori di calore, espansori e pompe). Quando si sceglie un ciclo di questo tipo, quindi, i vantaggi derivanti dallo sfruttamento della fonte termica devono essere tali da giustificare i costi [3].

1.3.5. Ciclo Rankine a fluido organico supercritico

I fluidi operativi con temperature e pressioni critiche relativamente basse possono essere compressi direttamente fino alle pressioni supercritiche e riscaldati sempre in condizioni supercritiche prima dell'espansione, in modo da ottenere un miglior accoppiamento tra i profili di temperatura del fluido motore e della sorgente termica.

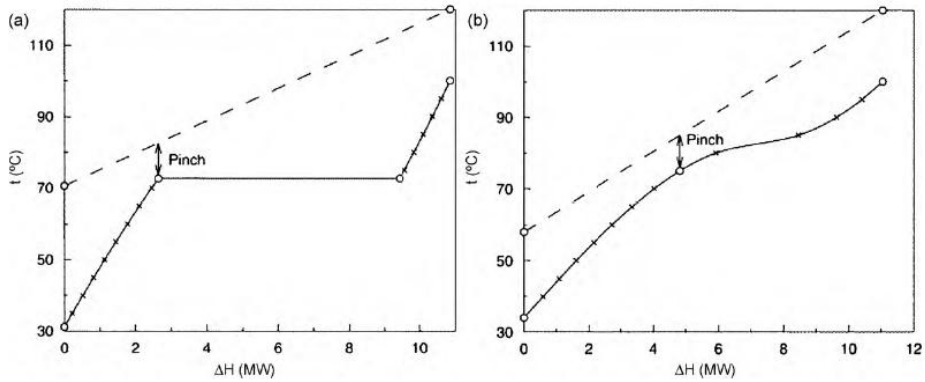


Figura 16: confronto tra la fase di riscaldamento in un ciclo convenzionale (a) ed in un ciclo supercritico (b)

Il processo di riscaldamento in un ciclo di questo tipo non avviene in una regione in cui le due fasi sono ben distinte, come accade invece in un ciclo convenzionale: questo comporta un migliore accoppiamento dei profili termici all'evaporatore e quindi minori irreversibilità nello scambio termico (Figura 16).

D'altra parte, se l'espansione viene realizzata tutta al di fuori della regione bifase (come in Figura 17), il fluido secco può uscire dalla turbina dotato di un certo surriscaldamento che incrementa il carico di raffreddamento al condensatore, oppure va aggiunto uno strumento per recuperarlo (problema del fluido "troppo secco", vedi Sezione 2.1.1.).

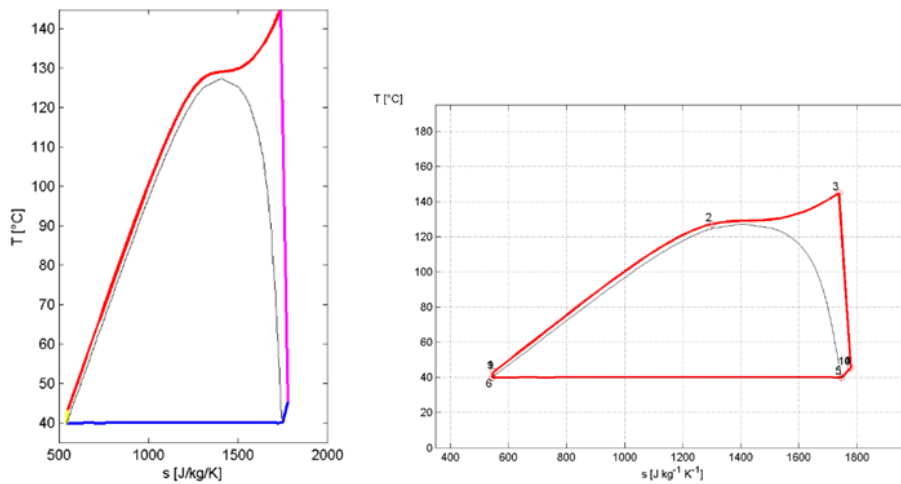


Figura 17: diagramma T-s di un ORC supercritico

Sia l'ORC convenzionale che il supercritico hanno i propri vantaggi: infatti, nonostante con il ciclo supercritico si ottenga un miglior accoppiamento termico tra il fluido motore in fase di riscaldamento ed il fluido della sorgente termica in fase di raffreddamento, normalmente si lavora a pressioni più alte rispetto al caso tradizionale e questo può tradursi in difficoltà operative nonché in problemi legati alla sicurezza.

1.4. Applicazioni degli Organic Rankine Cycles

Come già detto, la tecnologia ORC può sfruttare una gran varietà di risorse grazie alla sua flessibilità: nel seguito si illustreranno in maniera generale le principali applicazioni, dalle tecnologie mature agli impianti più innovativi ed ancora in fase di sperimentazione.

Cominciamo con le tecnologie più mature e quindi maggiormente note e consolidate: gli Organic Rankine Cycles a biomasse e per applicazioni geotermiche.

1.4.1. Organic Rankine Cycles a biomasse

Le biomasse sono la quarta sorgente di energia in ordine di diffusione e contribuiscono a soddisfare circa il 10% della richiesta mondiale di energia primaria. Nelle Nazioni in via di sviluppo, il contributo delle biomasse al fabbisogno di energia è ben più alto, arrivando in alcuni Paesi fino al 70-90%, anche se spesso esse sono sfruttate in maniera non sostenibile. Quest'abbondante risorsa può essere trasformata in elettricità e calore quando necessario in impianti CHP, utilizzando diverse tecnologie.

La tecnologia ORC a biomassa con impianti di tipo binario sta ricevendo diverse attenzioni nell'ambito della generazione elettrica distribuita su piccola scala: un impianto tipico è costituito da una caldaia alimentata a biomassa e da un modulo ORC accoppiato alla caldaia da un oil loop, ovvero da un circuito intermedio in cui fluisce olio diatermico, il quale funge da vettore di calore tra la caldaia ed il fluido organico dell'Organic Rankine Cycle (Figura 18).

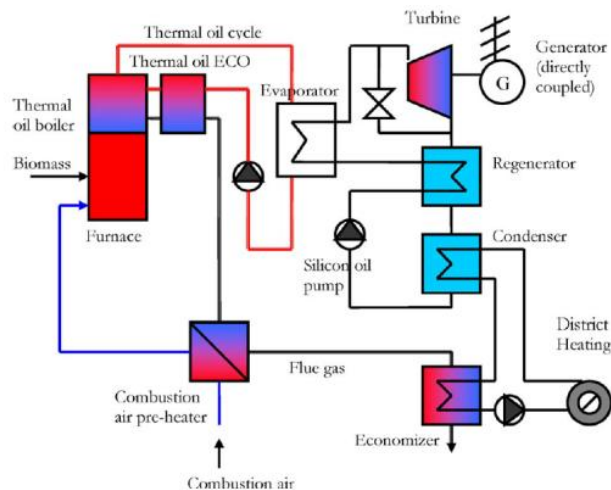


Figura 18: schema d'impianto di un Organic Rankine Cycle a biomasse

Il combustibile costituito dalla biomassa è bruciato mediante un processo molto simile a quello usato nelle convenzionali caldaie a vapore.

L'utilizzo di un olio diatermico quale mezzo di scambio termico fornisce un certo numero di vantaggi, tra cui: bassa pressione in caldaia, elevata inerzia ed insensibilità alle variazioni del carico, controllo e funzionamento semplici e sicuri. Inoltre la temperatura adottata sul lato caldo è

relativamente bassa (al di sotto dei 350°C) e questo assicura una lunga vita all'olio; il calore accumulato in esso viene quindi trasferito all'ORC e convertito in energia elettrica. Il calore di condensazione è poi utilizzato per produrre acqua calda ad una temperatura compresa tra gli 80°C ed i 120°C, adatta al district heating o per lo sfruttamento in altri processi termici, quali l'essiccazione del legno ed i cicli frigoriferi ad assorbimento.

Organic Rankine Cycles a biomasse di tipo cogenerativo di media grandezza (100-1500 kW) sono commercialmente disponibili, mentre gli impianti di piccola taglia (qualche kW) sono ancora in via di sviluppo. Il numero degli impianti installati sta crescendo rapidamente man mano che la tecnologia matura e diventa economicamente realizzabile: finora il maggior numero delle installazioni si ha in Europa (per fornire due esempi indicativi: Stadtwarme Lienz, Austria, 1000 kW_{el}; Sauerlach Bavaria, 700 kW_{el}). Nonostante vi siano almeno un centinaio di impianti installati nel mondo, i dati tecnici relativi agli impianti esistenti sono, anche in questo caso, molto scarsi [2].

1.4.2. Organic Rankine Cycles per applicazione geotermica

La presente Sezione costituisce solamente un accenno a questa tecnologia, che verrà ampiamente trattata al *Capitolo 3*.

Le principali tipologie di impianto geotermico sono le seguenti:

- impianti a vapore umido a "flash" singolo e doppio;
- impianti a vapore surriscaldato;
- impianti a ciclo binario (ORC).

Ognuna di queste tecnologie risulta più efficiente in relazione ad una specifica fonte geotermica; con una temperatura della fonte geotermica al di sotto dei 150°C è comunque praticamente impossibile (dal punto di vista economico) realizzare degli impianti a vapore umido, e gli impianti con ciclo binario risultano quindi l'unica soluzione praticabile.

In un impianto geotermico binario (Figura 19), l'energia termica del fluido geotermico viene trasferita al fluido secondario mediante degli scambiatori di calore in modo da poter utilizzare un Organic Rankine Cycle di tipo convenzionale: il fluido di lavoro organico riceve calore, evapora ed espande in turbina per poi essere condensato ed inviato nuovamente all'evaporatore mediante la pompa di alimento.

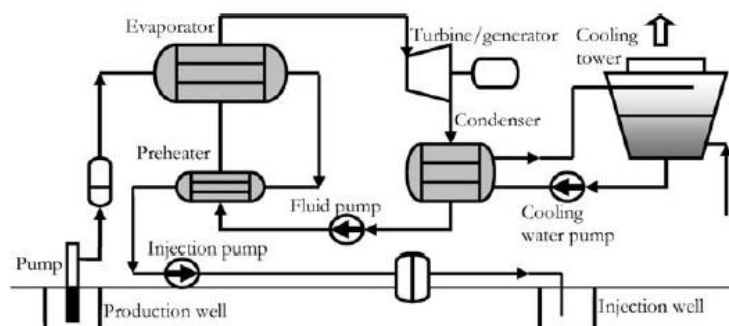


Figura 19: schema d'impianto di un sistema geotermico binario

Dal pozzo di produzione si estrae il fluido geotermico e lo si pressurizza mediante delle pompe; dopo la rimozione delle particelle solide, il fluido geotermico è inviato agli scambiatori (evaporatore e preriscaldatore) nei quali cede calore al fluido operativo del ciclo. Viene quindi reiniettato ancora in fase liquida nel serbatoio geotermico.

Il fluido secondario si riscalda fino alle condizioni di liquido saturo nel preriscaldatore, evapora nell'evaporatore ed espande poi in turbina, producendo energia meccanica che viene convertita in elettrica mediante il generatore collegato alla turbina. Una volta uscito dalla turbina, il vapore viene condensato nel condensatore e mandato nuovamente al preriscaldatore mediante una pompa di alimentazione, chiudendo così il ciclo.

Il raffreddamento al condensatore è eseguito utilizzando aria, acqua con scambiatori a superficie oppure torri evaporative.

Questa tecnologia è stata sviluppata fin dagli anni '80 dalla Ormat Technology Inc.: nel campo produttivo del MW, gli ORC montano turbine tradizionali e godono di una buona realizzabilità dal punto di vista economico, mentre per potenze più basse la mancanza di turbine non eccessivamente costose ne rende più difficile l'applicazione [2].

Di seguito vengono descritte alcune tecnologie non ancora mature, se non addirittura in fase sperimentale, ma nondimeno interessanti in una prospettiva futura.

1.4.3. Organic Rankine Cycles per il recupero del calore di scarto

Tra le soluzioni ORC è quella la cui attività sta crescendo più velocemente, con un grande potenziale negli impianti industriali e negli impianti di potenza con ciclo combinato.

Il calore di scarto è il calore non utilizzato generato durante un processo di combustione o qualsiasi altro processo termico o chimico e direttamente rigettato in ambiente: processi energetici industriali intensivi, motori termici e meccanici producono grandi quantitativi di calore di scarto così definito. Esso contiene non solo grandi quantità di exergia, ma anche grandi quantità di inquinanti (CO_2 , NO_x , SO_x) responsabili dell'alta concentrazione atmosferica di gas con effetto serra e quindi del riscaldamento globale. In alcune tra le Nazioni maggiormente sviluppate si è presa in considerazione l'opportunità di recuperare il calore di scarto diminuendo così le emissioni di gas pericolosi, ma anche diminuendo le importazioni di energia.

Il calore di scarto può presentarsi in diverse forme: flussi solidi o liquidi, gas caldi, acqua calda in pressione etc., e le sorgenti di calore di scarto possono essere distinte in tre categorie a seconda della loro temperatura:

- a bassa temperatura: $T < 230^\circ\text{C}$;
- a media temperatura: $230^\circ\text{C} < T < 650^\circ\text{C}$;
- ad alta temperatura: $T > 650^\circ\text{C}$.

Come in tutte le tecnologie, la temperatura della sorgente termica è un parametro fondamentale per stabilire l'efficienza del processo di recupero dell'energia ed influisce profondamente sulla configurazione degli scambiatori di calore.

Lo sfruttamento del calore di scarto può essere soddisfatto utilizzando diverse tecnologie, dai cicli termodinamici ai processi diretti (la cui tecnologia però è meno matura), ma nel campo delle medie e basse temperature l'Organic Rankine Cycle si dimostra una delle applicazioni migliori grazie alla sua minor complessità rispetto alle altre soluzioni.

Lo scambio termico dalla sorgente calda al ciclo di potenza può aver luogo in due modi:

1. il flusso relativo al calore di scarto e quello del fluido operativo entrano in contatto diretto all'interno di uno stesso scambiatore:

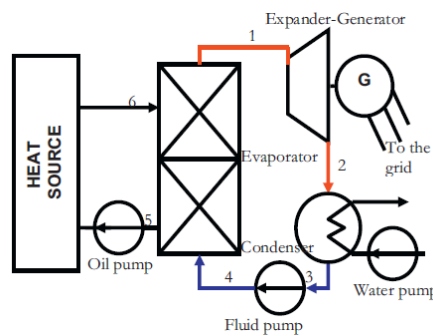


Figura 20: configurazione con contatto diretto tra il calore da recuperare ed il fluido operativo del ciclo

2. si utilizza un oil loop per evitare il rischioso contatto tra i fumi caldi ed i fluidi operativi infiammabili:

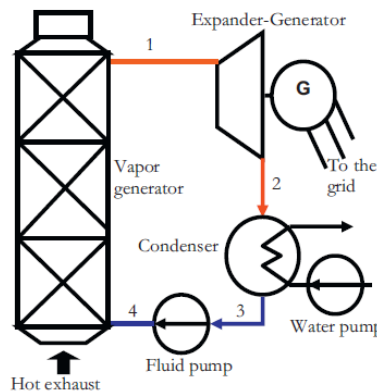


Figura 21: recupero del calore di scarto con oil loop

La scelta della strumentazione dell'ORC dipende dalla temperatura della sorgente termica e dalla potenza in output richiesta.

Grazie all'elevato interesse che questo tipo di tecnologia suscita, sono stati eseguiti numerosi studi principalmente relativi alla scelta del fluido operativo ed al design ottimo del ciclo, da cui si possono ricavare le seguenti linee guida:

- a seconda della temperatura critica, che limita la temperatura di evaporazione nei cicli subcritici, i fluidi possono essere raggruppati in tre categorie:
 - fluidi ad elevata temperatura: $T_{cr} > 250^{\circ}\text{C}$;
 - fluidi a media temperatura: $150^{\circ}\text{C} < T_{cr} < 250^{\circ}\text{C}$;
 - fluidi a bassa temperatura: $T_{cr} < 150^{\circ}\text{C}$;
- miscele di fluidi:
 - miglior accoppiamento con il flusso dei gas esausti;
 - maggior scelta nell'ambito dei fluidi;
 - adatte alla cogenerazione;
 - difficili da implementare;
 - scarsa esperienza pratica;
- ambito operativo transcritico/supercritico:
 - miglior accoppiamento con il flusso dei gas esausti;
 - miglior efficienza e più alta potenza in uscita;
 - pressione in eccesso all'evaporatore;
 - scarsa esperienza pratica.

Un problema rilevante nell'ambito degli Organic Rankine Cycles per il recupero del calore di scarto non ancora sufficientemente analizzato sono le condizioni di transizione dovute alle fluttuazioni della sorgente e della richiesta di carico che possono essere nocive per l'intero sistema, portandolo allo stallo o ad uno shock delle temperature. Sono necessari dei sistemi di controllo e monitoraggio appropriati in modo da mantenere i quantitativi di fase liquida e di fase vapore al condensatore ed all'evaporatore all'interno di intervalli accettabili [2].

1.4.4. Organic Rankine Cycles per la conversione dell'energia termica degli oceani

Gli oceani coprono circa il 70% della superficie terrestre e possono essere utilizzati come una fonte di energia virtualmente inesauribile: l'Ocean Thermal Energy Conversion (OTEC) sfrutta la naturale stratificazione termica che si verifica negli oceani, ovvero converte la radiazione solare immagazzinata negli strati superiori dell'acqua degli oceani in potenza elettrica.

La distribuzione verticale delle temperature negli oceani è stata misurata in diverse zone del mondo, ottenendo mediamente acqua a $20^{\circ}\text{-}29^{\circ}\text{C}$ a 50 m dalla superficie, $2^{\circ}\text{-}7^{\circ}\text{C}$ a 800 m e più di profondità. Affinché possa essere in qualche modo utile, la minima differenza di temperatura tra la superficie e gli strati inferiori dev'essere almeno di 20°C , gradiente di temperatura presente nelle regioni tropicali nei pressi dell'Equatore (Figura 22).

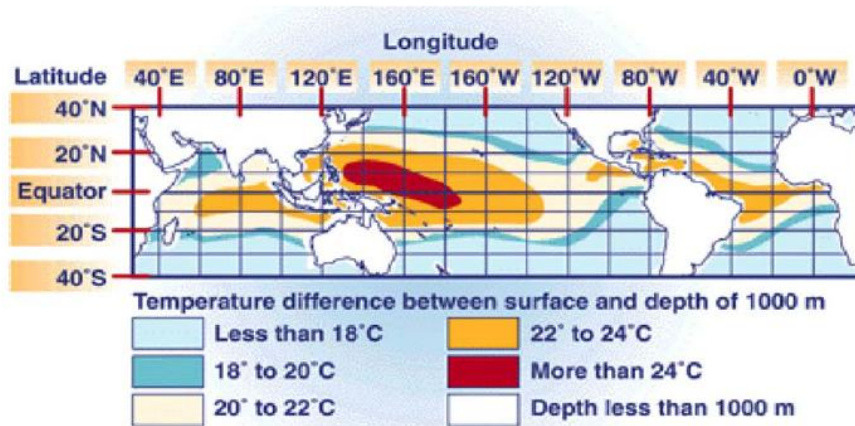


Figura 22: potenziali località per installazione di impianti di tipo OTEC

Il primo impianto di questo tipo è stato proposto nel 1881: un impianto chiuso per conversione dell'energia oceanica con ammoniaca come fluido operativo di ciclo. L'ammoniaca era stata scelta per il suo basso punto di ebollizione, ma la tecnologia non fu mai testata. In seguito venne proposto un impianto aperto, ma tutti questi tentativi di rendere operativi impianti di tipo OTEC fallirono, fino alla crisi petrolifera del 1973, che diede lo slancio a numerosissime ricerche, tra cui quella relativa allo sfruttamento dei gradienti di temperatura oceanici.

Attualmente esistono cinque diversi tipi di tecnologia OTEC, tra cui gli sviluppi di quelli che furono i cicli aperti ed i cicli chiusi inizialmente ipotizzati.

Il ciclo chiuso sfrutta il concetto fondamentale dell'impianto del 1881: utilizza un fluido con basso punto di ebollizione (ammoniaca, propano o R134a) e lo fa evolvere in un ciclo Rankine. Il fluido operativo è scaldato e vaporizzato nell'evaporatore utilizzando l'acqua calda in superficie, il vapore prodotto muove una turbina accoppiata ad un generatore. Dopo l'espansione, il vapore del fluido operativo a bassa pressione è condensato mediante uno scambio termico con l'acqua fredda proveniente dalle profondità marine per poi essere nuovamente pompato all'evaporatore ed il ciclo viene così ripetuto con continuità (Figura 23):

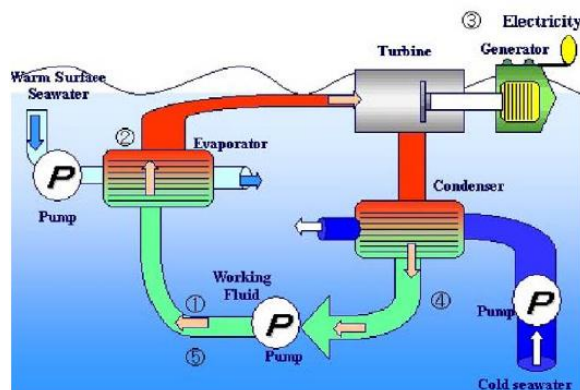


Figura 23: riproduzione schematica di impianto OTEC con ciclo chiuso

Un impianto di questo tipo utilizza una fonte termica la cui temperatura è davvero molto bassa ed anche le efficienze ottenute sono molto basse (3-5%): di conseguenza, la produzione di elevate potenze richiede un'enorme quantità di acqua e quindi di energia di pompaggio, diminuendo la

fattibilità economica di questa tecnologia. Si è quindi proposto di integrare questi impianti in complessi industriali multipli: oltre alla produzione di elettricità, si può ottenere la produzione di acqua fresca, acquacoltura e maricoltura, produzione di idrogeno, estrazione di litio, condizionamento dell'aria e refrigerazione, etc.

I potenziali mercati per una tecnologia di questo tipo sono prevalentemente situati nell'Oceano Pacifico [4].

1.4.5. Organic Rankine Cycles per applicazione solare

Rispetto al campo delle biomasse e della geotermia, lo sfruttamento dell'energia solare in impianti di tipo ORC è una tecnologia meno matura, i cui risultati sono ancora a livello sperimentale. Si possono però avere diverse interessanti applicazioni, tra cui la desalinizzazione solare.

Desalinizzazione solare mediante ORC

L'aumento della popolazione mondiale ha automaticamente portato all'aumento della richiesta di acqua ed alla progressiva diminuzione dell'acqua potabile disponibile. Dal momento che una buona parte di tale popolazione si concentra lungo le zone costiere, la desalinizzazione dell'acqua marina sembra una soluzione promettente a questo tipo di problema.

La desalinizzazione consiste nel rimuovere il sale ed altre particelle solide dall'acqua di mare o dall'acqua salmastra (l'acqua salmastra differisce dall'acqua di mare a seconda della concentrazione del sale in essa disciolto), rendendola adatta al consumo da parte dell'uomo.

Le tecnologie di desalinizzazione si dividono in due categorie, a seconda del meccanismo di separazione: tecnologie termiche, che includono un cambiamento di fase, e tecniche di separazione con membrana. Nella desalinizzazione termica il sale viene separato dall'acqua mediante evaporazione e condensazione; nella desalinizzazione con membrana, detta ad osmosi inversa (RO, Reverse Osmosis), l'acqua diffonde attraverso una membrana, mentre il sale rimane bloccato dall'altro lato.

Recentemente si è cercato di abbinare le tecniche di desalinizzazione con le energie rinnovabili, ottenendo così un doppio vantaggio: realizzare un efficiente sistema di desalinizzazione abbinandolo allo sfruttamento di una fonte energetica rinnovabile (in particolare l'energia solare), riducendo l'impatto ambientale degli impianti convenzionali.

Il consumo di energia utilizzando la Reverse Osmosis risulta 5-6 volte più basso rispetto alle tecnologie termiche: essa consiste in un processo di diffusione di un solvente attraverso una membrana semipermeabile in cui il solvente diffonde verso il lato con la minor concentrazione di soluto; tale diffusione continua finché la pressione osmotica da entrambi i lati della membrana non è la stessa. Questo processo si basa su una tecnica di separazione regolata dalla differenza di pressione legata alla proprietà di alcuni polimeri (chiamata, appunto, semipermeabilità), i quali risultano permeabili nei confronti dell'acqua, ma molto meno per le sostanze in essa disciolte. Applicando una differenza di pressione sulla membrana, l'acqua contenuta nel bacino di

alimentazione è forzata a passare attraverso la membrana stessa: per superare la pressione osmotica lato alimentazione è necessaria una pressione operativa molto alta (dai 15 ai 25 bar nel caso dell'acqua salmastra, dai 60 agli 80 bar per l'acqua di mare). Il processo di pompaggio dell'acqua è eseguito utilizzando potenza elettrica o potenza meccanica all'albero, rendendo quindi la RO un'ottima candidata all'utilizzo di fonti rinnovabili.

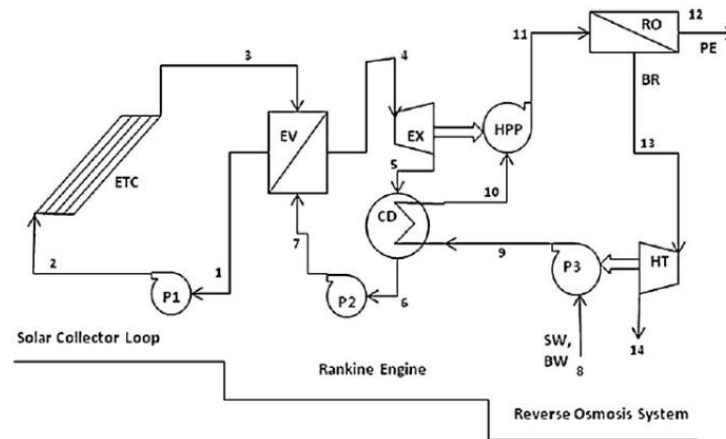


Figura 24: schema d'impianto di un sistema di desalinizzazione di tipo ORC con osmosi inversa abbinato ad una fonte solare

Un sistema ORC-RO per applicazione solare comprende un motore solare termico ed un sottosistema di desalinizzazione ad osmosi inversa (Figura 24).

Si può avere un campo di collettori a tubi evacuati (ETC) che scalda il fluido all'interno dei collettori circolando mediante una pompa di circolazione (P1): il fluido dei collettori preriscalda, evapora e surriscalda il fluido organico all'interno del dispositivo di evaporazione (EV). Il vapore del fluido organico è poi espanso in un espansore (EX, in genere di tipo scroll per questo tipo di applicazioni) generando energia meccanica utilizzata dalla pompa di alimentazione dell'acqua di mare (High Pressure Pump, HPP). Il vapore espanso è poi condensato in un condensatore (CD) e raffreddato mediante l'acqua di mare. In seguito un'altra pompa posta all'uscita del condensatore (P2) rimanda indietro il fluido organico ed il ciclo ricomincia.

La pompa dell'acqua marina (P3) innalza la pressione dell'acqua che dev'essere desalinizzata; in corrispondenza della membrana di Reverse Osmosis ha luogo la separazione tra l'acqua pulita e l'acqua salata. L'acqua pulita (PE) si allontana dalla membrana e viene fatta defluire in un serbatoio di accumulo. Un dispositivo di recupero dell'energia viene utilizzato per recuperare l'energia idrostatica del fluido ad alta concentrazione salina ed in seguito questa salamoia (BR) viene reiniettata in mare.

Il più grande vantaggio di un sistema di questo tipo è che, nonostante l'utilizzo di energia termica di origine solare, l'acqua prodotta ha approssimativamente la temperatura dell'acqua di mare: questo è un vantaggio sia per l'utilizzo diretto come acqua potabile che per lo stoccaggio [2, 5].

Nell'ambito dell'energia solare abbinata ad ORCs si possono utilizzare sia pannelli fotovoltaici che collettori solari termici, ma da analisi economiche si è ottenuto come un sistema RO che utilizzi

collettori solari termici sia più conveniente di uno che utilizzi pannelli fotovoltaici sotto le stesse condizioni operative [6].

Applicazioni di piccola potenza: ORCs modulari e micro-CHP

Diversi fattori stanno allargando il potenziale mercato degli impianti di piccola potenza, come la necessità di sistemi di produzione di potenza distribuiti in zone remote ed isolate nei Paesi in via di sviluppo e la richiesta di potenza sostenibile da parte di questi ultimi, il bisogno di sistemi piccoli ed efficienti da connettere alla rete in grado di produrre sia calore che elettricità, la necessità di produrre energia elettrica pulita utilizzando fonti rinnovabili, la privatizzazione del settore della generazione elettrica a livello mondiale e così via.

Una proposta nell'ambito delle piccole e piccolissime potenze (in un intervallo compreso tra qualche kW_{el} ed il MW_{el}) sono gli impianti solari con Organic Rankine Cycle di tipo modulare: si tratta di sistemi solari convenzionali in cui si utilizza un fluido organico anziché il vapor d'acqua.

Sistemi di questo tipo presentano alcuni vantaggi, analoghi a quelli comunque ottenuti sfruttando gli ORCs:

- basse temperature operative (generalmente al di sotto dei 300°C): si utilizzano collettori solari a basse temperature, in modo da poterli sfruttare in zone con bassa intensità della radiazione solare (ad esempio nell'Africa sub-Sahariana);
- modularità: si possono ottenere grandi impianti solari di tipo ORC da diversi MW di potenza prodotta semplicemente combinando nello stesso sito un gran numero di moduli ORC;
- ridotti costi di funzionamento e manutenzione: si possono utilizzare materiali, fluidi termovettori, collettori solari ed anche macchine ORC, tutti relativamente economici. Inoltre i condensatori possono essere raffreddati ad aria, in modo da preservare le riserve d'acqua.

La tecnologia più matura al momento è quella dei collettori parabolici, che sono anche i più utilizzati, ma i recenti progressi fatti nel settore dei materiali da utilizzare in ambito solare hanno aumentato la competitività dei riflettori solari di tipo Fresnel e di altri tipi di collettori efficienti e poco costosi, in grado di lavorare nel campo delle medie e basse temperature.

Gli ORCs di piccola taglia sono stati studiati fin dagli anni '90, ma non è stato possibile implementarli adeguatamente a causa della mancanza di organi di espansione piccoli ed efficienti: nessuno dei dispositivi studiati godeva di buona affidabilità né di interessanti prestazioni. Al di sotto del MW le turbine non sono infatti adatte a causa delle loro basse efficienze e degli elevati costi di fabbricazione.

Un'altra applicazione degli ORCs è la produzione combinata di potenza e calore in un intervallo di potenze di qualche kW_{el}, spesso chiamata micro-CHP: in questo campo di applicazioni, il sistema è regolato in modo che il calore rigettato al condensatore sia completamente utilizzato come fonte di riscaldamento.

Nell'ambito dell'energia solare si possono utilizzare collettori a media temperatura che possono lavorare in modo efficiente una volta accoppiati ad un impianto di tipo ORC producendo contemporaneamente acqua calda ed elettricità pulita.

In maniera del tutto analoga si può utilizzare una caldaia a biomassa accoppiata ad un ORC, come visto nella *Sezione 1.4.1.*: la caldaia a biomassa scalda l'olio diatermico del thermal oil loop; l'olio, a sua volta, preriscalda, evapora e surriscalda il fluido di lavoro organico. Come espansore in questo caso si può usare uno scroll. L'elettricità prodotta in questo modo può essere utilizzata in un complesso abitativo oppure distribuita in rete, l'importante è che il calore in eccesso al condensatore sia completamente utilizzato per il riscaldamento in una casa oppure in una piccola rete di district heating. Questo implica che la temperatura di condensazione del fluido organico sia compresa in un intervallo adatto all'uso del calore di scarto al condensatore per il riscaldamento di ambienti o per la produzione di acqua calda sanitaria; il fluido operativo deve quindi avere una temperatura critica ad un livello opportuno [2, 5].

Organic Rankine Cycles ibridi

Negli ultimi anni si è manifestata la tendenza, sia all'interno dell'Unione Europea che nel mondo, ad aumentare l'importanza della cosiddetta "generazione distribuita", basata sull'utilizzo di risorse energetiche locali e di tecnologie in grado di sfruttare sia i combustibili fossili che le fonti rinnovabili. Utilizzando un Organic Rankine Cycle in maniera opportuna è possibile sfruttare entrambi i tipi di fonte, e di conseguenza i loro vantaggi, all'interno di uno stesso impianto.

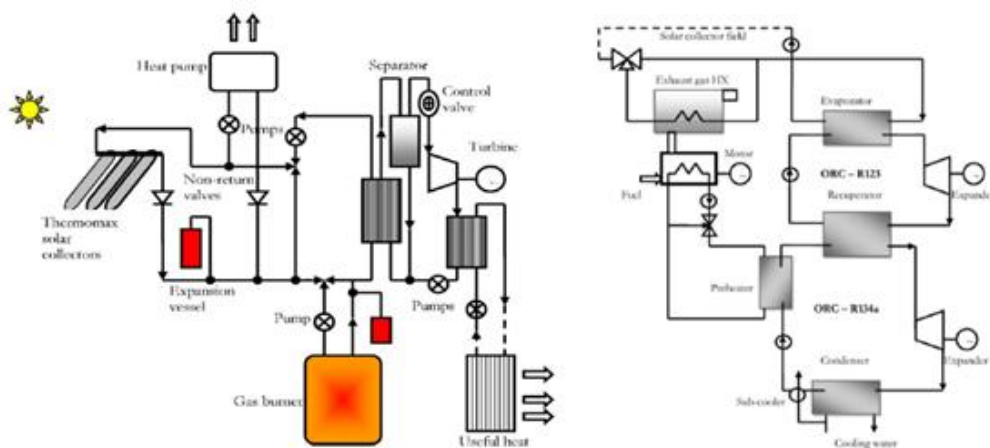


Figura 25: schema d'impianto di un micro-CHP ibrido solare-gas (a sinistra) e di un micro-CHP ibrido solare-motore diesel (a destra)

E' ad esempio possibile aggiungere, in un ORC per applicazione solare, un'altra sorgente termica oltre all'energia solare: si tratta di sistemi ibridi (utilizzati soprattutto nell'ambito del micro-CHP) in cui ai collettori viene affiancato un motore diesel oppure una caldaia (bruciatore a gas), in modo da garantire costantemente un livello minimo di potenza e di calore, anche durante la notte o

durante i periodi in cui la radiazione solare è scarsa, evitando così la presenza di accumuli (Figura 25).

Un'altra soluzione interessante può essere costituita dall'integrazione di un Organic Rankine Cycle per applicazione rinnovabile con un'altra fonte rinnovabile: si può per esempio includere un campo di collettori parabolici in un impianto ORC con fonte geotermica a media entalpia, introducendo così una fonte aggiuntiva ad alta temperatura nel ciclo ed aumentando dunque la produzione di potenza.

Osservando la disponibilità delle risorse naturali sul nostro Pianeta, è evidente come alcune regioni risultino adatte a soluzioni ibride del tipo solare/geotermico: alcune zone della cosiddetta "cintura solare", in cui è presente una buona irradianza, adatta all'installazione di impianti solari, coincidono infatti con zone geotermiche calde, come si può vedere in Figura 26.

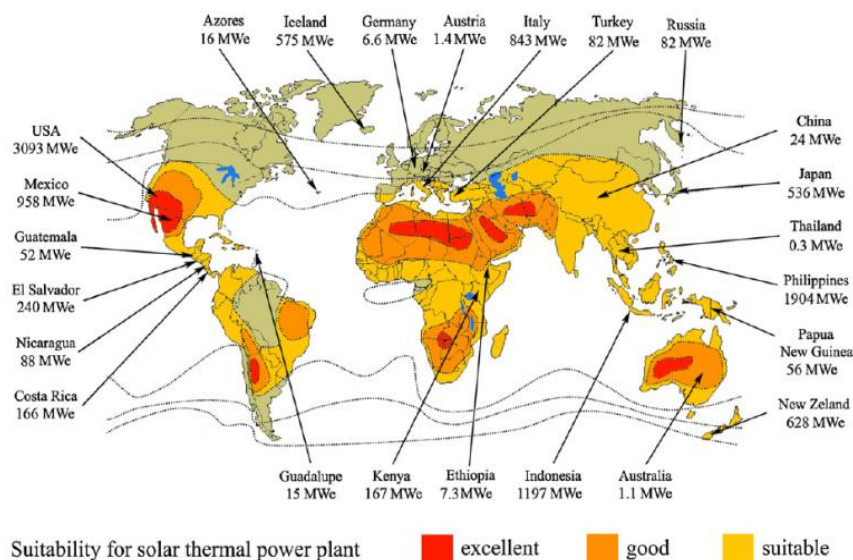


Figura 26: distribuzione di alcuni impianti geotermici esistenti ed indicazione della cosiddetta "cintura solare"

Il punto di partenza è un convenzionale Organic Rankine Cycle per applicazione geotermica, in questo caso supercritico e con rigenerazione:

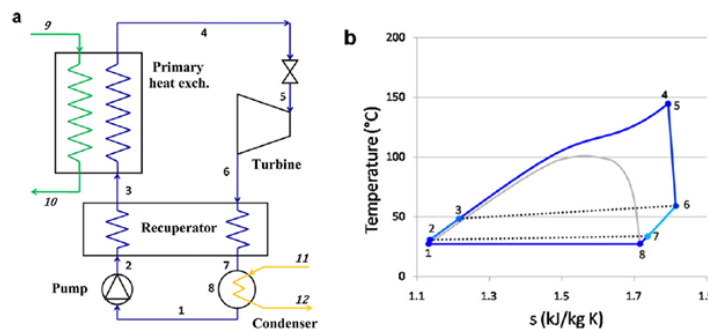


Figura 27: Organic Rankine Cycle per applicazione geotermica con rigenerazione; (a) schema d'impianto, (b) diagramma degli stati termodinamici corrispondenti

Il ciclo ibrido viene costruito ponendo uno scambiatore di calore aggiuntivo dopo lo scambiatore principale dell'impianto di base, aumentando così la portata di massa e/o la temperatura del fluido

organico. La fonte di calore aggiuntiva può essere costituita, come già detto, da un campo solare o da qualsiasi altra fonte, come le biomasse o i combustibili fossili (Figura 28).

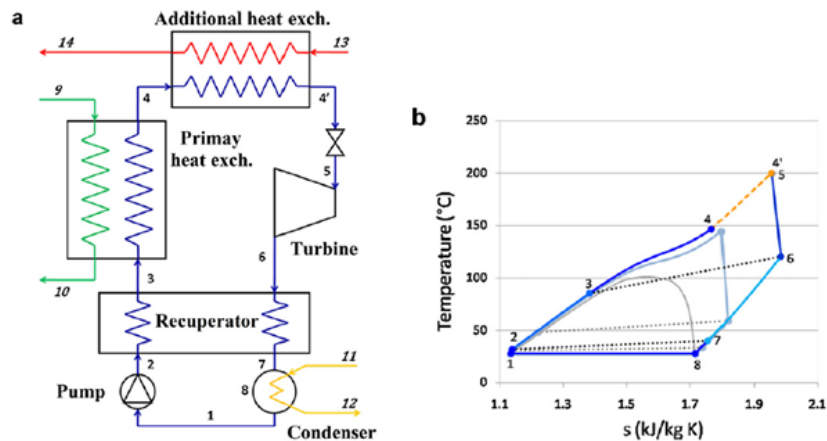


Figura 28: rappresentazione schematica del ciclo ibrido, senza specificare quale sia la fonte di calore aggiuntiva

Nel caso in cui la fonte termica aggiuntiva sia costituita dall'energia solare, si può pensare di aggiungere all'impianto ORC un campo solare costituito da collettori parabolici con un olio sintetico che funga da fluido termovettore. I collettori parabolici sono costituiti da specchi, ricevitore, supporti e sistemi di inseguimento solare, ed il campo solare include le tubazioni ed il sistema di pompaggio per l'olio. Il calore immagazzinato dall'olio grazie al sistema solare viene trasferito al fluido organico mediante lo scambiatore di calore aggiuntivo.

Un impianto di questo tipo può avere alcuni vantaggi: l'impianto solare produce elettricità nelle ore di picco; anche se la presenza di un accumulo termico incrementerebbe la flessibilità dell'impianto ibrido, può non essere necessaria la sua presenza grazie alla continua disponibilità della sorgente geotermica che assicura prestazioni piuttosto buone e può garantire il funzionamento della turbina in sicurezza anche in caso di mancanza di insolazione per brevi periodi. La possibilità di integrazione con un impianto solare o comunque di ibridizzazione, può aumentare l'interesse nei confronti dei campi geotermici a bassa entalpia, largamente diffusi nel mondo [7].

Capitolo 2

Fluidi operativi ed espansori in un Organic Rankine Cycle

L'Organic Rankine Cycle si basa sullo stesso principio del ciclo Rankine a vapore, ma utilizza fluidi di lavoro organici con basso punto di ebollizione anziché acqua per recuperare calore dalle sorgenti termiche a più bassa temperatura: ciò costituisce il primo vantaggio di un ciclo di questo tipo, in quanto può collocarsi nel campo di applicazioni in cui il ciclo a vapore lavorerebbe con scarsa efficienza. Il secondo importante vantaggio di un ORC, sempre legato all'utilizzo di fluidi organici al posto dell'acqua, è che in genere è sufficiente un'espansione a singolo stadio e di conseguenza il sistema complessivo risulta più semplice e più economico in termini di costi di capitale e di mantenimento.

2.1. I fluidi operativi

La scelta del fluido di lavoro è di fondamentale importanza sia per le prestazioni che per gli aspetti economici di un ORC, in quanto influisce sull'efficienza del sistema, sulla taglia dei componenti, sul tipo di espansore, sugli aspetti di stabilità, sicurezza ed ambientali del sistema complessivo e questo giustifica l'ampia ricerca che è stata fatta in quest'ambito, dalla quale si possono ricavare le caratteristiche che deve avere un buon fluido:

- curva di saturazione del vapore con pendenza (ds/dT) positiva o nulla (fluidi isoentropici o secchi);
- elevato calore latente di vaporizzazione;
- elevata densità (fase liquido/vapore);
- elevato calore specifico;
- parametri critici moderati (temperatura e pressione);
- pressioni di condensazione e di evaporazione accettabili (rispettivamente > 1 bar e < 25 bar);
- buone proprietà di scambio termico (bassa viscosità, elevata conduttività termica);
- buona stabilità termica e chimica (stabile alle elevate temperature);
- buona compatibilità con i materiali (non corrosivo);
- buone caratteristiche di sicurezza (non tossico e non infiammabile);
- basso impatto ambientale (basso ODP, basso GWP);
- basso costo e buona disponibilità.

La scelta di un fluido per un ORC risulta complicata, principalmente per le due ragioni seguenti:

1. le condizioni operative e le sorgenti termiche sono molto varie: si va da sorgenti termiche a bassa temperatura (dell'ordine degli 80°C, come per la geotermia od i collettori solari piani) fino a sorgenti ad alta temperatura (500°C, ad esempio ottenuti mediante le biomasse);
2. escluse quelle sostanze le cui temperature critiche risultano troppo alte o troppo basse, centinaia di fluidi possono essere dei validi candidati come fluidi operativi negli ORC, quali ad esempio gli idrocarburi, gli idrocarburi aromatici, gli eteri, i perfluorocarburi, i CFCs, gli alcoli, i silossani, etc.

Si può quindi anticipare come sia del tutto impossibile stabilire un fluido ottimo per qualsiasi applicazione: si avrà piuttosto un set di fluidi adatti a lavorare più o meno efficacemente in relazione ad una determinata sorgente termica ed in determinate condizioni operative.

Tabella 3: parametri di cui tener conto nella scelta di un fluido operativo

Parametri		
termodinamici	ambientali	di sicurezza
1. densità (ρ)	7. ODP	10. tossicità
2. calore latente di vaporizzazione (h_{lv})	8. GWP	11. infiammabilità
3. calore specifico del liquido ($c_{p,l}$)		
4. viscosità (μ)		
5. conduttività termica (λ)		
6. temperatura critica (T_{cr})		

2.1.1. Categorie di fluidi operativi

Oltre che dal punto di vista della struttura e del tipo di atomi della molecola, i fluidi operativi si possono classificare in base alla curva di saturazione del vapore: essa influisce sull'applicabilità del fluido stesso, sull'efficienza del ciclo e sulla disposizione dei componenti associati in un sistema di generazione di potenza.

Partendo dalla rappresentazione sul diagramma entropico, vi sono generalmente tre diverse tipologie di curve di saturazione del vapore:

- a. curve di saturazione del vapore con pendenza negativa: fluidi umidi (esempi tipici sono l'acqua e l'ammoniaca)

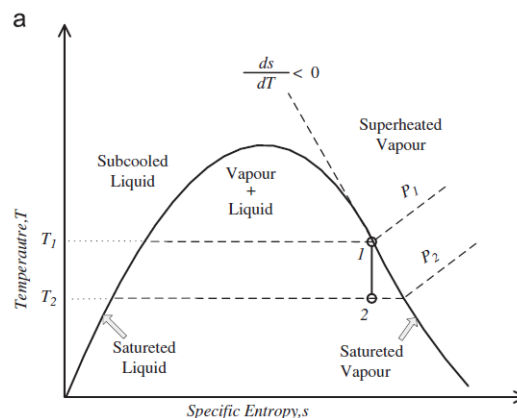


Figura 29: diagramma T-s per un fluido umido

b. curve di saturazione del vapore con pendenza tendente a zero: fluidi isoentropici

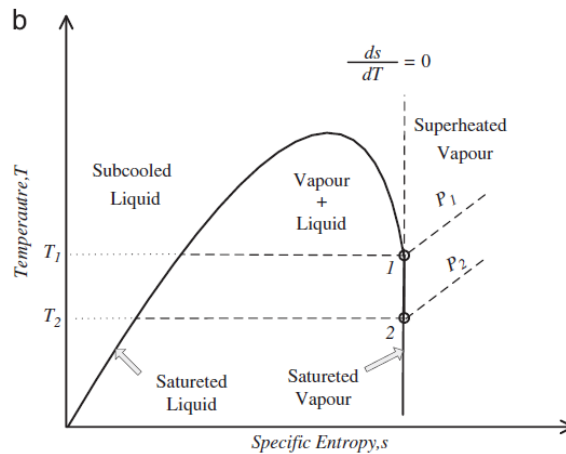


Figura 30: diagramma T-s per un fluido isoentropico

c. curve di saturazione del vapore con pendenza positiva: fluidi secchi

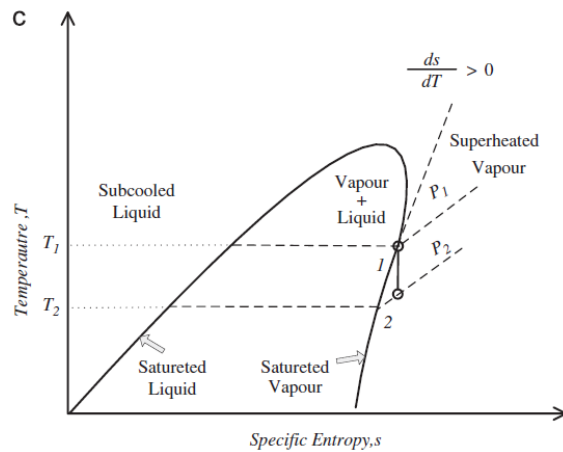


Figura 31: diagramma T-s per un fluido secco

Dal diagramma in Figura 29 si vede come, utilizzando un fluido umido, sia necessario un surriscaldatore, in modo da innalzare la temperatura all'ingresso della turbina per evitare la regione bifase alla fine dell'espansione. A causa della pendenza negativa della curva limite superiore di un fluido umido, il flusso in uscita dalla turbina contiene tipicamente un'abbondante quantità di liquido saturo: la presenza di liquido all'interno della turbina può danneggiarne le palette, oltre che diminuirne il rendimento isoentropico. Tipicamente il titolo minimo all'uscita della turbina è mantenuto al di sopra dell'85% e per soddisfare questo limite è necessario prevedere un surriscaldamento del vapore all'ingresso della turbina. Nella fase vapore, tuttavia, si riduce il coefficiente di scambio termico e questo comporta un significativo aumento dell'area di scambio e di conseguenza dei costi.

Il vapore saturo di un fluido secco, al contrario, diventa surriscaldato a seguito di un'espansione isoentropica.

Un fluido isoentropico ha una curva di saturazione del vapore all'incirca verticale: il vapore, di conseguenza, espande lungo una linea verticale sul diagramma T - s ed il vapore saturo all'ingresso

della turbina rimane saturo durante tutto il processo di espansione senza subire condensazione. La costante condizione di saturazione durante il processo di espansione ed il fatto che non sia necessario installare un rigeneratore rendono gli isoentropici i fluidi operativi ideali per gli ORC.

I fluidi secchi ed i fluidi isoentropici, quando in fase vapore, lavorano in un campo tale che non vi è la necessità di surriscaldamento e quindi di tutto l'apparato ad esso associato, ed inoltre non soffrono del problema creato dall'impatto delle goccioline di liquido sulle palette della turbina, in quanto all'uscita dall'espansore si ha vapore saturo nel caso dei fluidi isoentropici, vapore surriscaldato nel caso dei fluidi secchi. Di conseguenza i fluidi di tipo secco od isoentropico risultano più adeguati all'utilizzo come fluidi operativi in un ORC.

Se il fluido è "troppo secco", però, il vapore espanso lascia la turbina dotato di un sostanziale surriscaldamento, che è una perdita e costituisce un carico di raffreddamento aggiuntivo per il condensatore: generalmente si utilizza un recuperatore per riutilizzare questo calore ed aumentare così l'efficienza del ciclo; d'altra parte, un'operazione di questo tipo costituisce un aumento dei costi d'investimento e della complessità iniziali, quindi è necessario fare una scelta [8].

Vale la pena in quest'ambito fare delle precisazioni in merito alla scelta del fluido operativo per un ciclo supercritico: analogamente a quanto fin qui detto, se il processo di espansione avviene tutto all'esterno della regione bifase (linee tratteggiate in Figura 32), il fluido secco lascia la turbina sostanzialmente surriscaldato, mentre il fluido umido dev'essere surriscaldato per evitare di uscire dall'espansione in condizioni di vapore umido.

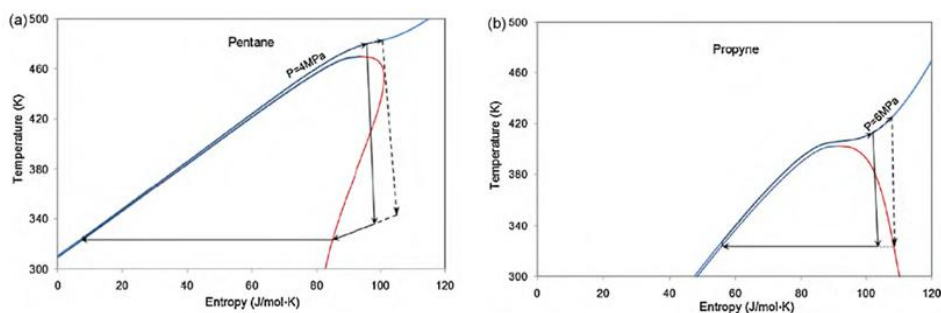


Figura 32: diagramma T-s di un (a) fluido secco e di un (b) fluido umido utilizzati in un ciclo supercritico

Se il processo di espansione attraversa invece la regione bifase (linee continue in Figura 32), il fluido secco esce dalla turbina in condizioni di vapore surriscaldato anche in questo caso, mentre il fluido umido si trova nella regione bifase. In [9-13] F. Bakhtar et al. ricavano come, per i fluidi umidi come l'acqua, il fluido subisca inizialmente un sottoraffreddamento e poi cominci la nucleazione, fino a creare una miscela bifase. Com'è già stato detto, la formazione ed il comportamento di un liquido all'interno della turbina creano dei problemi che possono inficiare le prestazioni della stessa.

Per quanto riguarda i fluidi secchi, D. Y. Goswami in [14] ed O. J. Demuth in [15] e [16] dimostrano come, utilizzando un fluido di tale tipo, nella regione bifase si abbia la formazione solo di gocce estremamente fini (in pratica di nebbia), ovvero non si ha formazione di liquido vero e proprio che potrebbe danneggiare lo strumento di espansione. Viene inoltre dimostrato come le prestazioni della turbina non peggiorino in maniera significativa quando il processo di espansione avviene nella regione umida se non si ha condensazione. In conclusione, anche nel caso in cui in un ciclo supercritico il processo di espansione in turbina avvenga nella regione bifase, i fluidi secchi si comportano meglio di quanto non faccia l'acqua.

Le caratteristiche del fluido creano inoltre delle limitazioni termodinamiche alla quantità di energia che può essere estratta dalla sorgente termica: questo limite dipende dalla temperatura della sorgente stessa e dalla temperatura del mezzo di raffreddamento, ovvero l'aria, l'acqua, etc. In pratica, il quantitativo di energia che si può recuperare è tanto più grande quanto più alta è la temperatura della sorgente e quanto più bassa è la temperatura del serbatoio termico [17].

2.1.2. Proprietà fisiche e termodinamiche

Nel 1964 H. Z. Tabor e L. Bronicki (che avevano brevettato le turbine a fluido organico) proposero il peso molecolare, il punto di ebollizione, la stabilità chimica e la forma del diagramma T - s come più importanti parametri di scelta di un fluido organico da utilizzare come fluido motore in un ORC; da quell'epoca, com'è ovvio, sono stati aggiunti altri parametri di scelta, che rendono ancora più complesso decidere quando ed in che ambito un fluido sia applicabile.

Le prestazioni di sistemi ORC dipendono fortemente dalle proprietà dei fluidi di lavoro, che ne influenzano il rendimento del sistema, le condizioni operative, l'impatto ambientale e la fattibilità economica. I rapporti esistenti tra le proprietà dei fluidi e le prestazioni termodinamiche ed economiche sono nel seguito discussi sia da un punto di vista teorico che analitico.

Tabella 4: parametri e caratteristiche termodinamiche di alcuni potenziali fluidi operativi per un sistema ORC ideale [18]

Fluid	Chemical formula	Molecular weight W	Boiling point (°C)	Critical pressure p_k (MPa)	Critical temperature T_k (K)	Sonic velocity at 298 K (m/s)	Latent heat at boiling point (kJ/kg mol)
HCF-22	CHClF ₂	86.47	-40.5	4.98	369.24	184.189	20,207
HC-40							
Methyl chloride	CH ₃ Cl	50.48	-24	6.681	416.1	242.386	21,644
HCFC-123	C ₂ HCl ₂ F ₃	152.91	27.75	3.606	457.15	128.5	26,005
HCFC-124a	C ₂ HClF ₄	136.5	-12.03	3.616	395.57	137.75	22,654
HFC-125	C ₂ HF ₅	120.02	-48.3	3.595	339.2	148.75	19,276
HFC-134a	C ₂ H ₂ F ₄	102.03	-26.1	4.064	374.3	161.5	22,160
HCFC-142b	C ₂ H ₃ ClF ₂	100.5	36	4.123	410	165.168	21,624
HFC-152a	C ₂ H ₄ F ₂	66.05	-24.2	4.52	386.44	203.16	21,039
HC-170	C ₂ H ₆						
Ethane		30.07	-88.6	4.82	305.5	312.605	14,645
HC-290	C ₃ H ₈						
Propane		44.1	-42.1	4.26	369.9	251.407	18,669
HC-600a	(CH ₃) ₃ CH						
Iso-butane		58.12	-11.7	3.65	408	217.53	21,174
R-401A	(a)	94.44	-32.97	4.604	381.16	173.546	21,476
R-401B	(a)	92.8	-34.67	4.682	379.25	175.247	21,288
R-401C	(a)	101	-28.4	4.366	386.15	166.862	21,906
R-402A	(b)	101.55	-49.19	4.135	348.65	166.042	19,700
R-402B	(b)	94.71	-47.4	4.445	355.75	173.298	19,889
HFC-404A	(b)	97.6	-46.45	3.732	345.22	168.241	19,725
HFC-407C	(c)	86.2	-43.56	4.619	359.89	-	-
HFC-410A	(d)	72.584	-51.533	4.926	345.13	199.503	-
R-508B	(e)	95.39	-88.27	3.926	287.15	-	-

Calore latente di vaporizzazione

Il rendimento termico di un ORC, detto anche rendimento di Primo Principio, può essere scritto come segue:

$$\eta_I = \frac{W_{net}}{Q_{in}} \quad (1)$$

dove W_{net} è il lavoro netto in uscita, Q_{in} il calore in ingresso nel sistema.

Il rendimento exergetico, o di Secondo Principio, descrive l'interazione esistente tra l'Organic Rankine Cycle e la sorgente termica; è definito nell'Equazione (2):

$$\eta_{II} = \frac{W_{net}}{Ex_{in}} \quad (2)$$

dove W_{net} è il lavoro netto in uscita, Ex_{in} è l'exergia in ingresso nel sistema, ovvero quella resa disponibile dalla sorgente.

In [18] viene spiegato come un elevato calore latente di vaporizzazione permetta alla gran parte del calore disponibile di essere fornito durante il processo di cambiamento di fase, evitando quindi la necessità di regolare il surriscaldamento e l'espansione del vapore attraverso la rigenerazione al fine di aumentare l'efficienza: in tale studio si sono confrontati i rendimenti globali di un ciclo teorico a fluido organico con quelli di un ciclo di Carnot tra le stesse temperature operative, dimostrando come il rendimento di ciclo dipenda da caratteristiche termodinamiche quali il punto critico, la forma e l'inclinazione delle curve di saturazione del liquido e del vapore, e così via.

Inoltre, un elevato calore latente di vaporizzazione è associato ad una curva del vapor saturo quasi verticale, che si traduce in una ridotta presenza di umidità durante l'espansione ed evita anche di condensare un fluido surriscaldato [19].

Quando la sorgente termica sono i fumi di scarto da un processo industriale, sono comunque preferibili i fluidi organici con calore latente di vaporizzazione più basso: questo significa che lo scambio termico all'evaporatore avviene quasi interamente a temperatura variabile, di conseguenza il profilo di temperatura del fluido operativo segue meglio il profilo di temperatura del fluido della sorgente termica [20] e la differenza di temperatura tra i due fluidi all'interno dello scambiatore di calore si riduce come in Figura 33 e risulta quindi diminuita l'irreversibilità nel processo di scambio termico.

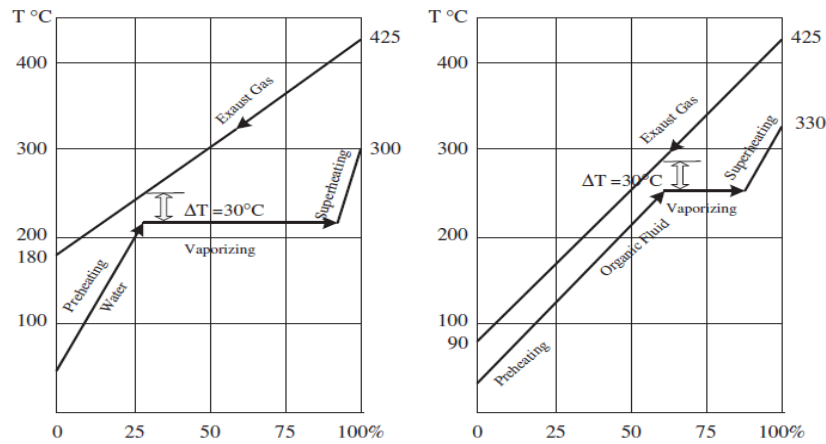


Figura 33: effetti del calore latente di vaporizzazione sul processo di scambio termico

In pratica, anche negli impianti geotermici binari fluidi con calore latente di vaporizzazione non elevato comportano una miglior prestazione globale degli impianti ORC lavorando con vapore saturo all'ingresso della turbina [21].

Il rendimento termico ed il rendimento exergetico risultano poi estremamente influenzati dal rapporto tra il calore latente di vaporizzazione ed il calore sensibile: dallo studio effettuato da U. Drescher e D. Brüggemann in [22] si può ricavare come sia un'elevata temperatura di evaporazione che un elevato rapporto tra calore latente di vaporizzazione e calore sensibile (corrispondente al rapporto tra le entalpie di vaporizzazione analizzato nello studio) comportino un'elevata efficienza di ciclo.

Tabella 5: risultati dello studio eseguito da U. Drescher e D. Brüggemann in [22]

Working fluid	CASN	T_c (K)	p_c (MPa)	p_{max} (MPa)	T_{vap} (K)	$\frac{h_s - h_d}{h_s - h_3}$ (%)	p_{min} (kPa)	T_{con} (K)	η (%)
OMTS	107-51-7	564	1.44	1.34	560	15	13.8	363	22.5
Toluene	108-88-3	592	4.11	2.00	536	42	54.1	363	23.2
Ethylbenzene	100-41-4	617	3.61	2.00	570	36	24.3	363	24.3
Propylbenzene	103-65-1	638	3.20	1.41	573	40	11.4	363	24.9
Butylbenzene	104-51-8	661	2.89	0.92	573	43	5.0	364	25.3

In [23] viene sviluppato, a partire da una semplice analisi termodinamica, un criterio per la scelta di un fluido operativo appropriato: tale criterio si basa su dei numeri adimensionali caratteristici dei diversi fluidi e l'efficienza del ciclo risulta strettamente correlata con tali numeri. In questa analisi termodinamica si giunge a scrivere l'efficienza di ciclo in funzione del numero di Jacob, definito come in Equazione (3):

$$Ja = \frac{c_p T}{h_{lv}} \quad (3)$$

e chiamato così grazie alla sua somiglianza con la definizione originale del numero di Jacob, rapporto tra variazione di entalpia e calore latente:

$$Ja = \frac{c_p (T_{sup} - T_{sat})}{h_{lv}}$$

Da quest'analisi si ricava che all'aumentare del rapporto tra il calore latente ed il calore sensibile aumenta l'efficienza del ciclo e che essa aumenta anche al diminuire del numero di Jacob, ovvero all'aumentare del calore latente.

Tenendo conto di quanto ricavato in [23] ed in particolare del fatto che l'efficienza termica del ciclo possa essere scritta in funzione del numero di Jacob, in [24] si approfondisce quest'analisi legata all'importanza dei numeri adimensionali nella selezione quantomeno preliminare di un set di sostanze da candidare come fluidi operativi di ciclo, definendo una figura di merito nel modo seguente:

$$Figure\ of\ Merit\ (FOM) = Ja^{0,1} \left(\frac{T_{cond}}{T_{ev}} \right)^{0,8} \quad (4)$$

nella quale si crea una relazione tra il numero di Jacob, la temperatura di evaporazione e quella di condensazione; qui, diversamente da quanto fatto in [23], il numero di Jacob è definito come il seguente rapporto:

$$Ja = \frac{c_p \cdot \Delta T}{h_{lv}} \quad (5)$$

dove ΔT è la differenza tra la temperatura di evaporazione e quella di condensazione e h_{lv} è il calore latente di vaporizzazione, ovvero il numero di Jacob è definito come il reciproco del rapporto tra il calore latente ed il calore sensibile di vaporizzazione. I risultati dell'analisi mostrano che più piccola è la figura di merito, e quindi più piccolo è Ja , più alta è l'efficienza termica, confermando così i risultati ottenuti in [22].

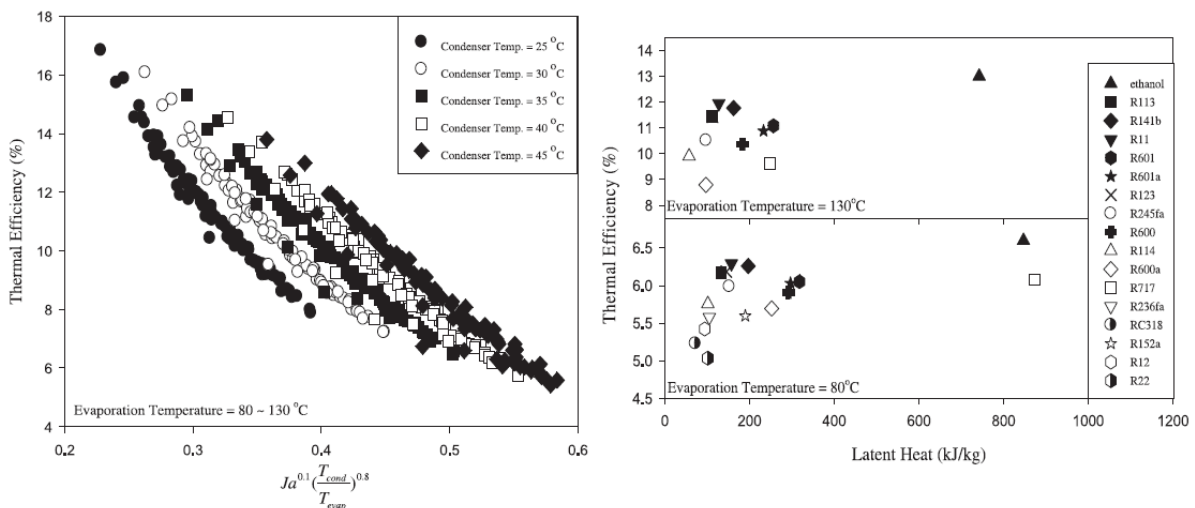


Figura 34: influenza della figura di merito e del calore latente di vaporizzazione sul rendimento di ciclo

Anche il rendimento exergetico (Equazione (2)) dipende dalle proprietà termodinamiche del fluido operativo e del fluido della sorgente termica, nonché dalle condizioni operative del ciclo.

Andando a studiare il rapporto esistente per questo tipo di rendimento si ottiene quanto segue:

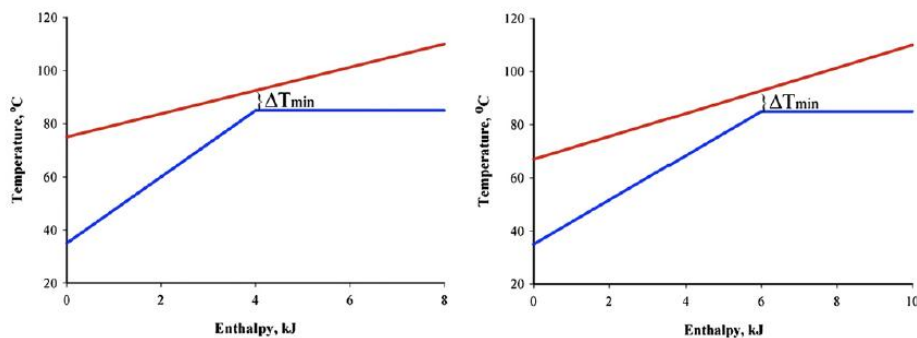


Figura 35: diagrammi relativi agli scambi termici tra il fluido operativo ed il fluido della sorgente: basso calore latente di vaporizzazione in rapporto al calore sensibile (a sinistra), elevato calore latente di vaporizzazione in relazione al calore sensibile (a destra)

In Figura 35 sono riportati i profili termici di due diversi fluidi assieme al profilo del vettore termico della sorgente (si assume che tale vettore non subisca cambiamenti di fase durante lo scambio termico e che la portata molare sia costante, in modo che l'inclinazione del suo profilo termico rimanga costante): si può osservare come i fluidi con un basso calore latente di vaporizzazione in relazione al calore sensibile siano in grado di estrarre un maggior quantitativo di calore dal vettore termico. Si ha dunque che al diminuire del calore latente di vaporizzazione sul calore sensibile aumenta il rendimento exergetico [25]; in queste condizioni, però, le irreversibilità nello scambio termico sono molto rilevanti, causando un decremento del lavoro in uscita e di conseguenza del rendimento termico.

Relativamente al rapporto tra il calore latente di vaporizzazione ed il calore sensibile si può quindi concludere che un suo aumento favorisce il rendimento di ciclo, mentre una sua diminuzione favorisce il rendimento exergetico: si deve quindi tener conto di questi effetti contrastanti quando si sceglia il parametro da ottimizzare in un ciclo.

Va comunque ricordato che il rendimento termico è l'indice di prestazione più appropriato quando si lavori con l'energia solare ed i biofuels, mentre il lavoro netto è più adatto a valutare le prestazioni del calore di scarto e delle applicazioni geotermiche; l'efficienza exergetica, infine, è un utile strumento per la valutazione della qualità dell'energia, che può essere utilizzato in qualsiasi applicazione rinnovabile per analizzare le irreversibilità del sistema.

Densità

La densità del fluido operativo dev'essere elevata sia in fase liquida che in fase vapore, in modo da avere elevate portate di massa ed organi di lavoro di dimensioni ridotte. Un'elevata densità del vapore (ovvero un basso volume specifico) è di primaria importanza, specialmente per quei fluidi che hanno una pressione di condensazione molto bassa: una bassa densità comporta elevate portate volumetriche, di conseguenza aumentano le cadute di pressione negli scambiatori e devono essere aumentate le dimensioni dell'espansore. Tutto questo ha naturalmente un impatto non trascurabile sul costo del sistema [26].

Assumendo trascurabile qualsiasi effetto del numero di Reynolds, il rendimento isoentropico può essere espresso in funzione di due soli parametri [36]:

- Size Parameter, SP: tiene conto delle reali dimensioni della turbina:

$$SP = \frac{\sqrt{\dot{V}_{out}}}{\sqrt[4]{\Delta H_{is}}} = \frac{\sqrt{\dot{m}_{out}/\rho_{out}}}{\sqrt[4]{\Delta H_{is}}} \quad (6)$$

- Volume Flow Ratio (VFR), definito come la variazione del volume specifico attraverso la turbina in un processo isoentropico, tiene conto dell'effetto della comprimibilità durante l'espansione:

$$VFR = \frac{\dot{V}_{out}}{\dot{V}_{in}} = \frac{\rho_{in}}{\rho_{out}} \quad (7)$$

dove \dot{V}_{in} e \dot{V}_{out} sono le portate volumetriche [m^3/s] rispettivamente all'ingresso ed all'uscita della turbina.

Un elevato valore del Size Parameter corrisponde a più grandi dimensioni della turbina: dall'Equazione (6) si ricava che una più alta densità all'uscita della turbina ha un impatto negativo sul SP e quindi la taglia della turbina sarà più piccola.

Bassi valori del VFR consentono di ottenere rendimenti di turbina più alti: per ottenere un rendimento di espansione maggiore dell'80% il VFR dovrebbe essere minore di 50, di conseguenza sarebbe meglio avere un rapporto tra la densità all'ingresso e la densità all'uscita della turbina minore di 50 [27].

Calore specifico

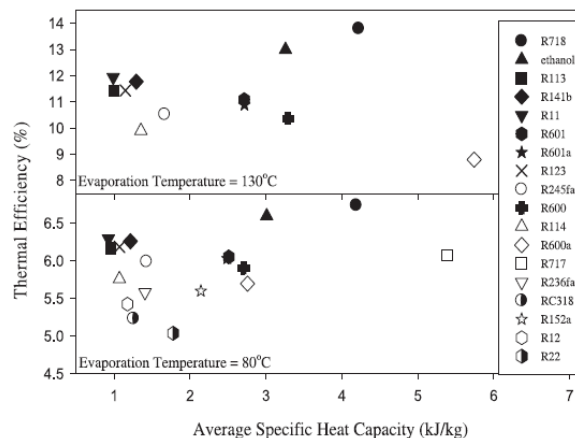


Figura 36: rendimento termico di ciclo in funzione del calore specifico medio [24]

Il calore specifico del liquido dovrebbe essere basso: questo significa avere una curva del liquido saturo nel diagramma entropico quasi verticale, con una conseguente diminuzione della quantità di lavoro consumata dalla pompa ed indirettamente un incremento del lavoro in uscita [19]. Si può infatti notare come in presenza di un elevato calore latente di vaporizzazione e di un basso calore specifico del liquido si apporti al ciclo buona parte del calore durante il cambiamento di fase, non vi sia dunque la necessità di un processo di rigenerazione, e si abbia la cosiddetta "Carnotizzazione

del ciclo" (Figura 37), ovvero ci si avvicini al ciclo ideale di riferimento, con un aumento del rendimento [28].

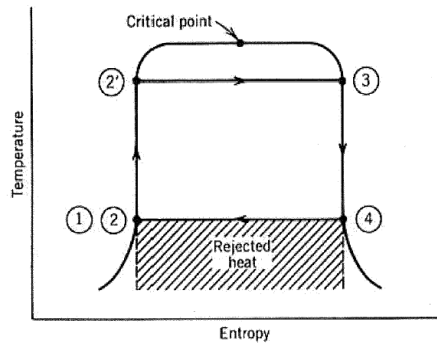


Figura 37: esempio di "Carnotizzazione" del ciclo

Per quanto riguarda il lavoro di pompaggio non è possibile stabilire una correlazione tra esso ed il calore specifico del liquido, come si può evincere dall'espressione relativa alla potenza necessaria ad una pompa per portare il fluido dalla pressione di condensazione alla pressione di evaporazione (Equazione (8)):

$$W_p = \dot{m}_{wf} w_p = \frac{\dot{m}_f (p_{ev} - p_{cond}) v_l}{\eta_p} \quad (8)$$

e questo è confermato dai risultati dei calcoli svolti in [29] e riportati in Tabella 6:

Tabella 6: lavoro specifico di pompaggio, potenza totale di pompaggio e calore specifico ($T_{ev}=80^\circ\text{C}$; $T_{cond}=30^\circ\text{C}$)

Working fluids	w_p [kJ/kg]	W_p [kW]	C_{pl} [kJ/kg/K]
Propylene	5.24	95.29	2.73
Propane	5.2	88.41	2.78
R1234yf	2.25	86.2	1.42
R227ea	1.37	62.13	1.20
R134a	1.91	59.59	1.45
R1234ze	1.78	54.18	1.40
RC318	0.96	43.37	1.13
R152a	1.96	39.74	1.83
R600a	2.47	34.82	2.46
R236fa	0.99	31.79	1.28
R236ea	0.76	22.07	1.27
R245fa	0.69	16.25	1.33
R245ca	0.47	10.32	1.34
MM	0.1	1.81	1.92
Cyclohexane	0.14	1.54	1.85
Benzene	0.11	1.22	1.75
Toluene	0.06	0.59	1.72
MDM	0.01	0.29	1.83

Vogliamo adesso esaminare quale sia l'effetto delle caratteristiche termodinamiche fin qui descritte sul lavoro in uscita dal ciclo: in [28] si dimostra il perché sia preferibile utilizzare un fluido con elevato calore latente, elevata densità e basso calore specifico del liquido, poiché un fluido con elevato calore latente ed elevata densità assorbe più energia dalla sorgente termica, rendendo quindi necessari una minor portata, dimensioni ridotte ed un minor consumo di energia da parte della pompa, mentre in [21] si asserisce che, al contrario, sia meglio avere un basso calore latente perché in questo modo il vapore all'ingresso della turbina arriverebbe dotato di migliori condizioni operative.

Si può comunque svolgere un'analisi teorica ricavando l'espressione della variazione di entalpia durante l'espansione in turbina, in modo da ottenere una conclusione globale.

Il cambiamento di fase di una sostanza è descritto dall'equazione di Clausius-Clapeyron (Equazione (9)):

$$\frac{dp}{dT} = \frac{h_{lv}}{T\Delta V} \quad (9)$$

dove dp/dT è la pendenza della curva di coesistenza delle due fasi in un diagramma $p - T$, h_{lv} è il calore latente, T è la temperatura assoluta e ΔV è la variazione di volume durante il cambiamento di fase; quando la transizione va verso la fase gassosa, il volume specifico può essere pari a diverse volte la dimensione del volume specifico iniziale, quindi si può fare l'approssimazione seguente:

$$\Delta V \equiv \Delta V_{gas} \quad (10)$$

che sarà mantenuta nella trattazione seguente. Inoltre, per semplicità, si assume che il vapore si comporti come un gas ideale: dal momento che del vapore ad alta pressione non può essere approssimato con un gas ideale, questa analisi è solo qualitativa, non viene utilizzata per svolgere dei calcoli accurati.

La legge dei gas ideali è la seguente:

$$V_{gas} = \frac{RT}{p} \quad (11)$$

combinando le equazioni (9) e (11) (tenendo conto dell'approssimazione (10)) ed integrando tra lo stato iniziale 1 e lo stato finale 2 si ottiene il rapporto delle pressioni per ogni punto di coesistenza del diagramma di fase:

$$\ln \frac{p_2}{p_1} = \frac{h_{lv}}{R} \left(\frac{1}{T_1} - \frac{1}{T_2} \right) \quad (12)$$

Dall'equazione (12) si vede come il rapporto delle pressioni di un fluido operativo dipenda dal calore latente una volta definite le temperature di saturazione.

La caduta di entalpia, corrispondente al lavoro specifico in uscita del ciclo, attraverso una turbina, è rappresentata dall'Equazione (13) [30]:

$$\Delta h_{is} = c_p T'_{in} \left[1 - \left(\frac{p_{dis}}{p_{in}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \quad (13)$$

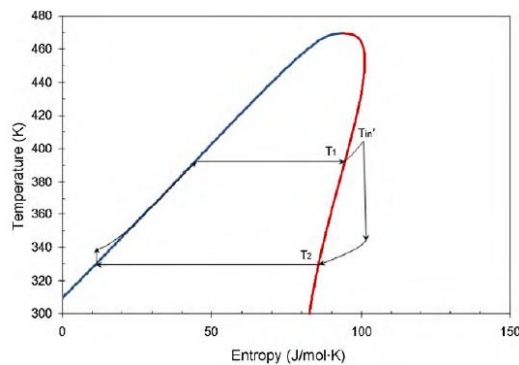
dove $\gamma = c_p/c_v$ è il rapporto tra i calori specifici, T'_{in} è la temperatura all'ingresso della turbina, p_{dis} e p_{in} indicano rispettivamente le pressioni allo scarico ed all'ingresso della turbina; tale espressione per la caduta di entalpia è largamente accettata anche se ricavata nelle ipotesi di gas ideale e calori specifici costanti.

Combinando le Equazioni (12) e (13), si ottiene:

$$\Delta h_{is} = c_p T'_{in} \left[1 - \exp \left(\frac{h_{lv}}{c_p} \left(\frac{1}{T_1} - \frac{1}{T_2} \right) \right) \right] \quad (14)$$

dove T_1 e T_2 sono le temperature di saturazione di due punti sulla curva di coesistenza e $T_1 > T_2$, T'_{in} è la temperatura all'ingresso della turbina e le altre notazioni rimangono le stesse di prima.

L'Equazione (14) dimostra come i fluidi dotati di calore latente più elevato possano dare maggior lavoro in uscita quando le temperature e gli altri parametri siano stati definiti; l'influenza del calore latente può d'altra parte essere spiegata a partire dalla Figura seguente:



A temperature definite, la lunghezza del segmento orizzontale è proporzionale al calore latente: un segmento lungo, ovvero un elevato calore latente, corrisponde alla creazione di un più elevato lavoro perché l'area formata dal processo del ciclo nel diagramma è il lavoro della turbina, risultato in accordo con quanto affermato dall'Equazione (14).

L'Equazione (14), inoltre, fornisce un altro risultato: essa è il lavoro per unità di massa creato dalla turbina, quindi si può dedurre anche che fluidi a più alta densità necessitano di dispositivi più piccoli a parità di potenza prodotta.

In conclusione: fluidi operativi con elevata densità, basso calore specifico del liquido ed elevato calore latente forniscono un più elevato lavoro in uscita dalla turbina [17].

Temperatura critica

La condensazione è un processo necessario in un ORC, supercritico o meno che sia: la temperatura di condensazione di design è normalmente al di sopra dei 300 K, in modo da poter rigettare il calore direttamente in ambiente. Di conseguenza, fluidi con temperature critiche molto al di sotto dei 300 K andrebbero evitati, a causa delle difficoltà che avrebbero a condensare.

D'altro canto, il punto critico di un fluido non dev'essere neanche troppo alto: esso è il picco della linea di saturazione nel diagramma T - s e stabilisce quindi l'intervallo delle temperature operative in cui il fluido può lavorare in forma liquida ed in forma vapore. Le sostanze operative con bassa temperatura critica lavorano in un intervallo di pressioni operative più ampio rispetto a quelle con temperatura critica più alta e questo si traduce in un maggior consumo di potenza da parte della pompa, la quale deve far circolare il fluido ed innalzare la pressione dello stesso da quella presente al condensatore al livello richiesto all'evaporatore.

In Figura 38 si riporta l'andamento del lavoro specifico della pompa w_p , in funzione della temperatura critica, mentre in Figura 39 si riporta l'andamento della potenza assorbita dalla pompa P_p , sempre in funzione della temperatura critica, per diversi fluidi a parità di temperatura di evaporazione e di condensazione:

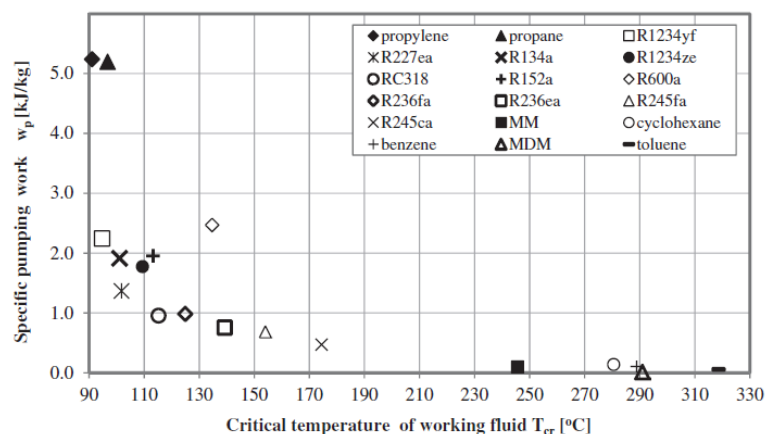


Figura 38: lavoro specifico della pompa per 18 fluidi con diverse temperature critiche ($T_{evap}=80^{\circ}\text{C}$, $T_{cond}=30^{\circ}\text{C}$)

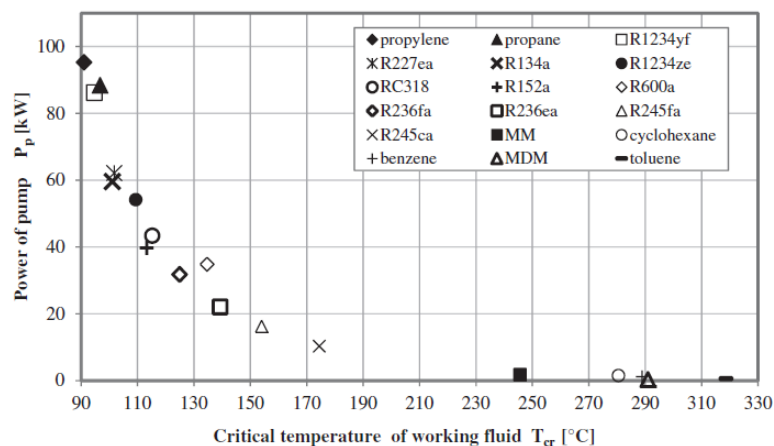


Figura 39: potenza assorbita dalla pompa per 18 fluidi con diverse temperature critiche ($T_{evap}=80^{\circ}\text{C}$, $T_{cond}=30^{\circ}\text{C}$)

Si può notare come il lavoro specifico e la potenza assorbita diminuiscano all'aumentare della temperatura critica, in particolare con temperature critiche al di sopra dei 150°C: più piccola è la temperatura critica del fluido, più ampio è l'intervallo delle pressioni a cui il fluido deve lavorare a parità di differenza di temperatura e più grande è anche la potenza richiesta dalla pompa [29].

Per quanto riguarda il rendimento termico del ciclo, esso risulta una funzione debole della temperatura critica, come si vede dalla Figura 40 [31]:

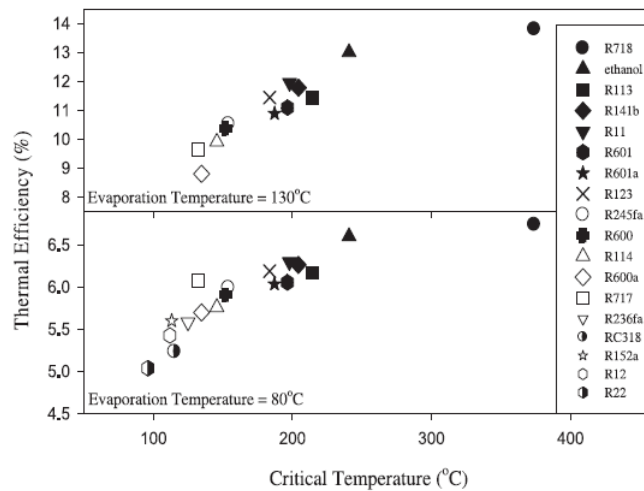


Figura 40: rendimento termico di ciclo in funzione della temperatura critica [24]

In [32] si esegue una selezione preliminare dei fluidi operativi per trovare l'alta e bassa pressione ottime di un ciclo saturo, mantenendo massimo il rendimento di primo principio: i risultati mostrano che utilizzare un fluido con una temperatura critica più alta comporta un rendimento più alto.

Il problema con fluidi di questo tipo è che la pressione di condensazione è bassa e di conseguenza è bassa anche la loro densità all'uscita dalla turbina dopo l'espansione: in pratica l'utilizzo di questi fluidi è legato ad organi dotati di grandi volumi. Al contrario, fluidi come i silossani (fluidi utilizzati soprattutto in applicazioni commerciali cogenerative), che si trovano nel gruppo dell'alta efficienza e bassa densità del vapore, hanno una pressione di condensazione considerevolmente alta, rendendo così vantaggiosa la produzione di calore durante il processo di condensazione a spese di un più basso rendimento di ciclo.

Temperatura di ebollizione

I fluidi operativi devono essere facili da maneggiare in condizioni ambiente, quindi ci si aspetta che la temperatura di ebollizione sia compresa tra 0° e 100°C.

D'altra parte è difficile trovare una relazione generica che correli il punto di ebollizione di un fluido alla sua influenza sui parametri significativi di un ciclo termodinamico. Ad esempio in [33] si determina l'influenza della temperatura di ebollizione (T_{bp}) sul rendimento termico del sistema sia per cicli ORC base che di tipo rigenerativo mettendo a confronto i risultati delle simulazioni effettuate sul R113, R123, R245ca ed isobutano: i risultati mostrano che il fluido a cui corrisponde il miglior rendimento termico è quello con il più alto punto di ebollizione tra i fluidi selezionati.

Tuttavia questo studio considera una cerchia ridotta di fluidi e non è detto che questo risultato rimarrebbe valido se analizzassimo tutti i fluidi o ne confrontassimo diverse famiglie.

Dalla Figura 41 si può comunque ricavare che, almeno per i 18 fluidi in esame, il rendimento termico di ciclo aumenta al crescere del punto di ebollizione:

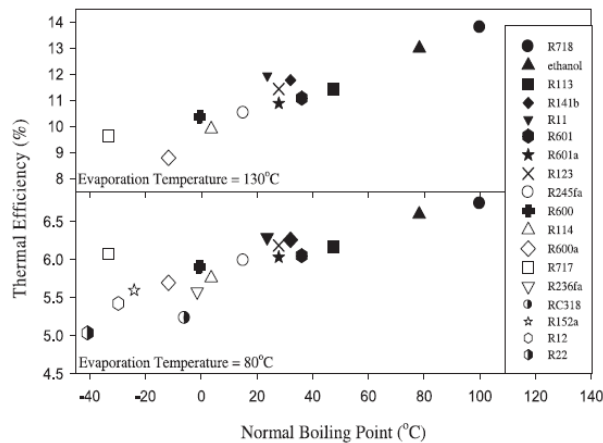


Figura 41: rendimento termico di ciclo in funzione del punto di ebollizione normale [24]

Punto di congelamento

Il punto di congelamento del fluido dev'essere più basso della più bassa temperatura operativa del ciclo.

Peso molecolare

Il lavoro di espansione tende ad essere inversamente proporzionale al peso molecolare: questo significa che le turbine per fluidi pesanti tendono ad avere una bassa velocità periferica ed un piccolo numero di stadi. In generale, le molecole complesse sono anche pesanti e questo caratterizza la maggior parte dei fluidi organici.

Se, come spesso accade, una piccola quantità di lavoro è associata ad un elevato rapporto di espansione, è più probabile che siano i problemi connessi ai fluidi supersonici, piuttosto che al lavoro specifico, ad influenzare il numero di stadi. Inoltre, un elevato peso molecolare ha un impatto positivo sull'efficienza della turbina. Bisogna comunque ricordare che i fluidi con elevata pressione critica ed elevato peso molecolare necessitano di aree di scambio termico più grandi.

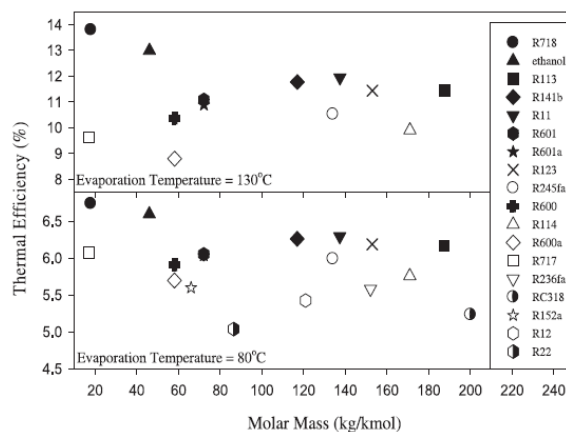


Figura 42: rendimento termico di ciclo in funzione della massa molare [24]

Complessità molecolare

La complessità molecolare è definita come segue:

$$\sigma = \frac{T_{cr}}{R} \left(\frac{\partial s}{\partial T} \right)_{SV, T_r=0,7} \quad (15)$$

dove **SV** sta per vapor saturo, T_r è la temperatura ridotta; si nota subito come la complessità molecolare sia legata alla natura del fluido (secco, umido, isoentropico) in quanto funzione della pendenza della curva limite superiore $\partial s / \partial T$.

Gli effetti qualitativi della struttura molecolare sul valore di σ sono facilmente evidenziati nel caso in cui il vapore saturo sia confrontabile con un gas ideale; in questo caso si ha infatti:

$$\begin{aligned} \sigma &= \frac{T_{cr}}{R} \left[\left(\frac{\partial s}{\partial p} \right)_T \left(\frac{\partial p}{\partial T} \right)_{SV} + \left(\frac{\partial s}{\partial T} \right)_p \right]_{SV, T_r=0,7} = \frac{T_{cr}}{R} \left[-\frac{R}{p} \left(\frac{\partial p}{\partial T} \right)_{SV} + \frac{c_p^0}{T} \right]_{SV, T_r=0,7} \\ &= \left[-\frac{1}{p_R} \left(\frac{\partial p_r}{\partial T_r} \right)_{SV} + \frac{\gamma}{\gamma - 1} \frac{1}{T_r} \right]_{SV, T_r=0,7} \quad (16) \end{aligned}$$

Per le molecole semplici il termine $-\frac{1}{p_R} \left(\frac{\partial p_r}{\partial T_r} \right)_{SV}$ prevale sul termine positivo $\frac{\gamma}{\gamma - 1} \frac{1}{T_r}$, la pendenza della curva di vapor saturo sul diagramma entropico è negativa ed il fluido è un fluido umido. Se invece la complessità molecolare aumenta, il rapporto tra i calori specifici γ diminuisce tendendo ad uno e la pendenza dalla curva limite superiore diventa positiva: più è "positiva", più la struttura molecolare è complessa [34].

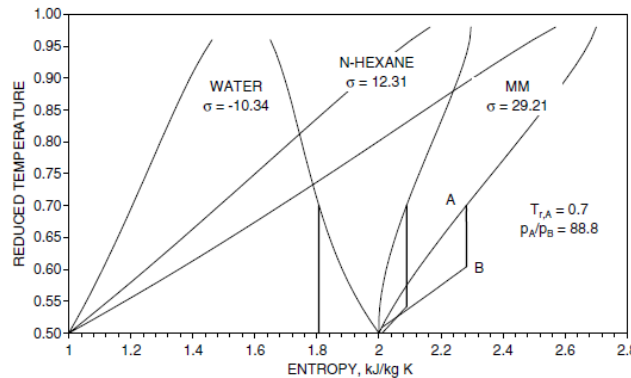


Figura 43: effetti della complessità molecolare σ sulla pendenza della curva del vapor saturo e sul raffreddamento del vapore durante il processo di espansione

La pendenza della curva limite superiore è in prima approssimazione funzione solo del numero di atomi nella molecola, non del loro peso o della loro tipologia: di regola, si ha che la temperatura critica di un fluido aumenta con la complessità molecolare, mentre la pressione critica diminuisce. Inoltre, la complessità molecolare aumenta con il numero di atomi nella molecola. Di conseguenza, l'espansione adiabatica in turbina porta invariabilmente a condizioni di vapore surriscaldato, dove l'entità del surriscaldamento è proporzionale alla complessità molecolare e, più la molecola è complessa, minore è il raffreddamento del vapore durante l'espansione (Figura 43).

Dalla Figura 44 si nota come, con riferimento ai fluidi analizzati, il rendimento termico aumenti con la complessità molecolare: questo accade perché l'aumento di σ è accompagnato da un aumento

della temperatura critica del fluido, rendendo molto più significativo l'effetto della rigenerazione sull'efficienza del ciclo. D'altra parte, il rendimento di recupero diminuisce con σ a causa della presenza della rigenerazione e della significativa quantità di calore scambiata durante l'evaporazione del fluido operativo in confronto a quella scambiata durante la fase di preriscaldamento. Entrambi questi effetti causano un'elevata temperatura di uscita del fluido della sorgente, e questo influenza il rendimento di recupero.

Dal momento che l'effetto dominante è legato all'efficienza di recupero del calore, un aumento della complessità molecolare comporta una diminuzione della potenza in uscita dal ciclo di recupero; questo però non è sempre valido. Vi sono diversi studi che portano ad analisi discordanti: c'è chi infatti dimostra come la rigenerazione sia più efficiente utilizzando fluidi di lavoro con un'elevata complessità molecolare, ad eccezione dei cicloidrocarburi [34, 35].

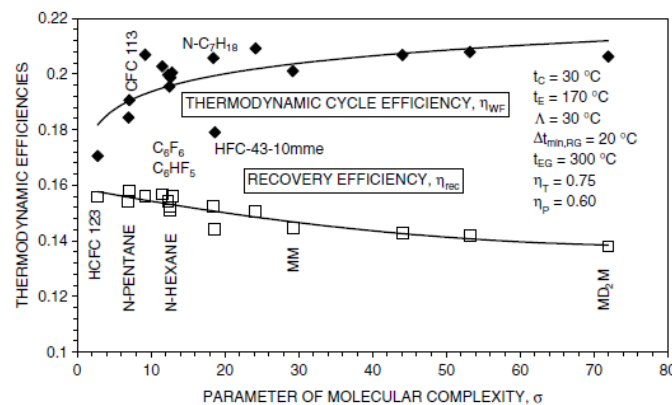


Figura 44: rendimento termico e rendimento di recupero del ciclo in funzione della complessità molecolare

In ogni caso, utilizzando impianti geotermici binari o con calore di scarto, più è alta la complessità della struttura molecolare, minori sono il rendimento del sistema ed il lavoro in uscita: questo significa, più brevemente, che la scelta dei fluidi operativi in base alla complessità molecolare dipende dal tipo di sorgente termica.

Va inoltre sempre ricordato che le caratteristiche dei fluidi hanno un'influenza anche sul design della turbina e degli scambiatori di calore: nella progettazione preliminare di una turbina, ad esempio, più bassa è la complessità della struttura molecolare, minore è il rendimento isoentropico a parità di dimensioni della turbina stessa.

A partire dai due parametri definiti da Macchi e Perdichizzi per la valutazione del rendimento di espansione della turbina si possono ricavare alcune considerazioni generali riguardanti il peso e la complessità molecolare e la loro influenza nei confronti dell'efficienza del processo di espansione.

L'efficienza della turbina è una misura delle irreversibilità di un processo di espansione e quantifica il lavoro perso: dev'essere quindi massimizzata per ottenere il massimo rendimento termico. Il rendimento di espansione è funzione di due fattori: il rendimento meccanico, normalmente molto alto (98-99%), ed il rendimento isoentropico, il quale contribuisce maggiormente alle variazioni nel rendimento complessivo della turbina e dipende da numerosi fattori, inclusa la configurazione della turbina, le condizioni operative e la tipologia di fluido operativo.

In [37] si esegue uno studio sull'espansione dei gas densi e si dimostra come, in termini delle proprietà del fluido operativo, l'efficienza della turbina sia soprattutto influenzata dal peso molecolare, ovvero i fluidi organici con elevato peso molecolare siano più adatti ad ottenere elevati rendimenti in turbina.

Com'è già stato detto nel paragrafo relativo alla densità dei fluidi operativi, in [36] Macchi e Perdichizzi definiscono il Size Parameter ed il Volume Flow Ratio per valutare il rendimento delle turbine assiali.

In particolare, il VFR è stato definito dall'Equazione (7):

$$VFR = \frac{\dot{V}_{out}}{\dot{V}_{in}} \quad (7)$$

Tenendo conto di una forma generale dell'equazione di stato dei gas reali, l'Equazione (7) scritta per il VFR diventa:

$$VFR = \frac{Z_{out}}{Z_{in}} \cdot \frac{T_{out}}{T_{in}} \cdot \frac{p_{in}}{p_{out}} \quad (17)$$

dove Z è il fattore di comprimibilità, il quale quantifica le forze intermolecolari che si manifestano nei gas densi; il fattore di comprimibilità indica il livello di deviazione del comportamento del gas denso da quello del gas ideale, caratterizzato da $Z = 1$.

Nel caso di un fluido con un basso valore della complessità, ovvero di un fluido con struttura molecolare semplice, sia il rapporto tra le temperature che il rapporto tra le pressioni (rapporto di espansione) hanno bassi valori: si può quindi concludere che fluidi meno complessi con elevati valori del fattore di comprimibilità all'ingresso della turbina sono preferibili quando si voglia ottenere un'elevata efficienza della turbina.

Per quanto riguarda il Size Parameter, analogamente all'Equazione (6), esso è definito come segue:

$$SP = \frac{\sqrt{\dot{V}_{out}}}{\sqrt[4]{w_{is}}} = \frac{\sqrt{\dot{m}/\rho_{out}}}{\sqrt[4]{w_{is}}} = \frac{\sqrt{F \cdot MW/\rho_{out}}}{\sqrt[4]{w_{is}}} \quad (18)$$

dove w_{is} è il lavoro isoentropico (ideale) di espansione specifico [J/kg], F è la portata molare [mol/s] e MW è il peso molecolare.

Abbiamo già visto come in [36] si dica che ad un più alto valore di SP corrisponde una più alta efficienza della turbina. Dall'Equazione (18) si ricava come un'elevata portata di massa ed un elevato peso molecolare abbiano un impatto positivo sul SP e di conseguenza sul rendimento di espansione; si ricava inoltre che, in merito all'efficienza della turbina, sono preferibili fluidi meno complessi in quanto corrispondono ad un minor lavoro isoentropico di espansione.

Sommando quindi l'impatto delle proprietà sul lavoro specifico isoentropico e sull'efficienza della turbina vi sono delle notevoli scelte da fare: fluidi con elevata complessità hanno un effetto positivo sul lavoro isoentropico specifico ed un effetto negativo sui parametri che influenzano il rendimento della turbina. Un elevato peso molecolare ha un impatto positivo sull'efficienza della turbina. Un valore più alto del fattore di comprimibilità ha un impatto positivo sia sul lavoro specifico isoentropico che sul rendimento della turbina [25, 37, 38].

Viscosità

E' necessaria una bassa viscosità sia per il liquido che per il vapore in modo da mantenere basse le perdite per attrito negli scambiatori e nelle tubazioni ed un elevato coefficiente di scambio termico con un ridotto consumo di potenza [19].

Conduttività termica

La conduttività termica dev'essere elevata per avere alti coefficienti di scambio termico sia nei condensatori che negli evaporatori [19].

Nel seguito si trattano brevemente gli aspetti legati più alle caratteristiche fisiche e chimiche dei fluidi.

Stabilità del fluido e compatibilità con i materiali

A differenza dell'acqua, i fluidi organici subiscono generalmente sia deterioramento chimico che decomposizione alle alte temperature, di conseguenza la massima temperatura operativa è limitata dalla stabilità chimica della sostanza utilizzata.

In aggiunta a questo, il fluido di lavoro non dovrebbe essere corrosivo e dovrebbe essere compatibile con i diversi materiali con cui viene a contatto, oltre che con l'olio lubrificante.

Ozone Depletion Potential, ODP

L'ODP dipende dalla natura degli atomi costituenti la molecola: è un indice che determina l'abilità delle sostanze chimiche nel distruggere le molecole di ozono stratosferico, di conseguenza si deve lavorare con fluidi a basso, o meglio nullo, ODP.

Global Warming Potential, GWP

Il GWP è un indice che determina il potenziale contributo di una sostanza all'effetto serra e quindi al riscaldamento globale; esso dipende da molti fattori, non solo dalla natura del fluido.

2.1.3. Scelta del fluido operativo: i fluidi puri

Dal punto di vista strutturale e del tipo di atomi presenti nella molecola del fluido, i fluidi operativi di un ciclo ORC possono essere suddivisi in sette categorie principali:

Tabella 7: categorie e caratteristiche dei fluidi puri potenzialmente utilizzabili come fluidi operativi in un ORC

Categoria	Caratteristiche
1. idrocarburi compresi gli idrocarburi lineari (n-butano, n-pentano), i ramificati (isobutano ed isopentano) e gli aromatici (toluene e benzene)	<ul style="list-style-type: none"> • buone proprietà termodinamiche • infiammabili
2. perfluorocarburi (idrocarburi completamente fluorurati)	<ul style="list-style-type: none"> • estremamente stabili ed inerti • struttura molecolare molto complessa • non desiderabili dal punto di vista termodinamico
3. silossani (MM, MM/MDM/MD2M)	<ul style="list-style-type: none"> • interessanti sia per le proprietà termiche che fisiche • basso livello di tossicità • basso livello di infiammabilità • elevata massa molecolare • possibilità di uso prolungato come vettore termico alle alte temperature • spesso disponibili come miscele piuttosto che come fluidi puri

	<ul style="list-style-type: none"> • evaporazione e condensazione isobare ma non isoterme: presentano un glide di temperatura
4. idrocarburi con catene parzialmente sostituite dal fluoro	<ul style="list-style-type: none"> • tra di essi: diversi fluidi con ODP nullo potenzialmente interessanti
5. eteri ed eteri fluorurati	<ul style="list-style-type: none"> • infiammabili e tossici • non desiderabili dal punto di vista termodinamico
6. alcoli	<ul style="list-style-type: none"> • infiammabili • solubili in acqua • non desiderabili dal punto di vista termodinamico
7. fluidi inorganici (inseriti grazie alle loro analogie con i fluidi organici)	<ul style="list-style-type: none"> • diffusi e poco costosi • basso impatto ambientale • creano alcuni problemi operativi

Risulta evidente come, nonostante la varietà e la numerosità dei fluidi potenzialmente utilizzabili come fluidi di lavoro in un Organic Rankine Cycle, nemmeno uno si candida ad essere il migliore, ovvero il "fluido ottimo"; questo è dovuto a diverse ragioni:

- 1) innanzitutto i fluidi non vengono mai studiati tutti assieme: ne vengono analizzate le caratteristiche e l'applicabilità suddividendoli in gruppi di volta in volta diversi secondo le intenzioni degli Autori delle ricerche;
- 2) i diversi tipi di sorgenti e di condizioni portano a fluidi ottimali diversi;
- 3) alcuni fluidi risultano migliori di altri a seconda dell'indice di prestazione scelto.

Inoltre va detto che, mentre nella letteratura scientifica gli studi sulla selezione dei fluidi operativi coprono un ampio range di sostanze, nella realtà solo pochi tipi di fluidi sono utilizzati negli impianti di potenza commerciali (R134a, R245fa, n-pentano, toluene).

Il diagramma in Figura 45 può dare una prima indicazione sul fluido da scegliere in relazione al livello di temperatura della sorgente termica:

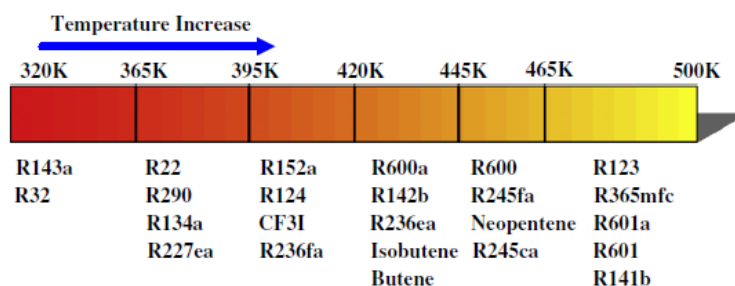


Figura 45: suddivisione dei fluidi in relazione alla temperatura della sorgente termica [39]

questo conferma nuovamente come non vi sia un unico fluido adatto per qualsiasi Organic Rankine Cycle, ma la scelta vada fatta in funzione anche del livello termico della sorgente.

Allo stesso tempo, nella scelta del fluido operativo non si dovrebbero considerare solo le prestazioni termodinamiche (intese come rendimento di primo principio, potenza prodotta, etc.) e l'economia del sistema, ma anche altri fattori, come la massima e minima temperatura accettabili,

la pressione del sistema, considerazioni sul design degli espansori o delle turbine, considerazioni ambientali e sulla sicurezza, e così via.

2.1.4. Scelta del fluido operativo: le miscele

A causa delle temperature variabili delle sorgenti termiche come il calore di scarto o la geotermia, le prestazioni termiche dei cicli ad esse associati sono relativamente basse, in quanto i fluidi puri hanno la caratteristica di bollire e condensare a temperatura costante, e questo comporta grandi differenze di temperatura al generatore di vapore ed al condensatore e dunque ad un inevitabile aumento delle irreversibilità.

Uno dei vantaggi nell'utilizzare le miscele come fluidi operativi nei sistemi di generazione di potenza è costituito dal fatto che il calore può essere fornito o rigettato a temperatura variabile, ma a pressione comunque costante, dal momento che in queste la temperatura di ebollizione varia durante il cambiamento di fase e le miscele binarie evaporano all'interno di un ampio intervallo di temperature. Il processo di scambio termico a temperatura variabile attenua lo sfasamento tra il flusso caldo ed il flusso freddo nei componenti del sistema legati allo scambio termico, riducendo anche la distruzione di exergia [40, 41].

Anche se in alcuni studi iniziali si asseriva che l'utilizzo di miscele zeotropiche potesse migliorare anche il processo di condensazione di un ciclo supercritico, in [41] si dimostra come questo miglioramento sia insignificante o comunque analogo al risultato di un raffreddamento costante mediante una massa d'acqua.

Sia il glide di temperatura che i profili termici dipendono dalla natura, dal numero e dalla differenza tra la temperature critiche dei costituenti della miscela e dalla composizione della stessa; anche se non vi è alcuna regola generale per stabilire queste caratteristiche, si è empiricamente ricavato che miscele di tre o più componenti in proporzioni simili hanno un calore specifico apparentemente costante durante la condensazione, che permette un buon abbinamento alle richieste di calore sensibile (district heating, produzione di acqua calda sanitaria, etc.).

Dalla Figura 46.a si vede come l'andamento quasi-lineare del profilo di temperatura a diverse pressioni di condensazione corrisponda ad un buon abbinamento termico con la richiesta di calore sensibile, mentre miscele di due componenti con una composizione marcatamente sbilanciata producono ampie variazioni nei calori specifici apparenti, con profili di temperatura sfavorevoli all'abbinamento termico, come in Figura 46.b [42].

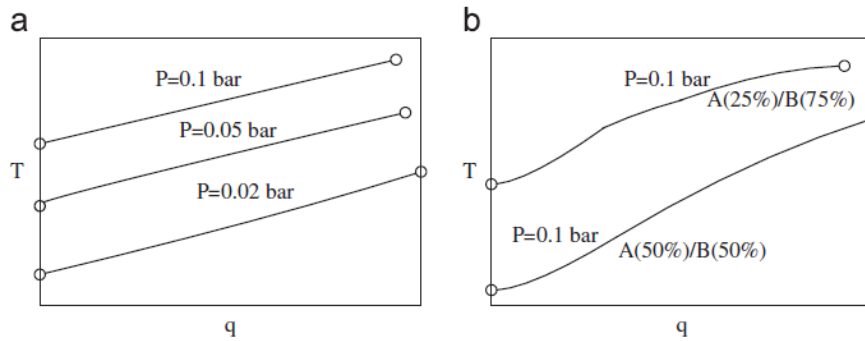


Figura 46: profili di temperatura a diverse pressioni di condensazione per una miscela multi-componente

In generale, le miscele consentono di avere un'ampia varietà per quanto riguarda la scelta del fluido operativo negli impianti ORC; inoltre, una variazione nella composizione della miscela può essere utilizzata per "aggiustare" le proprietà fisiche, ambientali, chimiche o di sicurezza del fluido o per migliorare i parametri di design dei componenti del ciclo.

A causa del cambiamento di fase non isoterma delle miscele zeotropiche, quando il glide di temperatura è ampio, il calore latente di condensazione è parzialmente recuperato per preriscaldare il fluido di lavoro e così aumenta anche l'efficienza del sistema.

Quando si utilizza il raffreddamento ad aria, il processo di condensazione di una miscela zeotropica può ridurre sia l'area frontale del cooler che il consumo di potenza dei ventilatori. Inoltre, l'utilizzo di una miscela zeotropica come fluido operativo può in generale ridurre le dimensioni dei componenti.

Nel campo delle miscele, tuttavia, vi sono ancora molte lacune: è difficile determinare le composizioni ottime e le frazioni relative dei componenti, specialmente tenendo in considerazione la temperatura della sorgente termica, ed i loro effetti sui coefficienti di scambio termico. Questi limiti sono molto più profondi nel campo delle miscele che in quello dei fluidi puri, specialmente per quanto riguarda il processo di evaporazione.

2.1.5. Limiti nella scelta del fluido operativo

Limiti alla pressione di condensazione e di evaporazione

Dal momento che un rapporto delle pressioni più alto comporta una più alta efficienza, è preferibile espandere i limiti delle pressioni più alta e più bassa del ciclo, ma vi sono sempre delle restrizioni di carattere pratico.

In molti studi presenti in letteratura si considera come pressione massima per il fluido operativo 20 bar, oppure la pressione del vapore in corrispondenza della temperatura massima: il limite di 20 bar scaturisce da alcune prescrizioni legali presenti in alcuni Paesi note come "Dampfkesselverordnung (steam boiler code)". Attualmente sono comunque accettabili senza alcun particolare problema strutturale pressioni massime di ciclo anche di 25 bar; in quest'ambito va comunque tenuto conto del costo della strumentazione necessaria.

Per quanto riguarda la pressione di condensazione, è meglio che essa sia più alta della pressione atmosferica, in modo da evitare le infiltrazioni di aria fredda nel sistema che potrebbero ridurre il rendimento.

Si vuole adesso analizzare cosa accade nell'intorno del punto critico: in prossimità della pressione critica, piccole variazioni della temperatura corrispondono a grandi variazioni della pressione che rendono il sistema instabile; in aggiunta a questo, se la curva del vapore saturo nel diagramma T - s è sufficientemente ripida, il fluido attraversa la zona del bifase inizialmente durante l'espansione per poi finire in condizioni di vapore surriscaldato alla fine dell'espansione.

Di conseguenza andrebbe considerata una ragionevole distanza tra il limite più alto del ciclo ed il punto critico del fluido: in [43] viene fornito un metodo per determinare il limite della più alta pressione di evaporazione.

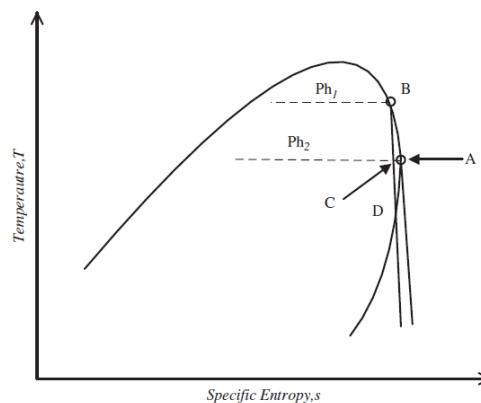


Figura 47: limiti alla pressione massima di ciclo

Come si vede dalla Figura 47, l'inclinazione del diagramma T - s è stata utilizzata per determinare il limite superiore del ciclo Rankine: per evitare la presenza di liquido in ogni singola sezione della turbina, la più alta pressione di ingresso in turbina è la pressione tale che la pendenza del diagramma in quel punto sia uguale ad infinito (punto "A" in Figura). Calcolando i limiti superiori di pressione e temperatura seguendo questo metodo, tuttavia, si ha che per la maggior parte dei fluidi si trascura una gran capacità di produzione di potenza.

Sempre seguendo questo criterio, per ogni fluido si ricavano i seguenti limiti pratici superiore ed inferiore:

Tabella 8: limiti pratici di condensazione ed evaporazione per diversi fluidi secondo il criterio in [43]

Working fluid	Maximum P_{eva} (MPa)	Maximum T_{eva} (°C)	Minimum P_{con} (kPa)	Minimum T_{con} (°C)
Acetone	3.379	213	30.7	25
Benzene	4.067	274	12.7	25
Butane	3.013	138	234.7	25
Butene	2.808	125	297.2	25
C4F10	2.057	107	268.3	25
C5F12	1.803	141	84.7	25
Cis-butene	3.035	142	213.7	25
Cyclohexane	3.665	272	13	25
Decane	1.896	337	5.1	85
Dodecane	1.723	381	5.1	121
E134	2.747	125	212.8	25
Heptane	2.41	258	6.1	25
Hexane	2.68	226	20.2	25
Isobutane	2.89	121	350.5	25
Isobutene	2.877	125	305	25
Isohexane	2.682	216	28.2	25
Isopentane	2.887	177	91.8	25
Neopentane	2.788	152	171.4	25
Nonane	2.059	314	5	65
Octane	2.2	287	5	44
Pentane	2.865	186	68.3	25
R218	1.899	57	867.5	25
R-227ea	2.352	91	455.2	25
R-236ea	2.955	132	205.9	25
R-236fa	2.288	108	272.4	25
R-245ca	2.951	158	100.8	25
R-245fa	2.817	140	149.4	25
R-365mfc	2.712	177	53.4	25
R-C318	2.314	106	312.5	25
Toluene	3.576	307	5.1	31
Trans-butene	2.906	136	234.1	25
R-413A	1.839	59	720.2	25
R-423A	2.966	90	598	25
R-426A	1.562	55	687.8	25

Le limitazioni relative alla pressione di condensazione e di evaporazione possono essere utilizzate per condurre uno screening preliminare dei fluidi operativi.

Limiti alla più alta temperatura di decomposizione

La temperatura all'ingresso della turbina può essere vicina alla temperatura di fiamma, ma i fluidi organici in queste condizioni diventerebbero chimicamente instabili, perciò la massima temperatura del processo è limitata a 600 K [22].

Limiti dei dispositivi di espansione

Come già detto, la scelta dei fluidi operativi ha una forte connessione con il tipo di macchina di espansione utilizzata nell'ORC: quando viene selezionato un fluido operativo, non tutti i tipi di espansori risultano adatti alle condizioni operative imposte; d'altro canto, a causa delle limitazioni insite nei diversi tipi di espansori, la scelta dei fluidi operativi va fatta in combinazione con le limitazioni proprie delle macchine.

Per le turbine ad assetto assiale, esistono diversi parametri da considerare: velocità periferica, velocità di rotazione, velocità specifica, massimo numero di Mach al rotore ed agli ugelli della turbina, etc. Come regola generale, un'elevata velocità periferica è sempre preferibile in quanto

aumenta il lavoro specifico per stadio, ma è comunque limitata dalla resistenza dei materiali sul bordo della ruota. A causa dell'influenza della capacità di resistenza e delle perdite, esiste una velocità di rotazione ottima corrispondente alla massima efficienza. Per ottenere un miglior rendimento isoentropico, la velocità specifica varia tra 0,3 e 0,9. Il massimo numero di Mach nel rotore è stabilito in modo da evitare il soffocamento locale del flusso: generalmente si impone un numero di Mach massimo pari a 0,85. Il massimo numero di Mach agli ugelli della turbina restringe il campo della pressione/rapporto dei volumi massimi ammissibili alla turbina: un numero di Mach troppo alto può diminuire l'efficienza e va evitato.

Gli espansori volumetrici sono principalmente limitati dal volume intrinseco e dal volume spazzato. Il massimo rapporto del volume intrinseco è in genere non superiore a 5; è limitato dalla lunghezza del rotore e dalla resistenza agli sforzi di torsione nel caso di un espansore di tipo a vite e dal numero di rivoluzioni della spirale nel caso di un espansore scroll. La seconda principale limitazione di cui soffrono gli espansori volumetrici è il volume spazzato: esso è legato al massimo diametro del rotore nel caso degli espansori a vite (circa 400 mm) o alla massima altezza della spirale ed al diametro nel caso degli espansori scroll.

Mancano tuttavia delle mappe in grado di riassumere le limitazioni relative ad ogni tipologia di espansore [8].

Limiti ambientali e di sicurezza

Per quanto riguarda gli aspetti ambientali, i riferimenti principali sono l'Ozone Depletion Potential (ODP), il Global Warming Potential (GWP) e l'atmospheric lifetime (ALT). L'ODP ed il GWP rappresentano il potenziale delle sostanze al contributo alla distruzione dell'ozono ed al riscaldamento globale: a causa degli aspetti ambientali, alcuni fluidi sono stati gradualmente eliminati, come R11, R12, R113, R114, R115, mentre altri saranno gradualmente eliminati nel 2020 o nel 2030, come R21, R22, R123, R124, R141b, R142b.

La classificazione di sicurezza dei refrigeranti fatta da ASHRAE è un buon indicatore del livello di pericolosità dei fluidi. Generalmente si vorrebbero caratteristiche quali non-corrosività, non-infiammabilità, non tossicità, ma non sempre queste richieste possono essere soddisfatte oppure possono non essere strettamente necessarie. Alcune sostanze, come l'R601, sono considerate infiammabili, ma questo non costituisce un problema se nei dintorni dell'applicazione non vi sono fonti di ignizione; d'altra parte, anche l'autoignizione è un problema, specialmente per gli alcani più lunghi in presenza di temperature al di sopra dei 200°C.

Inoltre vanno considerati la massima concentrazione ammissibile ed il limite di esplosività [8].

2.2 Gli espansori

Al pari del fluido operativo, il dispositivo di espansione è una delle fondamentali differenze tra un ORC ed un ciclo Rankine a vapore: esso è un componente critico per un sistema ORC che sia relativamente efficiente ed economicamente realizzabile, in quanto ne limita l'efficienza.

In generale, gli espansori possono essere suddivisi in due categorie: le turbomacchine e gli espansori volumetrici, come gli espansori a vite, gli scroll e gli espansori a pistoni reciproci.

Un dispositivo dovrebbe possedere le seguenti caratteristiche: essere pienamente affidabile ed efficiente in un ampio intervallo di condizioni operative, avere il minor numero possibile di parti in movimento, bassi livelli delle vibrazioni e della rumorosità ed essere poco costoso [44].

2.2.1. La turbina

Le turbine utilizzate negli Organic Rankine Cycles non hanno sostanzialmente alcuna differenza rispetto alle turbine a vapore; d'altra parte le proprietà termofisiche dei fluidi organici sono molto diverse da quelle del vapor d'acqua, di conseguenza le turbine utilizzate nei sistemi ORC hanno alcune caratteristiche particolari:

- 1) i fluidi organici hanno una massa molare più grande, quindi la loro velocità del suono è più bassa di quella del vapore. Nel processo di design andrebbero il più possibile evitate le condizioni supersoniche all'uscita degli ugelli, che causano perdite aggiuntive;
- 2) per certe differenze di temperatura, le turbine utilizzate negli ORC hanno un rapporto di espansione più elevato ed una differenza di entalpia più piccola: questo favorisce la costruzione di turbine operanti a più basse velocità periferiche, quindi con minori sollecitazioni meccaniche;
- 3) i fluidi organici hanno densità più alta e volume specifico più piccolo di quello dell'acqua ed il passaggio del flusso e le dimensioni globali delle turbine possono essere più piccoli; inoltre, a causa della pendenza positiva della curva di vapor saturo, il vapore in uscita dalla turbina è ancora surriscaldato e questo può ridurre le perdite legate alla presenza di umidità;
- 4) le turbine per fluido organico hanno configurazioni compatte e piccole taglie, quindi si deve far attenzione al problema dell'eccesso di velocità durante le cadute di carico;
- 5) alcuni fluidi organici sono infiammabili, esplosivi o costosi: dal punto di vista sia della sicurezza che economico, vanno evitate le dispersioni dei fluidi in aria ambiente; per le turbine organiche il mezzo isolante è il gas ed è generalmente vantaggioso adottare una doppia tenuta.

Mentre le turbine assiali a singolo stadio sono comunemente utilizzate in sistemi con elevate portate e bassi rapporti di pressione, le turbine radiali a singolo stadio sono adatte per sistemi con portate più basse, ma rapporti di pressione più alti, che le rendono interessanti negli ORC. Vi sono alcuni vantaggi legati alla scelta di turbine radiali:

- 1) turbine radiali standard possono essere ottimizzate per diverse risorse geotermiche mediante delle piccole modifiche;
- 2) sono in grado di compensare le variazioni di carico mantenendo alti livelli di efficienza in condizioni di off-design utilizzando Variable Inlet Guide Vanes;
- 3) le turbine assiali sono meno sensibili ad una scarsa accuratezza del profilo delle pale rispetto alle turbine assiali: questo le rende capaci di mantenere alte efficienze al diminuire delle dimensioni;
- 4) la manutenzione è più facile rispetto alle turbine assiali perché le pale sono attaccate al mozzo; la stabilità dinamica del rotore è anche migliorata grazie ad una maggior rigidità.

2.2.2. L'espansore scroll

Come tutti i dispositivi volumetrici, l'espansore scroll ha un rapporto volumetrico intrinseco fisso, il quale può dare luogo a due tipi di perdite se il rapporto tra i volumi specifici del sistema non coincide col rapporto volumetrico dell'espansore: le cosiddette perdite di "sotto-espansione" e di "sovra-espansione". Questi due effetti possono considerevolmente ridurre l'efficienza del processo di espansione, ma il più comune è comunque la "sotto-espansione".

Di conseguenza gli espansori volumetrici sono meno adatti nel caso di elevati rapporti di espansione rispetto alle turbomacchine; generalmente, gli espansori a pistone risultano più adatti per applicazioni con rapporti di espansione più elevati perché il loro design permette di avere rapporti volumetrici intrinseci più elevati.

Altre fonti di perdita sono le perdite per attrito, le cadute di pressione, i trafiletti interni e gli scambi termici indesiderati.

Se confrontati con gli espansori di tipo volumetrico, gli scroll sono quelli con la geometria più complessa e possono essere classificati in due categorie: compliant e kinematically constrained. I compliant scrolls necessitano di lubrificazione per operare in maniera efficiente senza che vi siano resistenze significative; i constrained scroll, al contrario, possono lavorare senza lubrificazione.

Un altro vantaggio di questo dispositivo è che non necessita di valvole all'ingresso od all'uscita, riducendo così la rumorosità e migliorando la durata; inoltre, la rotazione relativa tra i punti di contatto offre una minore resistenza rispetto allo scorrimento. Un altro vantaggio legato al movimento rotativo degli scroll è che i contatti, ruotando, creano una tenuta, quindi non sono necessari grandi volumi di olio per la tenuta e si riducono così anche le perdite dello stesso.

L'espansore scroll può avviarsi a qualsiasi carico del sistema senza alcun componente di avvio [45, 46].

2.2.3. L'espansore a vite

Gli espansori a vite sono stati largamente utilizzati come strumenti di espansione negli impianti a ciclo Rankine, specialmente in applicazioni geotermiche e per il recupero del calore di scarto.

Le loro velocità di rotazione possono rendere necessari dei riduttori di giri e degli strumenti per il controllo della velocità. Inoltre, gli espansori a vite elicoidale necessitano di un elevato livello di tecnologia per la loro produzione: la lubrificazione è ottenuta principalmente utilizzando una miscela di fluido operativo ed olio sia come lubrificante tra i rotori che tra i rotori ed il case. Il problema della lubrificazione negli espansori a vite è meno significativo che in altri casi grazie allo spazio relativamente piccolo tra i rotori ed il case, che non crea diminuzioni significative nell'efficienza delle macchine.

Come negli altri dispositivi volumetrici, la tenuta è necessaria per evitare le perdite interne. Per evitare il contatto diretto ma anche permettere una tenuta tra i lobi di ogni rotore, sono stati sviluppati due diversi metodi di lubrificazione: oil-free e con iniezione di olio. La tipologia con iniezione di olio ha un design semplice, economico, molto efficiente ed è largamente diffusa nell'ambito dei compressori. La tipologia oil-free separa completamente l'olio dal fluido operativo evitando il contatto tra i rotori utilizzando degli avvolgimenti lubrificati posti al di fuori della camera di lavoro: queste parti aggiuntive rendono questa categoria considerevolmente più costosa rispetto a quella con iniezione d'olio.

Gli espansori a vite richiedono un preciso controllo numerico per evitare le fughe, specialmente nella tipologia oil-free: a causa delle richieste di forte tenuta, tendono a lavorare meglio con i fluidi umidi. Un fluido secco necessita di ulteriori tenute che aumentano di molto il costo della macchina [8].

2.2.4. L'espansore a pistoncini reciproci

Gli espansori a pistoncini reciproci sono largamente utilizzati nel recupero di calore dei motori a combustione interna.

I pistoncini reciproci sono strumenti complessi che richiedono una precisa sincronizzazione delle valvole di carico e scarico; inoltre richiedono un cosiddetto bilancio primario e secondario. Il bilancio primario è l'effetto causato da una massa che ruota intorno al centro dell'albero, mentre il bilancio secondario è relativo ad una massa che ruota intorno ad un centro che non è concentrico con l'albero.

Sono inoltre soggetti a considerevoli perdite per attrito a causa delle numerose superfici che interagiscono le une con le altre: un contributo primario a tali perdite è dato dagli attriti tra gli anelli dei pistoncini, il pistoncino e la parete del cilindro. In un Organic Rankine Cycle è possibile diminuire questa fonte di perdita dissolvendo dell'olio lubrificante nel fluido operativo.

Tuttavia i dispositivi reciproci hanno anche alcuni svantaggi:

- una pulsazione torcente è un fenomeno comune dovuto alla discontinuità intrinseca associata al numero finito dei pistoncini o dei lobi ed allo spostamento fissato;
- l'affidabilità costituisce sempre un problema utilizzando macchine volumetriche a causa del gran numero di parti in movimento con gli associati problemi di bilancio e, nel caso dei

pistoni, un sistema di lubrificazione per ridurre le fughe nello spazio tra le tenute in movimento e la voluta;

- caratteristiche di emissione scarse a causa delle elevate perdite per attrito attraverso le valvole del sistema;
- difficoltà di lubrificazione quando si utilizza il vapore come mezzo operativo;
- elevati costi di costruzione [8].

2.2.5. L'espansore rotativo

Gli espansori rotativi sono caratterizzati da un'elevata tolleranza nei confronti di un ampio intervallo di titoli del vapore del fluido operativo e forniscono anche alcuni vantaggi, come l'autoavviamento sotto carico e la scarsa produzione di momento torcente. Se confrontati con altri espansori, risultano dotati di una struttura più semplice, più facile manutenzione e costo più basso. I vantaggi includono curve di efficienza pressoché piatte al variare delle condizioni entro un ampio range, basse velocità (intorno ai 3000 rpm) che consentono l'accoppiamento al generatore senza il riduttore di giri, la capacità di operare in presenza di liquido o di vapore umido, minimo mantenimento con piccole richieste di lubrificante e provata operatività con fluidi operativi di tipo organico. Altre caratteristiche positive sono bassi livelli di vibrazione, basse emissioni di rumore ed elevati rapporti volumetrici di espansione, dell'ordine di 10. Inoltre sono in grado di gestire le elevate pressioni.

Durante il funzionamento, il dispositivo dev'essere lubrificato in modo da minimizzare i depositi ed aumentare la tenuta. Un basso numero di superfici a contatto mantiene basse le perdite per attrito: i trafilamenti, infatti, risultano un contributo alle perdite più grosso rispetto all'attrito.

Va sottolineato che la velocità di rotazione di un espansore rotativo è fortemente influenzata dalla pressione e dalla portata del vapore in ingresso. Inoltre, a causa della comprimibilità del vapore e dell'attrito meccanico, la velocità di rotazione dell'espansore non varia linearmente con la pressione al suo ingresso, ma ha un comportamento isteretico. Un'altra caratteristica che distingue questo tipo di espansore è l'iniezione di una quantità libera di olio lubrificante direttamente all'interno della camera di espansione, in modo da sigillare ogni camera da quella vicina, ma anche per lubrificare il contatto tra le palette e lo statore [8, 44].

2.2.6. Confronto e scelta di un espansore

Vi sono diversi parametri di cui si deve tener conto quando si sceglie un espansore: rendimento isoentropico, rapporto delle pressioni, potenza prodotta, necessità di lubrificazione, complessità, velocità di rotazione, bilancio dinamico, affidabilità e costi, ma anche temperature e pressioni operative, trafilamenti, rumorosità e sicurezza.

In Tabella 9 si illustrano le ricerche ed i risultati ottenuti da diversi prototipi; dal momento che le ricerche sono state eseguite in laboratorio, le capacità sono quasi tutte al di sotto dei 2 kW.

Tabella 9: risultati delle ricerche su alcuni prototipi di macchine per espansione

Expander type	Working fluids	Isentropic efficiency (%)	Power [kW]	Rotate speed [rpm]	Pressure ratio
Radial-inflow turbine	R123	48	0.15	17,000	–
Radial-inflow turbine	<i>n</i> -pentane	49.8	1.44	65,000	3.45
Radial-inflow turbine	HFE-301	85	1.50	60,000	1.1
Radial-inflow turbine	<i>n</i> -pentane	40	1.50	60,000	1.3
Radial-inflow turbine	TFE	70–85	5–10	15,000–30,000	4.8
Radial-inflow turbine	R245fa	78.7	32.7	63,000	4.11
Radial-inflow turbine	R123	65	1.36	24,000	5.2
Radial-inflow turbine	R123	68	2.40	40,000	6.3
Scroll expander	R134a	63–65	1–3.5	2400–3600	2.4–4.0
Scroll expander	R123	67, 81, 83	1.2, 1.38, 1.75	3670	8.8, 5.5, 3.1
Scroll expander	R123	45–50	0.14–0.24	600–1400	3.28–3.87
Scroll expander	R134a	70–77	0.5–0.8	1015–3670	2.65–4.84
Scroll expander	R113	65	0–0.46	1800–4800	–
Scroll expander	Water	33.8	11–12	1000–1400	10.54–11.5
Scroll expander	R134a	10–65	0.35–2	300–390	–
Scroll expander	R123	42.5–67	0.4–1.8	1771–2660	2.75–5.4
Scroll expander	R245fa	45–71	0.2–2	–	2–5.7
Scroll expander	Air	–	0.4–1.1	1740–2340	3.66
Screw expander	Air	26–40	0.5–3	400–2900	–
Screw expander	R113	48–76	6–15.5	1300–3600	2.11
Reciprocating piston expander	CO ₂	10.5	24.35	114	2.1
Reciprocating piston expander	CO ₂	62	–	306	2.4
Rotary vane expander	R245fa	43–48	0.025–0.032	2200–3000	21.54–24.17
Rotary vane expander	CO ₂	17.8–23	–	300–1500	–
Rotary vane expander	HFE7000	52.88–55.45	1.66–1.72	841–860	2.063–2.095

Si può notare come la maggioranza delle ricerche riguardino le turbine assiali e gli espansori scroll; il rendimento isoentropico può raggiungere un valore massimo dell'85% utilizzando una turbina radiale, mentre il valore minimo è del 10%. Considerazioni di cui tener conto quando si progetti un sistema reale sono le velocità di rotazione, le più alte comprese nell'intervallo 17000–65000 rpm con turbine radiali, mentre per espansori volumetrici la velocità di rotazione più elevata è pari a 4800 rpm, ed il rapporto delle pressioni è generalmente intorno a 5.

In Tabella 10 si confrontano poi vari tipi di espansori adatti ad essere inseriti in un ORC: con le turbine ad assetto radiale si ottiene la potenza più alta e sono quindi adatte per gli impianti a più alta capacità, mentre per quanto riguarda gli espansori volumetrici, gli espansori a vite e quelli a pistoni reciproci sono i dispositivi in grado di ottenere potenze relativamente elevate, adatti dunque ad impianti di taglia media e piccola. La potenza degli scroll e degli espansori rotativi è minima, per questo sono generalmente impiegati in impianti di taglia piccola o addirittura micro.

Tabella 10: confronto tra diversi espansori adatti ad applicazioni ORC

Type	Capacity range (kW)	Rotate speed (rpm)	Cost	Advantages	Disadvantages
Radial-inflow turbine	50–500	8000–80,000	High	Light weight, mature manufacturability and high efficiency	High cost, low efficiency in off-design conditions and cannot bear two-phase
Scroll expander	1–10	< 6000	Low	High efficiency, simple manufacture, light weight, low rotate speed and tolerable two-phase	Low Capacity, lubrication and modification requirement
Screw expander	15–200	< 6000	Medium	Tolerable two-phase, low rotate speed and high efficiency in off-design conditions	Lubrication requirement, difficult manufacture and seal
Reciprocating piston expander	20–100	–	Medium	High pressure ratio, mature manufacturability, adaptable in variable working condition and tolerable two-phase	Many movement parts, heavy weight, have valves and torque impulse
Rotary vane expander	1–10	< 6000	Low	Tolerable two-phase, torque stable, simple structure, low cost and noise	Lubrication requirement and low capacity

Dal punto di vista della velocità di rotazione, nella turbina monostadio ad assetto radiale essa è piuttosto alta, implicando richieste restrittive sui supporti, sui dispositivi di tenuta dell'albero e sulla resistenza dei supporti delle parti rotanti, risultandone così un elevato costo di progettazione e di produzione. Al contrario, la velocità di rotazione degli espansori volumetrici è bassa, generalmente intorno ai 6000 rpm, e risultano minori necessità per i supporti e per la tenuta all'albero ed è più facile da implementare.

Per quanto riguarda i costi di progettazione e costruzione, le turbine sono molto complesse ed è conveniente applicarle nell'ambito delle alte potenze, mentre i costi di alcuni espansori di tipo volumetrico sono relativamente bassi.

Come sappiamo, un'eventualità che può verificarsi durante il funzionamento del sistema, ad esempio utilizzando fluidi umidi con surriscaldamento limitato all'ingresso dell'espansione, è la presenza di liquido alla fine dell'espansione. Questo può essere causa di danni in turbine ad assetto radiale, ma non per espansori scroll ed a vite, i quali possono sopportare un'elevata quantità di liquido.

Una difficoltà associata all'utilizzo di dispositivi volumetrici è la lubrificazione, che richiede l'installazione di un separatore di olio, aumentando così la complessità del sistema; in alternativa si possono utilizzare macchine oil-free, a danno di peggiori prestazioni volumetriche ed elevate fughe dovute agli spazi presenti tra le parti in movimento.

La ricerca sperimentale nei confronti degli espansori che lavorano con fluidi organici è comunque molto limitata: la maggior parte delle ricerche si rivolge agli espansori esistenti e ad un loro rinnovamento, ma non alla progettazione di dispositivi del tutto nuovi, per la quale sarebbe necessario conoscere anche le caratteristiche aerodinamiche dei fluidi operativi [8, 44].

Capitolo 3

ORCs per applicazione geotermica ed implementazione del codice

In questo lavoro si è analizzato il potenziale degli Organic Rankine Cycles nello sfruttamento delle fonti geotermiche: lo scopo è quello di fornire una valutazione sia dal punto di vista termodinamico che economico ed eseguire l'ottimizzazione di diverse funzioni obiettivo per un ORC operando con una gamma di fluidi operativi per lo sfruttamento di campi geotermici ad entalpia media e bassa (da 90°C a 170°C), ipotizzando che la sorgente geotermica sia composta da acqua pura.

Nel *Capitolo 4* si presenterà l'analisi dei risultati ottenuti, con alcuni confronti tra i diversi cicli ed i diversi modelli.

3.1 L'energia geotermica ed il suo sfruttamento

La temperatura della Terra aumenta all'aumentare della profondità (Figura 48): questa energia del sottosuolo emessa dal centro della Terra è generalmente chiamata energia geotermica.

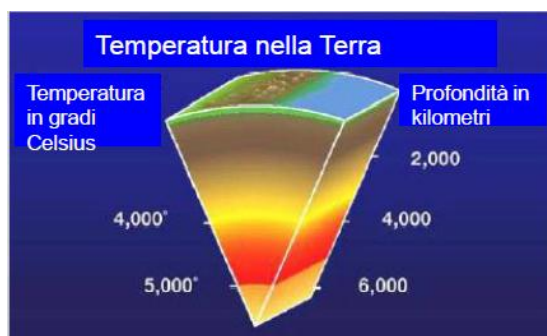


Figura 48: temperature nella Terra in funzione della profondità

Il flusso termico terrestre, ovvero la quantità di calore rilasciata nello spazio dall'interno per unità di area e per unità di tempo, varia da luogo a luogo sulla superficie e varia con il tempo in una stessa località. La potenza prodotta dalla Terra in questo modo è stimata di circa 4×10^{13} W, più del triplo del fabbisogno energetico del mondo. Il gradiente geotermico medio in prossimità della superficie è di circa 300 K/km, ma non è equamente distribuito e quindi alcune località risultano più adatte ad applicazioni geotermiche rispetto ad altre: tali anomalie possono essere sfruttate in processi di riscaldamento e/o nella generazione di elettricità.

La classificazione delle risorse geotermiche si basa generalmente sull'entalpia, o, in maniera del tutto analoga, sulla temperatura, dei fluidi: essi si suddividono in risorse a bassa, media ed alta

entalpia (o temperatura), ma i limiti di ogni categoria non sono univoci e dipendono dall'Autore. In Tabella 11 se ne riportano alcuni esempi:

Tabella 11: classificazione delle risorse geotermiche secondo cinque diversi Autori

	(a)	(b)	(c)	(d)	(e)
Risorse a bassa entalpia	< 90	<125	<100	≤150	≤190
Risorse a media entalpia	90-150	125-225	100-200	-	-
Risorse ad alta entalpia	>150	>225	>200	>150	>190

Un'altra classificazione dei sistemi geotermici fa una distinzione sulla base della natura della fonte geotermica:

- i sistemi geotermici a vapore dominante producono vapore saturo secco o surriscaldato;
- i sistemi geotermici ad acqua dominante producono acqua in fase liquida o miscele di acqua e vapore: sono i più comuni.

L'energia geotermica ha una temperatura compresa tra i 50°C ed i 350°C ed è considerata una fonte rinnovabile: un serbatoio geotermico è infatti una risorsa finita, ma se viene utilizzato al di sotto della potenziale produzione di picco ed il fluido viene re-iniettato nella zona termica geologica da cui è stato estratto, diversi impianti possono essere progettati per funzionare senza significative variazioni della fonte geotermica.

La produzione di energia elettrica da risorse geotermiche avviene utilizzando quattro categorie principali di impianti:

1. impianti a vapore umido a "flash" singolo: il fluido geotermico estratto dal pozzo di produzione subisce un processo di laminazione (il cosiddetto "flash") attraverso una valvola e viene inviato ad un separatore a ciclone, in cui la fase vapore viene separata dalla fase liquida. Il vapore passa poi attraverso un altro separatore per rimuovere eventuali gocce d'acqua e viene inviato alla turbina, in cui espande generando energia elettrica; una volta uscito dalla turbina, viene condensato in un condensatore a superficie e re-iniettato nel pozzo di iniezione.

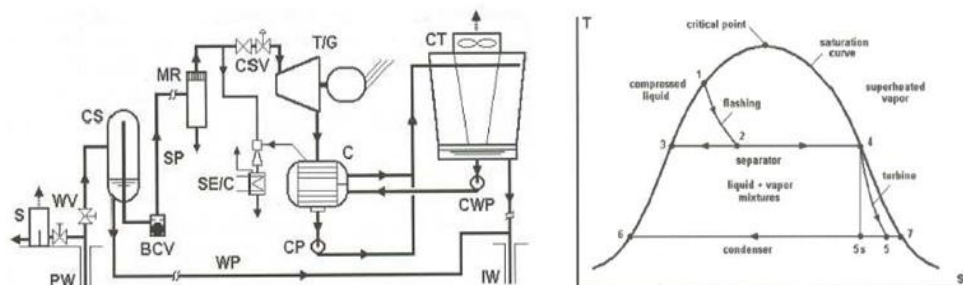


Figura 49: schema d'impianto e diagramma T-s degli stati termodinamici corrispondenti di un impianto a vapore umido a "flash" singolo

Il processo di "flashing" è una trasformazione isoentalpica da liquido pressurizzato (1) ad una miscela di liquido e vapore (2) causata dall'abbassamento della pressione al di sotto della pressione di saturazione corrispondente alla temperatura del fluido geotermico.

- impianti a vapore umido a doppio "flash": rispetto agli impianti descritti al punto precedente, in questo caso viene effettuato un secondo processo di laminazione sul liquido in arrivo dalla prima separazione, al fine di generare del vapore aggiuntivo che tuttavia è ad una pressione più bassa rispetto al vapore generato nel primo separatore.

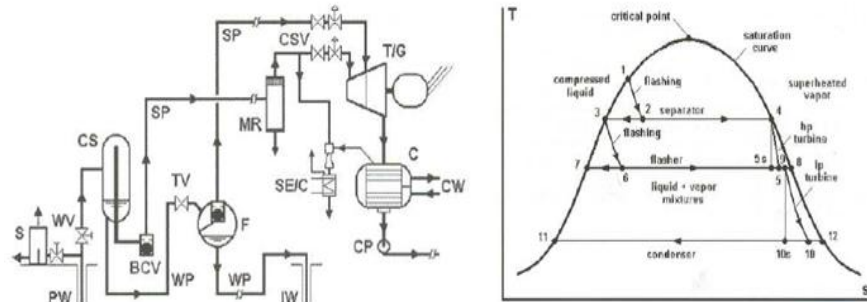


Figura 50: schema d'impianto e diagramma T-s degli stati termodinamici corrispondenti di un impianto a vapore umido a "flash" doppio

Rispetto al caso precedente si ha quindi l'aggiunta di un separatore a "flash" e della linea di vapore di bassa pressione dal secondo separatore alla turbina che si aggiunge a quella di alta pressione dal separatore a ciclone.

Negli impianti con separatore a flash, singolo o doppio che sia, si lavora in maniera generalmente più efficiente utilizzando un fluido geotermico ad alta pressione ed alta temperatura.

- impianti a vapore surriscaldato: il vapore estratto dal pozzo di produzione passa dapprima attraverso un organo preposto alla rimozione delle particelle solide e poi attraverso un altro organo che si occupa della rimozione delle gocce di liquido, per poi essere inviato alla turbina in cui espande producendo energia elettrica. Al solito, viene poi condensato e re-iniettato nel sottosuolo.

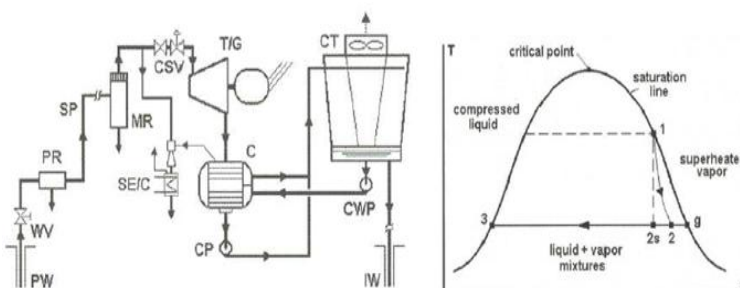


Figura 51: schema d'impianto e diagramma T-s degli stati termodinamici corrispondenti di un impianto a vapore surriscaldato

Gli impianti di questo tipo sono più semplici e meno costosi rispetto agli impianti con laminazione e separazione poiché dal serbatoio si ha estrazione diretta di vapore; nel mondo, tuttavia, vi sono pochissimi campi geotermici di questo tipo (Larderello in Italia, The Geysers in California e Matsukawa in Giappone sono i più noti).

- impianti a ciclo binario: si tratta degli Organic Rankine Cycles.

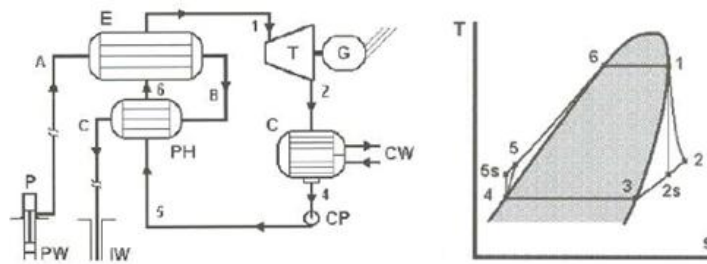


Figura 52: schema d'impianto e diagramma T-s degli stati termodinamici corrispondenti di un ORC con ciclo binario per applicazione geotermica

Sono generalmente utilizzati con fonti geotermiche a media e bassa temperatura: a differenza degli impianti a carbone od a combustione di gas, gli ORC a ciclo binario devono essere progettati specificatamente per sfruttare al meglio la temperatura ed il flusso disponibili dalla particolare risorsa geotermica.

Ognuna di queste tecnologie ha un diverso campo di applicazione relativamente alla temperatura della sorgente ed anche diverse prestazioni e costi, come si vede in Tabella 12.

Tabella 12: confronto tra i diversi impianti geotermici [2]

Type	Resource temperature (°C)	Utilization efficiency (%)	Plant cost and complexity
Double-flash	240-320	35-45	Moderate ► high
Dry-steam	180-300	50-65	Low-moderate
Single-flash	200-260	30-35	Moderate
Basic binary	125-165	25-45	Moderate ► high

3.2 Configurazioni di impianto analizzate

Vista la loro influenza sulle prestazioni del sistema, in questo studio si analizzano tre diverse configurazioni di impianto, per le quali sono stati realizzati tre modelli per simularne il funzionamento al variare del fluido motore di ciclo:

- caso (a): ciclo standard

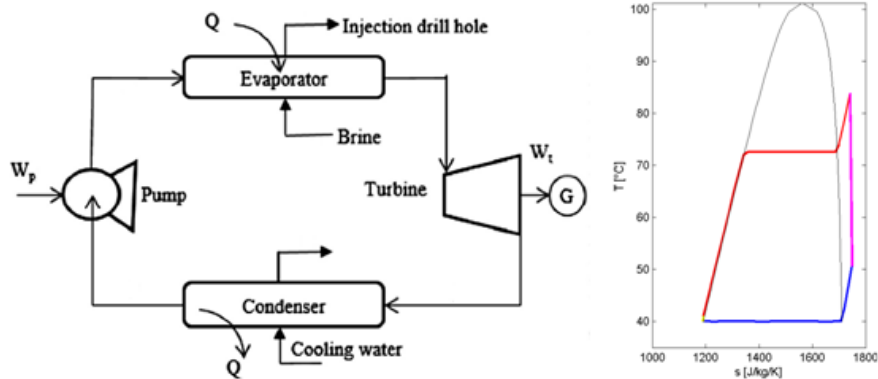


Figura 53: caso (a,) ciclo standard

Nel ciclo standard (caso (a)) il vapore viene espanso attraverso una turbina; dopo l'espansione, viene condensato, compresso per mezzo di una pompa che lo invia all'evaporatore in cui vaporizza fino allo stato di vapore surriscaldato, condizione in cui entra nella turbina.

I componenti principali sono quattro: l'evaporatore, all'interno del quale il fluido organico scambia calore con il fluido geotermico estratto dal pozzo, la turbina di espansione collegata ad un generatore, il condensatore, all'interno del quale il fluido operativo si raffredda scambiando calore con acqua, la pompa di alimento necessaria per portare il fluido dalla pressione di evaporazione alla pressione di condensazione.

- caso (b): ciclo con recupero

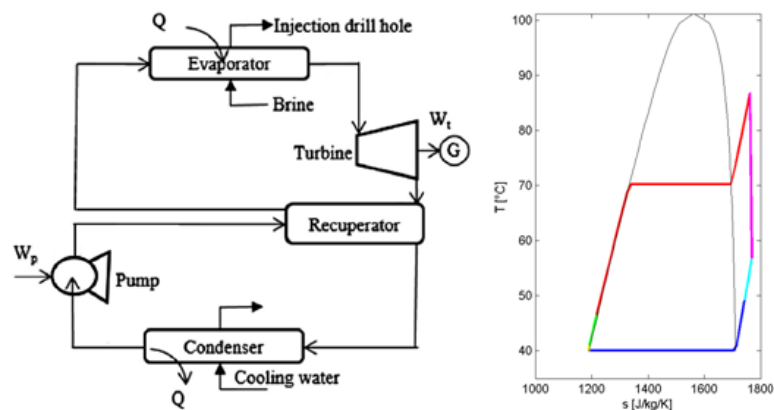


Figura 54: caso (b,) ciclo con recupero

Il ciclo recuperativo (caso (b)) viene chiamato così perché è in grado di recuperare una porzione di calore dal fluido in uscita dalla turbina mediante l'aggiunta di uno scambiatore

di calore (detto, appunto, rigeneratore), il quale preriscalda il liquido ad alta pressione all'uscita dalla pompa, prima che entri all'evaporatore; la sorgente termica si trova quindi a scambiare calore con un fluido più caldo.

- caso (c): ciclo rigenerativo

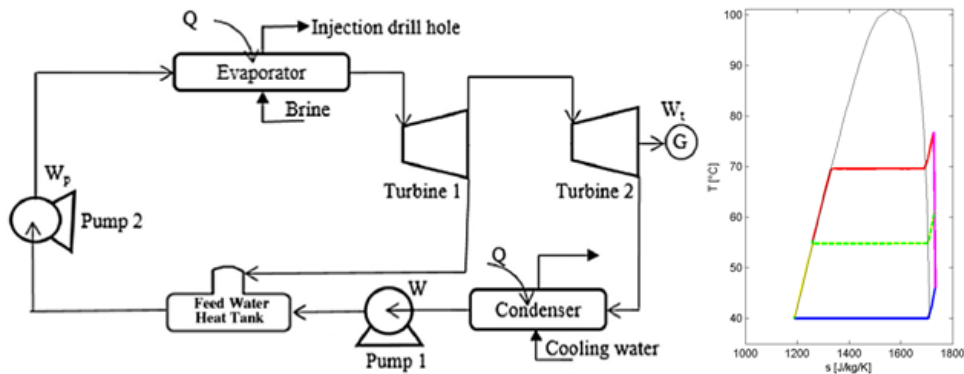


Figura 55: caso (c) ciclo rigenerativo

Nel ciclo rigenerativo (caso (c)) si hanno una turbina di alta ed una di bassa pressione: dalla turbina di alta pressione, mediante uno spillamento, si ottiene una porzione di vapore caldo utilizzato per preriscaldare il fluido prima del suo ingresso all'evaporatore. Tale scambio termico permette di evitare la presenza del recuperatore, ma il ciclo risulta più complesso rispetto ai precedenti perché, oltre ai due livelli di pressione, si ha uno scambiatore a miscela e sono quindi necessarie due pompe, una di alta ed una di bassa pressione.

3.3. I codici di calcolo

In ambiente Matlab®, per ognuno dei modelli descritti al paragrafo precedente, è stato implementato un codice in grado di realizzare l'ottimizzazione di tre diversi parametri di interesse al variare sia della temperatura della sorgente termica che del pinch point all'evaporatore.

Contrariamente a quanto attualmente accade nella maggior parte delle applicazioni commerciali, in cui vengono utilizzati un numero limitato di fluidi organici, in questo studio si considera un gran numero di fluidi, in modo da coprire un ampio intervallo di pressioni e temperature critiche, pesi e complessità molecolari. Il codice sviluppato è integrato con il database del software commerciale Refprop9®, il quale utilizza equazioni di stato accurate per fornire le proprietà termodinamiche di un gran numero di fluidi.

3.3.1. Parametri da ottimizzare

Nel campo degli Organic Rankine Cycles la grande varietà di fluidi operativi potenzialmente utilizzabili e di configurazioni di ciclo implica l'impossibilità di compiere una scelta univoca relativamente al fluido ed ai parametri di ciclo per lo sfruttamento di una data sorgente termica: in questa sede si è creato un codice con lo scopo di definire la combinazione ottimale di fluido operativo, configurazione e parametri del ciclo in funzione dell'obiettivo da ottimizzare e del tipo di impianto impiegato. Si è eseguita un'analisi sia termodinamica che economica considerando una sorgente geotermica nell'ambito delle medie e basse temperature: la temperatura della fonte è stata fatta variare da 90°C a 170°C con passo di 20°C, contemporaneamente è stato fatto variare il pinch point all'evaporatore dai 5 K ai 20 K con passo di 5 K.

I risultati si riferiscono alla simulazione del funzionamento di 56 diversi fluidi.

Le funzioni obiettivo che si è scelto di ottimizzare sono:

- 1) la potenza elettrica prodotta: ai fini della progettazione di un impianto geotermico reale risulta una misura delle prestazioni più rilevante di quanto non sia il rendimento termico. E' importante infatti sottolineare che l'efficienza del ciclo è un parametro utile solo per interpretare i risultati ottenuti, ma nell'ambito degli impianti geotermici non può essere utilizzato come parametro di ottimizzazione in quanto un aumento del rendimento di ciclo può ridurre il recupero del calore;
- 2) il rendimento exergetico: è una misura dello sfruttamento della sorgente termica;
- 3) l'Indice di Profittabilità: un'analisi termodinamica, infatti, non può da sola dare delle indicazioni esaustive riguardo a quale sia il fluido ottimo da utilizzare come fluido operativo del ciclo, soprattutto a causa del diverso comportamento termico e volumetrico dei fluidi, che influenza le prestazioni, le dimensioni ed i costi dei componenti dell'impianto. Di conseguenza, un'ottimizzazione completa dovrebbe comprendere un'analisi economica o come minimo un'analisi della taglia e della realizzabilità dei principali componenti di un impianto (scambiatori di calore e turbomacchine).

Si hanno quindi due funzioni di carattere termodinamico ed una di tipo economico, quest'ultima legata alle stime che si sono fatte sui costi e quindi caratterizzata da risultati meno precisi rispetto agli altri due parametri.

I tre parametri di ottimizzazione vengono poi utilizzati come termini di confronto tra le diverse soluzioni, come verrà spiegato in maniera estesa nel *Capitolo 4*.

3.3.2. Descrizione del codice

Com'è già stato detto, per rendere l'analisi più utile e completa si sono definite tre diverse configurazioni di ciclo, per ognuna delle quali è stato implementato un codice mediante il software Matlab® in cui è stato integrato Refprop9®, necessario per reperire le proprietà termodinamiche dei fluidi: nella costruzione del codice si è quindi tenuto conto dei limiti entro i quali sono valide le equazioni di stato (EOS, Equation of State) mediante le quali i fluidi e le loro proprietà sono definiti.

In Tabella 13 si riporta la lista dei fluidi utilizzati con le loro principali caratteristiche (quando note) ed i limiti delle EOS ad essi relative ricavati dal database di Refprop9®.

L'ampia varietà di fluidi considerati permette di analizzare differenti configurazioni di ciclo con la possibilità di scegliere la combinazione del fluido operativo e dei parametri di design in grado di massimizzare le performance dell'impianto.

Tabella 13: elenco dei fluidi di cui si è simulato il funzionamento e loro principali caratteristiche

Fluid		Physical Data				Safety Data		Environmental Data			EOS limits	
Short Name	Full Chemical Name	Molecular Mass [kg/kmol]	NBP [°C]	T _{cr} [°C]	p _{cr} [bar]	LFL [%]	Std 34 Safety Group	Atmospheric Life [yr]	ODP	GWP ₁₀₀	T [K]	p [MPa]
ACETONE	propanone	58,08		146,18	47,00						178,5 - 550	700
1BUTENE	1-butene	56,11		146,18	40,05						87,8 - 525	70
BENZENE	benzene	78,11	80,1	298,00	48,80						278,674 - 725	500
TOLUENE	methylbenzene	92,14		319,00	41,30						178 - 700	500
CYCLOHEX	cyclohexane	84,16		280,00	40,70		A1				279,47 - 700	250
CYCLOPRO	cyclopropane	42,08	-31,5	124,00	54,80	2,4		0,44	0	3	273 - 473	28
CYCLOPEN	cyclopentane	70,13	49,4	238,54	54,80	1,1		0,007	0	11	179,7 - 550	250
C2BUTENE	cis-2-butene	56,11		162,60	42,26						134,3 - 525	50
D4	octamethylcyclotetrasiloxane			312,00	13,10						290,25 - 673	30
D5	decamethylcyclopentasiloxane			346,00	11,60						300 - 673	30
D6	dodecamethylcyclohexasiloxane			371,00	9,50						270,2 - 673	30
DMC	dimethyl ester carbonic acid	90,08		284,23	48,35						277,06 - 600	60
DME	methoxymethane	46,07	-24,8	127,00	53,70	3,4	A3	0,015	0		131,66 - 525	40
ETHANOL	ethyl alcohol	46,07		241,00	40,60						159 - 650	280
CSF12	dodecafluoropentane			147,00	20,50						148,363 - 500	30
ISOBUTAN	2-methylpropane	58,12	-11,7	135,00	36,35	1,6	A3	0,016	0	3	113,73 - 575	35
IPENTANE	2-methylbutane	72,15	27,8	137,00	33,70	1,3	A3	0,009	0	3	112,65 - 500	1000
MD2M	decamethyltetrasiloxane			326,00	12,20						205,2 - 673	30
MD3M	dodecamethylpentasiloxane			354,00	9,30						192 - 673	30
MD4M	tetradecamethylhexasiloxane			380,05	8,77						300 - 673	30
MDM	octamethyltrisiloxane			291,00	14,40						187,2 - 673	30
METHANOL	methanol	32,04		240,00	81,00						175,61 - 620	800
NEOPENTN	2,2-dimethylpropane	72,15	9,5	160,00	31,60	1,4			0	3	256,6 - 550	200
PROPYLEN	propene	42,08	-47,6	91,10	45,55	2,7	A3	0,001	0	3	87,953 - 575	1000
PROPYNE	propyne			129,23	56,26						273 - 474	32
R1233zd	1-chloro-3,3,3-trifluoroprop-1-ene			165,60	35,71						195,15 - 550	100
R1234yf	2,3,3,3-tetrafluoroprop-1-ene	114,04		94,70	33,80		A2L			4	220 - 410	30
R1234ze	trans-1,3,3,3-tetrafluoropropene	114,04		109,37	36,36		A2L			7	168,62 - 420	20
R124	1-chloro-1,2,2,2-tetrafluoroethane	136,48	-12	122,00	36,20	none	A1	5,9	0,02	470	120 - 470	40
R125	pentafluoroethane	120,02	-48,1	66,00	36,30	none	A1		0	2800	175,52 - 500	60
R134a	1,1,1,2-tetrafluoroethane	102,03	-26,1	101,00	40,60	none	A1	13,4	0	1300	169,85 - 455	70
R141b	1,1-dichloro-1-fluoroethane	116,95	32	204,00	42,10	5,8	A2	9,2	0,11	600	169,68 - 500	400
R142b	1-chloro-1,1-difluoroethane	100,5	-9,1	137,00	40,60	8	A2	17,2	0,07	1800	142,72 - 470	60
R218	octafluoropropane	188,02	-36,8	73,00	26,80	none	A1	2600	0	7000	125,45 - 440	20
R143a	1,1,1-trifluoroethane	84,04	-47,2	73,00	37,60	8,2	A2L	47,1	0	3800	161,34 - 650	100
R152a	1,1-difluoroethane	66,05	-24	112,00	44,50	4,8	A2	1,5	0	140	154,56 - 500	60
R21	dichlorodifluoromethane	102,92	8,9	178,00	51,80	none	B1	1,7	0,04	151	200 - 473	138
R22	chlorodifluoromethane	86,47	-40,8	96,00	49,90	none	A1	11,9	0,06	1500	115,73 - 550	60
R227ea	1,1,1,2,3,3,3-heptafluoropropane	170,03	-16,3	101,00	28,70	none	A1	38,9	0	2900	146,35 - 475	60
R236ea	1,1,1,2,3,3-hexafluoropropane	152,04	6,2	139,00	34,10	none		11	0	710	240 - 412	6
R236fa	1,1,1,3,3,3-hexafluoropropane	152,04	-1,4	124,00	31,90	none	A1	242	0	6300	179,6 - 400	70
R245fa	1,1,1,3,3-pentafluoropropane	134,05	15,1	153,00	36,10	none	B1	7,7	0	950	171,05 - 440	200
R365mfc	1,1,1,3,3-pentafluorobutane			187,00	32,70				0	890	239 - 500	35
RC318	octafluorocyclobutane	200,03	-6	114,00	27,80	none	A1	3200	0	8700	233,35 - 623	60
SF6	sulfur hexafluoride	146,06		45,61	37,55						223,555 - 625	150
HEPTANE	heptane	100,2	98,4	267,00	27,30						182,55 - 600	100
MXYLENE	1,3-dimethylbenzene			343,77	35,35						225,3 - 700	200
BUTANE	n-butane	58,12	-0,5	152,00	37,90	2	A3	0,018	0	3	134,895 - 575	200
DECANE	decane	142,28	174,1	345,00	21,00						243,5 - 675	800
C12	dodecane	170,34	216,3	384,99	18,17						263,6 - 700	700
HEXANE	hexane	86,18	69	225,00	30,40						177,83 - 600	100
NONANE	nonane	128,25	150,8	321,00	22,70						219,7 - 600	800
OCTANE	octane	114,23	125,7	296,00	25,00						216,37 - 600	100
PENTANE	pentane	72,15	36,1	187,00	33,70	1,2	A3	0,009	0	3	143,47 - 600	100
T2BUTENE	trans-2-butene			155,50	40,27						167,6 - 525	50
PROPANE	propane	44,1	-42,1	96,00	41,80	2,1	A3	0,041	0	3	85,525 - 650	1000

Si vuole adesso spiegare brevemente come sia stato costruito il ciclo.

Variabili indipendenti e dipendenti

In tutti i problemi di tipo ingegneristico, il primo passo verso la soluzione è costituito dalla definizione delle variabili indipendenti e di conseguenza di quelle dipendenti; una volta calcolate queste ultime, è possibile trovare tutti gli stati termodinamici del ciclo e di conseguenza tutti gli output.

Le variabili indipendenti sono le seguenti:

- fonte geotermica: per comodità, si considera che il fluido geotermico sia costituito da 10 kg/s di acqua pura, con una pressione all'ingresso dell'evaporatore di 9 bar; per quanto riguarda la sua temperatura, trattandosi di un'ottimizzazione al variare della temperatura della sorgente termica, è stato creato un vettore composto da cinque diversi valori della temperatura relativi all'ambito delle medio - basse entalpie:

$$T_{geo} = [90 \ 110 \ 130 \ 150 \ 170] \text{ } ^\circ\text{C}$$

- temperatura di condensazione: si è scelta una temperatura di condensazione di 40°C. In cicli destinati alla produzione di sola energia elettrica, la temperatura di condensazione risulta infatti compresa nell'intervallo 35 - 50°C: valori più bassi producono rendimenti più elevati, ma sarebbero anche necessarie superfici di scambio al condensatore più grandi. Una volta fissata la temperatura di condensazione è automaticamente stabilita anche la pressione ad essa corrispondente, la quale varia a seconda del fluido operativo utilizzato;
- mezzo di raffreddamento: tutti gli scambiatori di calore sono considerati a fascio tubiero (tranne nel caso (c), in cui lo scambiatore aggiuntivo è del tipo a miscela). Il mezzo di raffreddamento utilizzato dal condensatore è acqua la cui temperatura e pressione di ingresso sono rispettivamente 20°C e 3 bar; la temperatura dell'acqua all'uscita viene fissata a 32°C;
- rendimento della pompa: si assume un rendimento isoentropico di compressione pari a 0,80, un rendimento meccanico di 0,95 ed un rendimento elettrico del motore primo di 0,90;
- pinch point: in uno scambiatore di calore il pinch point è la più piccola differenza di temperatura che si verifica tra i due fluidi al suo interno; al diminuire di tale differenza i due profili si avvicinano e così aumenta l'efficienza dello scambio termico perché diminuiscono le irreversibilità ad esso legate, ma aumentano anche le aree di scambio necessarie per realizzarlo. Al condensatore il pinch point è fisso e vale 10 K, mentre all'evaporatore varia assumendo quattro differenti valori implementati in un unico vettore:

$$\Delta T_{PP, ev} = [5 \ 10 \ 15 \ 20] \text{ } K$$

- rendimento della turbina: il rendimento isoentropico è una variabile dipendente e per esso si assume quindi solo un valore di primo tentativo pari a 0,80 (il ciclo iterativo

implementato per calcolare tale rendimento verrà spiegato una volta definita la procedura di ottimizzazione delle variabili dipendenti); si considera un rendimento meccanico di 0,92 ed un rendimento elettrico dell'alternatore di 0,96.

Tutte le altre variabili (portate, potenza, stati termodinamici, etc.) sono dipendenti ed è possibile calcolarle una volta risolto il ciclo di ottimizzazione, realizzato utilizzando la funzione *genetic algorithm* di Matlab®. Mediante tale algoritmo è possibile calcolare il valore delle seguenti tre variabili, dette variabili di ottimizzazione:

- temperatura di uscita del fluido geotermico dall'evaporatore ($T_{hot,out}$);
- pressione di evaporazione (p_{ev});
- temperatura massima di ciclo, ovvero la temperatura a cui il fluido operativo esce dall'evaporatore ed entra in turbina ($T_{org,max}$);

nel caso (b) le variabili risultanti dall'ottimizzazione sono quattro in quanto alle tre precedenti si aggiunge:

- l'efficienza del recuperatore.

Limiti e controlli

Non tutte le combinazioni delle variabili di ottimizzazione risultano accettabili: si possono ottenere infatti risultati non realizzabili tecnicamente, contrastanti tra loro oppure in conflitto con i principi fondamentali della Termodinamica. Per questo risulta necessario definire dei limiti e dei controlli all'interno del ciclo.

I limiti agiscono a priori, limitando i valori assunti dalle variabili di ottimizzazione (nell'ottica dell'algoritmo genetico, un'operazione di questo tipo equivale a limitare la selezione degli individui in ciascuna generazione):

- limite superiore ed inferiore della temperatura di uscita del fluido geotermico dall'evaporatore: il limite superiore è imposto pari alla temperatura di ingresso del fluido geotermico. Per quanto riguarda il limite inferiore sono necessarie alcune precisazioni: la temperatura a cui il fluido geotermico esce dall'evaporatore è la temperatura a cui esso viene re-iniettato nel pozzo geotermico. Tale temperatura deve quindi essere sempre maggiore di un certo valore per evitare la precipitazione di silicati e minerali nei pozzi di re-iniezione e questo valore dipende dal sito; inoltre si deve minimizzare il raffreddamento del serbatoio geotermico, cioè non si può re-iniettare acqua troppo fredda. Per questi motivi in questa analisi il limite inferiore della temperatura di uscita del fluido geotermico è fissato a 70°C;
- limite superiore ed inferiore della pressione di evaporazione: sono imposti pari alla pressione massima e minima del ciclo;
- limite superiore ed inferiore della massima temperatura del ciclo: pari rispettivamente alla temperatura massima e minima del ciclo;

- solo per il caso (b), efficienza massima e minima del recuperatore: rispettivamente 80% e 20%.

I controlli, al contrario dei limiti, agiscono a posteriori, eliminando le terne (o le quaterne) di valori che non soddisfano i limiti solo dopo che il programma abbia già testato tutti gli individui all'interno della popolazione:

- controllo dei profili termici dei fluidi all'interno dell'evaporatore: lo scambio termico viene suddiviso in 50 tratti equidistanti in base al salto entalpico totale; la verifica eseguita è che la temperatura del fluido geotermico sia sempre maggiore di almeno il valore assunto dal $\Delta T_{pp,ev}$ rispetto alla temperatura del fluido organico. Si ha quindi che tale controllo dipende dai quattro diversi valori assunti dal pinch point;
- controllo del titolo del vapore all'uscita dall'evaporatore: in caso di ciclo subcritico, il controllo viene eseguito affinché la temperatura del fluido operativo all'uscita dall'evaporatore sia maggiore o uguale alla temperatura di evaporazione. Nel caso in cui il ciclo sia ipercritico conviene imporre che tale temperatura sia maggiore o uguale alla temperatura critica, altrimenti si potrebbero creare goccioline di condensato all'interno della turbina in fase di espansione;
- funzioni di controllo imposte per rendere compatibili i limiti imposti con le EOS implementate in Refprop9®.

Procedura di ottimizzazione

Come detto in precedenza, le tre (o quattro) variabili di ottimizzazione sono il risultato di una procedura implementata utilizzando la funzione *genetic algorithm* in Matlab®.

Tale algoritmo si basa sulla teoria della selezione naturale nel progresso genetico biologico sviluppata da Charles Darwin: il GA considera ogni parametro come un gene ed ogni soluzione come un cromosoma combinandoli come numeri binari; differenti combinazioni di geni formano una popolazione di struttura variabile simile a quella dei cromosomi. Prima di implementare il GA, viene fornito un gruppo di cromosomi, chiamato popolazione originaria. Le approssimazioni della popolazione originaria creano una nuova generazione e le migliori approssimazioni dei risultati potenziali vengono scelte come una nuova popolazione: questa continua a creare nuove generazioni finché la popolazione non converge alla soluzione ottima.

Si sono dunque scelti una popolazione composta da 30 individui e 30 generazioni, valori che si ritengono costituire un buon compromesso tra velocità computazionale e precisione di calcolo.

Spieghiamo quindi il funzionamento di tale procedura:

1. il codice genera una popolazione iniziale casuale componendo gli individui con i possibili valori presenti all'interno del dominio, limitato superiormente ed inferiormente come descritto in precedenza; la popolazione sarà rappresentata da una

matrice [3x30] dove 3 sono le variabili di ottimizzazione e 30 gli individui che costituiscono la popolazione;

2. il programma analizza ciascun individuo della popolazione valutando il valore che la funzione obiettivo assume per ciascun punto della popolazione: l'algoritmo calcola quindi, per ogni vettore $[T_{hot,out} p_{ev} T_{org,max}]$ (od eventualmente $[T_{hot,out} p_{ev} T_{org,max} E]$ nel caso (b)), il relativo valore della potenza prodotta, del rendimento exergetico o dell'Indice di Profittabilità, a seconda di quale sia l'ottimizzazione eseguita;
3. a questo punto esegue il controllo a posteriori: gli individui che non soddisfano i vincoli stabiliti in precedenza vengono esclusi dalle potenziali soluzioni;
4. il codice seleziona gli individui in grado di far assumere alla funzione obiettivo il valore massimo ed utilizza questi individui per creare una nuova popolazione;
5. in maniera iterativa, si ripetono i punti 3., 4. e 5. fino al raggiungimento del massimo numero di generazioni, in questo caso 30. Si ottiene quindi una terna (od una quaterna) di valori che massimizzano rispettivamente la potenza elettrica prodotta, il rendimento exergetico e l'Indice di Profittabilità. Inoltre il ciclo fornisce le diverse proprietà dei fluidi in corrispondenza degli stati termodinamici, le portate (di fluido operativo, di acqua di raffreddamento, di vapore spillato dalla turbina di alta pressione nel caso (c)), i rendimenti di ciclo e di recupero del calore, la quantità di exergia distrutta componente per componente, l'assetto della turbina ed alcune stime sui costi componente per componente ed altri parametri economici.

E' ora possibile spiegare come venga calcolato il rendimento isoentropico della turbina: si ricorda che, utilizzando fluidi organici (comprimibilità non trascurabile) e turbine di piccola taglia (effetto scala), non è possibile applicare la teoria della similitudine ed è pertanto necessario ricorrere agli studi di Macchi e Perdichizzi relativi alle mappe delle turbine per fluidi comprimibili. Si è dunque implementato un ciclo iterativo mediante il quale, ogni volta che vengono trovate le tre variabili dipendenti di ottimizzazione (quattro nel caso in cui sia presente il recuperatore), il ciclo risulta risolvibile e sono quindi noti tutti gli stati termodinamici; in funzione di questi vengono calcolati il Size Parameter ed il Volume Flow Ratio mediante i quali è possibile entrare nelle mappe dei rendimenti isoentropici, ottenendo così un valore di rendimento di secondo tentativo con il quale si ricomincia il ciclo, si ricalcolano le variabili di ottimizzazione e così via fino ad arrivare a convergenza [36, 47, 48].

Stati termodinamici ed equazioni utilizzate

Per completare la descrizione del codice creato per realizzare le simulazioni, si riportano le definizioni degli stati termodinamici del ciclo e le principali equazioni utilizzate nell'ottimizzazione dei tre parametri precedentemente descritti.

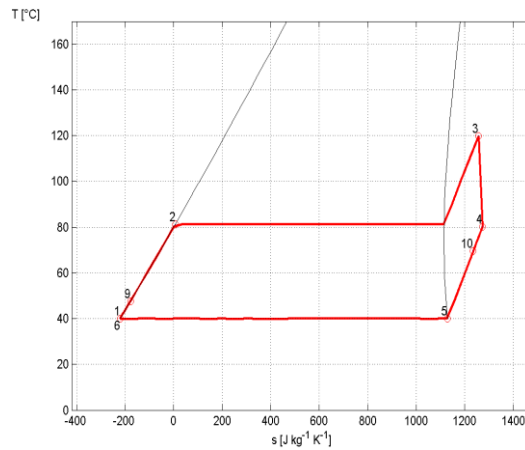


Figura 56: figura di riferimento per la definizione degli stati termodinamici dei casi (a) e (b)

La Figura 56 fa riferimento al ciclo termodinamico relativo al caso con recupero, di cui in Tabella 14 si riporta per esteso la descrizione degli stati termodinamici:

Tabella 14: descrizione degli stati termodinamici del caso (b)

Punto	Componente d'impianto
1	Uscita pompa, ingresso recuperatore lato freddo
2	Inizio evaporazione
3	Uscita evaporatore, ingresso turbina
4	Uscita turbina, ingresso evaporatore lato caldo
5	Inizio condensazione
6	Fine condensazione, ingresso pompa
7 (1 _{is})	Uscita isoentropica pompa
8 (4 _{is})	Uscita isoentropica turbina
9	Uscita recuperatore lato freddo, ingresso evaporatore
10	Uscita recuperatore lato caldo, ingresso condensatore

Nel caso (a) l'unica differenza è che, mancando il recuperatore, il punto (9) coincide con l'(1) ed il punto (10) con il (4).

Il caso (c) è costituito da più stati termodinamici essendo dotato di una pressione intermedia:

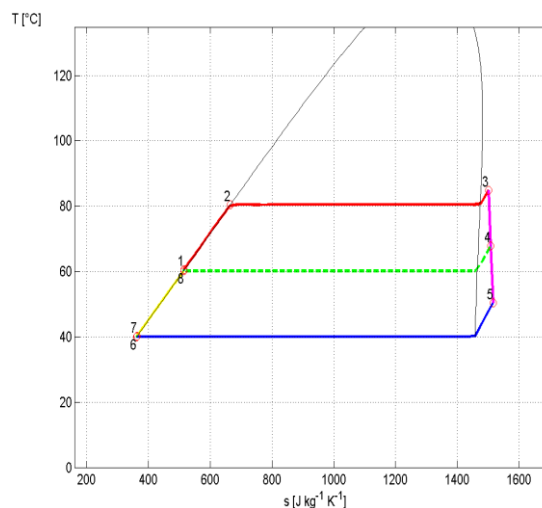


Figura 57: figura di riferimento per la definizione degli stati termodinamici del caso (c)

Tabella 15: descrizione degli stati termodinamici del caso (c)

Punto	Componente d'impianto
1	Uscita pompa alta pressione
2	Inizio evaporazione
3	Uscita evaporatore, ingresso turbina alta pressione
4	Uscita turbina alta pressione, ingresso turbina bassa pressione
5	Uscita turbina bassa pressione
6	Fine condensazione, ingresso pompa bassa pressione
7	Uscita pompa bassa pressione, ingresso scambiatore a miscela
8	Uscita scambiatore a miscela, ingresso pompa alta pressione
9 (=4)	Condizioni spillamento vapore da turbina alta pressione
10 (7_is)	Uscita isoentropica pompa bassa pressione
11 (4_is)	Uscita isoentropica turbina alta pressione
12 (5_is)	Uscita isoentropica turbina bassa pressione
13	Inizio condensazione
14 (1_is)	Uscita isoentropica pompa alta pressione

Per quanto riguarda le equazioni utilizzate nell'ottimizzazione dei parametri di interesse, elenchiamo prima le principali equazioni relative all'analisi termodinamica (i pedici relativi agli stati termodinamici si riferiscono al caso di studio (b)):

- potenza elettrica prodotta:

$$P_{el} = P_t - P_p$$

dove P_t è la potenza prodotta dalla turbina:

$$P_t = \dot{m}_{ORC}(h_3 - h_4)\eta_{mecc}\eta_{el}$$

e P_p la potenza dissipata dalla pompa:

$$P_p = \dot{m}_{ORC} \frac{h_1 - h_6}{\eta_{mecc}\eta_{el}}$$

La portata del fluido operativo \dot{m}_{ORC} è calcolata mediante la seguente equazione:

$$\dot{m}_{ORC} = \dot{m}_{geo} \frac{h_{hot,in} - h_{hot,out}}{h_3 - h_1}$$

dove \dot{m}_{geo} è la portata di fluido geotermico, fissata tra le variabili indipendenti, $h_{hot,in}$ e $h_{hot,out}$ sono rispettivamente le entalpie all'ingresso ed all'uscita del fluido caldo all'evaporatore, mentre h_1 e h_3 sono le entalpie del fluido operativo all'ingresso ed all'uscita dall'evaporatore;

- rendimento del ciclo:

$$\eta_{ciclo} = \frac{P_{el}}{\dot{m}_{ORC}(h_3 - h_1)}$$

- rendimento di recupero, inteso come efficienza nel recupero del calore mediante lo scambio termico con la sorgente geotermica:

$$\eta_{rec} = \frac{P_{el}}{\dot{m}_{ORC}(h_3 - h_1)} \cdot \frac{T_{hot,in} - T_{org,max}}{T_{hot,in} - T_{hot,out,LB}}$$

dove $T_{hot,in}$ è la temperatura a cui il fluido geotermico viene inviato all'evaporatore, $T_{org,max}$ è la temperatura a cui il fluido operativo esce dall'evaporatore, $T_{hot,out,LB}$ è il limite inferiore imposto alla temperatura di uscita del fluido geotermico dall'evaporatore;

- rendimento exergetico:

$$\eta_{ex} = \frac{P_{el} + \dot{m}_{water} \cdot (Ex(T_{out,water}, p_{water}) - Ex(T_{in,water}, p_{water}))}{\dot{m}_{hot} (Ex(T_{hot,in}, p_{hot,in}))}$$

dove \dot{m}_{water} , $T_{out,water}$, e p_{water} sono rispettivamente la portata, la temperatura di uscita e la pressione dell'acqua di raffreddamento, $T_{in,water}$ è la temperatura di ingresso dell'acqua di raffreddamento e \dot{m}_{hot} , $T_{hot,in}$ e $p_{hot,in}$ sono la portata del fluido geotermico, la sua temperatura e la sua pressione all'ingresso dell'evaporatore.

L'exergia è poi definita come segue:

$$Ex(T, p) = (h - h_0) - T_0(s - s_0)$$

dove temperatura e pressione relative allo stato morto sono:

$$T_0 = 30^\circ C$$

$$p_0 = 1 \text{ bar}$$

tali valori sono scelti compatibilmente con i limiti entro i quali sono definite le EOS in Refprop9®; in particolare è stata scelta $T_0 = 30^\circ C$ perché le EOS di alcuni fluidi non sono definite al di sotto di questo valore;

- efficienza del recuperatore:

$$E = \frac{h_4 - h_{10}}{h_4 - h_1}$$

definita in funzione dei valori di entalpia e non di temperatura poiché riferita ad un fluido in stato vapore.

Per quanto riguarda l'analisi economica, a causa dell'elevata variabilità delle condizioni operative, delle configurazioni del ciclo e dei fluidi considerati in questo lavoro, è necessario utilizzare delle correlazioni con un'elevata generalità: ci si è basati sulla *Module Costing Technique* (MCT) sviluppata da R. Turton [49], molto usata per dare delle stime preliminari dei costi degli impianti chimici. Questa tecnica correla tutti i costi diretti ed indiretti con il costo d'acquisto di ogni componente valutato in alcune "condizioni base" C_p^0 . Le equazioni hanno la seguente espressione:

$$\log C_p^0 = K_1 + K_2 \log A + K_3 (\log A)^2$$

dove A è la capacità o un parametro dimensionale del componente e K_1 , K_2 e K_3 sono delle costanti proprie di ogni componente; deviazioni dalle condizioni base (che considerano i componenti realizzati con materiali comuni e funzionanti vicino alla pressione atmosferica) vengono considerate utilizzando dei fattori moltiplicativi, F_p e F_M , che dipendono dal componente, dalle pressioni operative e dai materiali. Il fattore di pressione è dato dalla seguente formula generica:

$$\log F_p = C_1 + C_2 \log p + C_3 (\log p)^2$$

dove p è la pressione, C_1 , C_2 e C_3 sono coefficienti tipici del componente. Pertanto il costo d'acquisto risulta:

$$C_p = C_p^0 \cdot F_p \cdot F_M$$

Un'accurata valutazione dei costi dovrebbe considerare delle spese aggiuntive: l'installazione di ogni componente comprende i costi relativi ai materiali utilizzati come le tubazioni, l'isolamento, le fondazioni, i sostegni strutturali, il materiale elettrico, strumentazioni e controlli. I costi indiretti sono principalmente correlati alle spese di trasporto dell'equipaggiamento al sito dell'impianto, agli stipendi per gli ingegneri ed il personale tecnico, ai costi delle strutture temporanee e del personale di supervisione del sito. Nella MCT viene quindi introdotto il "bare module cost factor" F_{BM} , ovvero un fattore moltiplicativo che accorpa tutti questi costi diretti ed indiretti; per gli scambiatori di calore e le pompe ha l'espressione seguente:

$$F_{BM} = B_1 + B_2 \cdot F_p \cdot F_M$$

il costo del componente diventa quindi:

$$C_{BM} = C_p^0 \cdot F_{BM}$$

In questo lavoro si è utilizzata quest'ultima espressione per calcolare il costo di scambiatori di calore e pompe, mentre per gli altri componenti si sono scalati i costi in proporzione ai costi di componenti reali utilizzando un opportuno esponente. In Tabella 16 si riportano i valori utilizzati per il fattore di pressione e dei materiali, le espressioni per il bare module cost factor e per il costo base e si aggiungono, ove necessario, le espressioni per l'area di scambio (A) ed il valore scelto per la trasmittanza (U); si riportano anche le equazioni relative agli altri parametri economici valutati. Si ricorda che tutti gli scambiatori sono del tipo a fascio tubiero ed i pedici nelle espressioni sono

riferiti agli stati termodinamici del caso (c), l'impianto con il maggior numero di componenti [50 - 52]:

Tabella 16: equazioni relative all'analisi economica

costo condensatore	$F_M = 1$
	$F_P = 10^{(0,03881 - 0,11272 \cdot \log(p_6) + 0,08173 \cdot (\log(p_6))^2)}$
	$F_{BM} = 1,63 + 1,66 \cdot F_P \cdot F_M$
	$C_p^0 = 28000 + 54 \cdot A_{cond}^{1,2}$
	$C_{BM,cond} = C_p^0 \cdot F_{BM}$
	$\Delta T_{ml,cond} = \frac{(T_5 - T_{out,water}) - (T_6 - T_{in,water})}{\log \frac{(T_5 - T_{out,water})}{(T_6 - T_{in,water})}}$
	$U_{cond} = 600 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$
	$A_{cond} = \frac{m_{ORC} \cdot (h_{10} - h_6)}{U_{cond} \cdot \Delta T_{ml,cond}}$
costo evaporatore	$F_M = 1$
	$F_P = 10^{(0,03881 - 0,11272 \cdot \log(p_1) + 0,08173 \cdot (\log(p_1))^2)}$
	$F_{BM} = 1,63 + 1,66 \cdot F_P \cdot F_M$
	$C_p^0 = 28000 + 54 \cdot A_{ev}^{1,2}$
	$C_{BM,cond} = C_p^0 \cdot F_{BM}$
	$\Delta T_{ml,ev} = \frac{(T_{hot,in} - T_3) - (T_{hot,out} - T_1)}{\log \frac{(T_{hot,in} - T_3)}{(T_{hot,out} - T_1)}}$
	$U_{ev} = 500 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$
	$A_{ev} = \frac{m_{ORC} \cdot (h_3 - h_1)}{U_{ev} \cdot \Delta T_{ml,ev}}$
costo scambiatore a miscela	$C_{BM,tank} = 0,1 \cdot C_{BM,cond}$
costo pompe	$F_M = 1,6$
bassa pressione	$F_P = 10^{(-0,3935 + 0,3957 \cdot \log(p_{spill}) - 0,00226 \cdot (\log(p_{spill}))^2)}$
	$F_{BM} = 1,89 + 1,35 \cdot F_P \cdot F_M$
	$C_p^0 = 10^{(3,3892 + 0,0536 \cdot \log(P_{LPp}) + 0,1538 \cdot (\log(P_{LPp}))^2)}$
	$C_{BM,LPp} = C_p^0 \cdot F_{BM}$
alta pressione	$F_P = 10^{(-0,3935 + 0,3957 \cdot \log(p_{ev}) - 0,00226 \cdot (\log(p_{ev}))^2)}$
	$F_{BM} = 1,89 + 1,35 \cdot F_P \cdot F_M$
	$C_p^0 = 10^{(3,3892 + 0,0536 \cdot \log(P_{HPp}) + 0,1538 \cdot (\log(P_{HPp}))^2)}$
	$C_{BM,HPp} = C_p^0 \cdot F_{BM}$
costo motori elettrici pompe	$F_{BM} = 1,1$

bassa pressione	$C_p^0 = 10^{(2,4604 + 1,4191 \cdot \log(P_{LPp}) - 0,1798 \cdot (\log(P_{LPp}))^2)}$
	$C_{BM,motorLPp} = C_p^0 \cdot F_{BM}$
alta pressione	$C_p^0 = 10^{(2,4604 + 1,4191 \cdot \log(P_{HPp}) - 0,1798 \cdot (\log(P_{HPp}))^2)}$
	$C_{BM,motorHPp} = C_p^0 \cdot F_{BM}$
costo turbine	$F_{BM} = 4,1$
bassa pressione	$C_p^0 = 10^{(2,2476 + 1,4965 \cdot \log(P_{LPt}) - 0,1618 \cdot (\log(P_{LPt}))^2)}$
	$C_{BM,LPt} = C_p^0 \cdot F_{BM}$
alta pressione	$C_p^0 = 10^{(2,2476 + 1,4965 \cdot \log(P_{HPt}) - 0,1618 \cdot (\log(P_{HPt}))^2)}$
	$C_{BM,HPt} = C_p^0 \cdot F_{BM}$
costo alternatore e riduttore di giri	$F_{BM} = 1,5$
bassa pressione	$C_p^0 = 200000 \cdot \left(\frac{P_{LPt}}{5000}\right)^{0,67} + 0,4 \cdot 200000 \cdot \left(\frac{P_{LPt}}{5000}\right)^{0,67}$
	$C_{BM,LPalt} = C_p^0 \cdot F_{BM}$
alta pressione	$C_p^0 = 200000 \cdot \left(\frac{P_{HPt}}{5000}\right)^{0,67} + 0,4 \cdot 200000 \cdot \left(\frac{P_{HPt}}{5000}\right)^{0,67}$
	$C_{BM,HPalt} = C_p^0 \cdot F_{BM}$
costi diretti e indiretti dei componenti	$C_{TBM} = C_{BM,LPalt} + C_{BM,HPalt} + C_{BM,LPt} + C_{BM,HPt} + C_{BM,motorLPp} + C_{BM,motorHPp} + C_{BM,LPp} + C_{BM,HPp} + C_{BM,ev} + C_{BM,cond} + C_{BM,tank}$
costi aggiuntivi per sviste e tasse	$C_{TM} = 1,18 \cdot C_{TBM}$
costi sviluppo sito e strutture ausiliarie	$C_{drill} = 1800 \cdot P_{el}$
costi totali	$C_{GR} = 1,4 \cdot C_{TBM} + C_{drill}$
costi O&M	$C_{O\&M} = 0,02 \cdot C_{GR}$
Valore Attuale Netto	$-C_{GR} + CF \cdot fa$
Indice di Profittabilità	$IP = VAN/C_{GR}$
tempo di ritorno	$SPB = C_{GR}/CF$

Si sono inoltre fissati il tempo di vita dell'impianto (20 anni), il tasso di interesse (6%), il prezzo di vendita dell'energia elettrica (secondo DM 6/7/2012) ed il fattore di carico dell'impianto (0,75).

3.4. Considerazioni sugli aspetti ambientali dei fluidi

Nel *Capitolo 4* si elencheranno i risultati ottenuti dalle simulazioni relative alla procedura di ottimizzazione appena descritta; si vogliono qui anticipare delle considerazioni relative alla

selezione dei risultati. Oltre agli aspetti termodinamici ed economici valutati in questo studio, quando si esegue una selezione sui fluidi devono essere infatti considerati altri aspetti:

- la stabilità termica è un parametro fondamentale quando si voglia prevenire la decomposizione chimica durante il funzionamento dell'impianto, in modo da evitare depositi che possono danneggiare le turbomacchine e le superfici di scambio, ma anche per limitare i costi di sostituzione. Il fatto che i fluidi in questo studio lavorino entro i limiti in cui sono definite le EOS in Refprop9® ne garantisce anche la stabilità termica nell'intervallo operativo;
- altri aspetti tecnici di cui tener conto sono quelli legati alla sicurezza, come la tossicità e l'infiammabilità: in particolare, l'utilizzo di alcani o di idrocarburi, che sono infiammabili, introduce dei rischi nel funzionamento dell'impianto, richiedendo quindi delle misure di sicurezza aggiuntive all'interno dello stesso. Al contrario, la maggior parte degli HFCs, degli FCs e dei silossani sono completamente sicuri, in quanto non tossici ed infiammabili solo in condizione di ignizione estreme;
- dal punto di vista ambientale, i due indici di valutazione utilizzati sono l'ODP ed il GWP: dallo studio sono stati esclusi i clorofluorocarburi in quanto ormai banditi a seguito del Protocollo di Montreal, ma sono stati mantenuti altri fluidi con un potenziale effetto serra (in particolare gli HCFC e gli HFC). Si ricorda che da tempo in ambito europeo sono in elaborazione documenti riguardanti le limitazioni nell'impiego dei gas fluorurati ed in particolare gli idroclorofluorocarburi (HCFC), gli idrofluorocarburi (HFC), i perfluorocarburi (PF) e l'esafluoruro di zolfo (SF_6), a causa del loro elevato indice di effetto serra (GWP): i riferimenti in merito sono il Regolamento Europeo No. 842/2006 del 17/05/2006, sostituito poi dal No. 517/2014, in vigore dal 1° gennaio 2015. Essi si focalizzano sulla riduzione delle emissioni di F-gas con particolare attenzione al contenimento di questi nei circuiti e nelle apparecchiature che li contengono, specie quando utilizzati in impianti di refrigerazione e di condizionamento dell'aria. Non sono specificate limitazioni relative ad un loro utilizzo quali fluidi operativi di ciclo per la produzione di energia elettrica, di conseguenza nella selezione dei fluidi che viene svolta al Capitolo successivo nessun fluido è stato escluso a priori per motivazioni di carattere ambientale. Si è comunque evidenziato il valore del GWP e del tempo di vita atmosferica di un fluido qualora essi potessero essere motivo di esclusione dello stesso dall'utilizzo.

Si ricorda inoltre la suddivisione in classi di sicurezza riportata in *ANSI/ASHRAE Standard 34-2001 (Designation and Safety Classifications of Refrigerants)* ed a cui la Tabella 13 si riferisce: nella norma nordamericana i fluidi (frigorigeni) sono classificati in gruppi di sicurezza rappresentati da una sigla composta da un carattere alfabetico (A oppure B) seguito da un numero (1, 2 oppure 3). Il carattere alfabetico si riferisce alla tossicità del fluido (A = bassa tossicità, B = alta tossicità) mentre il carattere numerico riguarda la sua infiammabilità (1 = senza propagazione di fiamma, 2 = bassa infiammabilità con eventuale aggiunta di una L ad indicare una moderata infiammabilità, 3 = alta infiammabilità).

Capitolo 4

Analisi dei risultati

E' già stato detto come si siano costruiti tre diversi modelli per lo sfruttamento di una fonte geotermica mediante un ciclo Rankine a fluido organico: per ognuno di essi si sono ottimizzati la potenza elettrica prodotta, il rendimento exergetico e l'Indice di Profittabilità al variare della temperatura della fonte. Si sono quindi scelte cinque temperature della fonte geotermica nell'ambito della medio-alta entalpia e per ognuna di esse si è fatto variare il pinch point all'evaporatore facendogli assumere quattro differenti valori; tutto questo è stato valutato in termini di prestazioni di 56 diversi fluidi.

Risulta evidente come il numero di risultati ottenuti sia considerevole e si siano dunque dovuti stabilire a priori dei criteri di scelta; si vogliono quindi elencare i principali passaggi svolti per ottenere un ragionevole numero di casi da analizzare. A prescindere dal parametro ottimizzato, una volta ottenuti i risultati dalla simulazione, si è stabilito un limite oltre al quale tali risultati potessero essere considerati "accettabili" e si sono classificati solo i risultati relativi ai fluidi che superassero quel limite: tale limite, ovviamente, è stato scelto in relazione al parametro ottimizzato, alla temperatura della sorgente ed al pinch point all'evaporatore. Per ogni temperatura della sorgente geotermica si sono poi selezionati i fluidi migliori al variare del pinch point, dove per migliori si intende i fluidi che fornissero i più alti valori del parametro da ottimizzare.

In generale si ha che al diminuire del pinch point all'evaporatore migliorano le prestazioni dell'impianto con qualsiasi fluido: questo perché i profili termici del fluido geotermico in fase di raffreddamento e del fluido operativo in fase di riscaldamento all'interno dell'evaporatore si avvicinano, diminuendo così le irreversibilità nello scambio termico. In Figura 58 è riportato un esempio dei profili termici dei due fluidi all'interno dell'evaporatore in corrispondenza dei quattro valori del pinch point considerati nelle simulazioni dei cicli; le immagini sono ricavate dai risultati delle simulazioni.

Allo stesso modo, all'aumentare della temperatura della sorgente termica migliorano gli output del ciclo: aumentano la potenza prodotta ed i rendimenti, ma analogamente aumentano le portate necessarie ed i costi.

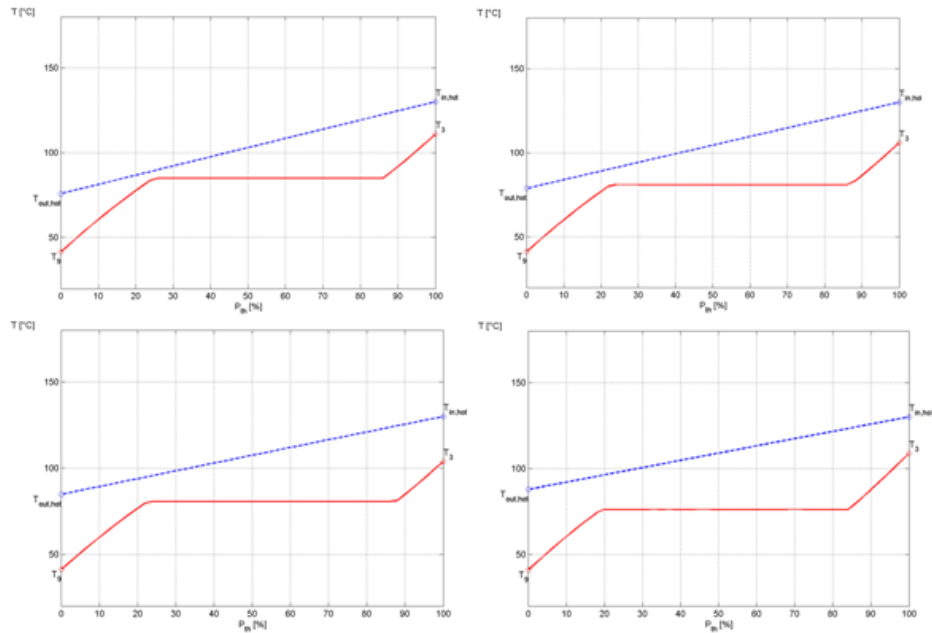


Figura 58: profili termici dei fluidi all'interno dell'evaporatore al variare del pinch point; fluido operativo in rosso, fluido geotermico in blu

Si vuole inoltre fare una precisazione relativamente alla selezione dei fluidi: a priori non si è escluso alcun risultato, poiché saranno le considerazioni successive a classificare i fluidi come adatti (eventualmente in un certo ambito operativo) o non adatti relativamente ad una certa applicazione. Quello che si vuol qui sottolineare è che, avendo fissato la temperatura di condensazione, alcuni fluidi condensano in vuoto o completano l'intero ciclo termodinamico al di sotto della pressione atmosferica: oltre alle difficoltà pratiche che si incontrerebbero realizzando trasformazioni di questo tipo, il condensatore risulta di grandi dimensioni, soprattutto in rapporto agli altri componenti dell'impianto. Inoltre andrebbe dotato di sistemi di spurgo degli incondensabili che tendono ad accumularsi al suo interno (prevalentemente aria atmosferica che penetra nel circuito del vapore attraverso gli inevitabili difetti di tenuta negli elementi dell'impianto che operano a pressione subatmosferica). Nell'eventualità in cui tali fluidi si trovino tra quelli che considereremo "ottimi", si ricorderà questa loro caratteristica, che potrebbe portarli ad un'esclusione dall'utilizzo in ambito reale a causa delle onerose condizioni operative.

Analogamente si ricorderanno le eventuali problematiche ambientali legate ai diversi fluidi (in particolare legate all'utilizzo dei refrigeranti).

4.1. Ottimizzazione della potenza elettrica prodotta

Una volta catalogati tutti i risultati ottenuti dalle simulazioni relativamente all'ottimizzazione della potenza elettrica prodotta nei tre diversi casi, per ognuno di essi si è dapprima svolta una selezione temperatura per temperatura, ovvero per ogni temperatura della sorgente geotermica si è scelta la coppia dei fluidi che forniscono la massima potenza prodotta (in determinati casi si sono scelti dei sostituti o si è evidenziato quali possano essere i problemi legati all'utilizzo di tali fluidi). Si è quindi operato un confronto tra questi due fluidi sulla base di quattro serie di parametri, così raggruppati (in parentesi si indicano le abbreviazioni con cui tali parametri saranno riportati nei diagrammi):

- parametri exergetici: exergia distrutta in ciascun componente ed exergia distrutta totale; assieme a questi parametri, per affinità di dimensioni e di unità di misura, viene diagrammata la potenza elettrica prodotta (P);
- parametri prestazionali: rendimento di ciclo (η_{ciclo}), rendimento di recupero del calore (η_{rec}), rendimento exergetico (η_{ex});
- parametri termodinamici: temperatura di re-iniezione del fluido geotermico ($T_{\text{hot,out}}$), temperatura del fluido operativo all'ingresso della turbina ($T_{\text{org,max}}$), pressione di evaporazione (p_{ev}), portata di massa del fluido organico (mORC), portata di massa dell'acqua di raffreddamento (m_{water});
- parametri economici: costi di trivellazione (costi drill), costo di ciascun componente, costo complessivo dell'impianto (costo impianto), ricavi annuali (ricavi annuali); a questi si aggiunge, per un confronto più immediato, il tempo di ritorno (SPB).

Una volta eseguita l'analisi per ogni valore della temperatura, si è passati ad una selezione che tenesse conto del comportamento e dei risultati dei fluidi al variare della stessa: in questo caso il confronto è stato eseguito sulla base di un minor numero di parametri, ritenuti i più significativi.

Si è inoltre svolto un confronto, a parità di fluido e di temperatura della sorgente termica, tra i diversi modelli al fine di verificare cosa cambi in termini di risultati tra un ciclo standard, un ciclo con recupero ed un ciclo rigenerativo.

Per ogni modello, infine, si è voluto vedere quali fossero i fluidi a realizzare la massima potenza elettrica al variare della temperatura della sorgente e del pinch point all'evaporatore e si sono discusse brevemente le caratteristiche comuni a questi fluidi e quindi il perché siano in grado di ottenere tali risultati.

Caso (a)

In termini di potenza prodotta, all'aumentare della temperatura della sorgente termica si può notare un notevole incremento; inoltre, si ha anche un aumento della dispersione dei valori a parità di temperatura (Figura 59).

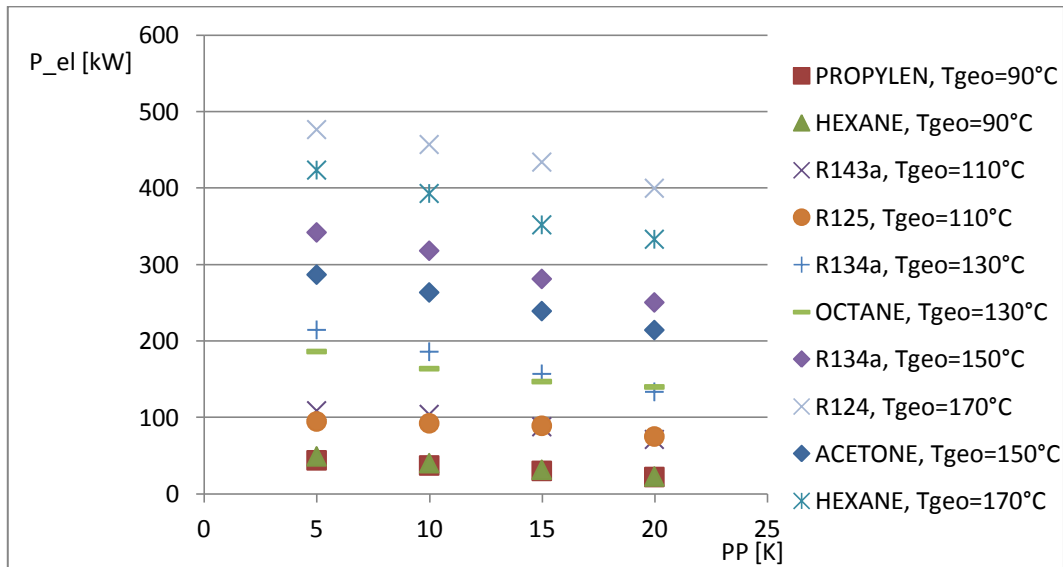


Figura 59: esempio di dispersione dei valori della potenza prodotta al variare della temperatura della sorgente termica

In corrispondenza di $T_{geo}=90^{\circ}C$, infatti, i risultati ottenuti utilizzando diversi fluidi variano entro un intervallo minore di 30 kW, mentre a $T_{geo}=170^{\circ}C$ tale intervallo è quasi di 100 kW.

4.1.1. Selezione dei fluidi ottimi per ogni temperatura della sorgente termica

Per ogni temperatura del fluido geotermico si evidenzia la coppia di fluidi che ottiene la potenza prodotta più alta e poi li si confronta sulla base dei parametri precedentemente descritti.

$T_{geo} = 90^{\circ}C$

In quest'ambito i fluidi migliori sono R21, pentano e ciclopentano; si sceglie di analizzare questi ultimi due.

Si ricorda che il ciclopentano, con una temperatura di condensazione di $40^{\circ}C$, condensa sottovuoto (0,74 bar); dai risultati (Figura 63) si può inoltre notare che anche l'evaporazione avviene ad una pressione di poco al di sopra di quella atmosferica.

Le potenze prodotte sono sempre al di sotto dei 50 kW, ma si hanno dei parametri prestazionali sostanzialmente buoni. Inoltre i costi si mantengono bassi e questo permette all'Indice di Profittabilità di mantenere dei valori ragionevoli; d'altra parte, in termini di tempo di ritorno, la realizzazione di un impianto di questo tipo con ottimizzazione della potenza prodotta risulta da evitare quando il pinch point all'evaporatore sia maggiore di 15 K perché si supera il tempo di vita stesso dell'impianto.

Per quanto riguarda le turbine, sono tutte ad assetto assiale.

Si crea un diagramma per ognuno dei due fluidi in cui vengono riportati i cosiddetti parametri exergetici e la potenza prodotta.

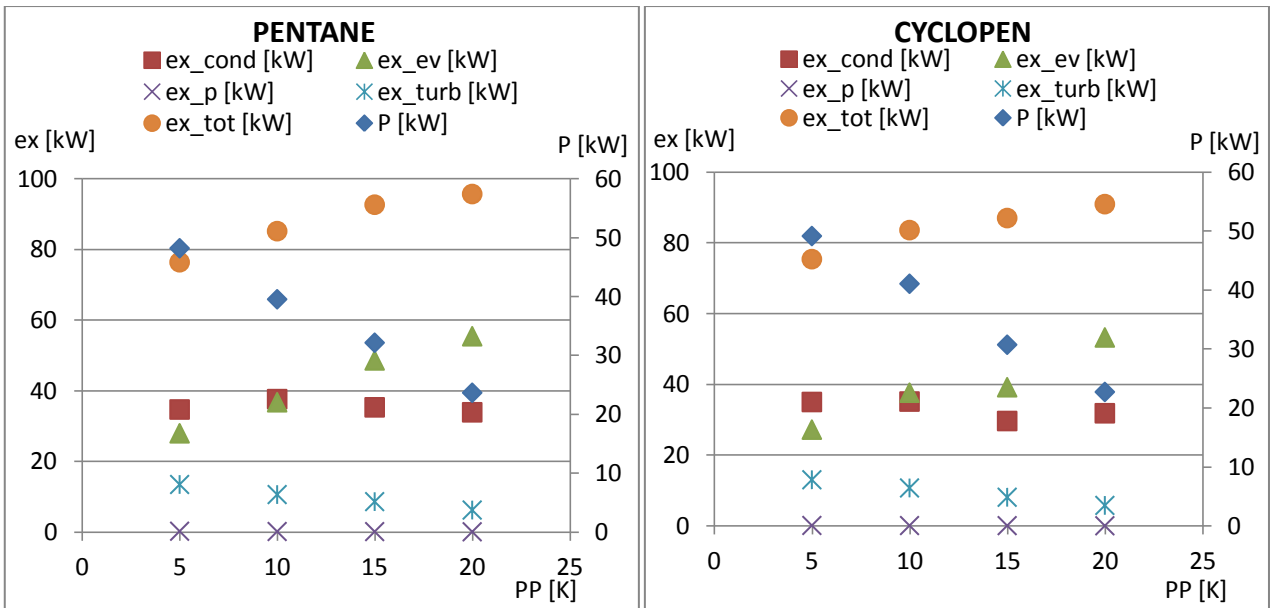


Figura 60: confronto tra parametri exergetici (riferiti all'asse delle ordinate principale) e potenza prodotta (riferita all'asse delle ordinate secondario)

Il ciclopentano produce più potenza, specialmente con i pinch point più bassi, mentre a PP=5 K e PP=10 K è il pentano a produrre più potenza; per quanto riguarda la distribuzione di exergia le differenze di un fluido rispetto all'altro si compensano a vicenda.

Per i parametri prestazionali si realizza un diagramma per ogni fluido in cui si riportano i tre rendimenti.

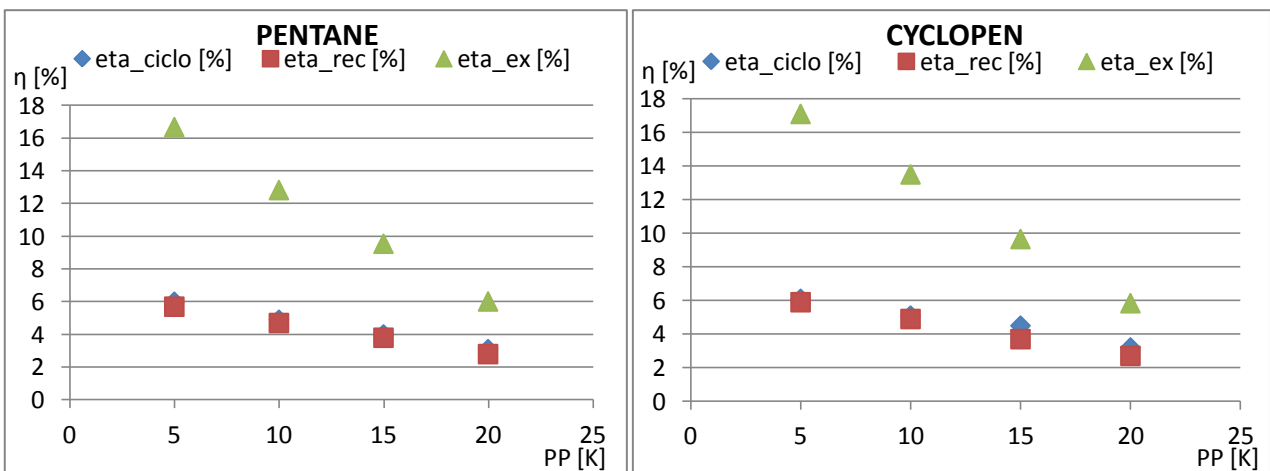


Figura 61: confronto tra i parametri prestazionali

Dal punto di vista dei rendimenti non si hanno differenze sostanziali tra i due fluidi, a parte un rendimento exergetico leggermente maggiore per il ciclopentano a bassi pinch point, condizione in cui realizza maggior potenza.

Per quanto riguarda i parametri termodinamici, si riportano sullo stesso diagramma le portate di massa e le temperature operative, mentre per le pressioni si è costruito un diagramma a parte in cui si sono riportate sia le pressioni di evaporazione che quelle di condensazione, in modo da visualizzare più velocemente l'intervallo operativo.

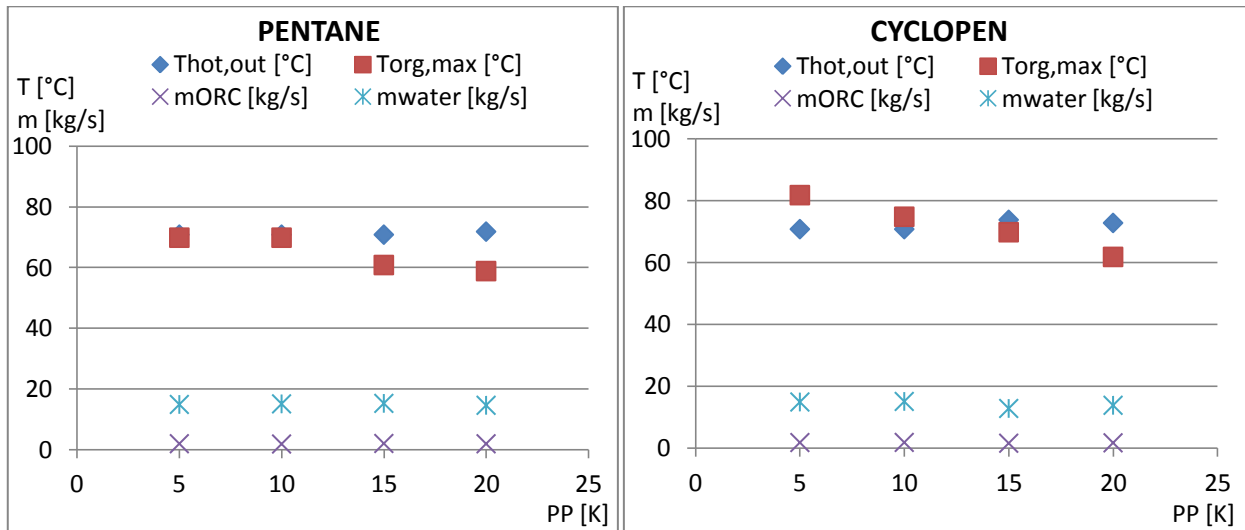


Figura 62: confronto tra parametri termodinamici (temperature e portate di massa)

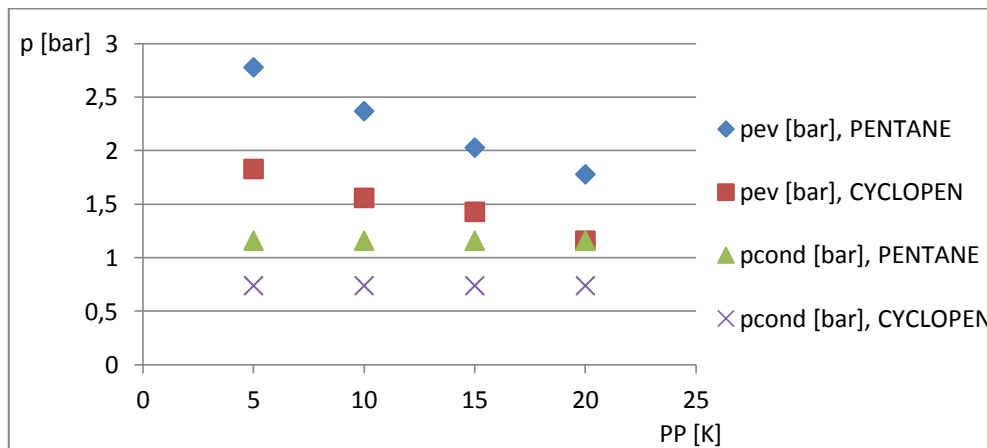


Figura 63: intervallo delle pressioni operative

Dal punto di vista termodinamico si manifestano alcune differenze: innanzitutto la temperatura massima di ciclo si mantiene mediamente più bassa utilizzando pentano, il quale necessita anche di portate di fluido organico leggermente più elevate (2 kg/s per il pentano, 1,7 kg/s circa per il ciclopentano). Per quanto riguarda la temperatura di re-iniezione del fluido e la portata di acqua di raffreddamento non vi sono invece differenze.

Per i parametri economici si riportano dei diagrammi a torta relativi ai costi per ogni componente nei due casi estremi, PP=5 K e PP=20 K: essendo una stima, si è preferito rappresentare tali costi in termini percentuali rispetto al costo totale dell'impianto.

Si riporta inoltre un diagramma relativo al costo d'impianto, uno per i ricavi annuali ed infine un diagramma per confrontare i tempi di ritorno.

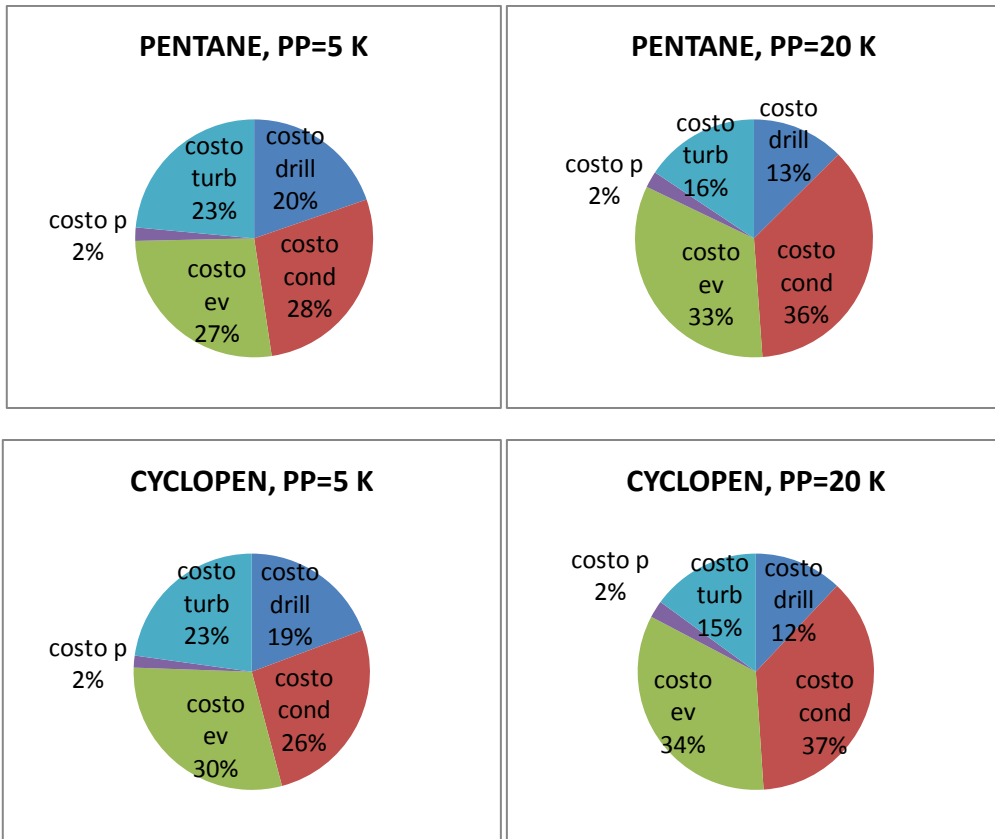


Figura 64: costi per componente (in percentuale rispetto al costo complessivo dell'impianto)

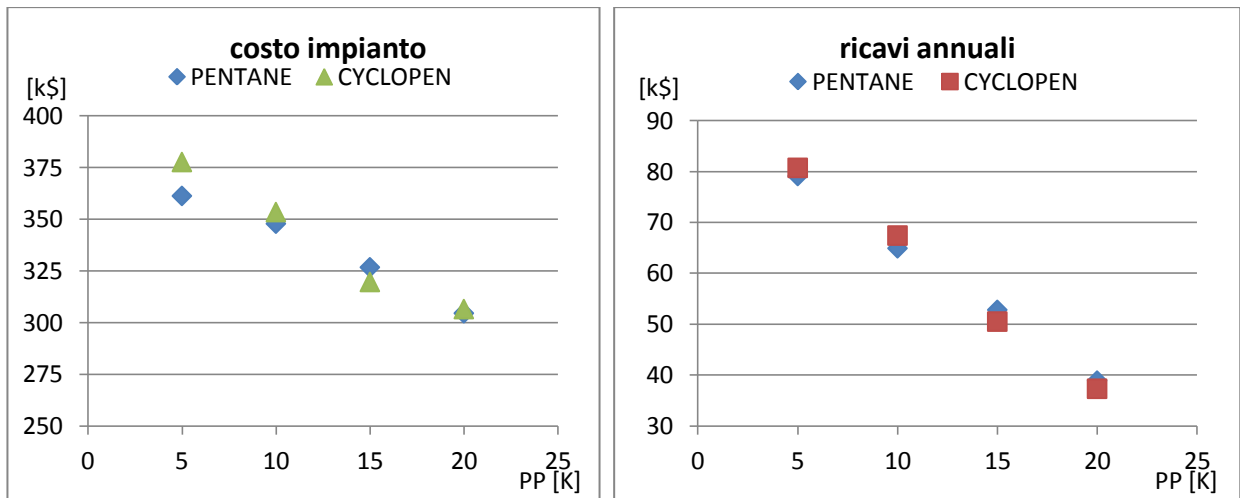


Figura 65: costo complessivo dell'impianto e ricavi annuali

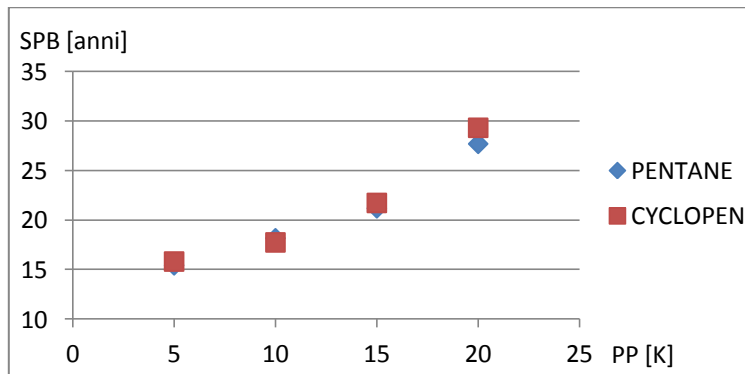


Figura 66: tempo di ritorno

Per quanto riguarda i parametri economici non si verificano differenze sostanziali tra i due fluidi: dai costi per componente si può ricavare che l'unica differenza tra i due fluidi è che il ciclopentano necessita di un evaporatore più costoso (si ricorda che infatti realizza la temperatura massima di ciclo più elevata), mentre la pompa è leggermente meno costosa. D'altra parte, in entrambi i casi la pompa deve coprire un salto di pressione estremamente piccolo: circa 1 bar per il ciclopentano che a 40°C condensa a 0,74 bar, 1,5 bar per il pentano che a 40°C condensa a 1,16 bar. E' importante far notare che, sulla base dei tempi di ritorno, si può dimostrare come un'ottimizzazione di questo tipo sia ingiustificabile quando il pinch point supera i 10 K: già a PP=15 K, infatti, per entrambi i fluidi il tempo di ritorno supera la durata di vita ipotizzata per l'impianto.

Si può quindi concludere che, in base ai risultati relativi ai parametri analizzati, non risulta più vantaggioso l'utilizzo di un fluido rispetto ad un altro; d'altra parte, considerando che il ciclopentano condensa al di sotto della pressione atmosferica, è sicuramente più conveniente utilizzare il pentano, se non altro in termini di dimensioni del condensatore e di condizioni operative.

Per alleggerire la trattazione, da qui in poi le Figure ed i diagrammi vengono riportati in *Appendice A*, mantenendo nel testo solo quelli ritenuti più significativi.

$T_{geo} = 110^{\circ}C$

I fluidi che risultano migliori sono l'R227ea, l'RC318 e l'eptano: l'RC318 è inaccettabile dal punto di vista ambientale (Tabella 13), di conseguenza si sceglie di studiare il comportamento dell'eptano; si ricorda che quest'ultimo esegue sia la condensazione che l'evaporazione al di sotto della pressione atmosferica.

Si può notare come, rispetto al caso precedente, la potenza prodotta sia considerevolmente aumentata e proporzionalmente siano aumentati anche i costi complessivi, compensati però dalle migliori prestazioni in termini termodinamici.

Per l'R227ea l'assetto della turbina è sempre radiale, mentre nel caso dell'eptano è sempre assiale.

Con riferimento alla Figura 1.a in *Appendice A* si nota che, a parità di potenza prodotta e di exergia totale distrutta, differiscono i contributi dei diversi componenti: la maggior quantità di exergia distrutta dal condensatore e dall'evaporatore utilizzando l'eptano è compensata dai minori contributi della pompa e della turbina rispetto a quelli relativi all'uso dell'R227ea. Infatti, l'R227ea ha un maggiore salto di pressione tra evaporazione (intorno ai 20 bar) e condensazione (a 7,02 bar), mentre l'eptano lavora sempre al di sotto della pressione atmosferica (condensa a 0,12 bar ed evapora intorno a 0,40 bar), di conseguenza il salto di pressione è minimo (Figura 67).

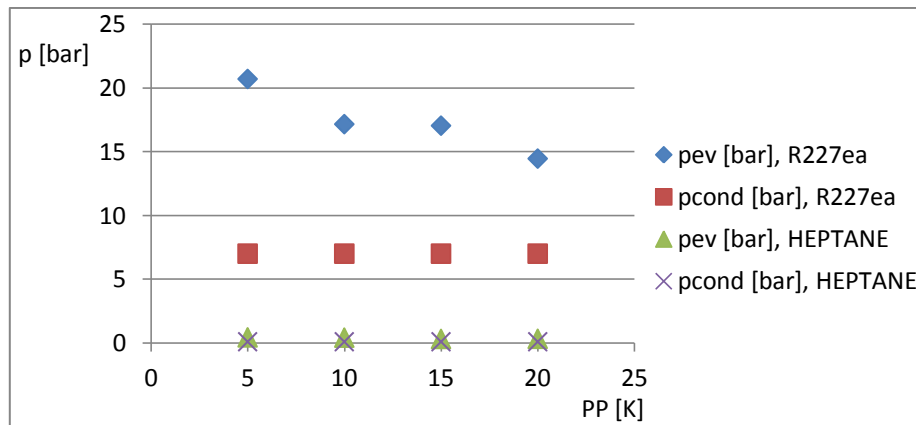


Figura 67: intervallo delle pressioni operative

Dal momento che i due fluidi lavorano a parità di potenza prodotta e, mediamente, anche a parità di exergia distrutta, dal punto di vista dei parametri prestazionali non si segnalano differenze (Figura 2.a).

Per quanto riguarda i parametri termodinamici (Figura 3.a) si ha che, in termini di temperature, lavora meglio l'R227ea poiché, a parità di temperatura di re-iniezione del fluido geotermico, realizza una temperatura massima del ciclo più elevata e quindi più vicina a quella del fluido geotermico all'ingresso. D'altra parte, a parità di portata d'acqua di raffreddamento, la portata di fluido operativo è sempre oltre i 10 kg/s, contro i circa 3 kg/s di eptano, il quale ha inoltre un salto di pressione quasi impercettibile tra condensazione ed evaporazione (circa 0,3 bar).

I costi d'impianto, come anche il tempo di ritorno, risultano più elevati per l'R227ea, in particolare ai più bassi valori del pinch point: nonostante il costo più elevato del condensatore per l'eptano, infatti, utilizzando R227ea servono un evaporatore ed una pompa più costosi (Figure 4.a - 6.a).

Si conclude quindi che ognuno dei due fluidi ha dei vantaggi rispetto all'altro in merito ad alcuni ambiti, pur rimanendo consigliabile l'utilizzo di R227ea: dal punto di vista operativo è certamente preferibile il refrigerante, in quanto non necessita di lavorare sottovuoto, pur realizzando tutto il ciclo termodinamico al di sotto dei 20 bar; d'altra parte richiede una portata di massa ben più elevata ed essendo un fluido ad elevato GWP questo può costituire un problema in vista di future restrizioni.

$T_{geo} = 130^{\circ}C$

I fluidi mediante i quali si realizzano le potenze più alte sono R134a, R227ea e propilene; tra questi si scelgono il propilene e l'R227ea. Oltre al prevedibile incremento di potenza prodotta rispetto ai casi precedenti, si nota subito come le portate di R227ea necessarie siano più del doppio rispetto a quelle del propilene.

In questo caso, come conseguenza dell'entità della potenza prodotta, per entrambi i fluidi si hanno sempre turbine radiali.

Non si hanno differenze né in termini di potenza prodotta né di exergia distrutta, anche se si può notare come l'R227ea risenta in misura minore dell'aumento del pinch point; per quanto riguarda il propilene, la maggior quantità di exergia distrutta dalla pompa è compensata dai minori contributi di evaporatore e condensatore (Figura 7.a).

Con riferimento alla Figura 8.a si può notare che anche in questo caso, a parità di risultati ottenuti, il refrigerante risente meno dell'incremento del pinch point.

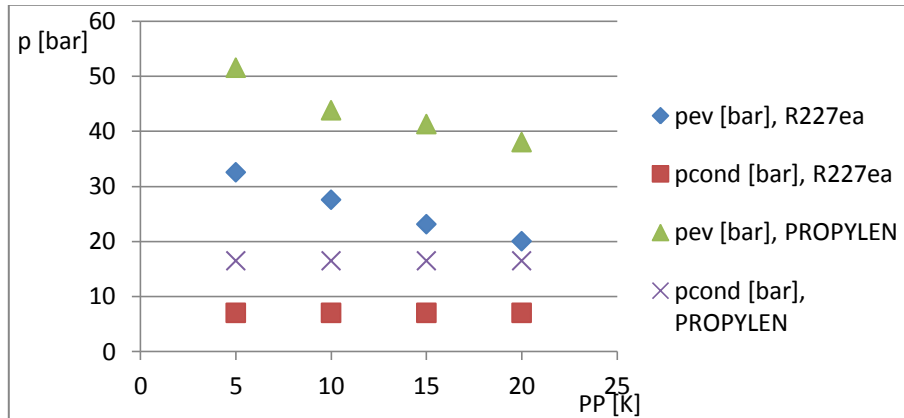


Figura 68: intervallo delle pressioni operative

Dal punto di vista termodinamico si vede che, a parità di temperatura di re-iniezione e di uscita dall'evaporatore, l'idrocarburo risulta più oneroso in termini di pressione, condensando a 16,48 bar ed evaporando oltre ai 40 bar, mentre l'R227ea mantiene un salto di pressione più modesto condensando a 7,02 bar ed evaporando mediamente al di sotto dei 30 bar, a vantaggio del lavoro della pompa (Figura 68). D'altra parte necessita di una più che doppia portata di fluido operativo (mediamente 18 kg/s contro 6 kg/s, Figura 9.a).

Per quanto riguarda i parametri economici, il propilene è il fluido con i maggiori costi di impianto e di conseguenza il più alto tempo di ritorno: tutti i componenti dell'impianto funzionante con R227ea risultano infatti meno costosi (Figure 10.a - 12.a).

Si conclude quindi che, dal punto di vista operativo si rivela sicuramente preferibile il refrigerante, grazie alle condizioni meno spinte a cui lavora, soprattutto in termini di pressione (condensa a 7,02 bar ed evapora al di sotto dei 30 bar, mentre il propilene condensa a 16,48 bar ed evapora mediamente oltre i 40 bar) e lo è anche dal punto di vista economico; d'altra parte, non è così conveniente dal punto di vista ambientale, innanzitutto per il suo elevato impatto sull'effetto serra e poi per la maggior portata necessaria per compiere il ciclo. Si ricorda comunque che si tratta di un ciclo chiuso e questo ne limita l'influenza ambientale, ma nell'analisi non si è tenuto conto del costo dei fluidi ed un refrigerante è sempre più costoso di un idrocarburo.

$T_{geo} = 150^{\circ}\text{C}$

I fluidi migliori sono R134a, R227ea e propano: si scelgono l'R134a ed il propano.

I vantaggi, almeno in termini di potenza prodotta, aumentano ancora rispetto ai casi precedenti; si hanno sempre turbine radiali.

Utilizzando R134a si ottiene una produzione leggermente maggiore in termini di potenza e minore in termini di exergia distrutta, sostanzialmente legata ai minori contributi della pompa e del condensatore rispetto a quelli ottenuti utilizzando propano come fluido operativo (Figura 13.a).

Dal punto di vista prestazionale, la superiorità del refrigerante si può quindi notare solo in termini di rendimento exergetico, rimanendo analoghi il rendimento di ciclo e quello di recupero (Figura 14.a).

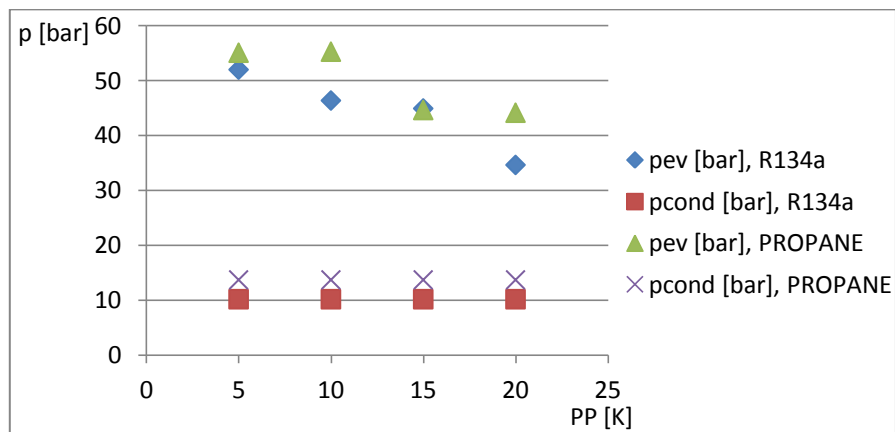


Figura 69: intervallo delle pressioni operative

Per quanto riguarda i parametri termodinamici si può notare come, con riferimento alla Figura 15.a, siano diventate consistenti le portate d'acqua di raffreddamento necessarie rispetto ai casi precedenti. Dal punto di vista delle temperature realizzate, non si hanno differenze in termini di temperatura di re-iniezione del fluido, ambito nel quale entrambi i fluidi lavorano molto bene, mentre per quanto riguarda la temperatura massima del ciclo è il propano ad avvicinarsi maggiormente alla temperatura della sorgente; d'altra parte il propano, condensando a 13,69 bar ed evaporando intorno ai 50 bar, lavora a pressioni leggermente più spinte rispetto a quanto non faccia l'R134a, che condensa a 10,17 bar ed evapora mediamente al di sotto dei 50 bar (Figura 69). D'altra parte la portata di refrigerante necessaria per compiere il ciclo è doppia rispetto a quella dell'idrocarburo.

Come nel caso precedente, i costi d'impianto ed il tempo di ritorno risultano più bassi con l'R134a: nonostante il maggior costo del condensatore, esso necessita di evaporatore e pompa meno costosi (Figure 16.a - Figure 18.a).

Si può quindi nuovamente concludere che il refrigerante si manifesta un miglior fluido operativo rispetto all'idrocarburo, il quale risulta penalizzato principalmente da un salto di pressione di oltre 40 bar e da una pressione massima di ciclo intorno ai 50 bar; va peraltro ricordato che nel caso dell'R134a sono necessari circa 15 kg/s di fluido operativo, mentre per il propano ne sono sufficienti circa 8 kg/s.

$$T_{\text{geo}} = 170^{\circ}\text{C}$$

Tra propano, R124 e R134a, si sceglie di analizzare l'R124 e l'R134a: quello che si nota, oltre all'ulteriore aumento di potenza prodotta, è che si ha un notevole aumento in termini di portata di fluido operativo, che può influire sulle scelte di carattere economico ed ambientale, ma anche di acqua di raffreddamento, non sempre disponibile.

Con riferimento alla Figura 19.a, si vede che l'utilizzo di R124 si rivela più vantaggioso sia in termini di potenza prodotta che di exergia distrutta, grazie al contributo notevolmente minore dato dal condensatore rispetto all'R134a.

Anche dal punto di vista dei rendimenti l'R124 risulta quindi migliore rispetto all'altro fluido (Figura 20.a).

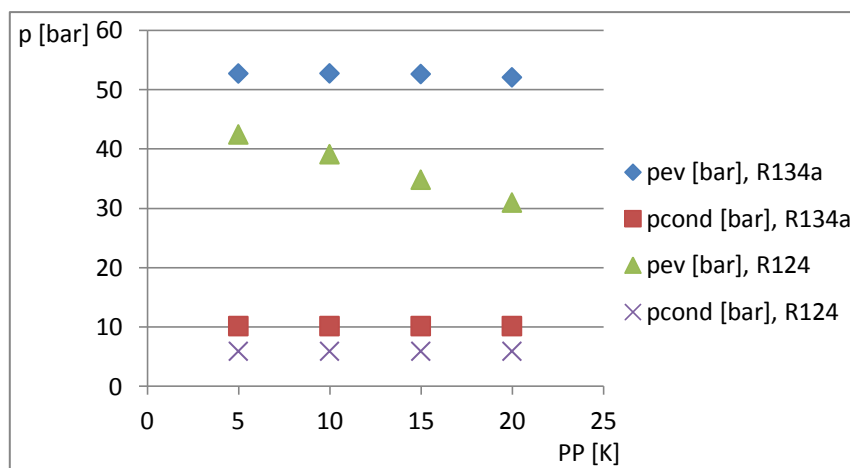


Figura 70: intervallo delle pressioni operative

Con riferimento alla Figura 21.a ed alla Figura 70 si ha che, per quanto riguarda i parametri termodinamici, le differenze sono principalmente legate alla temperatura massima di ciclo ed alla pressione di evaporazione, più alte con l'R134a: esso, infatti, a 40°C condensa a 10,17 bar, contro i 5,93 bar dell'R124, il quale quindi gode di un minore salto di pressione a vantaggio di un minor lavoro da parte della pompa (meno di 30 bar contro i 40 bar dell'R134a). Le portate necessarie sono però leggermente maggiori.

Nonostante i maggiori contributi di condensatore e turbina rispetto all'R134a, i minori costi dell'evaporatore e della pompa legati alle pressioni meno elevate a cui lavora rendono l'R124 sicuramente più conveniente anche dal punto di vista economico, necessitando di minori costi d'impianto specialmente a bassi valori del pinch point (Figure 22.a - 24.a).

Si conclude quindi che non vi è dubbio sul vantaggio che si ottiene, sotto praticamente tutti i punti di vista, nell'utilizzare l'R124 e, anche se necessita di una portata maggiore, questo non costituisce un problema, poiché l'impatto ambientale dell'R124 è molto minore rispetto a quello dell'R134a.

4.1.2. Conclusioni sulla selezione dei fluidi per ogni valore della temperatura

Da quanto si è fin qui visto si può concludere che utilizzando un ciclo standard ha sempre senso eseguire l'ottimizzazione della potenza prodotta: solo in corrispondenza di $T_{geo}=90^{\circ}\text{C}$ bisogna fare attenzione affinché il pinch point all'evaporatore non vada al di sotto dei 10 K, altrimenti si perde la convenienza dal punto di vista economico.

Avendo scelto delle coppie di fluidi a parità di potenza prodotta, non è possibile fare un confronto decisivo sulla base delle prestazioni (si ricorda la proporzionalità diretta tra rendimento di Primo e Secondo Principio e la potenza prodotta, Equazioni (1) e (2) in 2.1.2.), ma, soprattutto all'aumentare della temperatura della sorgente, risulta evidente come i fluidi si differenzino soprattutto dal punto di vista termodinamico ed economico. Innanzitutto, alle più basse temperature si hanno i fluidi che condensano (o addirittura compiono tutto il ciclo) al di sotto della pressione atmosferica: i loro vantaggi sono limitati a questo campo operativo poiché non sono in grado di sfruttare la sorgente quando aumenta la quantità di calore da essa fornita e sono dunque necessari fluidi in grado di lavorare a pressioni operative più elevate. Tra 90°C e 110°C non è inoltre possibile stabilire quando un fluido sia preferibile rispetto all'altro perché le differenze che si manifestano sono minime; dai 130°C in su, invece, pur lavorando a parità di potenza i fluidi manifestano comportamenti diversi ed il confronto avviene tra idrocarburi e refrigeranti o, nel caso di $T_{geo}=170^{\circ}\text{C}$, tra refrigeranti e refrigeranti.

Non sempre è possibile stabilire in senso assoluto se vada utilizzato un fluido piuttosto che l'altro, ma è piuttosto preferibile sottolineare i vantaggi di ognuno e quali siano le sue migliori condizioni operative. Si è quindi notato come, almeno da un punto di vista dei costi di impianto, risulti preferibile l'utilizzo dei refrigeranti, ma bisogna tener conto del fatto che necessitano di più elevate portate e di conseguenza gli impianti che li utilizzano possono essere soggetti a maggiori restrizioni di carattere ambientale; d'altra parte si è visto come gli idrocarburi lavorino generalmente a più elevate pressioni operative ed in particolare con maggiori salti di pressione tra evaporazione e condensazione. Sempre dal punto di vista economico, inoltre, si fa notare come alle più basse temperature della sorgente i costi per ogni singolo componente si mantengano confrontabili gli uni con gli altri (sebbene, specialmente per quanto riguarda l'evaporatore, calino sensibilmente all'aumentare del pinch point), mentre alle più alte temperature il costo dell'evaporatore risulti quasi triplicato rispetto a quello del condensatore. Per quanto riguarda la pompa, si è visto come il suo contributo sia sempre il più piccolo tra tutti i componenti: va comunque detto che, in un impianto così semplice (si hanno sostanzialmente quattro componenti tra termici e meccanici), può risultare utile risparmiare sulla pompa utilizzando quindi fluidi con intervalli di pressione tra evaporazione e condensazione più modesti, di conseguenza i refrigeranti piuttosto che gli idrocarburi.

4.1.3. Selezione dei fluidi ottimi al variare della temperatura della sorgente geotermica

Non esiste un fluido in grado di ottenere buone prestazioni per qualsiasi temperatura della sorgente termica, pertanto non ha senso analizzarne il comportamento tra $T_{geo}=90^{\circ}\text{C}$ e $T_{geo}=170^{\circ}\text{C}$ in quanto risulterebbe un'inutile forzatura; quello che si nota dall'analisi dei risultati, però, è che in determinati intervalli di temperatura è sempre uno stesso gruppo di fluidi a risultare il migliore in termini di potenza prodotta. Di conseguenza è possibile fare un confronto tra alcuni fluidi in relazione all'intervallo di temperatura in cui essi sono maggiormente performanti. Tale confronto è eseguito non solo sulla base dell'output, ma anche in termini di alcuni tra i principali parametri di cui si è tenuto conto nella *Sezione 4.1.1.*, in modo da vedere come variano, oltre che con il fluido, al variare della temperatura della sorgente. In particolare, in questo caso si vogliono confrontare:

- la potenza elettrica prodotta;
- il rendimento exergetico;
- la pressione di evaporazione;
- la portata di fluido operativo;
- il costo d'impianto;
- per quanto riguarda i parametri economici come parametro di confronto si sceglie il Valore Attuale Netto, i cui valori manifestano differenze più significative di quanto non facciano quelli relativi all'Indice di Profittabilità.

Si distinguono due intervalli: il primo tra $T_{geo}=90^{\circ}\text{C}$ e $T_{geo}=110^{\circ}\text{C}$ ed il secondo tra $T_{geo}=130^{\circ}\text{C}$ e $T_{geo}=170^{\circ}\text{C}$.

Analisi fluido per fluido: T_{geo} compresa tra 90°C e 110°C

In questo intervallo si vogliono confrontare i risultati ottenuti con cicloesano e R245fa, ai quali si aggiunge l'R227ea, l'unico fluido presente tra i più adatti ad ottenere elevate potenze indistintamente dai 110°C ai 150°C , di conseguenza si vuole studiare il suo comportamento anche a 90°C per poter poi fare un confronto.

L'aver scelto dei fluidi che lavorano a parità di potenza prodotta, significa non avere significative variazioni tra l'uno e l'altro, come dimostra il diagramma in Figura 25.a, dal quale si può comunque ricavare l'ordine di grandezza della potenza prodotta in corrispondenza di queste temperature della sorgente.

Per ogni fluido ed in corrispondenza di ogni temperatura della sorgente termica, si sono realizzati dei diagrammi a radar in cui si sono riportati pressione di evaporazione (p_{ev} [bar]), rendimento exergetico (η_{ex} [%]) e portata di fluido operativo (m_{ORC} [kg/s]); separatamente, si sono creati dei diagrammi per il confronto tra costo d'impianto (costo impianto) e Valore Attuale Netto (VAN), per ogni fluido esaminato.

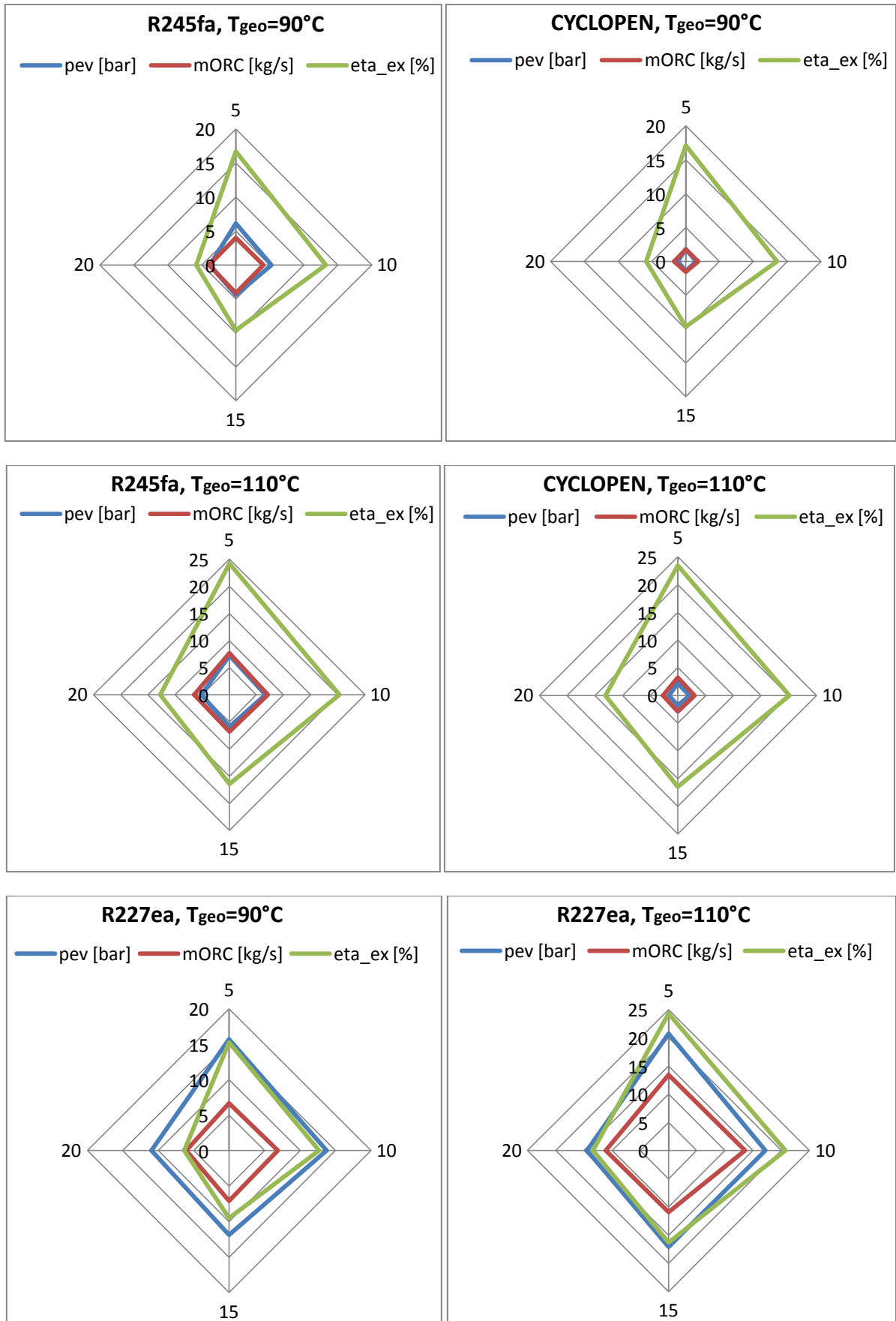


Figura 71: confronto tra pressione di evaporazione, portata di massa e rendimento exergetico realizzati dai tre fluidi scelti nell'intervallo tra $T_{geo}=90^{\circ}C$ e $T_{geo}=110^{\circ}C$

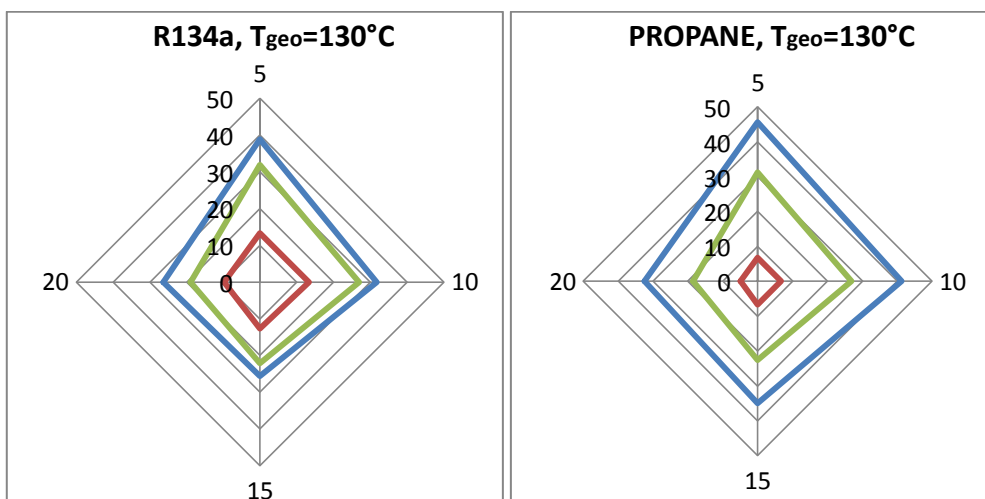
Dai diagrammi in Figura 71 si può concludere che, lavorando nell'ambito dell'ottimizzazione della potenza prodotta, l'andamento della potenza al variare della temperatura (Figura 25.a) è analogo per i tre fluidi e di conseguenza lo è anche il rendimento exergetico, ad essa direttamente proporzionale. Per quanto riguarda la pressione di evaporazione si può notare come nel caso del ciclopentano sia molto bassa (ricordiamo infatti che questo fluido condensa sottovuoto); gli altri due fluidi lavorano entrambi oltre la pressione atmosferica, in particolare l'R245fa a livelli più bassi (tra 2,50 bar e 7 bar), mentre l'R227ea a livelli più spinti ma comunque facilmente realizzabili (tra 7,02 bar e 20 bar).

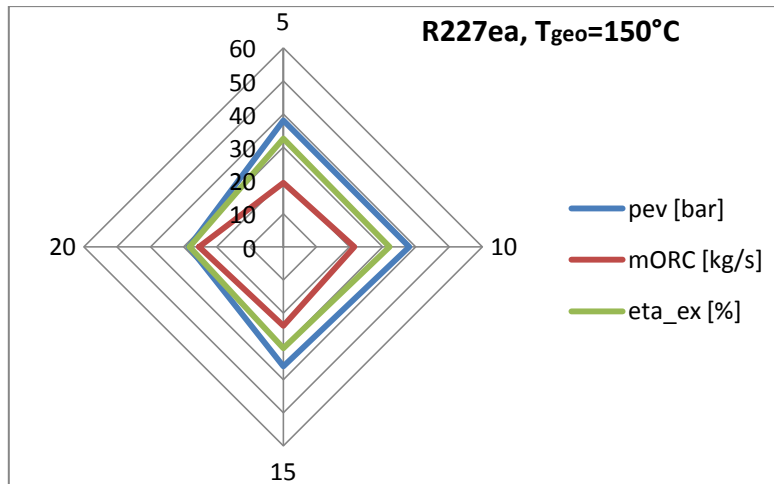
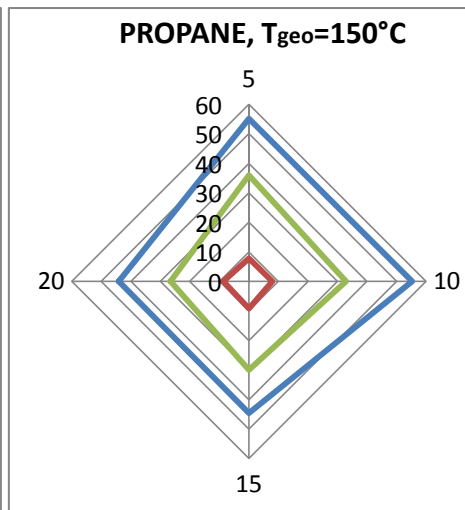
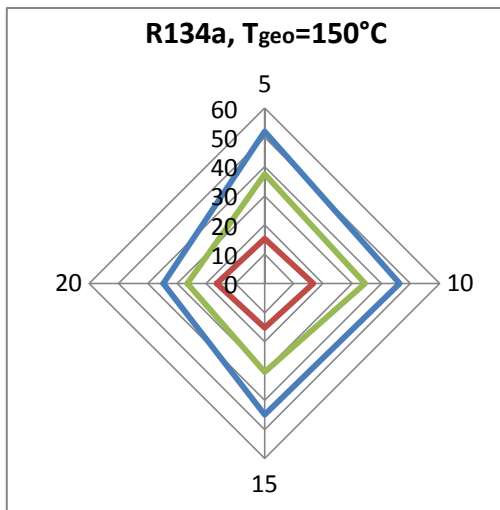
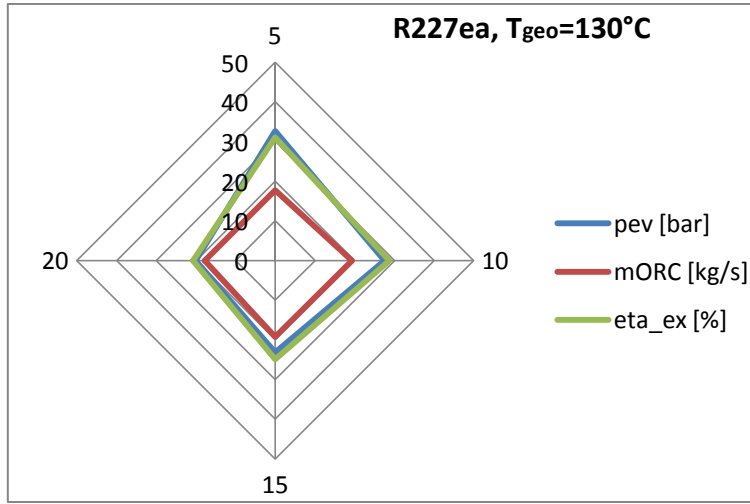
E' interessante il confronto tra le portate: quella di ciclopentano è molto piccola (al massimo 3 kg/s), coerentemente col ciclo "scarso" da esso compiuto, e la portata di R227ea è circa il doppio di quella dell'R245fa (a $T_{geo}=110^{\circ}C$ sono rispettivamente 13 kg/s e 7 kg/s circa), fluido con GWP molto più basso e quindi maggiormente vantaggioso dal punto di vista ambientale.

Per quanto riguarda i costi, con riferimento alle Figure 26.a e 27.a, le differenze si manifestano a $T_{geo}=110^{\circ}C$: il fluido nettamente peggiore è l'R227ea, specialmente a $T_{geo}=110^{\circ}C$, condizione in cui sui costi di impianto pesa maggiormente il contributo dell'evaporatore, soprattutto se confrontato con l'R245fa. Inoltre, quando i componenti di impianto sono così pochi, è chiaro che anche il contributo della pompa acquista un maggior peso sul costo complessivo e quindi risulta meno conveniente un ciclo con un maggior salto di pressione.

Analisi fluido per fluido: T_{geo} compresa tra $130^{\circ}C$ e $170^{\circ}C$

In fase di analisi temperatura per temperatura si è potuto osservare come i fluidi con le potenze più alte in questo intervallo di temperature siano l'R134a e l'R227ea; a parità di prestazioni si decide inoltre di analizzare il comportamento del propano piuttosto che quello dell'R124 in modo da evidenziare quali siano le differenze tra un idrocarburo ed un refrigerante in quest'ambito operativo.





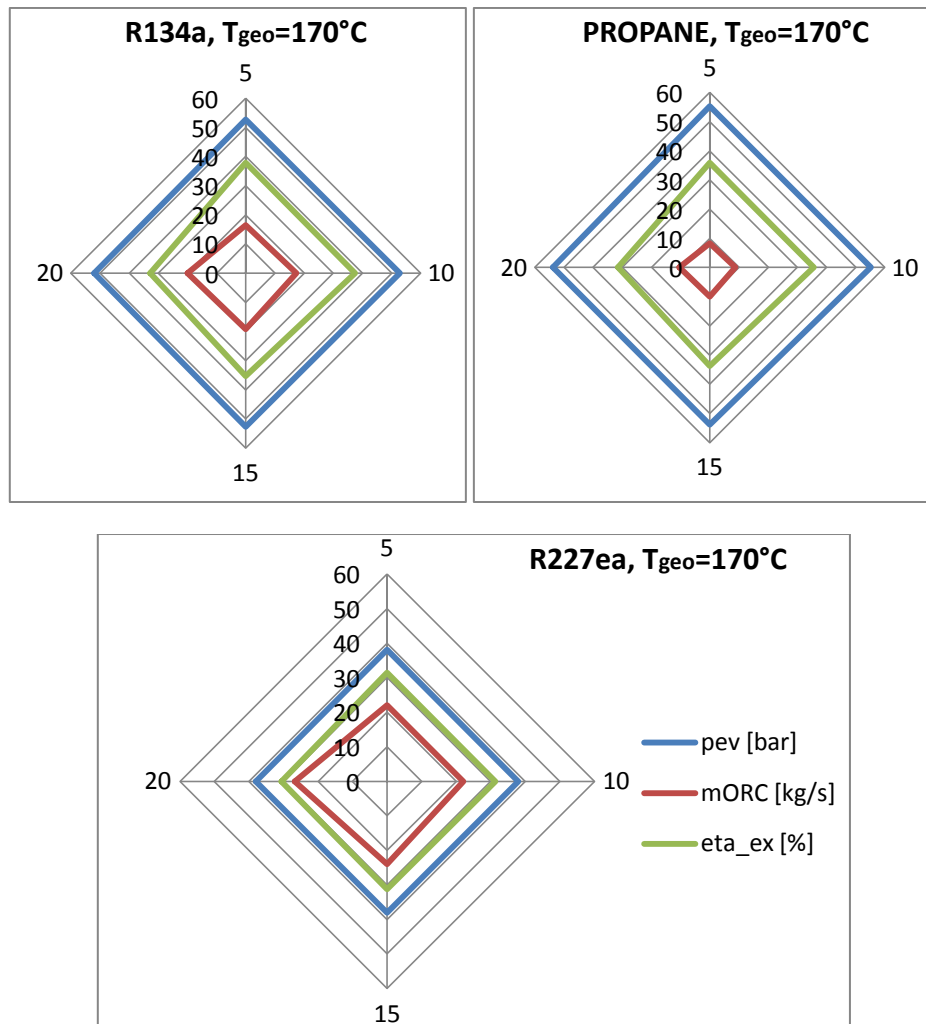


Figura 72: confronto tra pressione di evaporazione, portata di massa e rendimento exergetico realizzati dai tre fluidi scelti nell'intervallo tra $T_{geo}=130^\circ\text{C}$ e $T_{geo}=170^\circ\text{C}$

Per fornire l'ordine di grandezza delle potenze prodotte, in Figura 28.a si sono riportate le potenze ottenute dai tre fluidi in esame nell'intervallo di temperature della sorgente esaminato.

Come nel caso precedente, analizzando i fluidi che lavorano meglio nell'ambito della produzione di potenza, anche confrontando i rendimenti exergetici ottenuti non si ottengono differenze tra i risultati di un fluido e l'altro. Si manifestano però delle differenze sia di carattere termodinamico che economico: innanzitutto, per quanto riguarda le pressioni di evaporazione, si ha che il fluido più conveniente è l'R227ea poiché lavora in un intervallo di pressioni operative agevolmente realizzabile (condensazione a 7,02 bar ed evaporazione al di sotto dei 40 bar anche alle più alte temperature della sorgente), mentre il fluido che lavora a pressioni più alte è l'idrocarburo, con conseguenti problemi di realizzazione e tenuta dell'impianto (condensazione a 13,69 bar ed evaporazione anche oltre i 50 bar); anche i valori di condensazione ed evaporazione dell'R134a non si discostano molto da quelli del propano. Per quanto riguarda le portate di fluido motore, però, tale situazione si capovolge: l'idrocarburo lavora con portate molto basse, mentre l'R227ea è il fluido che necessita delle portate più elevate, distaccato di poco dall'R134a (Figura 72).

Dal punto di vista dei costi (con riferimento alla Figura 29.a), l'R227ea si rivela il fluido mediamente più conveniente perché, a parità di costi del condensatore, l'evaporatore mantiene un contributo più basso rispetto agli altri due fluidi, inoltre si ricorda come utilizzando questo fluido la pompa debba coprire minori intervalli tra evaporazione e condensazione, mantenendo così basso il valore del fattore di pressione e proporzionalmente il costo.

Si può quindi concludere innanzitutto che l'R227ea si dimostra un fluido operativo efficiente anche al variare della temperatura della sorgente termica; d'altro canto ogni fluido analizzato manifesta vantaggi e svantaggi in relazione ad un certo ambito. Si può infatti notare come i refrigeranti, in generale, risultino vantaggiosi da un punto di vista operativo, potendo essere utilizzati in cicli a pressioni sostanzialmente agevoli, mentre gli idrocarburi o lavorano sotto vuoto oppure a pressioni molto elevate; tale vantaggio è anche economico. Tuttavia utilizzando un idrocarburo le portate di fluido operativo necessarie sono minori, con effetti positivi sia dal punto di vista ambientale che economico (in relazione ai più elevati costi dei refrigeranti rispetto agli idrocarburi).

Si fa infine notare come le differenze tra le prestazioni dei fluidi relativamente a qualsiasi parametro di interesse risultino comunque più evidenti all'aumentare della temperatura della sorgente termica.

Caso (b)

Come fatto per il *Caso (a)*, nel diagramma seguente si riportano alcuni esempi dei risultati ottenuti da diversi fluidi in termini di potenza prodotta: si ha una maggiore dispersione dei valori rispetto al caso precedente anche per temperature della sorgente termica più basse, inoltre le potenze prodotte risultano più alte.

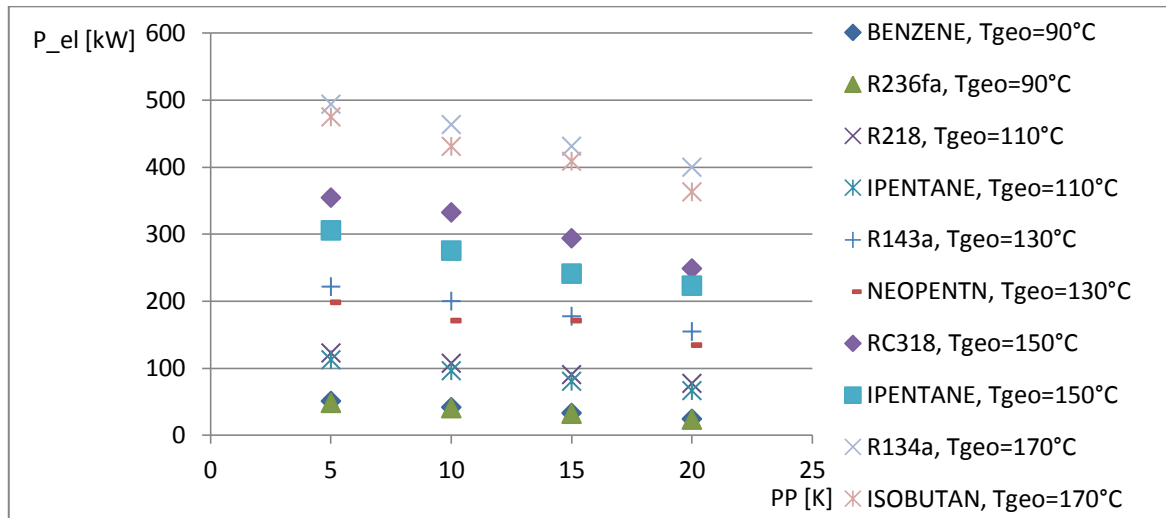


Figura 73: esempio di dispersione dei valori della potenza prodotta al variare della temperatura della sorgente termica

Si vuole vedere con l'aggiunta del recupero di calore, oltre che un ovvio aumento dei costi (si ricorda che gli scambiatori di calore, assieme alle turbine, sono i componenti più costosi di un impianto), quale sia l'effetto in termini di output del ciclo.

Rispetto al *Caso (a)*, tra i parametri analizzati si aggiungono quelli relativi al recuperatore, in particolare il suo costo e la quantità di exergia da esso distrutta.

4.1.4. Selezione dei fluidi ottimi per ogni temperatura della sorgente termica

Dalle simulazioni del funzionamento dei 56 fluidi in un impianto di tipo (b) si ottiene che, specialmente da T_{geo}=110°C in su, diversi fluidi forniscono la stessa potenza, pertanto la scelta dei fluidi da confrontare in relazione ad ogni temperatura della sorgente geotermica è più ampia di quanto non lo fosse nel caso precedente.

T_{geo} = 90°C

Tra benzene, R365mfc e ciclopentano, si sono scelti il benzene e l'R365mfc: si ricorda che il benzene, a 40°C, condensa al di sotto della pressione atmosferica; in questo caso anche l'evaporazione avviene al di sotto della pressione atmosferica e si potrebbero avere quindi delle problematiche di tipo pratico legate all'utilizzo di questo fluido.

Dai risultati si ricava che, per quanto i parametri termodinamici ed exergetici siano sostanzialmente buoni (in corrispondenza dei più bassi pinch point per entrambi i fluidi la potenza

prodotta è di oltre 40 kW ed il rendimento termico del ciclo è maggiore del 5%), dal punto di vista economico le prestazioni del ciclo con entrambi questi fluidi sono inaccettabili, con un Indice di Profittabilità al di sotto di -0,50 e tempi di ritorno al di sopra dei 20 anni anche in corrispondenza di un PP=5 K. Per questo motivo si ritiene non abbia senso proseguire oltre il confronto tra i due fluidi scelti.

$T_{geo} = 110^{\circ}C$

In questo caso i fluidi con i quali si ottengono le potenze più alte sono R125, R143a e R218. Si tratta di sostanze ad alto GWP (Tabella 13): i fluidi che per primi potrebbero essere soggetti a limitazioni legate all'impatto ambientale sono tra questi l'R218 e l'R143a e si decide quindi, praticamente a parità di potenza elettrica ottenuta, di analizzare l'R125 e l'R227ea.

Dai risultati si ricava come, a parità di potenza prodotta, lavorare con R125 risulti dal punto di vista economico molto meno conveniente rispetto all'R227ea; vale comunque la pena di eseguire un confronto tra i due fluidi.

(Solo per $T_{geo}=110^{\circ}C$ si riportano integralmente le Figure che si sono utilizzate nell'analisi; nei casi successivi si farà nuovamente riferimento all'Appendice A.)

Le turbine sono sempre radiali.

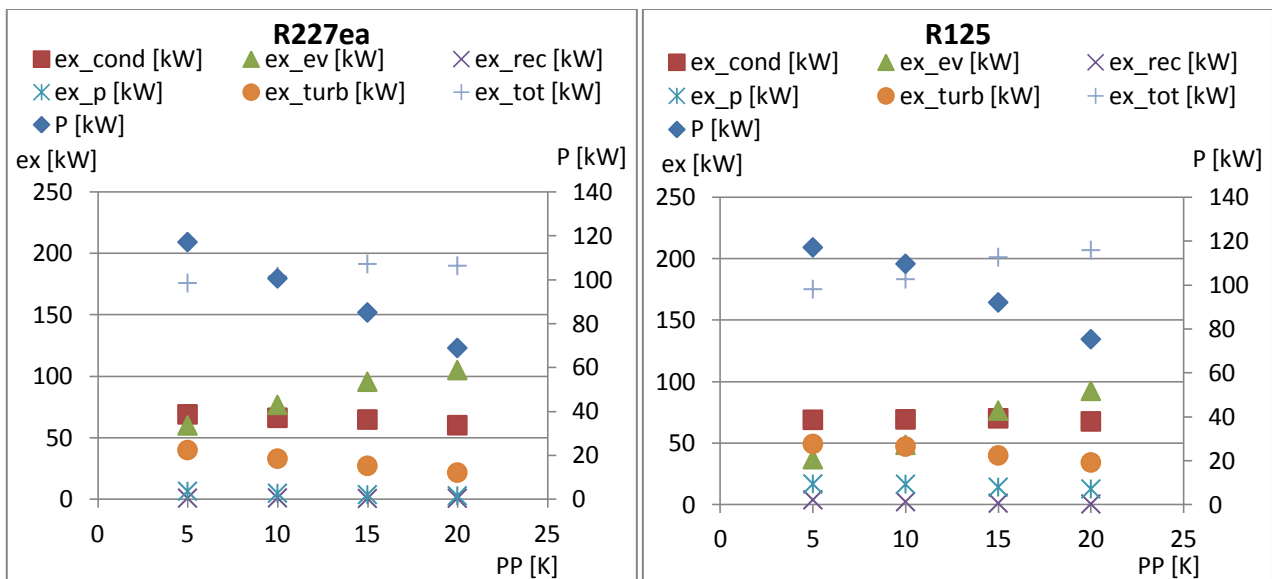


Figura 74: confronto tra parametri exergetici (riferiti all'asse delle ordinate principale) e potenza prodotta (riferita all'asse delle ordinate secondario)

A parità di potenza prodotta con PP=5 K, i risultati ottenuti con l'R125 risultano meno influenzati dal diminuire del pinch point; tuttavia esso distrugge una maggiore quantità di exergia complessiva, le cui principali responsabili sono la turbina e, in misura minore, la pompa. I campi operativi dei due fluidi sono infatti completamente diversi dal punto di vista delle pressioni: l'R227ea a 40°C condensa a 7,02 bar, mentre l'R125 a 20,08 bar (Figura 77).

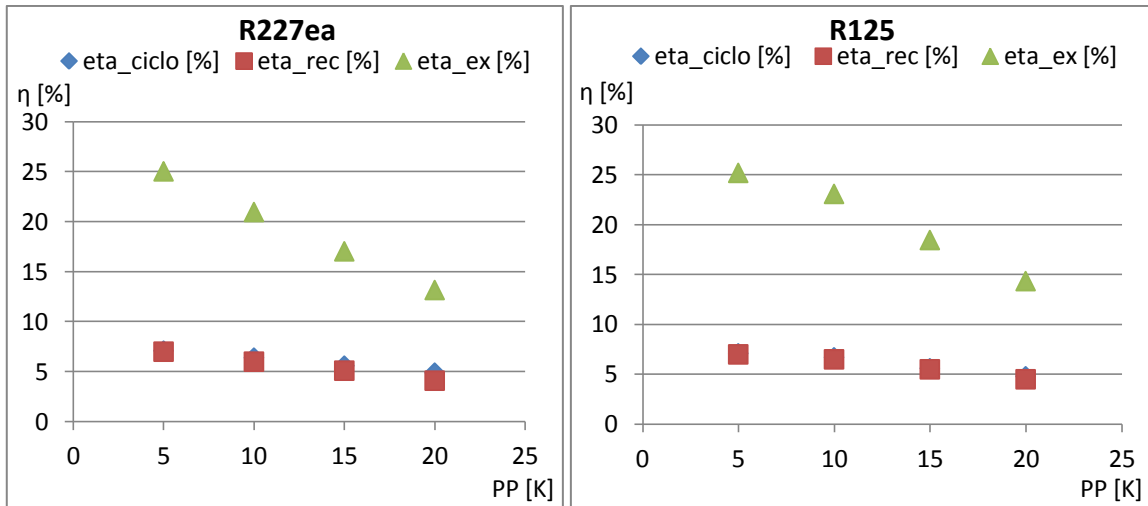


Figura 75: confronto tra parametri prestazionali

Dal punto di vista prestazionale non vi sono differenze tra un fluido e l'altro, anche in questo caso però l'R125 manifesta cali meno evidenti all'aumentare del pinch point.

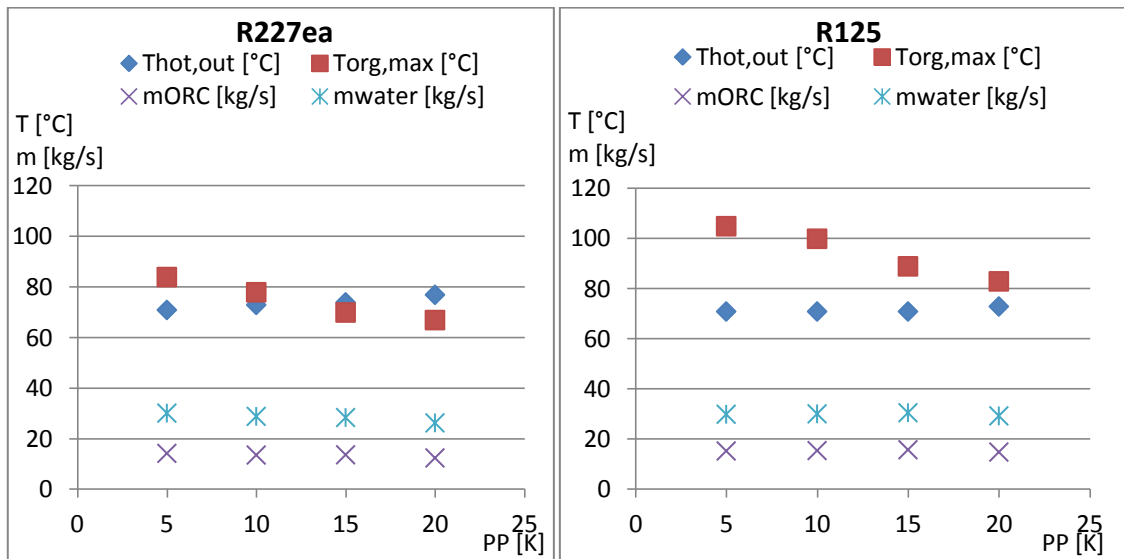


Figura 76: confronto tra parametri termodinamici (temperature e portate di massa)

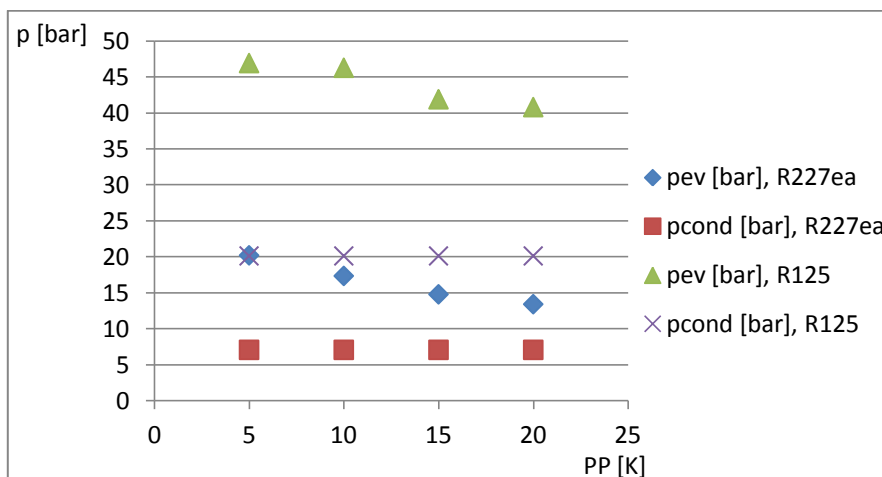


Figura 77: intervallo delle pressioni operative

Dal punto di vista delle pressioni operative, i due fluidi lavorano a livelli completamente diversi, in particolare l'R125 condensa a quasi 50 bar e ha un salto di pressione di oltre 20 bar, contro un salto di pressione di meno di 10 bar per l'R227ea. Per quanto riguarda le altre caratteristiche termodinamiche (Figura 76), l'unica differenza da segnalare è la temperatura del fluido operativo all'uscita dell'evaporatore: utilizzando R125, dal momento che lavora a pressioni più alte, è possibile ottenere temperature del fluido più elevate e quindi avvicinarsi maggiormente alla temperatura della sorgente geotermica.

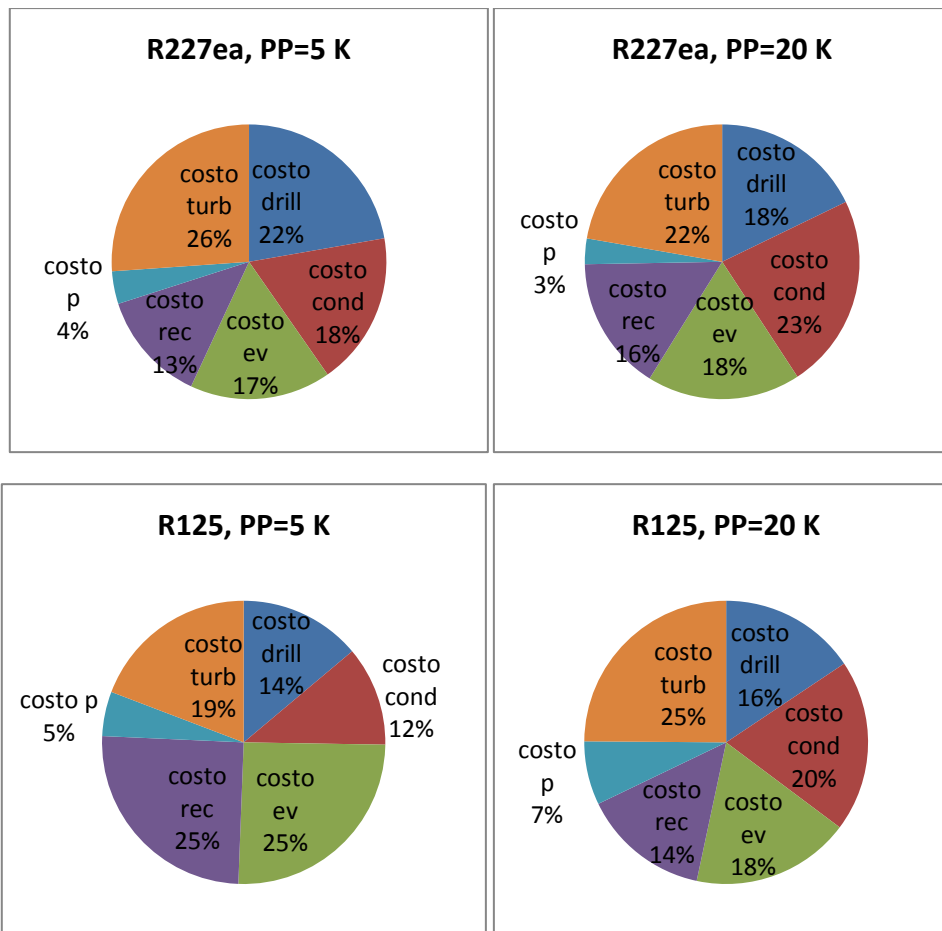


Figura 78: costi per componente (in percentuale rispetto al costo complessivo)

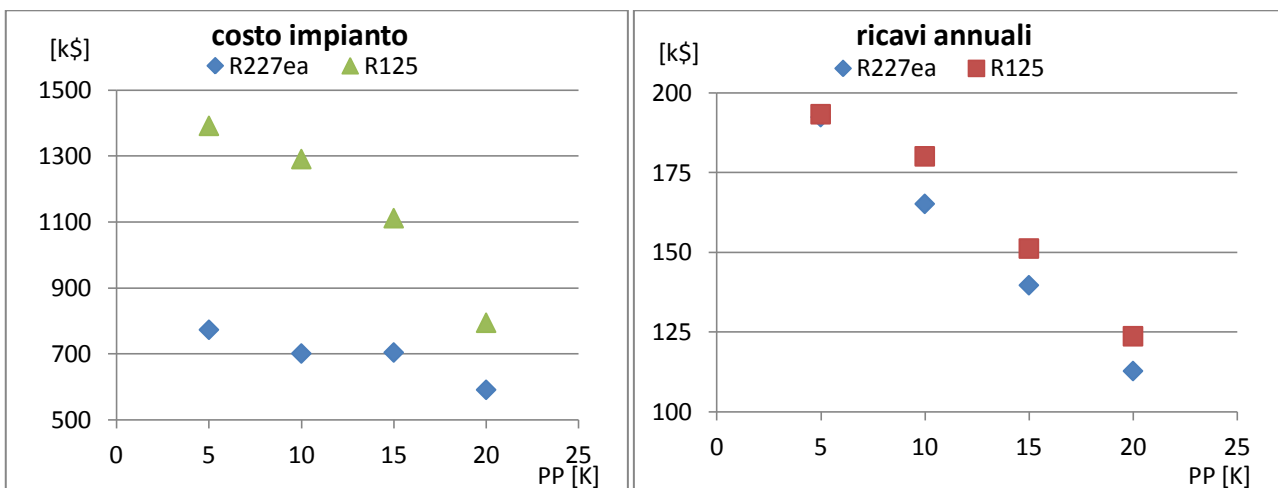


Figura 79: costo complessivo dell'impianto e ricavi annuali

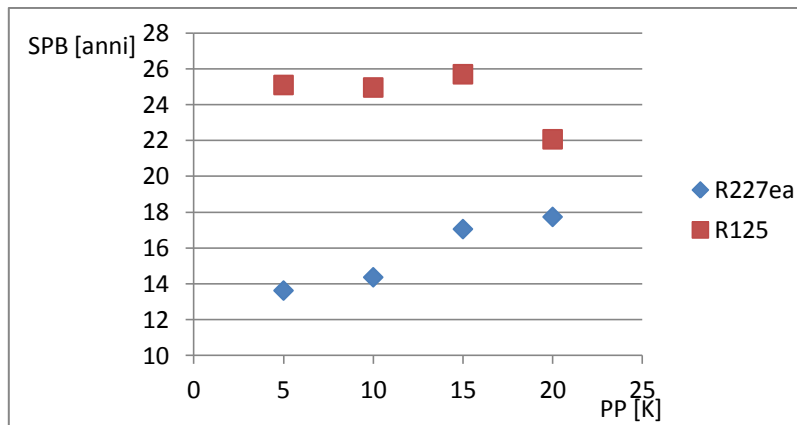


Figura 80: tempo di ritorno

Sono però i parametri economici quelli che maggiormente distinguono un fluido dall'altro (Figure 78 - 80): utilizzando R227ea i costi d'impianto sono la metà di quelli di un ciclo con R125 come fluido operativo. A parità di costi di condensatore e turbina si può infatti notare come le condizioni operative più onerose per questo fluido si traducano in costi più elevati per la pompa, ma soprattutto per l'evaporatore ed il recuperatore, perché servono scambiatori più sofisticati rispetto a quelli utilizzabili con l'R227ea.

In conclusione si ricava che tra i due fluidi è sicuramente preferibile utilizzare l'R227ea principalmente per motivi economici, che sono comunque legati alle caratteristiche operative: è infatti impensabile lavorare con un fluido che già in corrispondenza di una temperatura della sorgente termica di soli 110°C necessita di una pressione massima di ciclo di quasi 50 bar.

$T_{geo} = 130^{\circ}C$

I fluidi migliori in questo caso sono R227ea, R134a e R143a: a causa dell'impatto ambientale di quest'ultimo, si preferisce eseguire l'analisi di R227ea e R134a.

Con riferimento alla Figura 30.b si può ricavare che utilizzando R227ea si ha una maggiore produzione di potenza mediamente a parità di exergia distrutta: si ha infatti che il più alto contributo del condensatore dell'R134a viene compensato dall'evaporatore e dal recuperatore.

Per quanto riguarda i rendimenti, a parità di rendimento del ciclo, il recupero del calore ed il rendimento exergetico risultano leggermente più alti con l'R227ea (Figura 31.b).

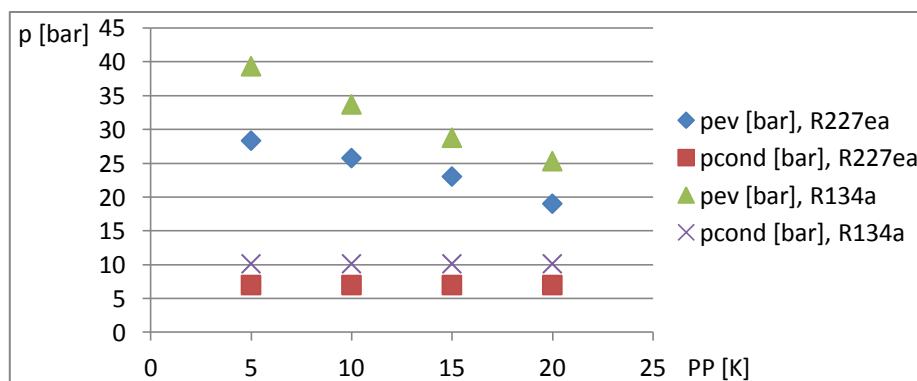


Figura 81: intervallo delle pressioni operative

Dal punto di vista termodinamico è importante fare notare due differenze: l'intervallo delle pressioni e la portata di fluido operativo. Infatti l'R134a condensa a 10,17 bar mentre l'R227ea a 7,02 bar, quindi utilizzando R134a la differenza di pressione tra condensazione ed evaporazione è più elevata specialmente ai più bassi pinch point, con maggiore onere per la pompa. D'altro canto per compiere il ciclo risulta necessaria una minor portata di fluido operativo rispetto all'R227ea (circa 20 kg/s contro i poco più di 10 kg/s necessari con l'R134a), con un conseguente vantaggio dal punto di vista ambientale (Figure 32.b e 81).

Dal punto di vista economico, nonostante i suddetti oneri di carattere operativo, risulta leggermente più vantaggioso l'R134a, mediante il quale è possibile risparmiare in termini di turbina, recuperatore ed evaporatore (Figure 33.b - 35.b).

In conclusione si può dire che ognuno dei due fluidi gode di un certo numero di vantaggi relativamente all'aspetto che interessa a chi lo inserisce in un ciclo: con l'R227ea si hanno una potenza prodotta ed un rendimento di ciclo maggiori, nonché pressioni operative più basse. D'altro canto, un ciclo realizzato con R134a mantiene ancora un intervallo di pressioni operative sostanzialmente agevole (pressione massima al di sotto dei 40 bar), ma soprattutto minori costi ed una minore portata, un aspetto quest'ultimo molto importante trattandosi di due fluidi con un GWP non trascurabile.

$T_{geo} = 150^{\circ}C$

Si scelgono l'RC318 e l'R134a; dal punto di vista ambientale l'RC318 è inaccettabile e lo si sostituisce con l'R227ea.

Contrariamente a quanto accade con $T_{geo}=130^{\circ}C$, in quest'ambito è l'R134a il fluido mediante il quale si ottiene la maggiore quantità di potenza ed una quantità di exergia distrutta mediamente inferiore, principalmente grazie al contributo del recuperatore (con riferimento alla Figura 36.b).

Per quanto riguarda i rendimenti (Figura 37.b), non si segnalano differenze tra un fluido e l'altro.

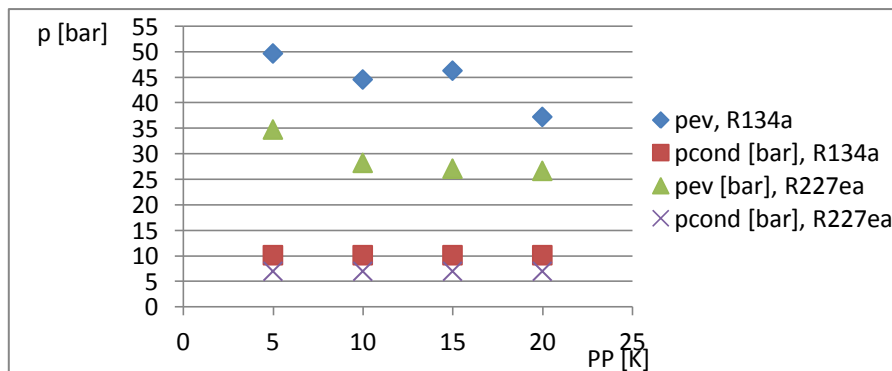


Figura 82: intervallo delle pressioni operative

Come detto al paragrafo precedente, l'R134a lavora a pressioni più elevate, quindi anche la pressione di evaporazione e la temperatura massima del ciclo risultano più alte rispetto a quelle

dell'R227ea, il quale però necessita di circa 10 kg/s di portata in più per compiere il ciclo (Figure 82 e 38.b).

Dal punto di vista economico, invece, le differenze tra i due fluidi analizzati risultano meno evidenti poiché i minori costi di pompa e condensatore per l'R227ea compensano le differenze con l'R134a (Figure 39.b - 41.b).

Di conseguenza, risulta in questo caso preferibile l'R134a, ma l'R227ea rimane un'alternativa valida qualora non si abbia la possibilità di realizzare pressioni massime di ciclo oltre intorno ai 40 bar.

$T_{geo} = 170^{\circ}C$

I fluidi scelti sono l'R22 e l'R134a.

Con riferimento alla Figura 42.b si nota che, per quanto riguarda la potenza prodotta, non si verificano differenze sostanziali tra un fluido e l'altro anche se l'R134a, com'è già stato visto, risente meno dell'aumentare del pinch point. In termini di exergia distrutta è l'R22 a lavorare meglio, specialmente ai più alti PP, dove evaporatore e condensatore hanno contributi più bassi.

Anche dal punto di vista dei parametri prestazionali si può notare come l'R134a risenta meno dell'aumentare del pinch point (Figura 43.b).

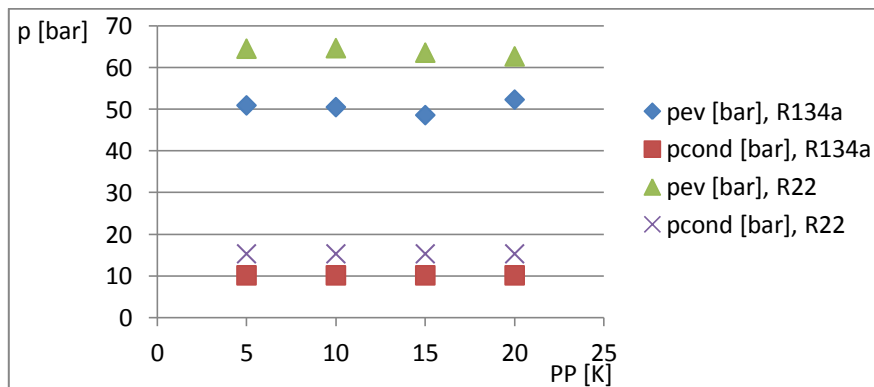


Figura 83: intervallo delle pressioni operative

Dalle Figure 44.b e 83 si può notare che, dal punto di vista termodinamico, l'R22 condensa a 15,34 bar contro i 10,17 bar dell'R134a, mentre l'evaporazione avviene a circa 50 bar per l'R134a, ma oltre i 60 bar per l'R22, che di conseguenza realizza una maggiore temperatura massima del ciclo, mentre non vi sono differenze da segnalare per quanto riguarda le portate di fluido operativo e di acqua di raffreddamento; anche il salto di pressione dell'R22 è quindi più elevato di quello dell'R134a (40 bar contro 30 bar circa).

Per quanto riguarda i costi, anche in questo caso, come a $T_{geo}=150^{\circ}C$, si rivela più vantaggioso utilizzare l'R134a poiché, con un salto di pressione ridotto rispetto a quello realizzato dall'R22, è possibile risparmiare sia sulla pompa che sulla turbina; inoltre risulta meno costoso anche l'evaporatore (Figure 45.b - 47.b).

Si conclude quindi che, a parità di risultati di tipo economico, risulta preferibile l'R134a poiché, nonostante una più bassa temperatura massima del ciclo, permette di realizzare un ciclo a pressioni più basse e con una differenza di pressione tra evaporazione e condensazione minore rispetto all'R22.

4.1.5. Conclusioni sulla selezione dei fluidi per ogni valore della temperatura

Innanzitutto si vuole sottolineare come questo tipo di impianto, la cui unica differenza rispetto al caso precedente consiste nell'aggiunta del recuperatore di calore, non sia da utilizzare quando in presenza di basse temperature della fonte geotermica: in particolare si è visto che a $T_{geo}=90^{\circ}\text{C}$, per quanto potenza prodotta e parametri prestazionali si rivelino addirittura migliori rispetto agli stessi ricavati con un impianto di tipo (a), i costi aggiuntivi rendono non conveniente un impianto di questo tipo, i cui ricavi risultano talmente bassi rispetto ai costi che anche in presenza di un pinch point all'evaporatore pari a 5 K il tempo di ritorno calcolato risulta superiore alla durata dell'impianto stesso. Si fa inoltre notare che da questo tipo di problema il ciclo non risulta esente neanche con $T_{geo}=110^{\circ}\text{C}$: si è infatti visto che dei due fluidi confrontati, solo uno (R227ea) risulta accettabile da un punto di vista economico.

Si conclude quindi che, in presenza di una sorgente termica a 90°C , un'ottimizzazione di questo tipo vada realizzata con un impianto senza recupero termico interno; inoltre, anche quando $T_{geo}=110^{\circ}\text{C}$, con un impianto di tipo (b) non può essere utilizzato qualsiasi fluido, ma bisogna verificare la convenienza economica del fluido considerato.

Un'altra importante conclusione riguarda i componenti di impianto: si è potuto notare come il contributo in termini di costo del recuperatore cali all'aumentare della temperatura della sorgente ed inoltre il costo dell'evaporatore si mantenga in tutti i casi confrontabile con quello del condensatore, al contrario del caso (a) in cui, specialmente alle alte temperature, manifestava un contributo dominante rispetto agli altri componenti. Si può inoltre notare come, avendo aggiunto un solo componente, la presenza della pompa diventi trascurabile, ovvero non si abbiano evidenti differenze di costo in funzione del salto di pressione tra evaporazione e condensazione.

4.1.6. Selezione dei fluidi ottimi al variare della temperatura della sorgente termica

Si vuole adesso eseguire un'analisi più generale, analizzando il comportamento dei fluidi in corrispondenza di diverse temperature della sorgente e di conseguenza la variazione dei loro parametri più significativi: si è visto, relativamente all'analisi in presenza di una temperatura della sorgente di 90°C, come dal punto di vista economico i risultati ottenuti dall'ottimizzazione della potenza prodotta da un impianto con recupero siano inaccettabili, pertanto l'analisi tra i diversi fluidi con temperatura variabile viene realizzata solo nell'intervallo compreso tra 110°C e 170°C.

Analisi fluido per fluido: T_{geo} compresa tra 110°C e 170°C

In questo intervallo si hanno un certo numero di fluidi che realizzano le potenze più alte: RC318, R143a, R227ea, R134a, propilene, propano, R124, R22. A parità di potenza prodotta si sceglie quindi di fare l'analisi di R134a, R227ea e propano.

In Figura 48.b si riporta la potenza realizzata dai tre fluidi scelti in corrispondenza di queste temperature della sorgente geotermica: ancora una volta, le differenze da un fluido all'altro sono irrilevanti.

Nel seguito si riportano i diagrammi a radar relativi ai soli R227ea e propano; le Figure in *Appendice A* sono invece relative a tutti e tre i fluidi scelti.

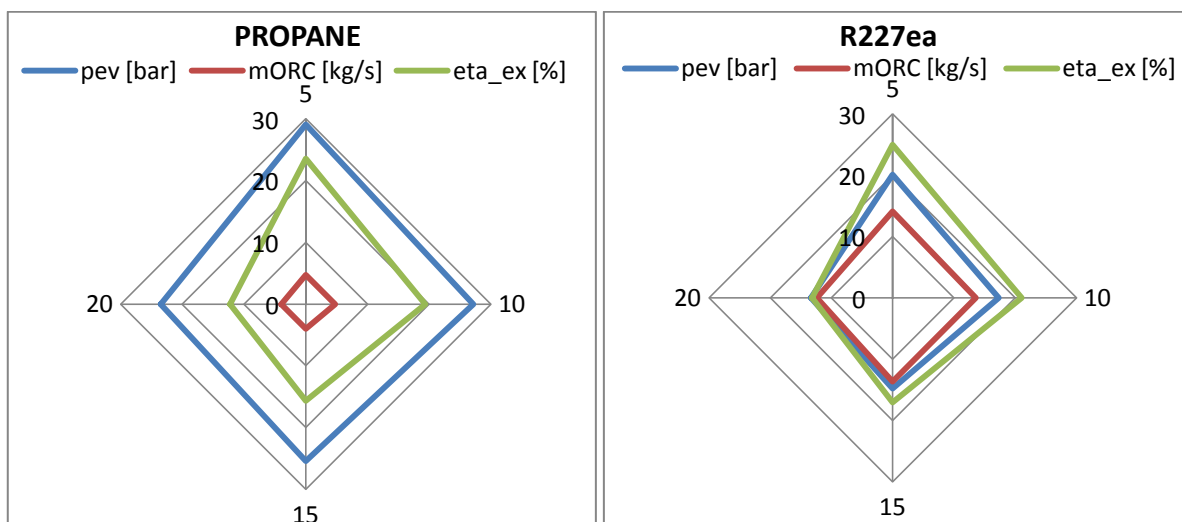


Figura 84: confronto tra pressione di evaporazione, portata di massa e rendimento exergetico realizzati dai due fluidi scelti a $T_{geo}=110^{\circ}\text{C}$

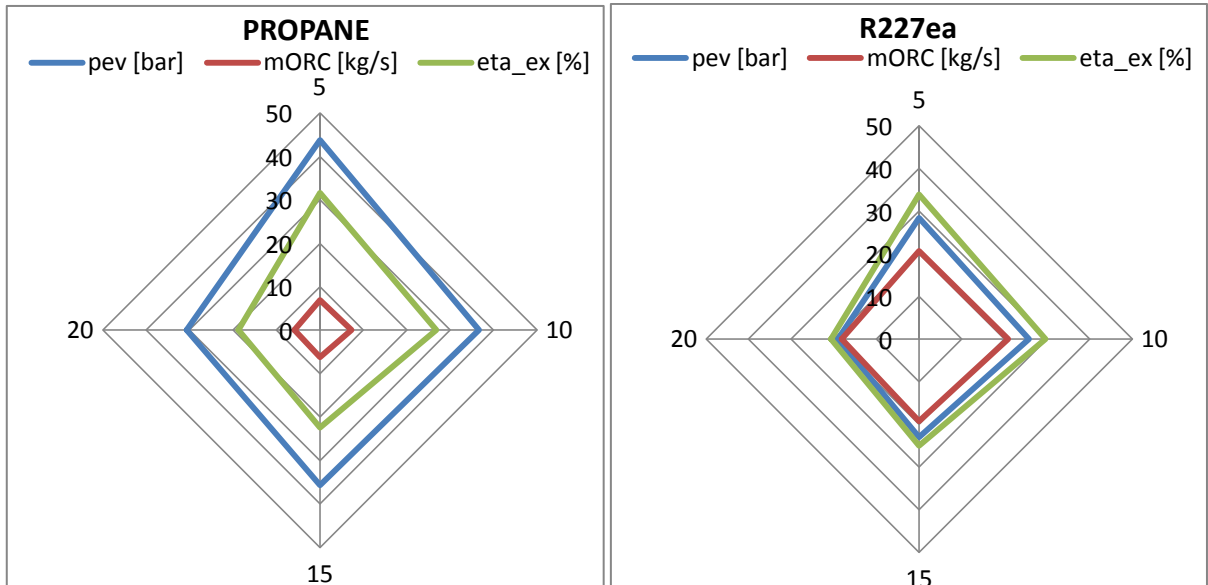


Figura 85: confronto tra pressione di evaporazione, portata di massa e rendimento exergetico realizzati dai due fluidi scelti a $T_{geo}=130^{\circ}C$

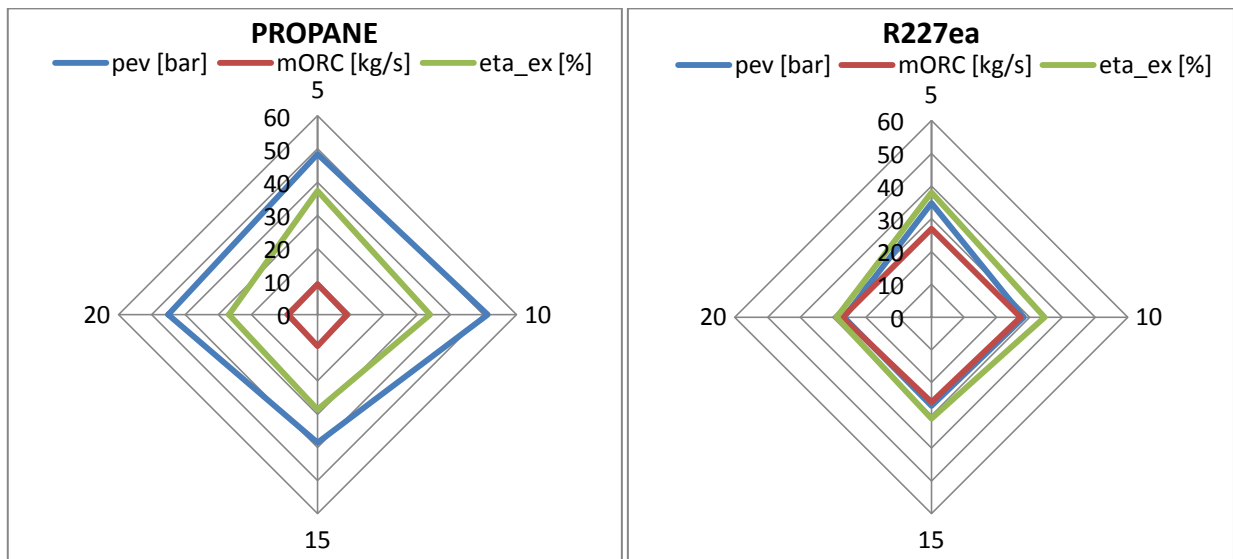


Figura 86: confronto tra pressione di evaporazione, portata di massa e rendimento exergetico realizzati dai due fluidi scelti a $T_{geo}=150^{\circ}C$

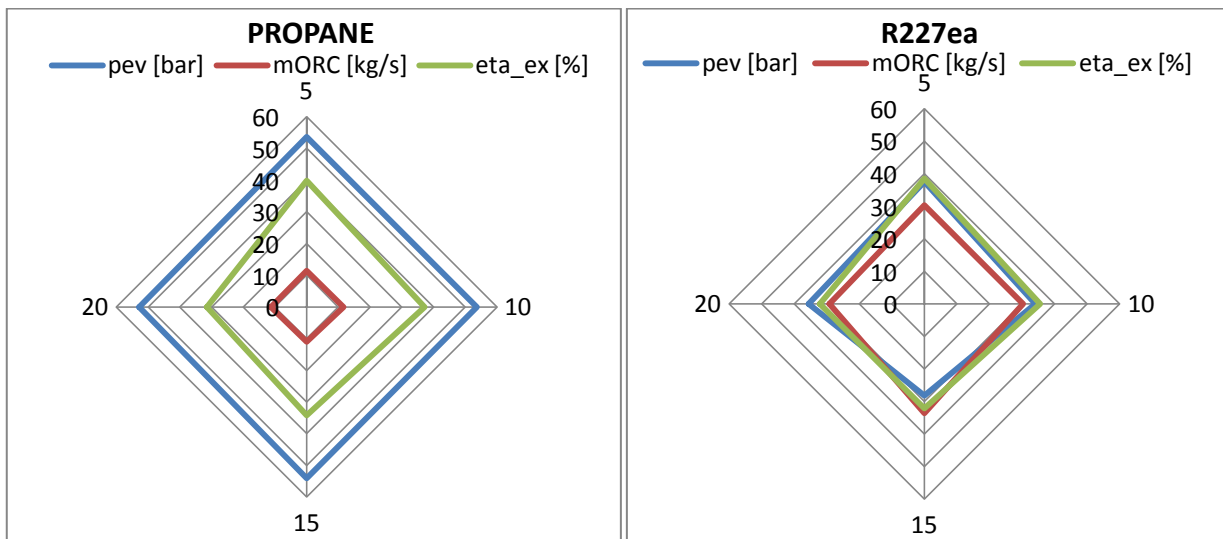


Figura 87: confronto tra pressione di evaporazione, portata di massa e rendimento exergetico realizzati dai due fluidi scelti a $T_{geo}=170^{\circ}C$

Con riferimento alle Figure da 49.b a 52.b (ampliamento delle Figure 84 - 87) si osserva che, pur avendo scelto fluidi che producono gli stessi livelli di potenza, tra l'uno e l'altro vi sono delle leggere differenze, in particolare in corrispondenza delle più alte temperature della sorgente termica. Per quanto riguarda gli altri parametri, è evidente che il fluido che lavora alle più basse pressioni è l'R227ea, il quale anche a $T_{geo}=170^{\circ}\text{C}$ ha pressione massima del ciclo al di sotto dei 40 bar. Si ricorda che a 40°C l'R227ea condensa a 7,02 bar, l'R134a a 10,17 bar ed il propano a 13,7 bar: le pressioni di condensazione sono quindi vicine tra loro ed il fatto che a 170°C sia il propano che l'R134a effettuino l'evaporazione al di sopra dei 50 bar si traduce anche in un più grande intervallo di pressione a carico della pompa negli impianti che eventualmente utilizzassero tali fluidi. Risultati del tutto opposti si ottengono relativamente alla portata di massa: nel caso del propano ne sono sufficienti 10 kg/s anche quando $T_{geo}=170^{\circ}\text{C}$, mentre l'R227ea è il fluido che ne necessita di più arrivando ad oltre 30 kg/s per T_{geo} di nuovo pari a 170°C . La conseguenza di quanto fin qui detto è che il propano è il fluido con il costo d'impianto più elevato ed il Valore Attuale Netto più basso, mentre i due refrigeranti dal punto di vista economico si equivalgono (Figura 53.b).

Si può pertanto concludere che alle più basse temperature può risultare conveniente utilizzare l'R134a poiché ha delle pressioni operative leggermente inferiori rispetto al propano e necessita di una minore portata rispetto all'R227ea, ma a $T_{geo}=170^{\circ}\text{C}$ sia il propano che l'R227ea hanno pressioni massime troppo elevate e di conseguenza la scelta ricade sull'R227ea. Quest'ultima conclusione andrà rivalutata nel caso in cui vengano applicate ulteriori restrizioni sull'utilizzo dei fluidi fluorurati poiché l'R227ea è un fluido ad alto GWP, quindi potrebbe risultare preferibile realizzare un impianto con condizioni operative più onerose ma che necessiti di una minor portata di fluido.

Caso (c)

Si nota innanzitutto come le potenze massime ottenute in presenza di questa configurazione del ciclo siano mediamente inferiori rispetto ai casi precedenti, specialmente in corrispondenza delle più alte temperature della sorgente termica.

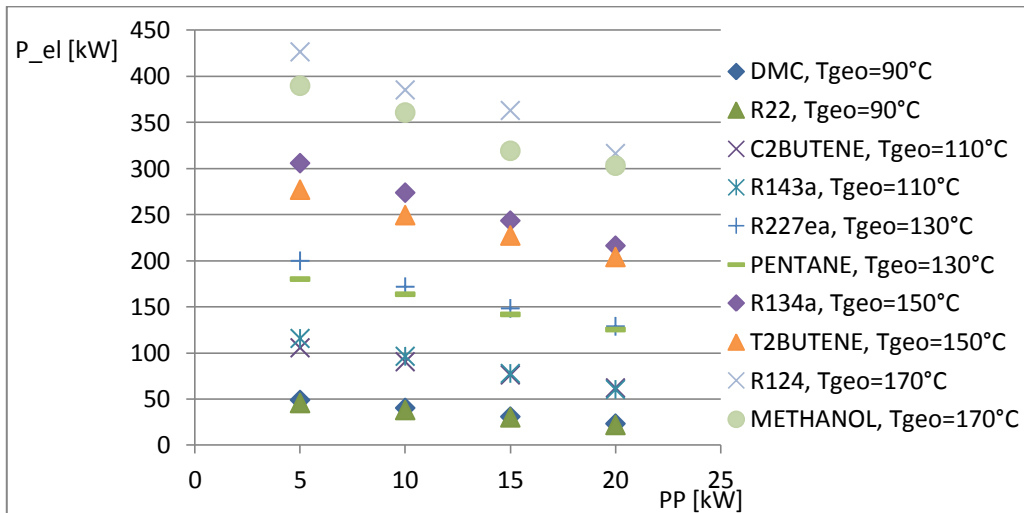


Figura 88: esempio di dispersione dei valori della potenza prodotta al variare della temperatura della sorgente termica

Il caso (c) è la configurazione di impianto più complicata e con più componenti: si analizza se e quando questo sia un vantaggio. Rispetto ai casi precedenti vengono aggiunti, in termini di exergia distrutta e di costi, i contributi relativi alle pompe di alta e bassa pressione, alle turbine di alta e bassa pressione ed allo scambiatore a miscela; tra i parametri termodinamici non viene invece riportato l'andamento della portata di vapore spillato dalla turbina di alta pressione in quanto di scarso interesse ai fini della trattazione.

4.1.7. Selezione dei fluidi ottimi per ogni temperatura della sorgente termica

$T_{geo} = 90^{\circ}C$

I fluidi scelti sono R365mfc e dimetilcarbonato: si ricorda che quest'ultimo effettua sia la condensazione che l'evaporazione al di sotto della pressione atmosferica.

Dai risultati ottenuti si nota che, coerentemente con le basse potenze prodotte (si hanno sempre turbine assiali), le portate ed i parametri prestazionali sono anch'essi bassi; d'altra parte, i parametri economici sono inaccettabili, specialmente a fronte di un output così esiguo: si trovano infatti Indici di Profittabilità minori di -0,5 e tempi di ritorno superiori ai 20 anni anche con $PP=5$ K. Pertanto non ha senso eseguire l'ottimizzazione della potenza prodotta in un ciclo di questo tipo con una temperatura della sorgente termica di $90^{\circ}C$ e si decide di non proseguire con il confronto tra i due fluidi.

$T_{geo} = 110^{\circ}C$

In quest'ambito i fluidi scelti sono il cicloesano e l'eptano: si tratta di fluidi che eseguono sia il processo di condensazione che quello di evaporazione al di sotto della pressione atmosferica; viste le condizioni operative leggermente più onerose per l'eptano, si sostituisce il suo studio con quello dell'R21.

Rispetto al caso precedente si ha un netto miglioramento per quanto riguarda la potenza prodotta ed i parametri economici, mentre il miglioramento dei parametri prestazionali è esiguo.

Per entrambi i fluidi si hanno sempre turbine assiali.

(Come fatto per il *Caso (b)*, si riportano integralmente solo le Figure relative all'analisi a $T_{geo}=110^{\circ}C$, mentre per quelle relative ai casi successivi si fa riferimento all'*Appendice A.*)

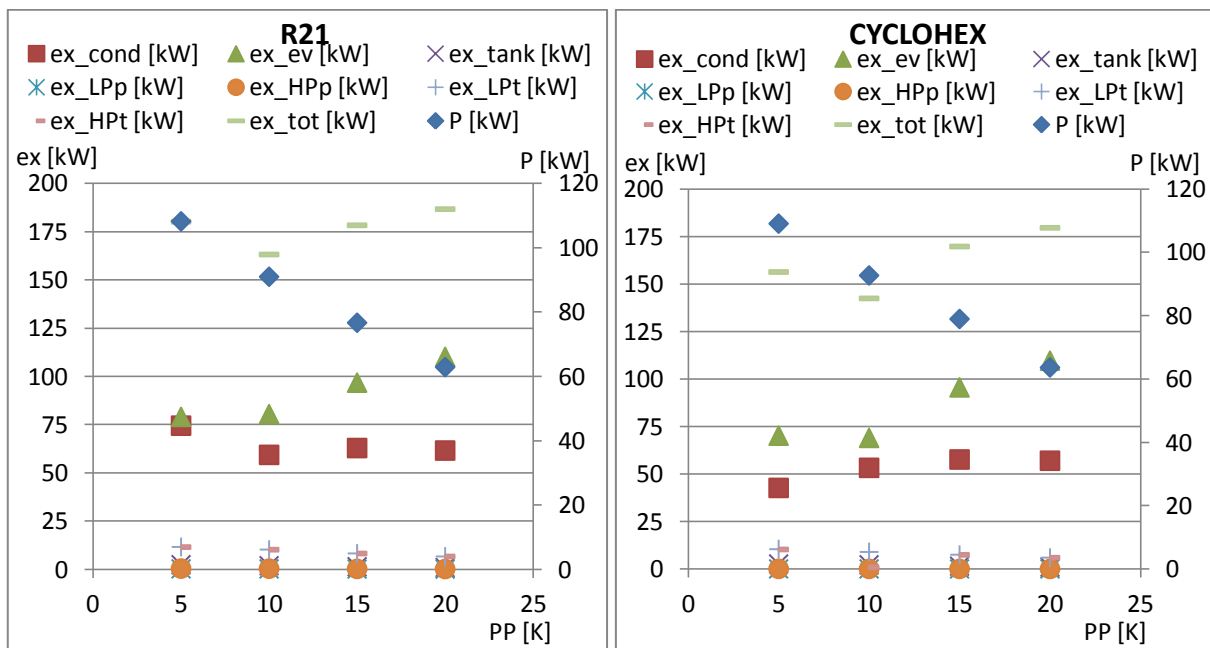


Figura 89: confronto tra parametri exergetici (riferiti all'asse delle ordinate principale) e potenza prodotta (riferita all'asse delle ordinate secondario)

A parità di potenza prodotta, è evidente che i contributi in termini di exergia distrutta dalle pompe di alta e di bassa pressione, dalle turbine di alta e bassa pressione e dallo scambiatore a miscela sono praticamente irrilevanti; per quanto riguarda l'exergia distrutta totale il fluido più sfavorevole è l'R21 a causa della maggiori quantità di exergia distrutta nel condensatore e nell'evaporatore (Figura 89).

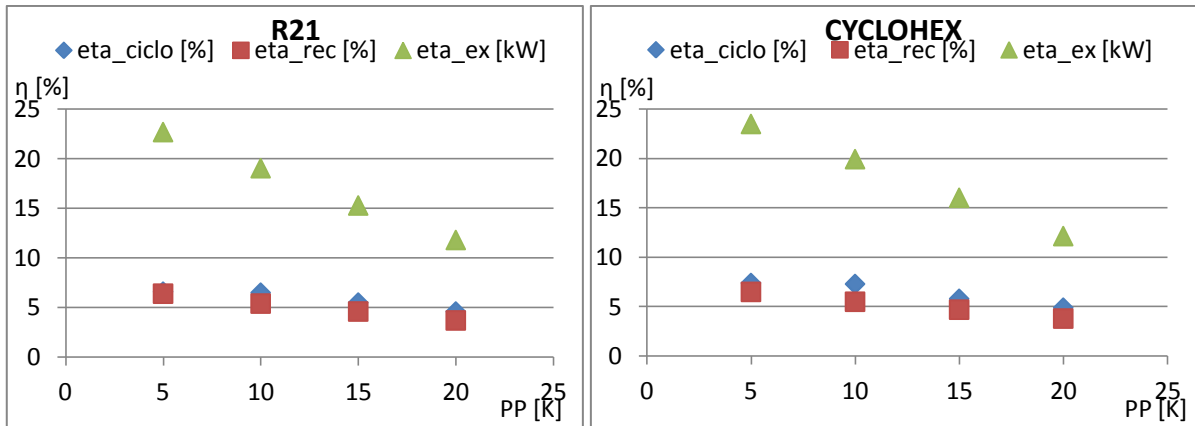


Figura 90: confronto tra parametri prestazionali

Il minor quantitativo di exergia distrutta si traduce in un rendimento exergetico leggermente più elevato per il cicloesano, a parità comunque di rendimento di ciclo e di recupero (Figura 90).

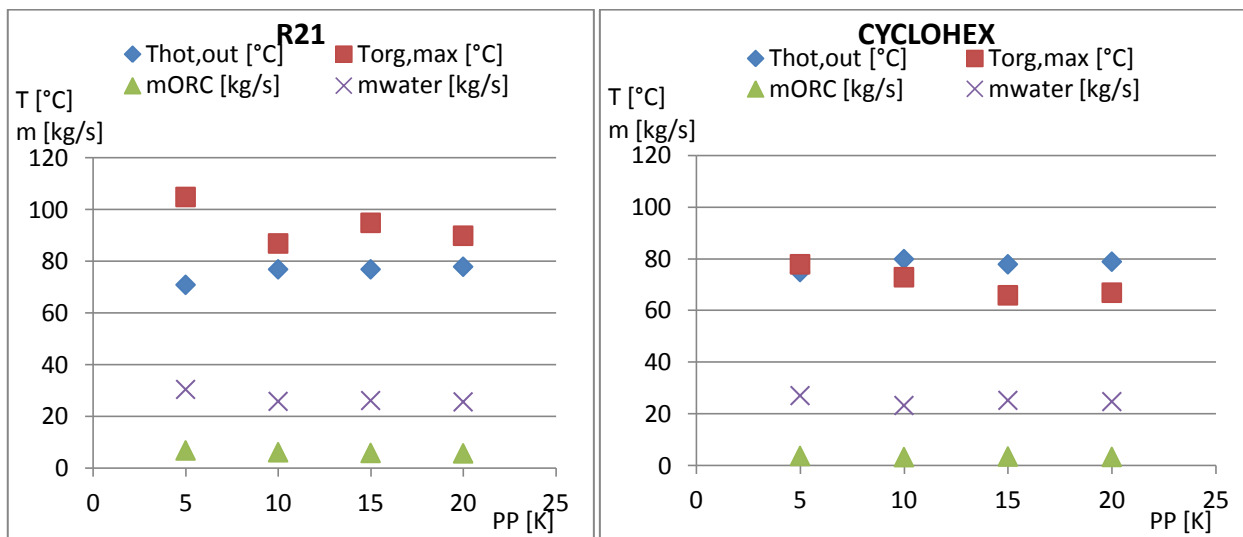


Figura 91: confronto tra parametri termodinamici (temperature e portate di massa)

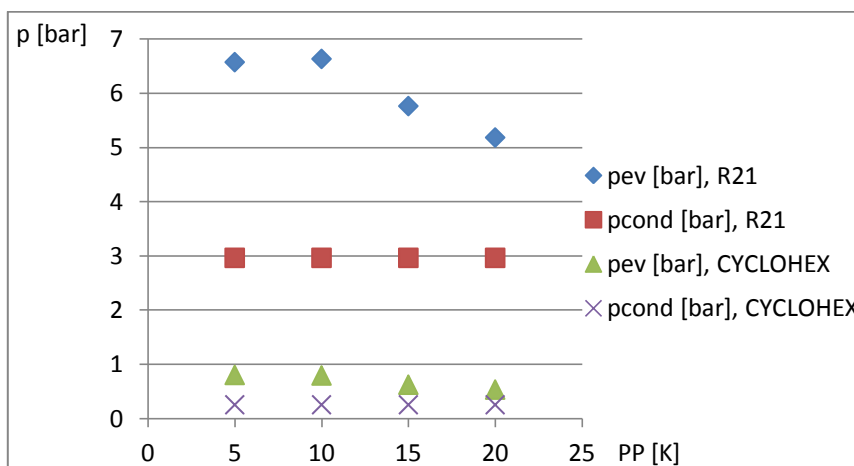


Figura 92: intervallo delle pressioni operative

Dal punto di vista termodinamico è evidente come il cicloesano compia un ciclo più scarso rispetto al refrigerante, in particolare ottenendo una temperatura massima di ciclo più bassa (Figure 91 e 92).

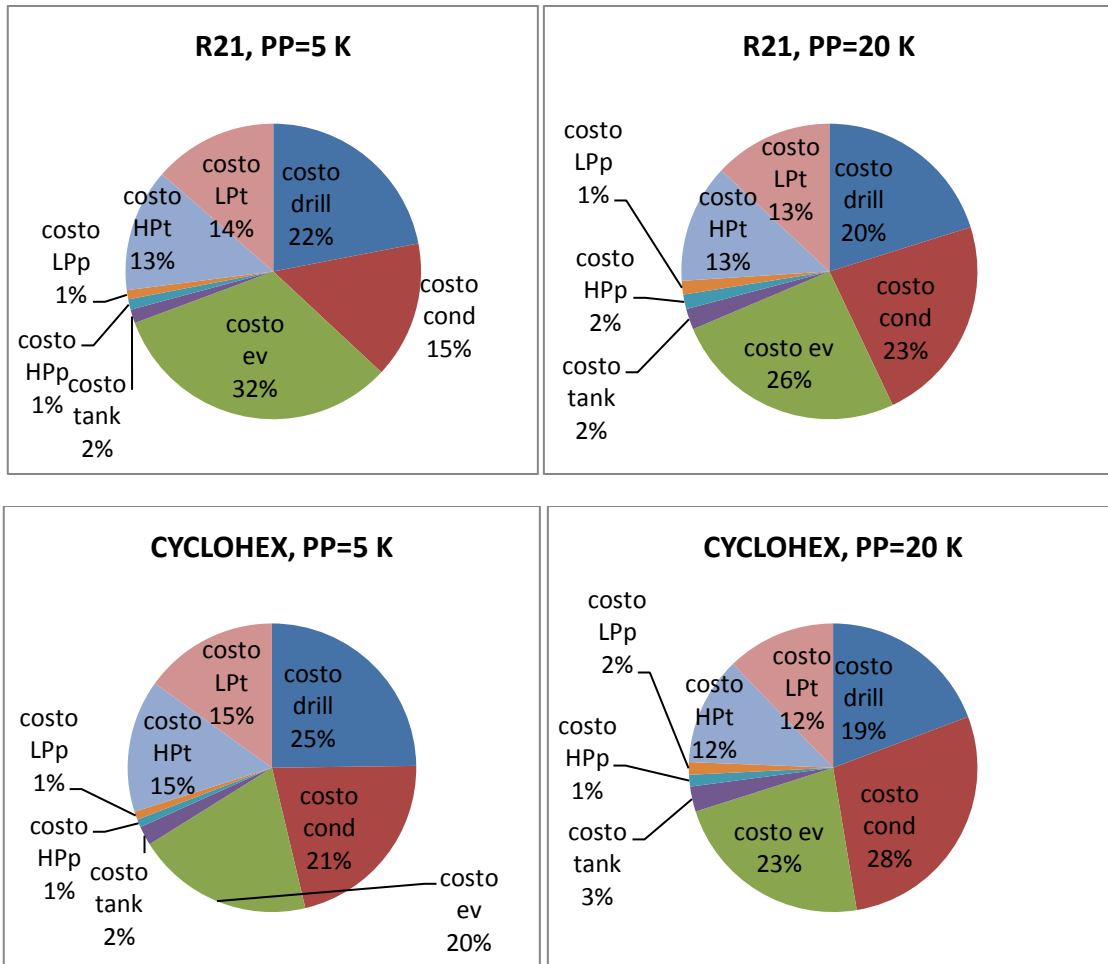


Figura 93: costi per componente (in percentuale rispetto al costo complessivo)

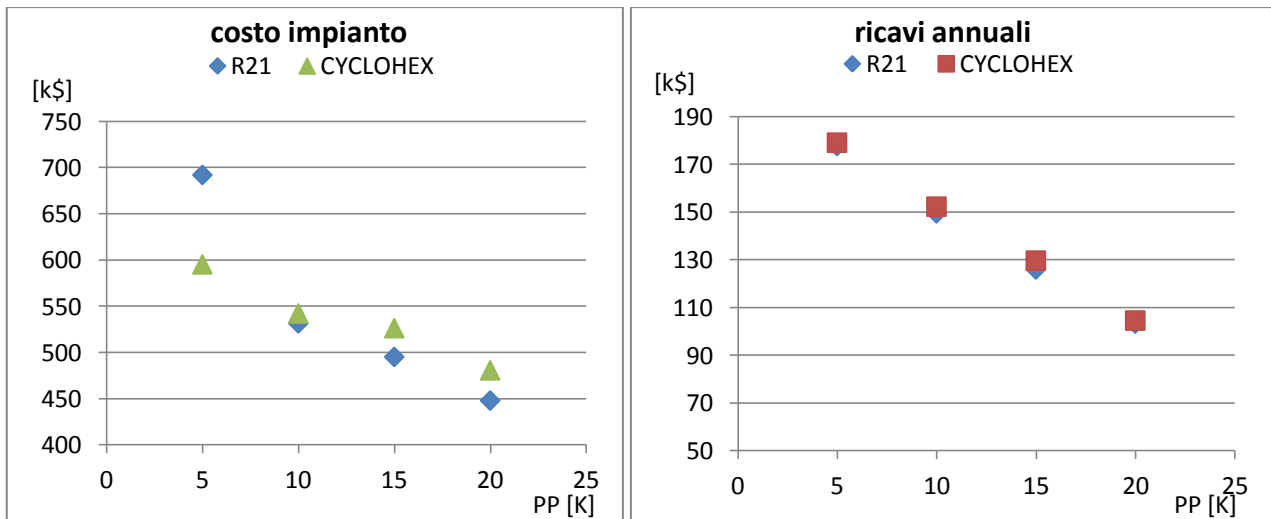


Figura 94: costo complessivo dell'impianto e ricavi annuali

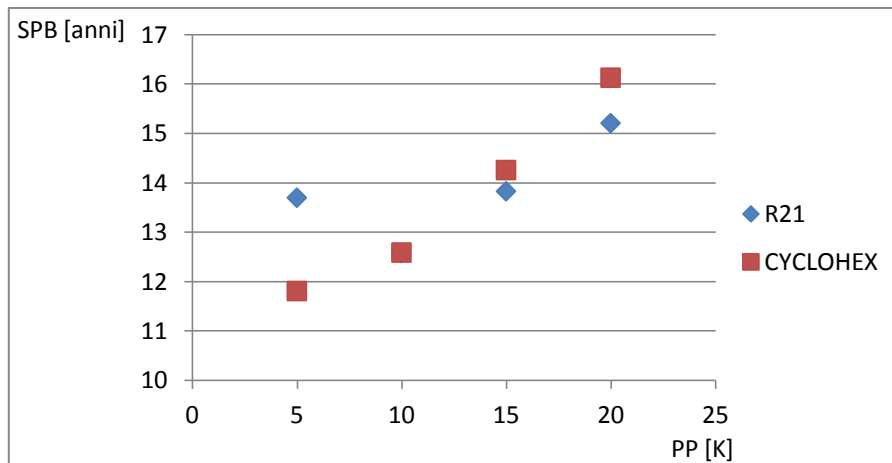


Figura 95: tempo di ritorno

Per quanto riguarda i parametri economici (Figure 93 - 95) si nota immediatamente che nel caso dell'R21 tra i costi per componente domina quello dell'evaporatore, mentre con il cicloesano ha un costo confrontabile con quello del condensatore, inoltre come nel caso dell'exergia distrutta da ogni componente si ha che i costi dei componenti aggiuntivi rispetto ai due casi precedenti sono nel complesso quasi irrilevanti. Il risultato più importante è però il fatto che, nonostante un ciclo meno spinto, non si riscontra alcun vantaggio economico nell'utilizzare cicloesano.

Si conclude pertanto che è in quest'ambito preferibile lavorare con R21 anziché con un fluido in vuoto poiché, a parità di output, risulta più agevole il dimensionamento.

$T_{geo} = 130^{\circ}\text{C}$

I fluidi migliori in quest'ambito sono R143a, R227ea e R245fa; si sceglie di analizzare R227ea e R245fa a causa dell'elevato GWP dell'R143a che potrebbe escluderlo da eventuali applicazioni future.

Utilizzando R227ea sia la turbina di alta che quella di bassa pressione sono ad assetto assiale, mentre con R245fa la turbina di alta pressione è radiale, quella di bassa pressione assiale, pur producendo la stessa quantità di potenza.

Con riferimento alla Figura 54.c si nota che con R227ea come fluido operativo la produzione di potenza è leggermente più alta, come leggermente più alta è anche la quantità di exergia distrutta: si hanno infatti contributi più consistenti alla distruzione di exergia da parte soprattutto del condensatore, ma anche dello scambiatore a miscela, delle due pompe e delle due turbine. Con R245fa si può invece notare come sia l'evaporatore a fornire il contributo maggiore.

Praticamente a parità di rendimento di ciclo e di recupero, la maggiore quantità di potenza prodotta permette all'R227ea di realizzare un rendimento exergetico più elevato (Figura 55.c).

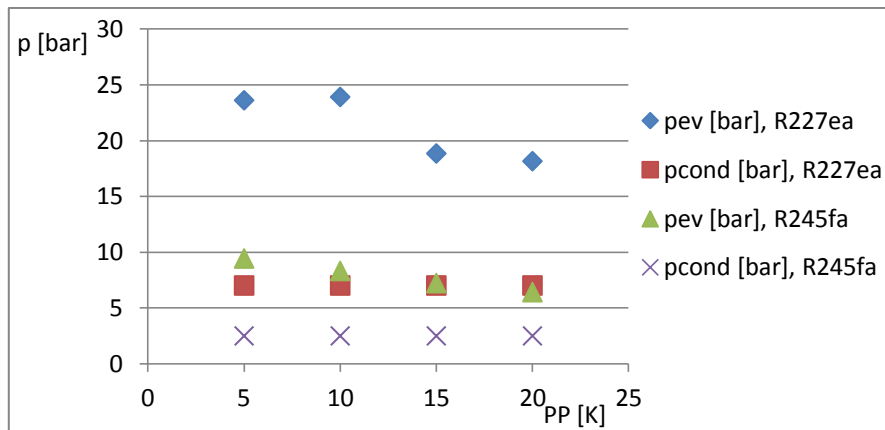


Figura 96: intervallo delle pressioni operative

Dal punto di vista termodinamico (Figura 96) si nota subito come i due fluidi lavorino in campi di pressioni completamente diversi, in particolare l'R227ea, pur compiendo un salto di pressione più consistente (quasi 20 bar contro poco più di 5 bar), lavora comunque al di sotto dei 25 bar, senza particolari oneri per i componenti in pressione all'interno dell'impianto. Il lavorare in condizioni più spinte consente quindi all'R227ea di realizzare una più alta temperatura d'ingresso alla turbina di alta pressione e contemporaneamente di re-iniettare il fluido geotermico ad una temperatura più bassa, sfruttandone meglio il potenziale termico. D'altro canto è evidente come risultino più elevate le portate di fluido necessarie, in particolare la portata di fluido operativo (Figura 56.c).

Dalle Figure 57.c - 59.c si può notare, analogamente a quanto visto nel caso precedente, l'esiguo contributo che in termini di costo hanno le due pompe e lo scambiatore a miscela; inoltre aumentano i contributi delle due turbine e si riduce quello dell'evaporatore, il cui costo diventa confrontabile con quello del condensatore. A parità di ricavi annui, dal punto di vista economico risulta più conveniente l'utilizzo di R245fa, sia in termini di costo d'impianto che di tempo di ritorno; d'altra parte si ricorda come questo sia conseguenza di un ciclo più scarso, compiuto a pressioni più basse e con un peggiore sfruttamento della sorgente termica, oltre che con una minor produzione di potenza.

Si può quindi concludere affermando la superiorità dell'R227ea, almeno in termini termodinamici e prestazionali; d'altra parte si tratta di un fluido ad alto GWP e necessita di portate circa doppie rispetto all'R245fa (mediamente 20 kg/s contro 10 kg/s), il quale si candida come una valida alternativa sia dal punto di vista ambientale che economico.

$T_{geo} = 150^{\circ}C$

Si sceglie di analizzare e confrontare R227ea e R134a: con l'R227ea si hanno turbine di alta pressione ad assetto radiale e turbine di bassa pressione ad assetto assiale, mentre con l'R134a le turbine sono sempre radiali.

A parità di potenza prodotta, si può notare come con l'R134a si abbia una minor quantità di exergia distrutta: questo non è legato ad un minor contributo da parte di tutti i componenti, ma solo in termini di condensatore, evaporatore e scambiatore a miscela (Figura 60.c).

Dal punto di vista dei rendimenti non si hanno differenze per quanto riguarda il rendimento di recupero, mentre sia il rendimento di ciclo che il rendimento exergetico risultano leggermente più alti per l'R134a (Figura 61.c).

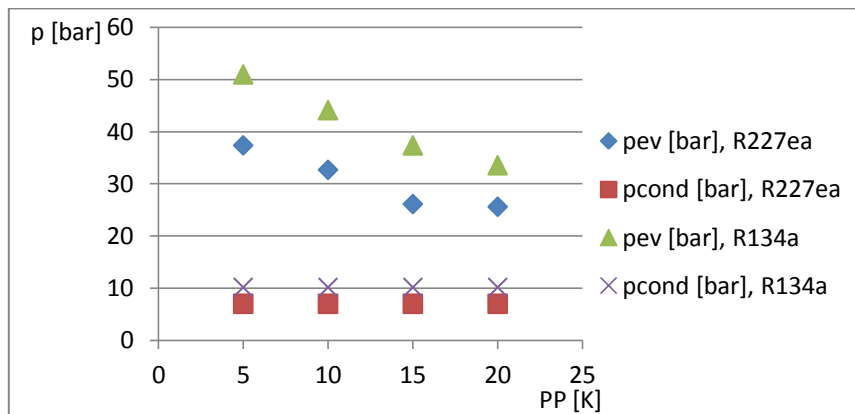


Figura 97: intervallo delle pressioni operative

Dal punto di vista termodinamico si manifestano alcune differenze: innanzitutto il maggior salto di pressione dell'R134a (oltre 20 bar), che si traduce in maggiori oneri per le pompe. La più alta pressione di evaporazione consente però anche di ottenere una più alta temperatura massima del ciclo, anche se la temperatura di re-iniezione del fluido ne risente, risultando più bassa con l'R227ea. Per quanto riguarda le portate, nonostante il ciclo meno spinto, risulta più elevata sia quella di fluido operativo (quasi 30 kg/s contro circa 17 kg/s) che quella di acqua di raffreddamento con R227ea (Figure 97 e 62.c).

Dal punto di vista economico (Figure 63.c - 65.c) non si hanno praticamente differenze tra un fluido e l'altro, di conseguenza la scelta va compiuta sulla base dei parametri precedentemente esaminati. In particolare si nota come i componenti più costosi siano le turbine, seguite dall'evaporatore, in questo caso più costoso per l'R227ea.

Ognuno dei due fluidi manifesta dei vantaggi rispetto all'altro in determinati ambiti, ad esempio l'R134a ha una pressione di evaporazione così alta (da 30 bar in su) da poter risultare proibitiva in applicazioni reali, d'altra parte l'R227ea necessita di portate di fluido operativo circa doppie, fatto potenzialmente problematico in termini di alto GWP del fluido ma anche in termini di costi del fluido stesso.

$T_{geo} = 170^{\circ}C$

Si scelgono l'R134a ed il propilene; in entrambi i casi si hanno turbine radiali sia in alta che in bassa pressione.

Dal confronto tra propilene e R134a in termini di produzione di potenza e di distruzione di exergia (con riferimento alla Figura 66.c) risulta che con il refrigerante si ottengono sia una potenza più elevata che una minor quantità di exergia distrutta, in particolare grazie al contributo notevolmente minore del condensatore, ma anche delle due pompe.

Quanto detto relativamente ai parametri exergetici si riflette sui parametri prestazionali ed in particolare sul rendimento exergetico, più alto per il refrigerante (Figura 67.c).

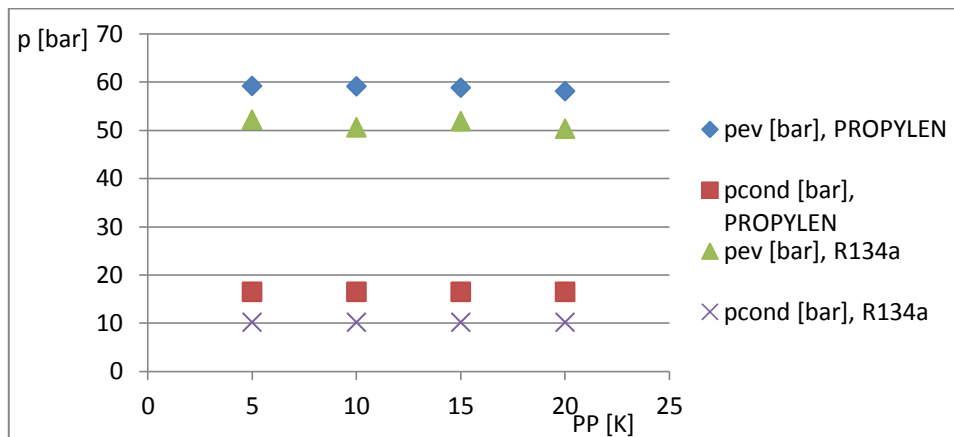


Figura 98: intervallo delle pressioni operative

Si può notare come, dal punto di vista termodinamico, sia il propilene a lavorare in condizioni maggiormente spinte, sia evaporando che condensando a livelli di pressione più elevati (Figura 98), di conseguenza ottiene le più alte temperature massime del ciclo (Figura 68.c), mentre per quanto riguarda la temperatura di re-iniezione del fluido geotermico non si hanno differenze utilizzando l'idrocarburo od il refrigerante. Si ha inoltre che la portata di R134a per compiere il ciclo è circa doppia rispetto a quella del propilene (mediamente 20 kg/s contro circa 10 kg/s), a parità di portata d'acqua di raffreddamento.

Dai diagrammi relativi alle Figure 69.c - 71.c, specialmente facendo riferimento ai diagrammi a torta dei costi per ogni componente, si può notare una diversa tendenza dei due fluidi: in particolare utilizzando propilene hanno un costo maggiore l'evaporatore e la pompa di alta pressione. Si ha comunque un contributo dominante dell'evaporatore rispetto al condensatore.

Nel complesso, grazie a dei costi di impianto leggermente inferiori, risulta più conveniente l'utilizzo del propilene, almeno da un punto di vista economico.

In conclusione si può dire che, per quanto il propilene risulti più conveniente in ambito economico, esso lavora a pressioni alte (pressione massima di ciclo di quasi 60 bar) ed inoltre è meno performante rispetto all'R134a in termini di rendimenti e di potenza prodotta, anche se per utilizzare il refrigerante in un ciclo di questo tipo è necessaria una portata di massa più ingente di quanta non ne serva con l'idrocarburo.

4.1.8. Conclusioni sulla selezione dei fluidi per ogni valore della temperatura

Dall'analisi temperatura per temperatura si è innanzitutto visto come, analogamente al *Caso (b)*, in presenza di una temperatura della sorgente termica di 90°C non convenga realizzare un impianto di questo tipo o comunque non vada eseguita questa ottimizzazione: i risultati ottenuti sono infatti scarsi sia da un punto di vista termodinamico che prestazionale ed i costi legati alla maggiore complessità dell'impianto rendono i parametri termodinamici sfavorevoli, con un tempo di ritorno costantemente al di sopra della durata di vita dell'impianto. Si può quindi definitivamente concludere che, per l'ottimizzazione della potenza prodotta con $T_{\text{geo}}=90^{\circ}\text{C}$, l'unico impianto che valga la pena di essere realizzato è quello con configurazione standard. D'altra parte anche a $T_{\text{geo}}=110^{\circ}\text{C}$ si possono riscontrare delle differenze rispetto al caso (b): si era infatti visto come non tutti i fluidi dessero dei risultati accettabili dal punto di vista economico. Con un ciclo rigenerativo questo non accade poiché già a 110°C le scarse prestazioni del ciclo creano un buon compromesso con il costo d'impianto, abbassando il tempo di ritorno al di sotto dei 20 anni.

Si vuole sottolineare come con un impianto di questo tipo la produzione di potenza sia più bassa di entrambi i casi precedenti: si è visto infatti come, pur scegliendo per ogni livello di temperatura della sorgente termica i due fluidi in grado di produrre la potenza più alta, tali valori siano comunque inferiori rispetto ai risultati corrispondenti nei casi (a) e (b). Per quanto riguarda il confronto tra famiglie di fluidi, si conferma la tendenza riscontrata nei casi precedenti: in presenza di basse temperature della sorgente tra i fluidi ottimi sono presenti anche quelli che almeno condensano sotto vuoto, con differenze da un fluido all'altro quasi impercettibili, mentre alle più alte temperature va compiuta una scelta tra refrigeranti ed idrocarburi o tra refrigeranti e refrigeranti. Si è quindi visto come in genere sia stato suggerito l'uso di refrigeranti in quanto gli idrocarburi lavorano a pressioni più alte sia per la condensazione che per l'evaporazione, realizzando anche maggiori salti di pressione tra i due processi; d'altra parte una scelta di questo tipo andrebbe rivista nel caso in cui venissero posti dei limiti al GWP dei fluidi operativi. In quel caso verrebbero meno i vantaggi di fluidi come l'R227ea, che lavora a pressioni più basse di un idrocarburo, ma necessita di portate di fluido ben più alte.

Per quanto riguarda i componenti, si può notare il contributo quasi irrilevante che in termini di costo e di exergia distrutta hanno le pompe, specialmente quella di bassa pressione, e lo scambiatore a miscela; in un ciclo di questo tipo, inoltre, evaporatore e condensatore hanno generalmente costi analoghi, tranne per quei fluidi con elevate pressioni massime di ciclo, ed analoghi ad essi risultano anche i costi delle due turbine, in particolare quando hanno entrambe lo stesso assetto. Quando invece la turbina di alta pressione è ad assetto radiale mentre quella di bassa ha assetto assiale, risulta più costosa la turbina di alta pressione.

4.1.9. Selezione dei fluidi ottimi al variare della temperatura della sorgente termica

Si è visto, facendo la selezione dei fluidi ottimi in corrispondenza di $T_{geo}=90^{\circ}C$, come utilizzando un impianto di questo tipo non abbia senso eseguire l'ottimizzazione della potenza prodotta; di conseguenza al variare della temperatura della sorgente termica lo studio viene eseguito da $T_{geo}=110^{\circ}C$ in su.

Analisi fluido per fluido: T_{geo} compresa tra $110^{\circ}C$ e $170^{\circ}C$

In tale intervallo vi sono un certo numero di fluidi che forniscono sempre le potenze più alte in relazione ad ogni temperatura della fonte: R143a, propano, R245fa R134a, propilene, R227ea. Si vogliono mettere a confronto R134a, R245fa e R227ea.

Anche qui, l'aver scelto fluidi a parità di potenza prodotta significa, a parità di temperatura della sorgente, non avere sostanziali differenze tra un fluido e l'altro in termini di potenza ma neanche in termini di rendimento di ciclo ed exergetico. In Figura 72.c si riporta l'andamento delle potenze prodotte dai tre fluidi per dare un'idea dell'ordine di grandezza ottenuto.

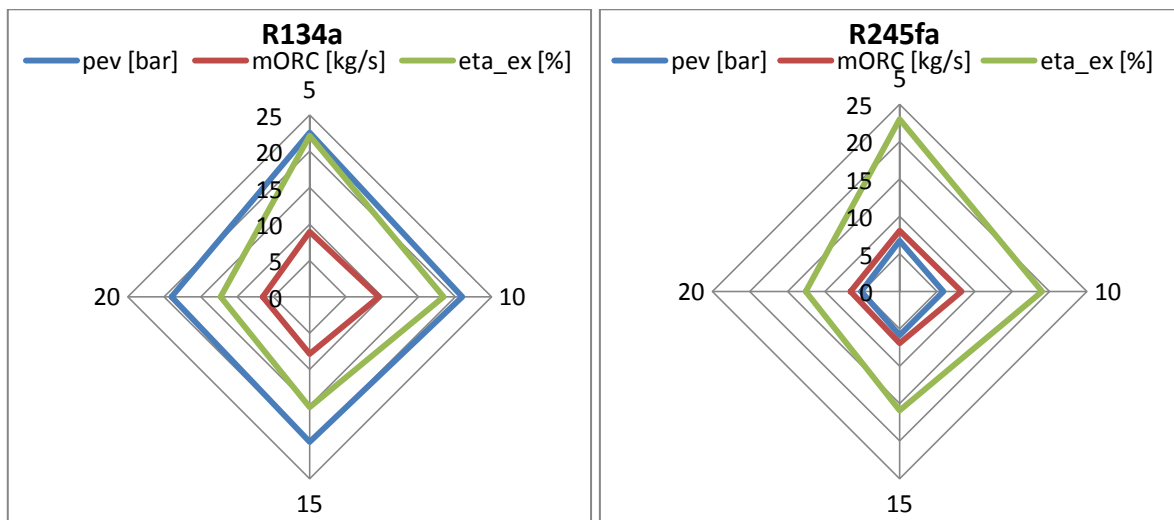


Figura 99: confronto tra pressione di evaporazione, portata di massa e rendimento exergetico realizzati dai due fluidi scelti a $T_{geo}=110^{\circ}C$

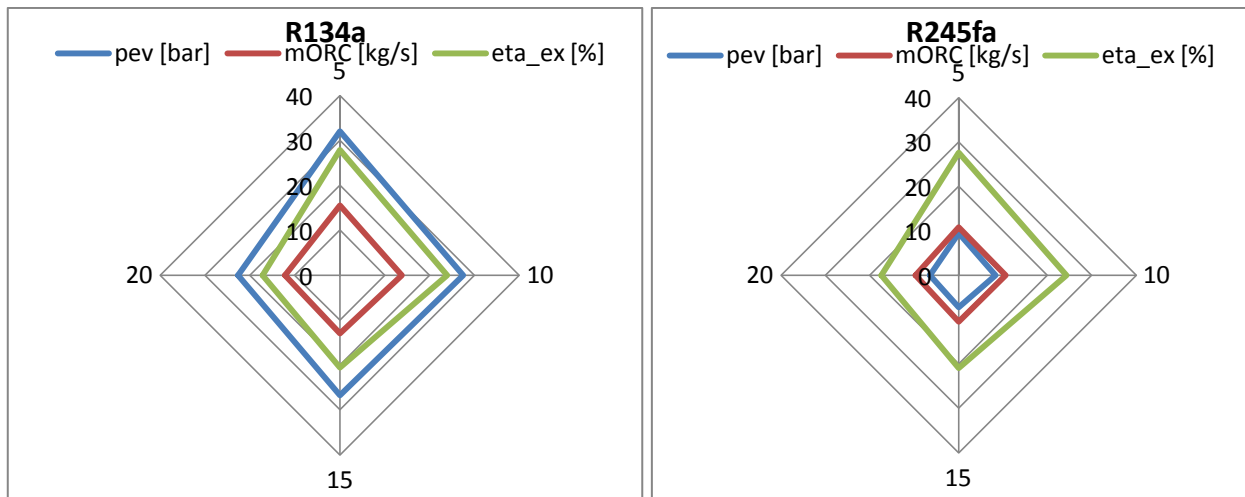


Figura 100: confronto tra pressione di evaporazione, portata di massa e rendimento exergetico realizzati dai due fluidi scelti a $T_{geo}=130^{\circ}C$

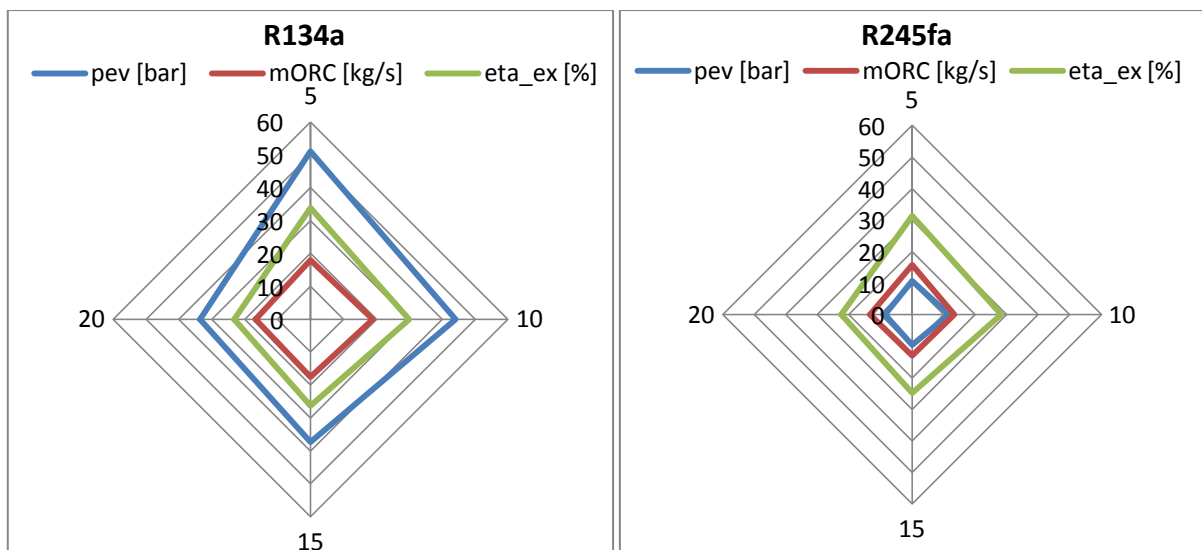


Figura 101: confronto tra pressione di evaporazione, portata di massa e rendimento exergetico realizzati dai due fluidi scelti a $T_{geo}=150^{\circ}C$

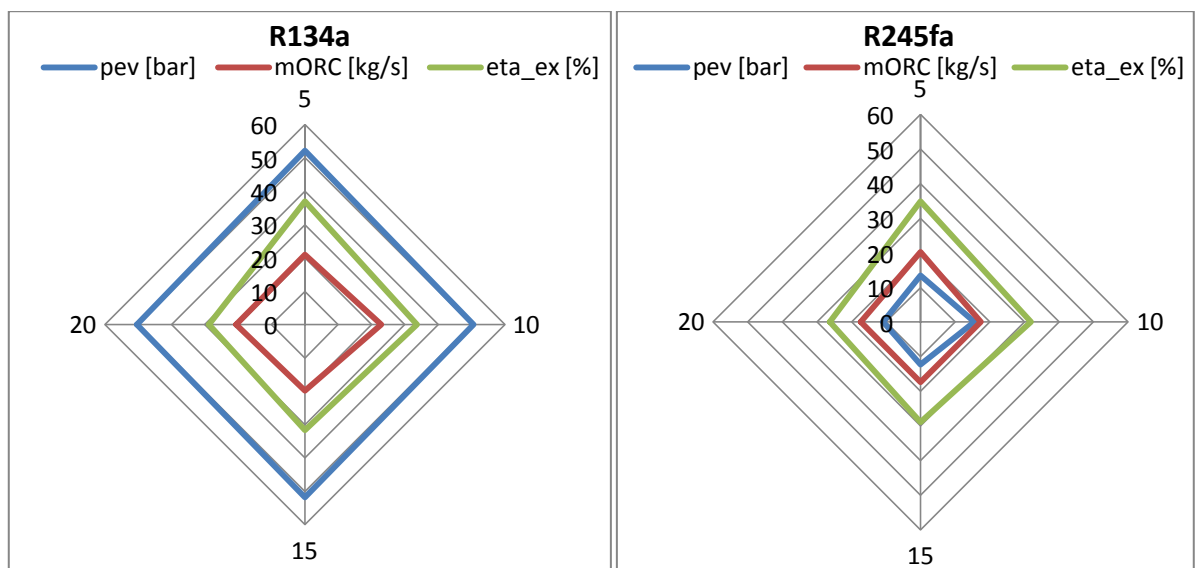


Figura 102: confronto tra pressione di evaporazione, portata di massa e rendimento exergetico realizzati dai due fluidi scelti a $T_{geo}=170^{\circ}C$

(Le Figure 99 - 102 riportano un confronto indicativo tra R134a e R245fa in termini di pressione di evaporazione, portata di massa e rendimento exergetico; in *Appendice A* le Figure 73.c - 77.c riportano il confronto tra i tre fluidi sia in termini di parametri termodinamici che economici a cui fa riferimento la spiegazione seguente.)

A parità di potenza prodotta e di rendimento exergetico, sono innanzitutto i parametri termodinamici che maggiormente distinguono i tre fluidi: si può infatti notare che l'R245fa è il refrigerante con la più bassa pressione massima di ciclo (appena 10 bar con $T_{geo}=170^{\circ}\text{C}$), ma anche quella dell'R227ea si mantiene al di sotto dei 40 bar alle più alte temperature della sorgente, mentre l'R134a si avvicina ai 50 bar già con $T_{geo}=150^{\circ}\text{C}$. Per quanto riguarda le portate di fluido operativo, invece, non vi sono grandi differenze tra R245fa e R134a, mentre risultano molto più alte per l'R227ea (a $T_{geo}=170^{\circ}\text{C}$ sono necessari circa 30 kg/s, mentre per gli altri due fluidi ne sono sufficienti mediamente 20 kg/s), fluido con anche il più alto GWP. Di conseguenza fin qui l'R245fa risulta il fluido migliore da un punto di vista termodinamico, ma tale superiorità è verificata anche da un punto di vista economico, poiché realizza i minori costi d'impianto e mediamente i VAN più alti (Figura 77.c).

4.1.10. Confronto tra i modelli

Dal momento che lo scopo di questo lavoro è un'ottimizzazione al variare della temperatura della sorgente ed al variare del pinch point all'evaporatore, si riportano per ognuno dei modelli analizzati dei diagrammi tridimensionali sulla cui ordinata si hanno i quattro valori assunti dal pinch point, sull'asse delle ascisse i cinque valori della temperatura della sorgente e sul terzo asse i valori della potenza prodotta per ogni combinazione di questi due parametri e risultanti dall'ottimizzazione della potenza prodotta.

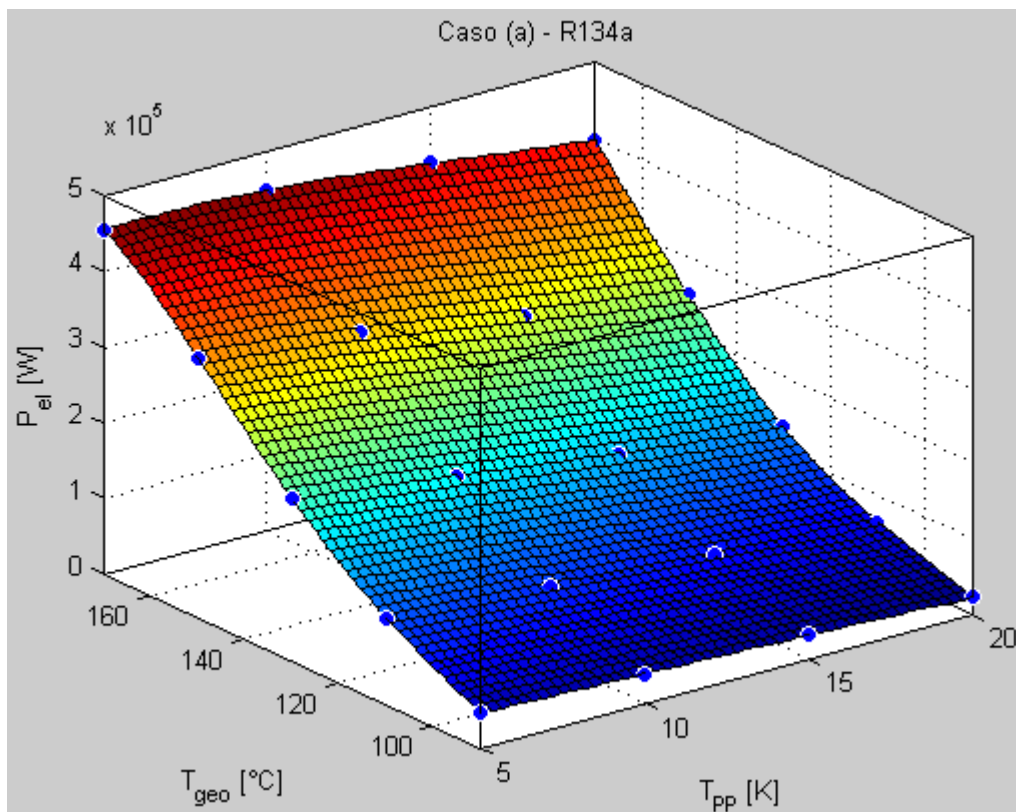
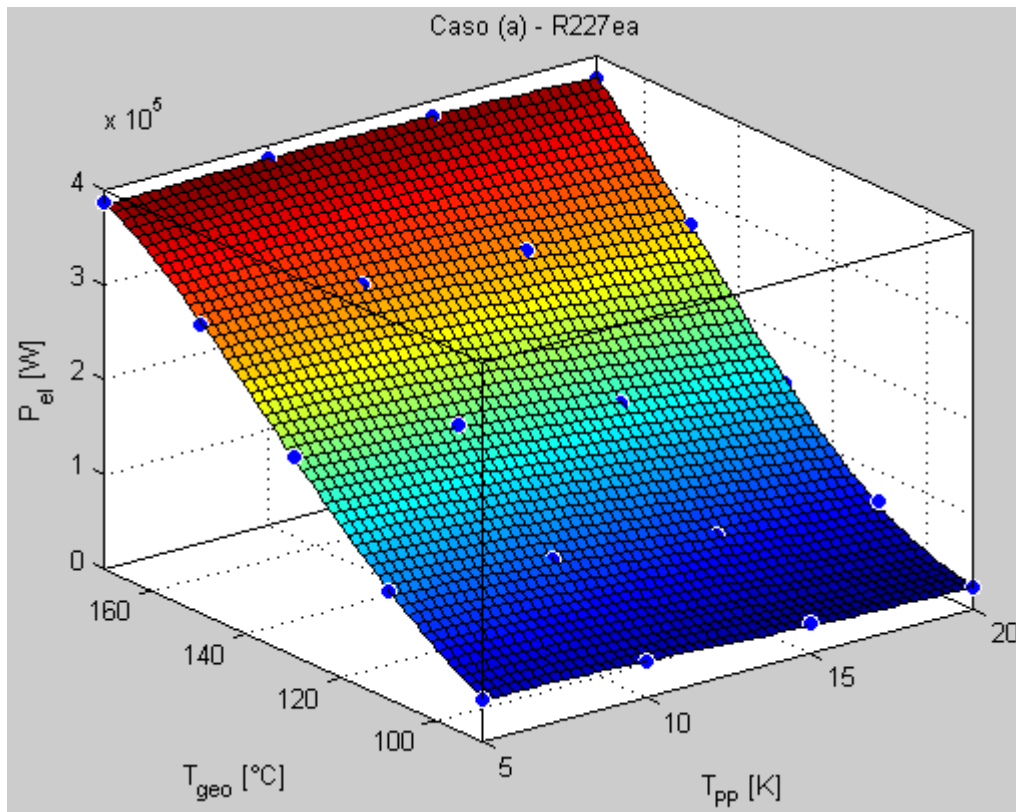


Figura 103: caso (a) - confronto (in termini di potenza prodotta) tra R227ea e R134a al variare della temperatura della sorgente e del pinch point

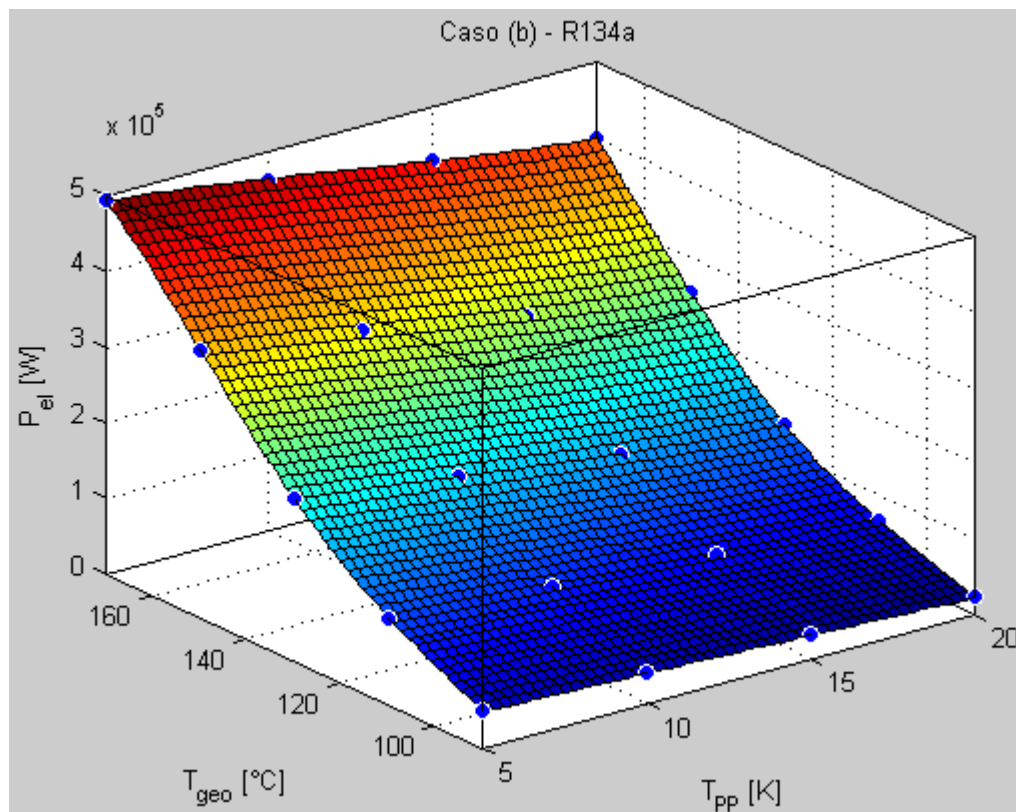
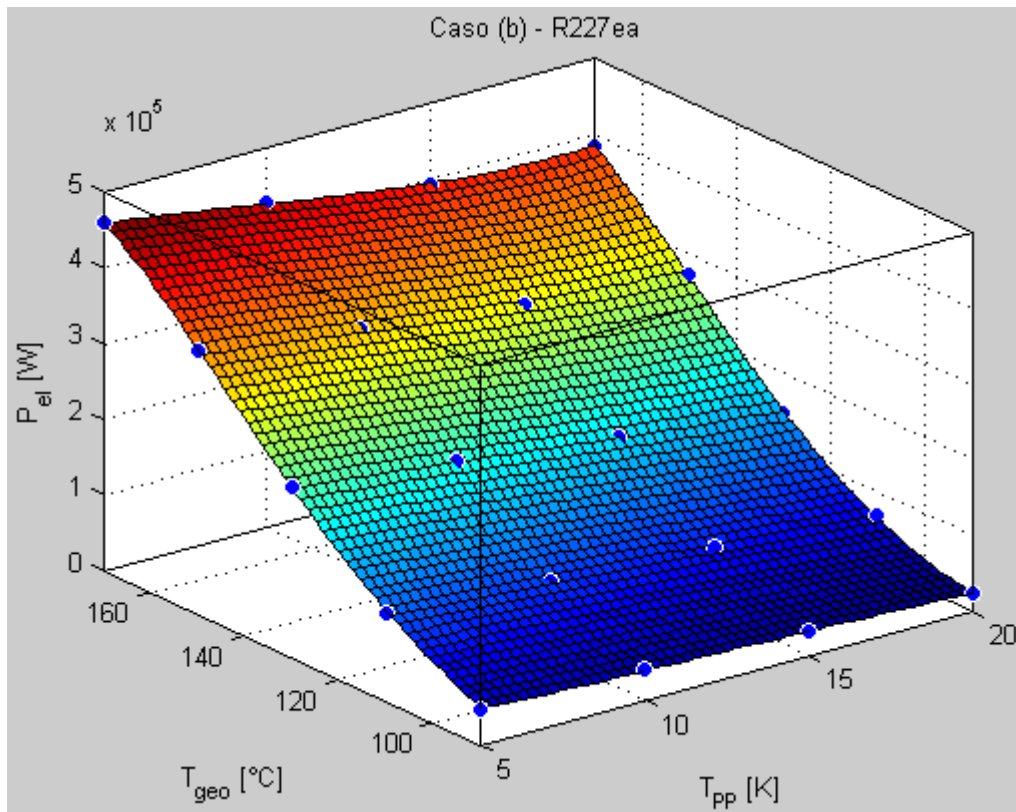


Figura 104: caso (b) - confronto (in termini di potenza prodotta) tra R227ea e R134a al variare della temperatura della sorgente e del pinch point

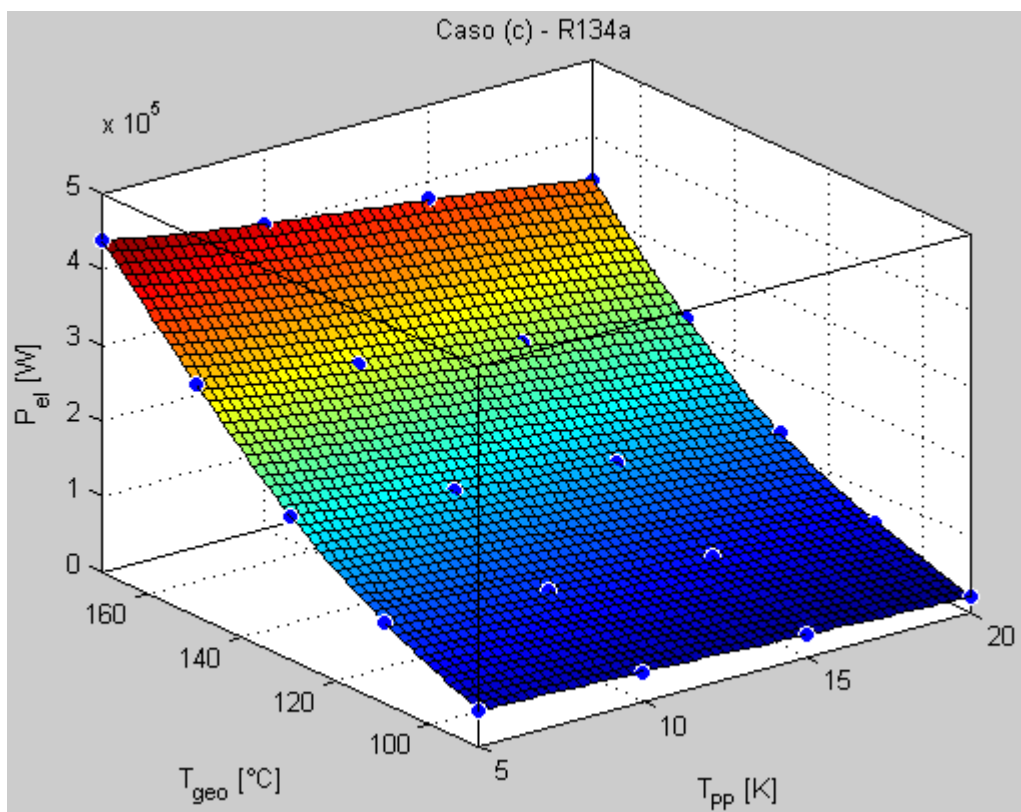
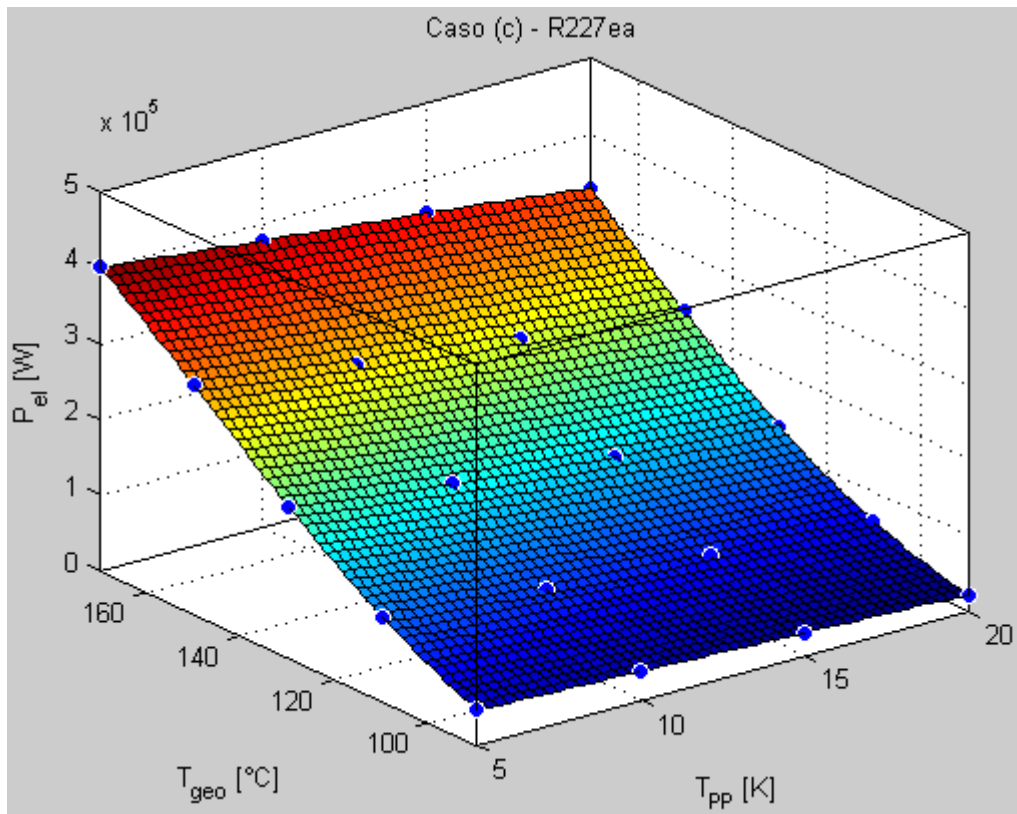


Figura 105: caso (c) - confronto (in termini di potenza prodotta) tra R227ea e R134a al variare della temperatura della sorgente e del pinch point

Nonostante i diagrammi siano relativi a due fluidi diversi, da essi non è possibile ricavare nessun'altra informazione se non quanto era risultato dalle analisi precedenti:

- il forte calo della potenza prodotta al diminuire della temperatura della sorgente;
- il calo delle prestazioni all'aumentare del pinch point;
- il fatto che con un impianto di tipo (c) si produca mediamente meno potenza rispetto alle altre due configurazioni.

Un confronto di questo tipo non solo giustifica l'analisi dettagliata fatta in precedenza, ma suggerisce anche di concludere tale analisi con un confronto, a parità di parametro ottimizzato, tra le diverse configurazioni d'impianto: è infatti utile, per vedere a livello dei parametri d'interesse cosa cambi utilizzando un ciclo standard, un ciclo con recupero ed un ciclo con rigenerazione, confrontare i tre modelli scegliendo un fluido e mantenendo fissa la temperatura della sorgente termica.

Analizzando i fluidi al variare della temperatura della sorgente termica si è potuto osservare come, in base ai loro risultati, essi possano essere divisi in due campi di applicazione: nell'intervallo tra 90°C e 110°C e nell'intervallo tra 130°C e 170°C, in relazione ad uno dei quali forniscono prestazioni migliori (se un fluido lavora meglio tra 90°C e 110°C non significa che non lo si possa utilizzare tra 130°C e 170°C, ma solo che tra 90°C e 110°C è in grado di ottenere risultati migliori rispetto ad altri fluidi, mentre nell'altro intervallo si hanno fluidi che lavorano meglio). Nella trattazione seguente si mantiene quindi la suddivisione in questi due intervalli.

T_{geo} compresa tra 90°C e 110°C

Si è già detto che nei casi (b) e (c) non vale la pena, qualsiasi sia il fluido operativo utilizzato, di realizzare un'ottimizzazione della potenza prodotta quando la temperatura della sorgente è di 90°C; si fa quindi il confronto tra i tre modelli in funzione di $T_{geo}=110°C$ ed utilizzando R227ea come fluido operativo.

Si utilizzano dei diagrammi a radar per riportare la potenza prodotta (P [kW]), la pressione di evaporazione (p_{ev} [bar]), la portata di fluido operativo (m_{ORC} [kg/s]) e la temperatura massima del ciclo ($T_{org,max}$ [°C]); si sono poi realizzati un diagramma relativo al costo d'impianto complessivo ed un altro per il rendimento exergetico ed infine si riportano dei diagrammi a torta per ognuno dei tre modelli in corrispondenza di $PP=10$ K per dare un'indicazione dell'andamento dei costi (in termini percentuali rispetto al costo complessivo).

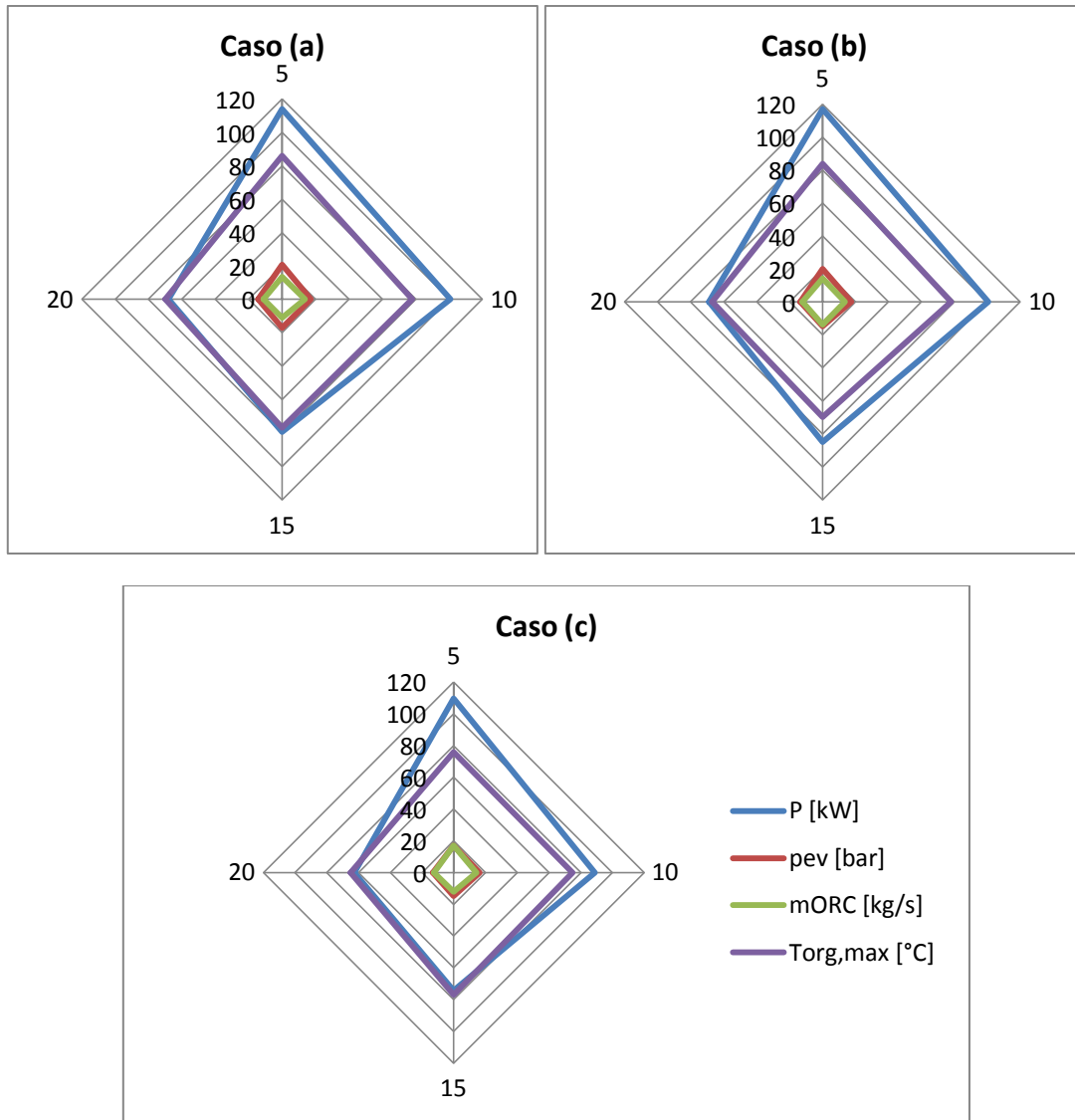


Figura 106: confronto tra potenza prodotta, pressione di evaporazione, portata di massa e temperatura massima del ciclo realizzate dall'R227ea a $T_{geo}=110^{\circ}\text{C}$ nei tre casi

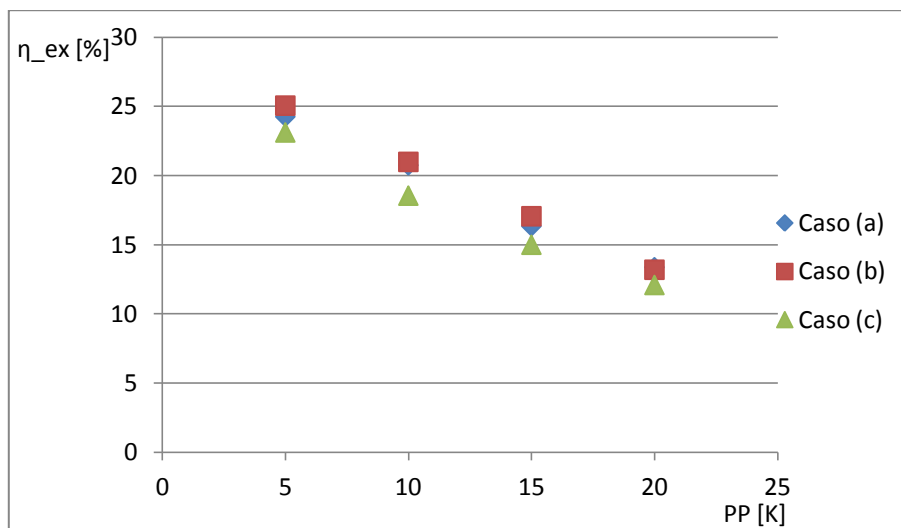


Figura 107: confronto tra i rendimenti exergetici realizzati dall'R227ea a $T_{geo}=110^{\circ}\text{C}$ nei tre casi

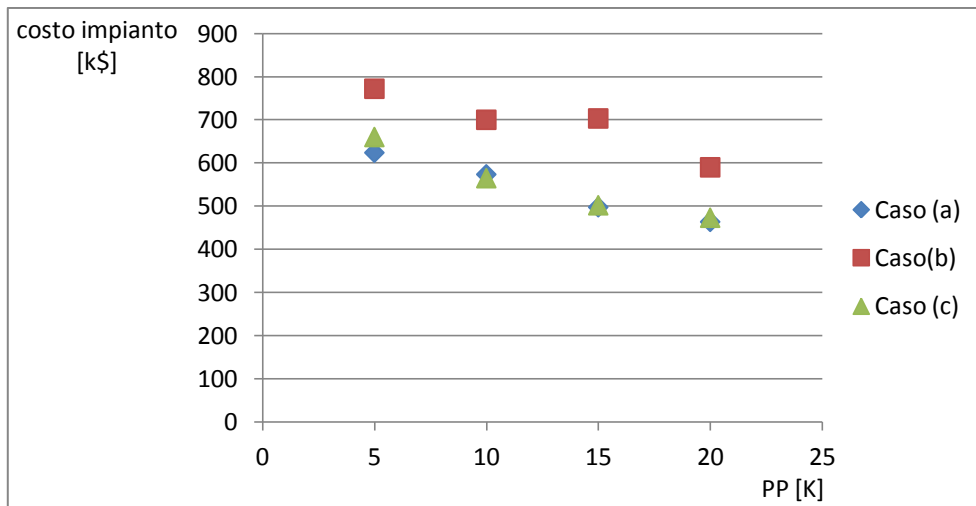


Figura 108: confronto tra i costi d'impianto dell'R227ea a $T_{geo}=110^{\circ}C$ nei tre casi

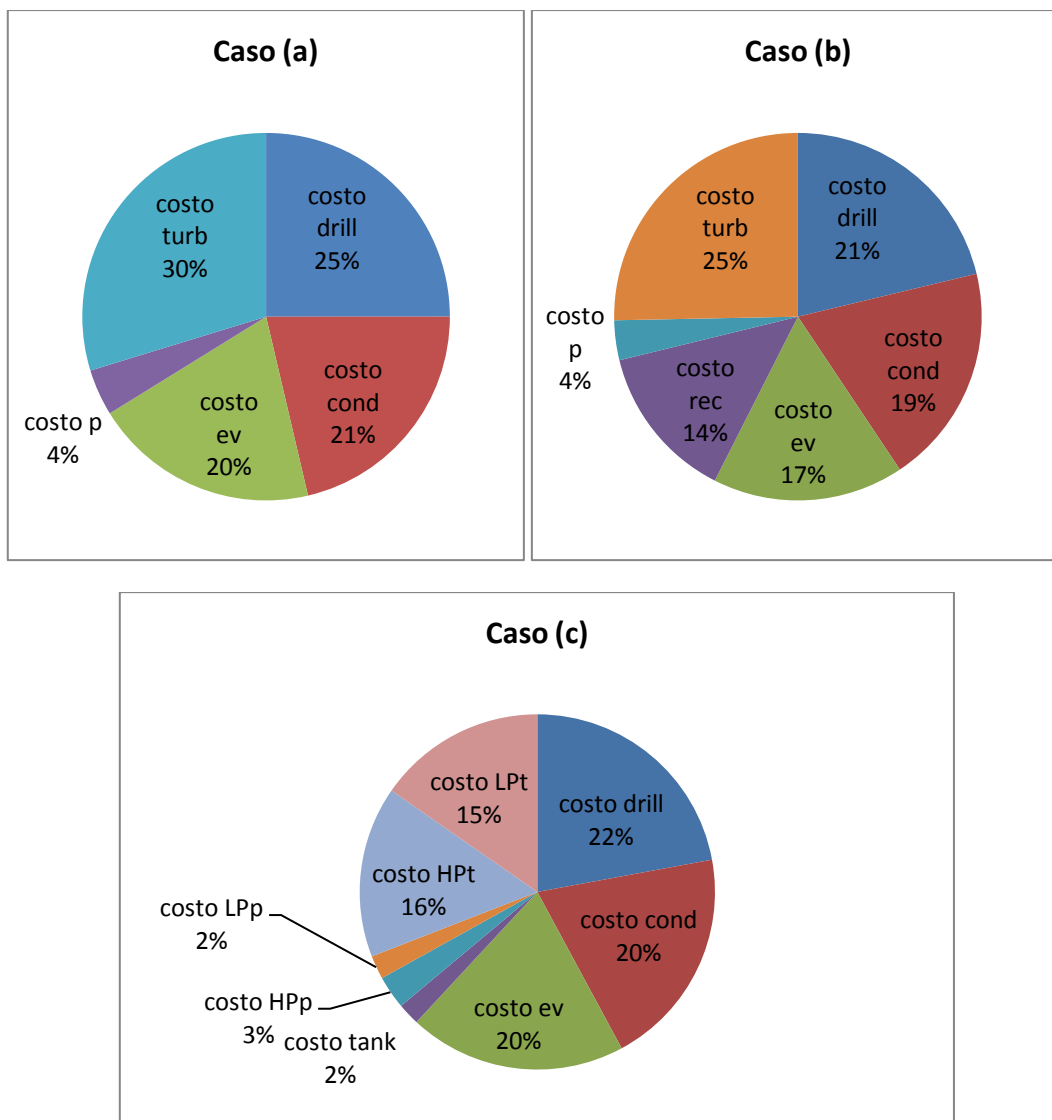


Figura 109: confronto tra i costi per componente (in termini percentuali rispetto al costo complessivo) nei tre casi

Con riferimento alle Figure 106 e 107 si ricava che, per quanto riguarda la potenza prodotta i valori ottenuti con gli impianti di tipo (a) e (b) sono analoghi, con un leggero vantaggio per la

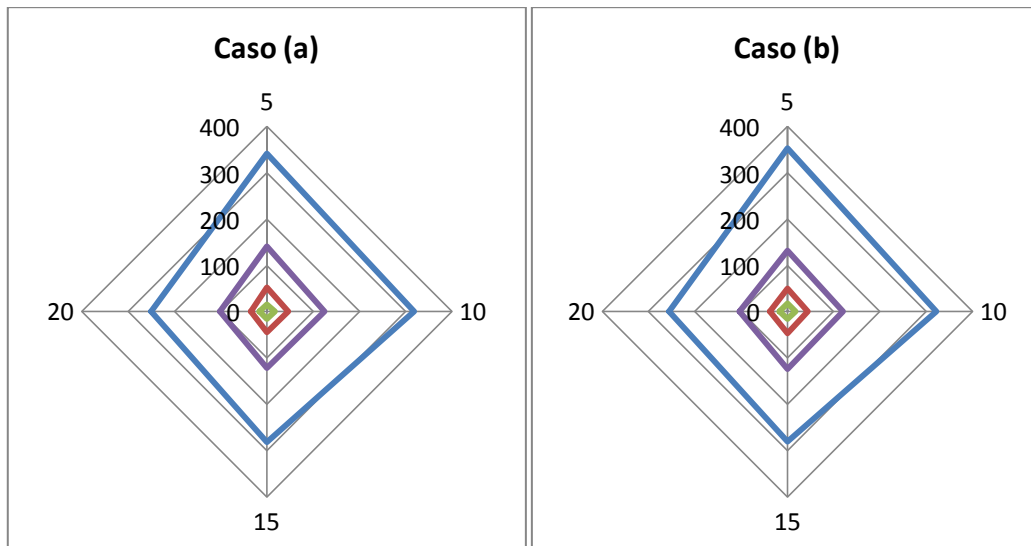
configurazione con recupero interno in corrispondenza di $PP=5\text{ K}$ e $PP=15\text{ K}$; tale andamento si ripete nel caso del rendimento exergetico. L'impianto rigenerativo produce mediamente una decina di kW in meno rispetto agli altri due casi. Anche dal punto di vista delle pressioni di evaporazione le conclusioni sono le stesse, mentre si manifestano alcune differenze relativamente alla portata di fluido operativo ed alla temperatura di ingresso in turbina: dai risultati si è infatti visto che il caso (a) è quello che mediamente necessita di una maggior portata, mentre il (b) della portata più bassa, ma è ancora il ciclo standard ad ottenere le più alte temperature massime di ciclo, risentendo anche meno della diminuzione del pinch point.

Sono tuttavia i costi di impianto (Figura 108) a permettere di fare una preferenza chiara tra le configurazioni: in particolare, l'impianto con recupero risulta essere il più costoso in termini complessivi (si ricorda infatti che lo scambiatore aggiuntivo ha lo stesso ordine di costo di evaporatore e condensatore), mentre il ciclo standard ha praticamente lo stesso costo del ciclo rigenerativo, risultando anche più basso con $PP=5\text{ K}$.

E' quindi chiaro che, almeno in relazione a questo livello di temperatura della sorgente, risulta preferibile la configurazione d'impianto più semplice perché, in termini di risultati, non si trae alcun vantaggio dall'utilizzo di un impianto più costoso (caso (b)) o di uno più complesso (caso (c)).

T_{geo} compresa tra 130°C e 170°C

In questo intervallo la scelta è più ampia: si valuta il comportamento dell'R134a a $T_{geo}=150^{\circ}\text{C}$.



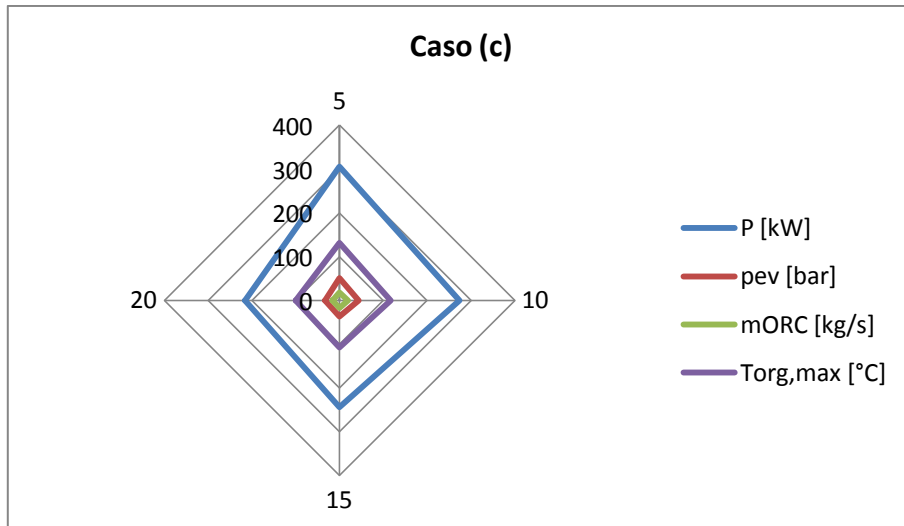


Figura 110: confronto tra potenza prodotta, pressione di evaporazione, portata di massa e temperatura massima del ciclo realizzate dall'R134a a $T_{geo}=150^{\circ}\text{C}$ nei tre casi

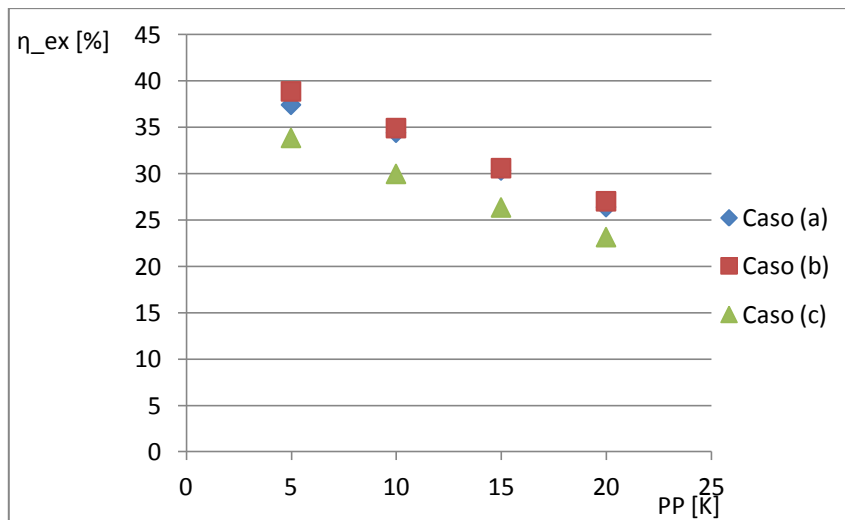


Figura 111: confronto tra i rendimenti exergetici realizzati dall'R134a a $T_{geo}=150^{\circ}\text{C}$ nei tre casi

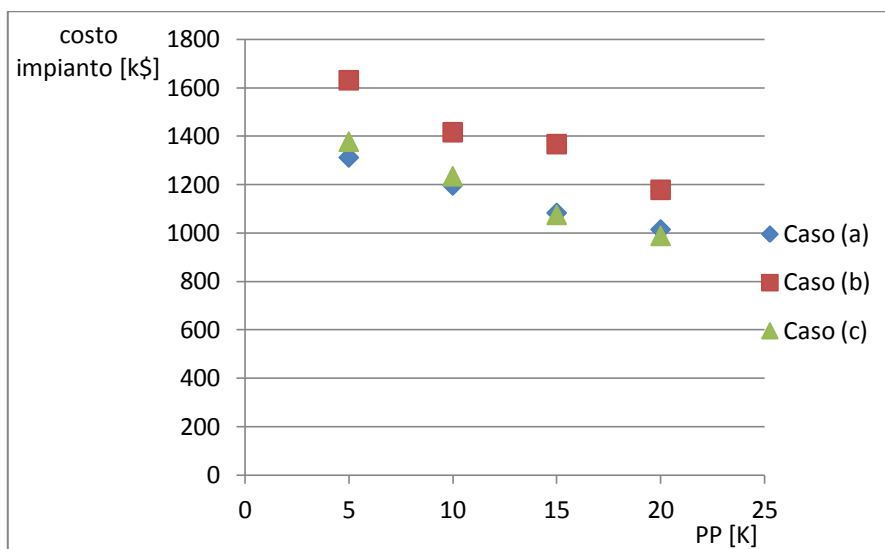


Figura 112: confronto tra i costi d'impianto dell'R134a a $T_{geo}=150^{\circ}\text{C}$ nei tre casi

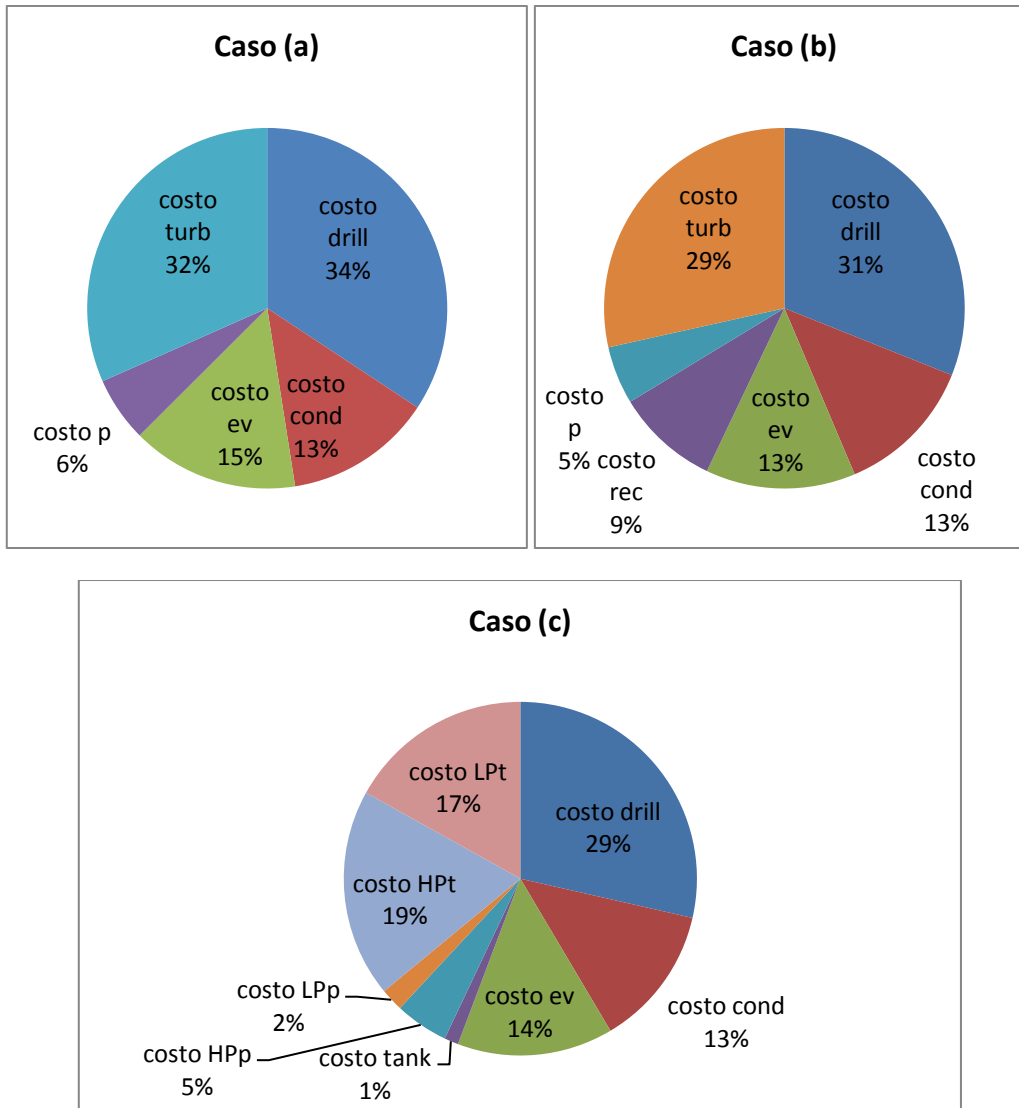


Figura 113: confronto tra i costi per componente (in termini percentuali rispetto al costo complessivo) nei tre casi

Il caso (b) è la configurazione d'impianto che permette di avere la maggior quantità di potenza prodotta, con il ciclo di tipo (a) se ne produce solo qualche kW in meno; per quanto riguarda invece l'impianto rigenerativo, le prestazioni sono sensibilmente inferiori, infatti con pinch point più basso si ha una produzione di potenza pari a quella che gli altri due casi produrrebbero con un pinch point all'evaporatore compreso tra 10 K e 15 K (Figura 110). Tale andamento si riflette in maniera del tutto analoga sul rendimento exergetico (Figura 111). Per quanto riguarda i parametri termodinamici analizzati, è di nuovo il ciclo rigenerativo a dare i risultati peggiori: si hanno infatti le più basse temperature di ingresso in turbina, le più basse pressioni di evaporazione e la più alta portata di fluido operativo. Gli altri due cicli hanno risultati simili, con un leggero vantaggio per il ciclo standard che con una portata di fluido minore riesce ad ottenere temperature massime del ciclo più elevate.

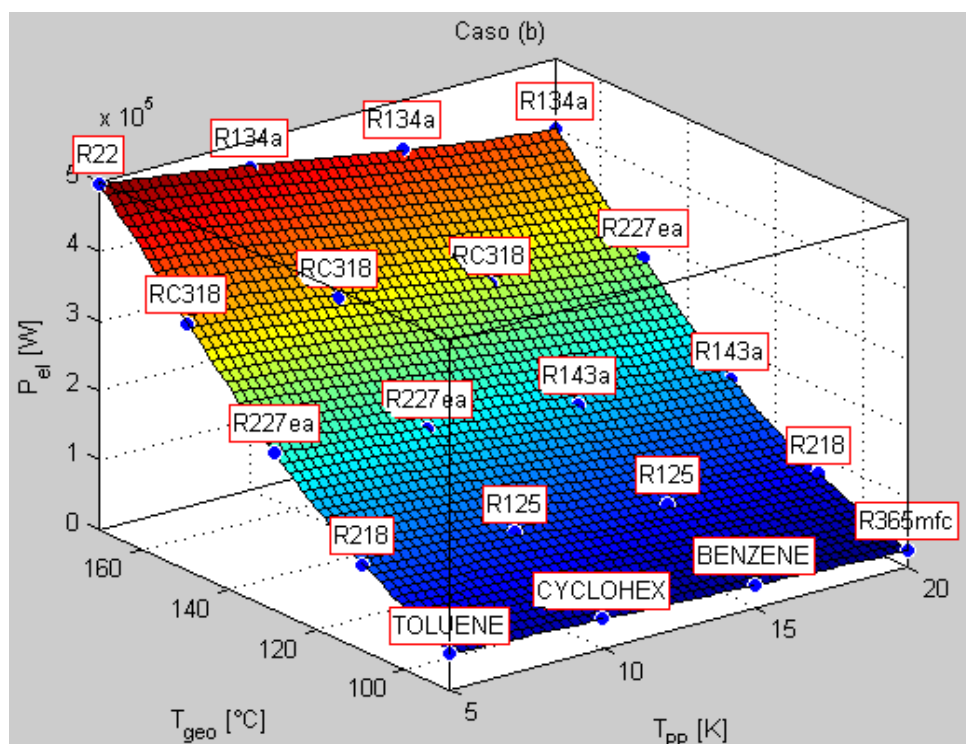
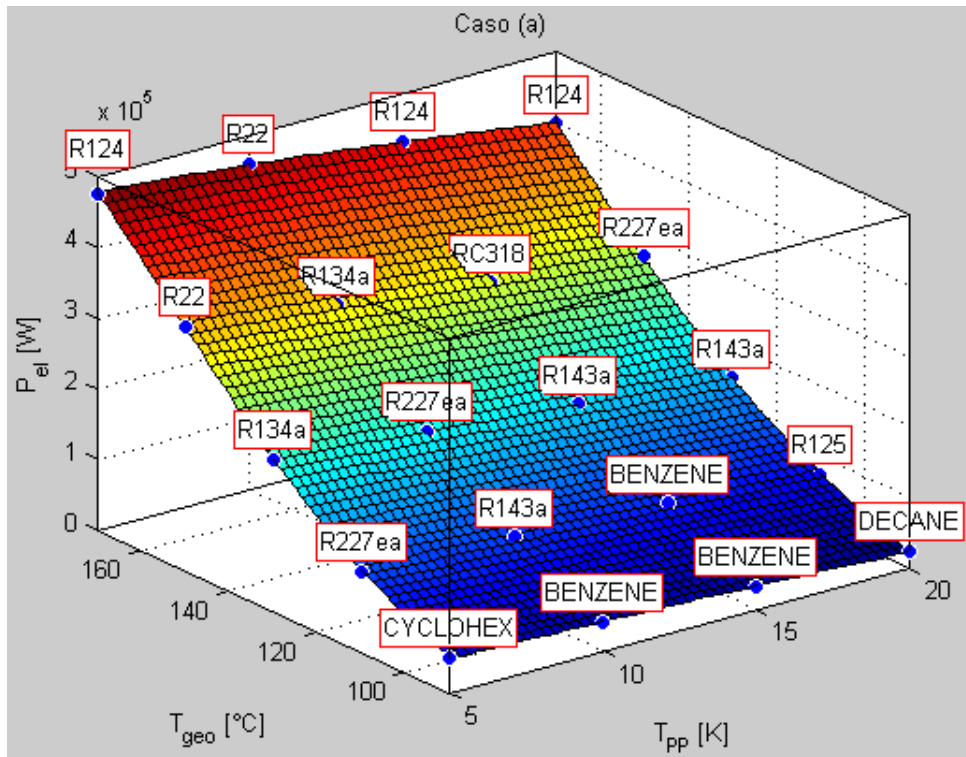
Anche dal punto di vista economico (Figura 112) le conclusioni sono le stesse ricavate per il precedente intervallo di temperatura: il ciclo standard e quello rigenerativo, sebbene il diverso

numero di componenti, hanno gli stessi costi complessivi, mentre il ciclo con recupero costa decisamente di più.

Si può quindi nuovamente concludere che il ciclo più complesso è da escludere perché, nonostante in termini di costi complessivi equivalga al ciclo standard, è decisamente peggiore per quanto riguarda le prestazioni; inoltre, a parità di risultati ottenuti, risulta preferibile il ciclo standard, per il quale i costi complessivi sono più bassi. Questo inoltre conferma quanto già detto in merito al caso (a) sull'importanza di mantenere bassi i costi aggiuntivi soprattutto quando gli impianti sono costituiti da pochi componenti.

4.1.11. Potenza massima ottenuta indipendentemente dal fluido utilizzato

Per concludere l'analisi, si riportano le massime potenze ottenute: al fine di facilitare la visualizzazione dei risultati, per ogni tipologia d'impianto si è riportata su un diagramma tridimensionale, per ogni combinazione di pinch point all'evaporatore e di temperatura della sorgente, la corrispondente potenza prodotta ed il nome del fluido mediante il quale è stata ottenuta.



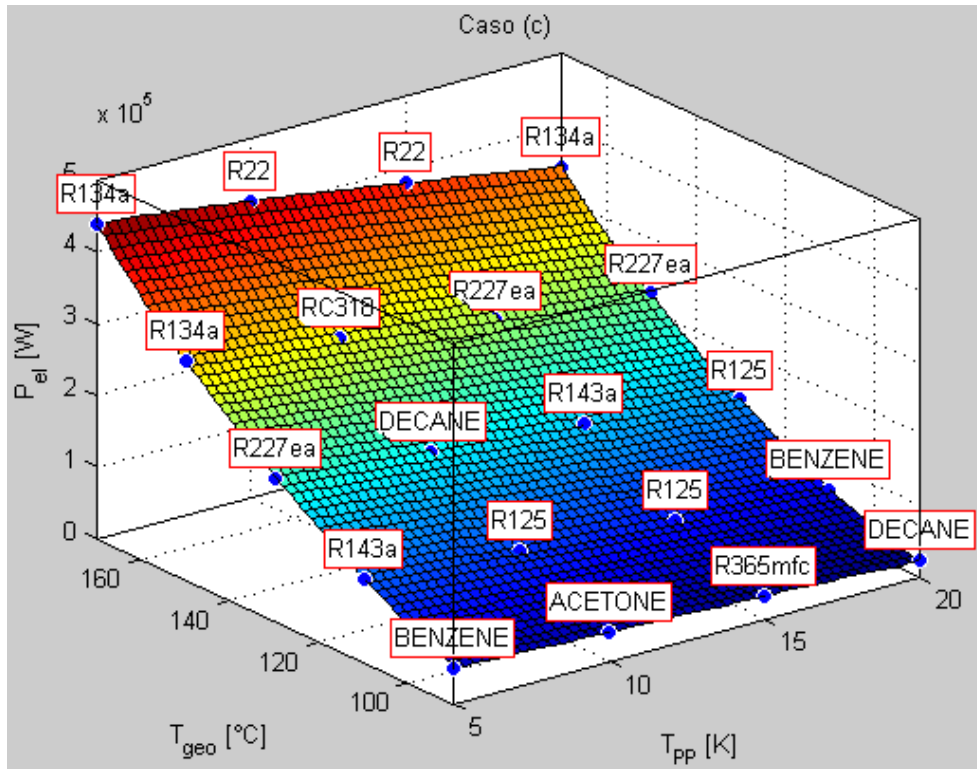


Figura 114: potenze massime ottenute nei tre casi

Risulta evidente che i risultati non sono relativi a 20 diversi fluidi e che tali fluidi non sono diversi da un caso all'altro: in particolare per $T_{geo}=90^{\circ}\text{C}$ si trovano fluidi con almeno la condensazione al di sotto della pressione atmosferica, mentre per temperature più alte si hanno solo refrigeranti. Tali refrigeranti sono tutti fluidi con massa molecolare al di sopra di 100 kg/kmol e temperatura di ebollizione abbondantemente negativa (vedi Tabella 13), ovvero, come anticipato nei *Capitoli 1 e 2*, fluidi bassobollenti con elevata massa molecolare.

4.1.12. Conclusioni sull'ottimizzazione della potenza prodotta

Si è fin qui svolta un'analisi in relazione all'ottimizzazione della potenza prodotta con più livelli di approfondimento: si è partiti da un confronto tra fluidi ottimi per ogni temperatura della sorgente termica fino ad arrivare ad un confronto tra le tre configurazioni di ciclo implementate, passando per un'analisi fluido per fluido al variare della temperatura della sorgente. E' dunque possibile, da quanto visto, ricavare delle conclusioni generali relativamente a questa ottimizzazione.

Innanzitutto si è dimostrato che $T_{geo}=90^{\circ}C$ è la temperatura più problematica per la realizzazione di un ciclo e l'unica configurazione utilizzabile in quest'ambito è quella di tipo standard, poiché alla semplicità unisce buone prestazioni. Si è inoltre notato che per temperature così basse non si verificano differenze sostanziali da un fluido all'altro. Alle alte temperature risultano ottimi i fluidi in grado di realizzare cicli supercritici.

Dal punto di vista dei parametri termodinamici si è notato che la temperatura di re-iniezione del fluido geotermico è sempre al di sotto degli $80^{\circ}C$ per i casi (a) e (b) anche alle più alte temperature della sorgente geotermica, mentre li supera nel caso (c); un'altra osservazione interessante riguarda la portata d'acqua di raffreddamento, la cui quantità non varia molto da un fluido all'altro in corrispondenza della stessa temperatura geotermica:

Tabella 7: portate d'acqua di raffreddamento nei tre casi

	m_{water} [kg/s]				
	$T_{geo}=90^{\circ}C$	$T_{geo}=110^{\circ}C$	$T_{geo}=130^{\circ}C$	$T_{geo}=150^{\circ}C$	$T_{geo}=170^{\circ}C$
Caso (a)	14	30	45	58	73
Caso (b)		30	43	58	72
Caso (c)		27	36	48	64

Tutti gli altri parametri dipendono invece dal fluido utilizzato, in particolare pressione e portata di fluido necessaria.

Per quanto riguarda i parametri economici, è possibile fare delle considerazioni a livello dei singoli componenti: in generale gli elementi più costosi sono gli scambiatori (evaporatore, condensatore e recuperatore) e la/le turbine, ma si verificano delle differenze da caso a caso. Nella configurazione standard, infatti, alle basse temperature condensatore ed evaporatore hanno costi analoghi, mentre all'aumentare del livello termico della sorgente il costo dell'evaporatore aumenta proporzionalmente, fino ad essere anche il triplo di quello dello scambiatore. Per il caso (b) si hanno costi analoghi per condensatore, evaporatore e recuperatore fino a $T_{geo}=150^{\circ}C$, oltre la quale risultano più rilevanti il contributo del recuperatore e soprattutto dell'evaporatore. Il caso (c) si differenzia leggermente: i costi di condensatore ed evaporatore si mantengono analoghi a qualsiasi livello della temperatura, in compenso aumenta il contributo delle turbine (in particolare quella di alta pressione) all'aumentare della potenza prodotta. Si è notato che, a parità di temperatura della sorgente, i ricavi annuali dei fluidi considerati ottimi sono pressoché uguali.

Nel complesso si può ricavare che in relazione a questo tipo di impianti e di ottimizzazione i fluidi che si candidano all'utilizzo sono meno di una ventina, caratterizzati da elevato peso molecolare e

basso punto di ebollizione: si tratta di idrocarburi che eseguono almeno la condensazione sotto vuoto a $T_{ge0}=90^{\circ}\text{C}$, mentre per temperature più elevate sono praticamente tutti refrigeranti. Inoltre il ciclo standard risulta sempre il più vantaggioso in quanto ha output pari a quelli del ciclo con recupero interno, ma con costi complessivi molto più bassi. E' quindi ovvio che il ciclo rigenerativo vada sempre escluso dall'utilizzo perché, essendo anche l'impianto strutturalmente più complesso, le prestazioni inferiori agli altri due impianti non sono compensate da evidenti vantaggi economici, realizzando costi complessivi pari a quelli del ciclo standard.

4.2. Ottimizzazione del rendimento exergetico

Si esegue un'analisi dei risultati analoga a quella svolta nella *Sezione 4.1.* relativamente all'ottimizzazione della potenza elettrica.

Caso (a)

4.2.1. Selezione dei fluidi ottimi per ogni temperatura della sorgente termica

Nelle migliori condizioni operative, ovvero a $T_{geo}=170^{\circ}\text{C}$ e con pinch point pari a 5 K, anche il fluido che lavora meglio non è in grado di andare oltre ad un rendimento exergetico del 40%: è quindi facilmente intuibile come i risultati, anche variando la temperatura della sorgente, siano concentrati in un intervallo ristretto di valori, come risulta chiaro dal diagramma seguente.

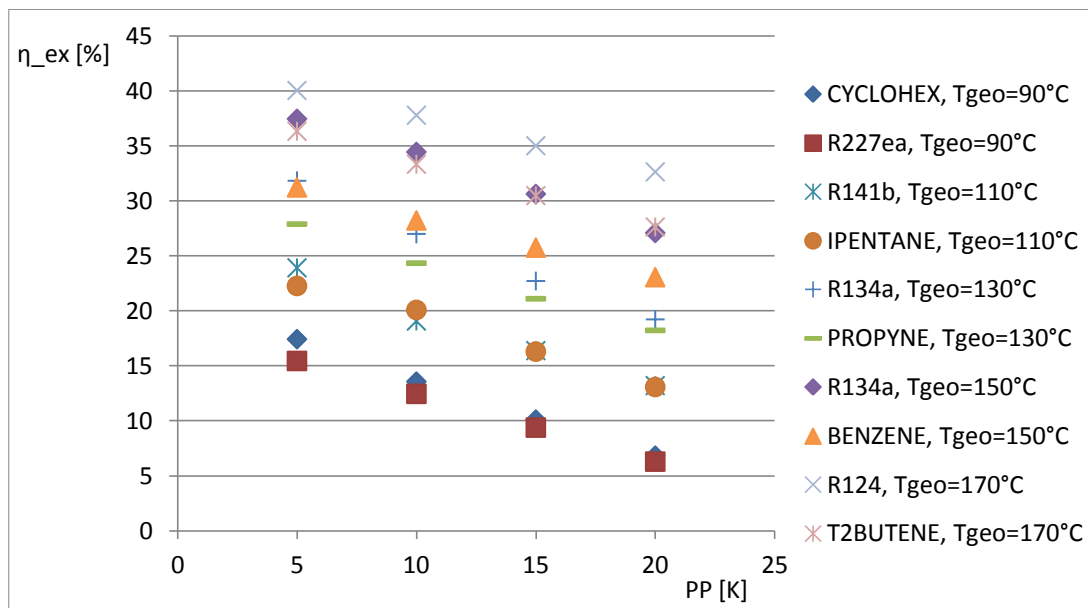


Figura 115: esempio di dispersione dei valori del rendimento exergetico al variare della temperatura della sorgente termica

$T_{geo} = 90^{\circ}\text{C}$

Con una temperatura della sorgente geotermica di 90°C si ottiene che i fluidi con le migliori prestazioni sono: cicloesano, acetone e dimetilcarbonato, tutti fluidi che condensano (il cicloesano ed il dimetilcarbonato evaporano anche) sottovuoto; per questo motivo si sceglie di confrontare l'acetone con l'R141b, fluido con prestazioni confrontabili con quelle dei due precedenti e che lavora sempre al di sopra della pressione atmosferica.

Analogamente a quanto visto nell'ottimizzazione della potenza, in corrispondenza ad una temperatura della sorgente così bassa anche i risultati in termini di prestazioni si mantengono bassi (potenza al di sotto dei 50 kW e rendimento termico minore del 6%); in particolare si nota come, da un punto di vista economico, valga la pena di eseguire questa ottimizzazione solo quando il pinch point all'evaporatore sia al di sotto dei 10 K. Inoltre si evidenzia che, nonostante i

fluidi considerati siano diversi, i risultati ottenuti sono numericamente confrontabili con quelli relativi all'ottimizzazione della potenza prodotta; si approfondirà in seguito questo aspetto.

Per entrambi i fluidi l'assetto della turbina è sempre assiale.

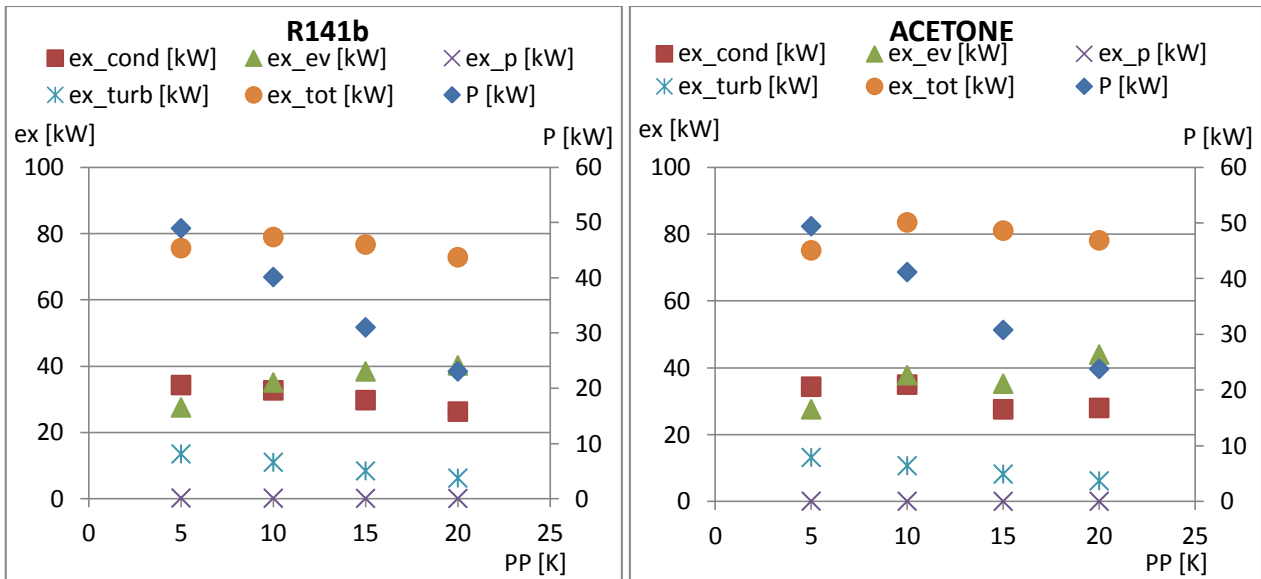


Figura 116: confronto tra parametri exergetici (riferiti all'asse delle ordinate principale) e potenza prodotta (riferita all'asse delle ordinate secondario)

A parità di potenza prodotta si può notare (Figura 116) come l'exergia totale distrutta quando si utilizza acetone come fluido operativo sia mediamente più alta rispetto a quella distrutta utilizzando R141b: si ha infatti un contributo leggermente maggiore del condensatore e dell'evaporatore, specialmente con pinch point oltre i 10 K.

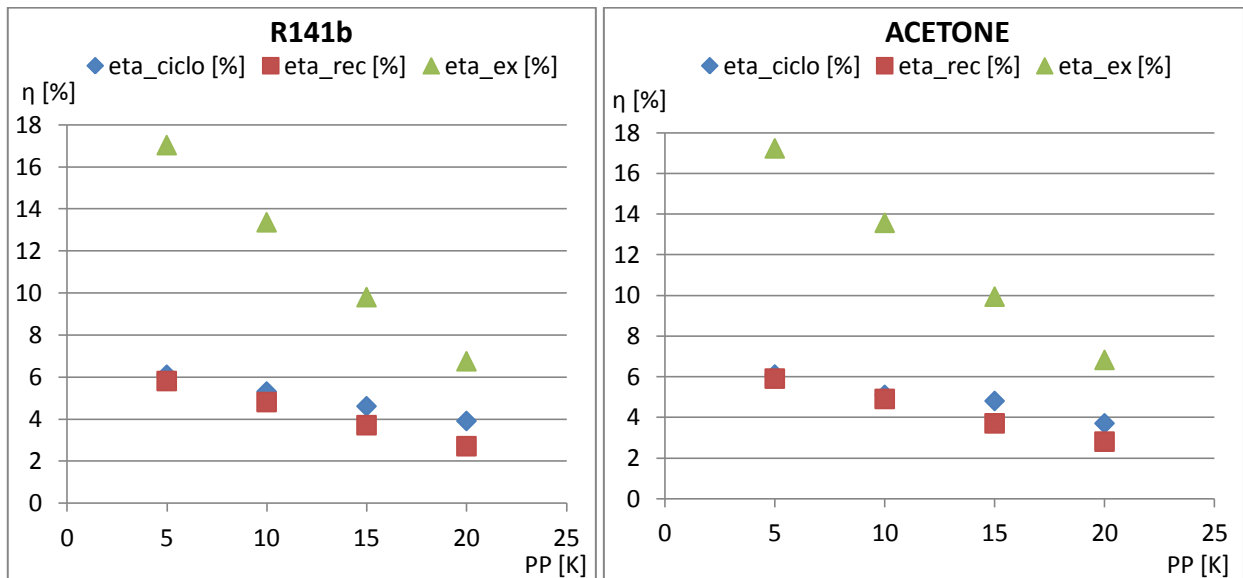


Figura 117: confronto tra parametri prestazionali

Dal punto di vista dei rendimenti non si hanno differenze tra un fluido e l'altro (Figura 117).

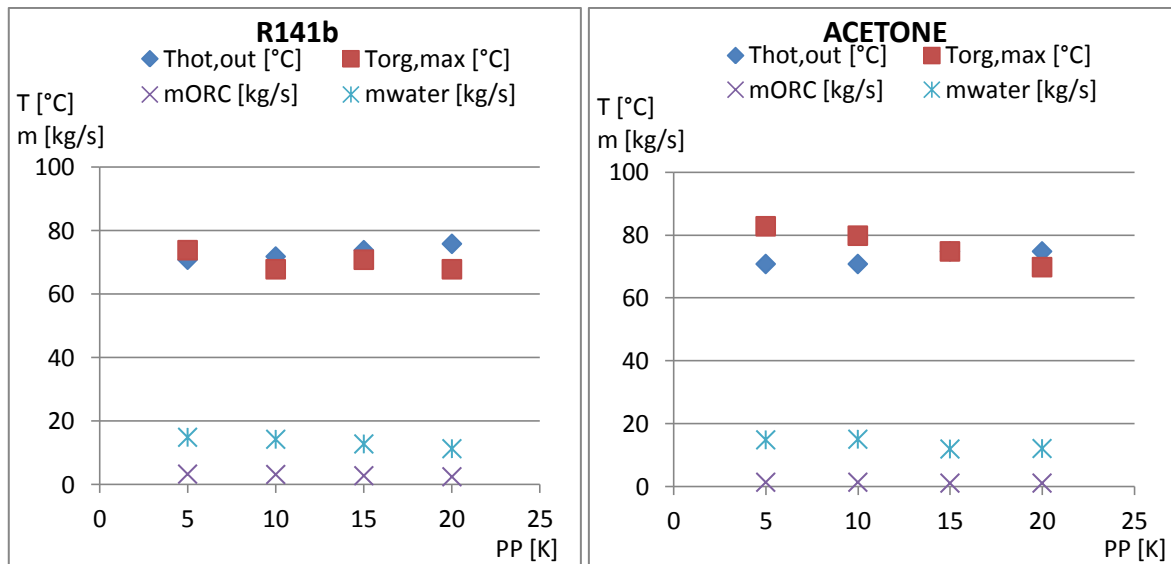


Figura 118: confronto tra parametri termodinamici

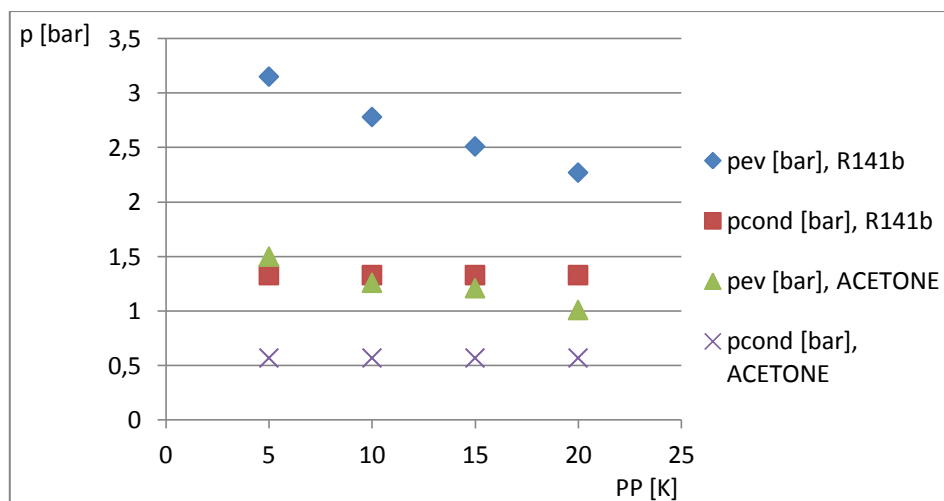


Figura 119: intervallo delle pressioni operative

Con riferimento alle Figure 118 e 119 si notano invece i diversi valori delle pressioni: l'acetone, in particolare, condensa sotto vuoto ed evapora ad una pressione di poco al di sopra di quella atmosferica, mentre il refrigerante compie l'intero ciclo termodinamico al di sotto dei 3,5 bar. Avendo pressioni e quindi temperature di evaporazione così basse, i fluidi realizzano anche bassi rendimenti di ciclo, ma riescono a raffreddare meglio il fluido geotermico, re-iniettandolo quasi alla temperatura limite imposta all'interno del codice. Per quanto riguarda la temperatura massima del ciclo, essa risulta più alta utilizzando acetone il quale, realizzando mediamente un ciclo più scarso rispetto all'R141a, necessita anche di una minor portata di fluido operativo, a parità di acqua di raffreddamento.

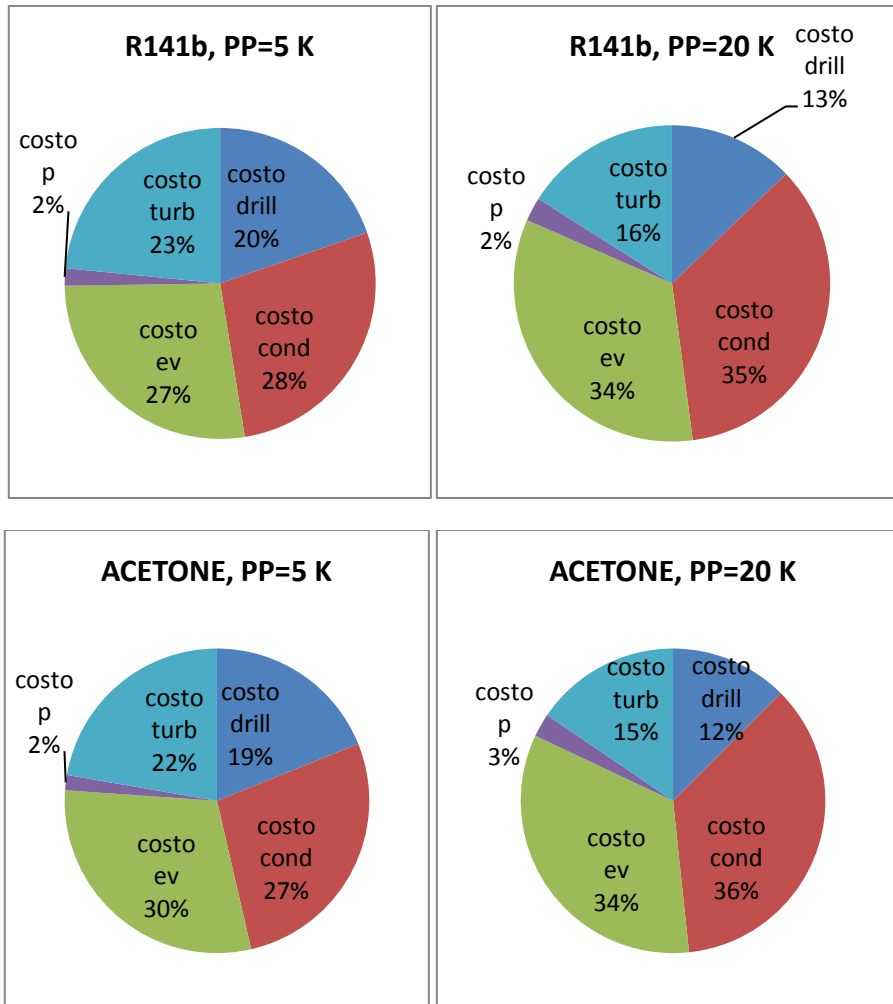


Figura 120: costi per componente (in percentuale rispetto al costo complessivo)

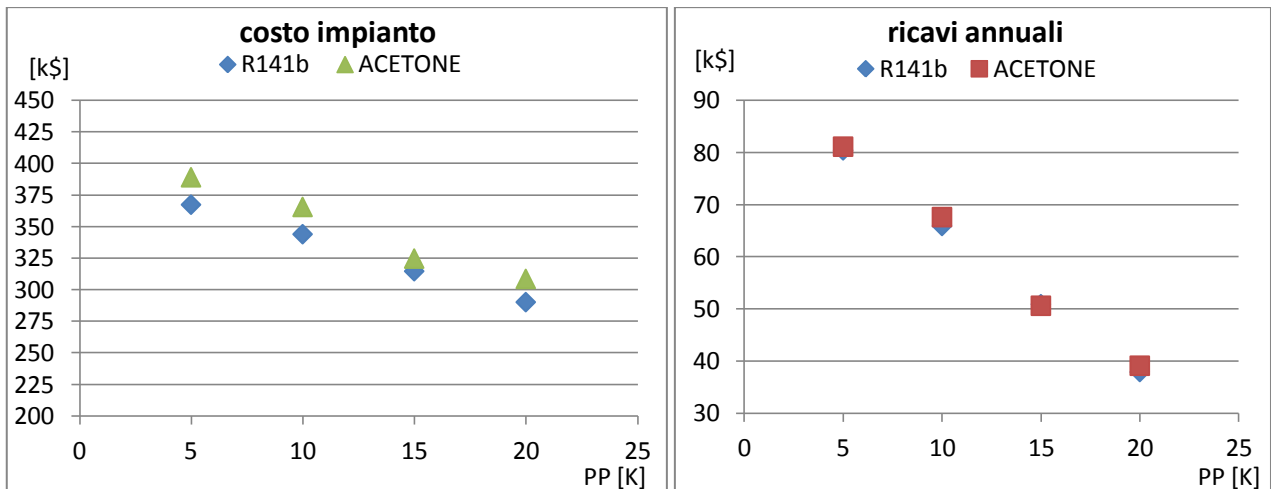


Figura 121: costo dell'impianto e ricavi annuali

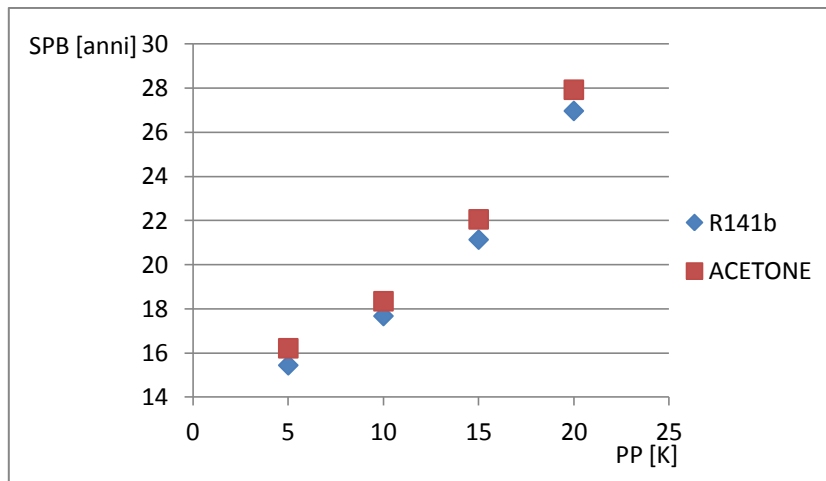


Figura 122: tempo di ritorno

Dal diagramma dei tempi di ritorno (Figura 122) si ricava, come già anticipato, che quando all'evaporatore si supera $PP=10$ K dal punto di vista economico non vale più la pena di realizzare il ciclo con nessuno dei due fluidi analizzati poiché il tempo di ritorno risulta maggiore della durata di vita dell'impianto stesso. I costi di impianto risultano analoghi per i due fluidi, ma si hanno delle leggere differenze a livello dei singoli componenti: innanzitutto la pompa, nonostante con l'acetone compia un salto di pressione minore, ha lo stesso costo in entrambi i casi; inoltre i contributi di evaporatore e condensatore risultano rovesciati (pur mantenendosi confrontabili a parità di fluido): con l'acetone, fino a $PP=10$ K risulta maggiore il costo dell'evaporatore, poi superato da quello del condensatore, con il refrigerante accade l'esatto contrario. In media i costi dei due scambiatori risultano leggermente più alti con l'acetone.

Si può quindi concludere che dall'analisi numerica non si può stabilire quale fluido sia preferibile; d'altra parte si ricorda che l'acetone condensa sotto vuoto ed evapora intorno alla pressione atmosferica, di conseguenza è certamente più agevole, da un punto di vista operativo, lavorare con R141b.

Per alleggerire la trattazione, da qui in poi si riportano solo le Figure relative ai diagrammi più significativi; per tutte le altre si fa riferimento all'*Appendice B*.

$T_{geo} = 110^{\circ}\text{C}$

I fluidi che forniscono i migliori risultati in relazione a questa temperatura sono: R227ea, RC318, R143a, R245fa; dal momento che l'RC318 dal punto di vista ambientale è una sostanza inaccettabile ed anche l'R143a ha un GWP molto alto, si analizzano e confrontano R227ea e R245fa.

Per quanto riguarda gli assetti delle turbine si hanno turbine assiali per l'R245fa e radiali per l'R227ea.

Con riferimento alla Figura 1.a in *Appendice B* si può ricavare che, a parità di potenza prodotta si hanno delle quantità di exergia distrutta mediamente uguali fino a $PP=10$ K, valore oltre al quale l'R245fa distrugge meno exergia in termini complessivi rispetto all'R227ea; si hanno infatti delle

differenze a livello dei singoli componenti: in particolare l'R245fa distrugge più exergia all'interno degli scambiatori, ma la compensa con un minore contributo da parte della turbina ed un contributo quasi nullo nella pompa.

Anche per quanto riguarda i parametri prestazionali non si riscontrano differenze sostanziali tra i due fluidi (Figura 2.a).

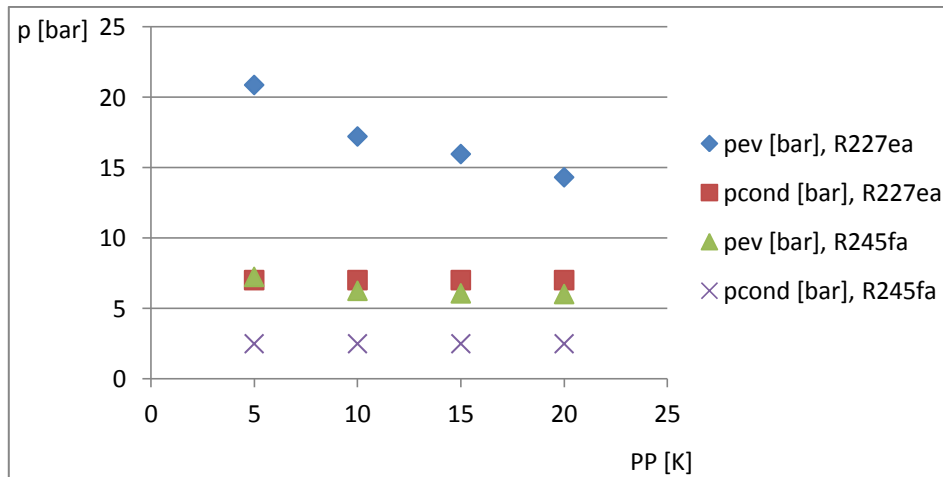


Figura 123: intervallo delle pressioni operative

Per quanto riguarda le pressioni operative dei due fluidi (Figura 123), utilizzando R227ea non solo tutto il ciclo avviene a livelli di pressione più elevati, ma si ha anche che la pompa deve affrontare un intervallo di pressione ben più ampio (oltre 10 bar, contro i circa 5 bar nel caso dell'R245fa). D'altra parte si hanno migliori risultati in termini di temperature (Figura 3.a): la temperatura di re-iniezione del fluido è più bassa e la temperatura di ingresso in turbina è più alta utilizzando R227ea, come più alta è anche la portata di fluido necessaria per compiere il ciclo (per l'R227ea ne serve circa il doppio rispetto all'R245fa).

Le migliori prestazioni in termini di recupero del calore e le più alte pressioni operative si traducono in costi di impianto, quindi anche in tempi di ritorno, più elevati per l'R227ea: a parità di costo del condensatore, per tale fluido risultano più costosi l'evaporatore, la pompa ed anche la turbina (Figure 4.a - 6.a).

A parità di potenza prodotta e di rendimenti si sono quindi confrontati l'R227ea, che realizza migliori temperature di re-iniezione del fluido geotermico e di ingresso alla turbina a prezzo di una portata più elevata (circa 12 kg/s contro i circa 7 kg/s necessari per l'R245fa), pressioni operative più onerose e costi leggermente maggiori; dall'altra parte abbiamo l'R245fa, fluido con un minore impatto ambientale che realizza un ciclo più scarso. D'altra parte, in corrispondenza di una temperatura della sorgente sostanzialmente ancora bassa, le differenze citate tra i due fluidi sono nella realtà molto piccole, tanto da giustificare l'utilizzo di R245fa a vantaggio di costi più bassi e tempi di ritorno più brevi.

$T_{geo} = 130^{\circ}C$

Relativamente a questa temperatura della sorgente geotermica i fluidi in grado di ottenere più alti rendimenti exergetici sono R134a, propilene e R227ea; tra questi si scelgono R134a e propilene.

In termini di potenza prodotta (Figura 7.a) non cambia nulla utilizzando un fluido piuttosto che l'altro, ma in termini di exergia distrutta si mantiene più basso il propilene poiché, nonostante una maggiore quantità di exergia distrutta nella pompa a causa del maggiore salto di pressione che deve superare (Figura 124), utilizzando l'R134a l'evaporatore distrugge una quota considerevole di exergia, ben più alta di quella distrutta dalla pompa con il propilene.

Dal punto di vista delle prestazioni, misurate in termini di rendimento di ciclo, rendimento exergetico e rendimento di recupero, non si ha alcuna differenza utilizzando R134a o propilene, di conseguenza non è possibile fare una scelta sulla base di questi fattori (Figura 8.a).

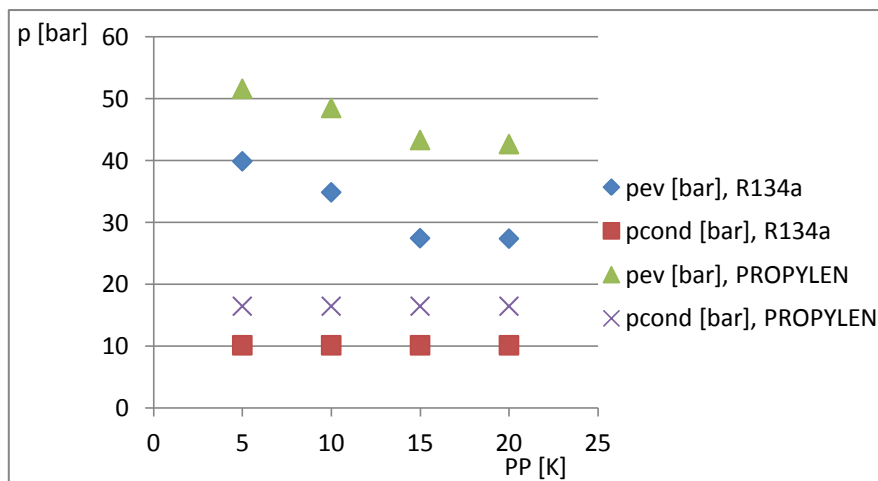


Figura 124: intervallo delle pressioni operative

Dal punto di vista termodinamico si hanno invece alcune differenze. Innanzitutto, per quanto riguarda le pressioni operative (Figura 124) l'idrocarburo lavora a pressioni più alte rispetto al refrigerante, con la pompa che deve superare un salto di pressione leggermente più ampio: il propilene condensa a 16,48 bar mentre l'R134a a 10,17 bar, le pressioni di evaporazione sono rispettivamente attorno ai 50 bar ed ai 40 bar. Per quanto riguarda la temperatura di re-iniezione del fluido geotermico non si hanno differenze, mentre con il propilene la temperatura di ingresso alla turbina è sensibilmente più alta. Risulta interessante il confronto tra le portate: a parità di portata d'acqua di raffreddamento, utilizzando propilene come fluido operativo è necessaria circa metà portata rispetto all'R134a e questo può risultare un vantaggio di cui tener conto sia dal punto di vista economico che ambientale (Figura 9.a).

Per quanto riguarda i costi di impianto risulta più conveniente utilizzare l'R134a: i contributi più rilevanti per il propilene sono dati dall'evaporatore dalla pompa e dalla turbina, che rispetto all'R134a lavorano in condizioni più onerose e di conseguenza sono necessari dispositivi più costosi (Figure 10.a - 12.a).

Si può quindi concludere che, in corrispondenza di $T_{geo}=130^{\circ}\text{C}$, l'utilizzo di R134a risulta più conveniente dal punto di vista economico e delle condizioni operative; l'unico svantaggio rispetto al propilene è che necessita di una portata maggiore.

$T_{geo} = 150^{\circ}\text{C}$

A parità di rendimento exergetico, in quest'ambito si hanno R134a, R124 e propano; si ha un ulteriore aumento delle prestazioni in termini di potenza e di rendimento rispetto ai casi precedenti, nonché delle prestazioni economiche, e si sottolinea inoltre come il propano e l'R124 siano fluidi con minore impatto ambientale rispetto all'R134a.

Si sceglie di analizzare l'R134a e l'R124 poiché hanno pressione di condensazione più bassa rispetto al propano, risultando quindi meno onerosi dal punto di vista operativo.

Dal punto di vista della potenza prodotta, pur partendo dallo stesso livello in corrispondenza di $PP=5\text{ K}$, l'R134a risente meno della diminuzione del pinch point. Per quanto riguarda l'exergia distrutta, l'R134a lavora peggio: si può infatti notare dalla Figura 13.a come i contributi dei due scambiatori e della turbina siano più elevati rispetto agli stessi utilizzando R124.

Relativamente ai parametri prestazionali risulta, anche se in maniera non evidente, preferibile l'R134a (Figura 14.a): il rendimento exergetico cala in maniera meno sensibile con il pinch point, come anche il rendimento di ciclo; il rendimento di recupero ha valori leggermente più alti.

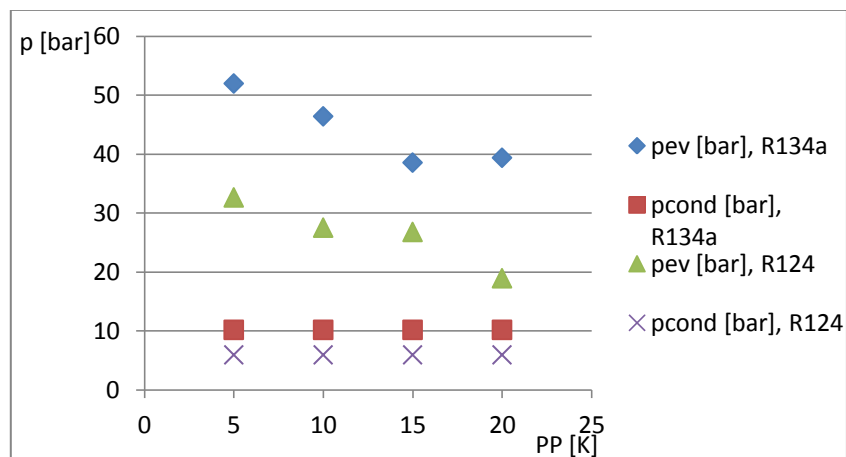


Figura 125: intervallo delle pressioni operative

Anche per quanto riguarda i parametri termodinamici l'R134a risulta migliore tra i due fluidi operativi (Figura 15.a): riesce ad ottenere una più alta temperatura massima di ciclo a parità di temperatura di uscita del fluido geotermico richiedendo anche una portata leggermente minore rispetto a quella dell'R124. Meno vantaggioso è il suo campo operativo in termini di pressioni (Figura 125): oltre a lavorare a pressioni più alte, si ha anche un più grande salto di pressione tra evaporazione e condensazione (circa 40 bar contro circa 20 bar per l'R124).

Dal punto di vista economico l'utilizzo di R134a risulta sicuramente più oneroso in termini di costo dell'impianto, a causa dell'evaporatore a PP=5 K e della turbina a PP=20 K, ma anche il contributo della pompa, legato al salto di pressione, è leggermente più alto (Figure 16.a - 18.a).

Si conclude quindi che, in linea di massima, risulta preferibile l'R134a innanzitutto per la minore sensibilità alla diminuzione del pinch point, inoltre per le migliori prestazioni termodinamiche con una minor portata rispetto all'altro fluido; il principale problema legato al suo utilizzo, che si manifesta anche nei costi più elevati, sono le pressioni a cui lavora, specialmente la pressione di evaporazione. L'R124 è dunque una valida alternativa qualora non fosse risolvibile il problema legato alle alte pressioni dell'R134a.

$T_{geo} = 170^{\circ}C$

In quest'ambito i fluidi che lavorano meglio sono: R124, R22, R134a.

Si ricorda, come riportato in Tabella 13, che l'R22 ha un impatto sull'effetto serra superiore a quello dell'R134a, mentre l'R124 ce l'ha notevolmente inferiore, di conseguenza si confrontano nuovamente i risultati relativi a R134a e R124, in quanto l'R22 potrebbe essere soggetto a restrizioni future.

Utilizzando R124 come fluido operativo si ha mediamente una maggior quantità di potenza prodotta, ma anche di exergia distrutta, in particolare per il maggior contributo legato alla turbina (Figura 19.a).

Dal punto di vista dei parametri prestazionali (Figura 20.a) l'R124, essendo in grado di produrre più potenza, ottiene anche un rendimento exergetico più alto, a parità di rendimento di ciclo e di rendimento di recupero del calore.

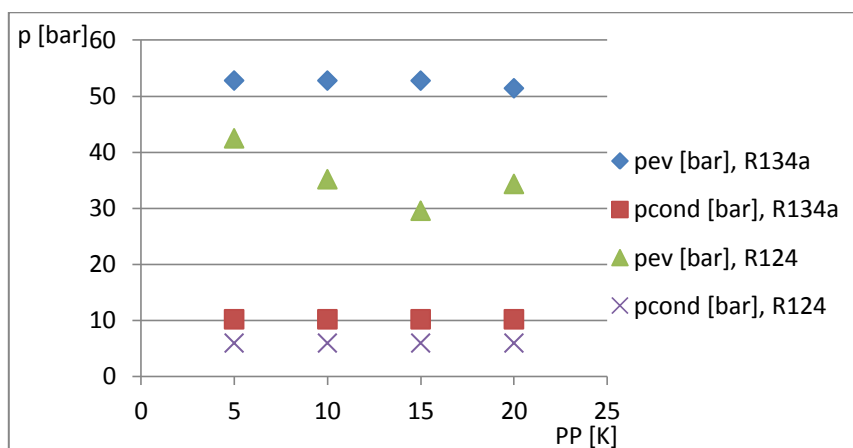


Figura 126: intervallo delle pressioni operative

Come visto al paragrafo precedente, i parametri termodinamici utilizzando l'R134a si mantengono più stabili al variare del pinch point, ma esso lavora a pressioni operative molto più elevate e necessita di un salto di pressione più grande di quello dell'R124, a svantaggio della pompa. Per quanto riguarda gli altri parametri non si hanno differenze relativamente alla temperatura di re-

iniezione del fluido, mentre l'R134a realizza la più alta temperatura massima del ciclo tra i due, necessitando di una portata di fluido leggermente più bassa (Figure 21.a e 126).

Dal punto di vista economico (Figure 22.a - 24.a), come visto per $T_{geo}=150^{\circ}C$, l'utilizzo di R124 si rivela vantaggioso specialmente in termini di costo di impianto: si ha infatti che il costo dell'evaporatore e del condensatore si compensano a vicenda, mentre per l'R134a si ha un elevato contributo legato all'evaporatore ed anche un maggiore costo della pompa dovuto al fatto che deve lavorare in condizioni più onerose (si ha un salto di pressione di circa 40 bar, mentre con l'R124 sono circa 30).

Si può quindi concludere che in quest'ambito risulta più conveniente l'R124 sotto praticamente ogni punto di vista, specialmente economico ed in termini di potenza prodotta.

4.2.2. Conclusioni sulla selezione dei fluidi per ogni valore della temperatura

Da quest'analisi dettagliata è possibile ricavare delle conclusioni generali: innanzitutto si ricorda che con una temperatura della sorgente termica di $90^{\circ}C$ vale la pena di eseguire un'ottimizzazione del rendimento exergetico solo quando si abbia la possibilità di mantenere il pinch point all'evaporatore basso, altrimenti si perde qualsiasi convenienza di tipo economico, soprattutto per l'elevato costo dell'evaporatore rispetto agli altri componenti. D'altra parte alle basse temperature della sorgente (quindi fino a $T_{geo}=110^{\circ}C$) gli output del ciclo sono molto scarsi, di conseguenza anche le differenze tra un fluido e l'altro sono meno evidenti. Si suggerisce quindi l'utilizzo di fluidi che lavorano al di sopra della pressione atmosferica, anche se da un confronto di tipo economico risultano svantaggiosi, specialmente in relazione al contributo della pompa. Si è visto infatti come tale contributo, rispetto ai costi complessivi, sia sempre molto basso: va d'altra parte ricordato che si sta analizzando la configurazione di ciclo più semplice possibile, composta da soli quattro elementi, di conseguenza è preferibile lavorare con un fluido con un minore salto di pressione tra evaporazione e condensazione non solo per gli ovvi problemi operativi, ma anche per mantenere basso il costo stesso della pompa.

Si può inoltre notare come all'aumentare del pinch point i costi dei diversi componenti diventino analoghi, mentre ai bassi pinch point si ha in genere il predominio degli scambiatori di calore; per quanto riguarda il contributo dell'evaporatore, esso dipende dal fluido utilizzato, di conseguenza non è possibile imputargli i maggiori costi, anche se comunque è ovvio che nei cicli in cui si ottiene la temperatura di ingresso in turbina più elevata vi sia la necessità di utilizzare dispositivi più sofisticati e quindi più costosi.

Inoltre si può notare come i fluidi che lavorano a parità di parametro ottimizzato abbiano ricavi annuali praticamente uguali.

Si è infine avuto modo di vedere come, a parità di fluidi utilizzati a $T_{geo}=150^{\circ}C$ ed a $T_{geo}=170^{\circ}C$, in un caso risulti migliore l'R134a e nell'altro caso l'R124: l'uno costituisce comunque una valida alternativa all'altro nel caso vi sia la necessità di mantenere le pressioni operative od i costi più

contenuti, ma questo conferma l'importanza di un'analisi eseguita per ogni valore della temperatura della sorgente.

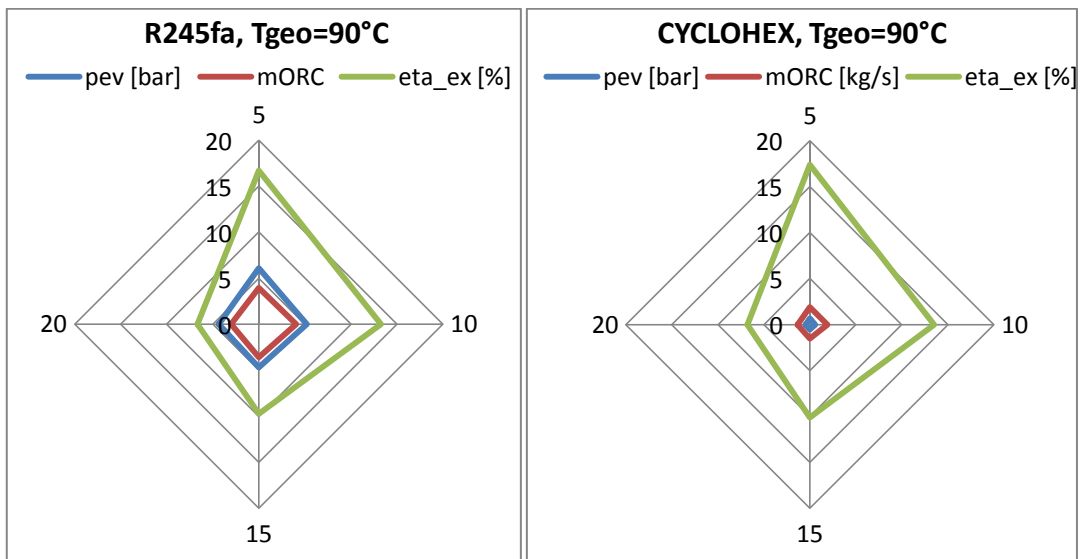
4.2.3. Selezione dei fluidi ottimi al variare della temperatura della sorgente termica

Come visto nella *Sezione 4.1.3.*, anche in merito all'ottimizzazione del rendimento exergetico si possono distinguere due intervalli di temperature della sorgente termica entro i quali fare un confronto tra i fluidi.

Analisi fluido per fluido: T_{geo} compresa tra 90°C e 110°C

I fluidi con il rendimento exergetico più alto in questo intervallo sono cicloesano, esano, R365mfc, benzene, R245fa: facciamo il confronto tra R365mfc, cicloesano, e R245fa. Nonostante le buone prestazioni in questo intervallo di temperature, si considera un solo fluido in vuoto in quanto le difficoltà operative ad essi legate possono portarli all'esclusione dall'utilizzo.

Dal diagramma in Figura 25.a si ricava che l'aver scelto dei fluidi che lavorino a parità di rendimento exergetico, comporta l'aver dei fluidi che producono anche la stessa quantità di potenza: ricordando infatti l'espressione relativa al rendimento exergetico (Equazione (2) alla *Sezione 2.1.2.*), si nota come tale rendimento sia direttamente proporzionale alla potenza prodotta dalla turbina e quindi alla potenza elettrica in uscita dal generatore.



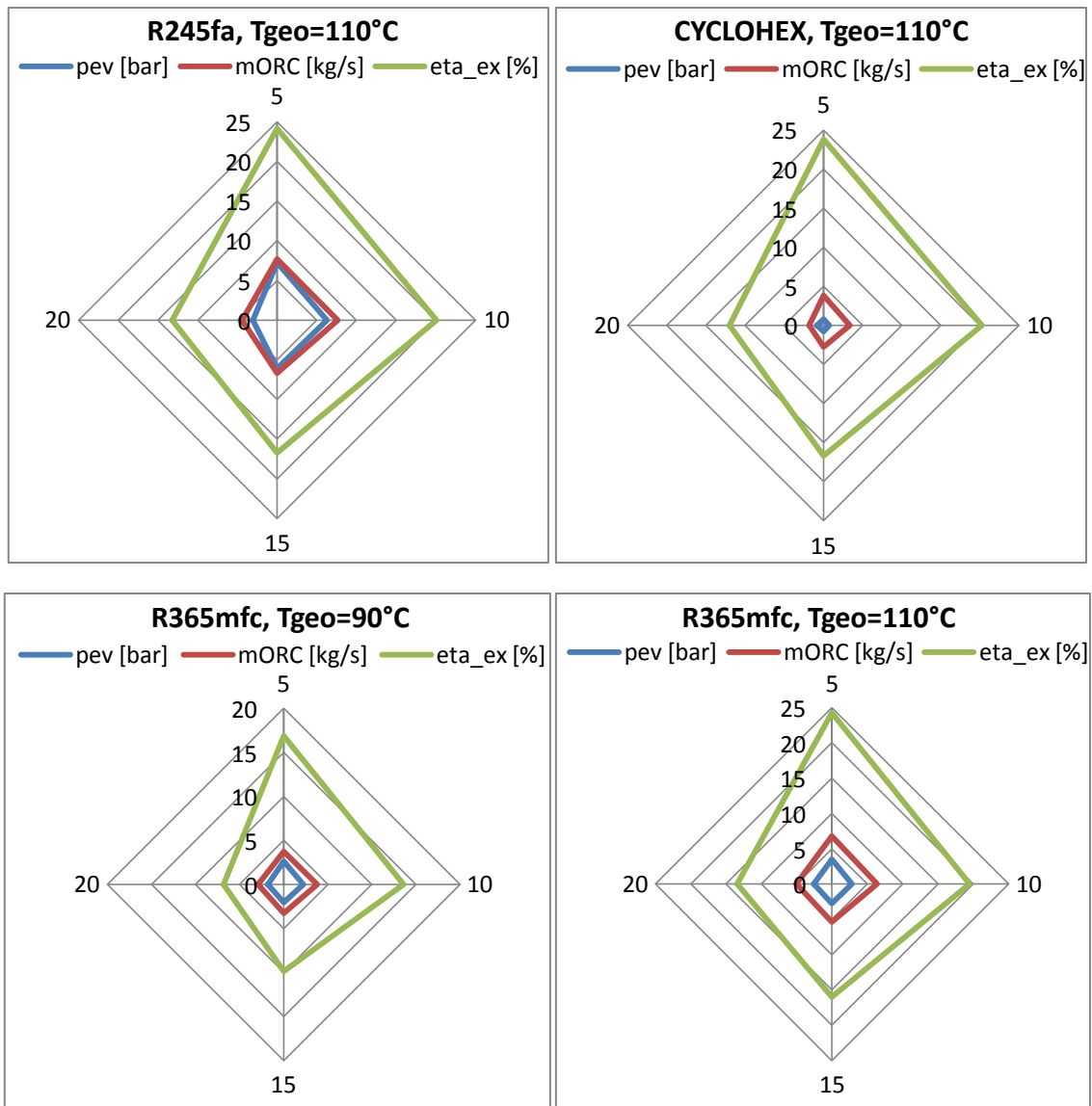


Figura 127: confronto tra pressione di evaporazione, portata di massa e rendimento exergetico realizzati dai tre fluidi scelti nell'intervallo tra $T_{geo}=90^{\circ}C$ e $T_{geo}=110^{\circ}C$

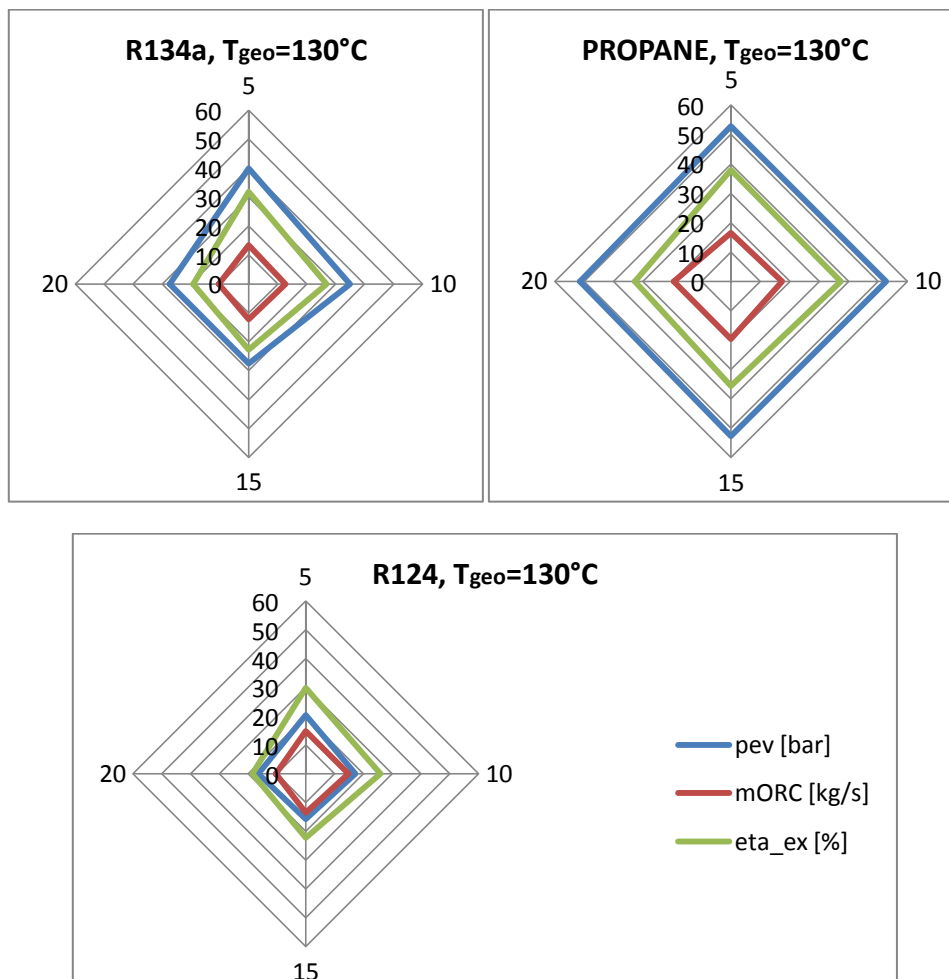
Come si è avuto modo di ricavare anche dall'analisi eseguita per ogni valore di temperatura, quello che appare immediatamente evidente è che, lavorando con sorgenti termiche a questi livelli di temperatura, non si hanno differenze significative tra un fluido e l'altro: in particolare si può notare dai diagrammi come, specialmente in termini di potenza prodotta e di conseguenza di rendimento exergetico, si ottengano praticamente gli stessi risultati. Con riferimento alla Figura 127, le maggiori differenze si hanno dal punto di vista termodinamico ed in particolare in termini di pressioni e di portate: il cicloesano è ovviamente il fluido che più si distingue non solo perché non è un refrigerante, ma innanzitutto perché completa tutto il ciclo al di sotto della pressione atmosferica ed inoltre necessita di portate di fluido operativo più piccole rispetto agli altri due fluidi (meno di 3 kg/s anche a $T_{geo}=110^{\circ}C$ contro gli oltre 6 kg/s per i due refrigeranti). Per quanto riguarda i due refrigeranti, l'R245fa è quello che lavora in condizioni più "spinte", pur mantenendosi costantemente al di sotto dei 10 bar e con portate di poco più alte rispetto all'R365mfc.

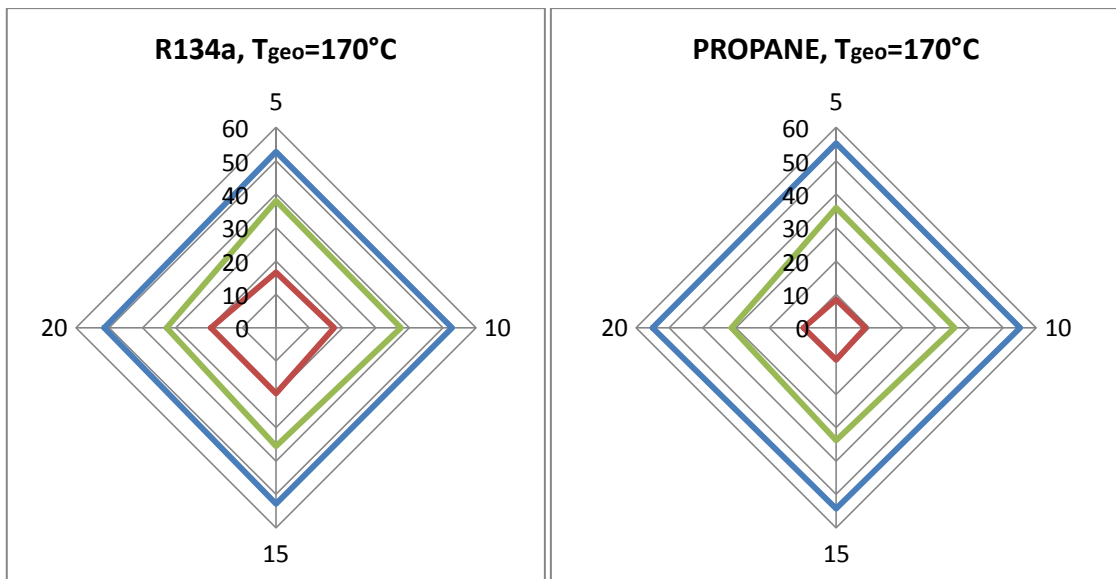
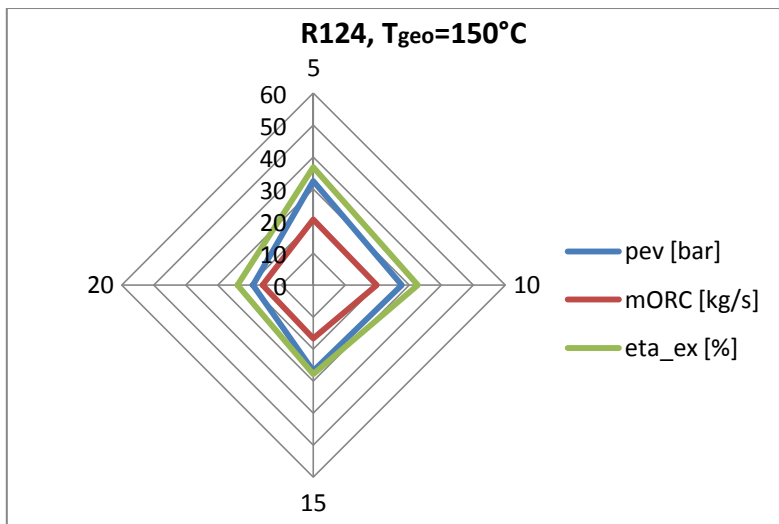
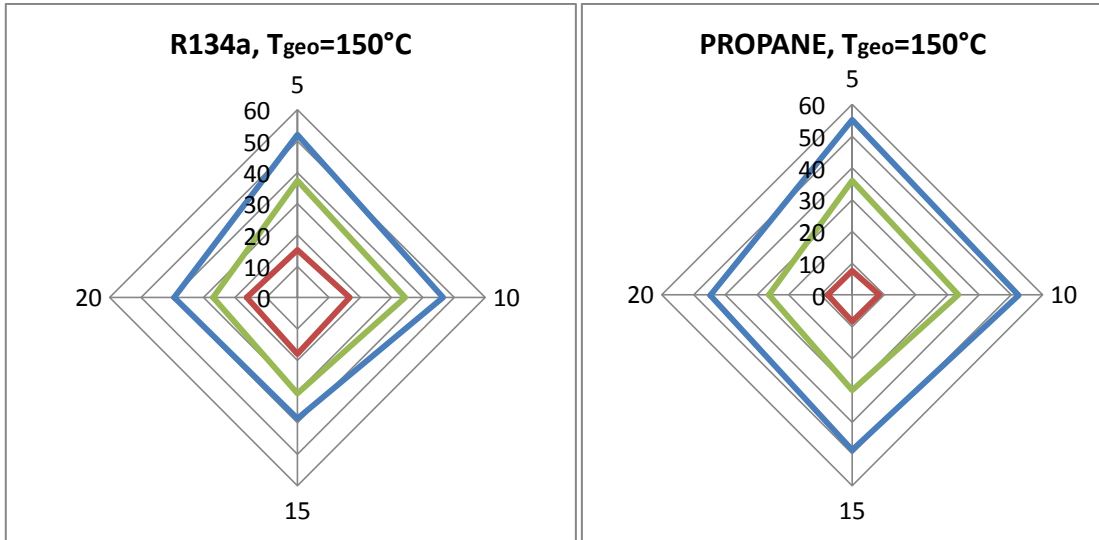
Anche dal punto di vista dei costi di impianto e quindi del Valore Attuale Netto (Figura 26.a) è difficile stabilire una preferenza, anche se d'altra parte si può notare come il fluido meno desiderabile sia proprio quello che lavora in vuoto, pur senza tenere conto dei costi dei componenti aggiuntivi (spurgo degli incondensabili, tenute al rientro dell'aria, etc.).

Si conclude quindi che il cicloesano, pur a parità di parametri prestazionali e di potenza prodotta, a causa delle sue particolari condizioni operative è il meno adatto ad essere utilizzato poiché tali condizioni si riflettono sui costi dell'impianto; per quanto riguarda invece i due refrigeranti, non si hanno differenze sostanziali relativamente ai parametri esaminati. D'altra parte si ricorda come le potenze prodotte in corrispondenza di sorgenti termiche a questo livello siano, in senso assoluto, basse, e, non esistendo neanche grosse differenze dal punto di vista dell'impatto ambientale, possa di conseguenza risultare preferibile un fluido come l'R365mfc, poiché lavora a pressioni più basse e con costi leggermente minori.

Analisi fluido per fluido: T_{geo} compresa tra 130°C e 170°C

Per temperature comprese tra 130°C e 170°C, è sempre uno stesso gruppo di fluidi a realizzare i rendimenti exergetici più alti: R227ea, RC318, R143a, propano, R22, R124, propilene, R134a. In particolare vogliamo riportare l'andamento dell'R134a e dell'R124 (già nell'analisi temperatura per temperatura candidati tra i fluidi migliori in quest'ambito) e tra gli idrocarburi si sceglie il propano.





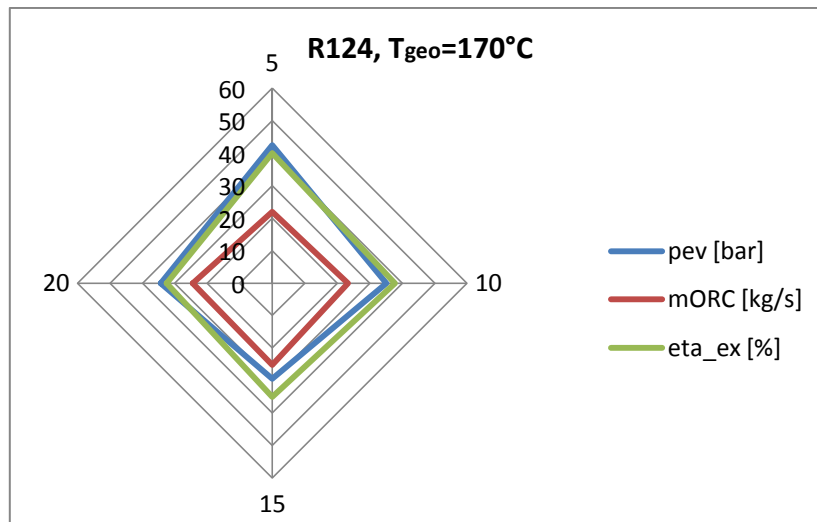


Figura 128: confronto tra pressione di evaporazione, portata di massa e rendimento exergetico realizzati dai tre fluidi scelti tra $T_{geo}=130^{\circ}\text{C}$ e $T_{geo}=170^{\circ}\text{C}$

Come si è visto al paragrafo precedente, l'aver scelto dei fluidi che realizzano i più alti rendimenti exergetici relativamente a questa configurazione d'impianto equivale ad avere dei fluidi con i quali si ottiene la stessa quantità di potenza e di rendimento di ciclo (Figura 27.a); ricordiamo infatti che sia il rendimento di ciclo che il rendimento exergetico sono direttamente proporzionali alla potenza prodotta dalla turbina, proporzionale a sua volta alla potenza elettrica qui esaminata. Pertanto, qualora si voglia fare una scelta, si devono considerare altri parametri.

Innanzitutto si può notare come l'R124 sia il fluido che esegue l'evaporazione alle più basse pressioni operative, di conseguenza realizza anche più basse temperature di ingresso alla turbina; inoltre necessita di portate più elevate rispetto agli altri due fluidi. D'altra parte, compiendo un ciclo meno oneroso, è il fluido con il costo di impianto più basso e quindi anche con il Valore Attuale Netto, di conseguenza è il fluido più adatto a lavorare in queste condizioni operative. Per quanto riguarda gli altri due fluidi il propano realizza il ciclo ad un livello di pressioni più elevato, ma necessita comunque di una piccola portata di fluido, che può costituire un vantaggio nel caso in cui l'impianto sia sottoposto a vincoli di tipo ambientale. Gli oneri operativi si traducono tuttavia nei più alti costi di impianto e nel VAN più basso; l'R134a costituisce una via di mezzo tra R124 e propano, con lo svantaggio di necessitare di una maggiore portata di fluido rispetto al propano e di realizzare pressioni di evaporazione solo leggermente più basse (Figure 128 e 28.a).

Caso (b)

4.2.3. Selezione dei fluidi ottimi per ogni temperatura della sorgente

L'aggiunta del recupero interno di calore permette al ciclo di ottenere rendimenti exergetici leggermente più alti rispetto al caso (a), specialmente in relazione alle più alte temperature della sorgente termica. Anche in questo caso si può comunque notare come essi siano praticamente tutti compresi al di sotto di $\eta_{ex}=40\%$.

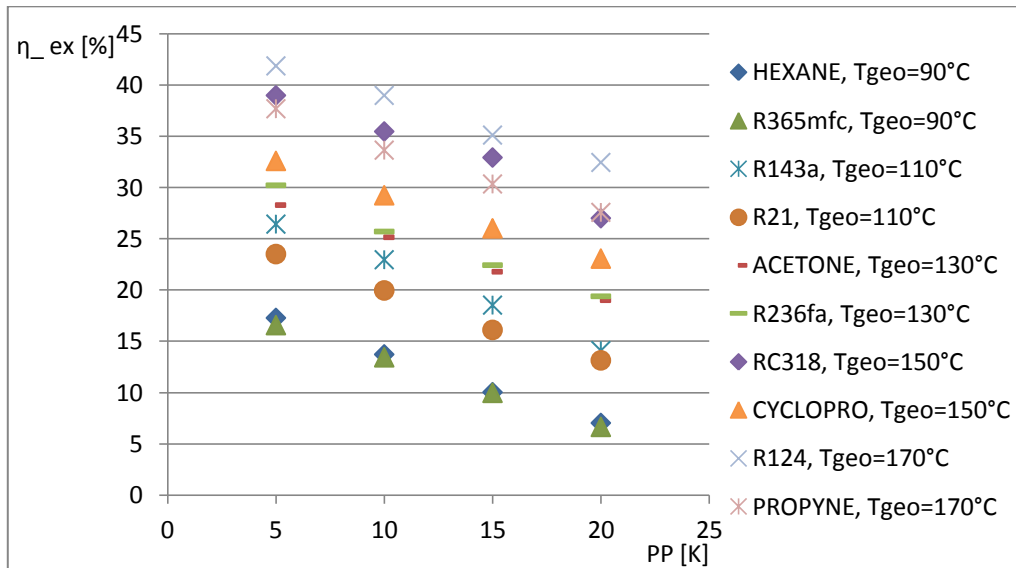


Figura 129: esempio di dispersione dei valori della potenze prodotta al variare della temperatura della sorgente termica

$T_{geo} = 90^{\circ}\text{C}$

I fluidi migliori in quest'ambito risultano l'acetone e l'esano. Entrambi realizzano il processo di condensazione sotto vuoto ed in particolare l'esano realizza anche l'evaporazione in condizioni di pressione pressoché atmosferica: per questo motivo al suo posto si preferisce studiare il comportamento del pentano il quale, praticamente a parità di rendimento exergetico realizzato in corrispondenza di questa temperatura geotermica, necessita di condizioni meno onerose dal punto di vista operativo perché lavora oltre alla pressione atmosferica.

Si verifica quanto visto in corrispondenza di $T_{geo}=90^{\circ}\text{C}$ per il caso (a): bassi valori dell'exergia distrutta da parte dei diversi componenti e della potenza prodotta (si fa notare come l'assetto previsto per le turbine sia sempre di tipo assiale) mantengono il rendimento exergetico basso, come bassi rimangono anche gli altri parametri prestazionali del ciclo. A questo si aggiungono i parametri di tipo economico che evidenziano la convenienza praticamente nulla di un ciclo di questo tipo: l'Indice di Profittabilità rimane costantemente al di sotto del -0,5 ed il tempo di ritorno, anche nel migliore dei casi, supera i 20 anni.

Per questo motivo si è deciso di non proseguire oltre con l'analisi di questi due fluidi.

$T_{geo} = 110^{\circ}C$

(Si riportano integralmente le Figure relative all'analisi eseguita; nei casi successivi si farà riferimento all'Appendice B.)

In questo caso i fluidi a cui corrispondono i rendimenti exergetici più alti sono R125 e R143a e R227ea; ricordando che l'R143a è un fluido ad alto GWP si preferisce proseguire con il confronto tra R125 e R227ea. In presenza di una configurazione d'impianto di questo tipo non risulta sempre conveniente eseguire l'ottimizzazione del rendimento exergetico per qualsiasi fluido operativo; dall'analisi successiva si ricava infatti che utilizzando R125 dal punto di vista economico si ottengono risultati inaccettabili, in particolare un tempo di ritorno oltre ai 20 anni anche in presenza di PP=5 K.

L'assetto delle turbine è sempre radiale.

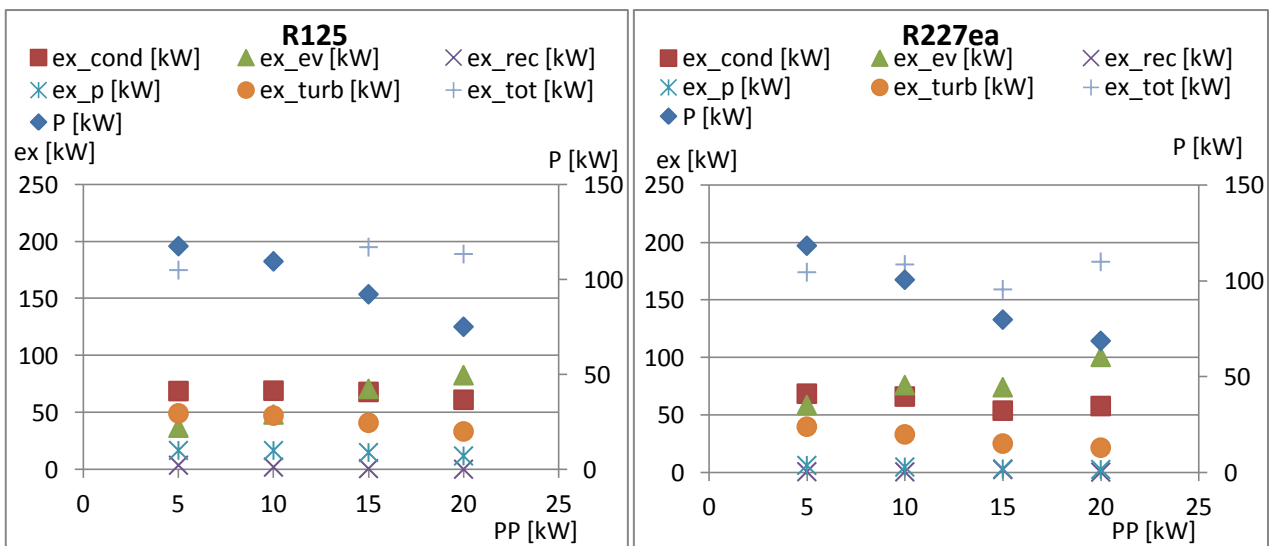


Figura 130: confronto tra parametri exergetici (riferiti all'asse delle ordinate primario) e potenza prodotta (riferita all'asse delle ordinate secondario)

A parità di potenza prodotta con PP=5 K, si nota che l'R227ea ha prestazioni che decadono più velocemente rispetto a quelle dell'R125, ma mediamente distrugge meno exergia in particolare grazie al contributo della turbina ed in misura minore a quello della pompa (Figura 130).

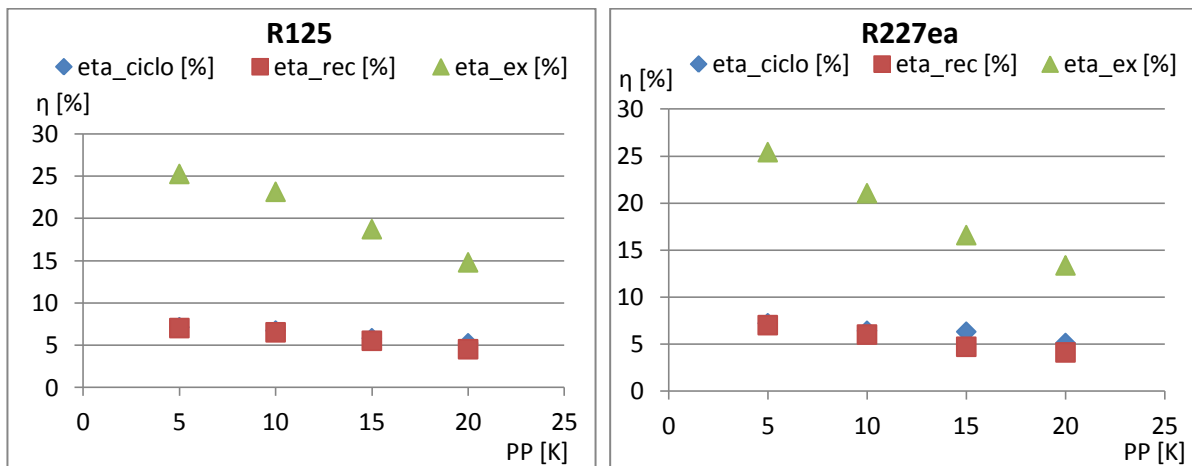


Figura 131: confronto tra parametri prestazionali

Il fatto che in corrispondenza dei pinch point più alti produca meno potenza si traduce per l'R227ea in un rendimento exergetico leggermente inferiore rispetto a quello dell'R125 (Figura 131).

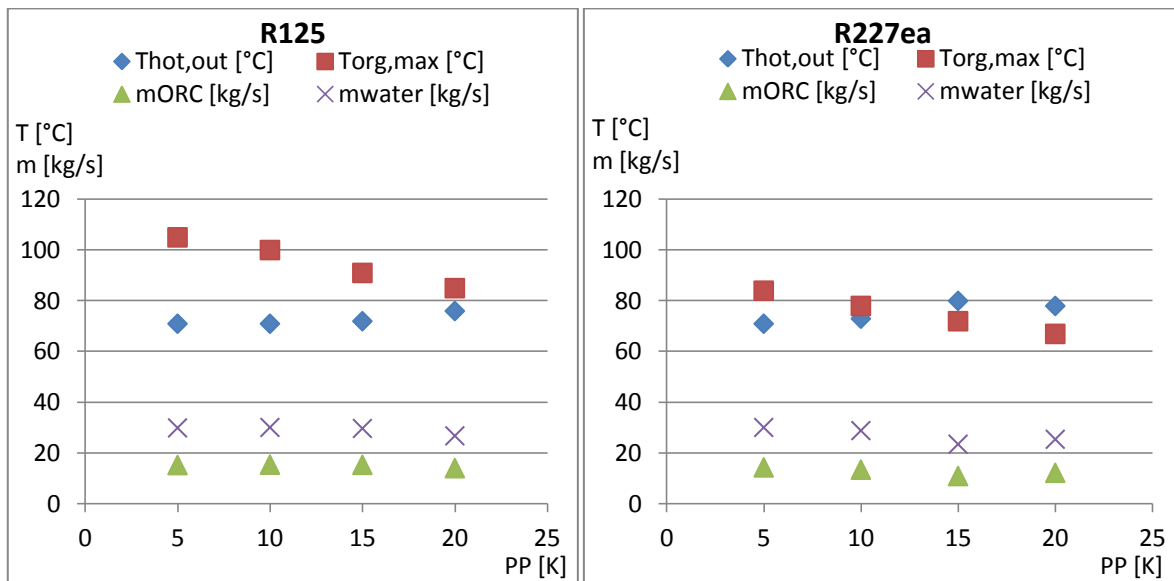


Figura 132: confronto tra parametri termodinamici

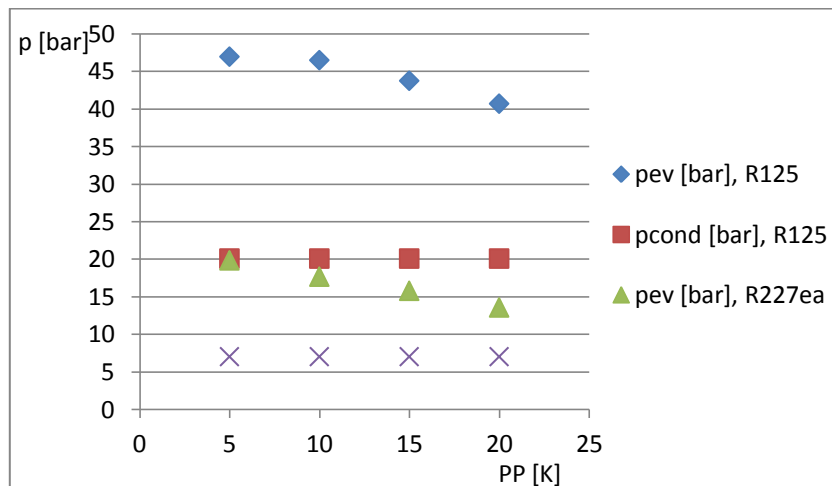


Figura 133: intervallo delle pressioni operative

Dal punto di vista termodinamico i due fluidi completano i cicli a due livelli di pressione completamente diversi (Figura 133): in particolare, già ad una $T_{geo}=110^{\circ}C$, l'R125 evapora al di sopra dei 40 bar ed inoltre ha un salto di pressione maggiore tra evaporazione e condensazione (oltre 20 bar, mentre sono poco più di 10 per l'R227ea). Di conseguenza anche in questo caso la temperatura di ingresso in turbina è più alta che con R227ea ed è necessaria quasi la stessa portata (Figura 132).

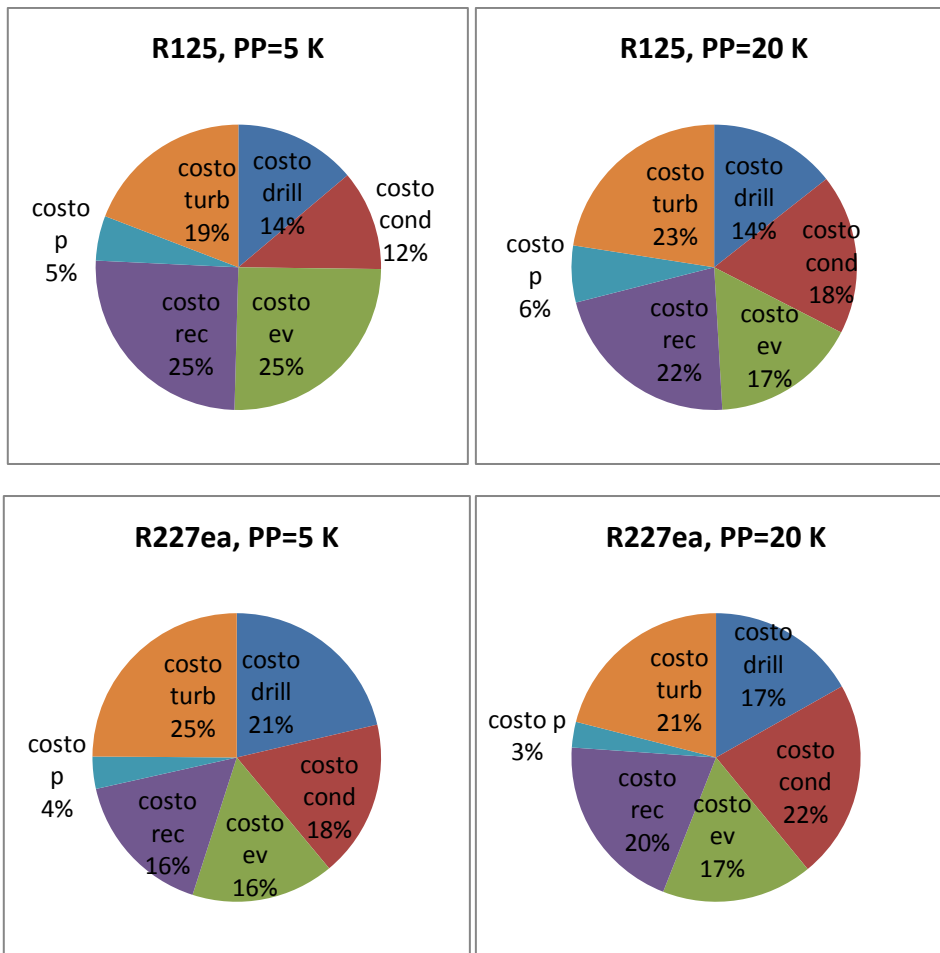


Figura 134: costi per componente (in percentuale rispetto al costo complessivo)

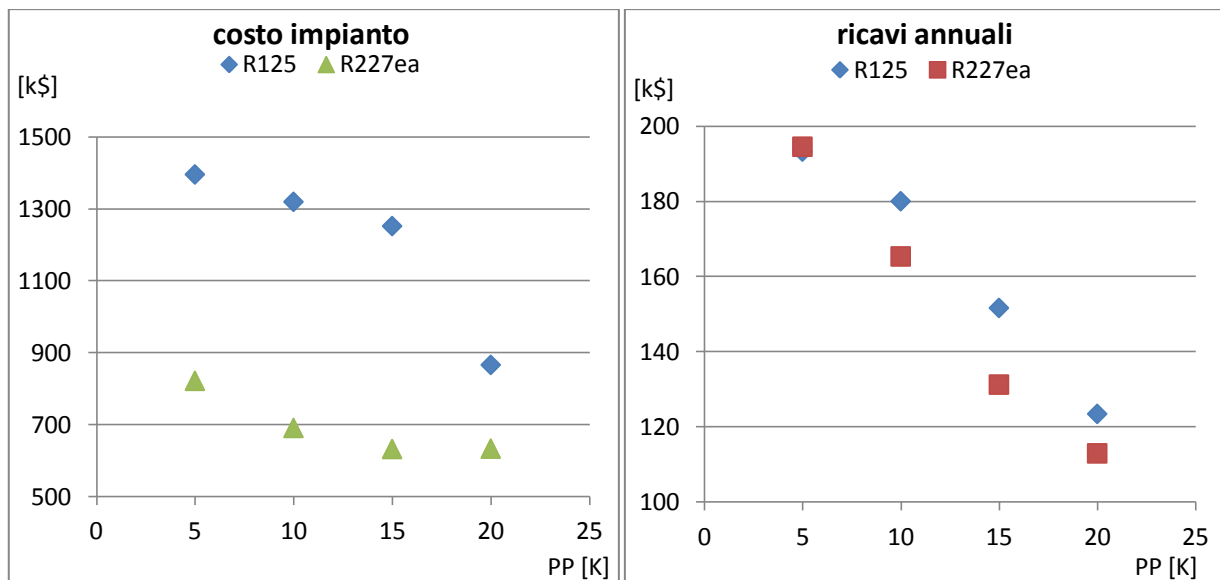


Figura 135: costo dell'impianto e ricavi annuali

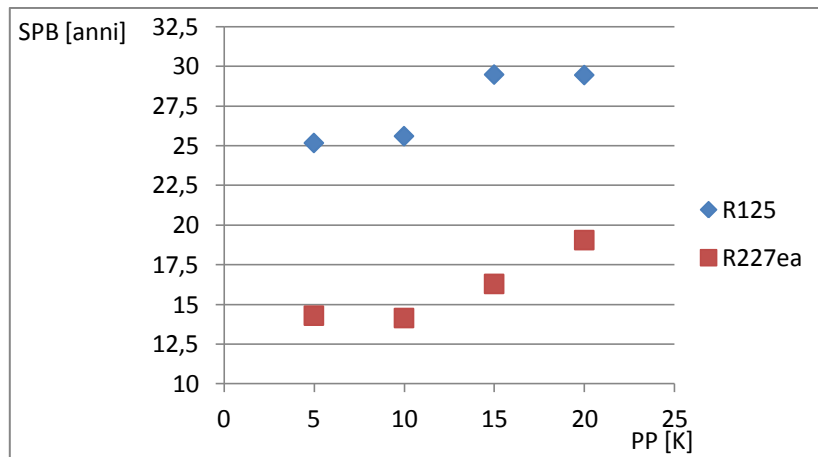


Figura 136: tempo di ritorno

Dal punto di vista economico, dal confronto tra i tempi di ritorno risulta evidente che i risultati ottenuti dall'R125 sono inaccettabili e quindi va escluso come fluido operativo di un ciclo di questo genere (Figure 134 - 136).

Tra i due si suggerisce quindi l'utilizzo dell'R227ea in quanto unica alternativa valida tra i due.

$T_{geo} = 130^{\circ}C$

In quest'ambito i fluidi ottimi sono R143a, R227ea e R134a; si sceglie di fare il confronto tra R134a e R227ea.

E' immediato vedere (con riferimento alla Figura 29.b) che utilizzando R134a si ha una minore produzione di potenza come anche una minore distruzione di exergia rispetto all'R227ea: quest'ultimo infatti paga soprattutto il contributo di condensatore ed evaporatore, mediamente più alti rispetto all'altro caso.

La minor quantità di potenza prodotta si traduce principalmente, nel caso dell'R134a, in un minor rendimento exergetico, ma anche in un rendimento di ciclo leggermente più basso (Figura 30.b).

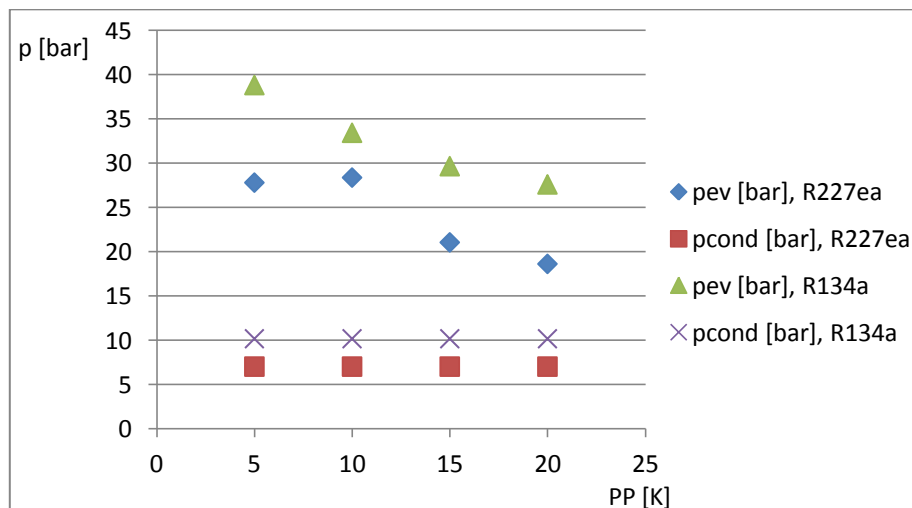


Figura 137: intervallo delle pressioni operative

L'R134a condensa ed evapora a pressioni entrambe più alte delle corrispondenti con R227ea, di conseguenza realizza anche più alte temperature massime di ciclo e temperature di re-iniezione del fluido, il tutto utilizzando portate di massa più piccole (Figura 137 e 31.b).

Dal punto di vista economico non si evidenziano sostanziali differenze tra i due fluidi, a parte un costo d'impianto e ricavi annui leggermente maggiori per l'R227ea soprattutto in corrispondenza dei pinch point più bassi. Si può inoltre notare come il recuperatore abbia un peso maggiore in termini di costo utilizzando R134a piuttosto che R227ea (Figure 32.b - 34.b).

Dal momento che non vi sono praticamente differenze dal punto di vista economico, la scelta dipende dalle caratteristiche operative: si può utilizzare R227ea producendo più potenza a pressioni operative più basse e quindi con una minor temperatura d'ingresso in turbina, oppure R134a, con portate più basse e produzione di potenza leggermente minore e condizioni operative in termini di pressione più onerose ma un migliore sfruttamento della fonte ed una più alta temperatura di ingresso in turbina.

$T_{geo} = 150^{\circ}C$

I fluidi migliori in quest'ambito sono R227ea, R143a e R134a: come già ricordato più volte, l'RC318 è un fluido inaccettabile dal punto di vista ambientale, di conseguenza si confrontano R227ea e R134a.

Con riferimento alla Figura 35.b, analogamente a quanto ricavato nel caso precedente, anche in corrispondenza di una temperatura della fonte geotermica di $150^{\circ}C$ l'R134a produce leggermente meno potenza rispetto all'R227ea e soprattutto risente di più dell'aumentare del pinch point all'evaporatore. D'altra parte distrugge anche meno exergia, principalmente grazie ad evaporatore e condensatore.

Analogamente alla potenza prodotta, anche il rendimento exergetico dell'R134a cala più velocemente di quanto non faccia quello ottenuto con R227ea, mentre si mantengono leggermente più alti rendimento di ciclo e rendimento di recupero (Figura 36.b).

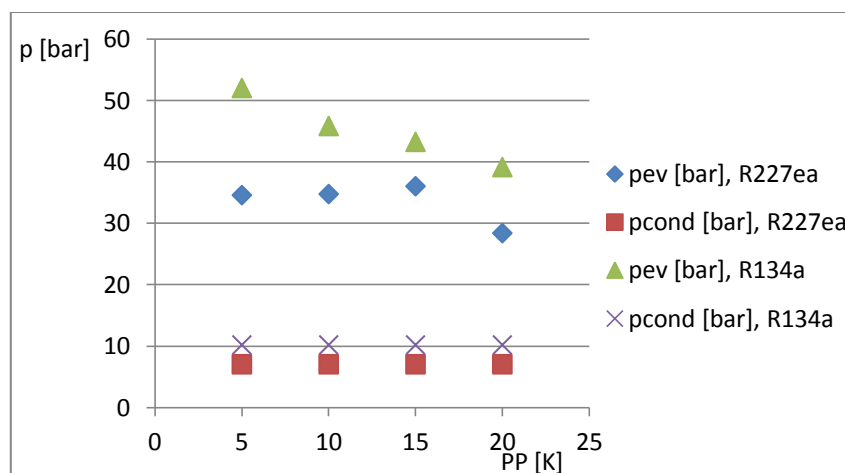


Figura 138: intervallo delle pressioni operative

Per quanto riguarda le pressioni operative, l'utilizzo di R134a si rivela più oneroso sia in termini di evaporazione, che avviene oltre ai 40 bar, che in termini di salto di pressione (circa 40 bar contro meno di 30 bar per l'R227ea, Figura 138). Di conseguenza si ottiene una maggiore temperatura di ingresso in turbina con una minore portata (mediamente 25 kg/s per l'R227ea e 16 kg/s per l'R134a, Figura 37.b).

Ancora una volta, dal punto di vista economico non è possibile riscontrare la superiorità di un fluido rispetto all'altro: relativamente ai costi per componente si ricava che, con R227ea, i maggiori costi di recuperatore e pompa rispetto all'R134a sono compensati dal minor costo del condensatore (Figure 38.b - 40.b).

Risulta pertanto preferibile utilizzare R227ea poiché produce più potenza e lavora a livelli di pressione più agevoli rispetto all'R134a.

$T_{geo} = 170^{\circ}C$

Si confrontano l'R124 e l'R134a.

Con riferimento alle Figure 41.b e 42.b si ricava che non si manifestano differenze tra un fluido e l'altro né in termini di potenza prodotta né in termini di parametri prestazionali; sono peraltro analoghe anche le quantità di exergia distrutta.

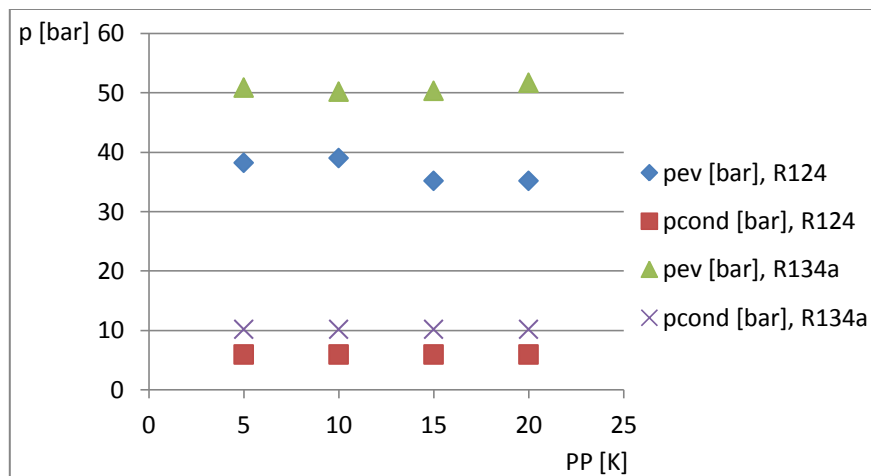


Figura 139: intervallo delle pressioni operative

Per fare delle scelte è quindi necessario riferirsi ai parametri termodinamici (Figure 139 e 43.b): in particolare, relativamente alle pressioni, l'R134a lavora anche in questo caso a pressioni più elevate necessitando anche di un salto più ampio tra evaporazione e condensazione; riesce quindi ad ottenere una più alta pressione massima del ciclo, pur necessitando di una portata leggermente inferiore di fluido motore.

Per quanto riguarda i parametri economici, in termini complessivi non si hanno differenze tra i due fluidi, in quanto le differenze a livello dei singoli componenti si compensano tra loro: i maggiori costi di pompa ed evaporatore per l'R134a risultano compensati dai minori costi di condensatore e recuperatore rispetto all'R124 (Figure 44.b - 46.b).

Di conseguenza si propone come migliore tra i due fluidi operativi l'R124 perché, nonostante una maggiore portata di fluido operativo ed un peggiore sfruttamento della sorgente, lavora a livelli di pressione più agevoli per i singoli componenti (condensa a 6 bar ed evapora sotto ai 40 bar, mentre l'R134a condensa oltre ai 10 bar ed evapora oltre ai 50 bar).

4.2.5. Conclusioni sulla selezione dei fluidi per ogni valore della temperatura

In una configurazione d'impianto di questo tipo, l'unica differenza dal ciclo standard è l'aggiunta di uno scambiatore per recuperare il calore del fluido all'uscita dalla turbina, ma i fluidi classificati come "migliori" risultano sostanzialmente gli stessi. Quello che nella pratica cambia è che a livello di costi si ha l'aggiunta di un componente la cui entità è analoga a quella di evaporatore e condensatore; d'altra parte si tratta di un risultato che varia da fluido a fluido, per esempio un recuperatore che utilizzi R134a è più oneroso di uno che lavori con R124. Inoltre si è visto come, confrontando i due casi estremi (PP=5 K e PP=20 K), si manifesti una grossa differenza in termini di costi per singolo componente ed in particolare con il più alto pinch point all'evaporatore tali costi risultino analoghi.

Vale la pena far notare come in più di un caso la scelta sia ricaduta su fluidi che lavorano a pressioni più modeste o che comunque hanno una minor differenza di pressione tra evaporazione e condensazione: siamo infatti in presenza di un impianto costituito da cinque componenti, quindi sostanzialmente semplice, in cui può risultare vantaggioso l'utilizzo di una pompa meno sofisticata e quindi meno costosa.

E' importante inoltre ricordare come un'ottimizzazione del rendimento exergetico non vada applicata a priori in presenza di un ciclo di questo tipo, ma vi siano solo determinate condizioni e determinati fluidi per i quali vada la pena svolgerla: in particolare, si è visto che con una temperatura della sorgente termica di 90°C non vada mai la pena di eseguire un'ottimizzazione di questo tipo in quanto i costi aggiuntivi del recuperatore rendono i risultati economici inaccettabili, con tempi di ritorno costantemente al di sopra della durata di vita dell'impianto. D'altra parte, anche con $T_{geo}=110^{\circ}C$ si è verificato come su due fluidi analizzati solo uno desse dei risultati accettabili ed interessanti dal punto di vista di un'applicazione reale.

Si conclude ricordando che, con T_{geo} da 110°C in su, le turbine hanno sempre assetto radiale qualsiasi sia il fluido motore utilizzato.

4.2.6. Selezione dei fluidi ottimi al variare della temperatura della sorgente termica

Si vuole ora, più in generale rispetto a quanto fatto nella *Sezione 4.2.4.*, dare delle indicazioni circa i fluidi che mantengono buone prestazioni al variare della temperatura della sorgente termica; si ricorda come si sia dimostrato inutile realizzare l'ottimizzazione del rendimento exergetico al di

sotto di una certa temperatura: per questo motivo, consideriamo i fluidi migliori tra $T_{geo}=110^{\circ}\text{C}$ e $T_{geo}=170^{\circ}\text{C}$.

Analisi fluido per fluido: T_{geo} compresa tra 110°C e 170°C

I fluidi scelti per realizzare un confronto sono R134a, R227ea e propano.

Nelle Figure seguenti si riportano, per non appesantire ulteriormente la trattazione, solo il confronto tra i parametri termodinamici realizzati da R227ea e propano; i risultati integrali sono riportati in *Appendice B*.

Come si è ricavato nel caso (a), l'aver ottimizzato il rendimento exergetico comporta l'aver fluidi che, oltre agli stessi valori di tale rendimento, forniscono anche la stessa quantità di potenza prodotta e quindi lo stesso rendimento termico di ciclo (Figura 47.b). Di conseguenza, le eventuali scelte devono essere fatte sulla base degli altri parametri esaminati.

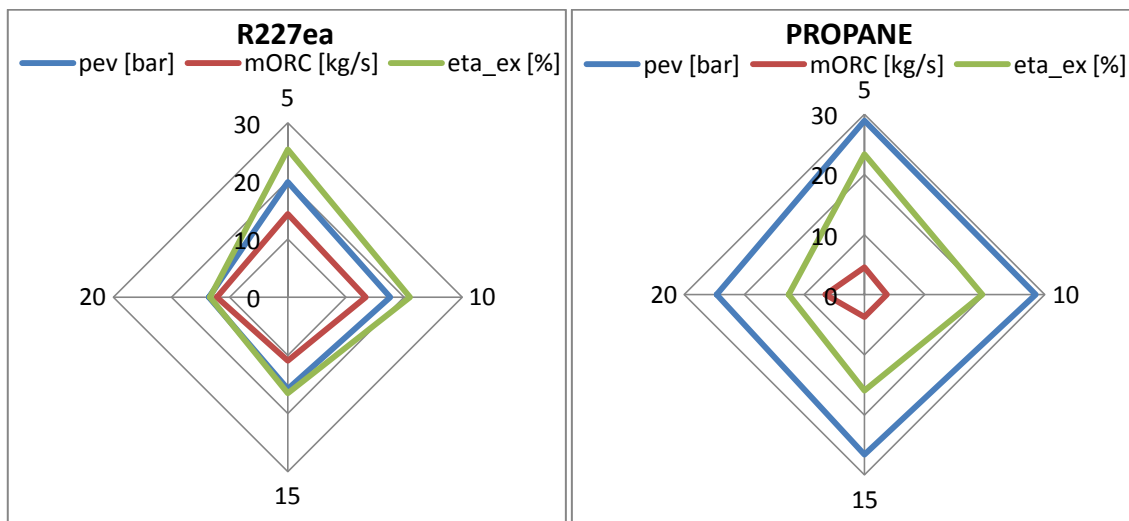


Figura 140: confronto tra pressione di evaporazione, portata di massa e rendimento exergetico realizzati dai due fluidi scelti a $T_{geo}=110^{\circ}\text{C}$

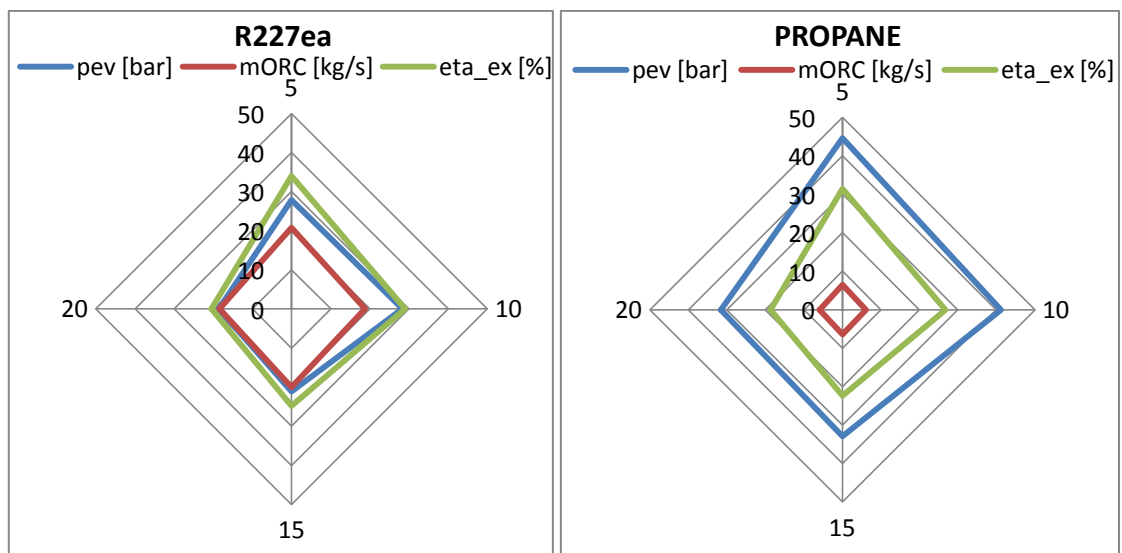


Figura 141: confronto tra pressione di evaporazione, portata di massa e rendimento exergetico realizzati dai due fluidi scelti a $T_{geo}=130^{\circ}\text{C}$

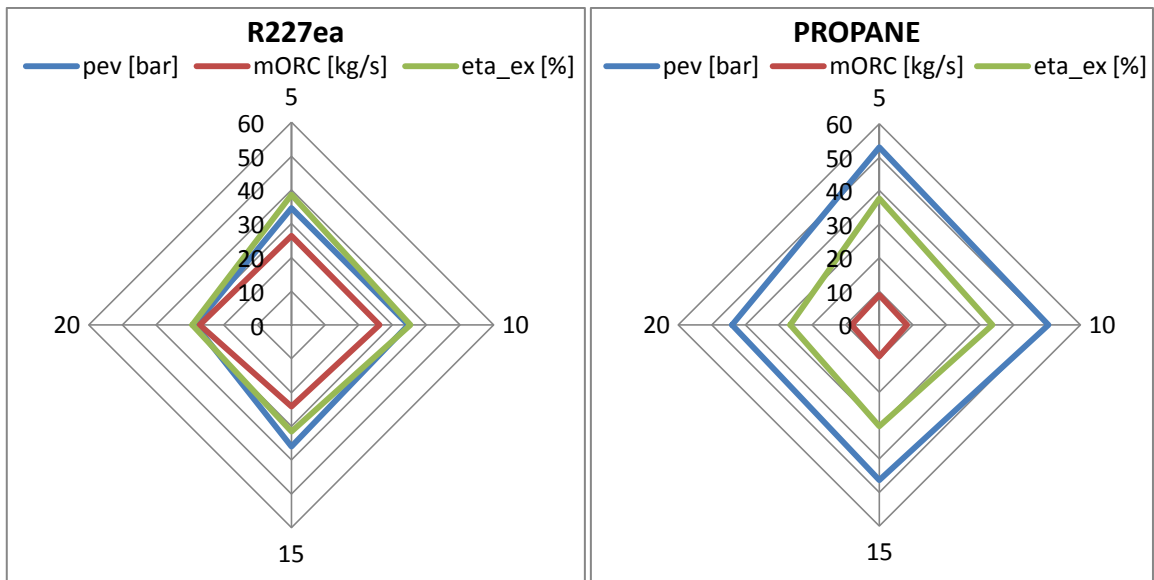


Figura 142: pressione di evaporazione, portata di massa e rendimento exergetico realizzati dai due fluidi scelti a $T_{geo}=150^{\circ}\text{C}$

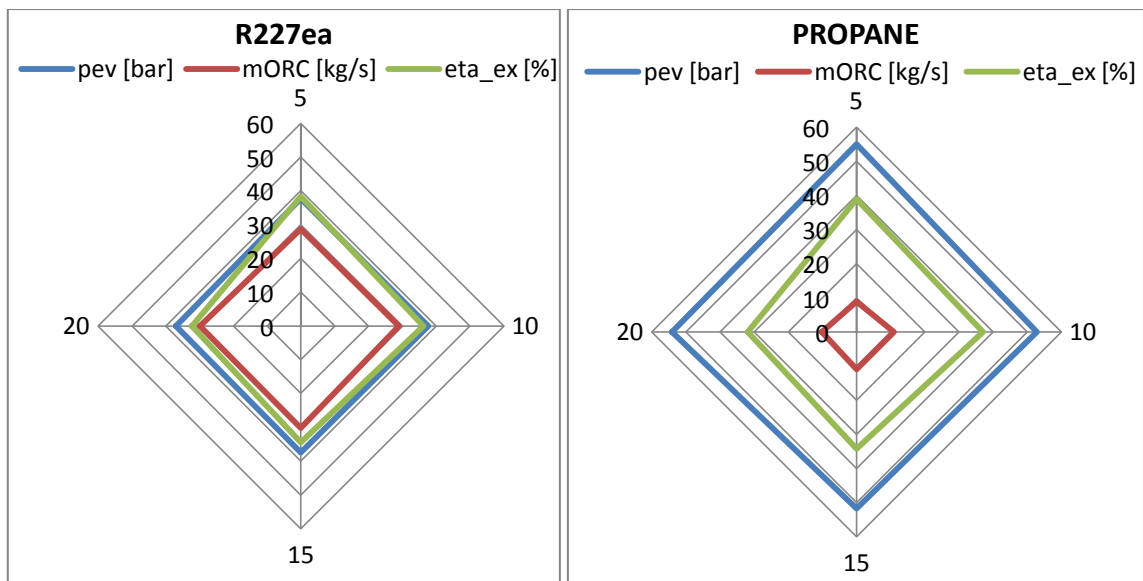


Figura 143: confronto tra pressione di evaporazione, portata di massa e rendimento exergetico realizzati dai due fluidi scelti a $T_{geo}=170^{\circ}\text{C}$

Si fa riferimento alle Figure 48.b - 51.b per il confronto tra parametri prestazionali ed ai diagrammi in Figura 52.b per il confronto tra i parametri economici.

Per quanto riguarda la pressione massima del ciclo, il propano realizza quella più alta, soprattutto con una temperatura della sorgente termica tra 110°C e 130°C (oltre 50 bar); per temperature più alte si ottengono le stesse pressioni di evaporazione anche per l'R134a. Ricordiamo che l'idrocarburo ha anche la pressione di condensazione più alta rispetto agli altri due fluidi (13,7 bar per il propano, 10,17 bar e 7,02 bar per R134a e R227ea rispettivamente), quindi, limitatamente a questo aspetto, si nota come sia più agevole lavorare con R227ea. Confrontando le portate di fluido operativo necessarie per compiere il ciclo, tuttavia, tale vantaggio risulta attenuato poiché l'R227ea è il fluido che necessita della maggior portata operativa, mentre il propano della più bassa. Per quanto riguarda gli aspetti economici non si riscontrano vantaggi evidenti di un fluido

rispetto ad un altro, anche se si può notare come il Valore Attuale Netto sia più basso per il propano.

Si è quindi visto che l'R227ea ed il propano manifestano le migliori prestazioni relativamente ad un parametro e le peggiori rispetto ad un altro: in particolare, l'idrocarburo è il fluido operativo più svantaggioso in termini di pressioni, perché compie tutto il ciclo a pressioni sostanzialmente elevate, mentre l'R227ea risulta consigliabile quando non si abbia la possibilità di lavorare ad alte pressioni. D'altra parte è il fluido che necessita della maggior portata ed è anche quello con più alto GWP: nel caso fossero imposti dei limiti di carattere ambientale, quindi, la scelta potrebbe ricadere sull'R134a in quanto manifesta prestazioni intermedie rispetto agli altri due fluidi, lavorando a pressioni leggermente più basse rispetto al propano e con portate minori rispetto all'altro refrigerante. Inoltre i costi d'impianto sono più bassi ed il Valore Attuale Netto più alto rispetto agli altri due fluidi, specialmente alle più alte temperature.

Caso (c)

4.2.7. Selezione dei fluidi ottimi per ogni temperatura della sorgente termica

In questo caso, nonostante una configurazione d'impianto più complessa, i rendimenti exergetici ottenuti sono sostanzialmente più bassi rispetto ai casi precedenti:

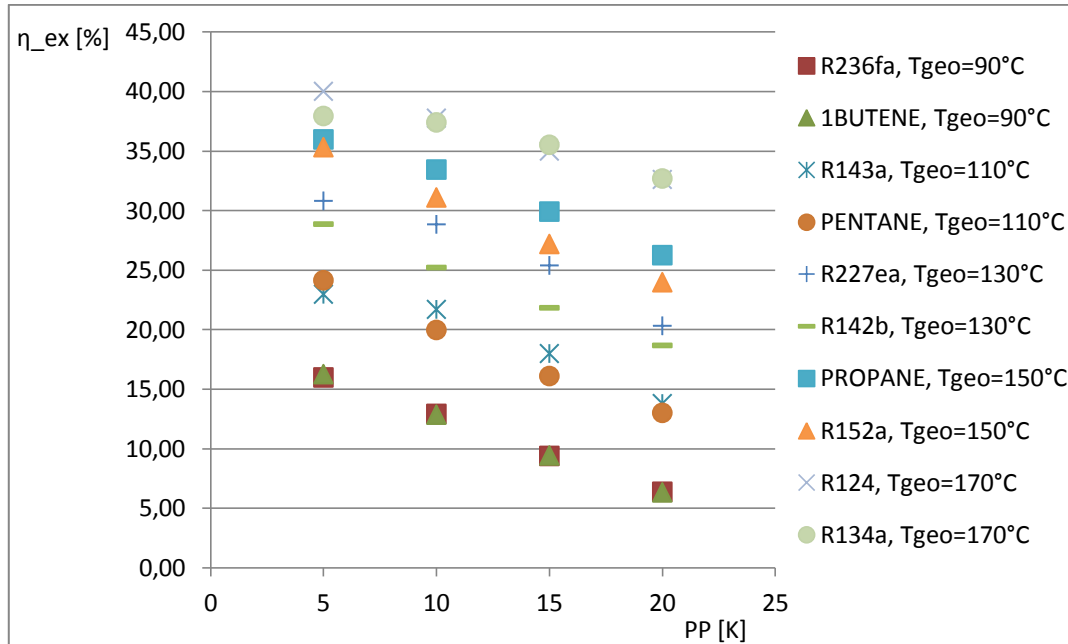


Figura 144: esempio di dispersione dei valori della potenza prodotta al variare della temperatura della sorgente termica

$T_{geo} = 90^{\circ}\text{C}$

Le prestazioni migliori al variare del pinch point le ottengono in questo caso l'eptano e l'R365mfc; ricordiamo che l'eptano condensa ed evapora al di sotto della pressione atmosferica.

Dall'analisi dei risultati si ricava come, analogamente a quanto si era già riscontrato nel caso (a) e nel caso (b), le potenze ottenute mediante questa ottimizzazione siano tutte al di sotto dei 50 kW (assetto delle turbine sempre assiale, sia per l'alta che per la bassa pressione), quindi, per quanto l'exergia distrutta dai diversi componenti risulti esigua, il rendimento exergetico si mantiene al di sotto del 10% ed analogamente si mantengono bassi tutti gli altri parametri prestazionali. Altri fattori significativi sono l'Indice di Profittabilità sempre al di sotto di -0,50 ed un tempo di ritorno che oltre al PP=5 K per l'eptano ed oltre PP=10 K per l'R365mfc supera la durata di vita stessa dell'impianto. Per questi motivi non si ritiene appropriato approfondire l'analisi relativamente a questa temperatura della sorgente termica.

$T_{geo} = 110^{\circ}\text{C}$

In questo caso i fluidi con i risultati migliori sono R143a, dimetilcarbonato e R365mfc; ricordando però l'impatto ambientale dell'R143a, si preferisce confrontare l'R365mfc con il dimetilcarbonato.

Inoltre si ricorda che quest'ultimo evapora e condensa in condizioni subatmosferiche, fatto che potrebbe limitarne l'utilizzo.

Dai risultati si ricava che le potenze, come i parametri prestazionali ed economici, siano accettabili per entrambi i fluidi e valga quindi la pena di fare un confronto.

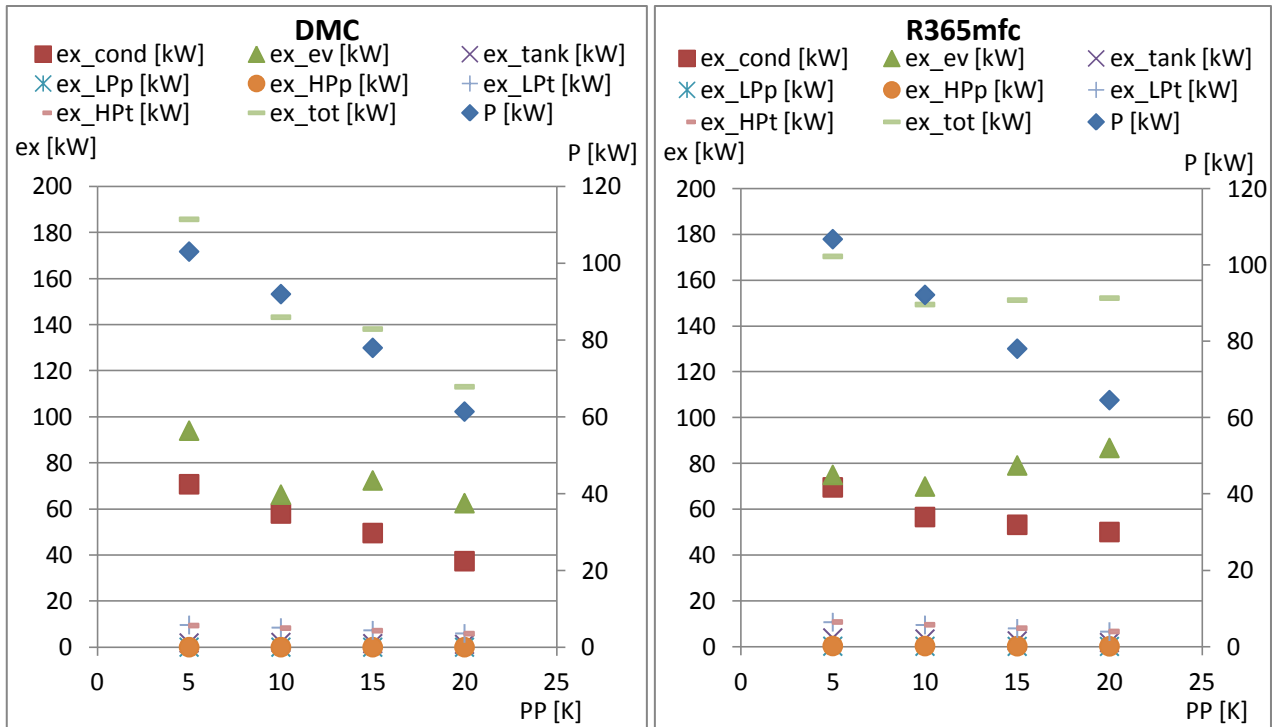


Figura 145: confronto tra parametri exergetici (riferiti all'asse delle ordinate principale) e potenza prodotta (riferita all'asse delle ordinate secondario)

Con riferimento alla Figura 145 si ricava che, utilizzando R365mfc la quantità di potenza prodotta si mantiene mediamente più alta e si dimostra migliore anche in termini di exergia distrutta in corrispondenza dei più bassi valori del pinch point, ove i contributi di condensatore ed evaporatore sono minori, mentre a PP=15 K e PP=20 K è il dimetilcarbonato a distruggere meno exergia. Si noti come tutti i contributi legati ai componenti aggiuntivi (pompe, turbine e scambiatore a miscela) siano pressoché trascurabili.

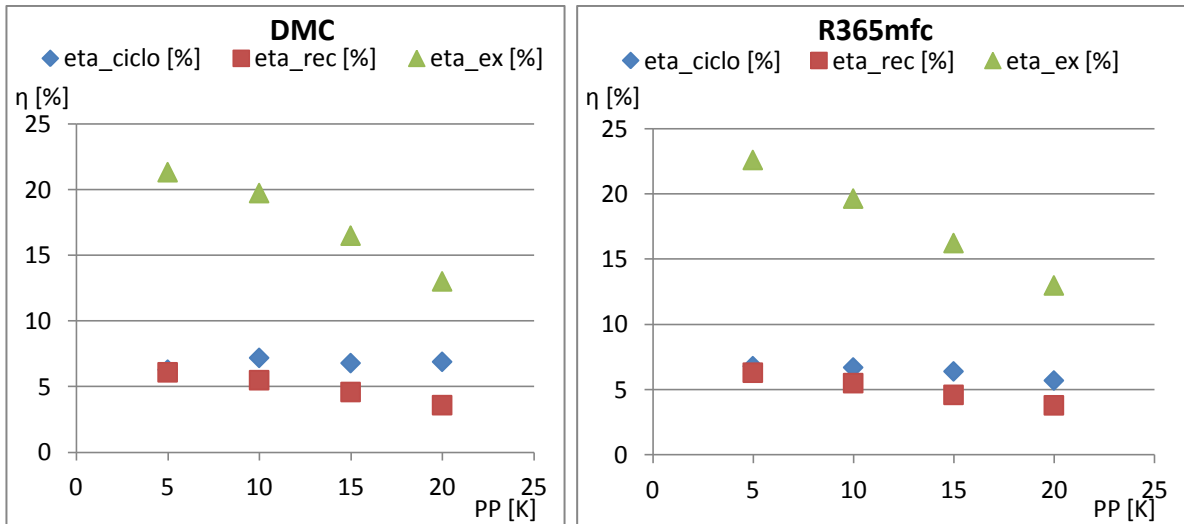


Figura 146: confronto tra parametri prestazionali

Anche in termini di rendimento exergetico e di ciclo il refrigerante, che produce più potenza, si rivela leggermente superiore al dimetilcarbonato (Figura 146).

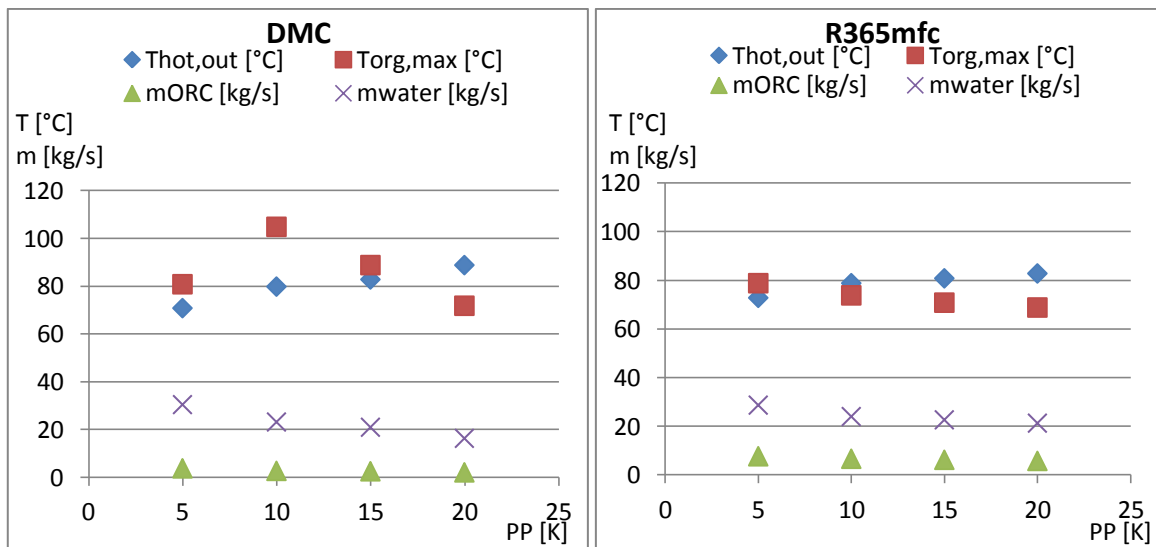


Figura 147: confronto tra parametri termodinamici

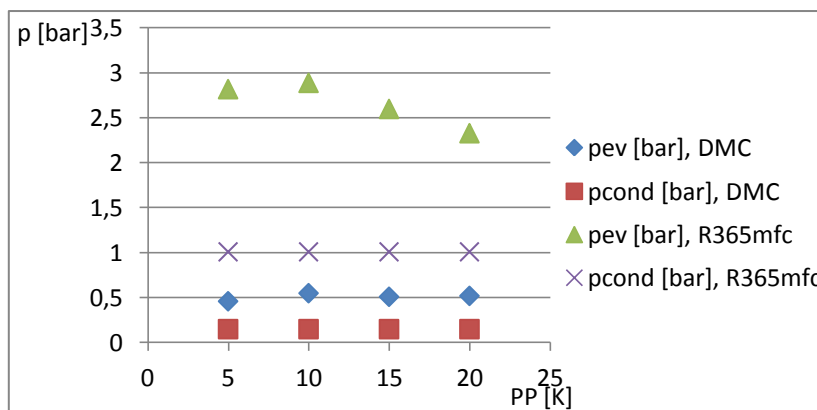


Figura 148: intervallo delle pressioni operative

I due fluidi lavorano con pressioni operative completamente diverse, in particolare il dimetilcarbonato completa tutto il ciclo termodinamico al di sotto della pressione atmosferica (tra

0,15 bar e 0,50 bar, mentre l'R365mfc tra 1,01 bar e meno di 3 bar, Figura 148). Si può concludere che il refrigerante è in grado di sfruttare meglio il calore della sorgente, re-iniettando il fluido geotermico quasi alla temperatura limite imposta (Figura 147); per quanto riguarda la temperatura massima di ciclo, il dimetilcarbonato raggiunge temperature più elevate rispetto all'R365mfc (le irregolarità negli andamenti dei risultati sono imputabili alle imprecisioni a livello di simulazioni).

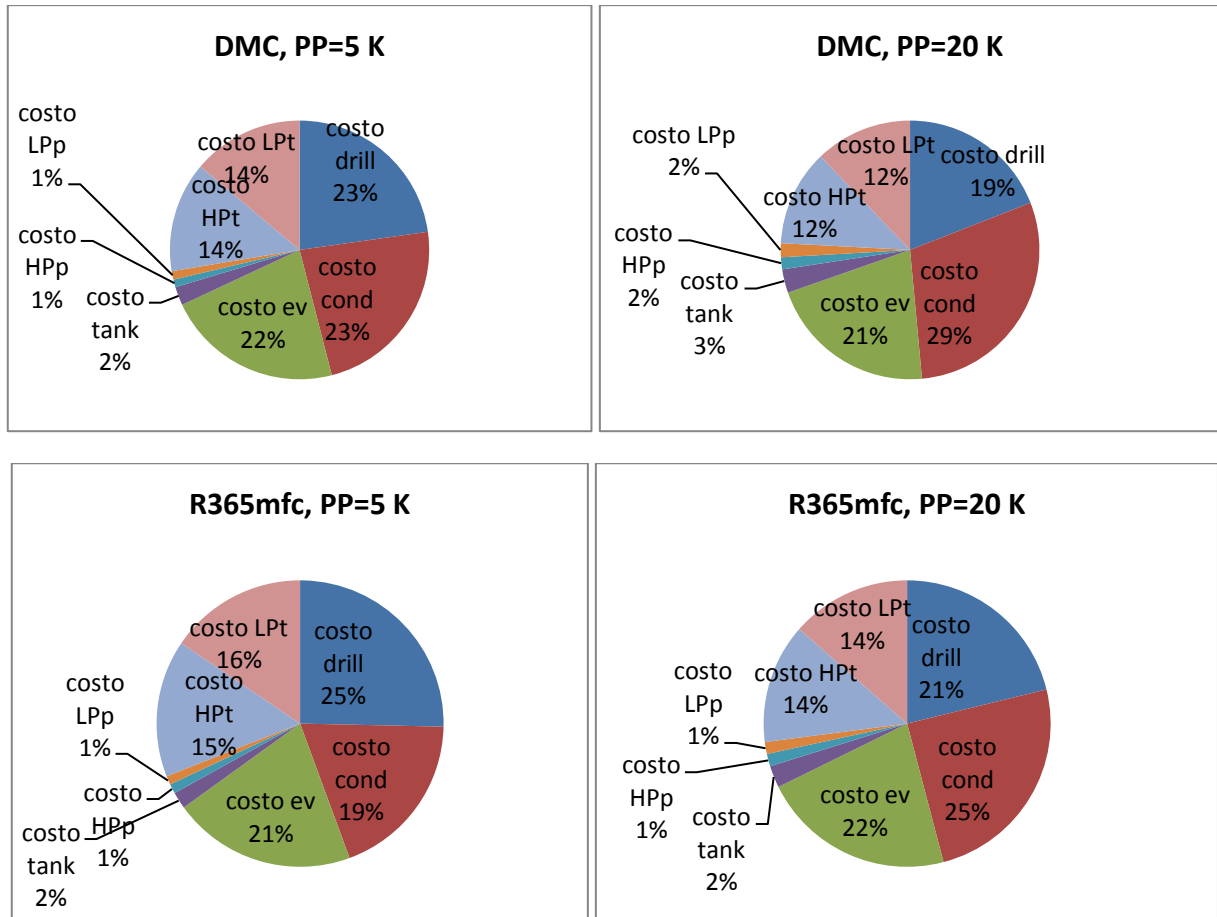


Figura 149: costi per componente (in percentuale rispetto al costo complessivo)

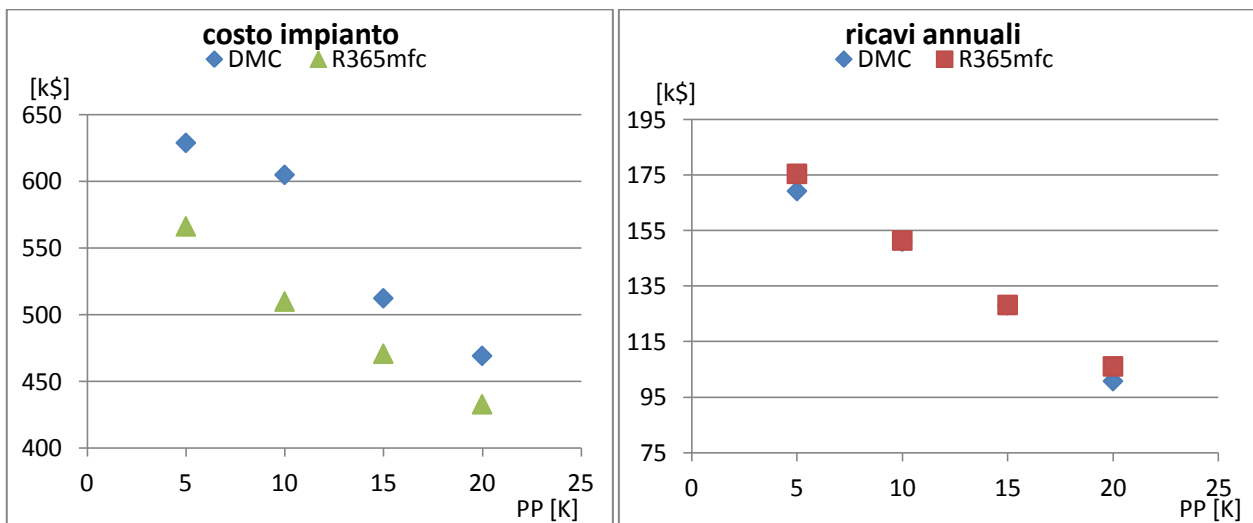


Figura 150: costo dell'impianto e ricavi annuali

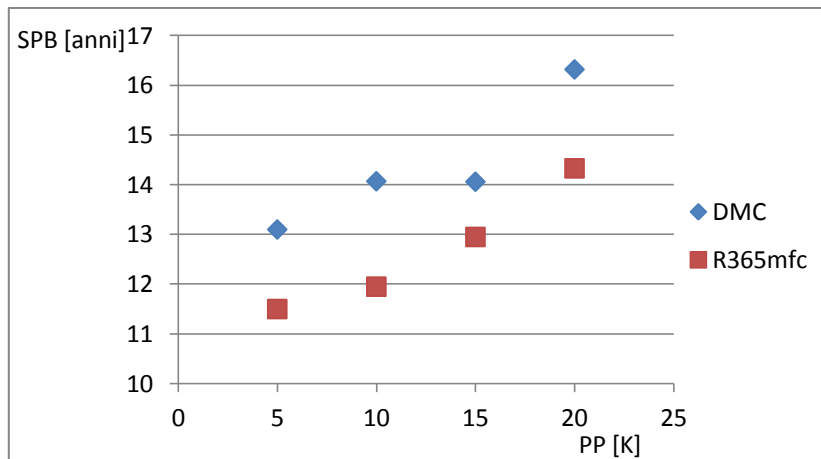


Figura 151: tempo di ritorno

Dall'analisi economica (Figure 149- 151) si può vedere come gli oneri operativi del fluido che lavora in vuoto si riflettano sui costi di impianto e sui tempi di ritorno: dai costi componente per componente si ha che l'R365mfc, pur con maggiori costi per le turbine ed a parità di costi per le pompe, riesce ad ottenere un costo d'impianto complessivamente minore in tre scambiatori di calore che risultano meno costosi rispetto a quelli utilizzati in presenza di dimetilcarbonato. Risulta comunque evidente, come già si era accennato in merito all'exergia distrutta, che le pompe e lo scambiatore aggiuntivo hanno un contributo minimo sul costo complessivo. Inoltre si fa notare che le due turbine, producendo la stessa quantità di potenza, hanno anche lo stesso costo.

In conclusione, il fluido migliore tra i due risulta essere il refrigerante, in quanto le prestazioni del dimetilcarbonato sono influenzate dal fatto che il ciclo termodinamico avvenga interamente al di sotto della pressione atmosferica.

Da qui in poi si riportano solo le Figure ritenute più significative; per le rimanenti, fare riferimento all'Appendice B.

$T_{geo} = 130^{\circ}C$

A parità di rendimento exergetico prodotto, tra R143a, R227ea ed acetone si sceglie di confrontare l'R227ea con l'acetone, ricordando come questo fluido esegua il processo di condensazione al di sotto della pressione atmosferica.

Il refrigerante produce una quantità di potenza leggermente più alta, ma distrugge anche una maggior quantità di exergia, principalmente con $PP=10$ K e $PP=15$ K, principalmente legata ad evaporatore e condensatore (Figura 53.c).

Con riferimento alla Figura 54.c si nota che il rendimento exergetico ed in misura minore il rendimento di recupero sono leggermente più alti con l'R227ea, mentre in corrispondenza di $PP=10$ K e $PP=15$ K l'acetone realizza un miglior rendimento termico di ciclo.

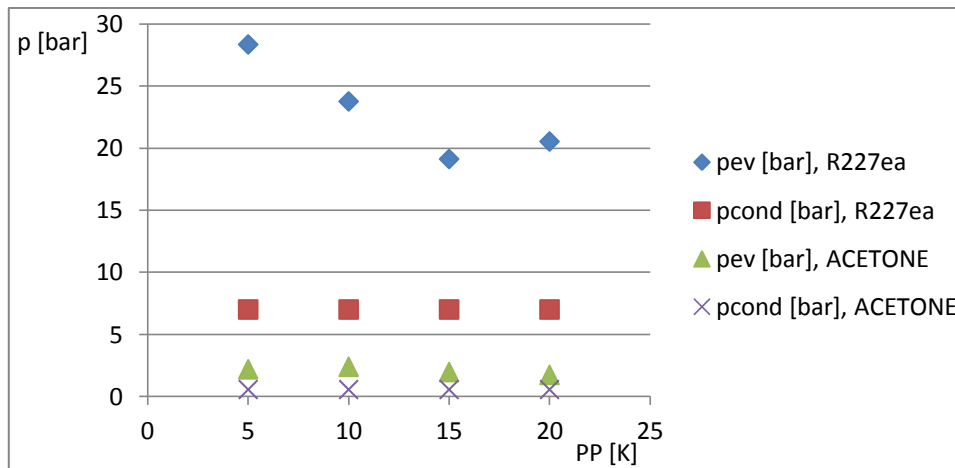


Figura 152: intervallo delle pressioni operative

Dal momento che l'acetone esegue il processo di condensazione al di sotto della pressione atmosferica e l'evaporazione intorno ai 2 bar (Figura 152), è ovvio come i due fluidi abbiano condizioni operative completamente diverse in termini di pressione (come per il dimetilcarbonato nel caso precedente, si può notare un andamento non del tutto regolare nelle prestazioni termodinamiche del fluido in vuoto, in particolare in corrispondenza di PP=5 K e di PP=10 K, Figura 55.c). A parità di temperatura di re-iniezione si nota come l'aver un ciclo più "scarso" permetta all'acetone di richiedere una minore portata sia di fluido operativo che di acqua di raffreddamento (circa 3 kg/s di acetone, oltre 20 kg/s di R227ea).

Dal punto di vista dei parametri economici (Figure 56.c - 58.c) risulta conveniente l'utilizzo dell'acetone: il fatto che lavori in vuoto costituisce un vantaggio principalmente in termini di pompe, i cui costi sono molto più bassi rispetto a quelle utilizzate in un ciclo con R227ea come fluido operativo, inoltre costano meno anche le turbine poiché si produce meno potenza.

Nonostante i risultati di tipo economico, si suggerisce comunque l'utilizzo di R227ea in quest'ambito, innanzitutto per la maggior quantità di potenza prodotta, ma anche per le più agevoli pressioni operative.

$T_{geo} = 150^{\circ}C$

I fluidi che si distinguono in quest'ambito in termini di rendimento exergetico sono R227ea, R134a e RC318, ma si sono ricordate più volte le caratteristiche sfavorevoli di quest'ultimo refrigerante, di conseguenza si esegue il confronto tra R134a e R227ea.

Utilizzando i due fluidi gli assetti delle turbine sono diversi: sempre radiale per l'R134a, radiale in alta pressione ed assiale in bassa pressione per l'R227ea.

Praticamente a parità di potenza prodotta (Figura 59.c), si ha che l'R227ea distrugge più exergia principalmente all'evaporatore ed ai bassi pinch point anche al condensatore. Per quanto riguarda gli altri contributi si può notare come sia aumentata la quantità di exergia distrutta dalle turbine di alta e di bassa pressione rispetto ai casi precedenti.

L'R134a realizza un rendimento exergetico più elevato ma che risente maggiormente dell'aumento del pinch point; realizza inoltre anche un miglior rendimento di ciclo (Figura 60.c).

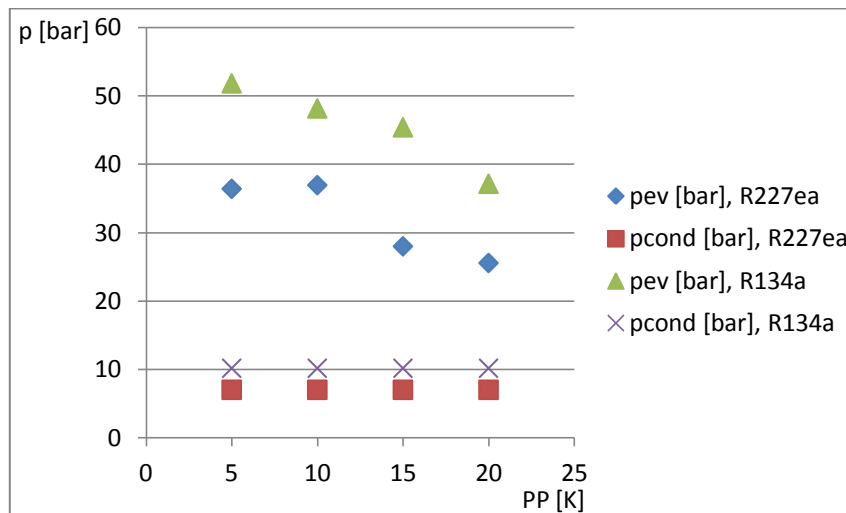


Figura 153: intervallo delle pressioni operative

Dal punto di vista termodinamico si manifestano differenze più evidenti tra i due fluidi: in particolare, l'R134a evapora ad una pressione molto più alta rispetto all'R227ea (Figura 153). Dal momento che le pressioni di condensazione differiscono di soli 3 bar l'una dall'altra, questo significa che utilizzando R134a le pompe di alta e di bassa pressione devono coprire un salto di pressione complessivo più ampio (circa 40 bar contro i meno di 30 bar dell'R227ea). Per quanto riguarda le temperature di interesse si nota che l'R227ea raffredda maggiormente il fluido geotermico, re-iniettandolo ad una temperatura più bassa, mentre, per quanto riguarda la temperatura di ingresso in turbina, la più alta è quella realizzata da R134a che subisce anche meno l'aumento del pinch point. Le portate necessarie all'R134a sono inoltre più basse sia per quanto riguarda l'acqua di raffreddamento che la portata di fluido operativo (Figura 61.c).

Dai risultati economici risulta evidente come i vantaggi e gli svantaggi dei due fluidi si compensino, ottenendo dei costi di impianto praticamente uguali ed anche tempi di ritorno che si discostano di poco a favore dell'R227ea. In particolare dai costi per componente si ricava che, per l'R134a, tutti i componenti risultano più costosi rispetto a quelli dell'R227ea tranne l'evaporatore, il cui contributo molto più basso gli permette di avere dei costi d'impianto analoghi a quelli dell'R227ea (Figure 62.c - 64.c).

In conclusione si può dire che i due fluidi costituiscono ognuno una valida alternativa all'altro: si può utilizzare l'R227ea quando vi sia la necessità di mantenere delle pressioni operative meno elevate, ma nel caso di vincoli ambientali stringenti è preferibile l'R134a, che necessita di una minor portata di fluido operativo, ha GWP più basso ed inoltre produce più potenza.

$T_{geo} = 170^{\circ}C$

Si esegue il confronto tra R124 e R134a.

L'assetto delle turbine è anche in questo caso radiale per entrambe con R134a, radiale in alta pressione ed assiale in bassa pressione per l'R124.

Con l'R134a si ottiene una maggior produzione di potenza e, contemporaneamente, una minore distruzione di exergia (Figura 65.c); dal punto di vista dei parametri prestazionali i due fluidi hanno risultati analoghi, con un leggero vantaggio per l'R134a, soprattutto in termini di rendimento exergetico (Figura 66.c).

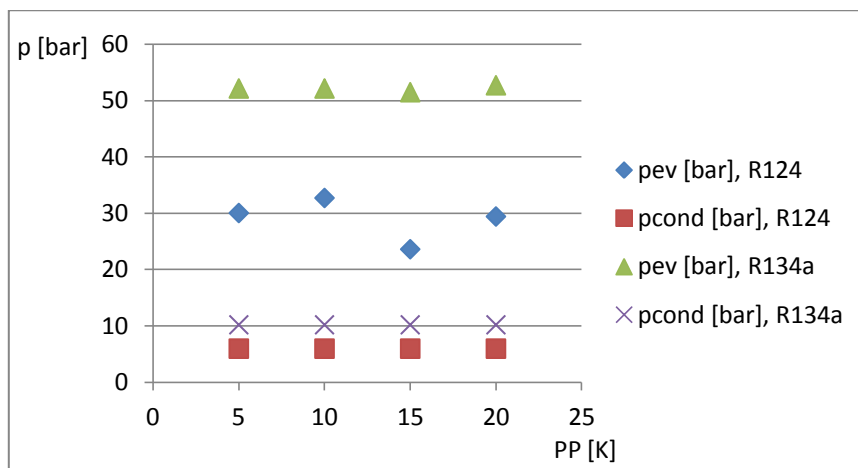


Figura 154: intervallo delle pressioni operative

Anche in questo caso si può vedere come siano onerose in termini di pressioni le condizioni a cui l'R134a completa il ciclo (Figura 154): si ha infatti una piccola differenza tra le temperature di condensazione dei due fluidi (5,93 bar per l'R124 e 10,17 bar per l'R134a) ma l'R134a esegue l'evaporazione circa 20 bar al di sopra dell'R124 e questo può risultare problematico dal punto di vista di un'applicazione reale. Di conseguenza la temperatura di ingresso in turbina è più alta utilizzando R134a, mentre non si hanno differenze relativamente alla temperatura con cui il fluido geotermico esce dall'evaporatore. A parità di portata di acqua di raffreddamento, la portata di R134a necessaria per completare il ciclo risulta inferiore rispetto a quella di R124 (Figura 67.c).

Dal punto di vista economico risulta più conveniente l'R124 soprattutto grazie al maggior costi della turbina e della pompa di alta pressione per l'R134a, oltre che, ovviamente, al contributo dell'evaporatore (Figure 68.c - 70.c).

Si può quindi concludere che, nonostante la minore potenza prodotta, risulti preferibile l'R124 rispetto all'R134a innanzitutto per le più modeste condizioni operative, che si riflettono sui costi dei componenti e dell'impianto complessivo ed inoltre, anche se per completare il ciclo è necessaria una maggior quantità di fluido operativo, esso è dotato di un GWP molto basso e quindi non costituisce un rischio dal punto di vista ambientale.

4.2.8. Conclusioni sulla selezione dei fluidi per ogni valore della temperatura

Va innanzitutto ricordato come il caso (c), che rispetto ai casi (a) e (b) comprende un livello di pressione intermedia che comporta lo split dell'espansione in due turbine, lo spillamento dalla turbina di alta, uno scambiatore a miscela in cui il vapore caldo spillato possa scambiare calore e di conseguenza due pompe, ottenga risultati inferiori in merito all'ottimizzazione del rendimento exergetico rispetto ai due casi precedenti. In particolare si è stabilito come, in corrispondenza di $T_{\text{geo}}=90^{\circ}\text{C}$, non valga per questo motivo la pena di realizzare l'ottimizzazione del rendimento exergetico con un impianto di questo tipo in quanto la scarsità dei risultati rende ingiustificate le spese necessarie. Si è inoltre avuto modo di vedere come il fatto che il ciclo sia sostanzialmente peggiore in termini di prestazioni, permetta ai fluidi che lavorano in vuoto come minimo nella fase di condensazione, di ottenere risultati tra i migliori in corrispondenza di temperature della sorgente geotermica più alte rispetto a quanto accade negli altri due casi.

Per quanto riguarda i componenti aggiuntivi, in termini di exergia distrutta, soprattutto a basse temperature della sorgente, hanno contribuito quasi irrilevanti rispetto al risultato complessivo, rimanendo sempre evaporatore e condensatore i principali responsabili della distruzione di exergia. Anche in merito ai costi si nota che quelli delle due pompe e dello scambiatore a miscela sono percentualmente più bassi rispetto a quelli degli altri componenti. Va però fatta notare un'altra cosa che non risulta evidente dall'analisi precedentemente svolta: nel caso in cui le turbine di alta e bassa pressione abbiano lo stesso assetto, si spartiscono equamente il costo totale dell'espansione; quando invece la turbina di alta pressione è ad assetto radiale e quella di bassa pressione ad assetto assiale, anche se la produzione di potenza differisce dall'una all'altra di solo qualche kW, la differenza in termini di costo è rilevante, a svantaggio della turbina radiale. Inoltre si può notare che all'aumentare della differenza di pressione tra evaporazione e condensazione, è la pompa di alta pressione ad assumere maggior peso in termini di costo. In generale si può vedere come il contributo delle due turbine sia equivalente a quello di evaporatore e condensatore, a volte anche superandolo.

4.2.9. Selezione dei fluidi ottimi al variare della temperatura della sorgente termica

Alla *Sezione 4.2.7.* si è visto come, in corrispondenza di $T_{\text{geo}}=90^{\circ}\text{C}$, risulti inappropriato, specialmente da un punto di vista economico, eseguire l'ottimizzazione del rendimento exergetico; pertanto il confronto tra i fluidi nella misura dei parametri più importanti viene eseguito solo per temperature della sorgente termica comprese tra $T_{\text{geo}}=110^{\circ}\text{C}$ e $T_{\text{geo}}=170^{\circ}\text{C}$.

Analisi fluido per fluido: T_{geo} compresa tra 110°C e 170°C

In relazione ai più alti rendimenti exergetici ottenuti in corrispondenza di queste temperature della sorgente, si analizzano e confrontano i risultati relativi a R134a, R227ea e R245fa.

Si riportano solo i diagrammi relativi al confronto tra i parametri termodinamici realizzati da R245fa e R134a; per tutti gli altri si fa riferimento all'Appendice B.

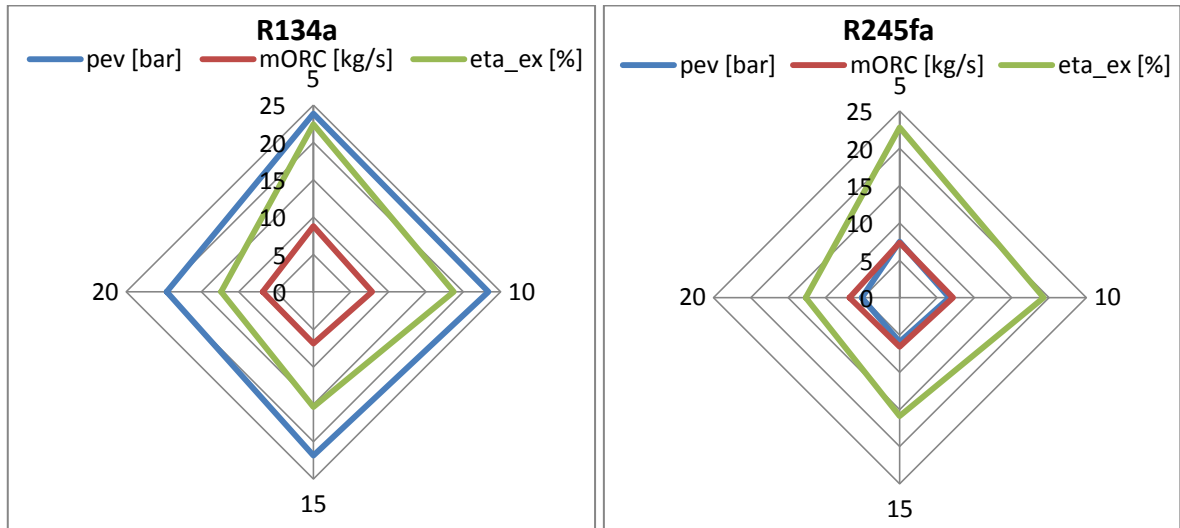


Figura 155: confronto tra pressione di evaporazione, portata di massa e rendimento exergetico realizzati dai due fluidi scelti a $T_{geo}=110^{\circ}C$

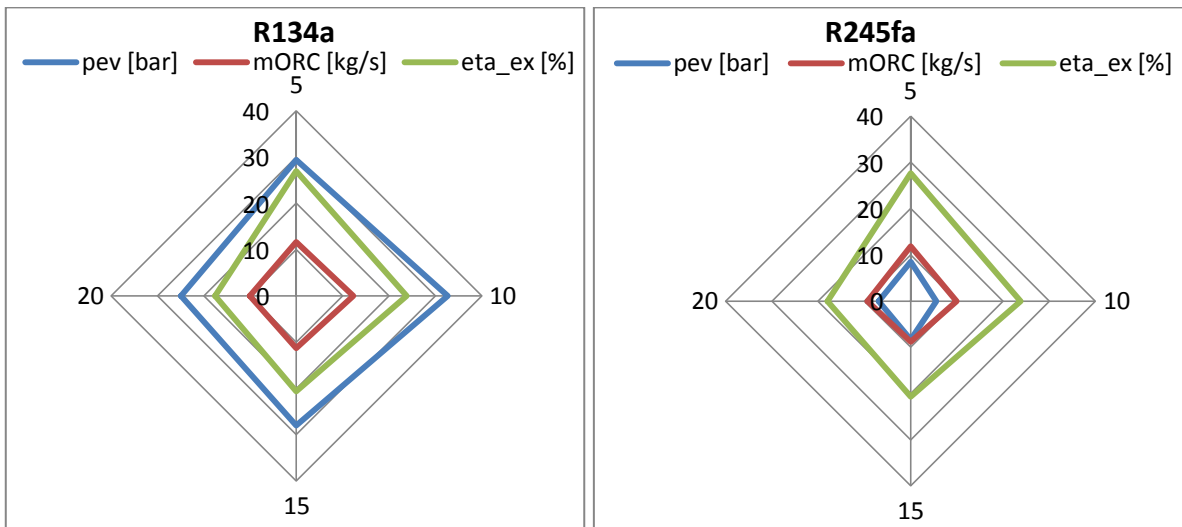


Figura 156: confronto tra pressione di evaporazione, portata di massa e rendimento exergetico realizzati dai due fluidi scelti a $T_{geo}=130^{\circ}C$

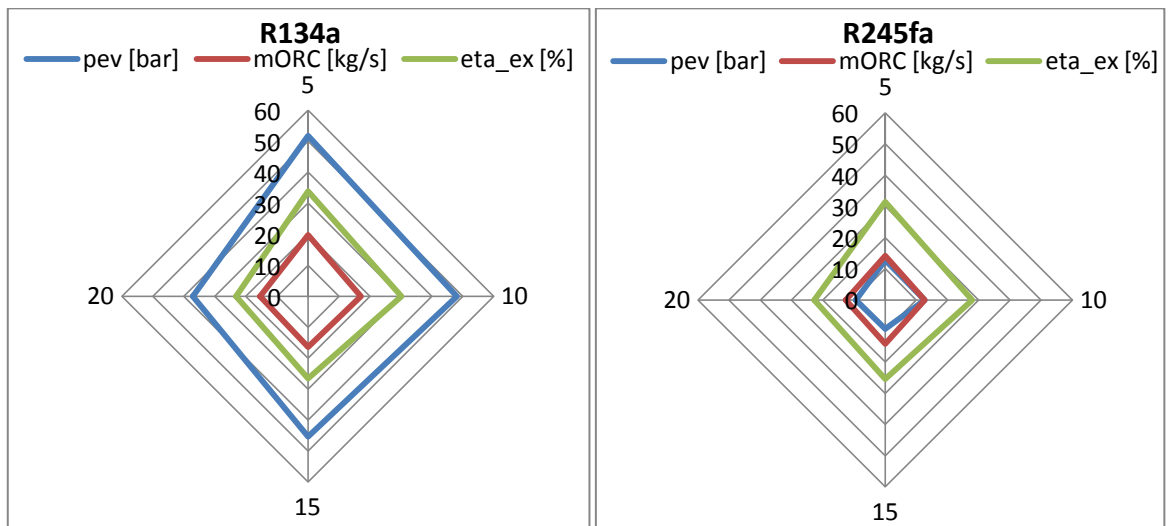


Figura 157: confronto tra pressione di evaporazione, portata di massa e rendimento exergetico realizzati dai due fluidi a $T_{geo}=150^{\circ}C$

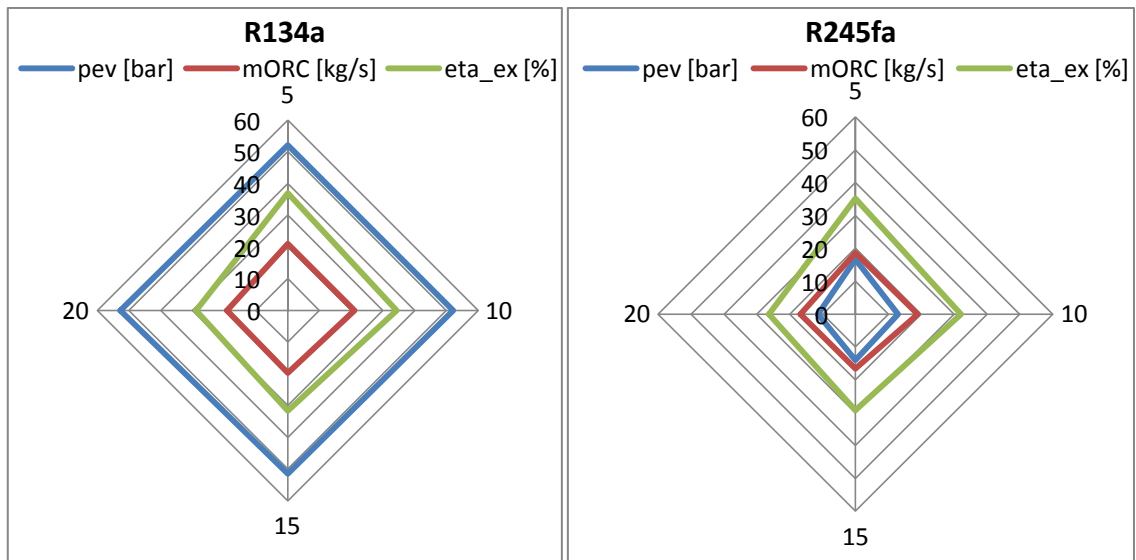


Figura 158: confronto tra pressione di evaporazione, portata di massa e rendimento exergetico realizzati dai due fluidi scelti a $T_{geo}=170^{\circ}C$

Come si è più volte avuto modo di dimostrare, in corrispondenza di ogni temperatura della sorgente geotermica i rendimenti exergetici e le potenze prodotte (vedi Figura 71.c) sono analoghi, pertanto la scelta dipende dagli altri parametri.

Per quanto riguarda le pressioni operative si ha che il fluido con il minor salto di pressione risulta l'R245fa, il quale condensa a 2,50 bar ed evapora al di sotto dei 20 bar anche con $T_{geo}=170^{\circ}C$, seguito dall'R227ea, con condensazione a 7,02 bar ed evaporazione al di sotto dei 40 bar; per quanto riguarda l'R134a, dal punto di vista delle pressioni risulta il fluido più oneroso, non tanto per la condensazione (a 10,17 bar), quanto per l'evaporazione, ben oltre i 40 bar già a $T_{geo}=150^{\circ}C$. D'altra parte necessita di una bassa portata di fluido per compiere il ciclo (al massimo 20 kg/s per $T_{geo}=170^{\circ}C$), confrontabile con quella dell'R245fa, mediamente più bassa, mentre l'R227ea necessita di portate circa doppie (Figure 72.c - 75.c).

Per quanto riguarda l'analisi economica, il fluido più conveniente è senza dubbio l'R245fa, il quale ha costi d'impianto più bassi e Valore Attuale Netto sempre più basso rispetto agli altri due fluidi. Di conseguenza, in relazione ai parametri considerati, l'R245fa si candida come fluido migliore tra quelli proposti praticamente sotto ogni punto di vista; si ricorda, tuttavia, che l'aver una pressione massima di ciclo più bassa implica generalmente una minore temperatura d'ingresso in turbina ed un minore avvicinamento al profilo termico della sorgente. Quando invece si abbia la possibilità di lavorare a pressioni più elevate, R134a e R227ea costituiscono l'uno una valida alternativa all'altro: in particolare può risultare preferibile l'utilizzo di R134a laddove vi siano restrizioni di tipo ambientale, essendo un fluido a più basso GWP rispetto all'R227ea (Figura 76.c).

4.2.10. Confronto tra i modelli

Nelle Figure 159 - 161 si riportano i diagrammi tridimensionali relativi al rendimento exergetico realizzato dall'R134a e dall'R227ea con le tre diverse configurazioni d'impianto al variare della temperatura della sorgente termica e del pinch point all'evaporatore.

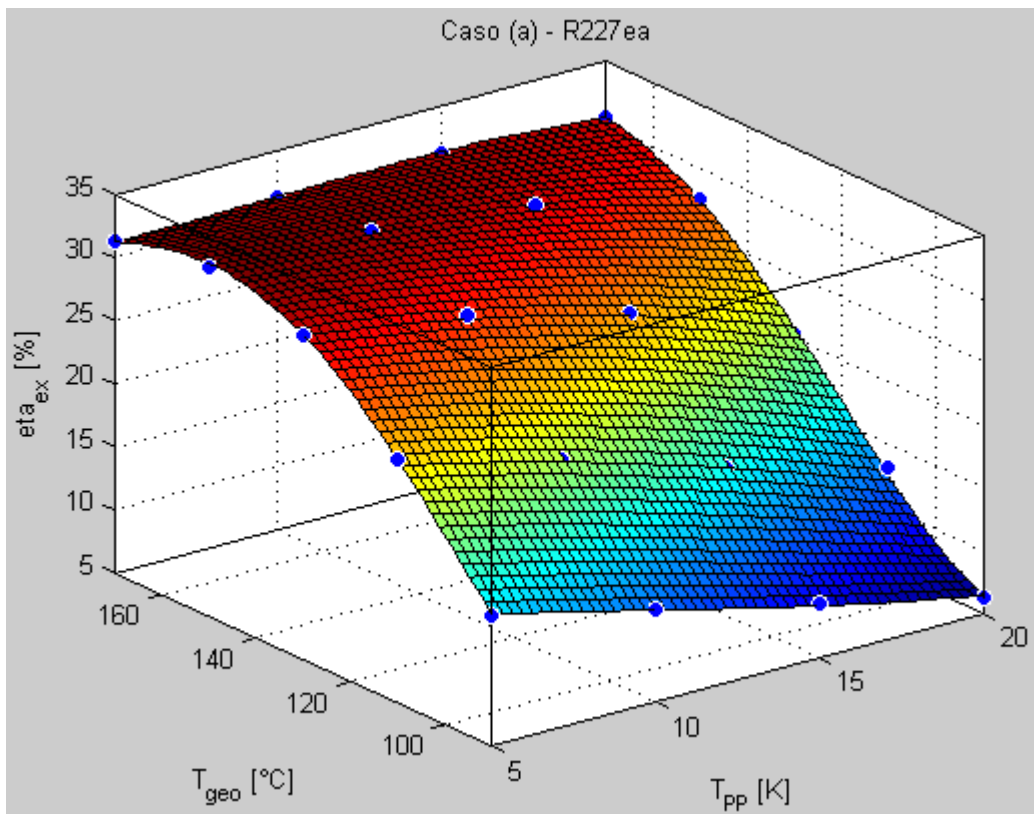
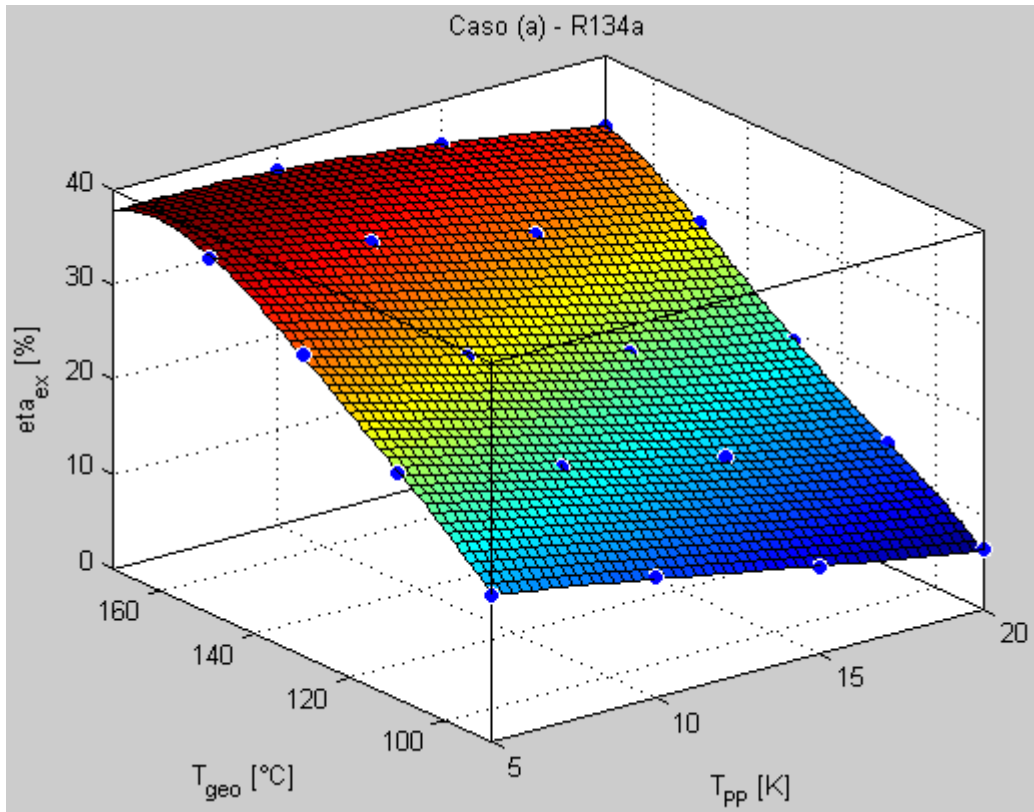


Figura 159: caso (a) - confronto (in termini di rendimento exergetico) tra R227ea e R134a al variare della temperatura della sorgente e del pinch point

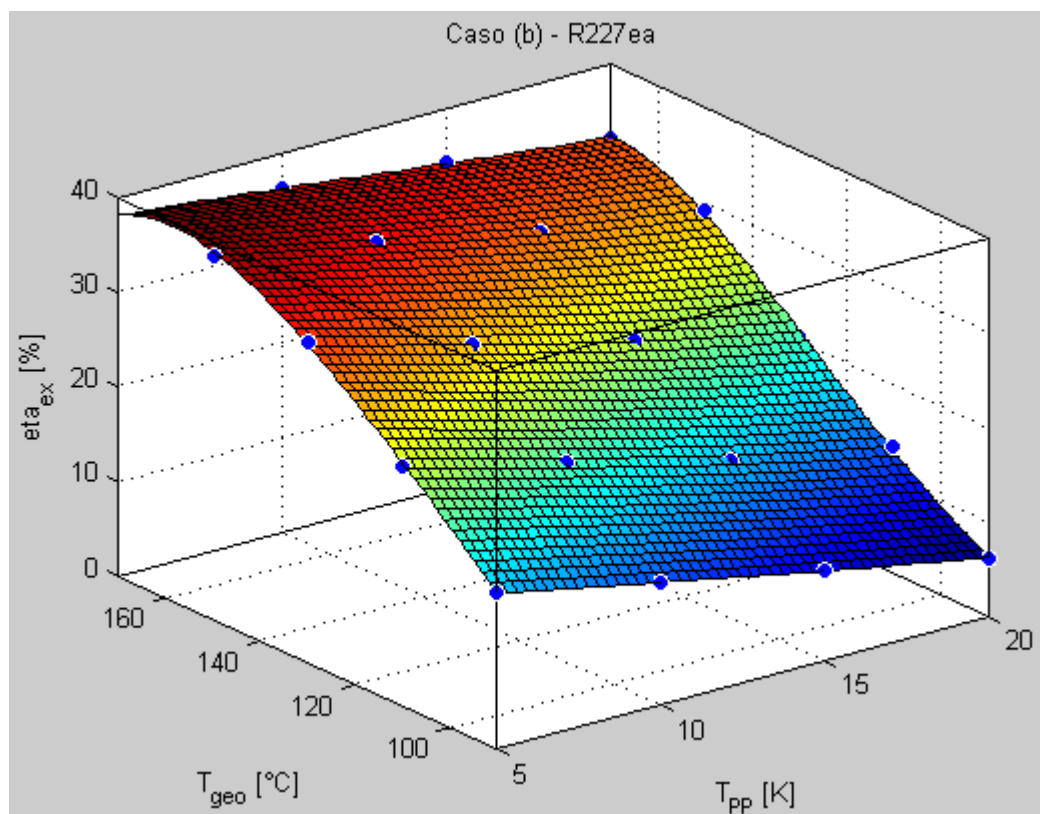
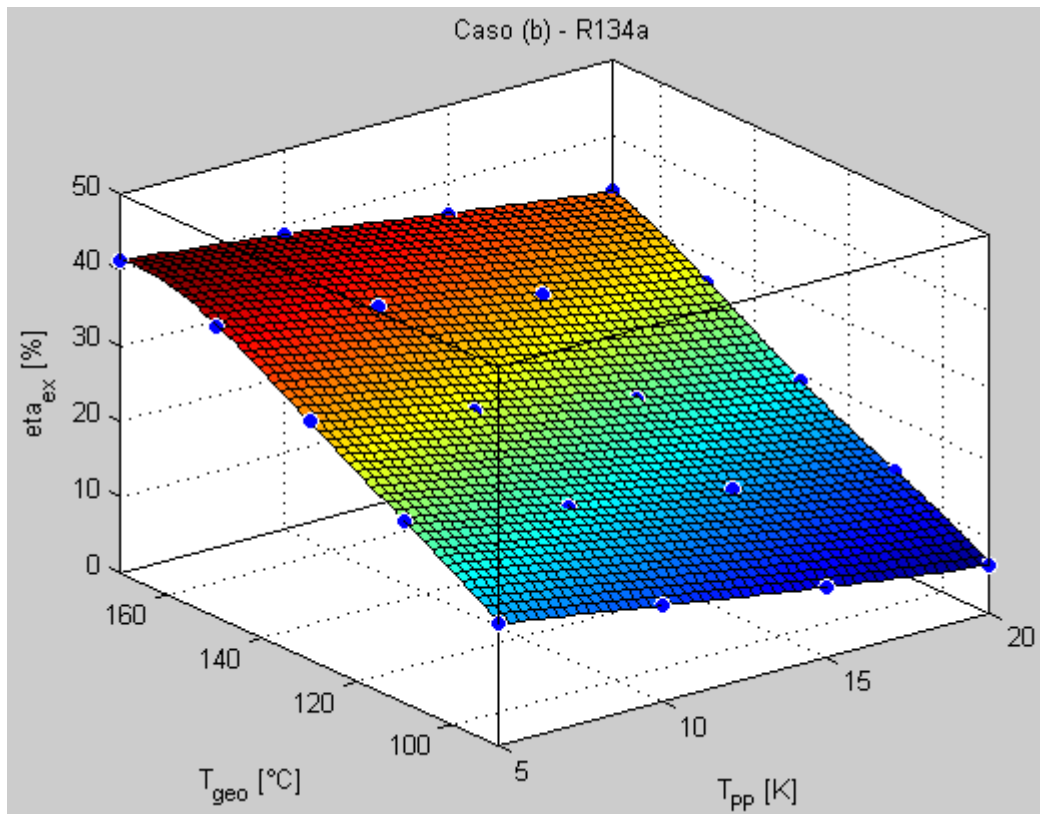


Figura 160: caso (b) - confronto (in termini di rendimento exergetico) tra R227ea e R134a al variare della temperatura della sorgente e del pinch point

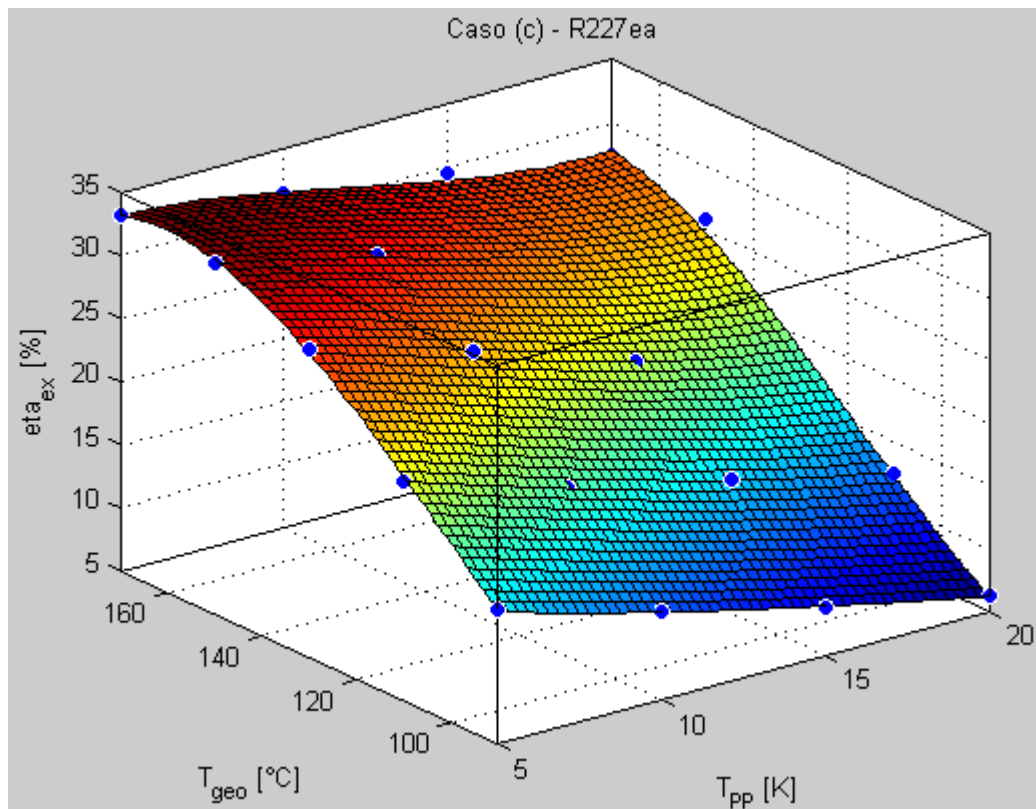
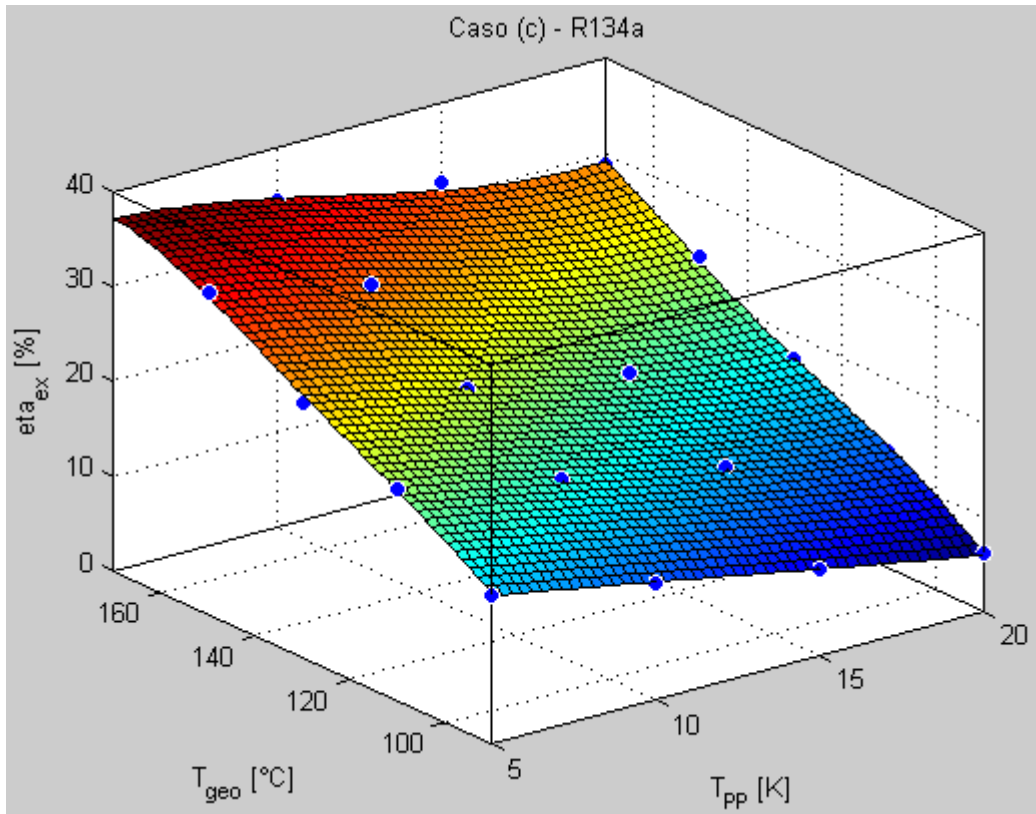


Figura 161: caso (c) - confronto (in termini di rendimento exergetico) tra R227ea e R134a al variare della temperatura della sorgente e del pinch point

Dalle Figure precedenti si vede come non sia possibile ricavare altre informazioni rispetto a quelle già riportate ai paragrafi precedenti e relative ai due fluidi esaminati (prestazioni dell'R134a che

calano meno drasticamente all'aumentare del pinch point, rendimenti più bassi con ciclo rigenerativo, etc.): anche in questo caso, quindi, per confrontare le tre diverse configurazioni d'impianto è necessario valutare come varino, a parità del parametro ottimizzato, alcuni parametri di tipo termodinamico ed economico.

Si fa riferimento ai due intervalli di temperature della sorgente individuati nel caso (a).

T_{geo} compresa tra 90°C e 110°C

Si è in precedenza spiegato il motivo per cui, con impianti di tipo (b) e (c), non valga la pena di affrontare l'ottimizzazione del rendimento exergetico, di conseguenza il confronto viene eseguito per $T_{geo}=110^{\circ}\text{C}$; inoltre, volendo fare un confronto tra configurazioni, è più immediato eseguirlo, oltre che a parità di sorgente, anche a parità di fluido, ovvero si confrontano i risultati ottenuti utilizzando uno stesso fluido operativo per ogni ciclo. Dalle analisi svolte in precedenza si ricava come un fluido adatto a lavorare a questa temperatura sia l'R227ea.

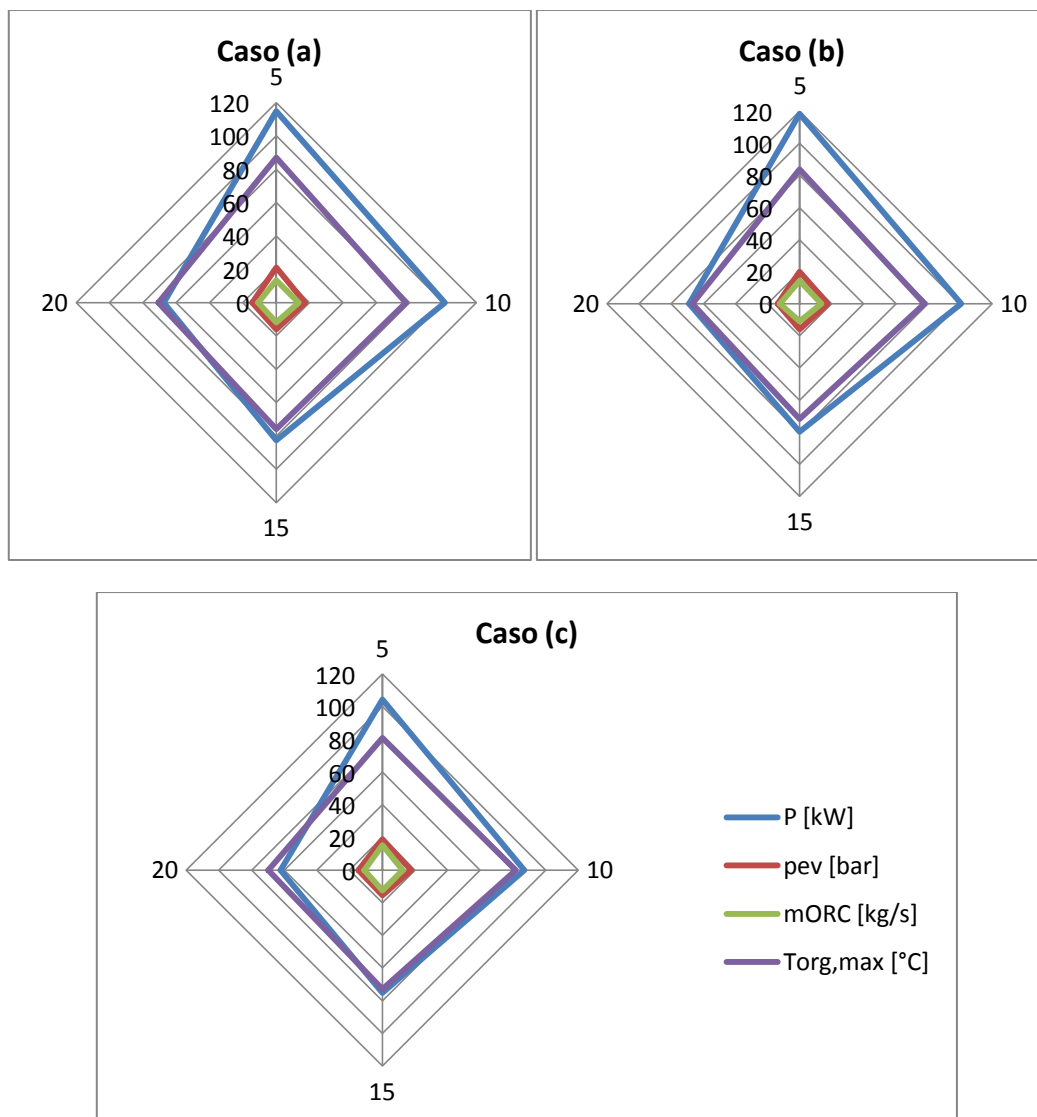


Figura 162: confronto tra potenza prodotta, pressione di evaporazione, portata di massa e temperatura massima del ciclo realizzate dall'R227ea a $T_{geo}=110^{\circ}\text{C}$ nei tre casi

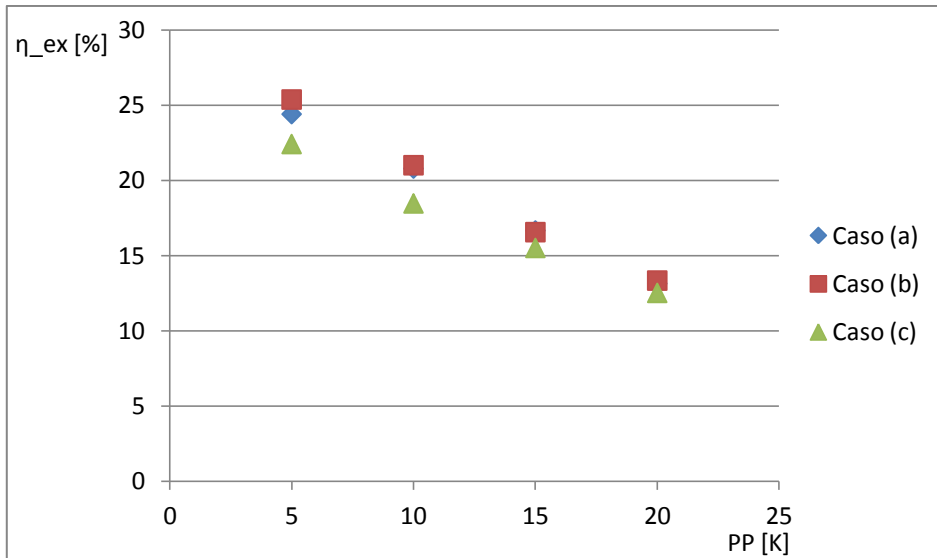


Figura 163: confronto tra i rendimenti exergetici realizzati dall'R227ea a $T_{geo}=110^{\circ}C$

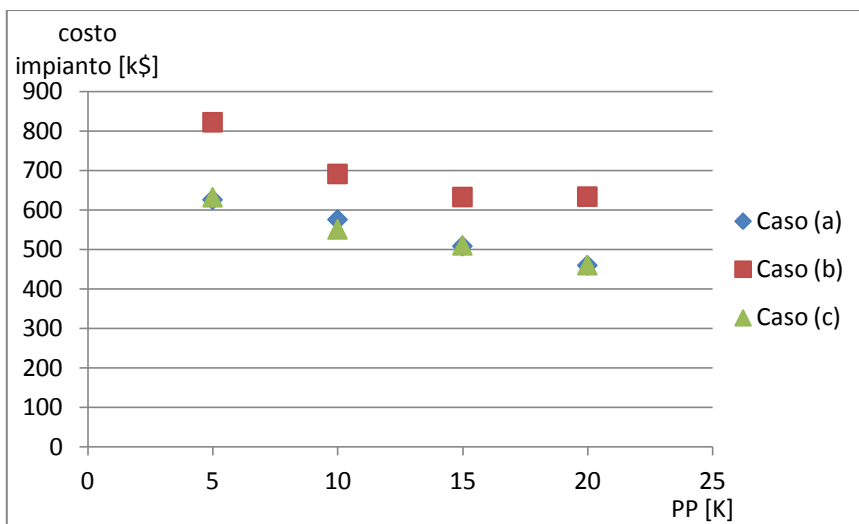
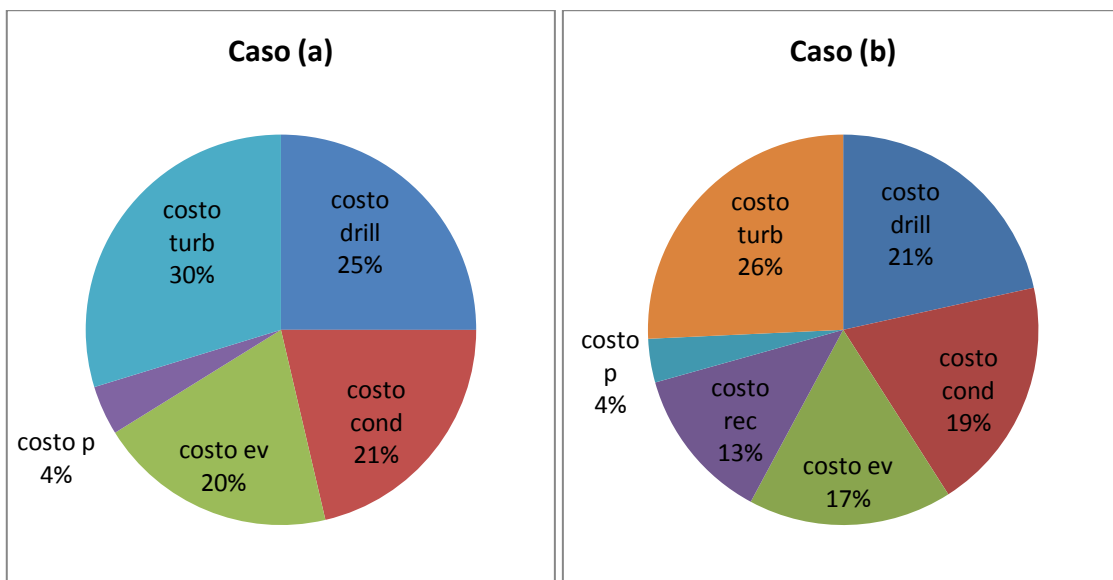


Figura 164: confronto tra i costi d'impianto dell'R227ea a $T_{geo}=110^{\circ}C$ nei tre casi



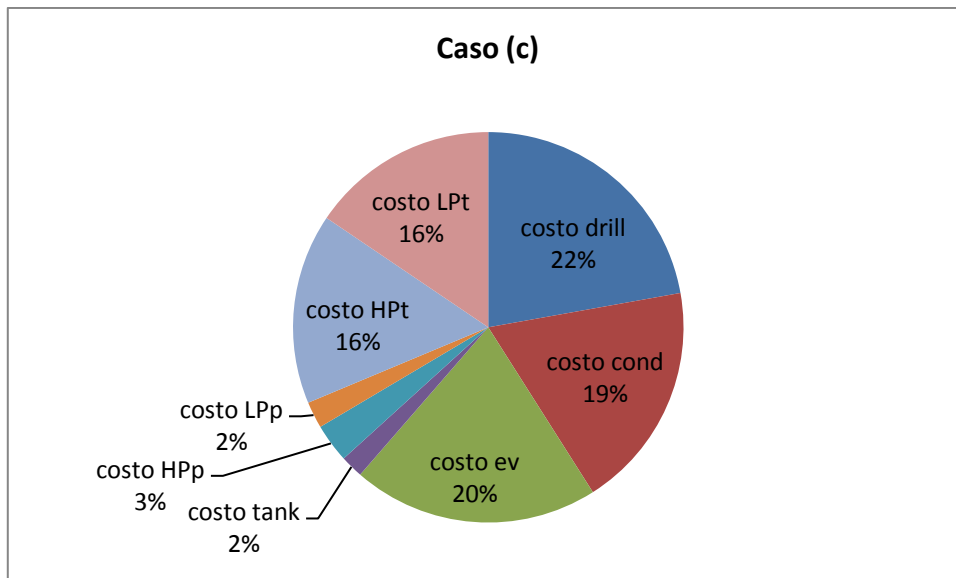


Figura 165: confronto tra i costi per componente (in termini percentuali rispetto al costo complessivo) nei tre casi

In termini di potenza prodotta i risultati migliori si ottengono nei casi (a) e (b): praticamente la potenza prodotta nei due casi è la stessa, a PP=5 K leggermente maggiore per il caso (b), a PP=15 K leggermente maggiore per il caso (a), ma sempre nell'ordine di qualche kW; il caso (c), invece, con pinch point più basso riesce a produrre una quantità di potenza corrispondente agli altri due casi con PP=10 K.

Tale andamento si riflette sui risultati in termini di rendimento exergetico, che risulta visibilmente più basso per il caso (c), mentre i risultati degli altri due casi sono praticamente sovrapposti.

Per quanto riguarda le pressioni di evaporazione non si hanno grosse differenze anche se comunque diminuiscono leggermente passando dal caso (a) al (c): tale differenza si annulla all'aumentare del pinch point. Anche dal punto di vista delle portate di fluido motore si hanno dei risultati pressoché analoghi, con portate leggermente maggiori per i casi (b) e (c). In termini di temperatura massima del ciclo è il caso (a) quello che ottiene i valori più alti, seguito dal (b) e poi ancora dal (c).

Il confronto tra i costi d'impianto si rivela il più significativo: si vede infatti che il caso (b) è quello con il costo più alto ed infatti si è visto come si ottengano prestazioni sempre buone, ma d'altra parte esse risultano analoghe a quelle del caso (a), che invece ha costi più bassi. Si fa inoltre notare che l'impianto di tipo (c), nonostante un maggior numero di componenti, ha costi analoghi a quelli dell'impianto standard.

Da questo confronto si ricava quindi che, almeno in relazione a questa temperatura della sorgente termica, risulta innanzitutto da evitare il caso con rigenerazione in quanto ogni parametro preso in considerazione risulta inferiore rispetto ai corrispondenti ricavati con le altre configurazioni, ma soprattutto risulta consigliabile l'utilizzo di un ciclo standard, ovvero del ciclo più semplice possibile. Si è infatti visto che, in termini di output, quelli del ciclo standard equivalgono agli output del ciclo con recupero interno, ma con costi d'impianto notevolmente inferiori. Si conclude

quindi che non vale la pena di eseguire il recupero quando con un ciclo standard è possibile ottenere gli stessi risultati con un costo inferiore.

T_{geo} compresa tra 130°C e 170°C

Il confronto viene svolto a $T_{geo}=150°C$: dalle precedenti analisi si è più volte visto come l'R134a sia sempre tra i fluidi considerati ottimi per ogni configurazione in corrispondenza di questa temperatura, di conseguenza lo si sceglie per valutare le differenze tra i tre modelli.

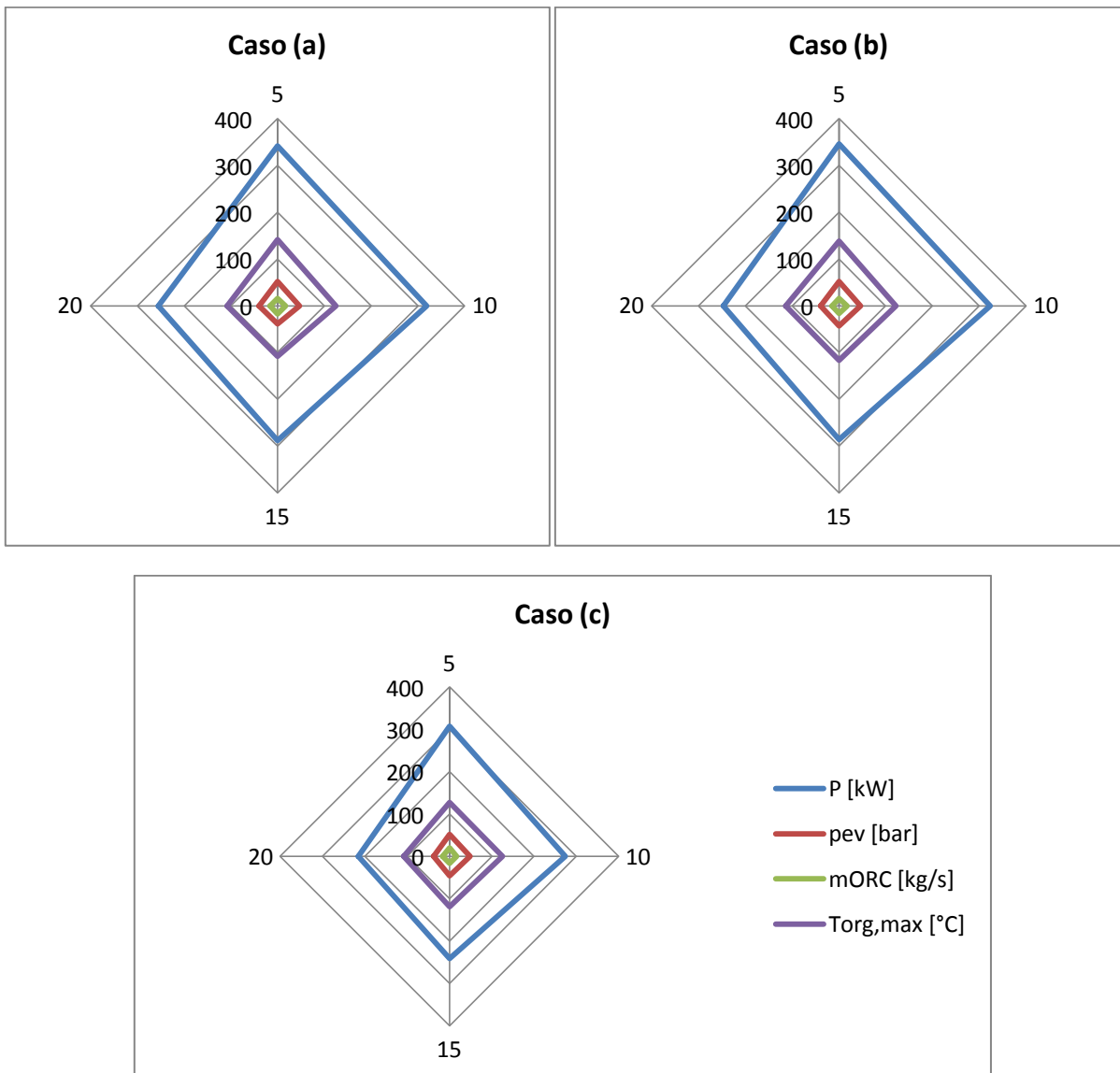


Figura 166: confronto tra potenza prodotta, pressione di evaporazione, portata di massa e temperatura massima del ciclo realizzate dall'R134a a $T_{geo}=150°C$ nei tre casi

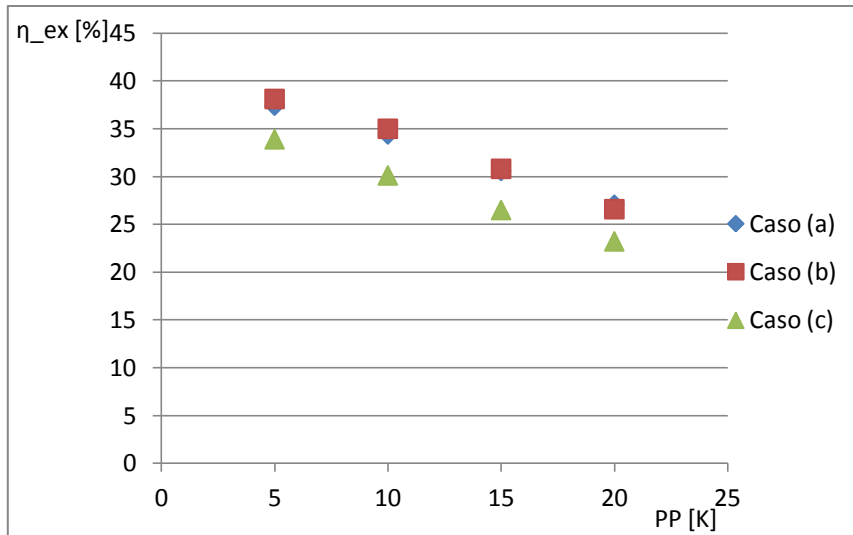


Figura 167: confronto tra i rendimenti exergetici realizzati dall'R134a a $T_{geo}=150^{\circ}\text{C}$ nei tre casi

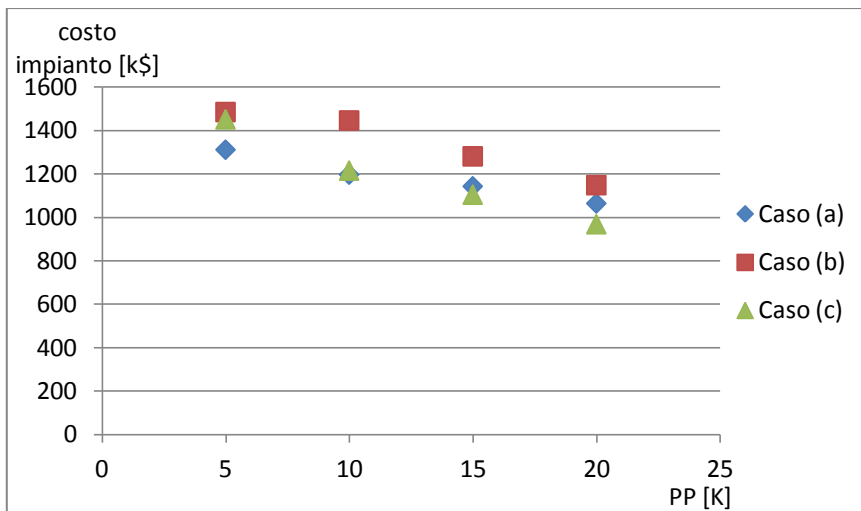
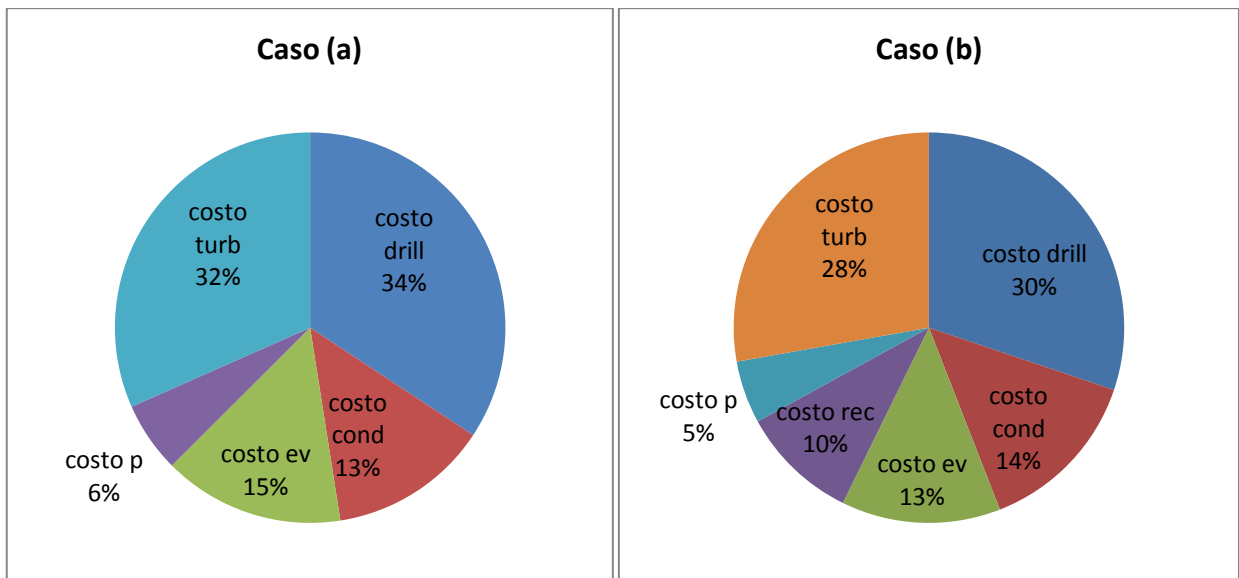


Figura 168: confronto tra i costi d'impianto dell'R134a a $T_{geo}=150^{\circ}\text{C}$ nei tre casi



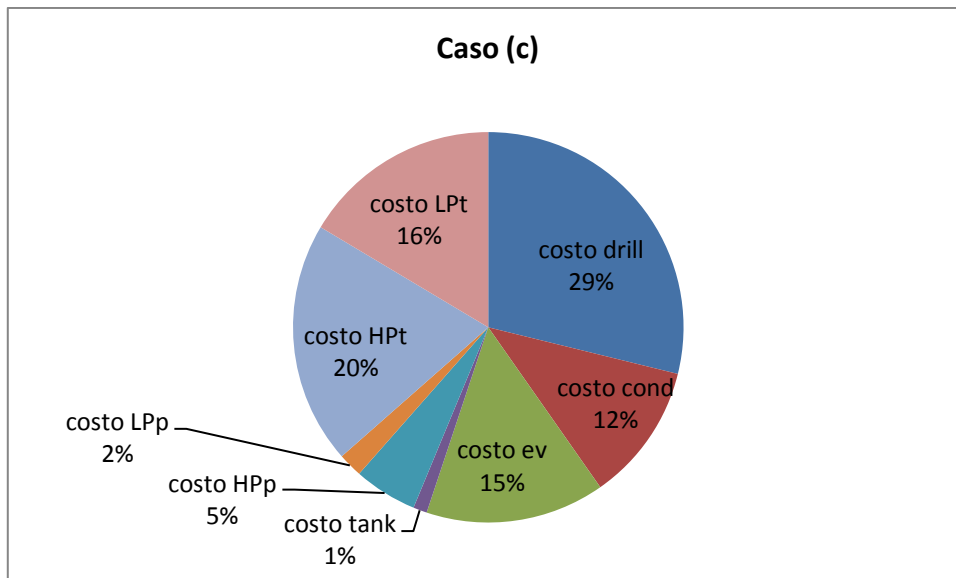


Figura 169: confronto tra i costi per componente (in termini percentuali rispetto al costo complessivo) nei tre casi

Come nel caso precedente, anche ad una più alta temperatura della sorgente si ha una maggiore potenza prodotta per i casi (a) e (b), in particolare per il caso (b) a bassi pinch point e per il caso (a) con pinch point più alti; vale lo stesso per quanto riguarda i rendimenti exergetici.

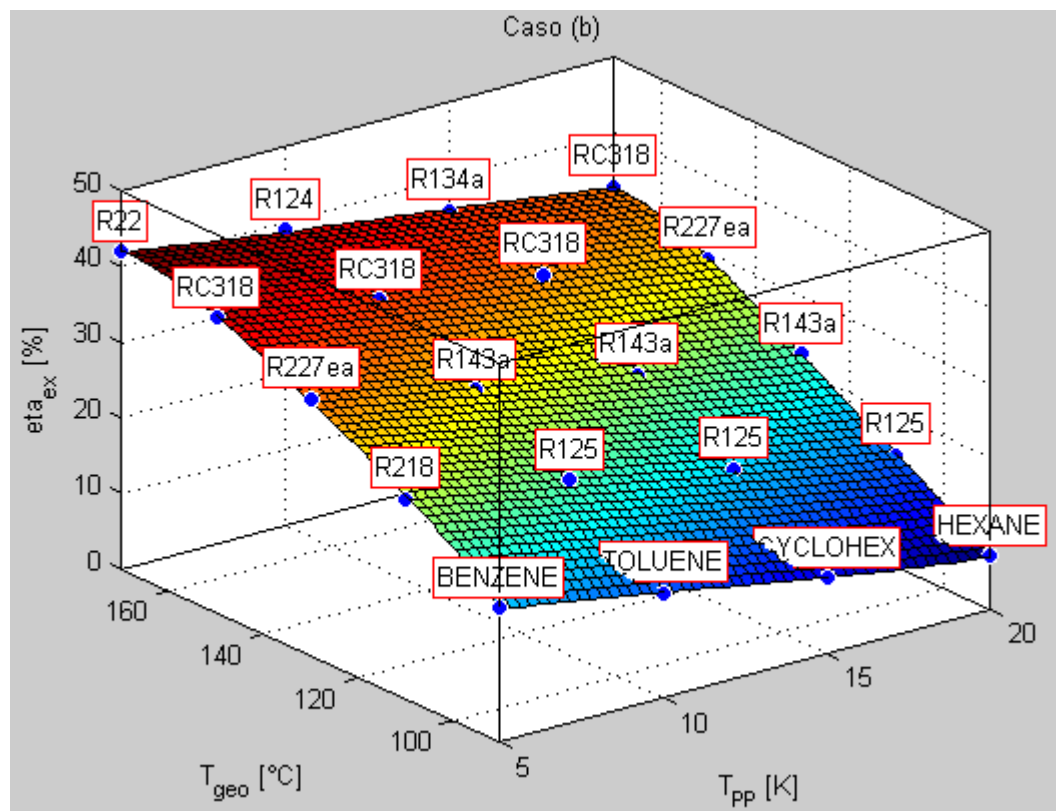
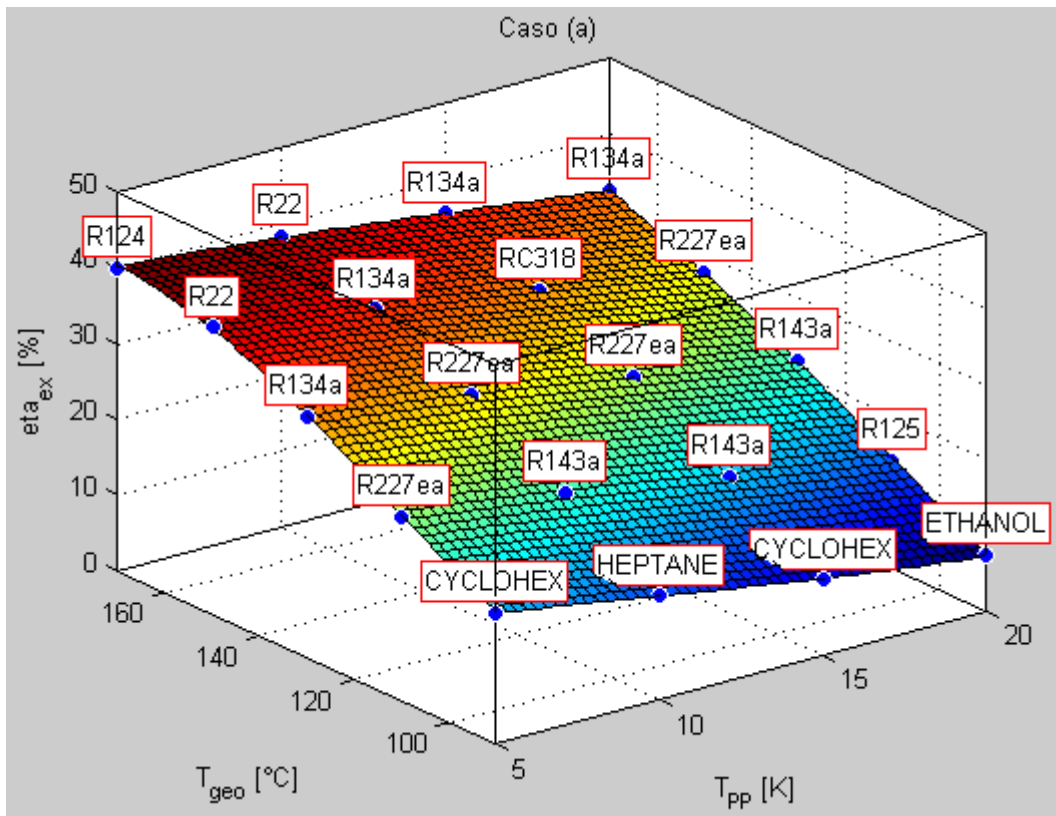
Dal punto di vista delle pressioni di evaporazione, le più alte sono mediamente quelle delle configurazioni (b) e (c), mentre le temperature di ingresso in turbina più elevate le ottiene il ciclo standard.

Per quanto riguarda i costi di impianto si ripete quanto verificato a $T_{geo}=110^{\circ}C$ con l'R227ea: i costi più elevati sono relativi all'impianto con recupero di calore, mentre l'impianto rigenerativo, nonostante la sua complessità, ha costi analoghi a quelli dell'impianto di tipo standard.

Si può nuovamente concludere che, a parità di prestazioni, sia consigliabile l'utilizzo del ciclo standard poiché ha costi d'impianto inferiori rispetto a quelli del ciclo con recupero; si ricorda inoltre che non si ha alcun vantaggio nell'utilizzo del ciclo rigenerativo in quanto le prestazioni sono peggiori praticamente da qualsiasi punto di vista.

4.2.11. Rendimento exergetico massimo ottenuto indipendentemente dal fluido utilizzato

Di seguito si riportano tre diagrammi tridimensionali, uno per ogni configurazione analizzata, con in ascissa il pinch point all'evaporatore, in ordinata la temperatura della sorgente geotermica e sul terzo asse si hanno i rendimenti exergetici massimi, ovvero il più alto valore ottenuto relativamente a tale parametro, con il fluido che lo realizza.



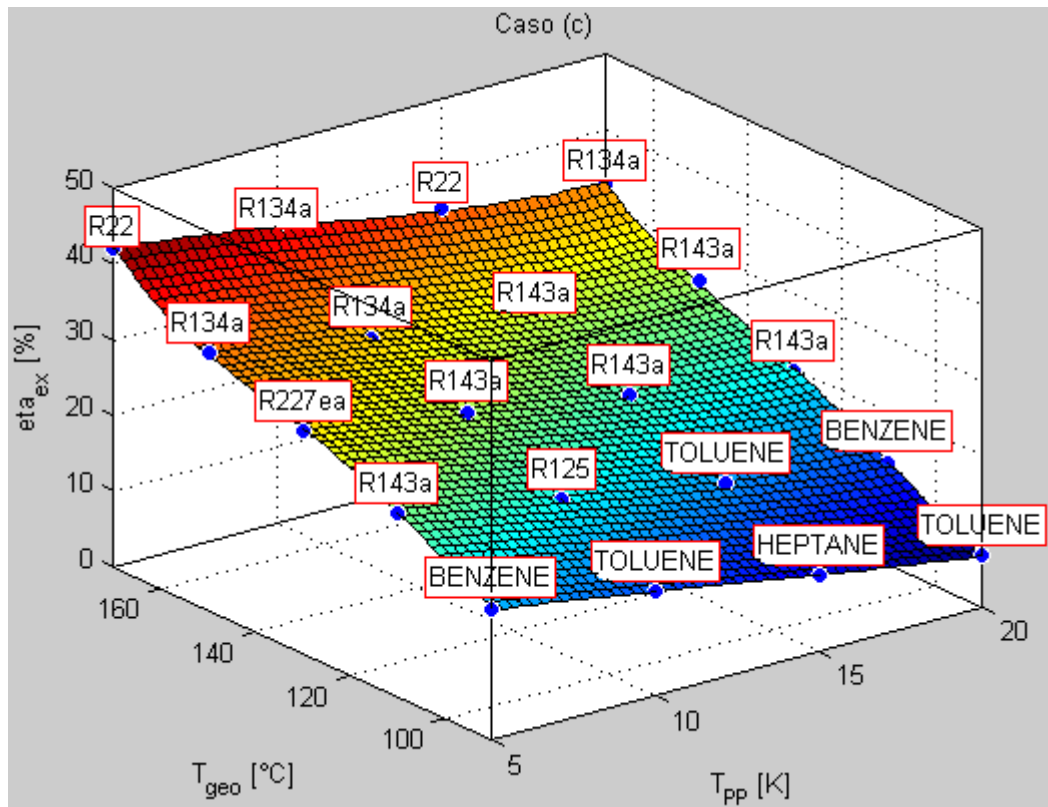


Figura 170: rendimenti exergetici massimi ottenuti nei tre casi

Da un confronto di questo tipo si può ricavare che, nei tre casi studiati, sono sempre gli stessi fluidi a realizzare i rendimenti exergetici più alti: in particolare, con $T_{geo}=90^{\circ}\text{C}$ e nel caso (c) anche con $T_{geo}=110^{\circ}\text{C}$ ed in corrispondenza dei più alti valori del pinch point, si hanno fluidi che effettuano la condensazione al di sotto della pressione atmosferica; alcuni, ad esempio benzene e toluene, compiono tutto il ciclo termodinamico in condizioni subatmosferiche. Da $T_{geo}=110^{\circ}\text{C}$ in su si hanno praticamente solo refrigeranti: si tratta di fluidi con massa molecolare superiore ai 100 kg/kmol e temperature di ebollizione al di sotto di 0°C .

4.2.12. Conclusioni sull'ottimizzazione del rendimento exergetico

Innanzitutto si ricordano i problemi riscontrati in relazione alla temperatura della sorgente: si è infatti visto come, a $T_{geo}=90^{\circ}\text{C}$, vada effettuata l'ottimizzazione del rendimento exergetico solo con una configurazione d'impianto di tipo (a) e solo quando si abbia la possibilità di mantenere il pinch point all'evaporatore al di sotto dei 10 K, essendo negli altri due casi inaccettabili i risultati di tipo economico; in particolare si è visto che la scarsità delle prestazioni abbinata ai costi d'impianto portano ad un'evidente mancanza di convenienza, nella misura di Indici di Profittabilità minori di -0,5 anche con $PP=5\text{ K}$ e di tempi di ritorno che superano la durata di vita dell'impianto stesso. Si è inoltre visto che tale problema nel caso (b) si manifesta anche con $T_{geo}=110^{\circ}\text{C}$: si sono infatti analizzati due fluidi con risultati di tipo economico completamente opposti e si è infatti concluso che, relativamente a questa configurazione, l'ottimizzazione del rendimento exergetico non vada svolta a prescindere, ma solo con fluidi operativi che permettano di ottenere parametri economici accettabili.

Per quanto riguarda i risultati relativi al parametro ottimizzato, si è visto come il massimo ottenuto sia anche nel migliore dei casi intorno al 40% e di conseguenza la differenza tra i risultati di un fluido e l'altro, specialmente alle basse temperature della sorgente, risulta minima; per questo motivo, con $T_{geo}=90^{\circ}C$ (ove possibile) e con $T_{geo}=110^{\circ}C$, si è consigliato l'utilizzo di fluidi che consentissero un risparmio economico.

In relazione ai parametri più volte utilizzati per effettuare un confronto o la scelta tra i fluidi, si evidenzia che, a parità di temperatura della sorgente, i ricavi annuali dei fluidi sono analoghi, come lo è la portata d'acqua di raffreddamento. Vi sono inoltre dei legami tra i parametri termodinamici ed i costi per componente: si è infatti avuto modo di notare che fluidi con pressione di condensazione più bassa necessitano di condensatori più costosi, mentre non vale la stessa proporzionalità tra la temperatura massima del ciclo ed il costo dell'evaporatore (si è infatti visto che un evaporatore per R134a costa meno dell'evaporatore di un fluido che realizza una temperatura minore). Per quanto riguarda la compressione, il costo della pompa risulta proporzionale al salto di pressione che deve compiere: tale salto, infatti, è stato più volte necessario per compiere una scelta tra due fluidi, specialmente laddove fosse così ampio da aumentare eccessivamente il costo della pompa. Si è infatti visto che questa (due nel caso di ciclo con rigenerazione) è, assieme allo scambiatore a miscela, uno dei componenti meno rilevanti in termini di costo e di quantità di exergia distrutta ed è importante che rimanga tale specialmente in relazione ad un ciclo standard in cui i componenti sono solo quattro. Per quanto riguarda gli altri componenti, si ha che, soprattutto alle basse temperature, i costi di condensatore ed evaporatore sono analoghi, ma dipendono dal fluido utilizzato. Inoltre, nel caso (b) si ha il recuperatore, con costo analogo a quello dell'evaporatore, anch'esso funzione del fluido operativo utilizzato.

In conclusione si è visto che, dei 56 fluidi analizzati, meno di una ventina risultano significativi relativamente all'ottimizzazione del rendimento exergetico e le scelte si basano, in pratica, sui costi complessivi, sulle condizioni operative e sulla portata di massa necessaria, importante sia dal punto di vista ambientale (buona parte dei fluidi analizzati sono refrigeranti), che dal punto di vista economico per il costo stesso del fluido.

4.3. Ottimizzazione dell'Indice di Profittabilità

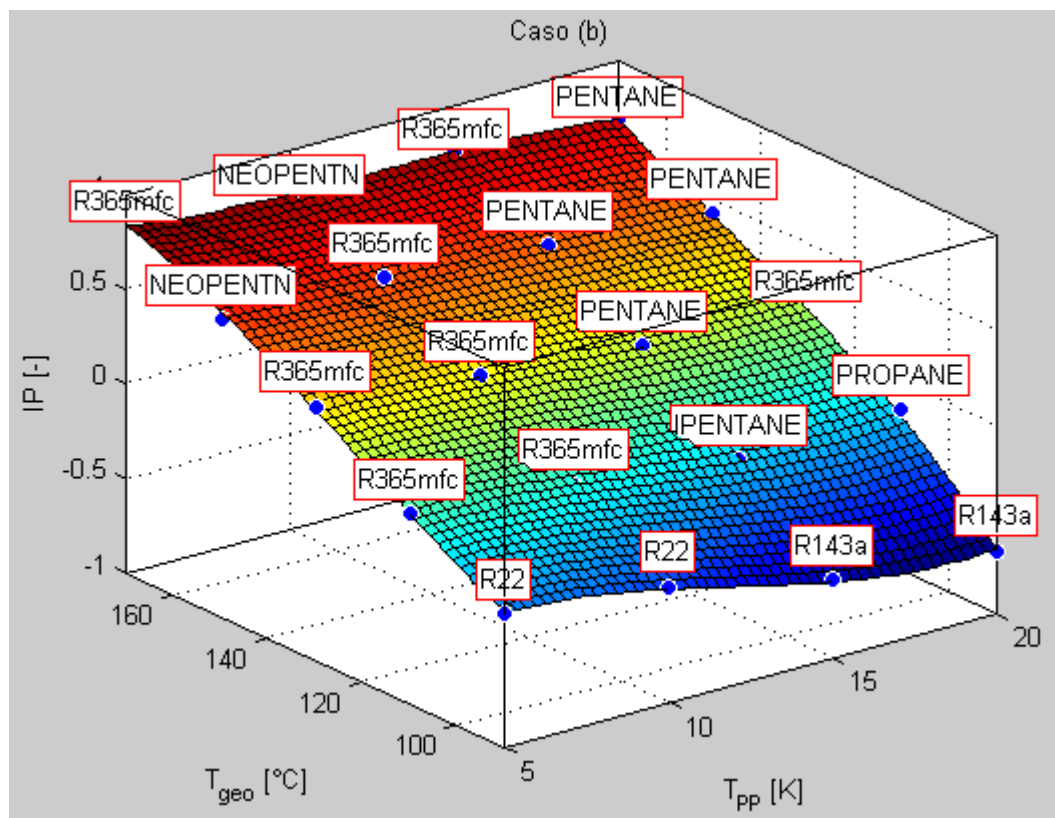
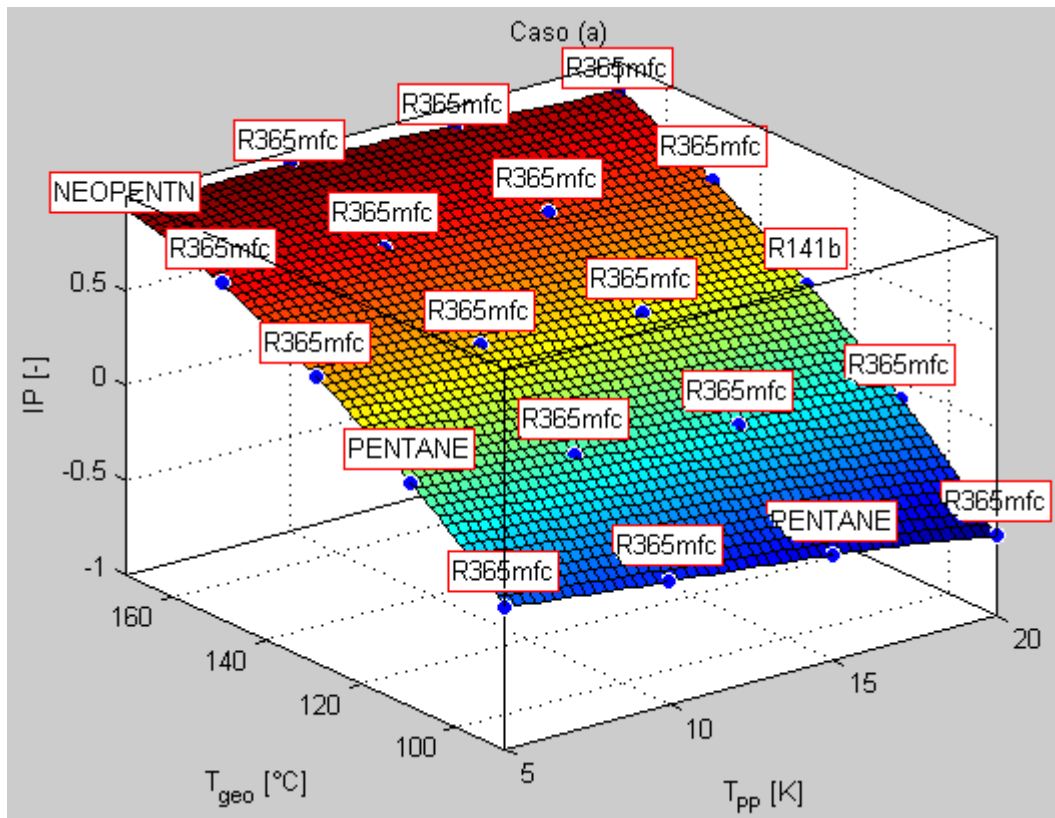
Nelle *Sezioni 4.1. e 4.2.* si sono analizzati i risultati relativi all'analisi termodinamica; in questa Sezione si analizzano i risultati relativi all'analisi economica.

Come spiegato al *Capitolo 3*, tale analisi fornisce solo delle stime dei costi dei singoli componenti e dell'impianto, di conseguenza anche i risultati relativi ai parametri ad essi correlati consistono sostanzialmente in delle stime: si è infatti avuto modo di notare, ancora in *4.1 e 4.2.*, la non linearità dei risultati relativi al tempo di ritorno ed in alcuni casi anche del Valore Attuale Netto. Si è inoltre detto che si sarebbe preso come parametro di confronto il VAN anziché l'Indice di Profittabilità in quanto "assume valori più significativi": in molti casi, infatti, l'Indice di Profittabilità assume lo stesso valore per diversi fluidi, di conseguenza per poter fare un confronto è stato necessario analizzare i valori del VAN. Affinché l'IP abbia valori significativamente diversi da un fluido all'altro, è necessario far variare un maggior numero di variabili; si ricorda infatti che la temperatura di condensazione è costante, come le trasmittanze degli scambiatori, e non si tiene conto del costo dei fluidi.

Pertanto, trattandosi comunque di risultati legati a stime (si ricordi ad esempio che il costo della turbina è funzione della sola potenza prodotta dalla stessa), non si eseguirà un'analisi dettagliata quanto quelle eseguite relativamente agli altri due parametri di ottimizzazione.

4.3.1. Indice di Profittabilità massimo ottenuto indipendentemente dal fluido utilizzato

Da quest'ottimizzazione si ottengono risultati sostanzialmente diversi rispetto ai due casi precedenti, in particolare dai diagrammi tridimensionali relativi ai massimi risultati ottenuti per ogni combinazione di pinch point all'evaporatore e di temperatura della sorgente si vede che i fluidi che forniscono i risultati migliori sono un numero davvero ristretto e che si ripete per le tre diverse configurazioni:



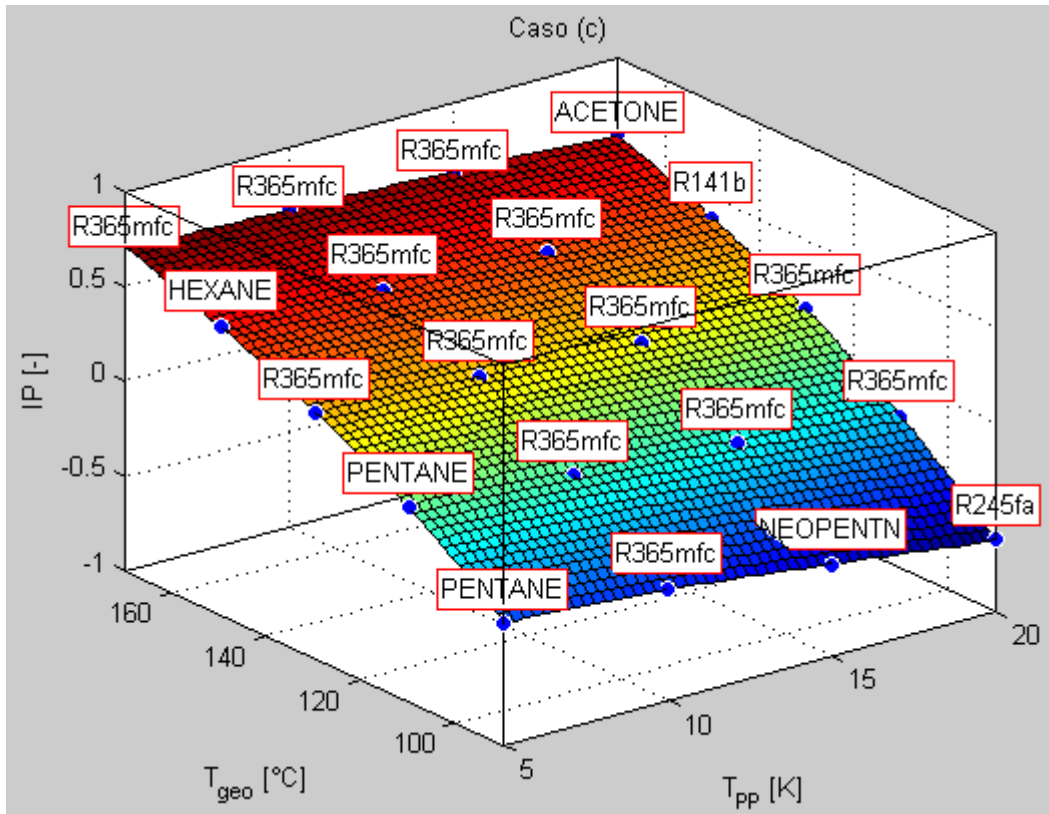


Figura 171: Indici di Profittabilità massimi ottenuti nei tre casi

Si riporta quindi una tabella riassuntiva in cui vengono raggruppati i fluidi a seconda del valore dell'IP e del caso considerato (i valori limite dell'Indice di Profittabilità si riferiscono ad un pinch point pari a 10 K).

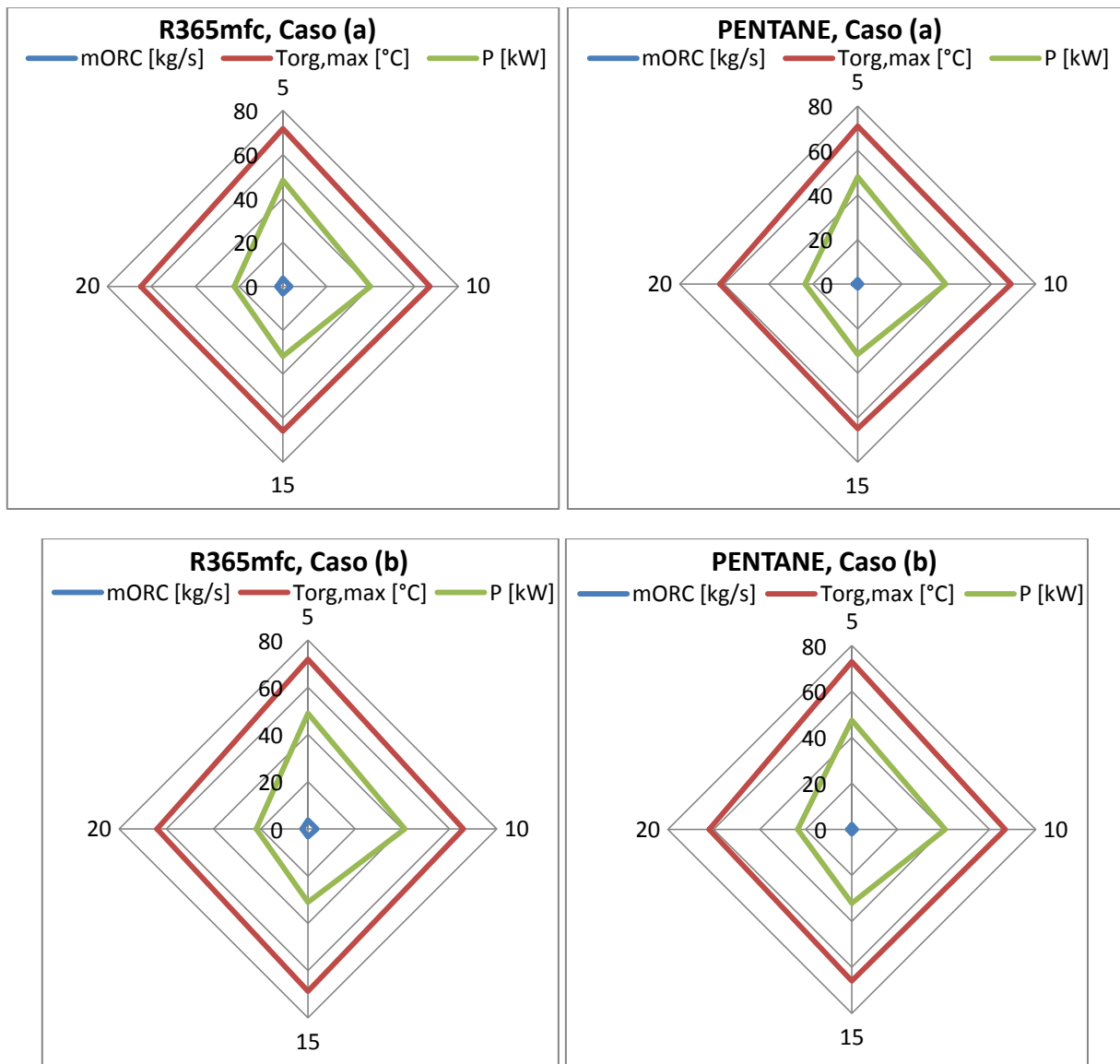
Tabella 18: tabella riassuntiva dei massimi IP ottenuti nei diversi casi al variare della temperatura della sorgente

	$T_{geo}=90^{\circ}\text{C}$	$T_{geo}=110^{\circ}\text{C}$	$T_{geo}=130^{\circ}\text{C}$	$T_{geo}=150^{\circ}\text{C}$	$T_{geo}=170^{\circ}\text{C}$
Caso (a)	IP>-0,36	IP>0,07	IP>0,39	IP>0,66	IP>0,96
	R365mfc	R365mfc	R365mfc	R365mfc	R365mfc
	PENTANE	PENTANE	HEXANE	PENTANE	R245fa
	R245fa	CYCLOPEN	PENTANE	CYCLOPEN	PENTANE
	R141b	R141b	R141b	R245fa	NEOPENTN
Caso (b)	IP>-0,25	IP>-0,11	IP>0,22	IP>0,51	IP>0,75
	PROPYLEN	R365mfc	R365mfc	R365mfc	NEOPENTN
	R22	PENTANE	R141b	R141b	R365mfc
	DME	R141b	NEOPENTN	HEXANE	PENTANE
	PROPYNE	NEOPENTN	ACETONE	R245fa	R245fa
Caso (c)	IP>-0,42	IP>-0,06	IP>0,22	IP>0,46	IP>0,66
	R365mfc	R365mfc	R365mfc	R365mfc	R365mfc
	R141b	PENTANE	CYCLOPEN	CYCLOPEN	ACETONE
	NEOPENTN	R141b	R141b	R141b	PENTANE
	R245fa	CYCLOPEN	HEXANE	PENTANE	R141b
	PENTANE	NEOPENTN	ACETONE	BENZENE	CYCLOPEN

Si vede che i fluidi sono sempre gli stessi e che il caso (a) è quello con gli IP più alti; tale tabella conferma che non vi è la necessità di fare un confronto dettagliato per ogni temperatura della sorgente, ma si propone un confronto tra i diversi modelli.

4.3.2. Confronto tra i modelli

Si fa il confronto tra un idrocarburo (pentano) ed un refrigerante (R365mfc) per le due temperature estreme della sorgente.



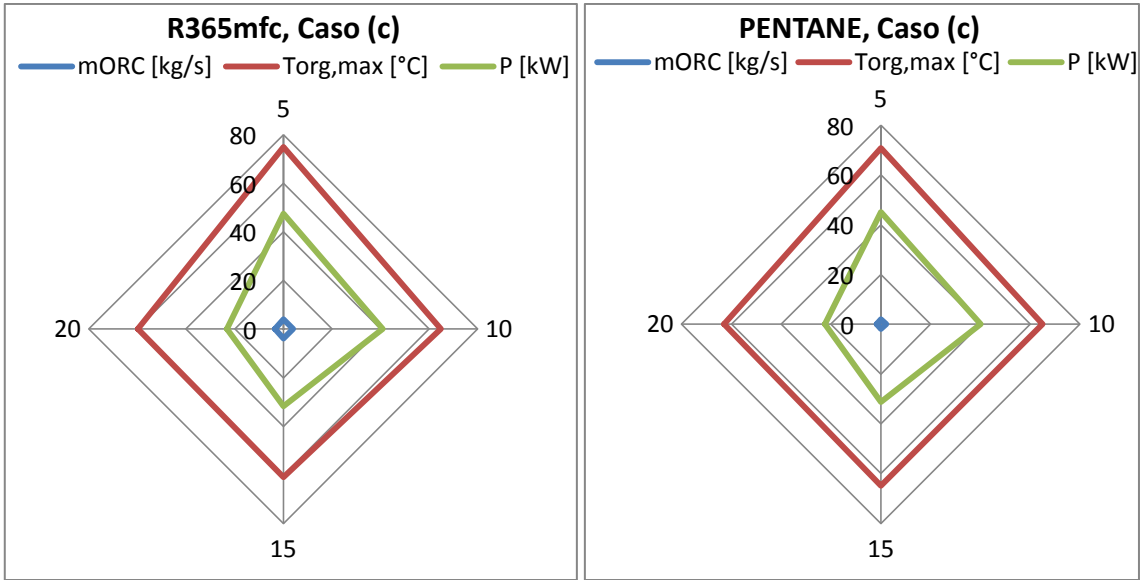
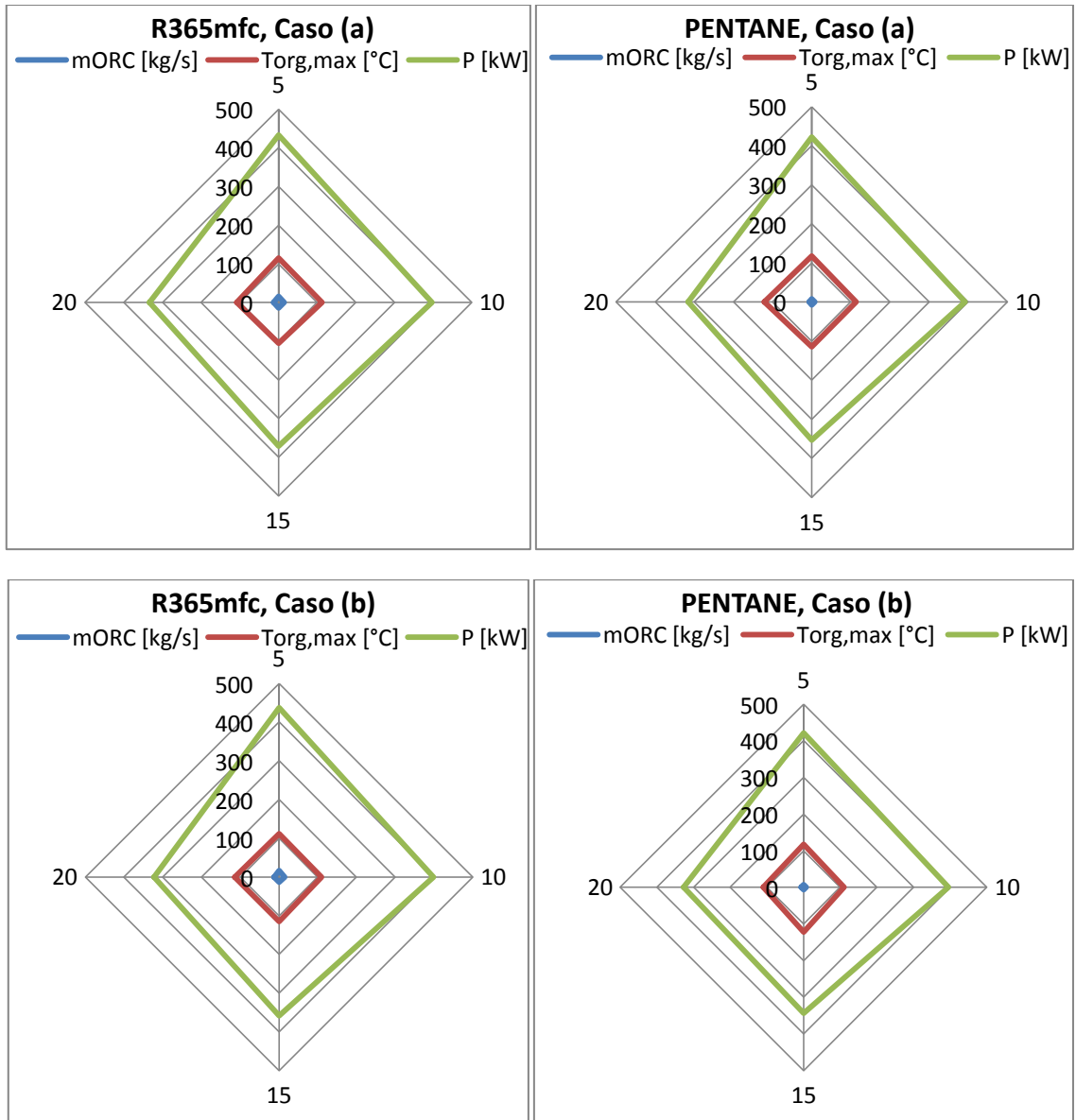


Figura 172: confronto tra potenza prodotta, portata di massa e temperatura massima del ciclo realizzate dai due fluidi scelti a $T_{geo}=90^{\circ}\text{C}$ nei tre casi



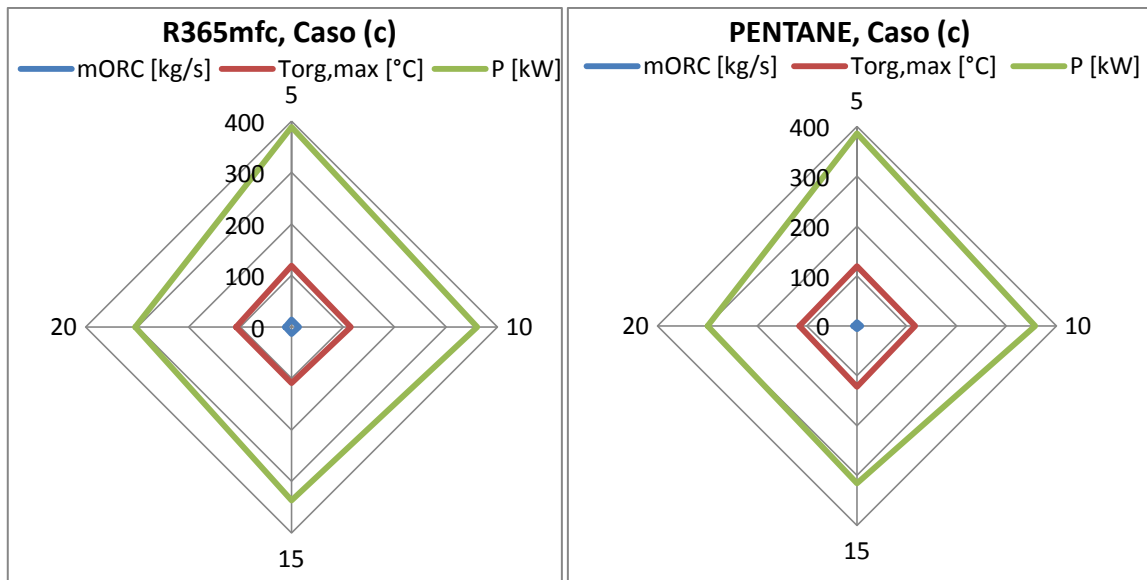


Figura 173: confronto tra potenza prodotta, portata di massa e temperatura massima del ciclo realizzate dai due fluidi scelti a $T_{geo}=170^{\circ}\text{C}$ nei tre casi

In *Appendice C* si riportano i diagrammi a torta relativi ai costi per componente (in termini percentuali rispetto al costo complessivo, con riferimento a $PP=10$ K) ed i diagrammi relativi ai costi d'impianto.

Dalle Figure 171 e 172 e dalle Figure 1 - 3 in *Appendice C* appare evidente che non vi sono differenze né tra i risultati ottenuti dai due fluidi in relazione ai parametri di interesse, né tra una configurazione d'impianto e l'altra. Si confermano, anche in questo caso, le prestazioni leggermente inferiori del caso (c) rispetto agli altri due, accompagnate da costi d'impianto più alti rispetto al ciclo standard. Si può inoltre notare come, con $T_{geo}=170^{\circ}\text{C}$, si abbassi notevolmente il contributo degli scambiatori al costo totale.

4.3.3. Conclusioni sull'ottimizzazione dell'Indice di Profittabilità

Dall'analisi economica si ottengono risultati diversi rispetto a quelli dell'analisi termodinamica: innanzitutto si ha un minor numero di fluidi da considerare "ottimi" e tra questi non ne sono presenti con almeno la condensazione, se non tutto il ciclo termodinamico, al di sotto della pressione atmosferica. Si può inoltre notare la forte presenza dell'R365mfc tra i risultati: non avendo tenuto conto del costo dei fluidi operativi, questa può essere giustificata dal fatto che tale refrigerante esegue lo scambio termico con piccole aree di scambio, abbassando così i costi degli scambiatori. Dal confronto tra due fluidi ottimi alle due temperature estreme della sorgente si può ricavare che, nonostante si siano confrontati un refrigerante ed un idrocarburo, non si possano evidenziare differenze né tra i due fluidi né tra le configurazioni; in particolare, com'era già successo in relazione all'ottimizzazione degli altri due parametri, si può nuovamente confermare la superiorità del ciclo standard rispetto al ciclo con recupero ed a quello rigenerativo poiché a parità di output permette di realizzare una certa convenienza economica grazie alla sua semplicità. Inoltre, dall'analisi dell'Indice di Profittabilità massimo ottenuto indipendentemente dal fluido, si ricava che i fluidi trovati non hanno caratteristiche termodinamiche in comune (si ricorda infatti che alle *Sezioni 4.1.11.* e *4.2.11.* i fluidi migliori risultavano essere quelli con elevata massa molecolare e basso punto di ebollizione).

4.4. Confronto tra ottimizzazioni

Fin qui si sono date indicazioni circa i fluidi da utilizzare in determinati campi operativi e le configurazioni d'impianto che è consigliabile utilizzare, il tutto in relazione ad ognuno dei tre parametri di ottimizzazione. Per concludere l'analisi dei risultati, si propone ora un breve confronto tra le tre ottimizzazioni analizzate: si fa riferimento all'impianto di tipo standard, ad una temperatura della sorgente termica di 150°C e si riportano i risultati relativi a R134a e R227ea nella misura dei parametri ritenuti più significativi.

(Per alleggerire la trattazione, i risultati relativi all'R227ea sono riportati solo in *Appendice C.*)

Tabella 19: confronto tra ottimizzazioni per l'R134a

R134a - ottimizzazione potenza						
PP [K]	P [kW]	p_{cond} [bar]	p_{ev} [bar]	$T_{hot,out}$ [°C]	$T_{org,max}$ [°C]	m_{ORC} [kg/s]
5	342,25	10,17	51,99	70,85	140,85	15,288
10	318,28		46,36	70,85	124,85	16,696
15	281,43		44,91	78,85	121,85	15,220
20	250,67		34,63	77,85	101,85	16,453

PP [K]	η_{ciclo} [%]	η_{rec} [%]	η_{ex} [%]
5	10,2	10,1	37,43
10	9,5	9,4	34,42
15	9,3	8,3	30,35
20	8,2	7,4	26,4

PP [K]	costo drill [k\$]	costo cond [k\$]	costo ev [k\$]	costo p [k\$]	costo turb [k\$]	costo impianto [k\$]	IP
5	616,1	185,7	365,7	103,3	553,1	1311	0,36
10	572,9	221,1	250,6	97,6	528,6	1195,4	0,38
15	506,6	212,1	206	88,8	486,4	1082	0,36
20	451,2	255,8	174,8	71	441	1013,6	0,30

R134a - ottimizzazione rendimento exergetico						
PP [K]	P [kW]	p_{cond} [bar]	p_{ev} [bar]	$T_{hot,out}$ [°C]	$T_{org,max}$ [°C]	m_{ORC} [kg/s]
5	342,25	10,17	51,99	70,85	140,85	15,288
10	318,28		46,41	70,85	124,85	16,705
15	287,89		38,56	70,85	107,85	17,984
20	254,77		39,38	79,85	107,85	16,181

PP [K]	η_{ciclo} [%]	η_{rec} [%]	η_{ex} [%]
5	10,2	10,1	37,43
10	9,5	9,4	34,42
15	8,6	8,5	30,6
20	8,6	7,5	27,06

PP [K]	costo drill [k\$]	costo cond [k\$]	costo ev [k\$]	costo p [k\$]	costo turb [k\$]	costo impianto [k\$]	IP
5	616,1	185,7	365,7	103,3	553,1	1311	0,36
10	572,9	221,4	250,7	97,7	528,7	1196,2	0,38
15	518,2	277,4	205,4	84,6	490,4	1142,4	0,32
20	458,6	270	178,3	80,6	453,9	1063,5	0,27

R134a - ottimizzazione Indice di Profittabilità						
PP [K]	P [kW]	p _{cond} [bar]	p _{ev} [bar]	T _{hot,out} [°C]	T _{org,max} [°C]	m _{ORC} [kg/s]
5	297,97	10,17	35,82	70,85	125,85	15,106
10	298,28		35,90	70,85	125,85	15,115
15	265,71		34,65	77,85	121,85	14,026
20	229,14		31,02	83,85	121,85	12,545

PP [K]	η_{ciclo} [%]	η_{rec} [%]	η_{ex} [%]
5	8,9	8,8	31,86
10	8,9	8,8	31,89
15	8,7	7,8	28,29
20	8,2	6,8	24,11

PP [K]	costo drill [k\$]	costo cond [k\$]	costo ev [k\$]	costo p [k\$]	costo turb [k\$]	costo impianto [k\$]	IP
5	536,4	178,6	246,2	69,7	485,2	1049,3	0,45
10	536,9	178,7	246,3	69,9	485,7	1050,4	0,45
15	478,3	173,6	203,8	64	448,5	953,9	0,43
20	412,5	159,2	182,8	52,8	399,9	847,4	0,40

Come prevedibile ricordando l'Equazione (2) in 2.1.2., i risultati ottenuti dall'ottimizzazione della potenza prodotta e dall'ottimizzazione del rendimento exergetico sono analoghi sia in termini prestazionali e termodinamici che economici, mentre dall'ottimizzazione dell'Indice di Profittabilità si ricavano dei costi più bassi a livello dei singoli componenti, ma allo stesso modo risultano più bassi anche i rendimenti ed i risultati termodinamici, in particolare si ottiene una minore produzione di potenza e più basse temperature massime del ciclo.

In conclusione, è indifferente eseguire l'ottimizzazione della potenza prodotta o quella del rendimento exergetico, mentre se si vuole eseguire l'ottimizzazione dell'Indice di Profittabilità si deve tener conto del fatto che a minori costi dei singoli componenti e dell'impianto corrispondono proporzionalmente output più bassi specialmente in termini di potenza e di rendimento.

Conclusioni

L'aver realizzato un'analisi dei risultati così dettagliata permette di trarre delle conclusioni generali sul lavoro svolto: la prima osservazione riguarda i fluidi ottimi. Si è infatti avuto modo di vedere più volte che, dei 56 fluidi di cui si è simulato il funzionamento, dai risultati ottenuti meno di una ventina di essi si sono candidati ad essere definiti "ottimi" (secondo i criteri in precedenza definiti) in relazione ai diversi casi di studio. In particolare in questo campo di temperature della sorgente non risultano adatti i silossani, adatti a lavorare efficacemente a temperature più alte (ad esempio utilizzandoli in un'applicazione a biomasse), mentre hanno dimostrato ottime potenzialità i refrigeranti (in particolare gli idrofluorocarburi) ed alcuni idrocarburi, specialmente alle più alte temperature della sorgente termica, ove tali fluidi sono in grado di realizzare un ciclo supercritico. In corrispondenza delle più basse temperature della sorgente (soprattutto a $T_{geo}=90^{\circ}\text{C}$) si è notata la presenza di fluidi che eseguono almeno la condensazione, se non tutto il ciclo termodinamico, al di sotto della pressione atmosferica.

Per quanto riguarda le configurazioni di impianto, si ricorda che con una temperatura della sorgente termica di 90°C risulta sempre sconsigliabile, quantomeno dal punto di vista economico, l'utilizzo di cicli con recupero interno ed anche di cicli con rigenerazione. In generale si è potuta affermare la superiorità, sotto praticamente ogni punto di vista, del ciclo standard: in relazione a queste temperature della sorgente (sostanzialmente basse), infatti, è necessario mantenere la configurazione il più semplice possibile. Infatti il ciclo più complicato, con un livello di pressione intermedia e diversi componenti aggiuntivi, si è rivelato essere il peggiore soprattutto dal punto di vista termodinamico, essendo quello con la minor quantità di potenza prodotta, ma anche con i rendimenti più bassi. Risultano pertanto più interessanti l'impianto standard e quello con recupero anche se quest'ultimo, a parità di prestazioni e di output, è di gran lunga meno conveniente da un punto di vista economico. Si è infatti visto che, specialmente per questi due impianti, il maggior contributo ai costi viene dato dagli scambiatori di calore e dalla turbina; pertanto il caso (b) risulta ovviamente più costoso del caso (a), essendo equipaggiato con uno scambiatore aggiuntivo di costo analogo a quello dell'evaporatore. Inoltre, in generale, il costo dello scambiatore primario aumenta proporzionalmente con il livello di temperatura della sorgente a cui lavora.

Si è quindi ricavato che in quest'ambito operativo è preferibile l'utilizzo di una configurazione d'impianto di tipo standard ed i fluidi motori del ciclo necessari vanno scelti tra i refrigeranti, in particolare idrofluorocarburi con massa molecolare al di sopra dei 100 kg/kmol e temperatura di ebollizione abbondantemente al di sotto degli 0°C , e gli idrocarburi.

Si vuole concludere facendo una precisazione in merito alla scelta tra refrigeranti ed idrocarburi. Molte volte un fluido è stato preferito ad un altro, a parità degli altri parametri di scelta, sulla base delle pressioni operative: si è infatti visto che idrocarburi come propano e propilene eseguono sia la condensazione che l'evaporazione a pressioni più elevate di altri fluidi, inoltre hanno un maggiore intervallo di pressione tra tali trasformazioni, il quale pesa sul fattore di pressione nel calcolo dei costi della pompa. Allo stesso modo, in corrispondenza di alte T_{geo} , si è più volte

preferito l'R227ea all'R134a grazie al fatto che evapora a pressioni più basse. L'aver un minore intervallo di pressione tra evaporazione e condensazione significa utilizzare un fattore di pressione più basso nel calcolo del costo del componente ed in genere comporta l'aver delle temperature massime del ciclo leggermente più basse e quindi poter utilizzare evaporatori meno costosi. Va però sottolineata l'importanza della portata di massa del fluido operativo per due ragioni: una ambientale ed una economica. Si è praticamente sempre escluso l'utilizzo di idrocarburi per le loro pressioni operative elevate, ma essi necessitano di portate di fluido motore anche di 10 volte inferiori rispetto ad un refrigerante; di conseguenza, specialmente qualora fossero attuate maggiori restrizioni sull'utilizzo dei fluidi fluorurati, potrebbe venire rivalutato l'utilizzo di fluidi come propano e propilene. Tale considerazione ha anche un risvolto economico: in questo lavoro, infatti, nel calcolo dei costi non si è tenuto conto del costo dei fluidi, che influisce nella realtà sul totale costo dell'impianto. Se invece se ne tenesse conto, il confronto tra i risultati economici avrebbe molto probabilmente esito opposto poiché il maggior costo di un refrigerante, unito alla maggior quantità di fluido necessaria per completare il ciclo, peserebbe di più sui costi d'impianto di quanto non facciano delle pressioni operative più alte.

Appendice A

Ottimizzazione della potenza prodotta

Caso (a)

Figure relative a 4.1.1. Selezione dei fluidi ottimi per ogni temperatura della sorgente termica

$T_{geo} = 110^{\circ}C$

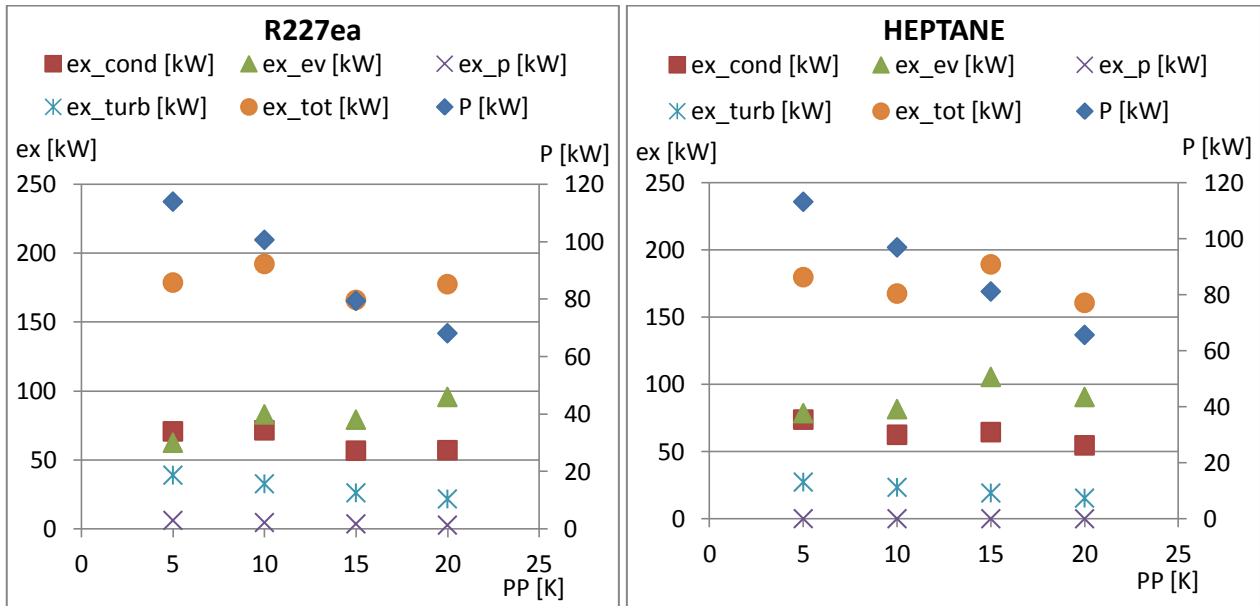


Figura 18.a: confronto tra parametri exergetici (riferiti all'asse delle ordinate principale) e potenza prodotta (riferita all'asse delle ordinate secondario)

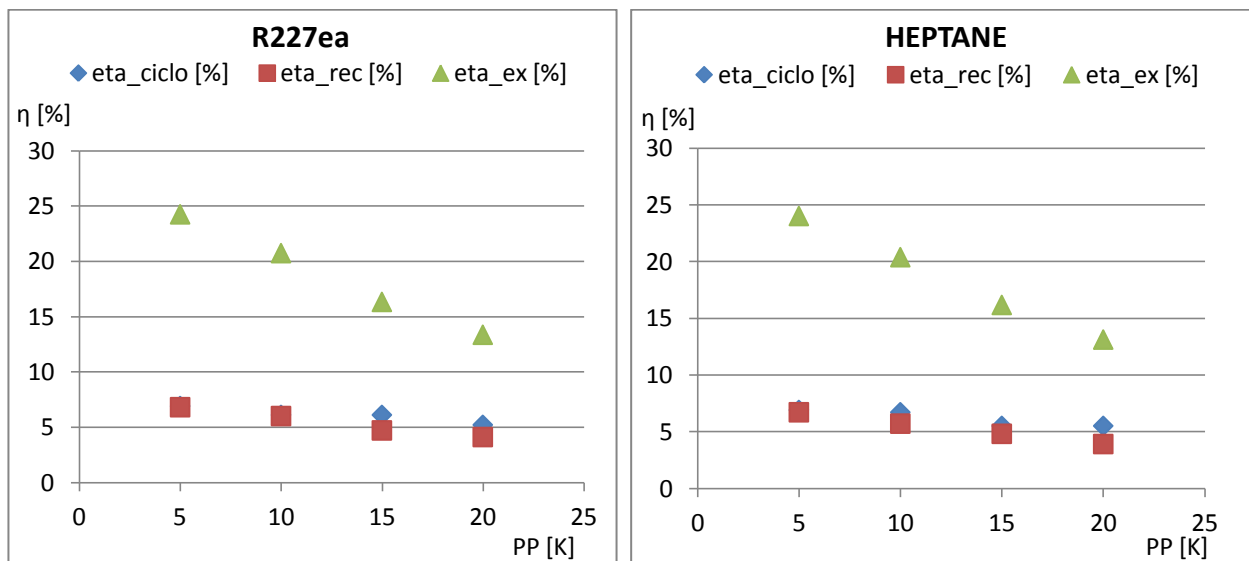


Figura 19.a: confronto tra parametri prestazionali

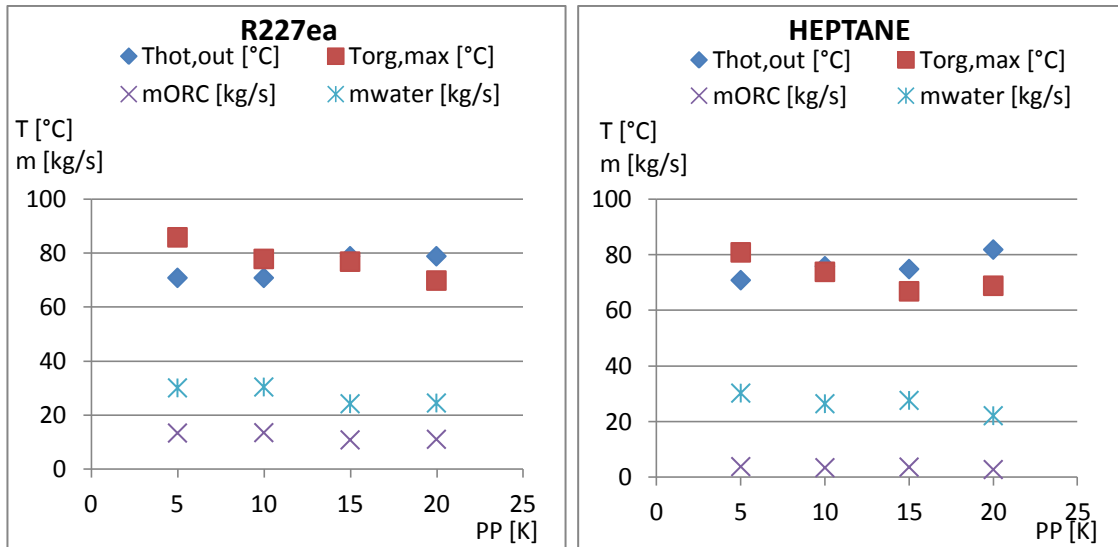


Figura 20.a: confronto tra parametri termodinamici

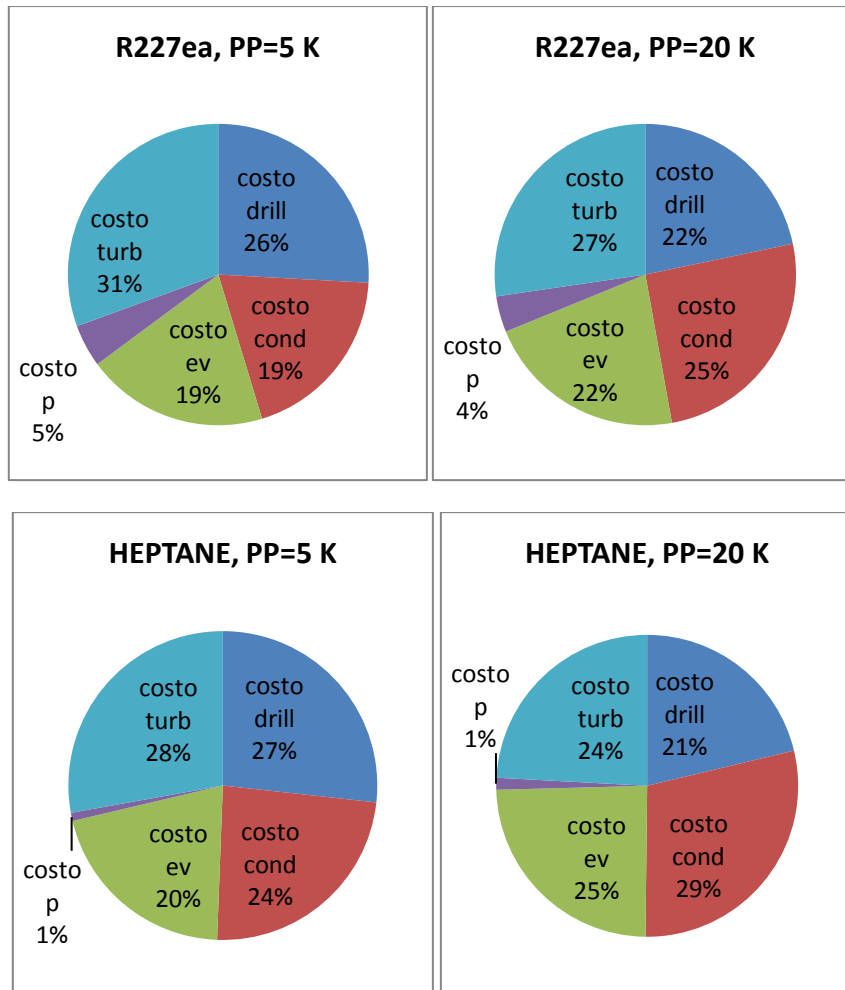


Figura 21.a: costi per componente (in percentuale rispetto al costo complessivo)

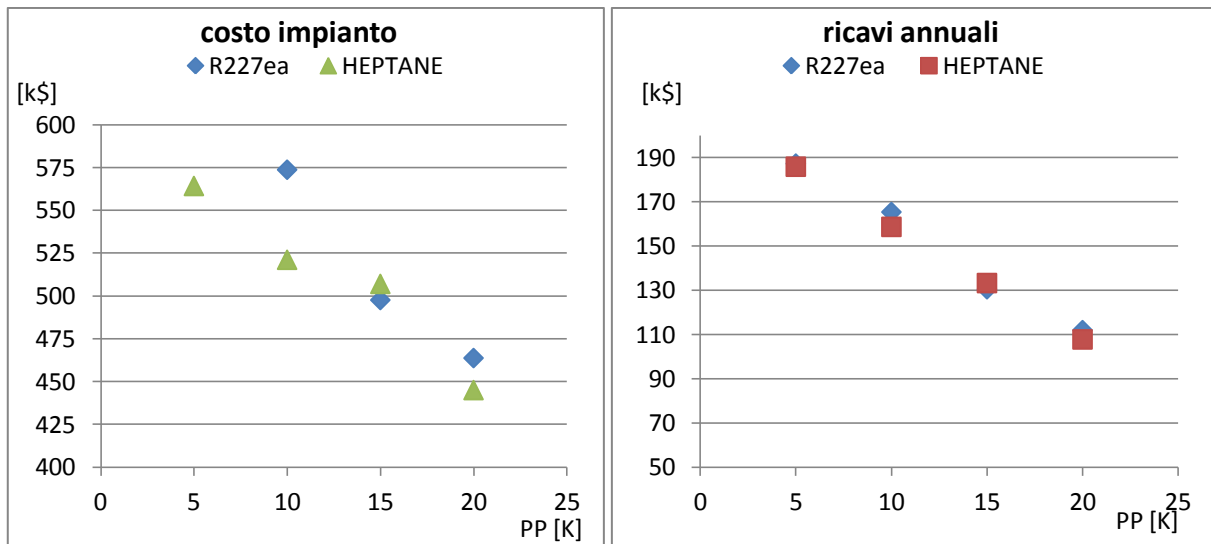


Figura 22.a: costo complessivo dell'impianto e ricavi annuali

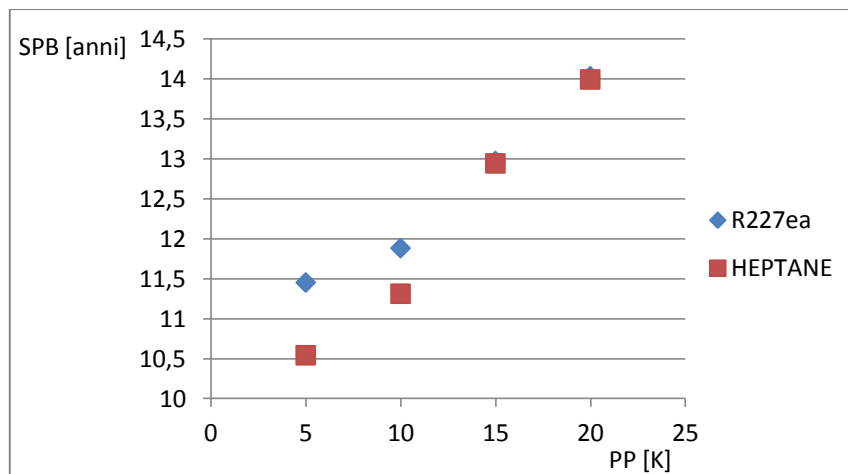


Figura 23.a: tempo di ritorno

$T_{geo}=130^{\circ}C$

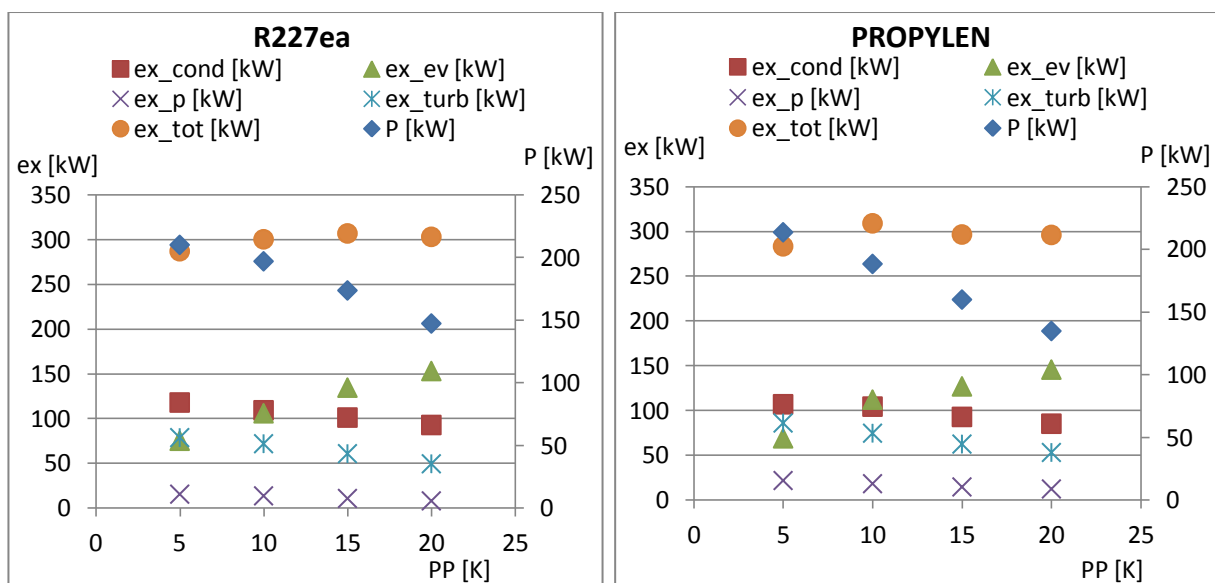


Figura 24.a: confronto tra parametri exergetici (riferiti all'asse delle ordinate principale) e potenza prodotta (riferita all'asse delle ordinate secondario)

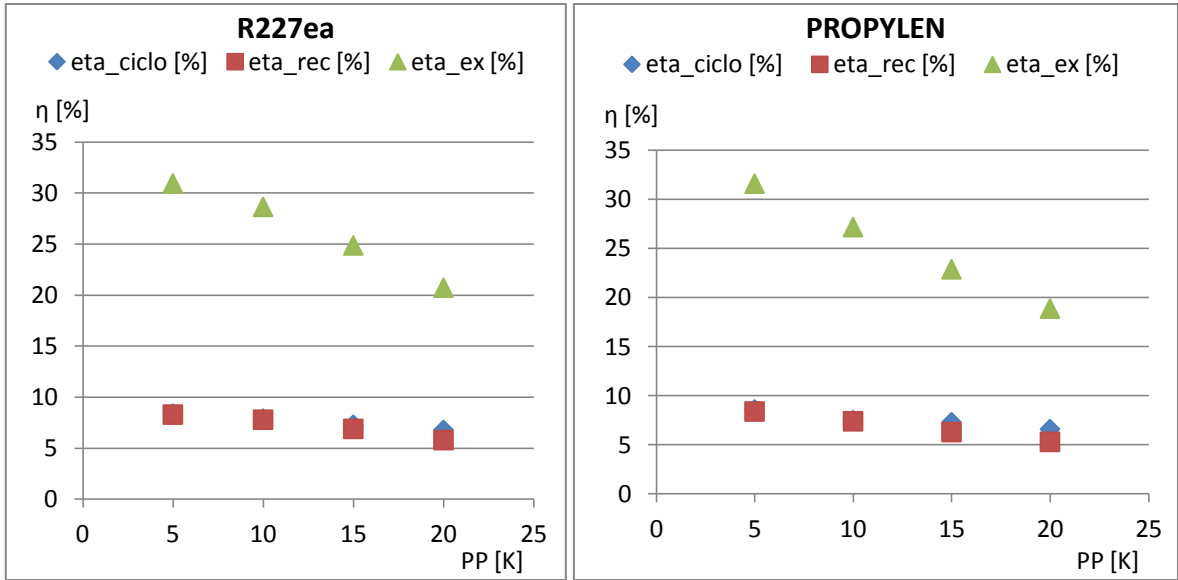


Figura 25.a: confronto tra parametri prestazionali

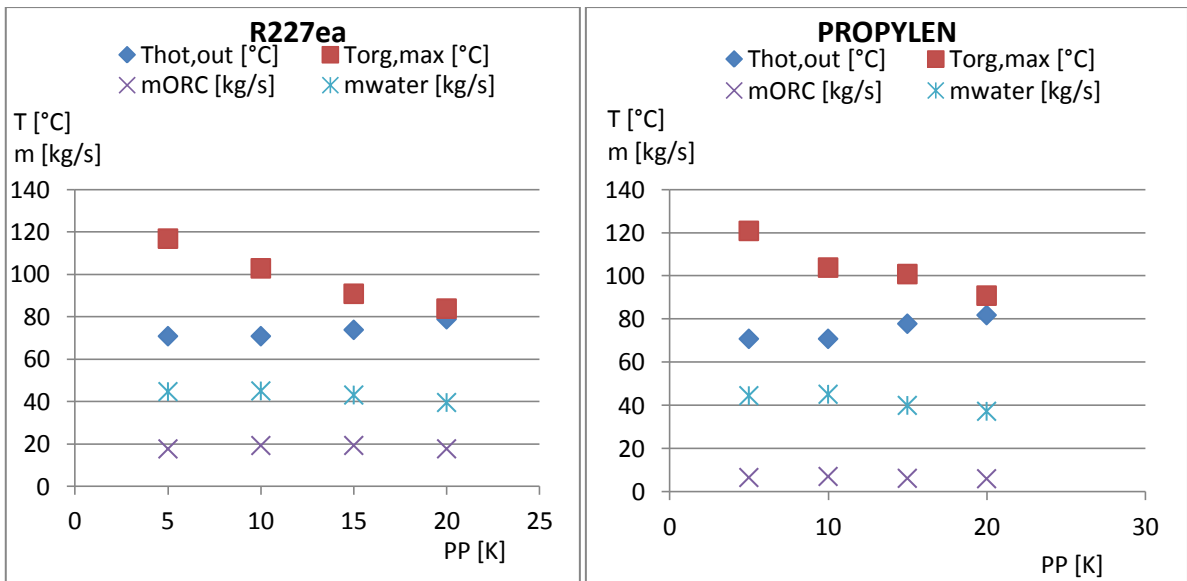
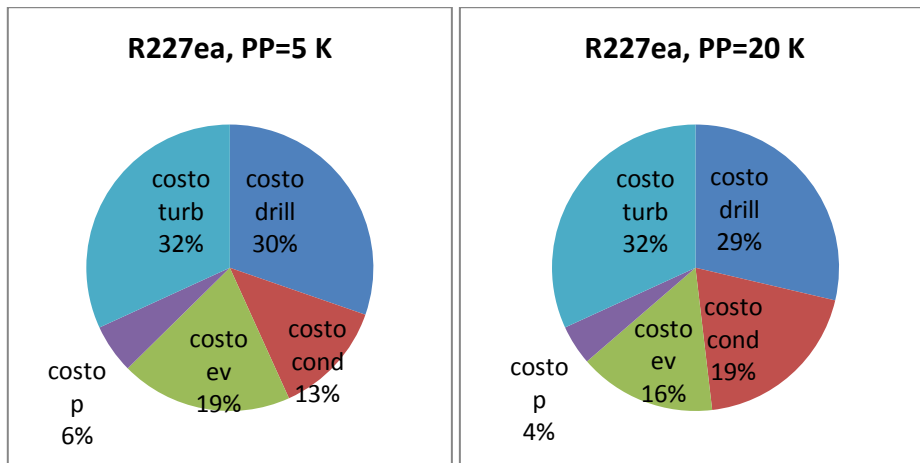


Figura 26.a: confronto tra parametri termodinamici



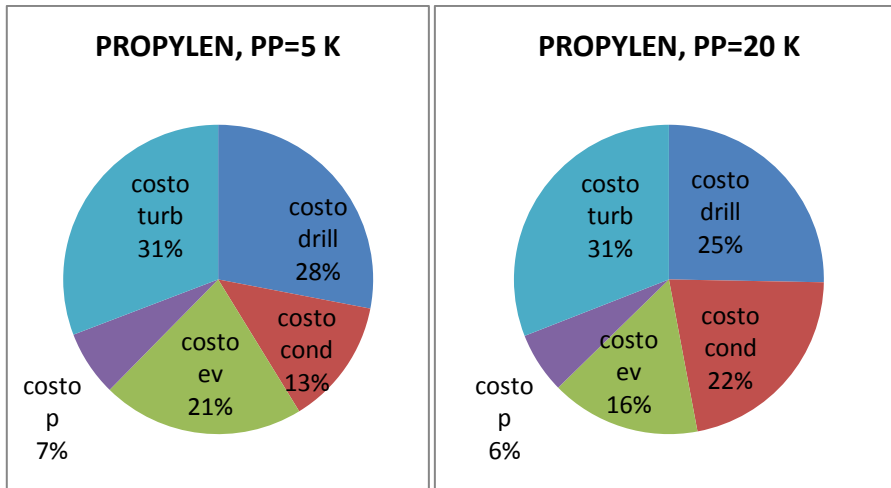


Figura 27.a: costi per componente (in percentuale rispetto al costo complessivo)

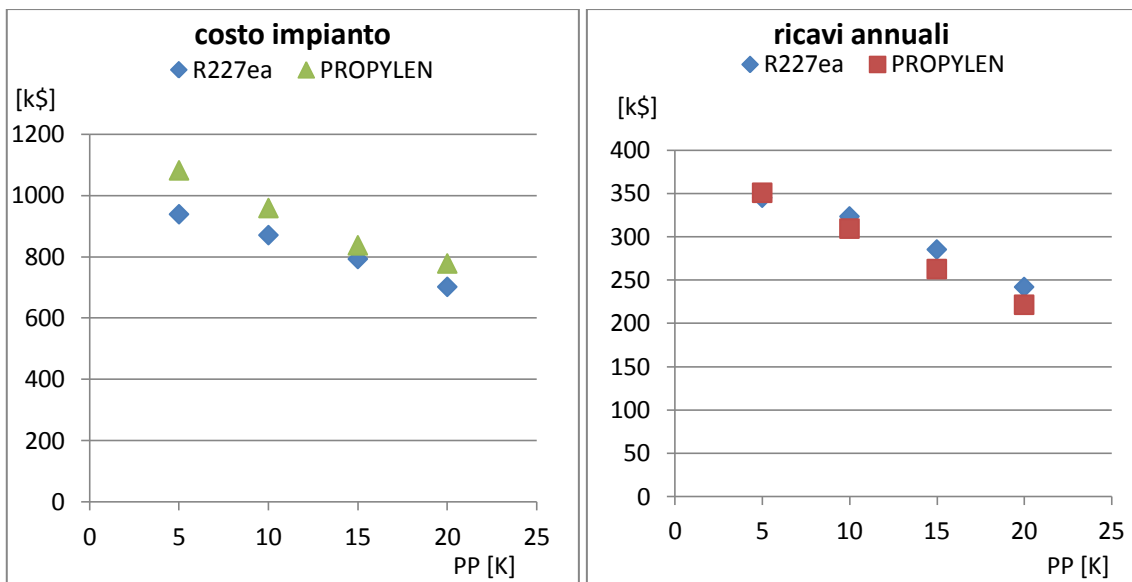


Figura 28.a: costo dell'impianto e ricavi annuali

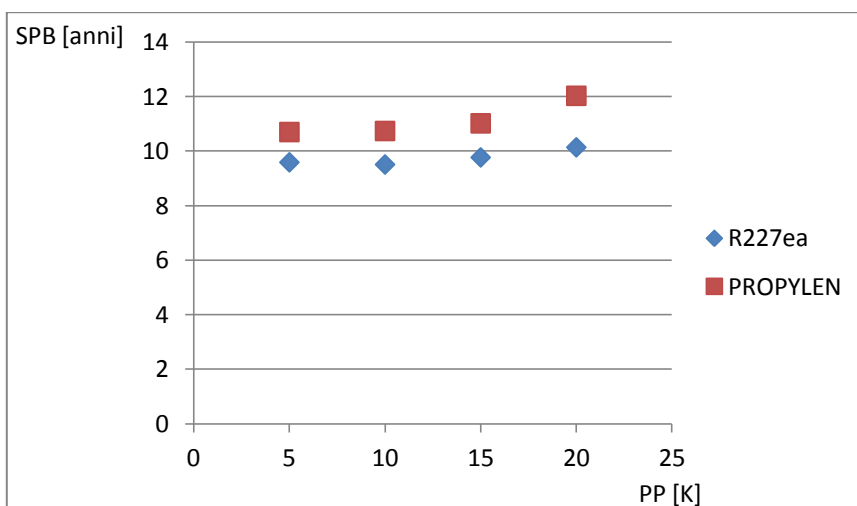


Figura 29.a: tempo di ritorno

$T_{geo}=150^{\circ}\text{C}$

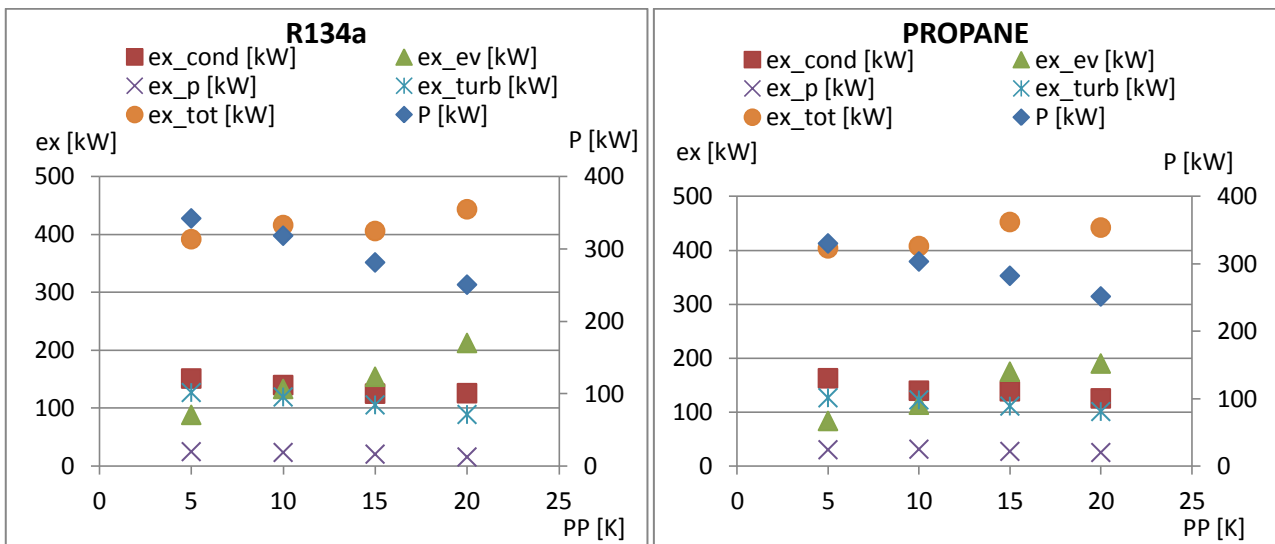


Figura 30.a: confronto tra parametri exergetici (riferiti all'asse delle ordinate principale) e potenza prodotta (riferita all'asse delle ordinate secondario)

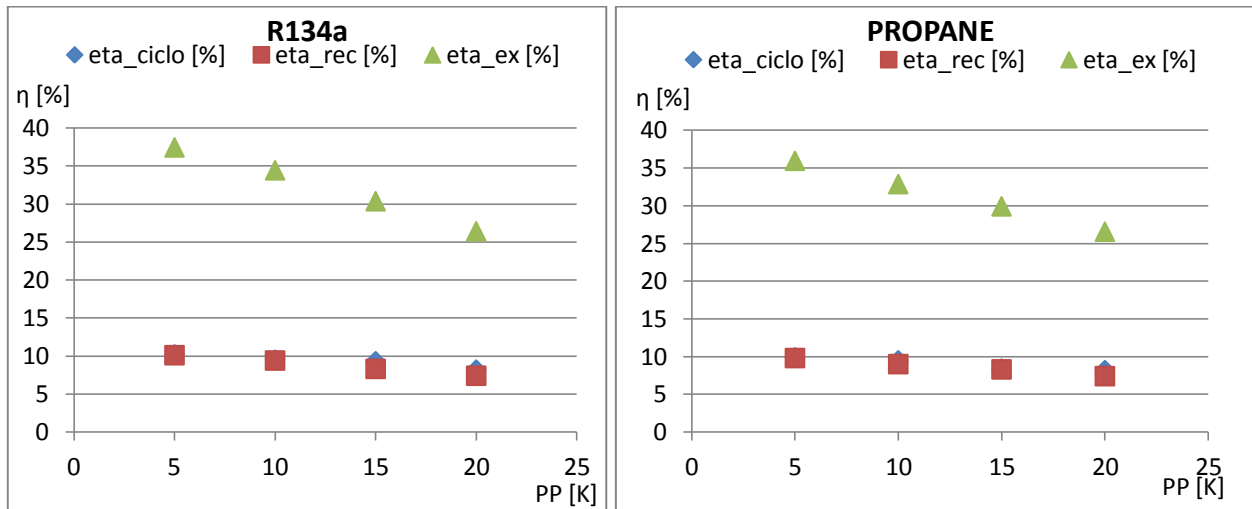


Figura 31.a: confronto tra parametri prestazionali

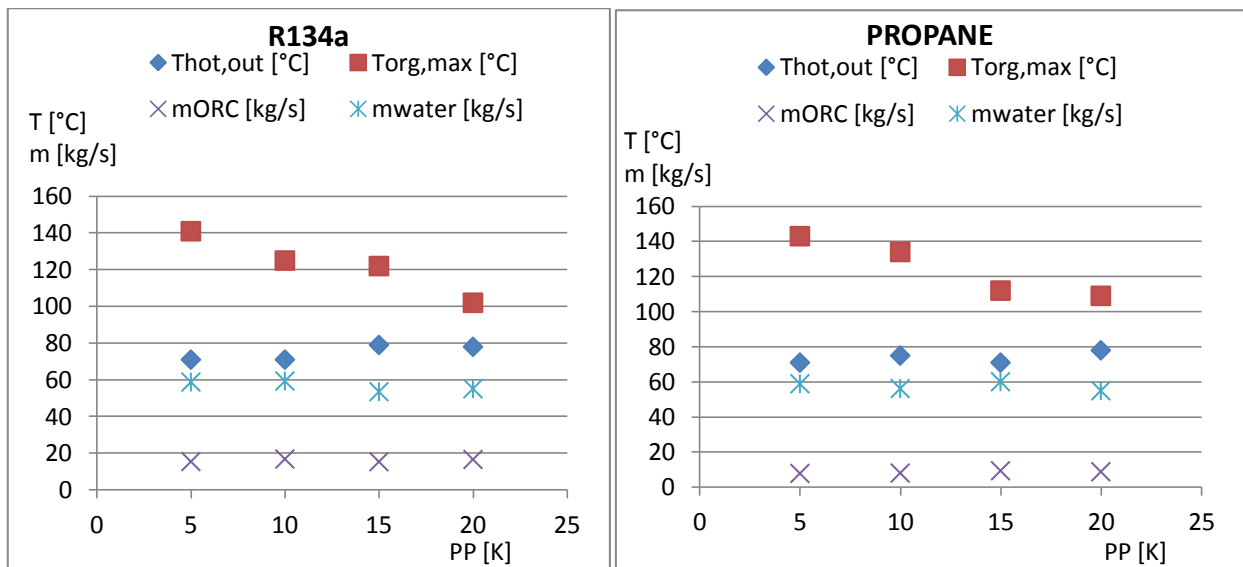


Figura 32.a: confronto tra parametri termodinamici

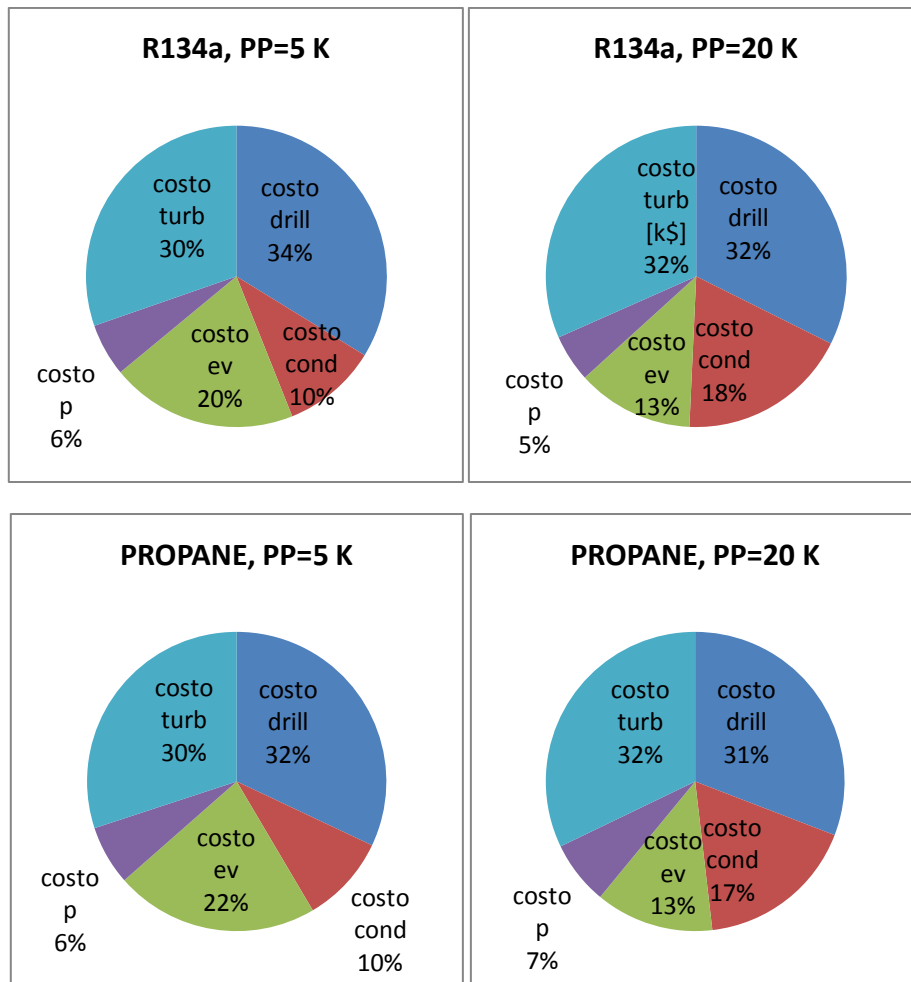


Figura 33.a: costi per componente (in percentuale rispetto al costo complessivo)

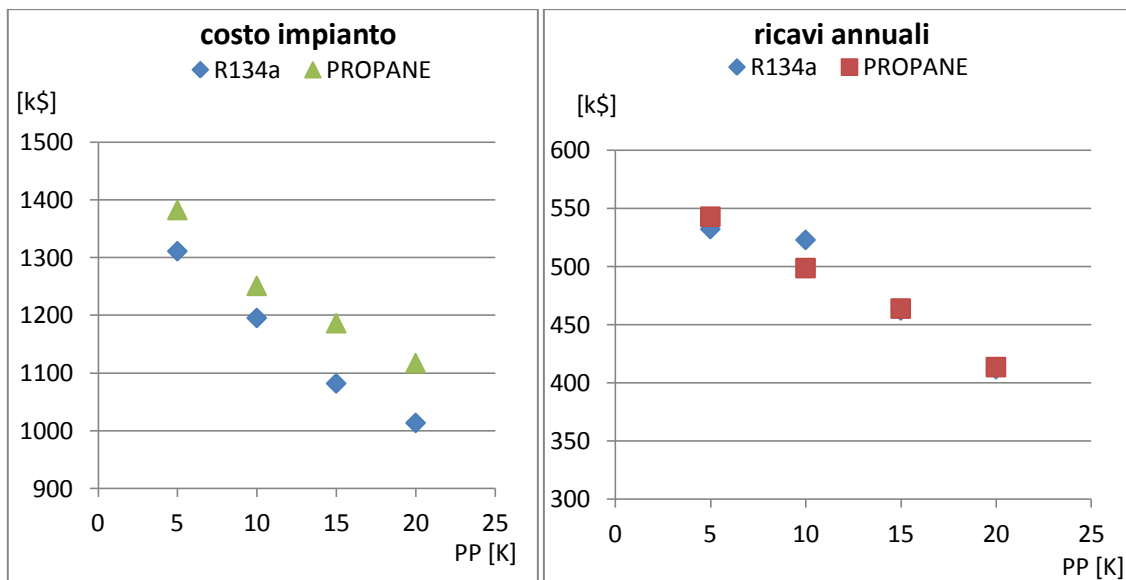


Figura 34.a: costo dell'impianto e ricavi annuali

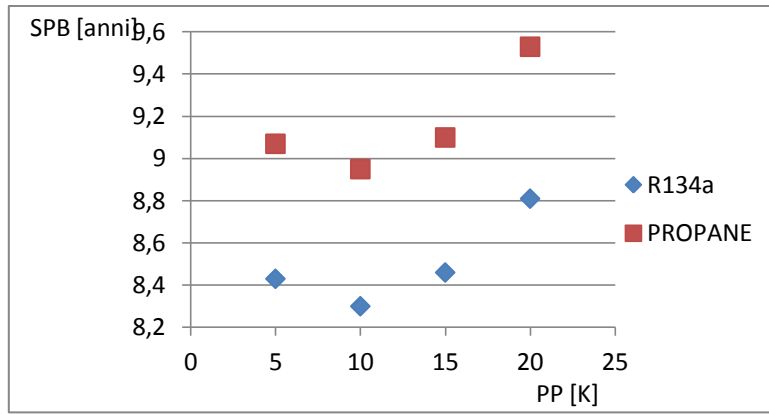


Figura 35.a: tempo di ritorno

$T_{geo}=170^{\circ}C$

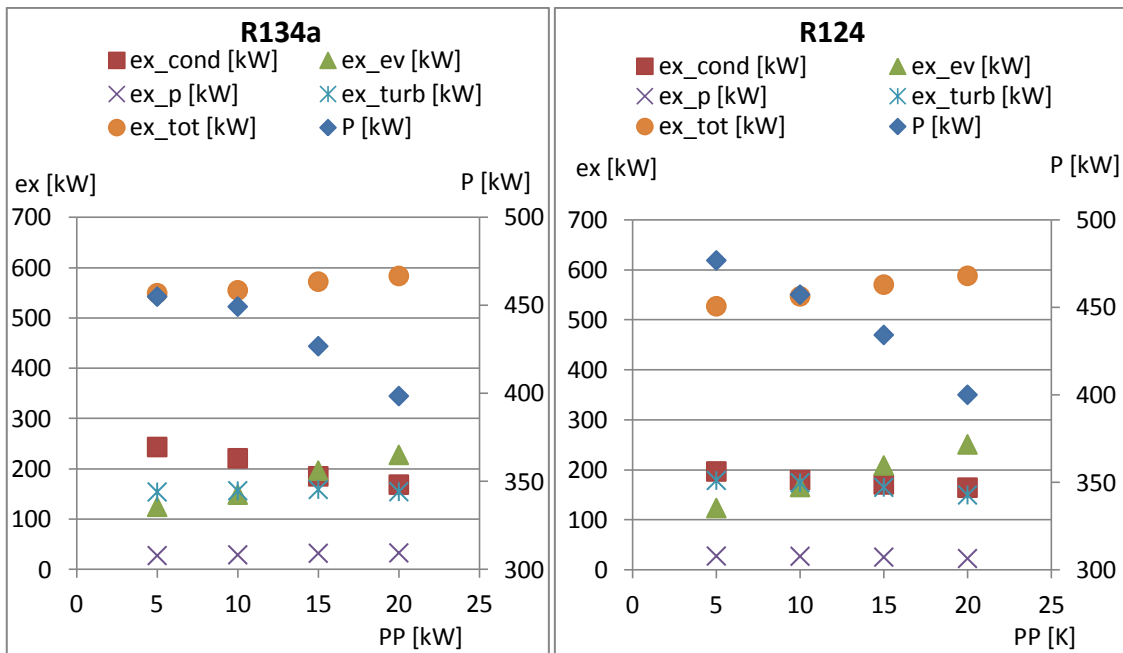


Figura 36.a: confronto tra parametri exergetici (riferiti all'asse delle ordinate principale) e potenza prodotta (riferita all'asse delle ordinate secondario)

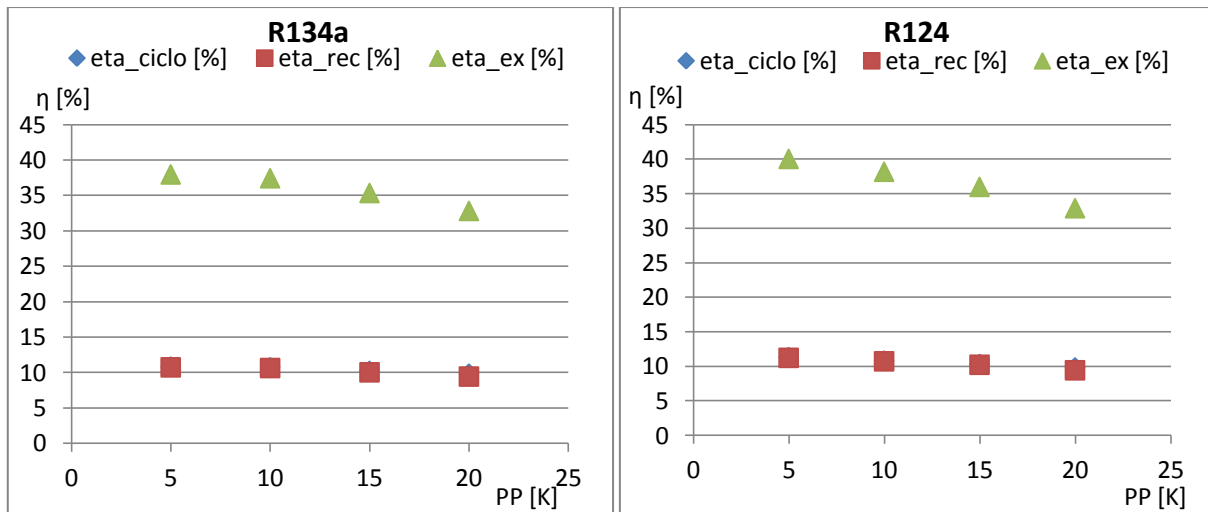


Figura 37.a: confronto tra parametri prestazionali

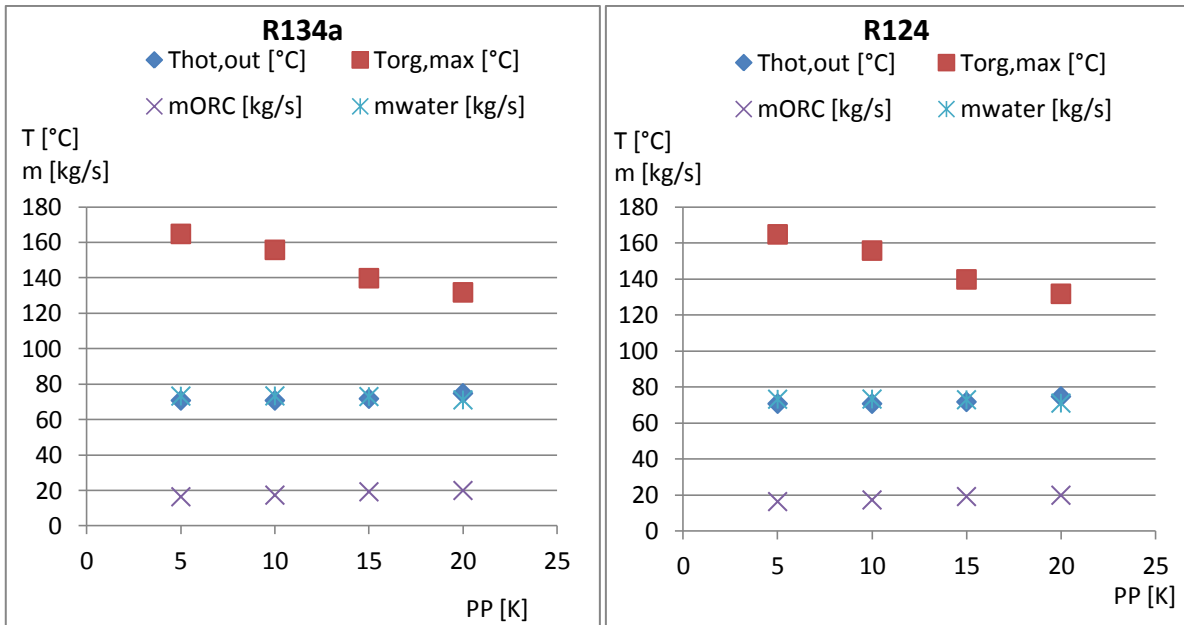


Figura 38.a: confronto tra parametri termodinamici

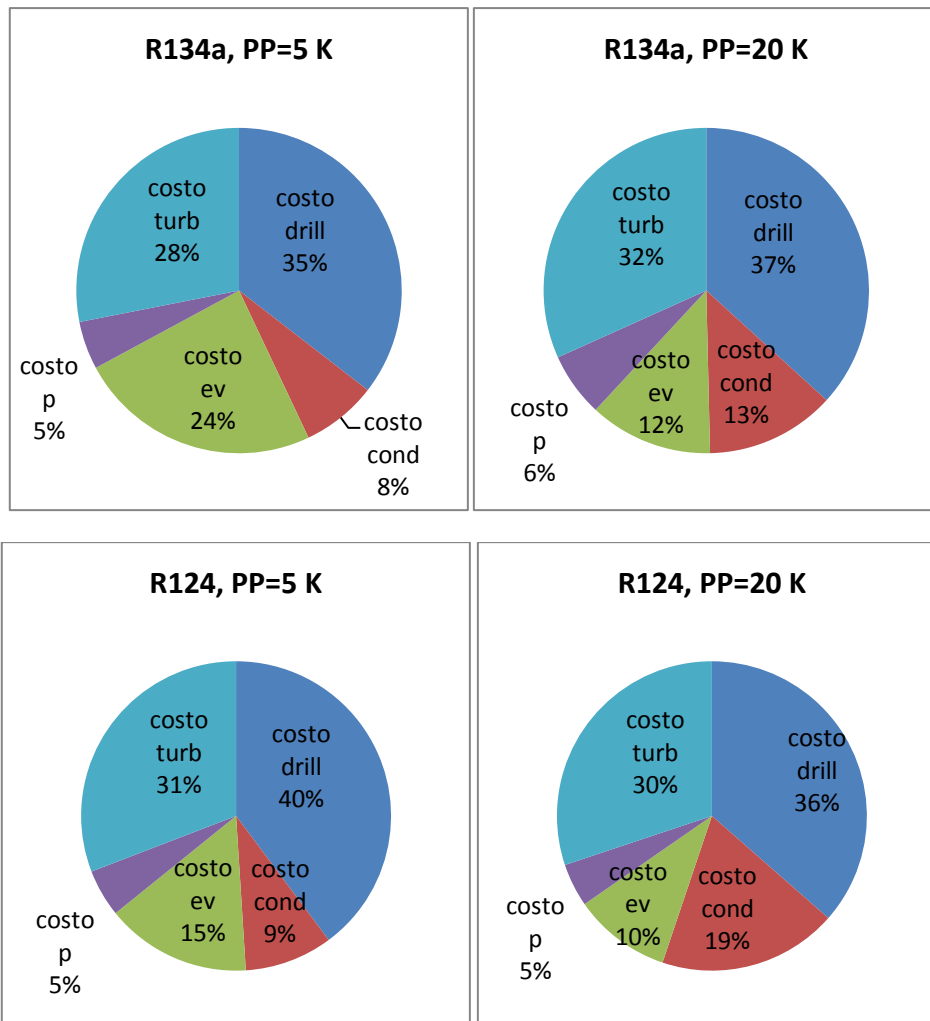


Figura 39.a: costi per componente (in percentuale rispetto al costo complessivo)

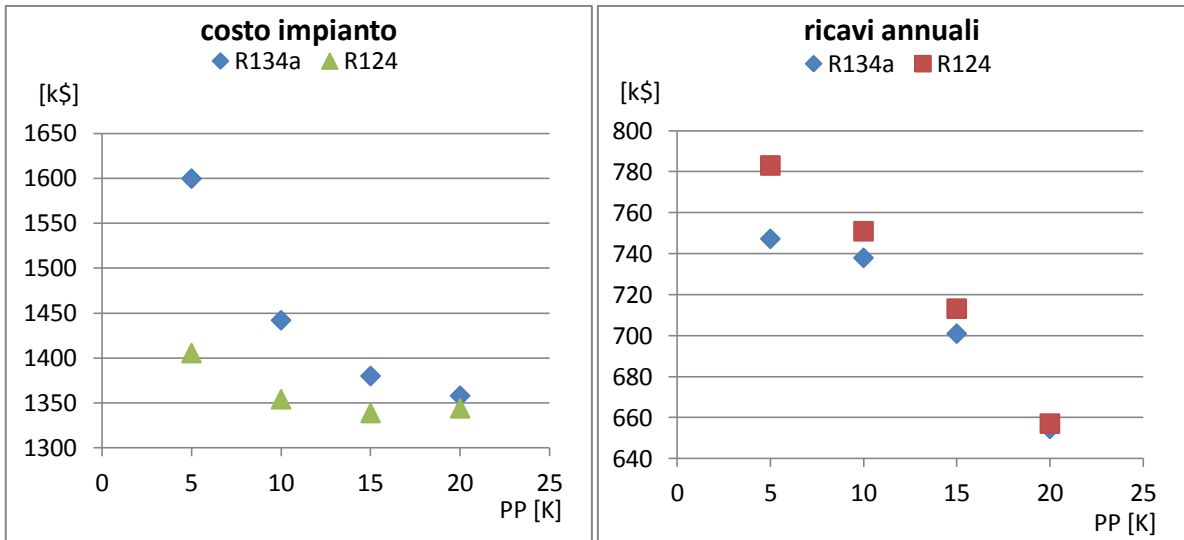


Figura 40.a: costo dell'impianto e ricavi annuali

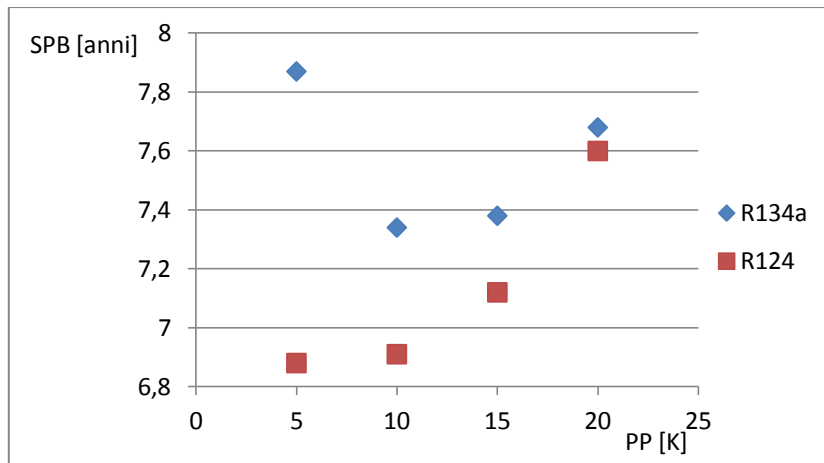


Figura 41.a: tempo di ritorno

Figure relative a 4.1.3. *Selezione dei fluidi ottimi al variare della temperatura della sorgente termica*

T_{geo} compresa tra 90°C e 110°C

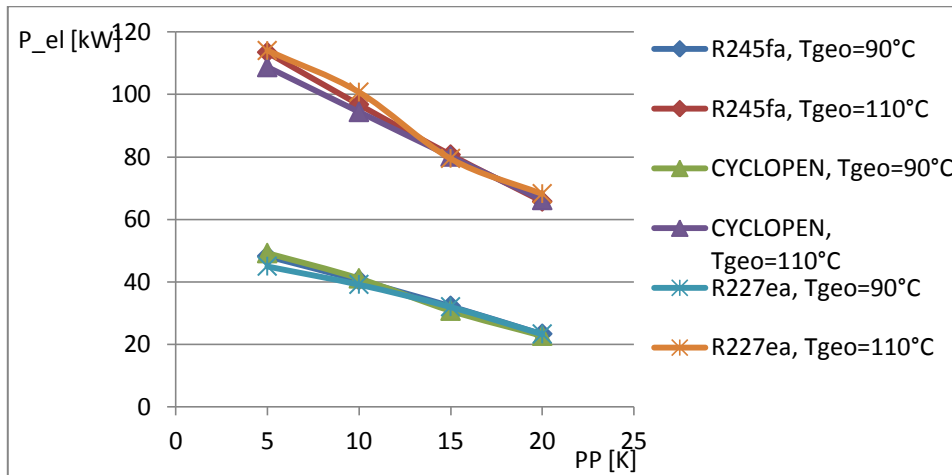


Figura 42.a: potenza elettrica prodotta dai tre fluidi ottimi scelti nell'intervallo tra T_{geo}=90°C e T_{geo}=110°C

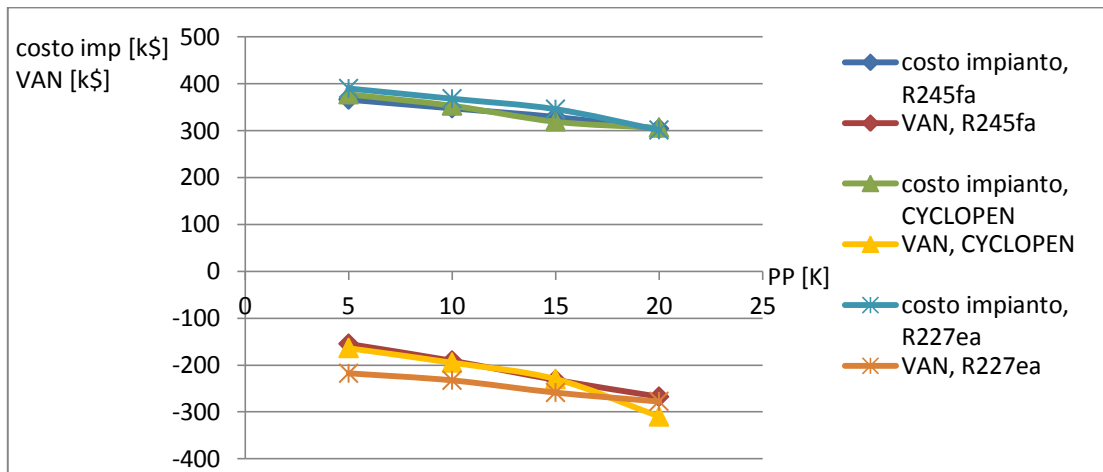


Figura 43.a: costo d'impianto e VAN relativi ai tre fluidi scelti a T_{geo}=90°C

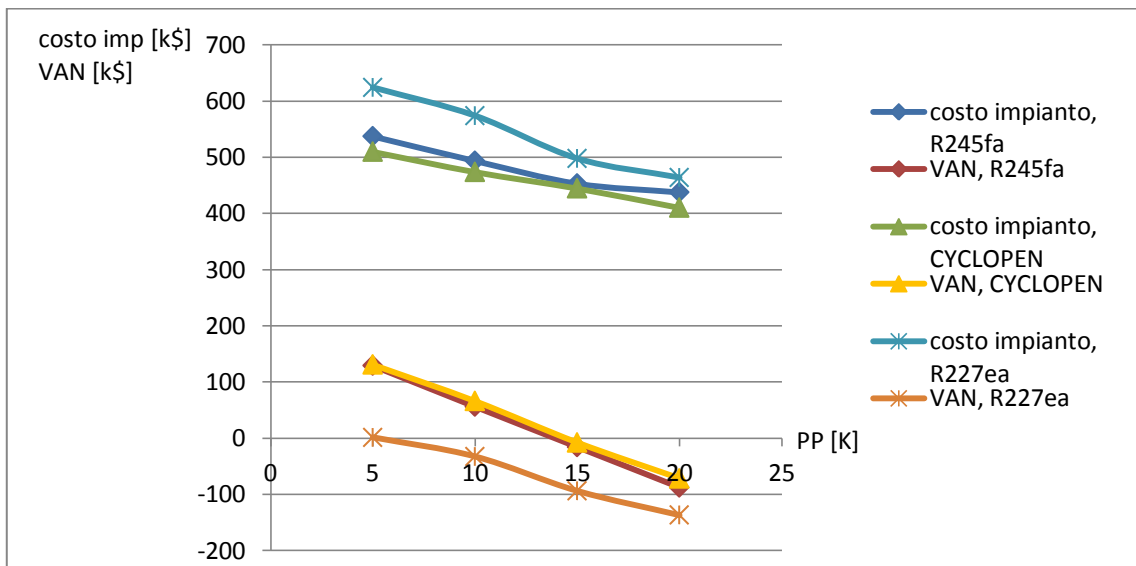


Figura 44.a: costo d'impianto e VAN relativi ai tre fluidi scelti a T_{geo}=110°C

T_{geo} compresa tra 130°C e 170°C

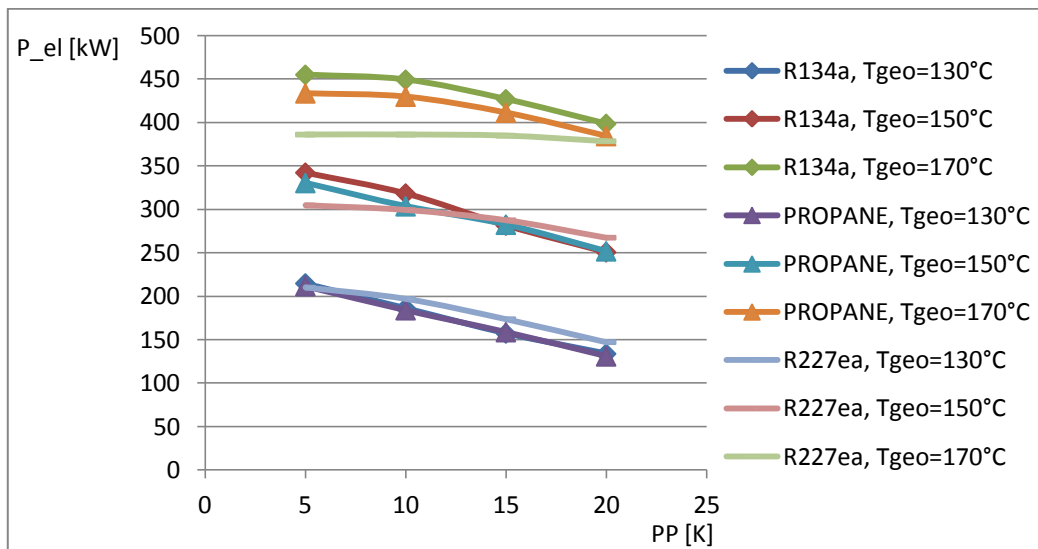


Figura 45.a: potenza elettrica prodotta dai tre fluidi ottimi scelti nell'intervallo tra T_{geo}=130°C e T_{geo}=170°C

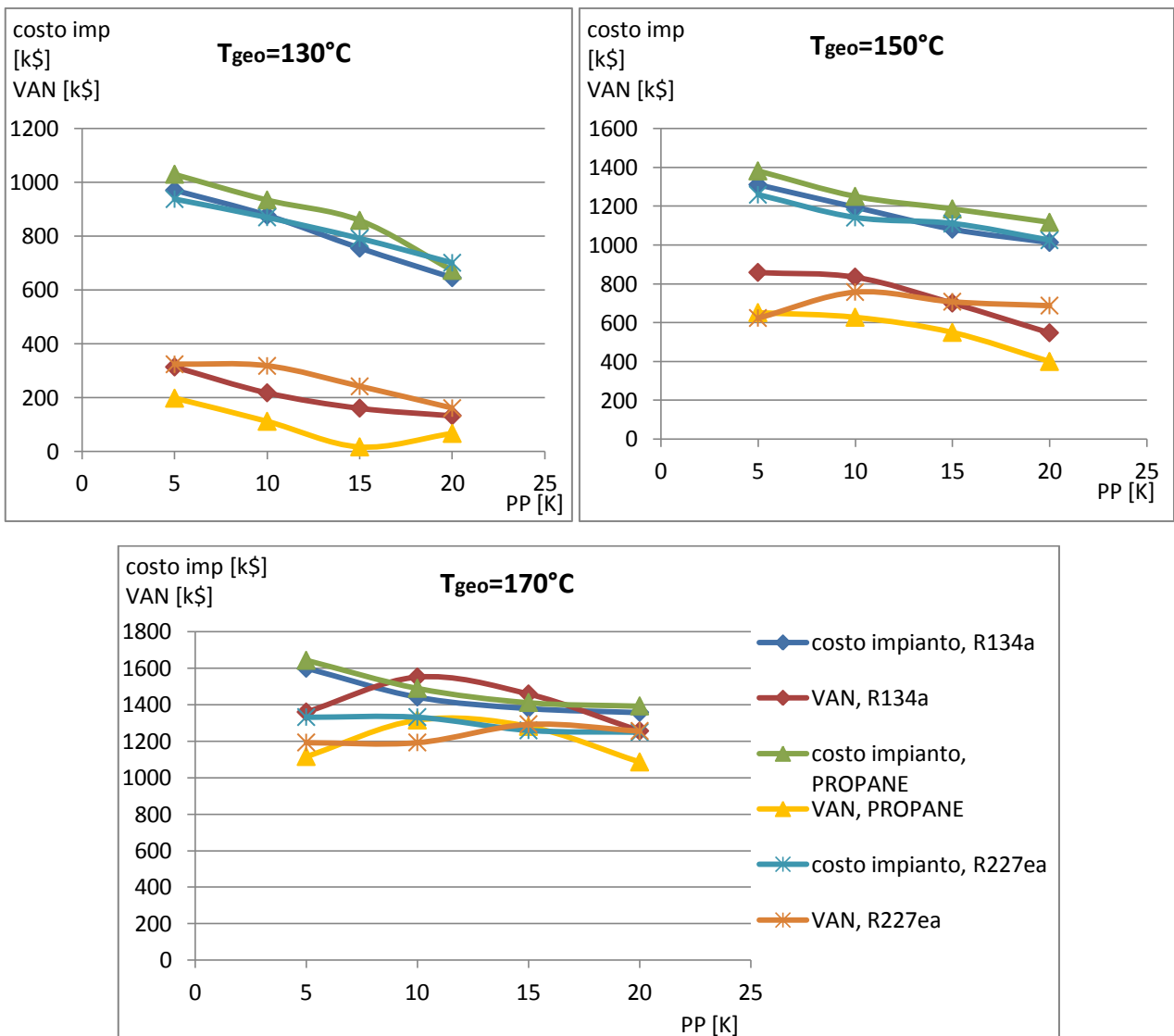


Figura 46.a: costo d'impianto e VAN relativi ai tre fluidi scelti a T_{geo}=130°C, T_{geo}=150°C, T_{geo}=170°C

Caso (b)

Figure relative a 4.1.4. Selezione dei fluidi ottimi per ogni temperatura della sorgente termica

$T_{geo}=130^{\circ}\text{C}$

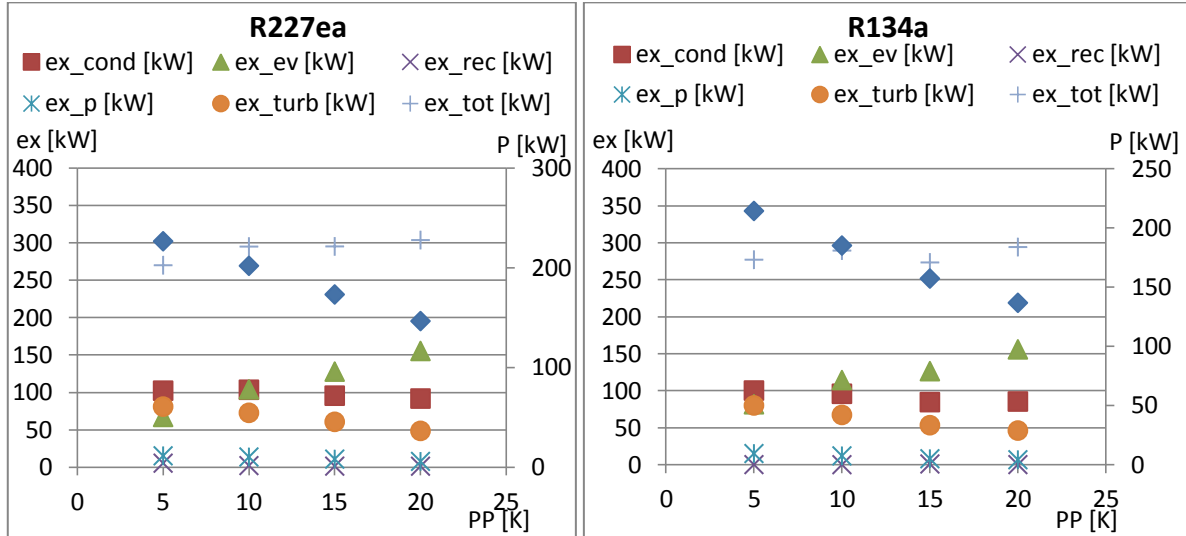


Figura 47.b: confronto tra parametri exergetici (riferiti all'asse delle ordinate principale) e potenza prodotta (riferita all'asse delle ordinate secondario)

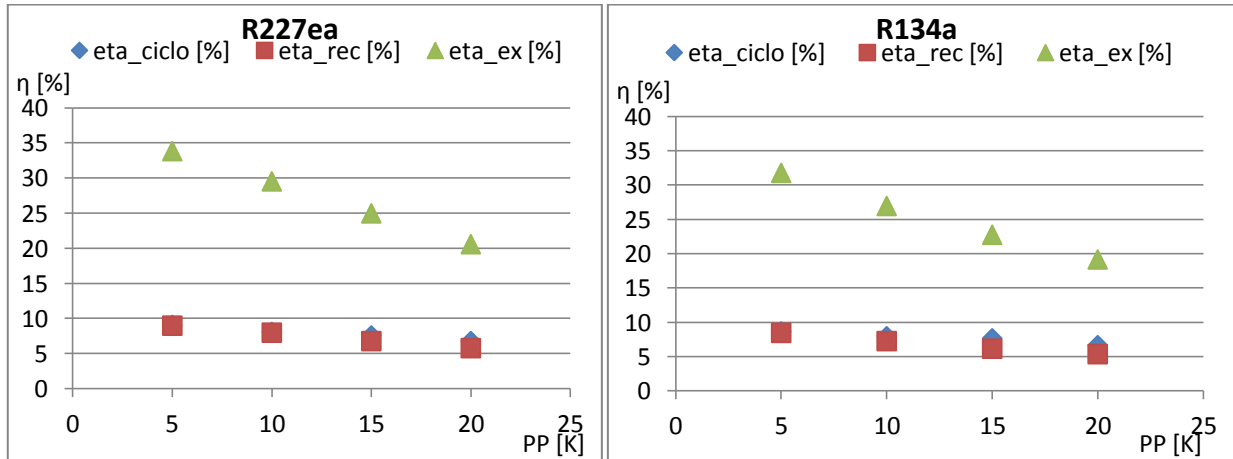


Figura 48.b: confronto tra parametri prestazionali

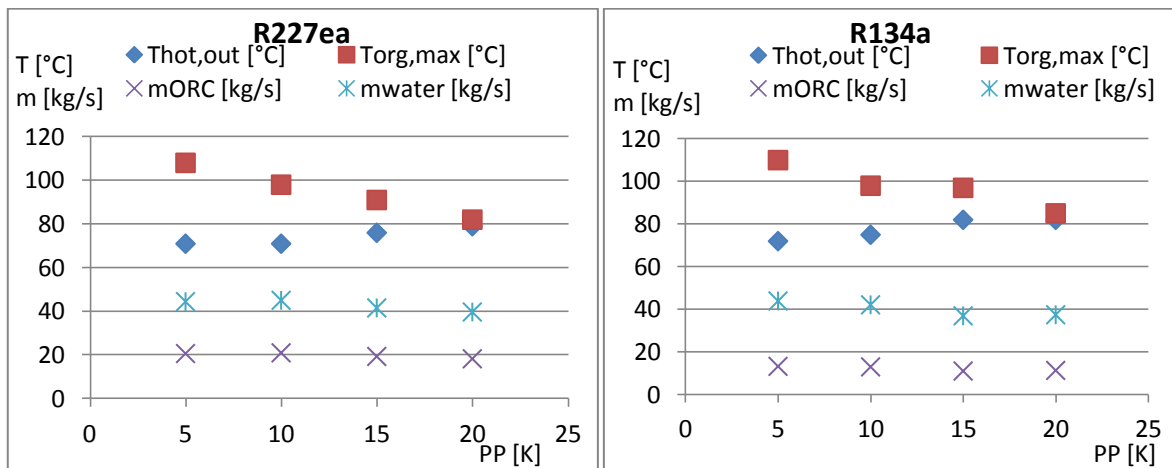


Figura 49.b: confronto tra parametri termodinamici (portate di massa e temperature)

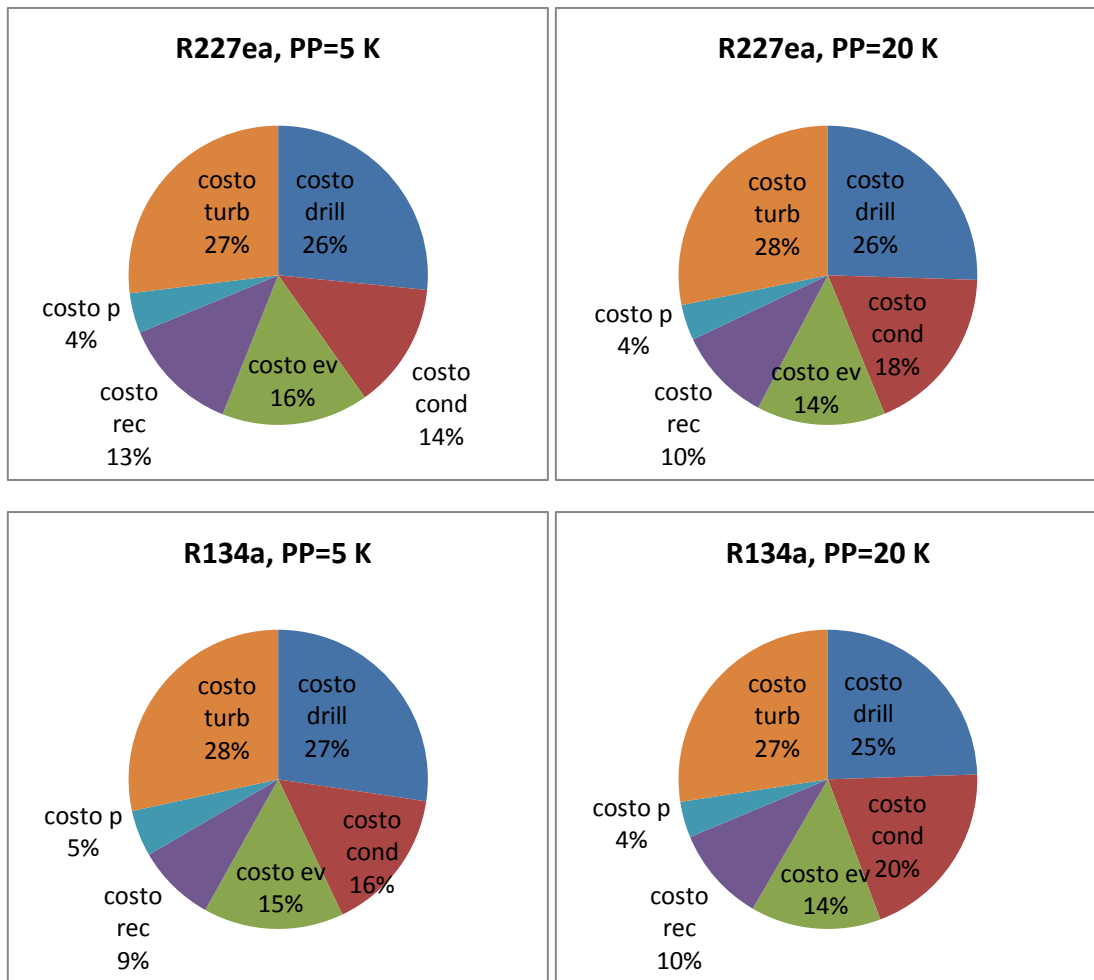


Figura 50.b: costi per componente (in percentuale rispetto al costo complessivo)

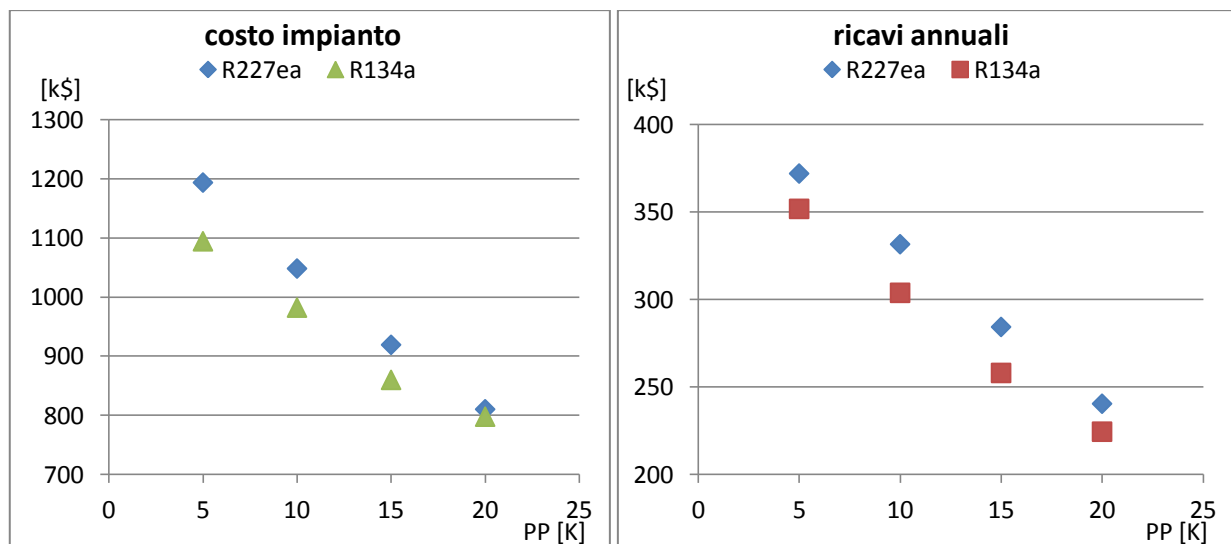


Figura 51.b: costo complessivo dell'impianto e ricavi annuali

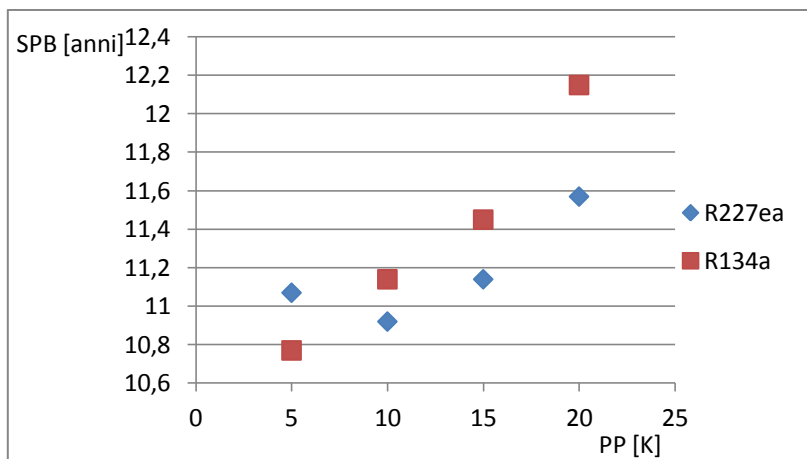


Figura 52.b: tempo di ritorno

$T_{geo}=150^{\circ}C$

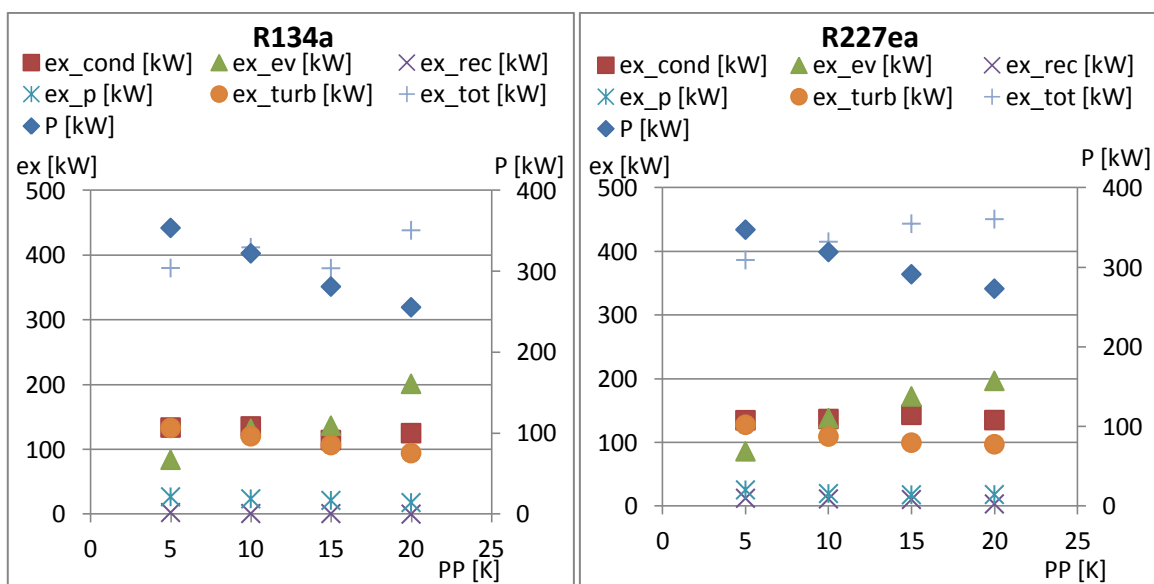


Figura 53.b: confronto tra parametri exergetici (riferiti all'asse delle ordinate principale) e potenza prodotta (riferita all'asse delle ordinate secondario)

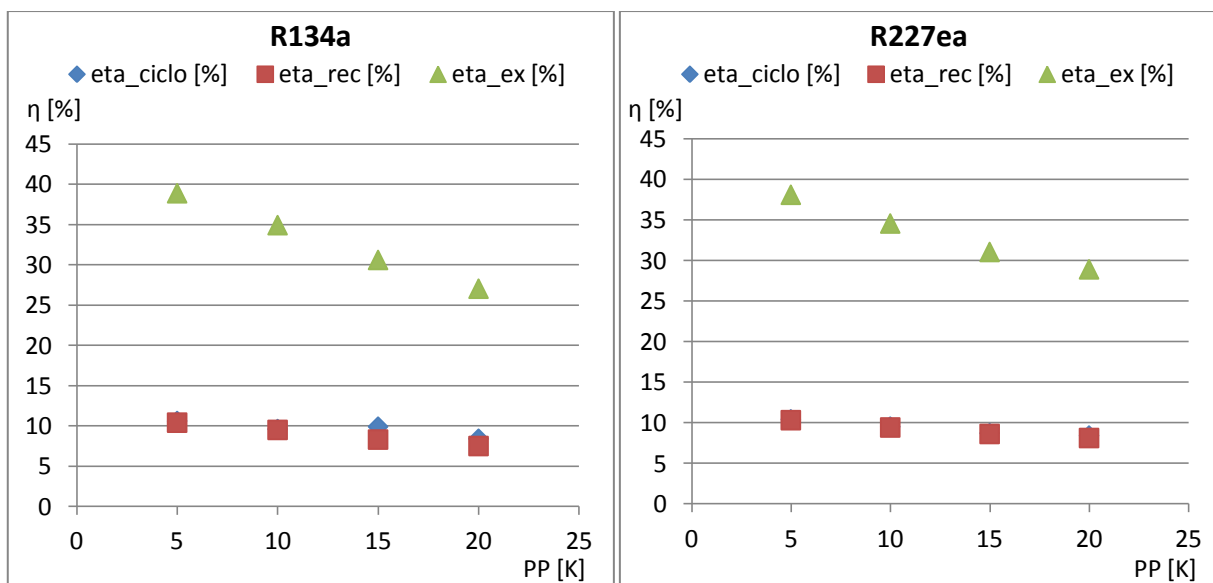


Figura 54.b: confronto tra parametri prestazionali

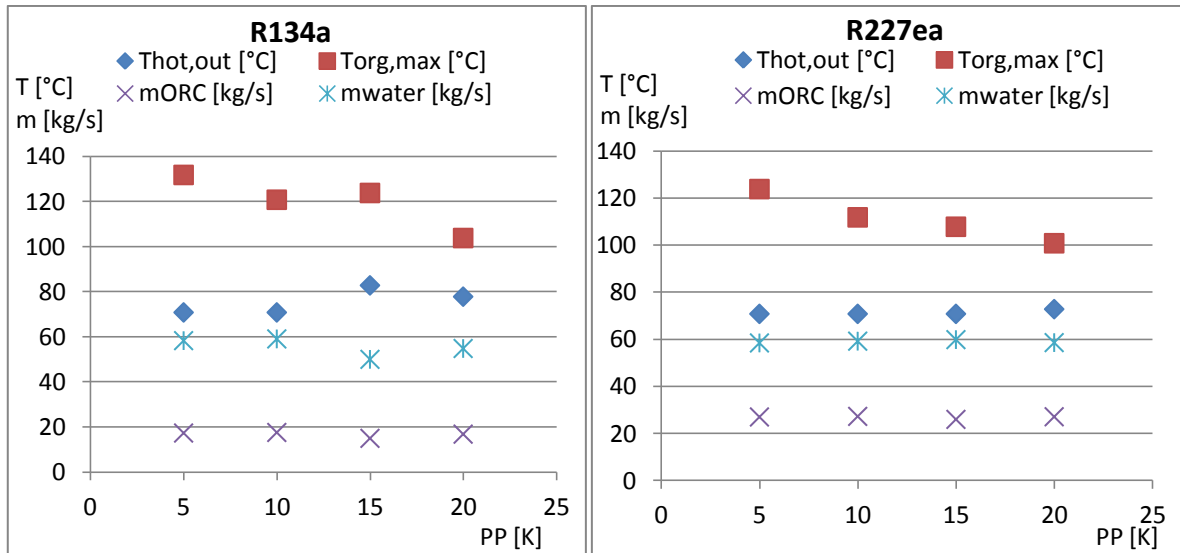


Figura 55.b: confronto tra parametri termodinamici (portate di massa e temperature)

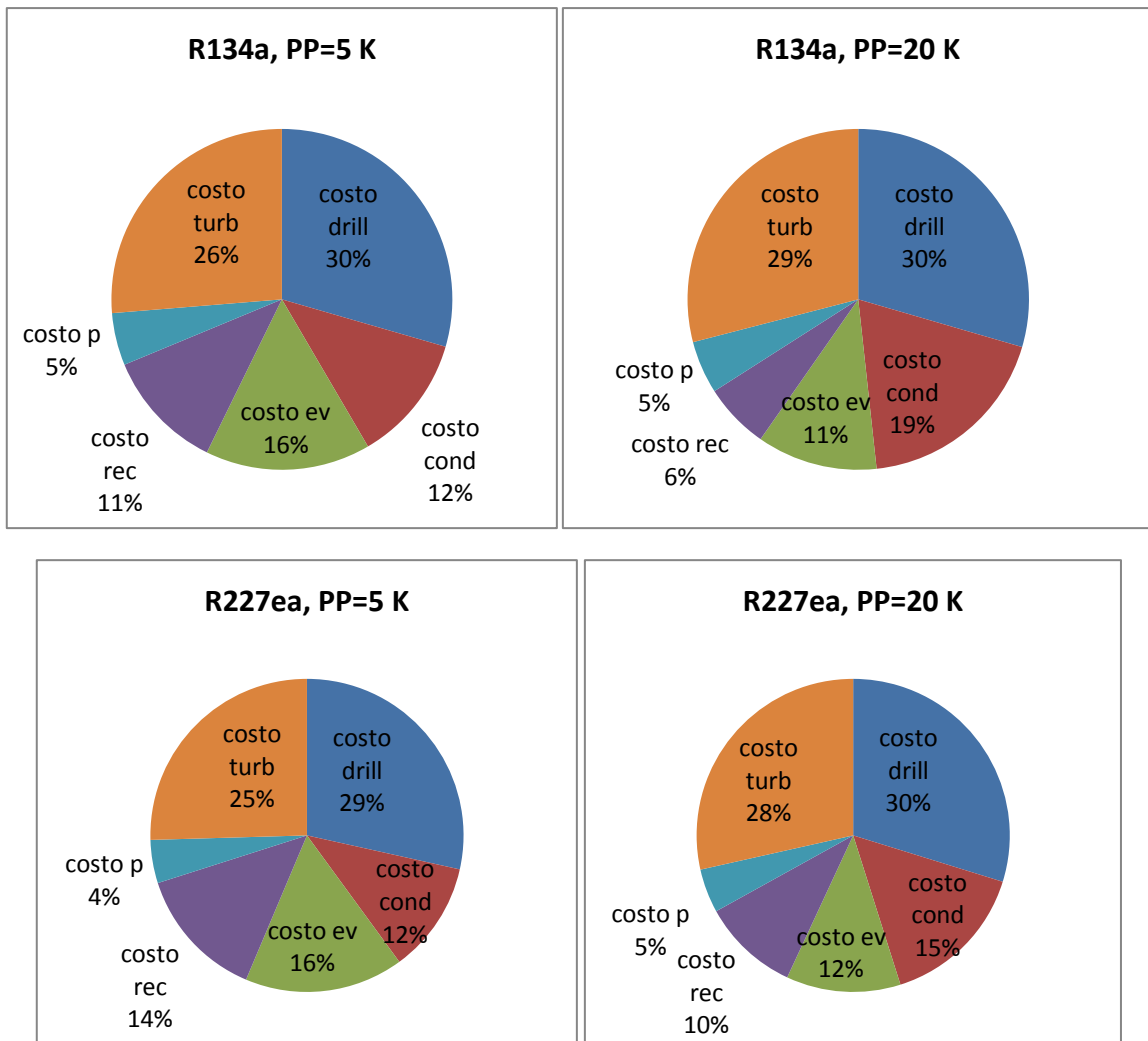


Figura 56.b: costi per componente (in percentuale rispetto al costo complessivo)

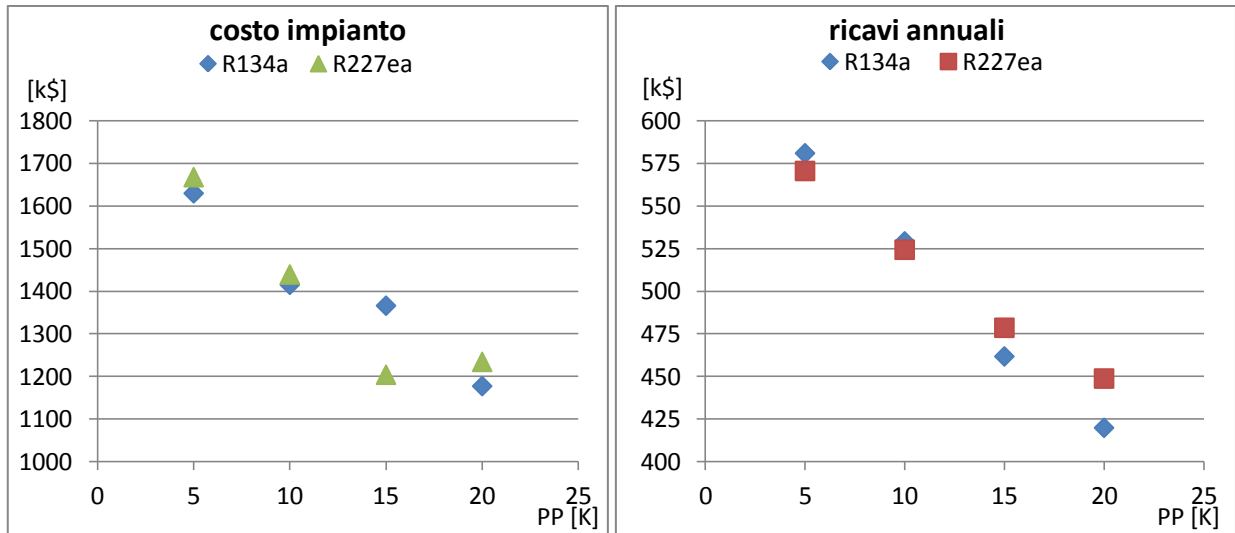


Figura 57.b: costo complessivo dell'impianto e ricavi annuali

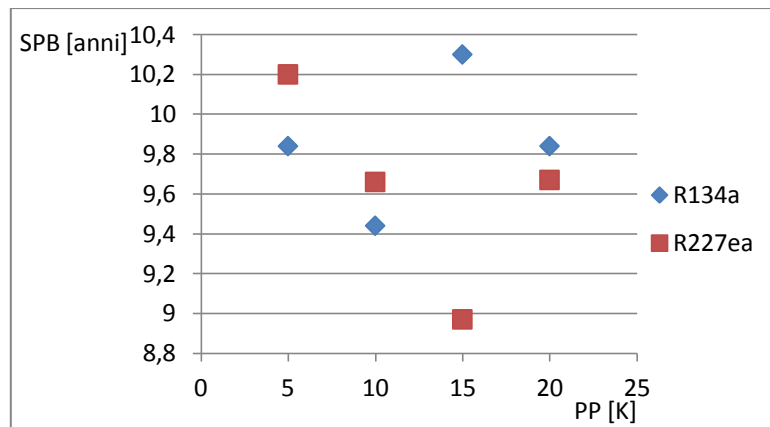


Figura 58.b: tempo di ritorno

$T_{geo}=170^{\circ}C$

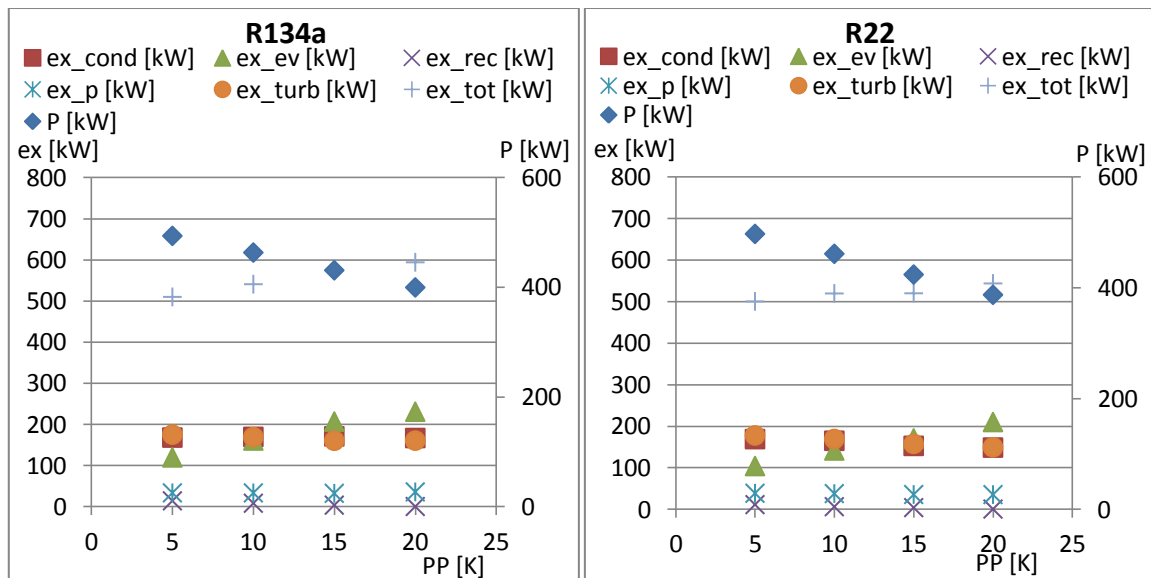


Figura 59.b: confronto tra parametri exergetici (riferiti all'asse delle ordinate principale) e potenza prodotta (riferita all'asse delle ordinate secondario)

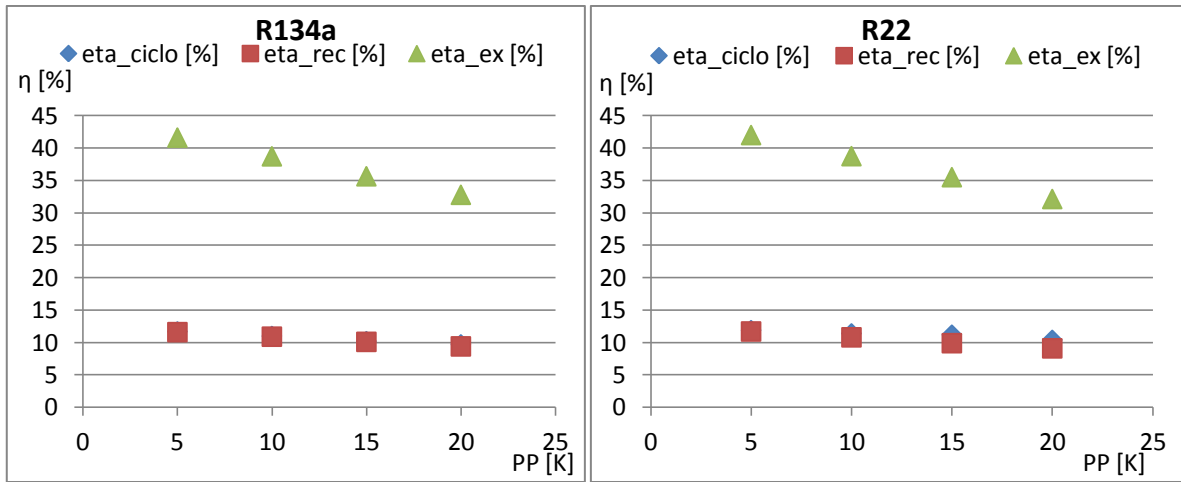


Figura 60.b: confronto tra parametri prestazionali

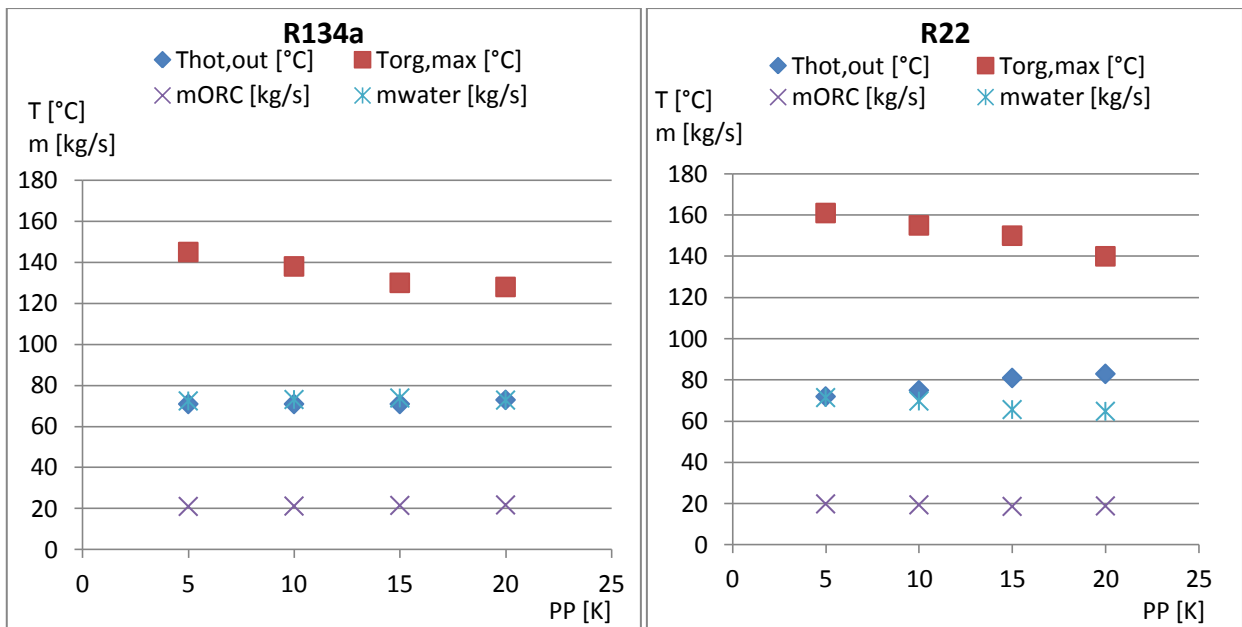
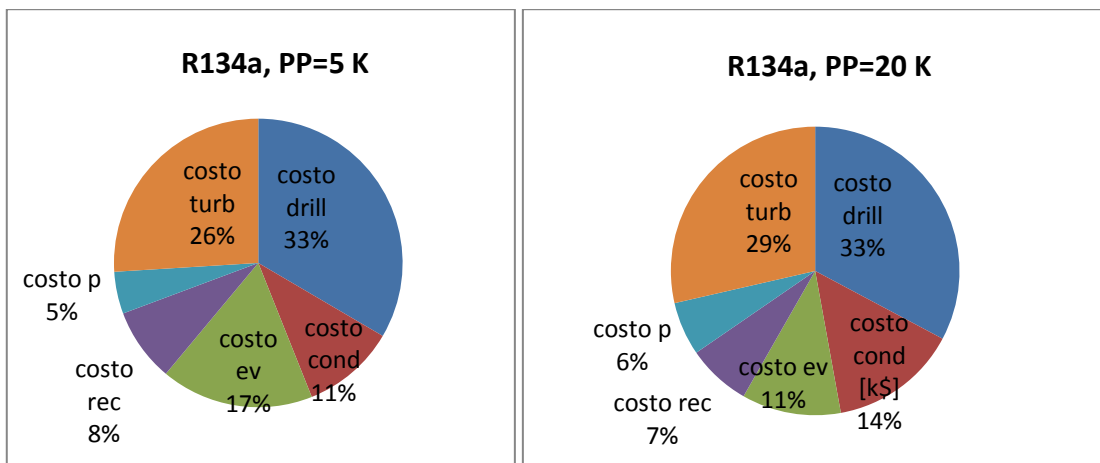


Figura 61.b: confronto tra parametri termodinamici



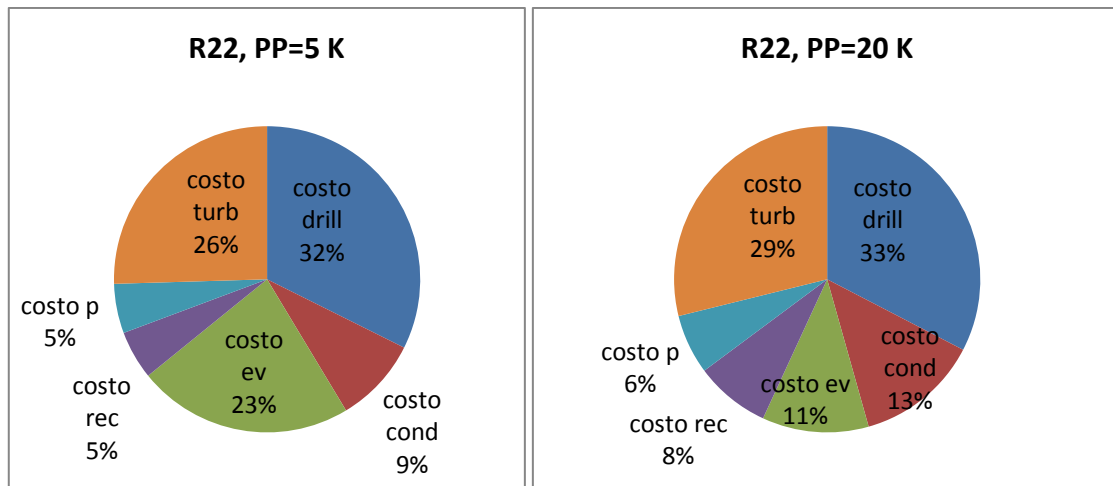


Figura 62.b: costi per componente (in percentuale rispetto al costo complessivo)

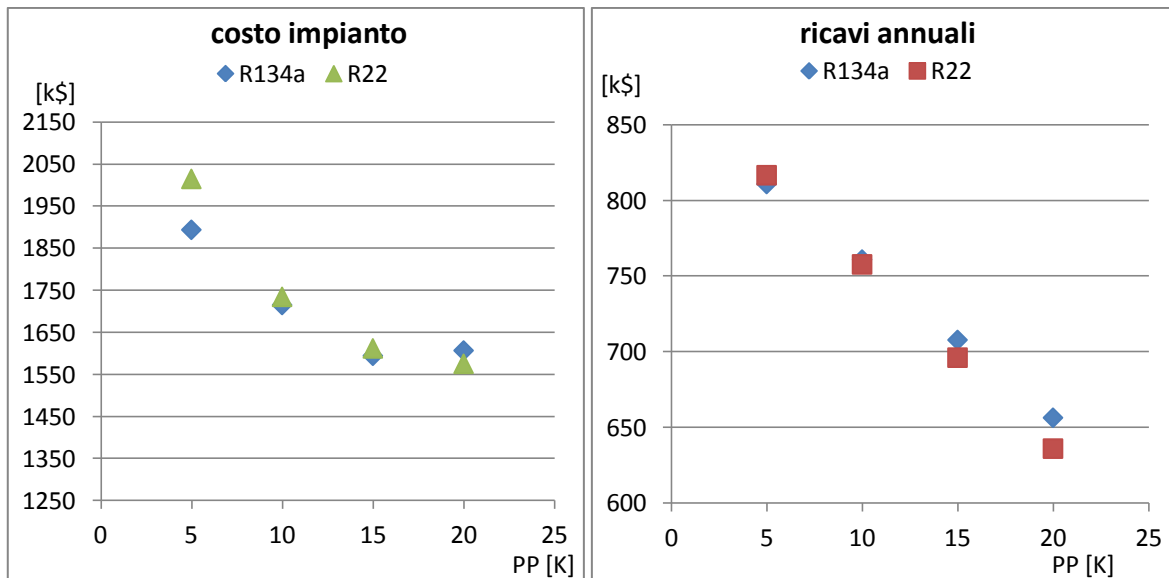


Figura 63.b: costo complessivo dell'impianto e ricavi annuali

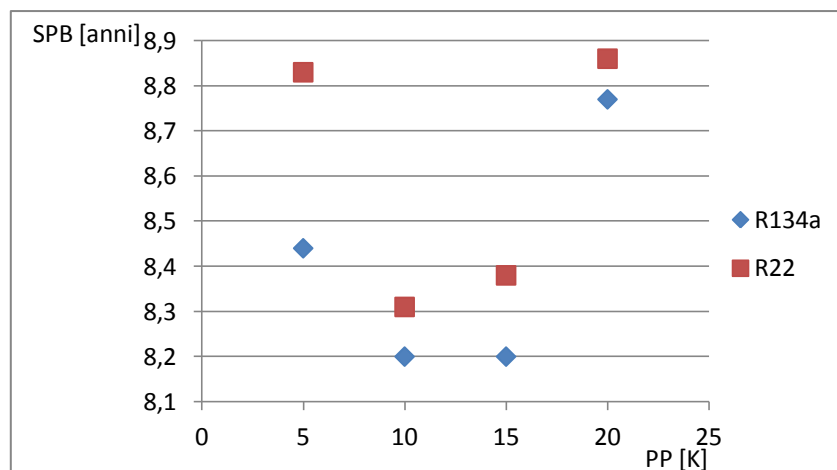


Figura 64.b: tempo di ritorno

Figure relative a 4.1.6. *Selezione dei fluidi ottimi al variare della temperatura della sorgente termica*

T_{geo} compresa tra 110°C e 170°C

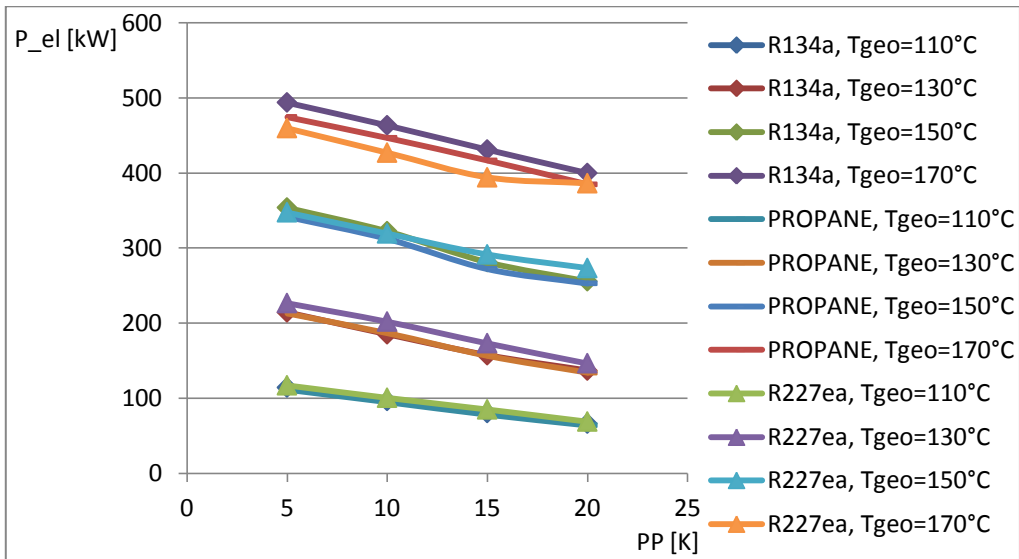


Figura 65.b: potenza elettrica prodotta dai tre fluidi ottimi scelti nell'intervallo tra T_{geo}=110°C e T_{geo}=170°C

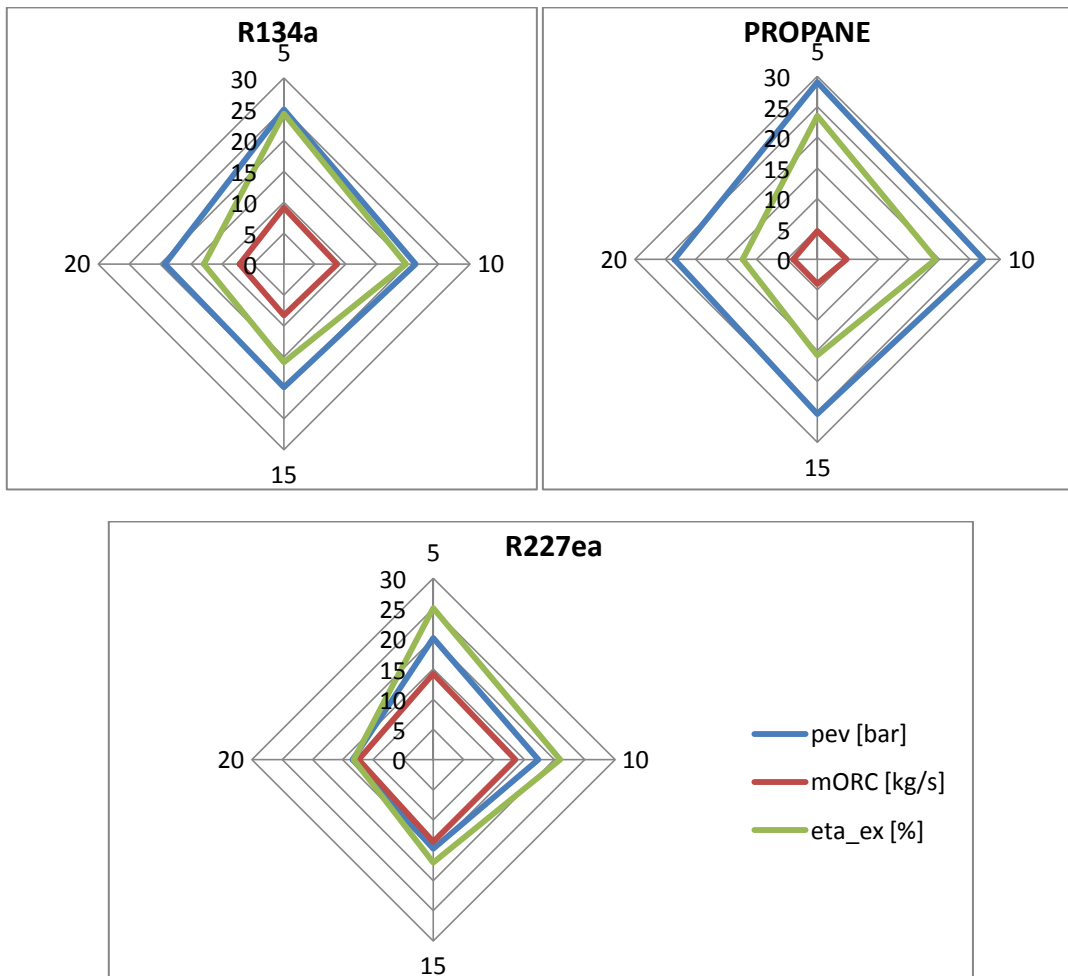


Figura 66.b: confronto tra pressione di evaporazione, portata di massa e rendimento exergetico realizzati dai tre fluidi scelti a T_{geo}=110°C

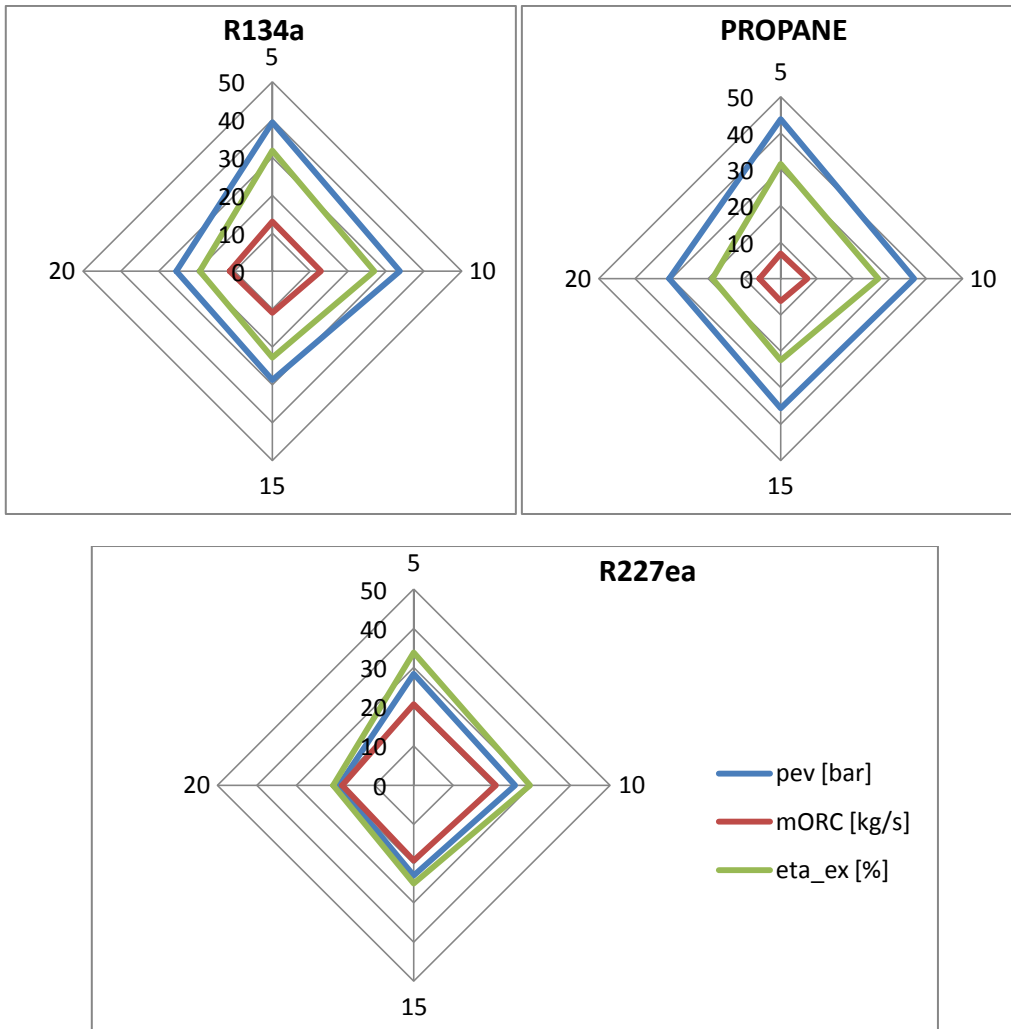
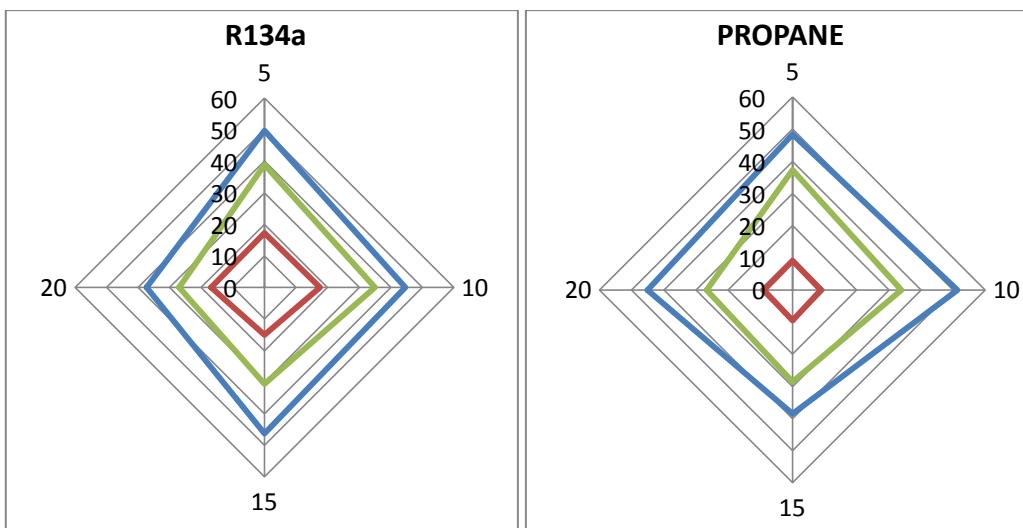


Figura 67.b: confronto tra pressione di evaporazione, portata di massa e rendimento exergetico realizzati dai tre fluidi scelti a $T_{geo}=130^{\circ}\text{C}$



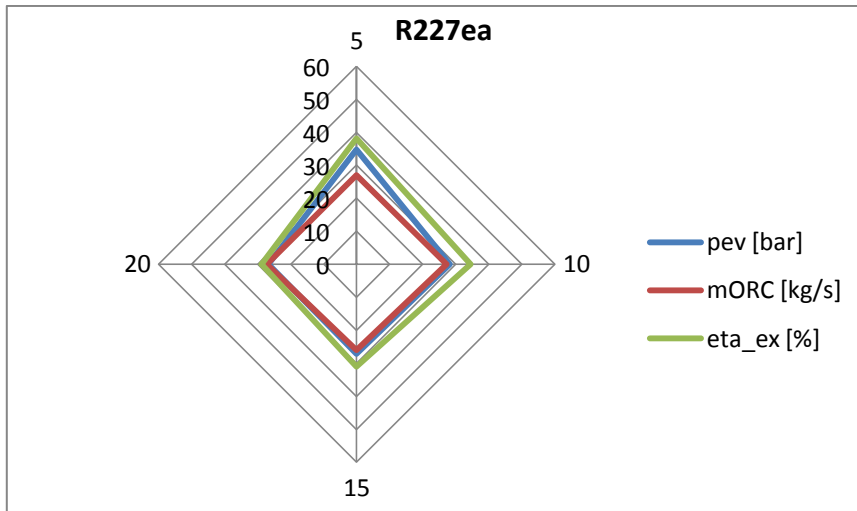


Figura 68.b: confronto tra pressione di evaporazione, portata di massa e rendimento exergetico realizzati dai tre fluidi scelti a $T_{geo}=150^{\circ}C$

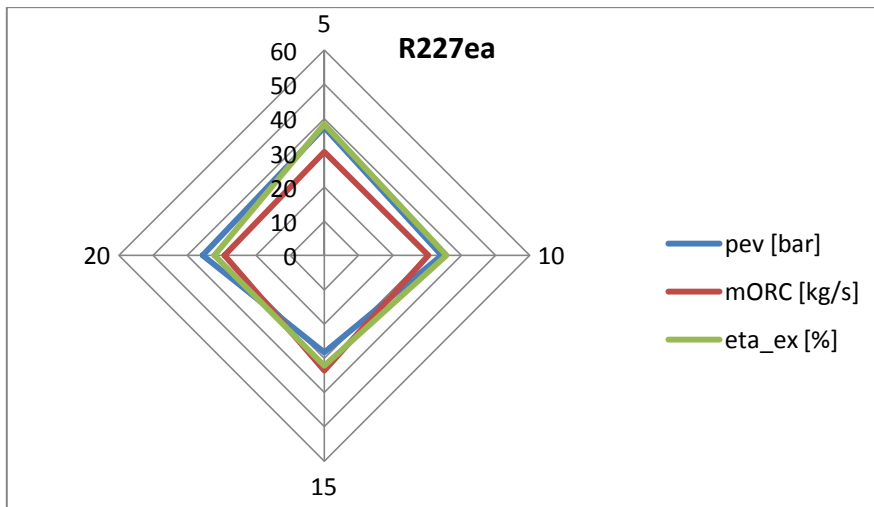
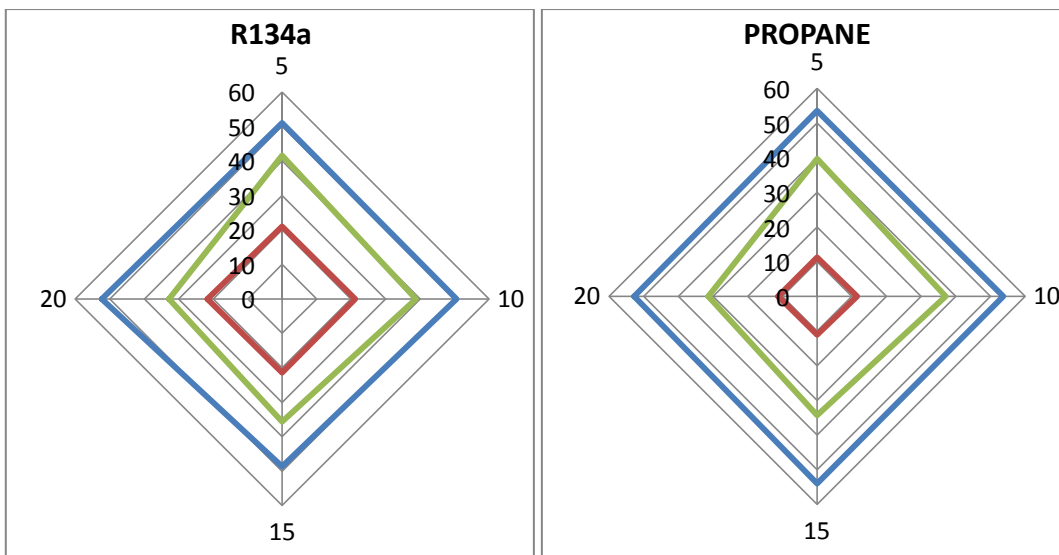


Figura 69.b: confronto tra pressione di evaporazione, portata di massa e rendimento exergetico realizzati dai tre fluidi scelti a $T_{geo}=170^{\circ}C$

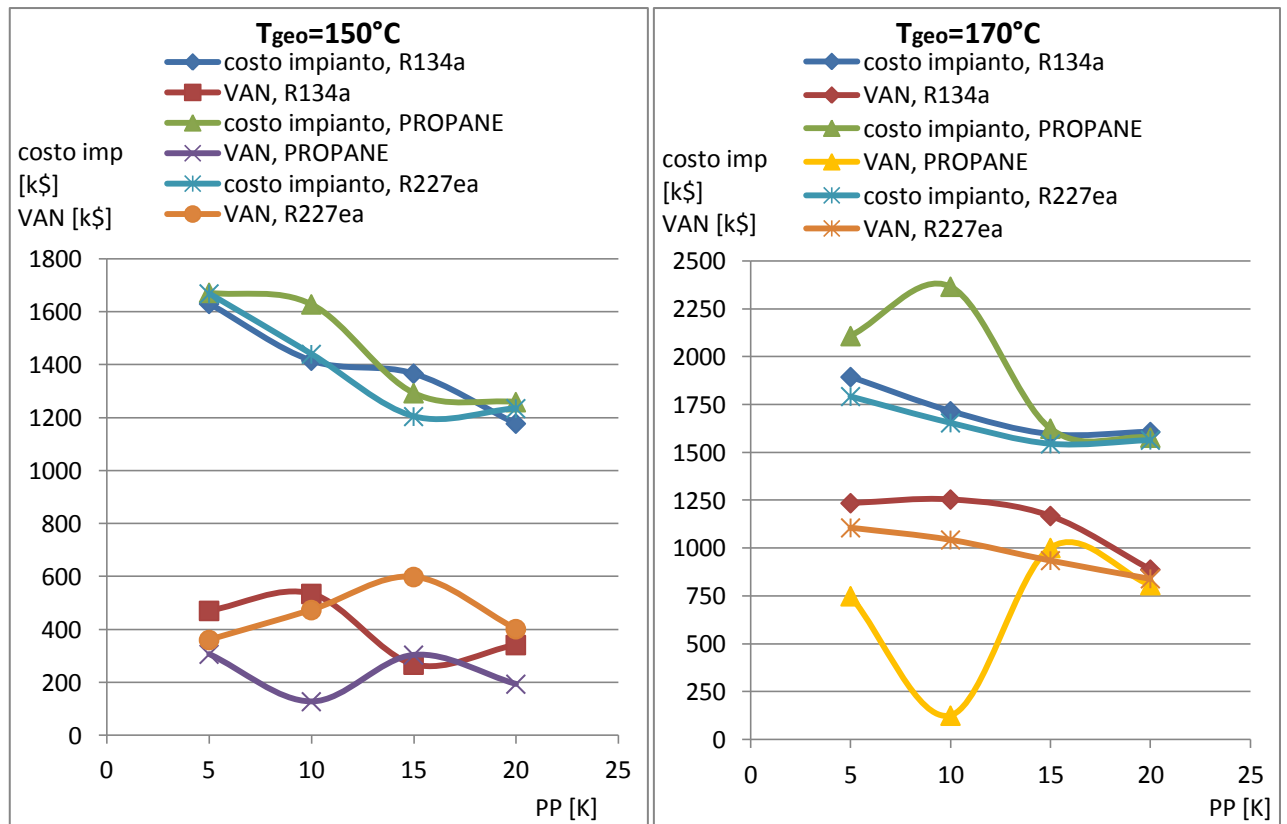
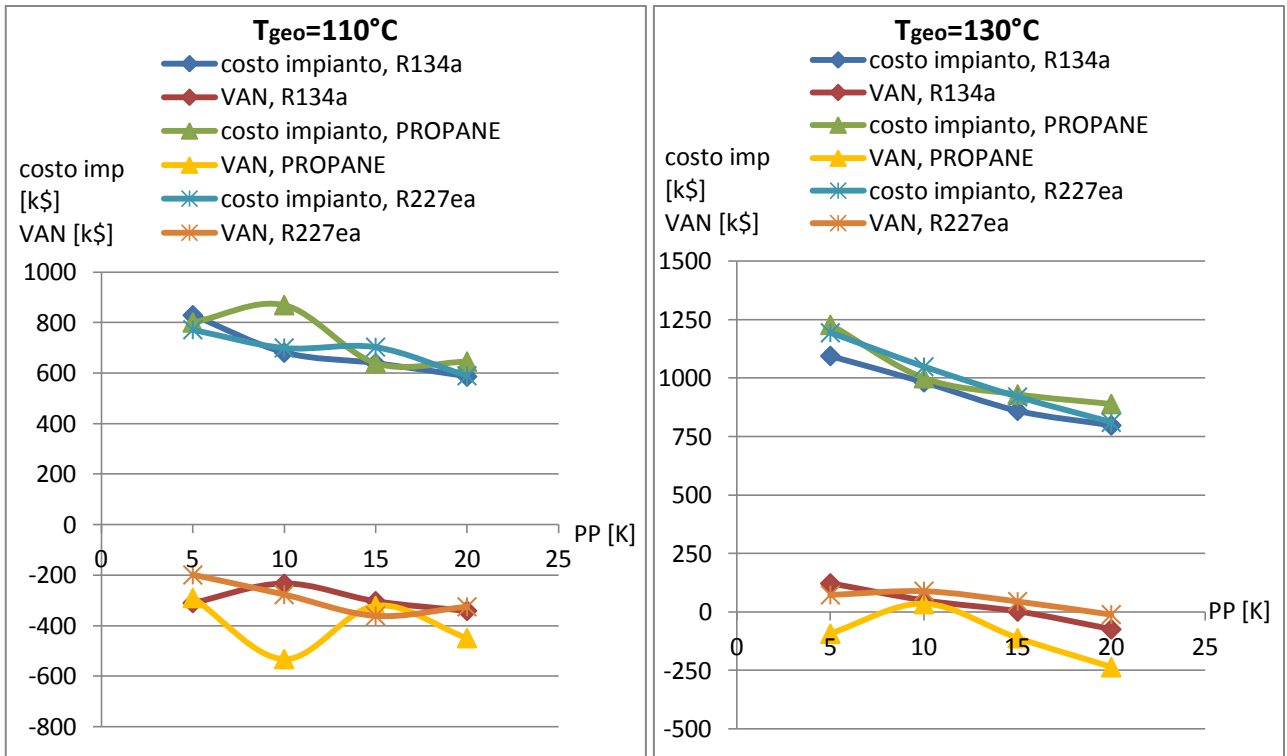


Figura 70.b: costi d'impianto e VAN realizzati dai tre fluidi scelti tra $T_{geo}=110^{\circ}\text{C}$ e 170°C

Caso (c)

Figure relative a 4.1.7. Selezione dei fluidi ottimi per ogni temperatura della sorgente termica

$T_{geo}=130^{\circ}C$

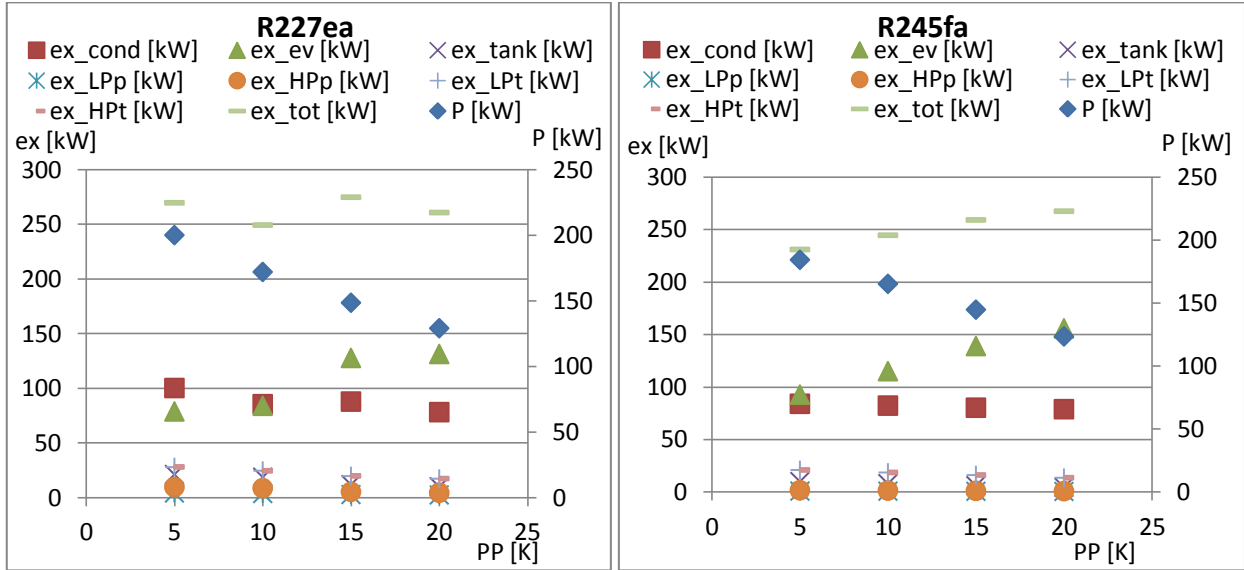


Figura 71.c: confronto tra parametri exergetici

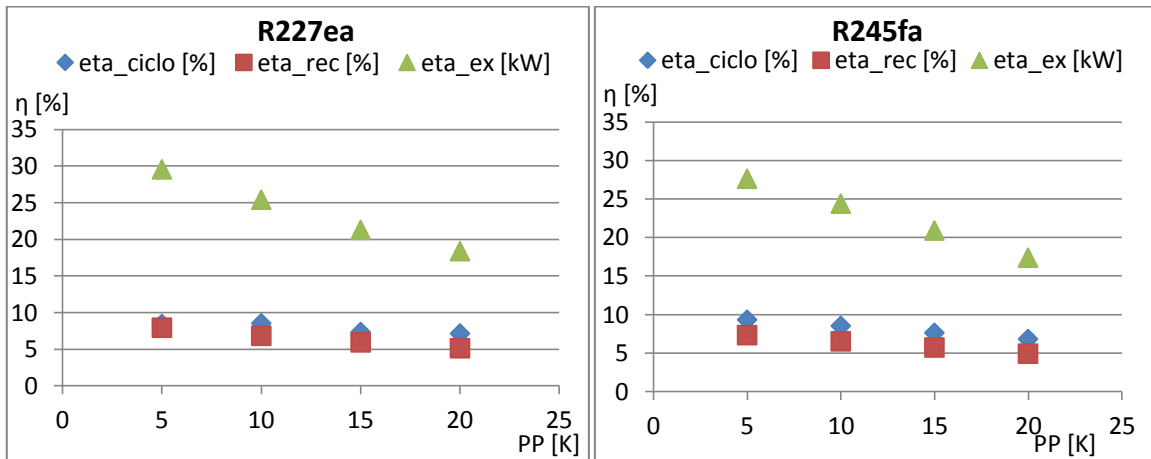


Figura 72.c: confronto tra parametri prestazionali

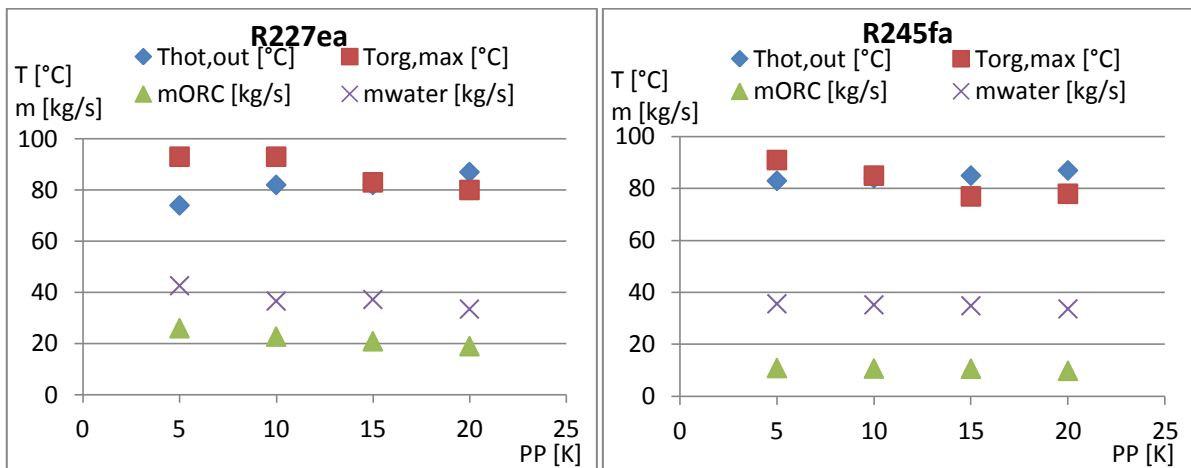


Figura 73.c: confronto tra parametri termodinamici

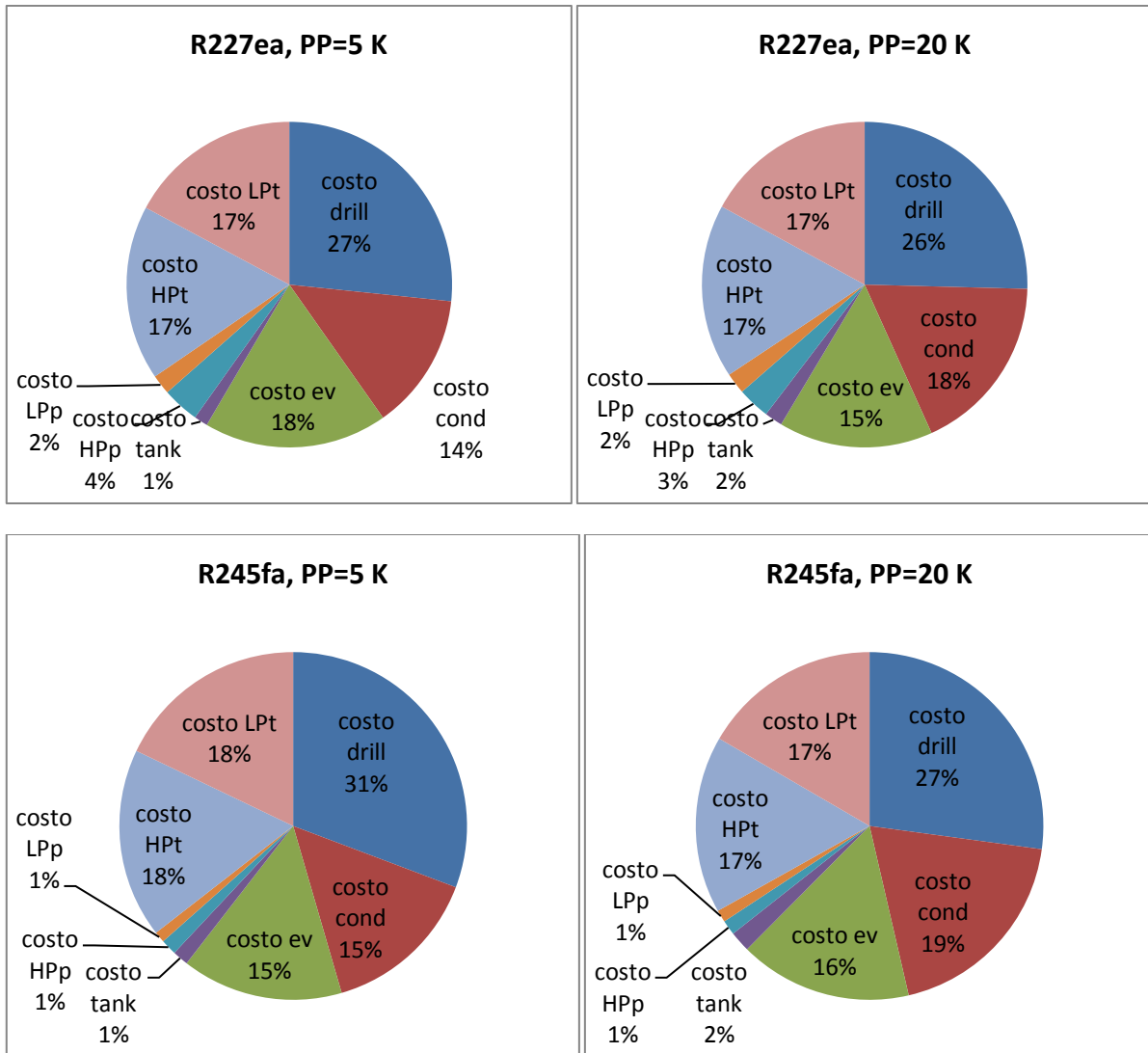


Figura 74.c: costi per componente (in percentuale rispetto al costo complessivo)

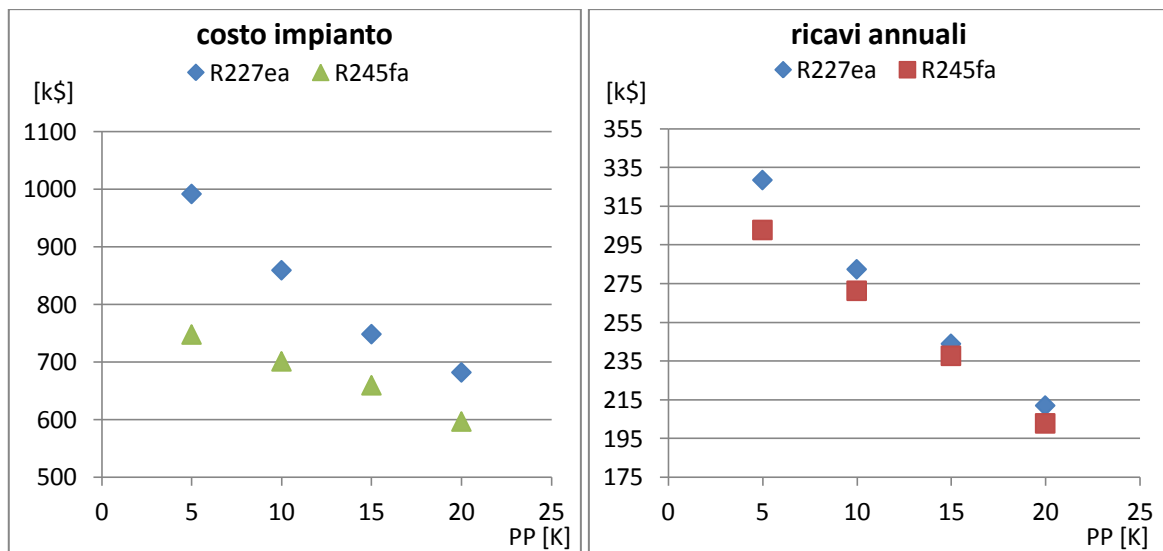


Figura 75.c: costo dell'impianto e ricavi annuali

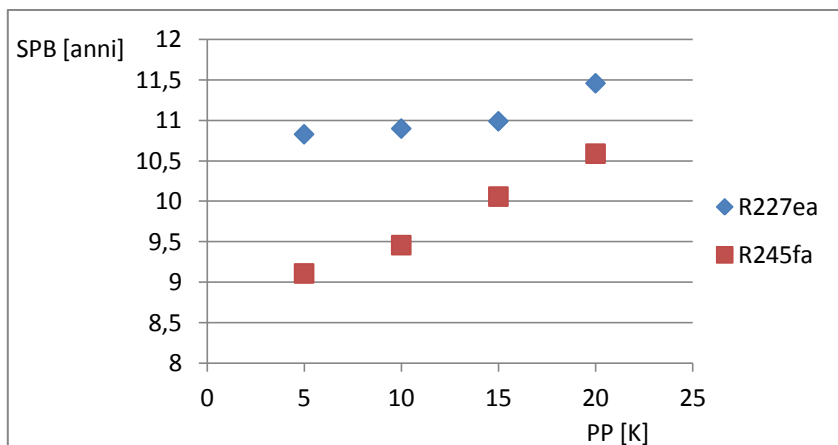


Figura 76.c: tempo di ritorno

$T_{geo}=150^{\circ}C$

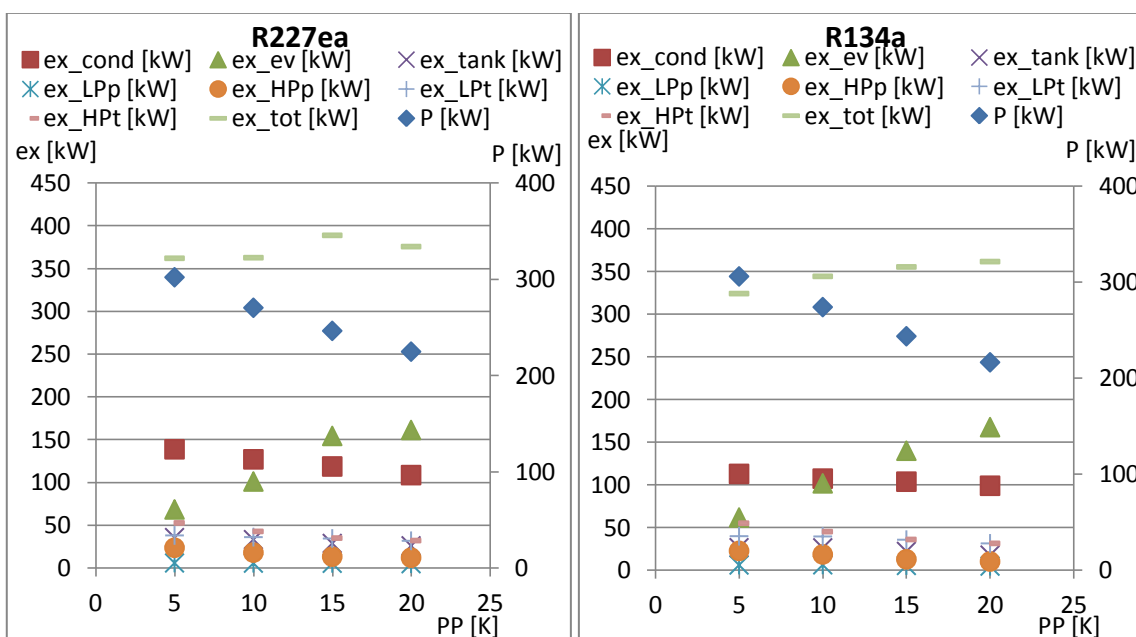


Figura 77.c: confronto tra parametri exergetici (riferiti all'asse delle ordinate principale) e potenza prodotta (riferita all'asse delle ordinate secondario)

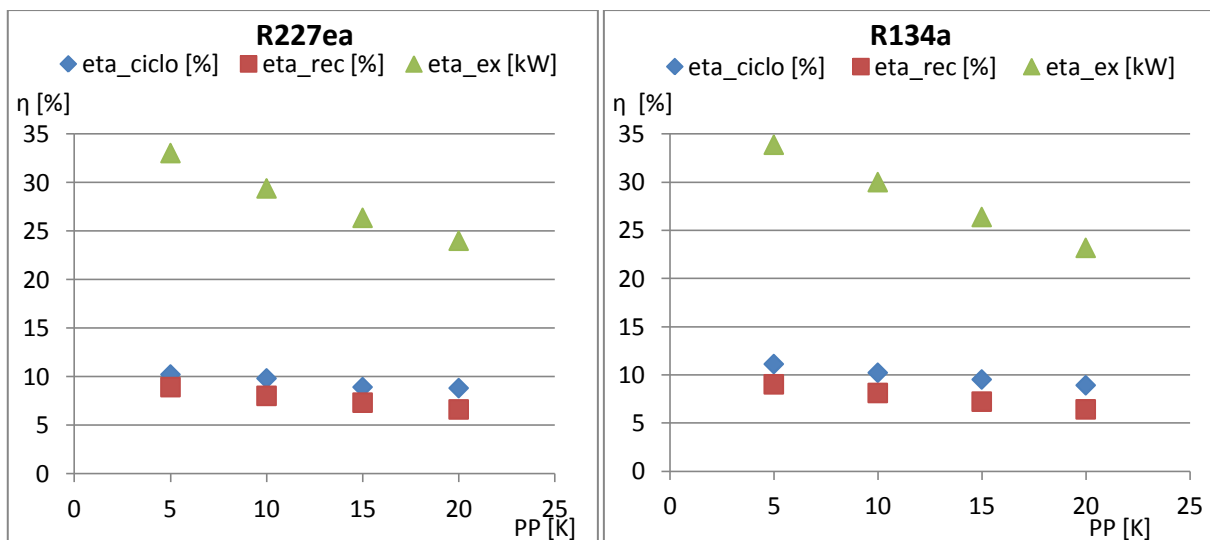


Figura 78.c: confronto tra parametri prestazionali

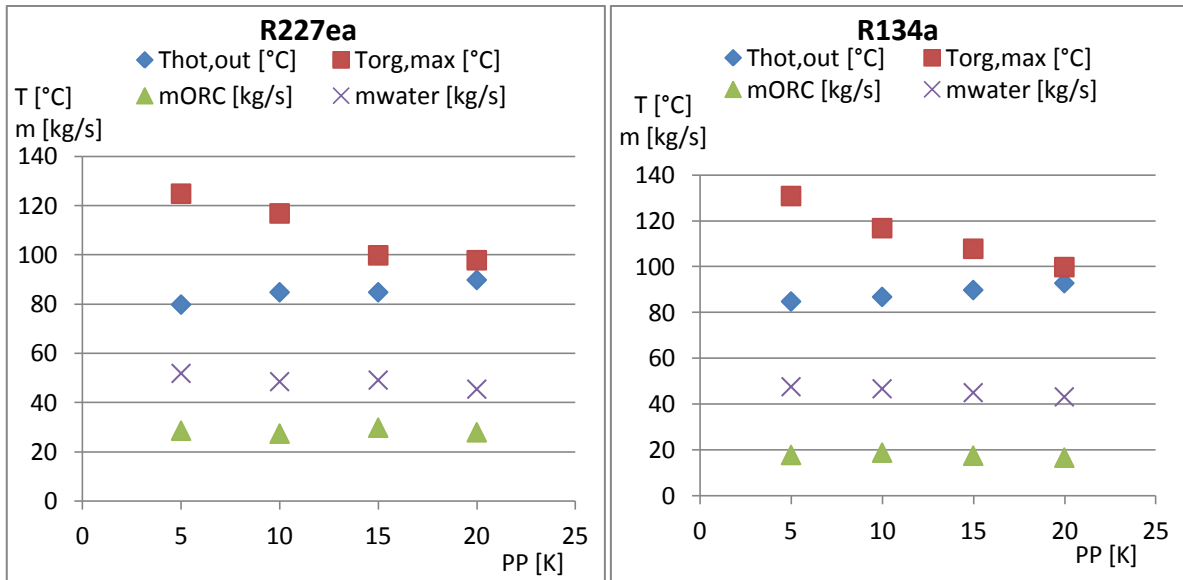


Figura 79.c: confronto tra parametri termodinamici

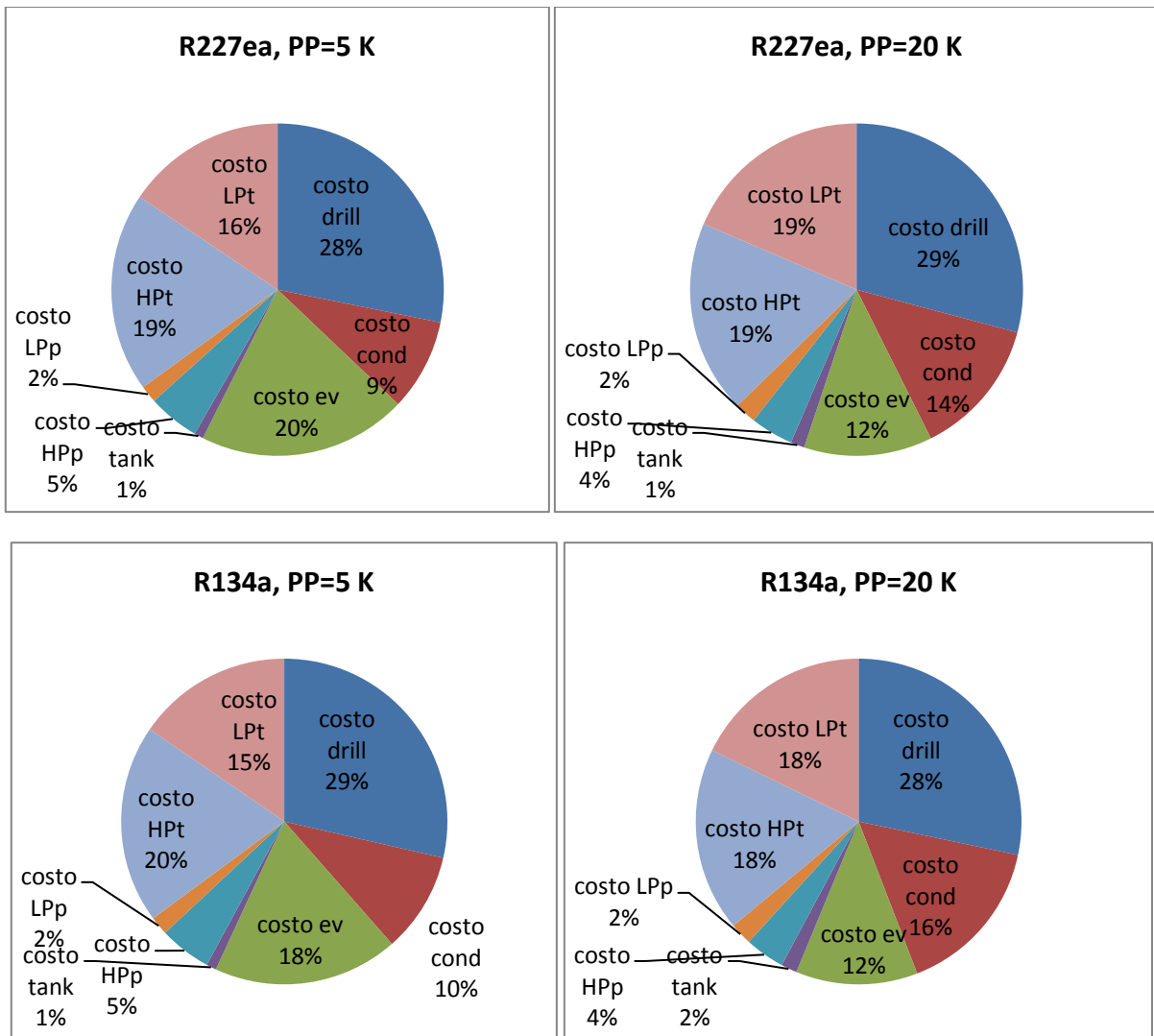


Figura 80.c: costi per componente (in percentuale rispetto al costo complessivo)

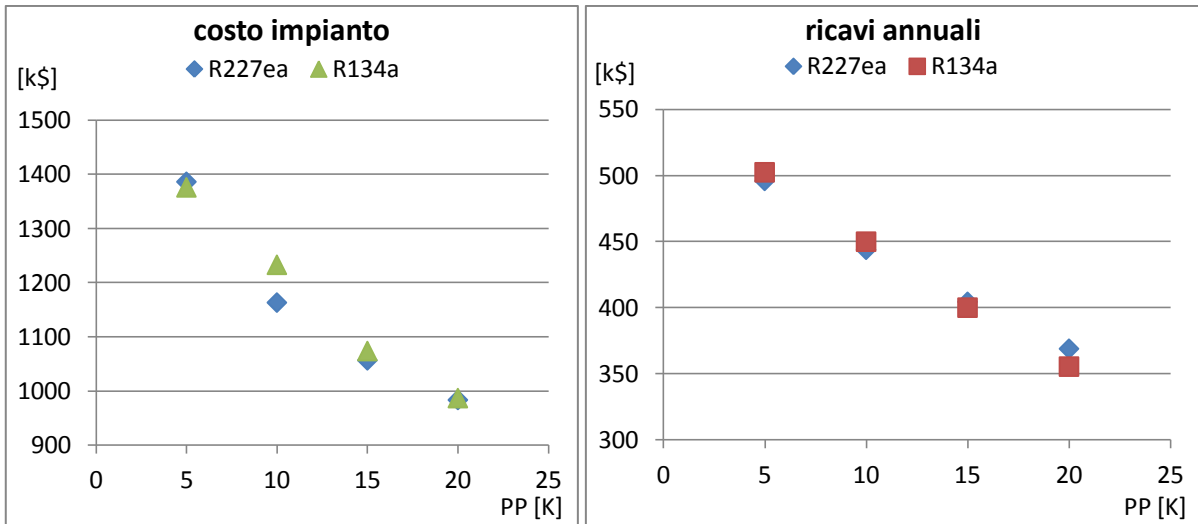


Figura 81.c: costo dell'impianto e ricavi annuali

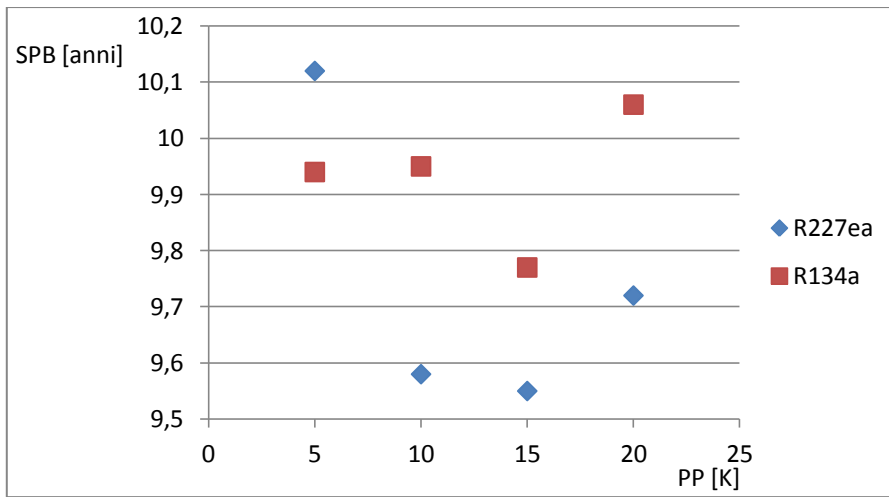


Figura 82.c: tempo di ritorno

$T_{geo}=170^{\circ}C$

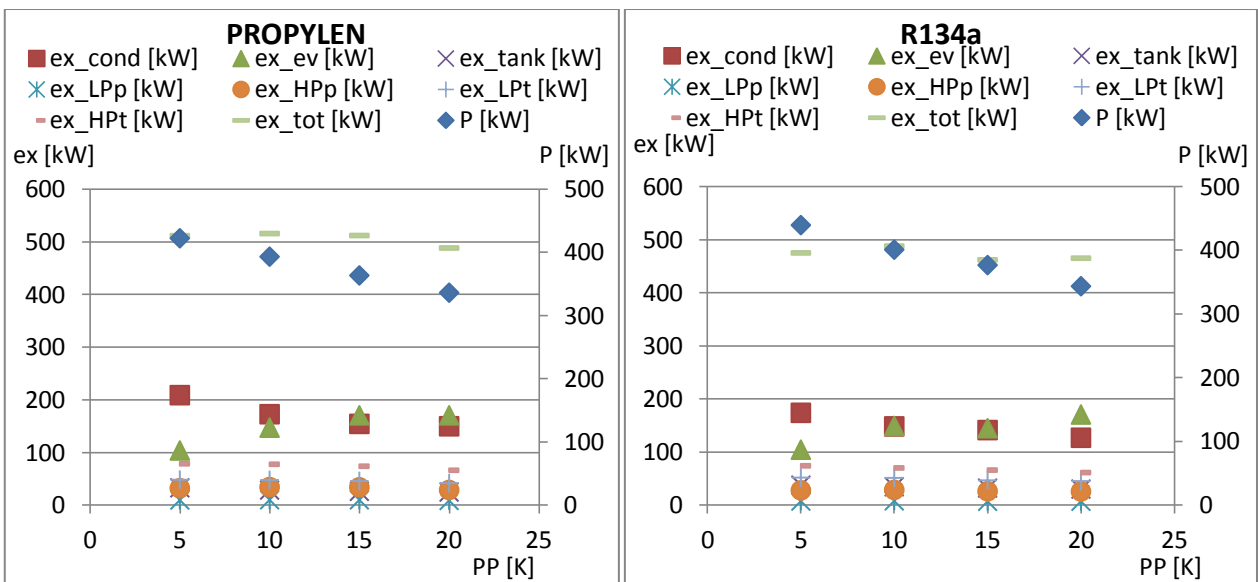


Figura 83.c: confronto tra parametri exergetici (riferiti all'asse delle ordinate principale) e potenza prodotta (riferita all'asse delle ordinate secondario)

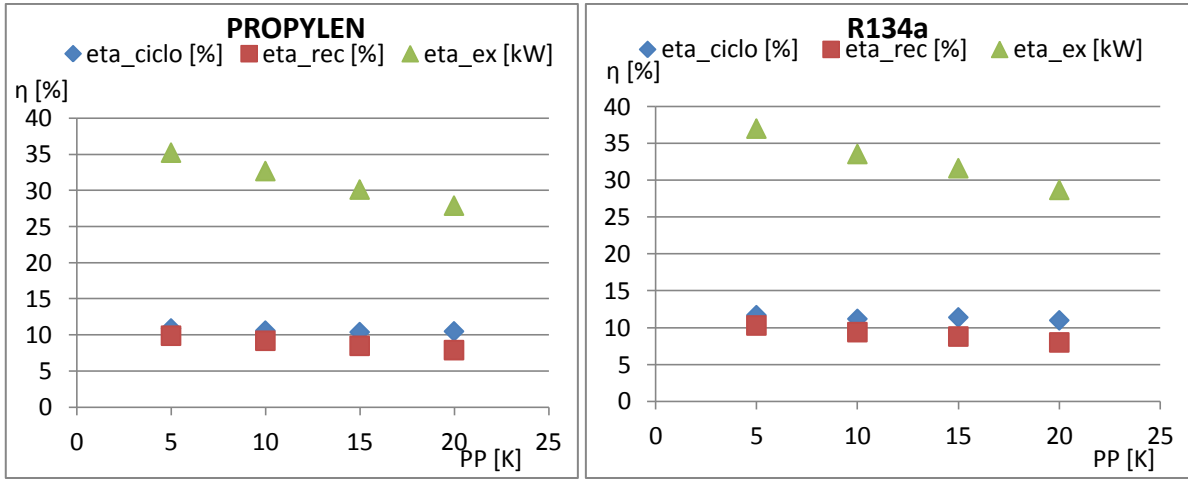


Figura 84.c: confronto tra parametri prestazionali

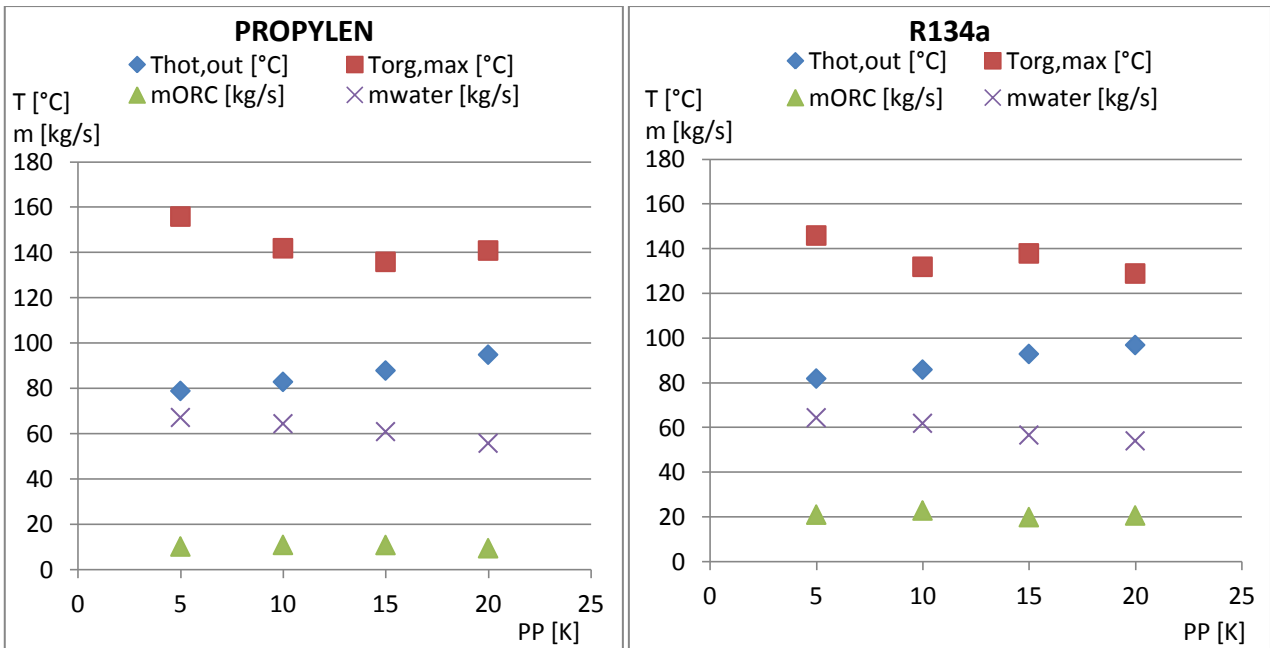
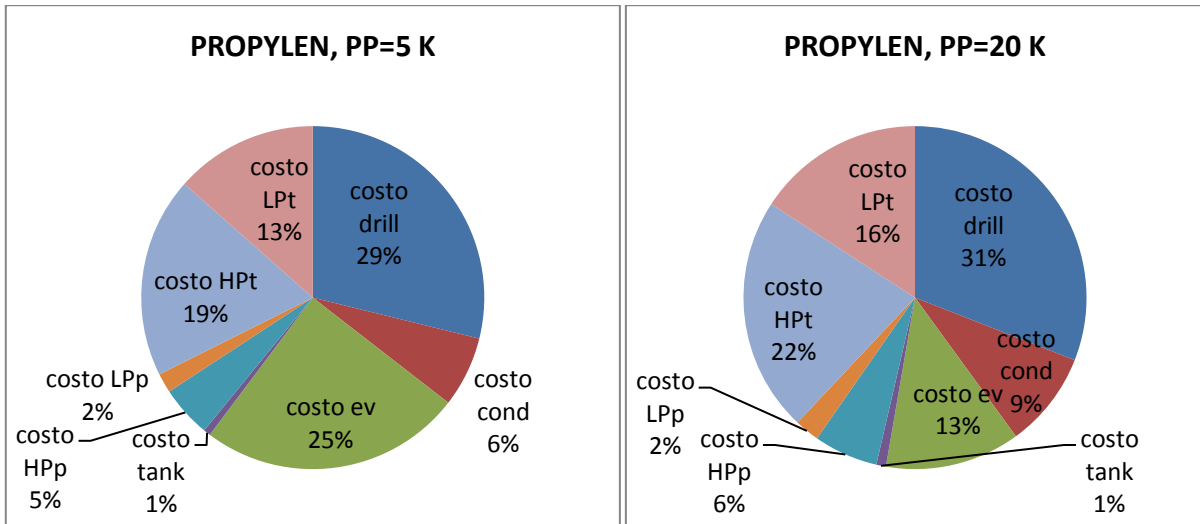


Figura 85.c: confronto tra parametri termodinamici



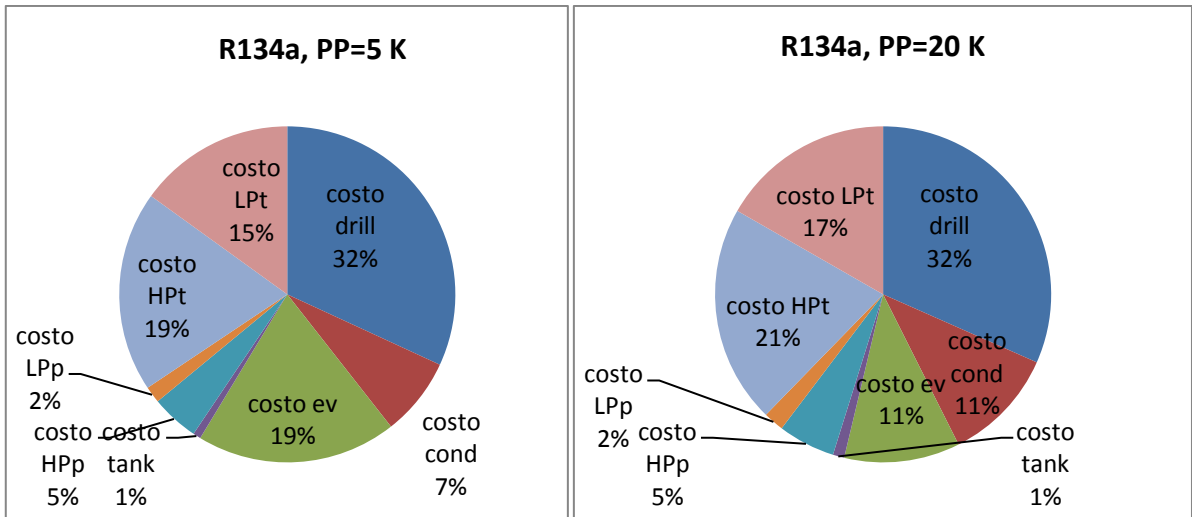


Figura 86.c: costo dei componenti (in percentuale rispetto al costo complessivo)

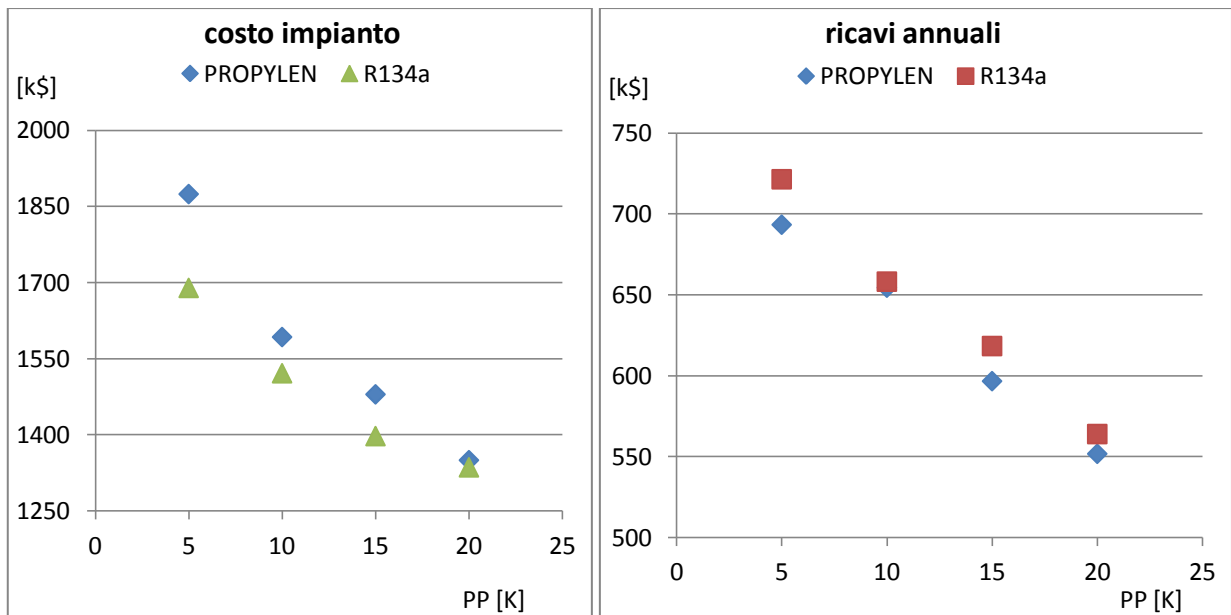


Figura 87.c: costo dell'impianto e ricavi annuali

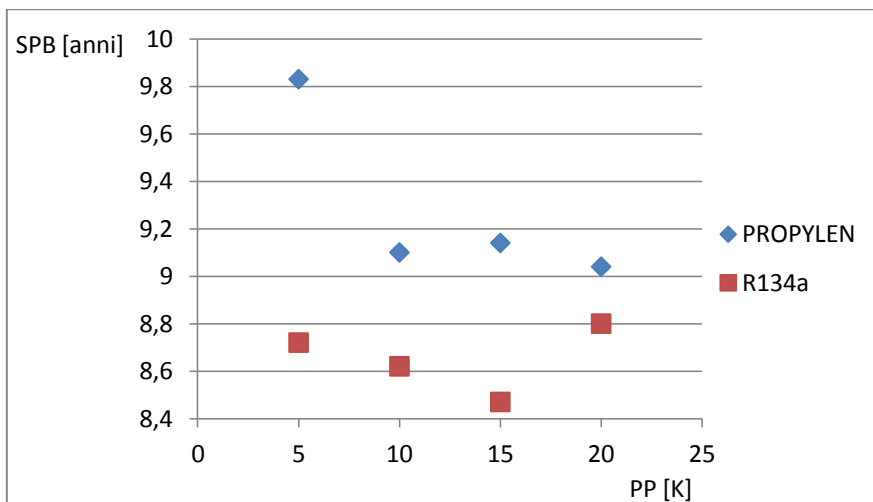


Figura 88.c: tempo di ritorno

Figure relative a 4.1.9. Selezione dei fluidi ottimi al variare della temperatura della sorgente termica

T_{geo} compresa tra 110°C e 170°C

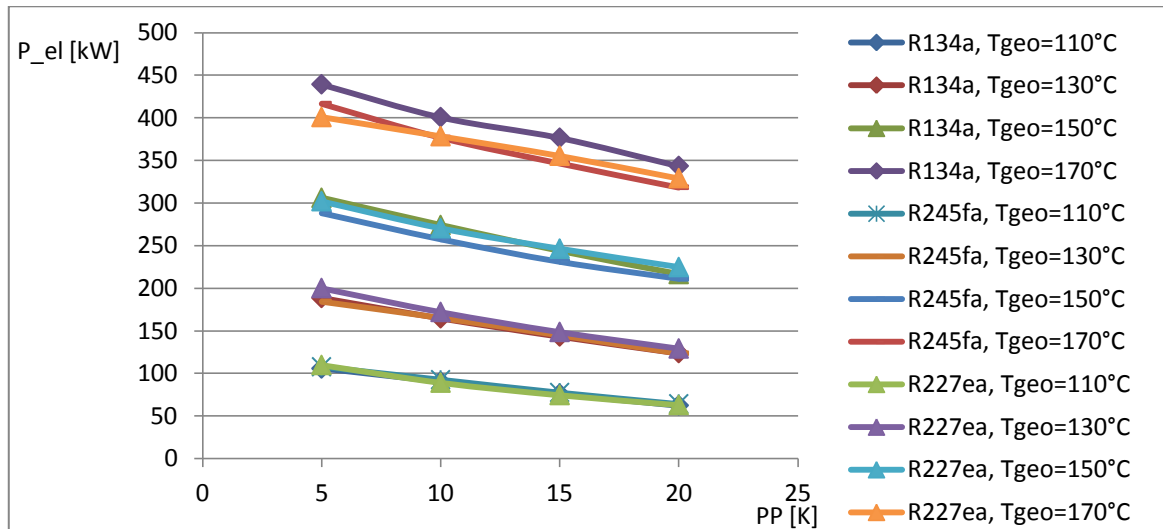


Figura 89.c: potenza elettrica prodotta dai tre fluidi scelti tra $T_{geo}=110^{\circ}\text{C}$ e $T_{geo}=170^{\circ}\text{C}$

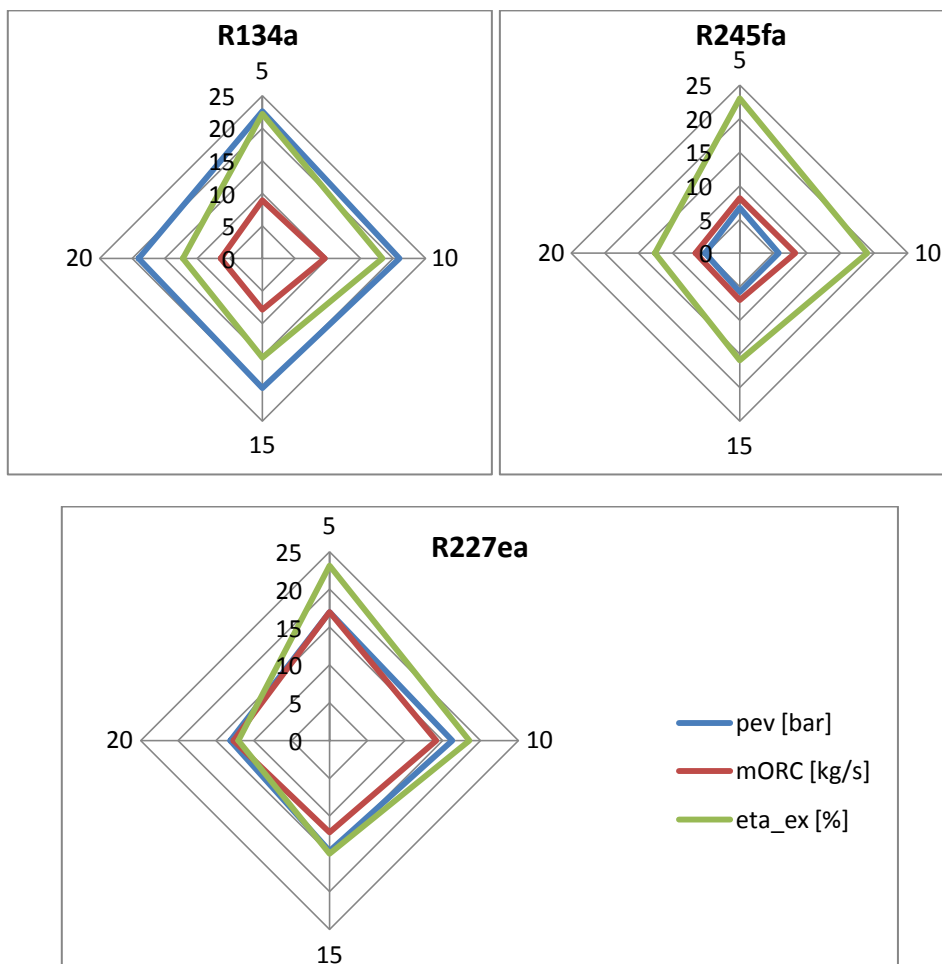


Figura 90.c: confronto tra pressione di evaporazione, portata di massa e rendimento exergetico realizzati dai tre fluidi scelti a $T_{geo}=110^{\circ}\text{C}$

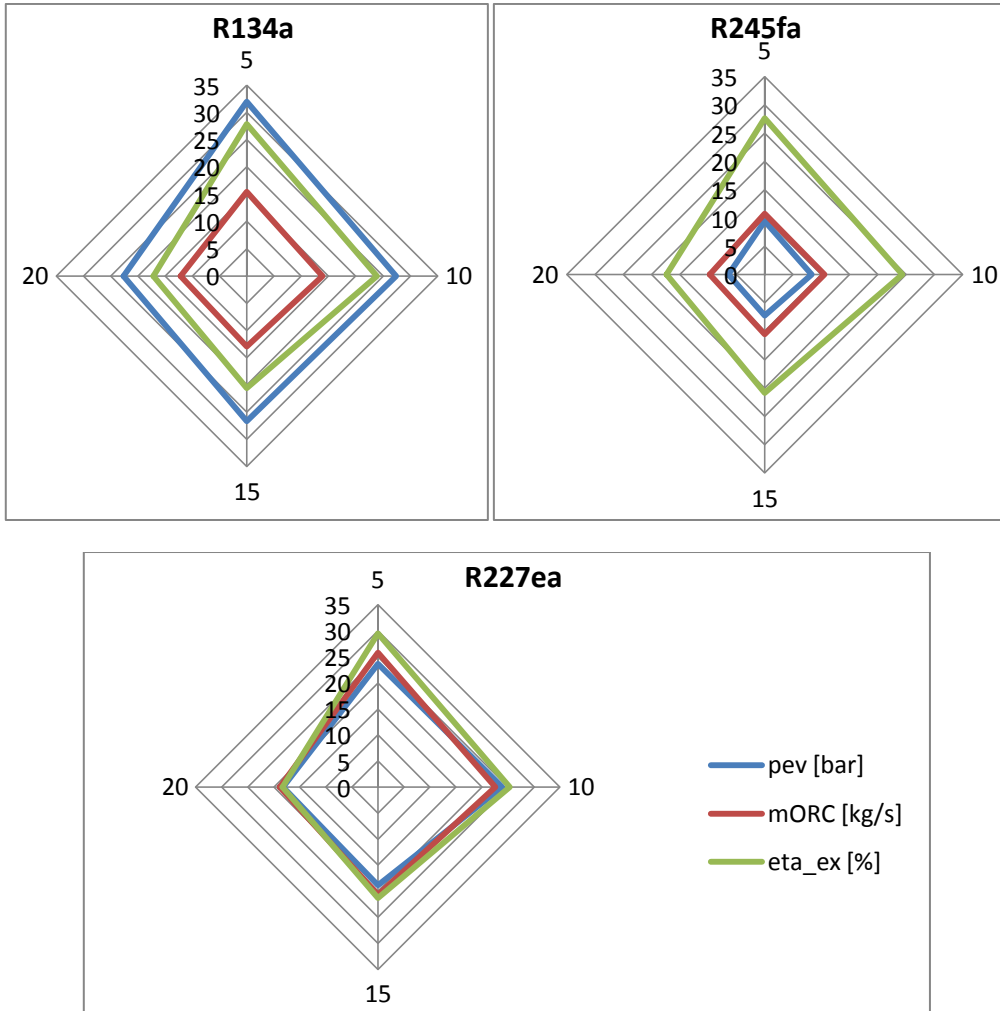
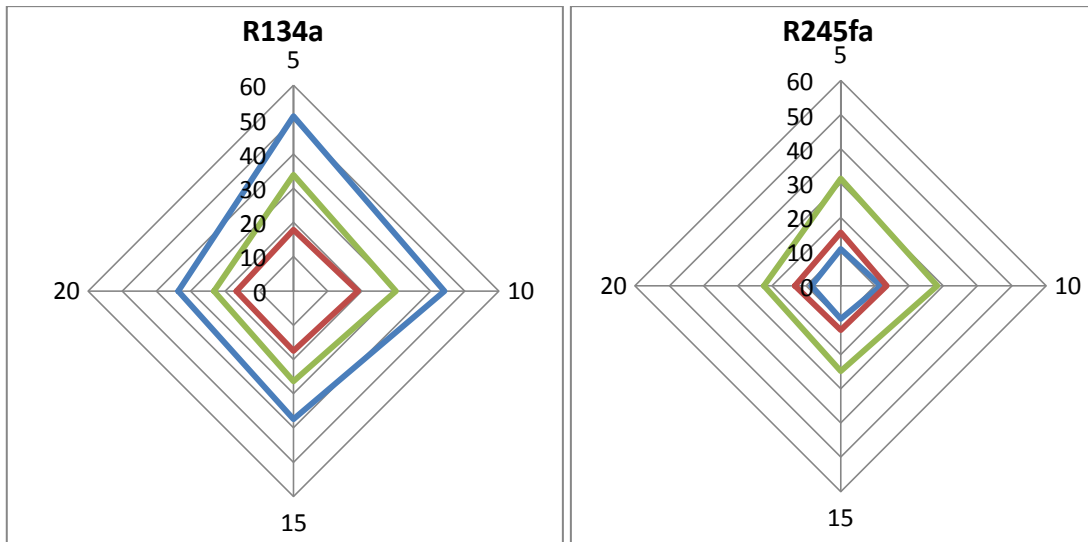


Figura 91.c: confronto tra pressione di evaporazione, portata di massa e rendimento exergetico realizzati dai tre fluidi scelti a $T_{geo}=130^{\circ}\text{C}$



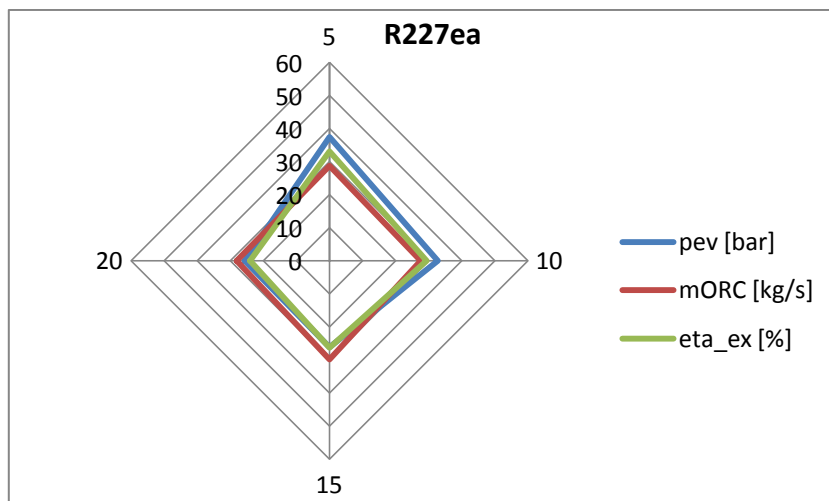


Figura 92.c: confronto tra pressione di evaporazione, portata di massa e rendimento exergetico realizzati dai tre fluidi scelti a $T_{geo}=150^{\circ}C$

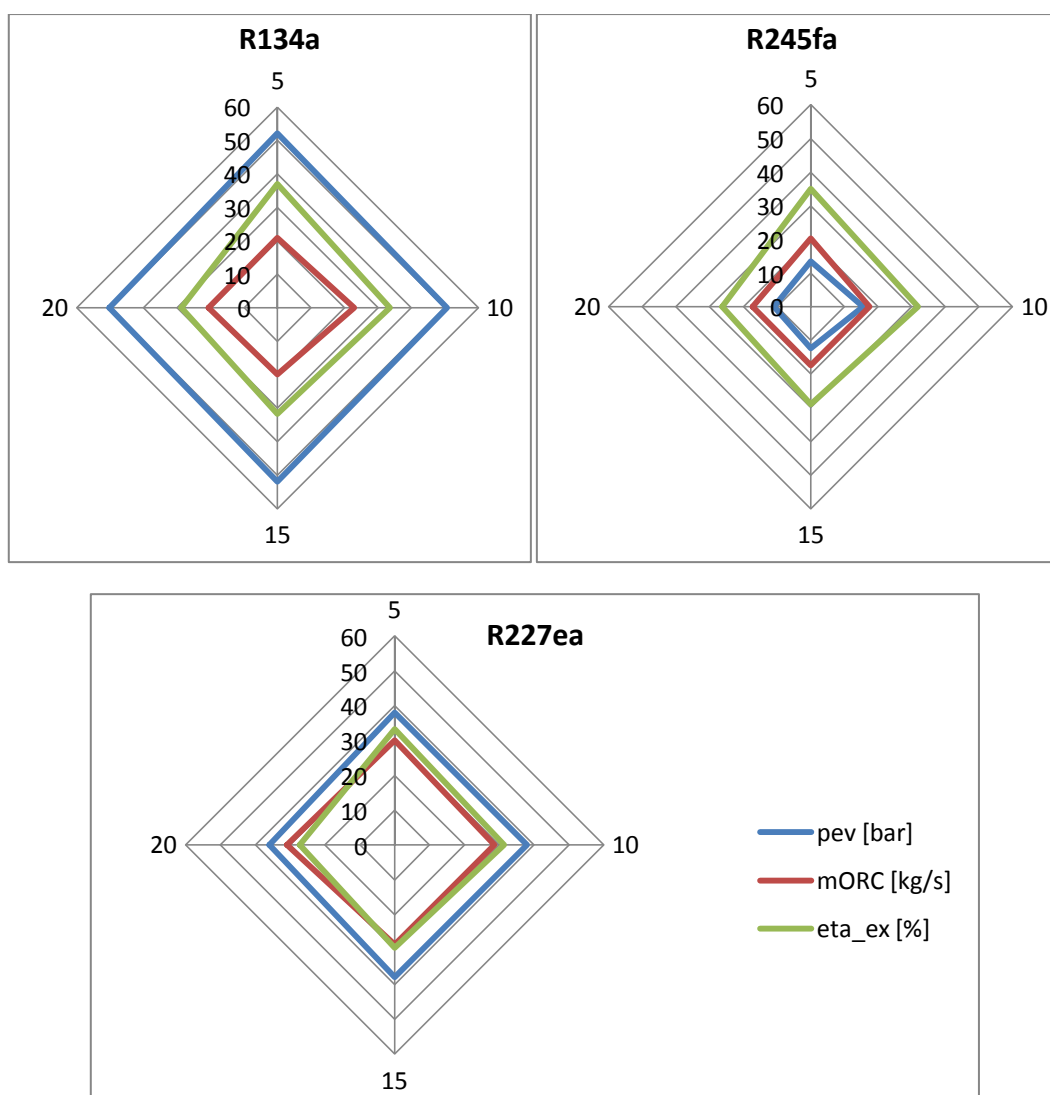


Figura 93.c: confronto tra pressione di evaporazione, portata di massa e rendimento exergetico realizzati dai tre fluidi scelti a $T_{geo}=170^{\circ}C$

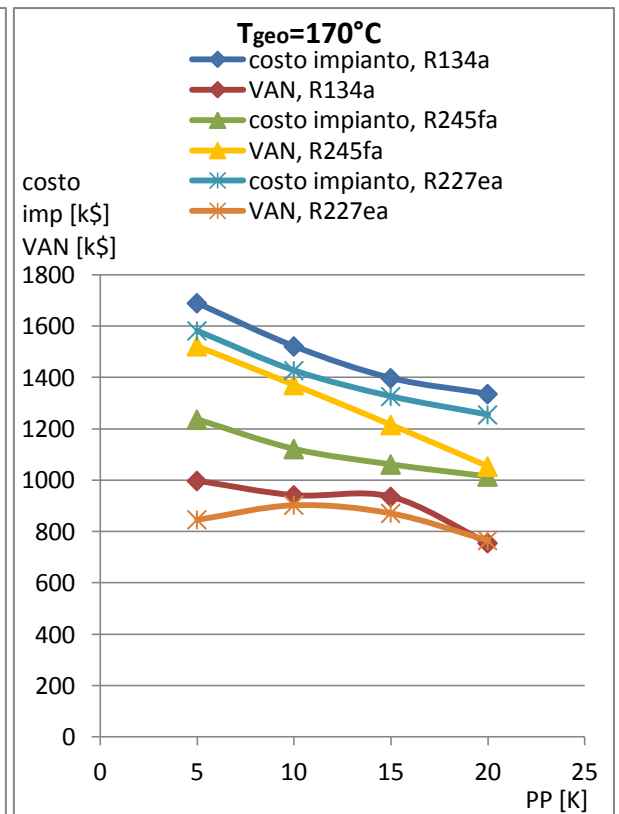
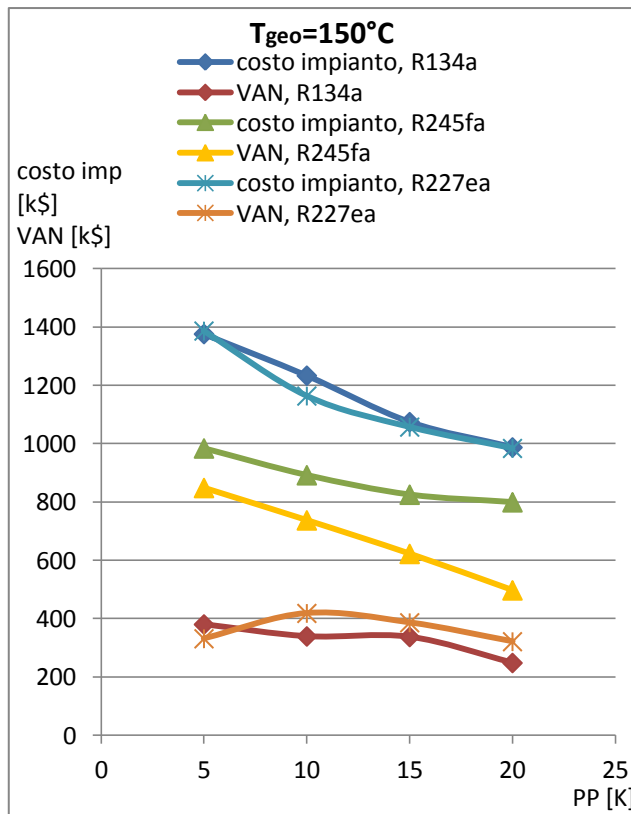
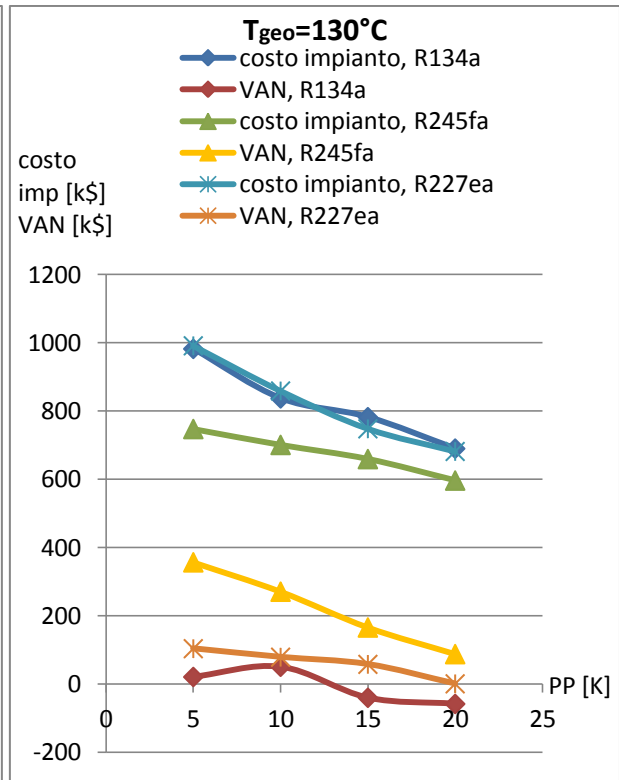
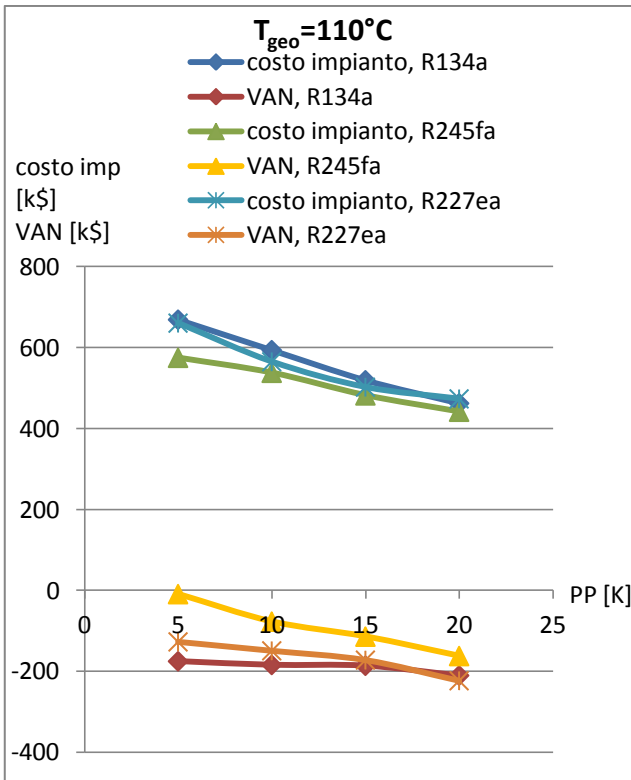


Figura 94.c: costo d'impianto e VAN realizzati dai tre fluidi scelti tra $T_{geo}=110^{\circ}\text{C}$ e $T_{geo}=170^{\circ}\text{C}$

Appendice B

Ottimizzazione del rendimento exergetico

Caso (a)

Figure relative a 4.2.1. Selezione dei fluidi ottimi per ogni temperatura della sorgente termica

$T_{geo} = 110^{\circ}C$

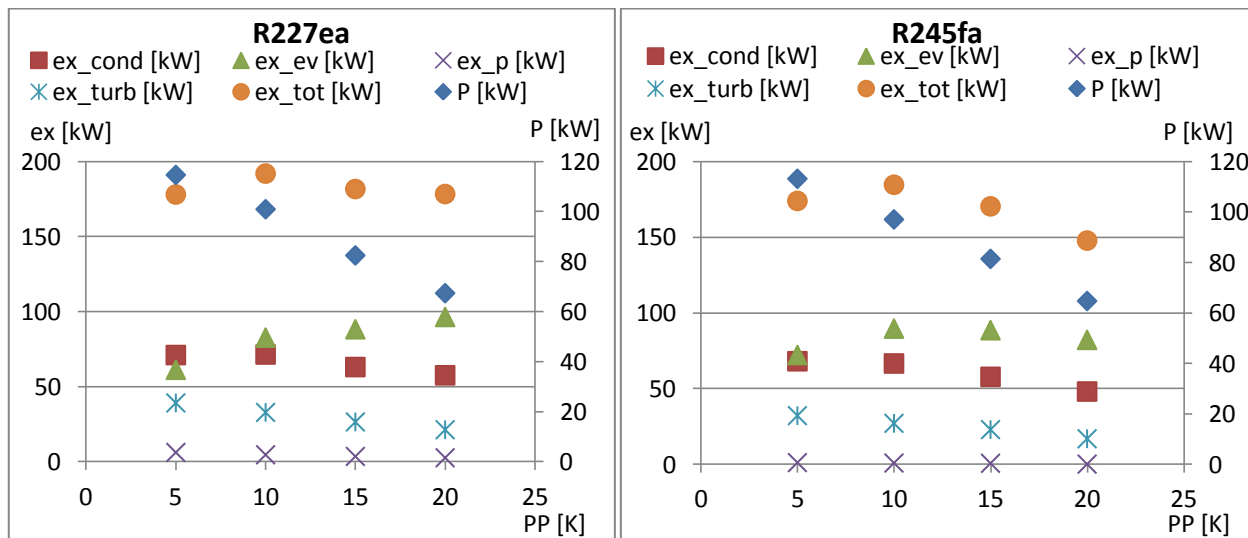


Figura 95.a: confronto tra parametri exergetici (riferiti all'asse delle ordinate principale) e potenza prodotta (riferita all'asse delle ordinate secondario)

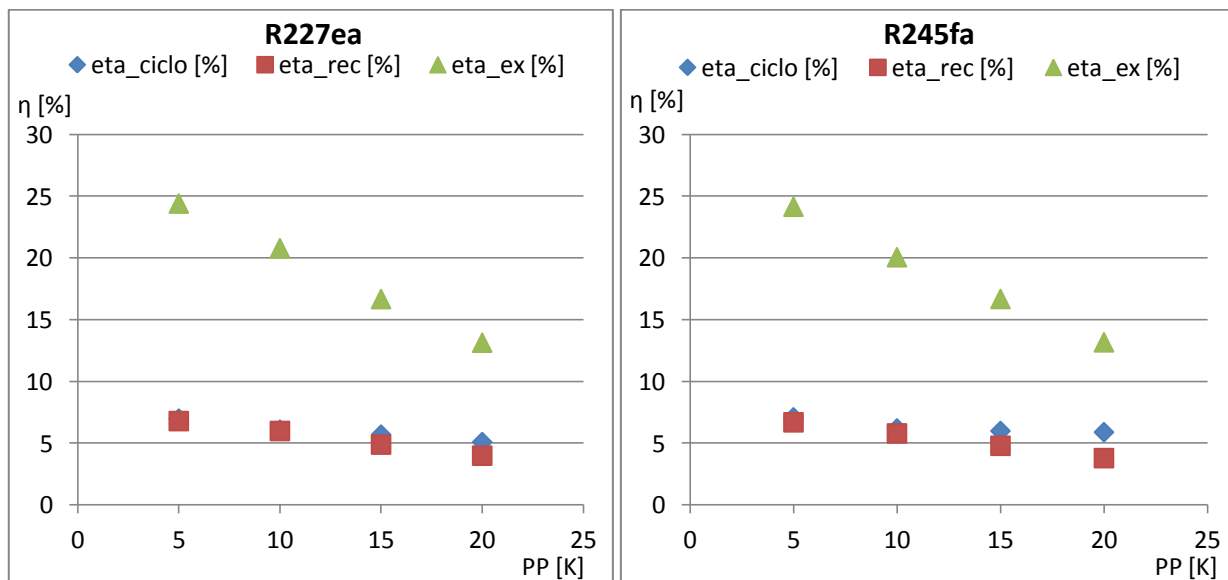


Figura 96.a: confronto tra parametri prestazionali

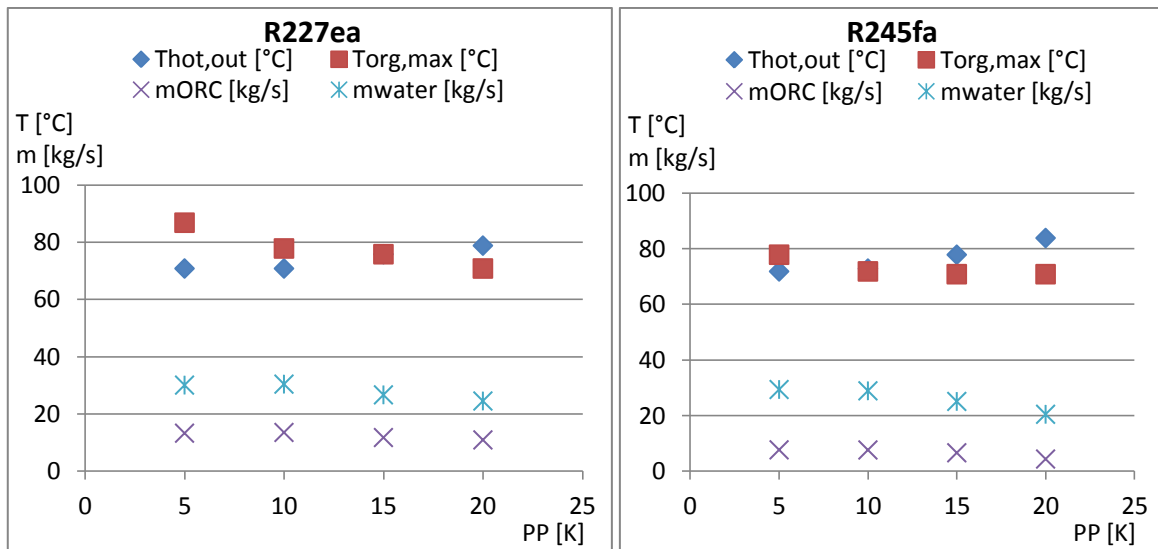


Figura 97.a: confronto tra parametri termodinamici

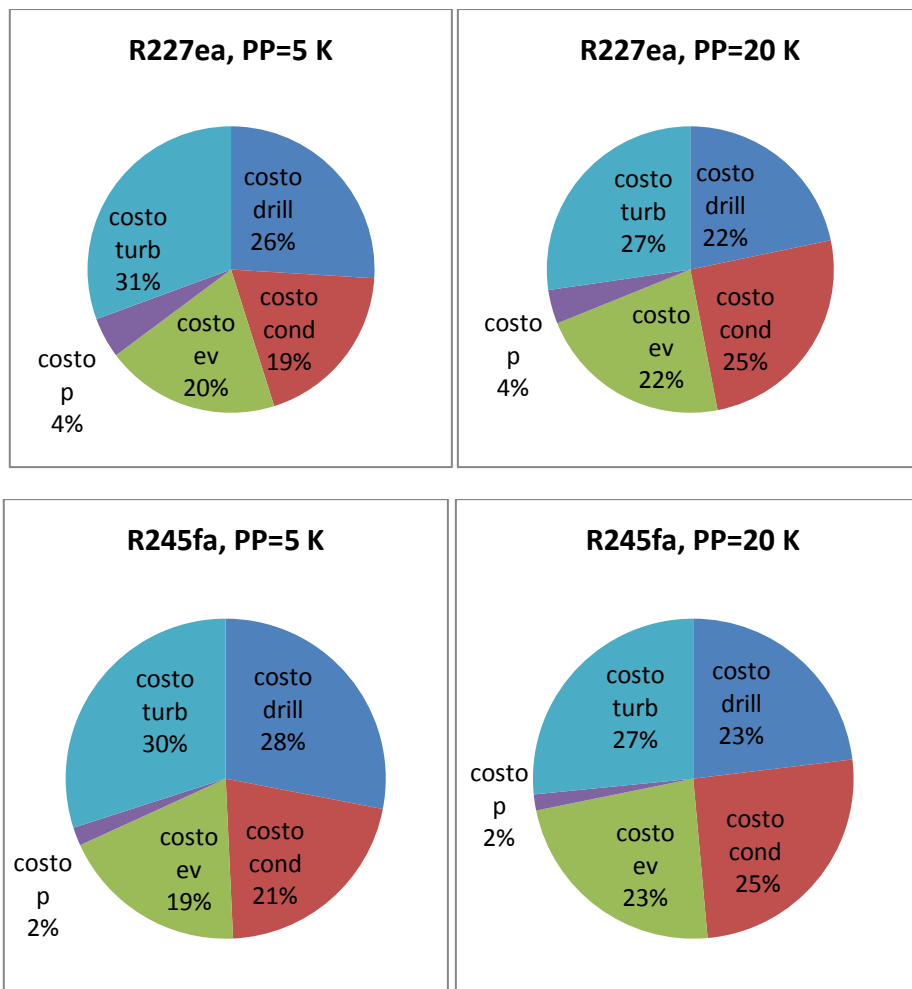


Figura 98.a: costi per componente (in percentuale rispetto al costo complessivo)

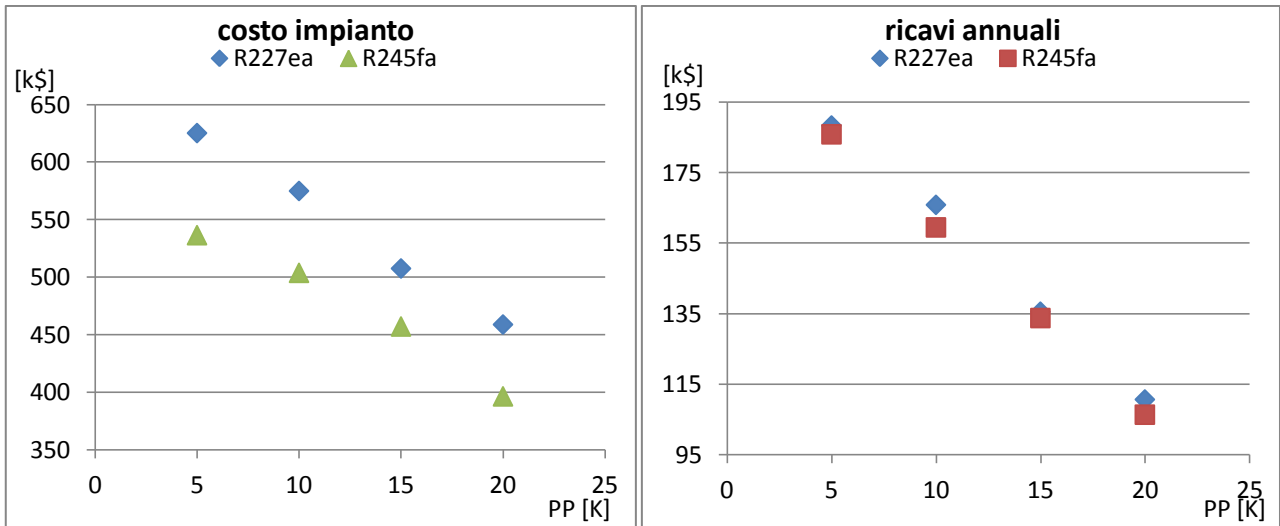


Figura 99.a: costo dell'impianto e ricavi annuali

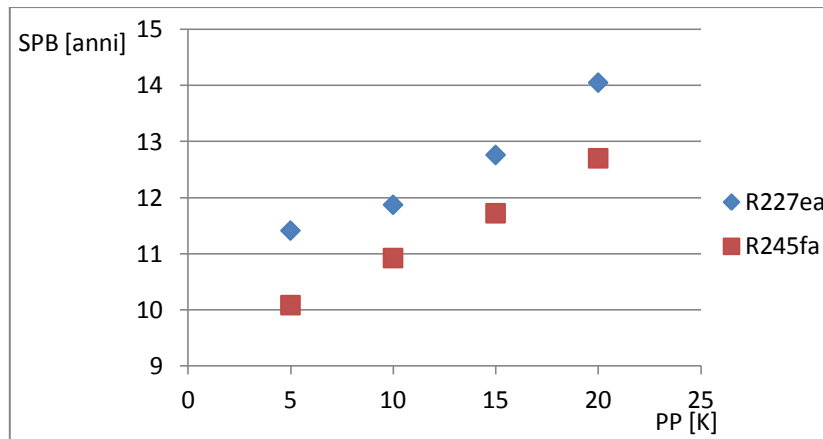


Figura 100.a: tempo di ritorno

$T_{geo} = 130^{\circ}C$

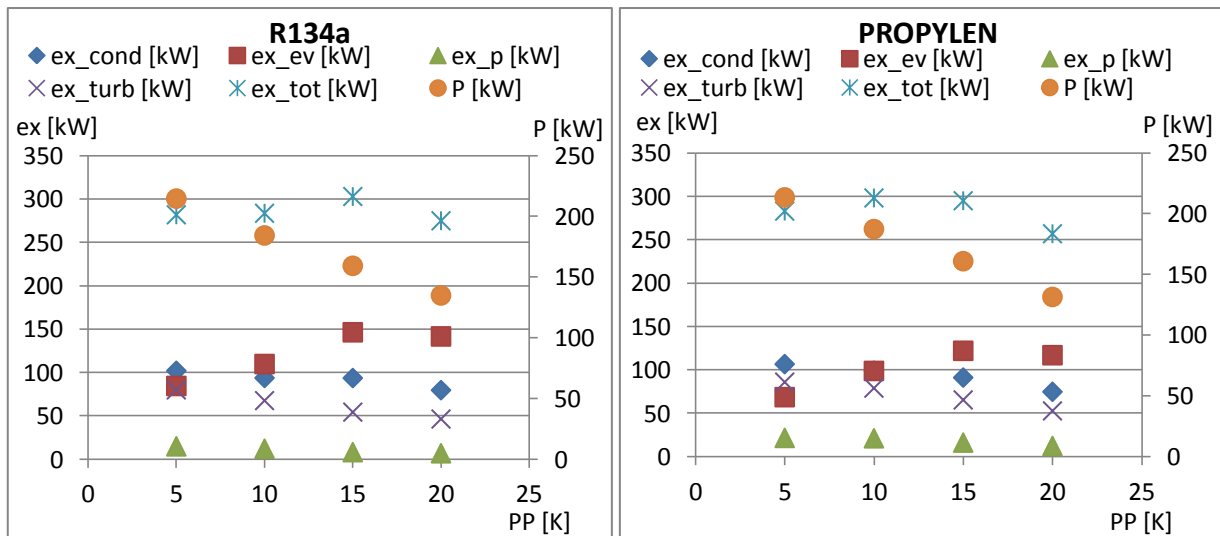


Figura 101.a: confronto tra parametri exergetici (riferiti all'asse delle ordinate principale) e potenza prodotta (riferita all'asse delle ordinate secondario)

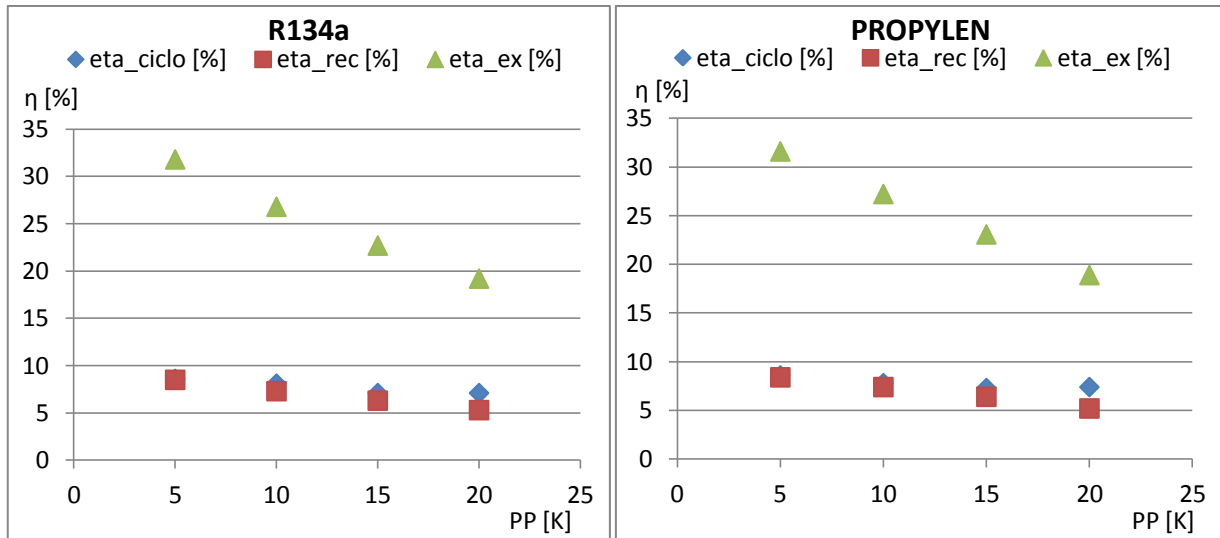


Figura 102.a: confronto tra parametri prestazionali

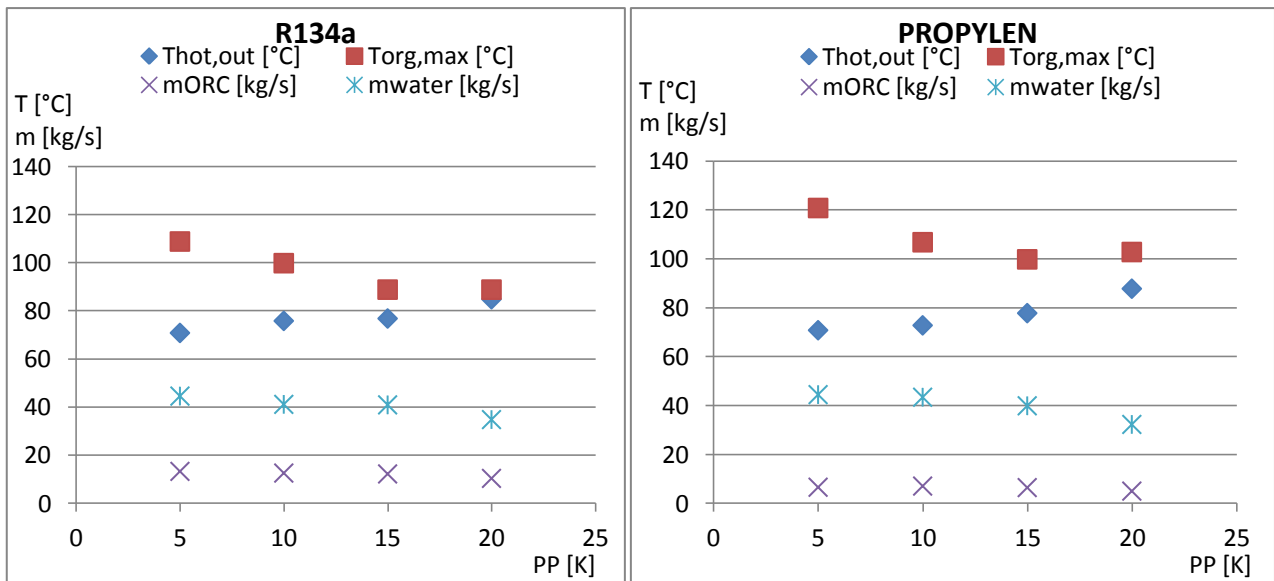
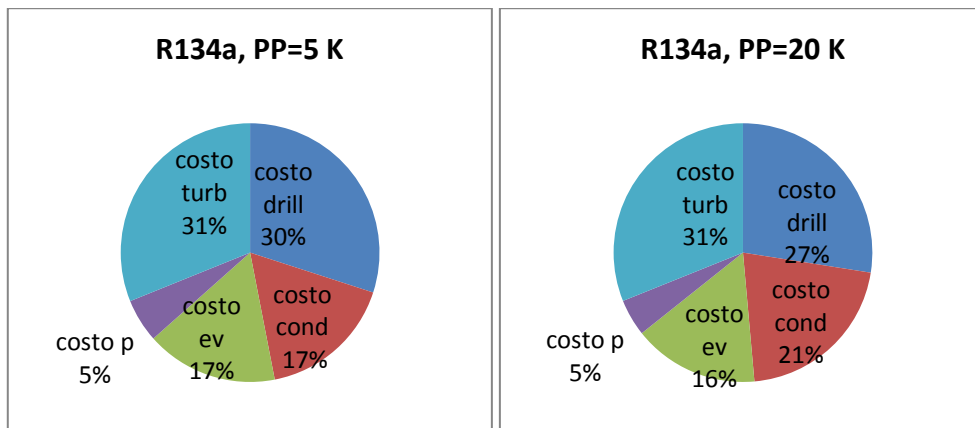


Figura 103.a: confronto tra parametri termodinamici



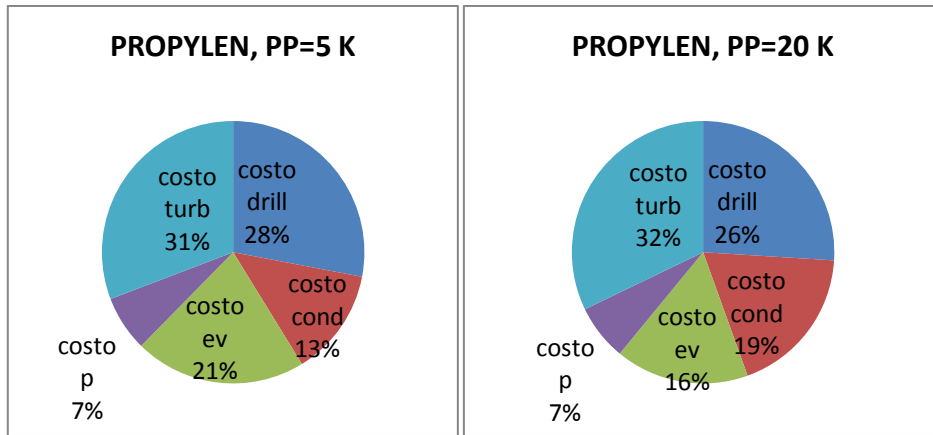


Figura 104.a: costi per componente (in percentuale rispetto al costo complessivo)

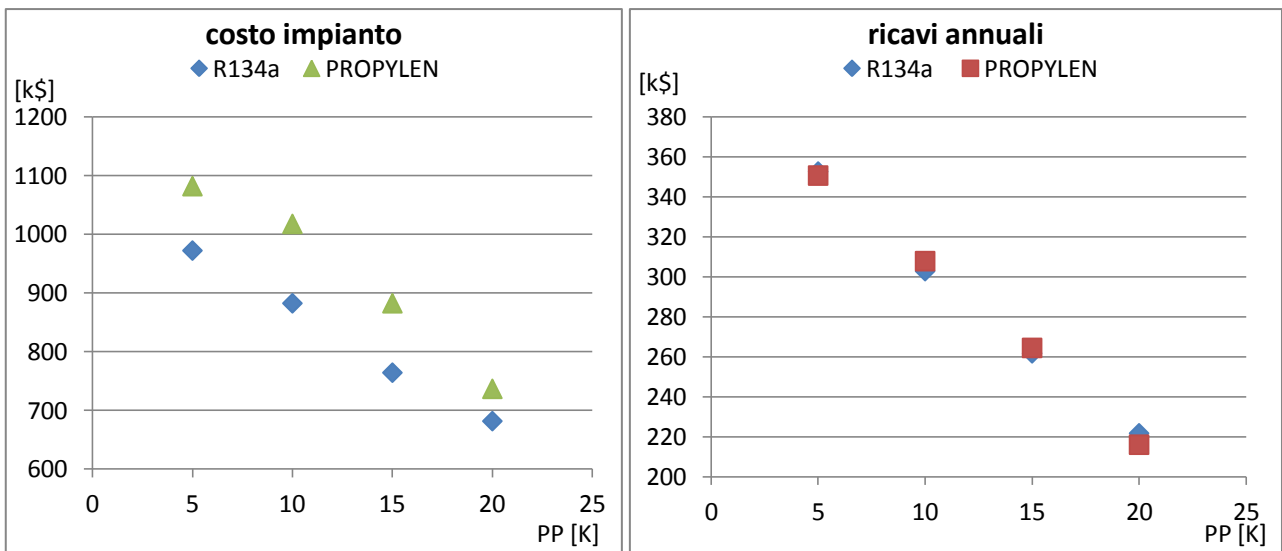


Figura 105.a: costo dell'impianto e ricavi annuali

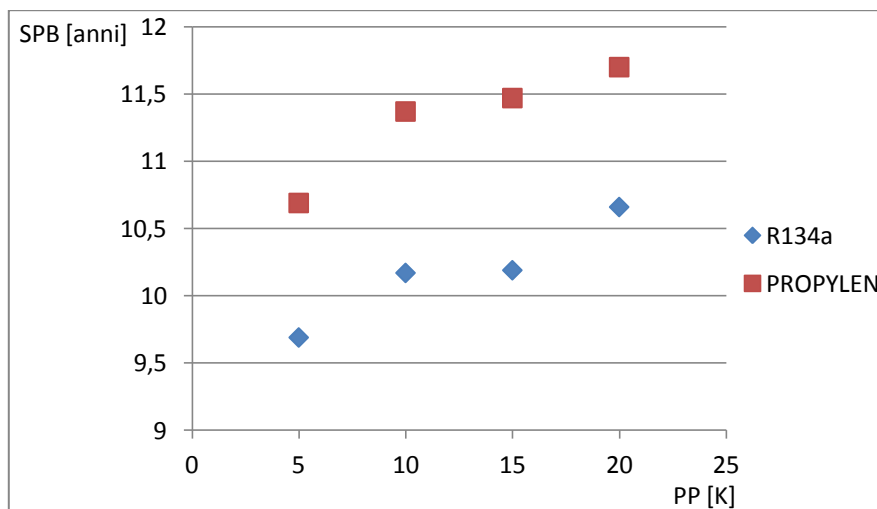


Figura 106.a: tempo di ritorno

$T_{geo} = 150^{\circ}\text{C}$

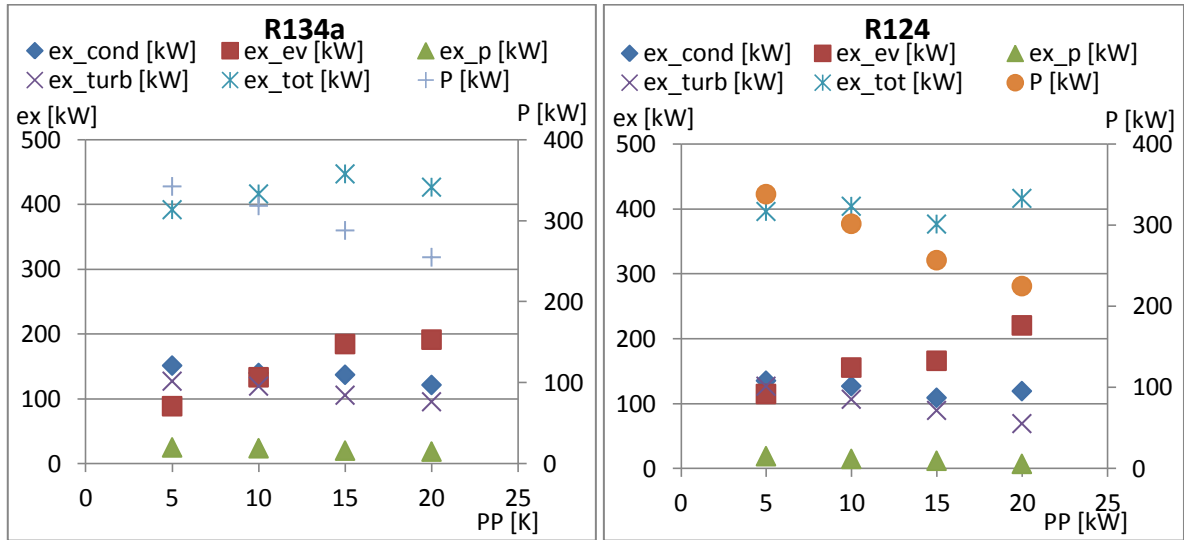


Figura 107.a: confronto tra parametri exergetici (riferiti all'asse delle ordinate principale e potenza prodotta (riferita all'asse delle ordinate secondario)

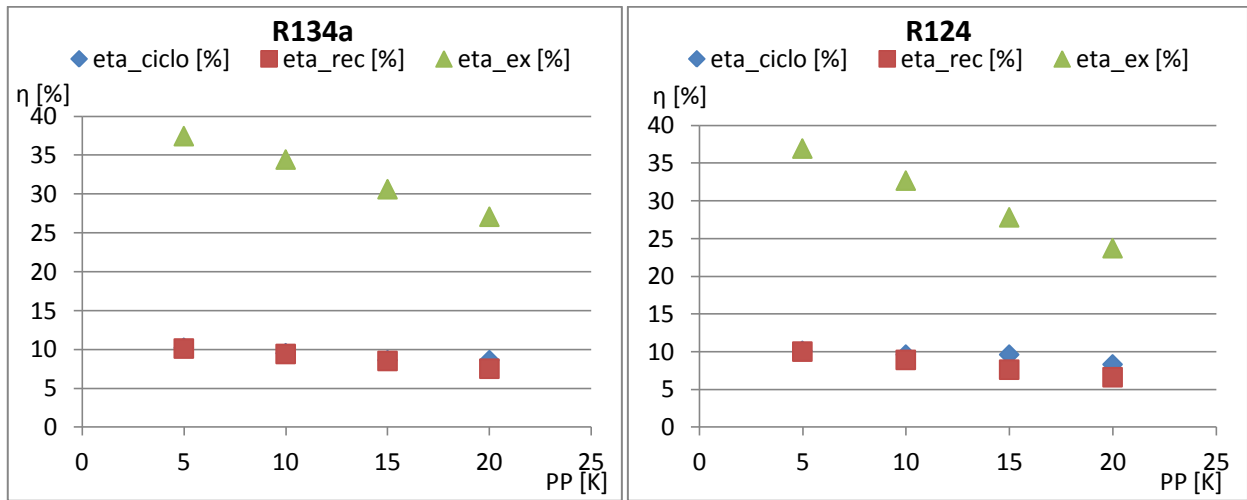


Figura 108.a: confronto tra parametri prestazionali

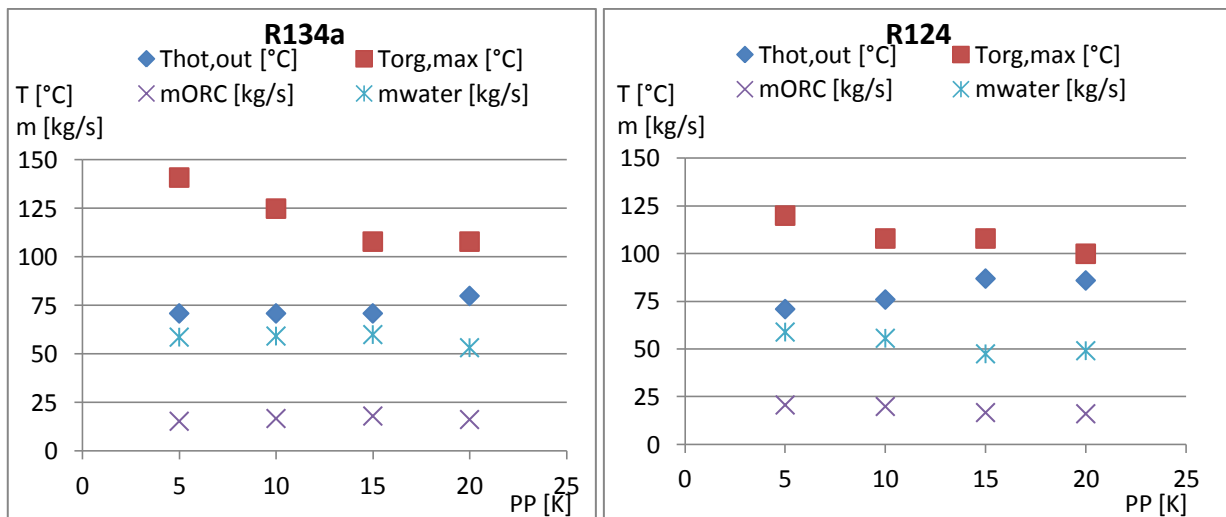


Figura 109.a: confronto tra parametri termodinamici

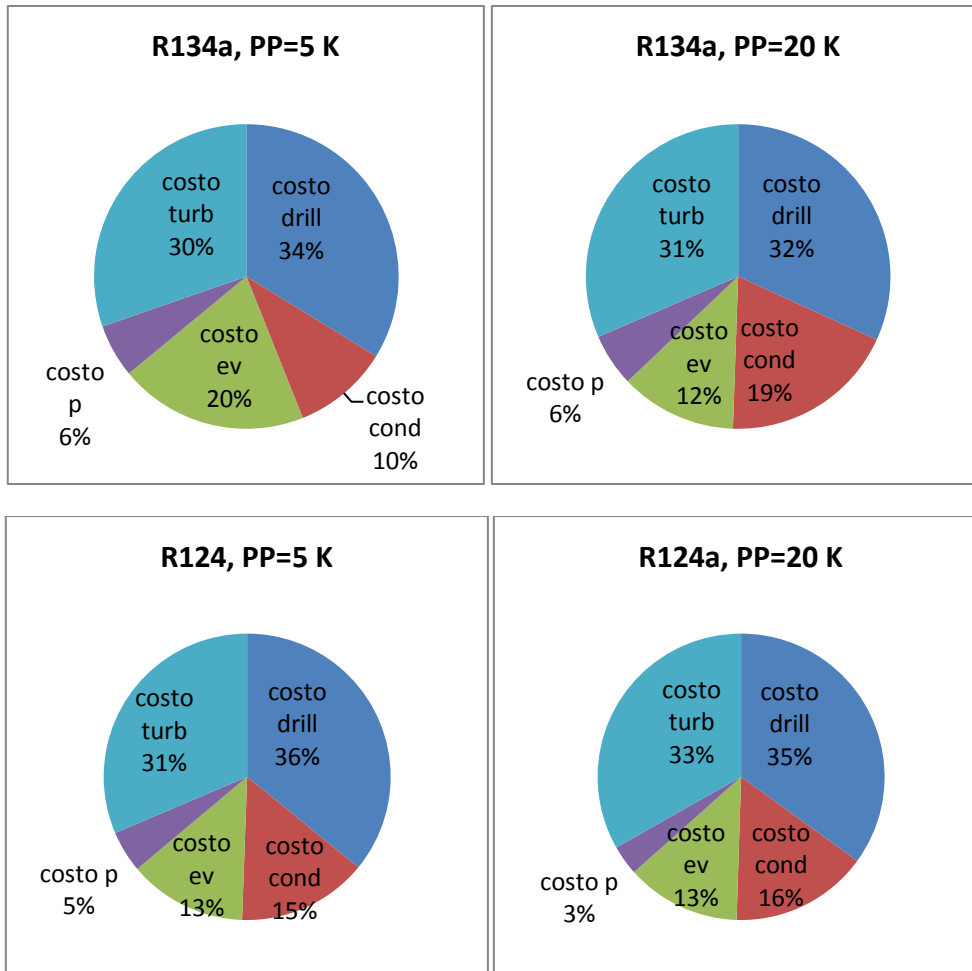


Figura 110.a: costi per componente (in percentuale rispetto al costo complessivo)

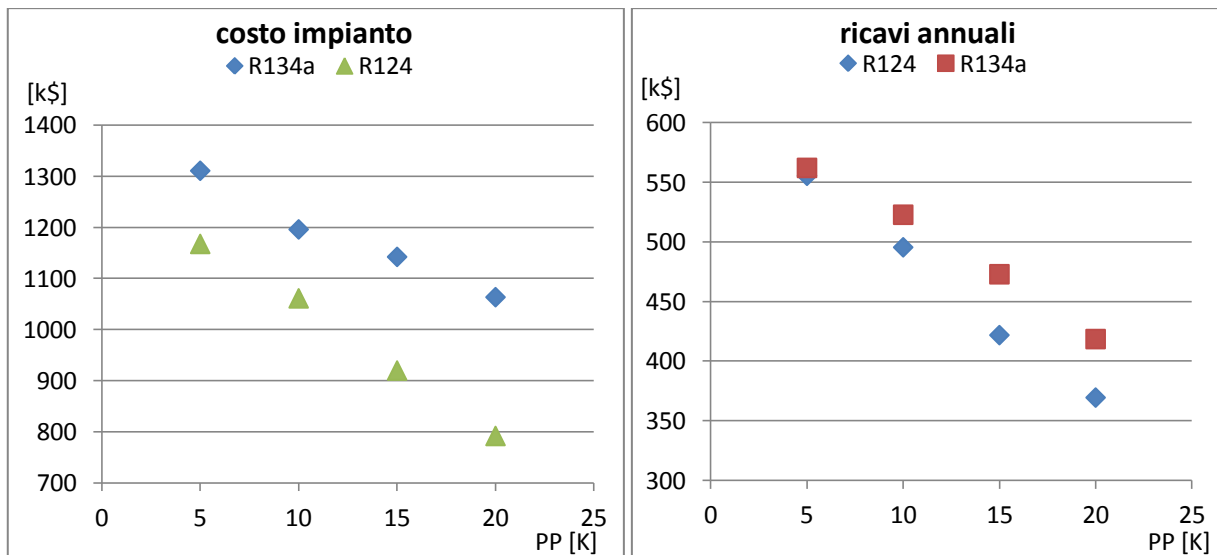


Figura 111.a: costo dell'impianto e ricavi annuali

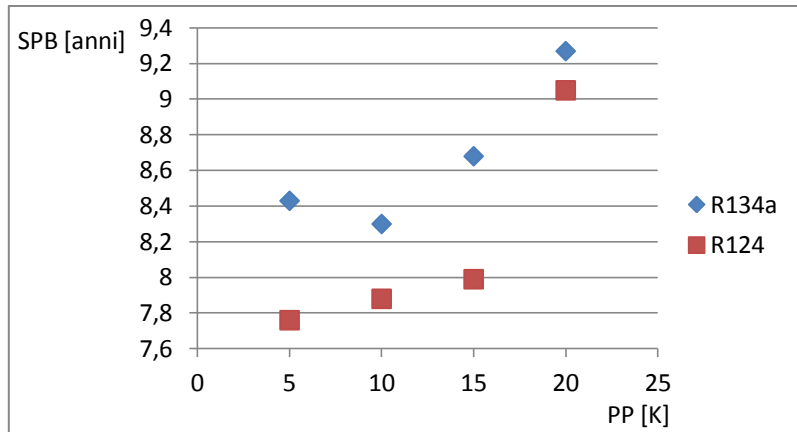


Figura 112.a: tempo di ritorno

$T_{geo} = 170^{\circ}C$

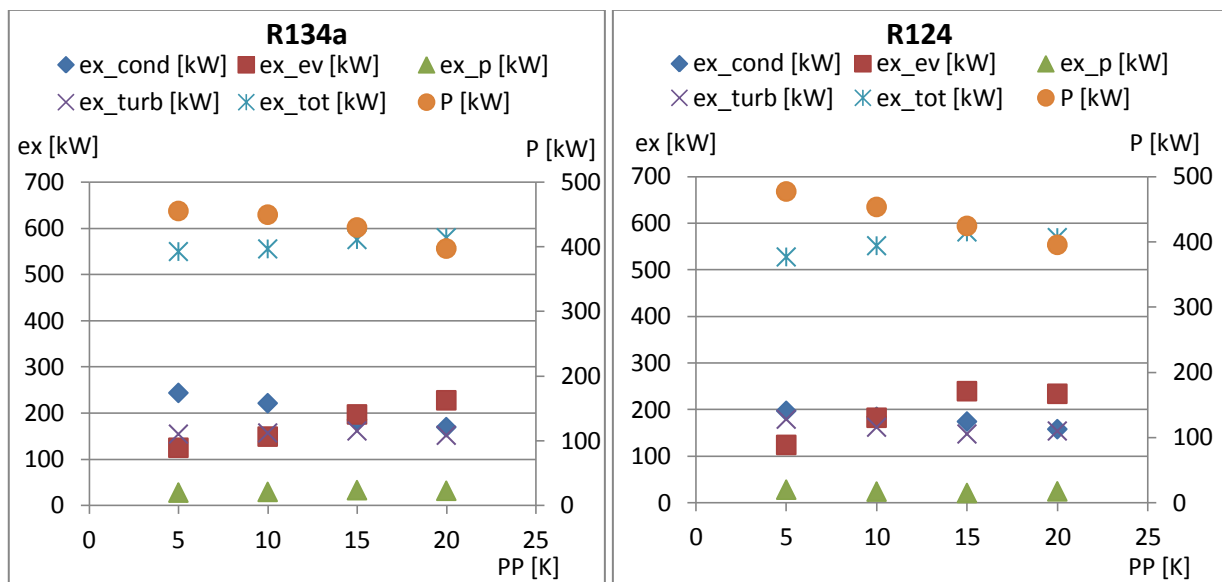


Figura 113.a: confronto tra parametri exergetici (riferita all'asse delle ordinate principale) e potenza prodotta (riferita all'asse delle ordinate secondario)

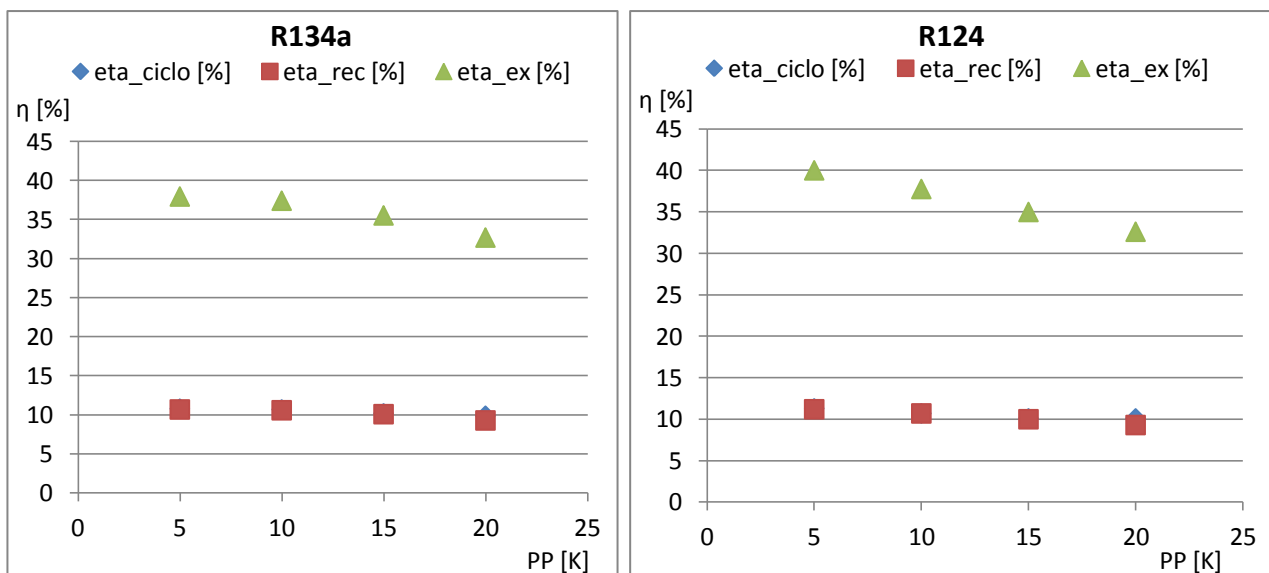


Figura 114.a: confronto tra parametri prestazionali

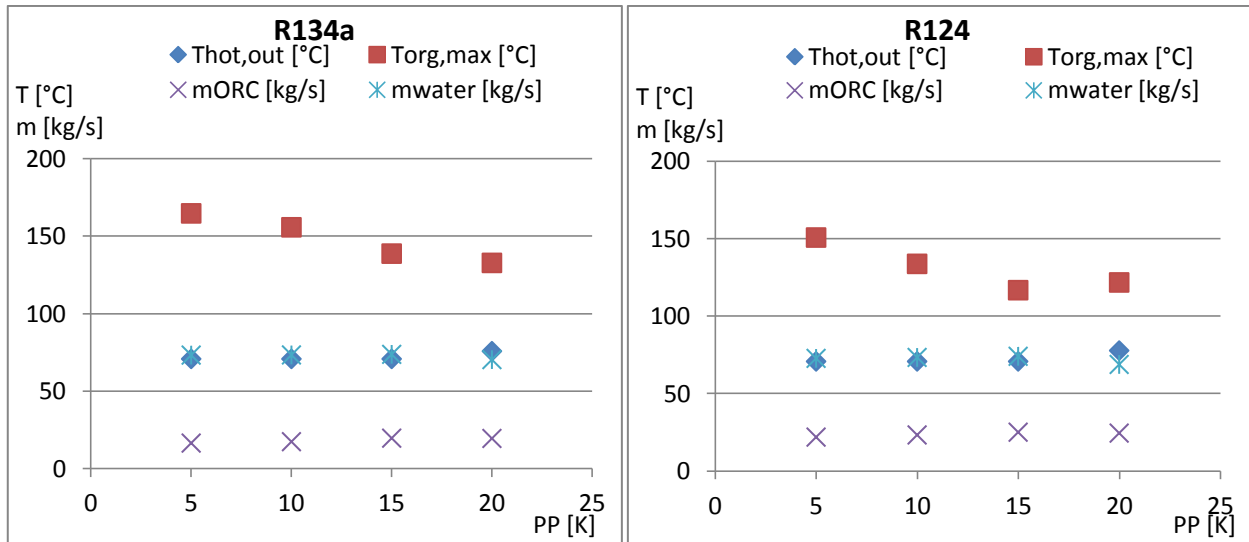


Figura 115.a: confronto tra parametri termodinamici

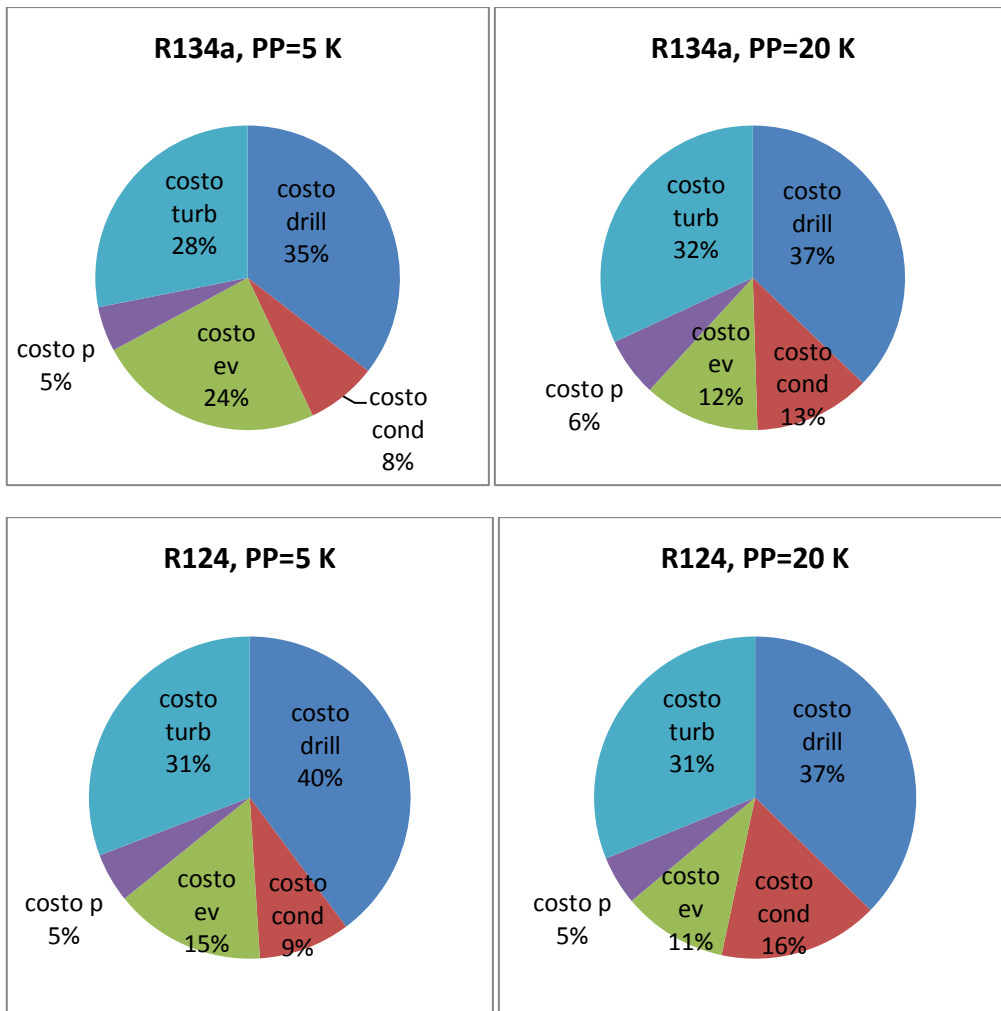


Figura 116.a: costi per componente (in percentuale rispetto al costo complessivo)

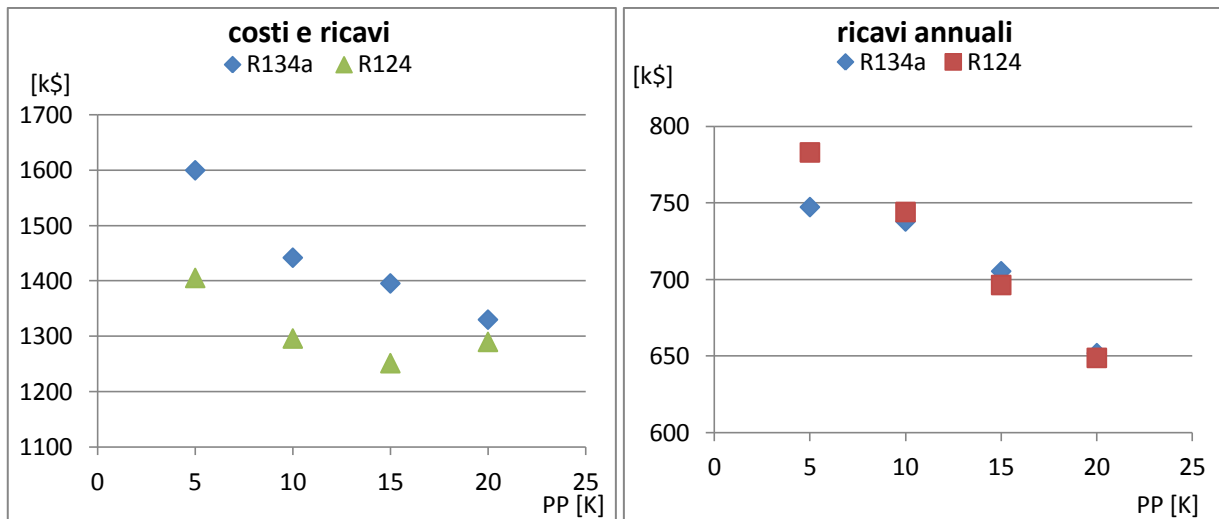


Figura 117.a: costo dell'impianto e ricavi annuali

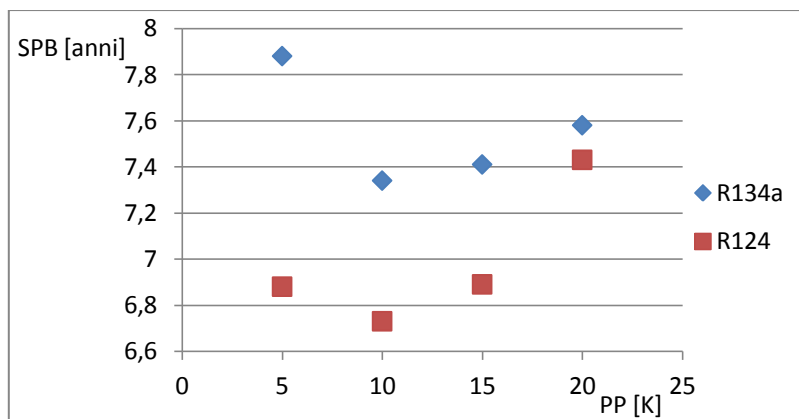


Figura 118.a: tempo di ritorno

Figure relative a 4.2.3. Selezione dei fluidi ottimi al variare della temperatura della sorgente termica

T_{geo} compresa tra 90°C e 110°C

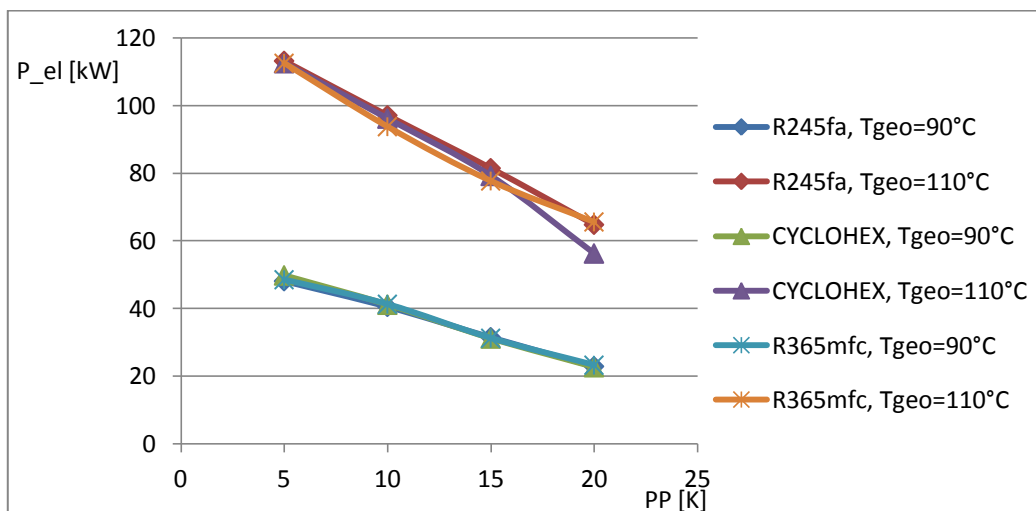


Figura 119.a: potenza prodotta dai tre fluidi scelti tra $T_{geo}=90^{\circ}\text{C}$ e $T_{geo}=110^{\circ}\text{C}$

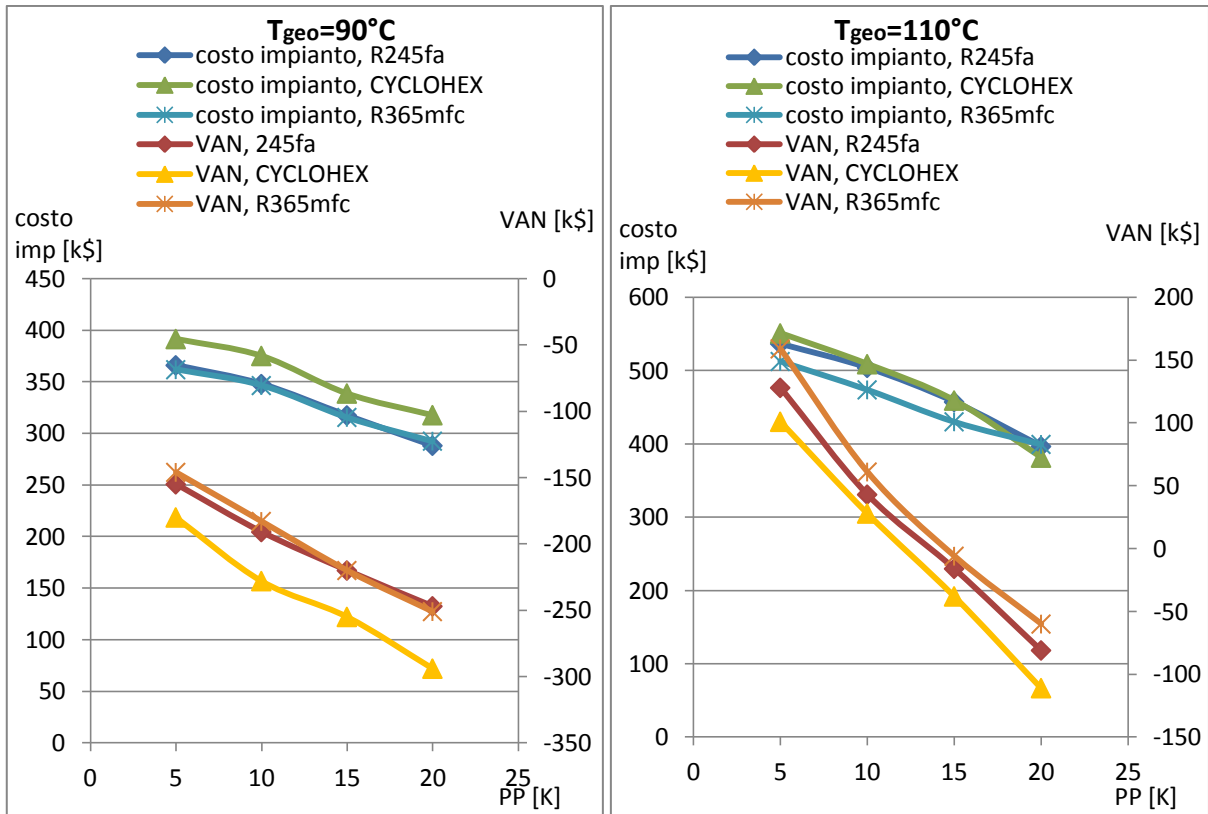


Figura 120.a: costo d'impianto (riferito all'asse delle ordinate principale) e VAN (riferito all'asse delle ordinate secondario) realizzati dai tre fluidi scelti tra $T_{geo}=90^{\circ}C$ e $T_{geo}=110^{\circ}C$

T_{geo} compresa tra $130^{\circ}C$ e $170^{\circ}C$

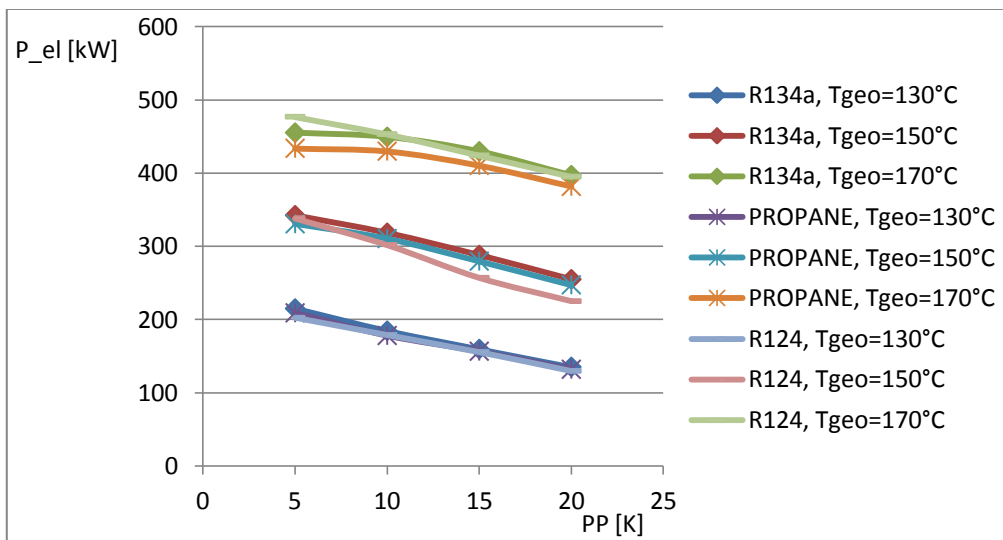


Figura 121.a: potenza prodotta dai tre fluidi scelti tra $T_{geo}=130^{\circ}C$ e $T_{geo}=170^{\circ}C$

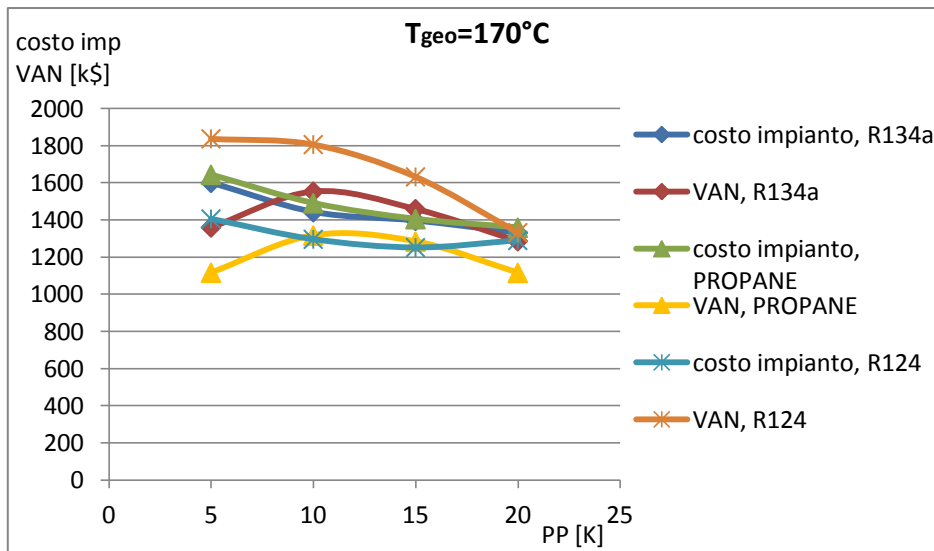
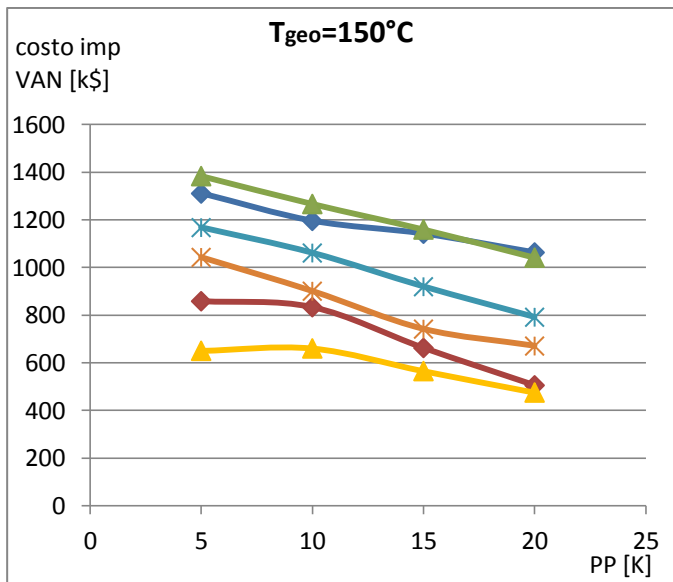
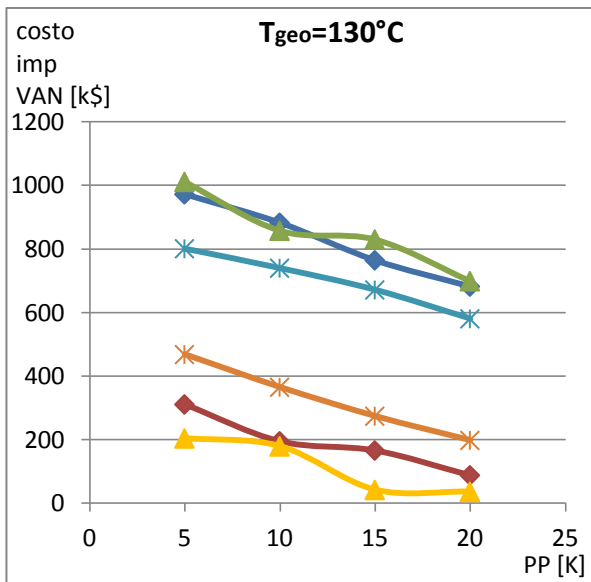


Figura 122.a: costo dell'impianto e VAN realizzati dai tre fluidi scelti tra $T_{geo}=130^{\circ}\text{C}$ e $T_{geo}=170^{\circ}\text{C}$

Caso (b)

Figure relative a 4.2.4. Selezione dei fluidi ottimi per ogni temperatura della sorgente termica

$T_{geo} = 130^{\circ}C$

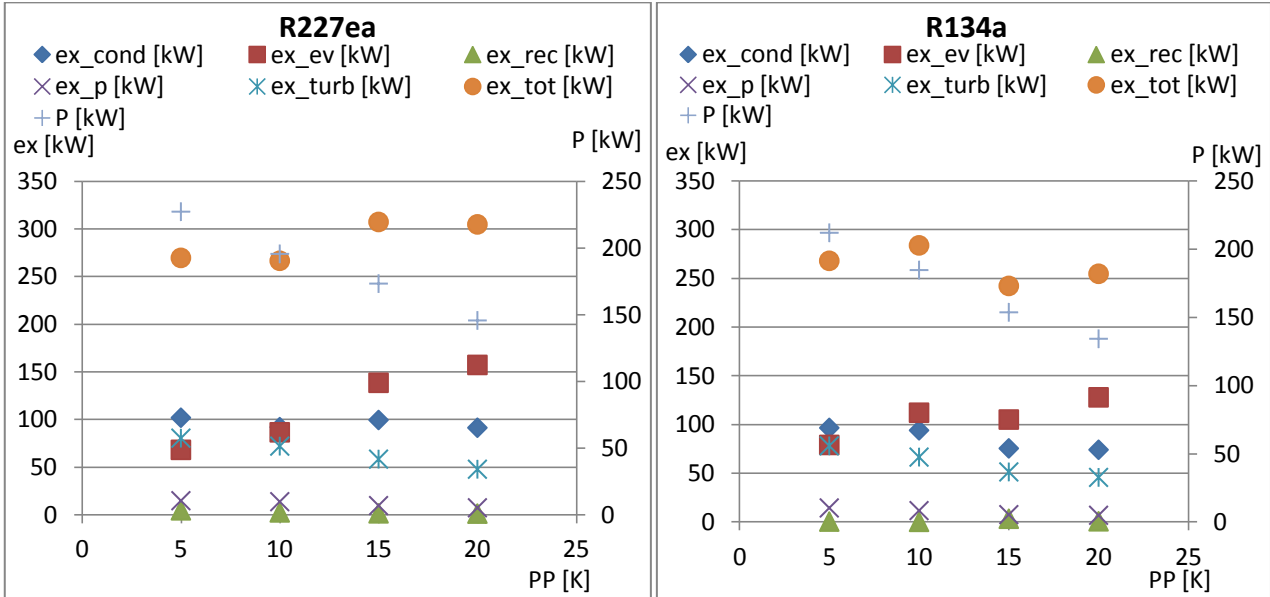


Figura 123.b: confronto tra parametri exergetici (riferiti all'asse delle ordinate principale) e potenza prodotta (riferita all'asse delle ordinate secondario)

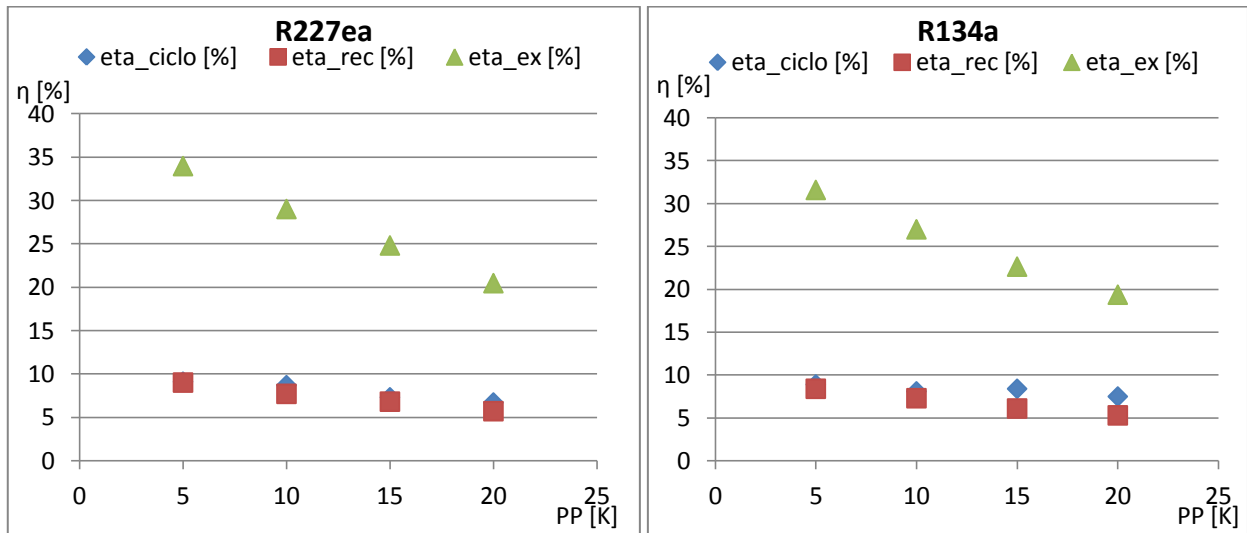


Figura 124.b: confronto tra parametri prestazionali

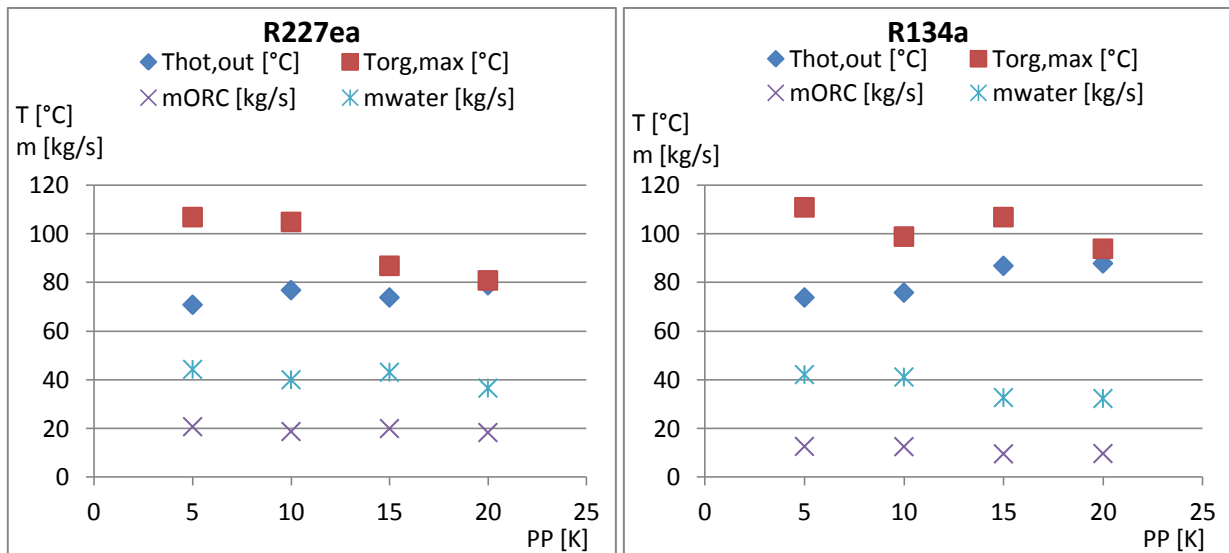


Figura 125.b: confronto tra parametri termodinamici

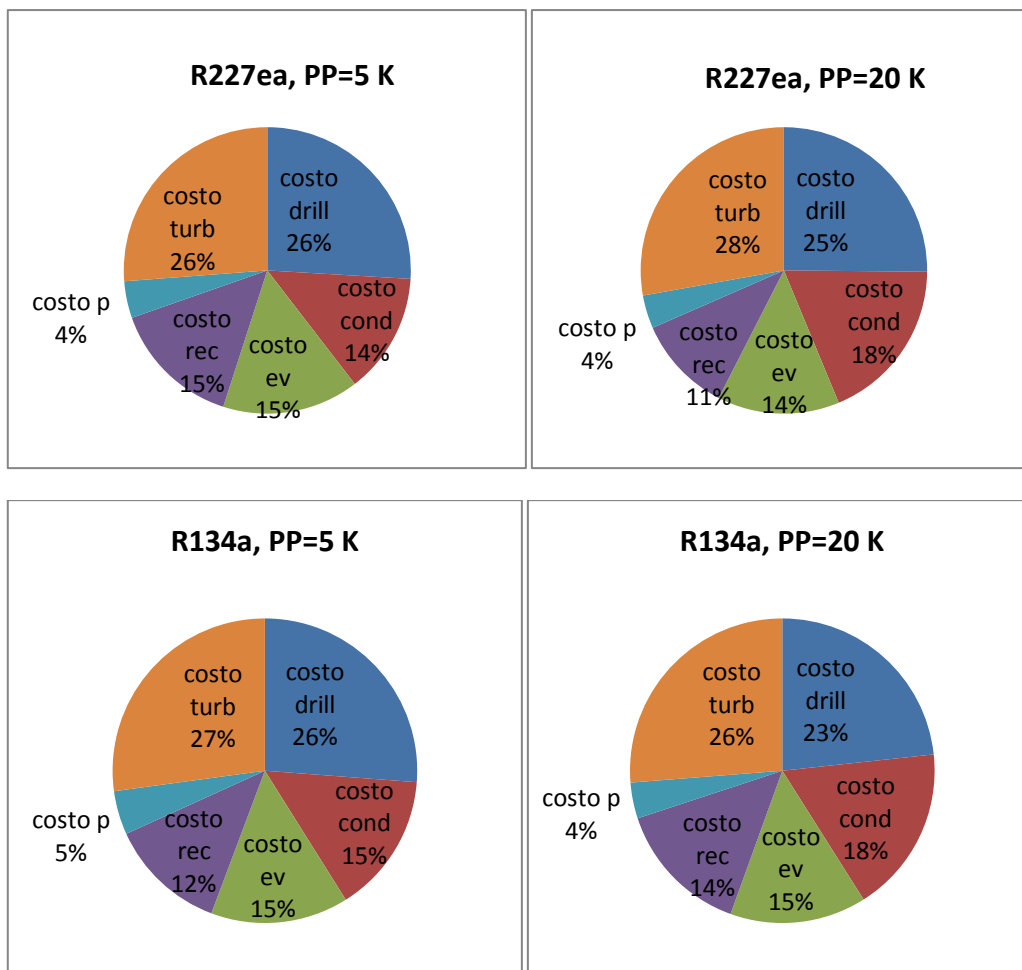


Figura 126.b: costi per componente (in percentuale rispetto al costo complessivo)

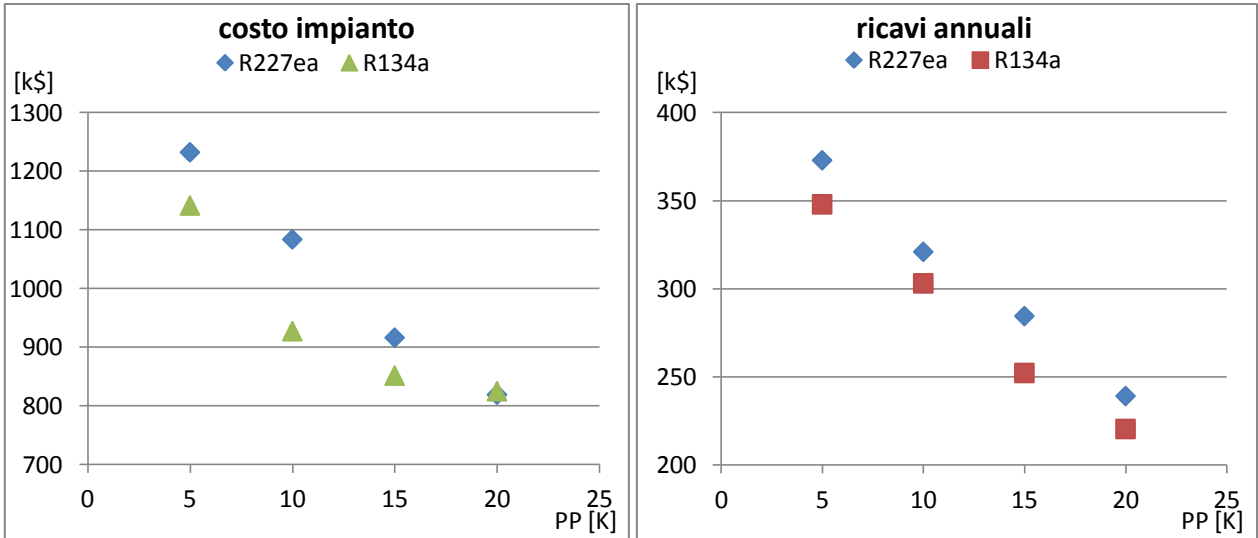


Figura 127.b: costo dell'impianto e ricavi annuali

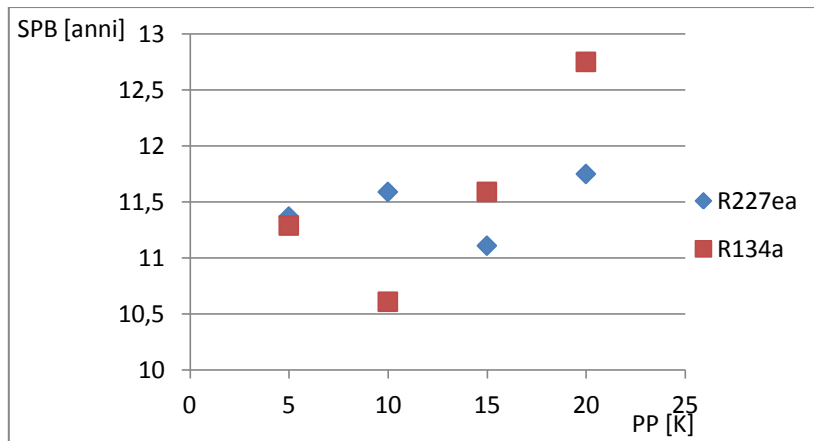


Figura 128.b: tempo di ritorno

$T_{geo} = 150^{\circ}C$

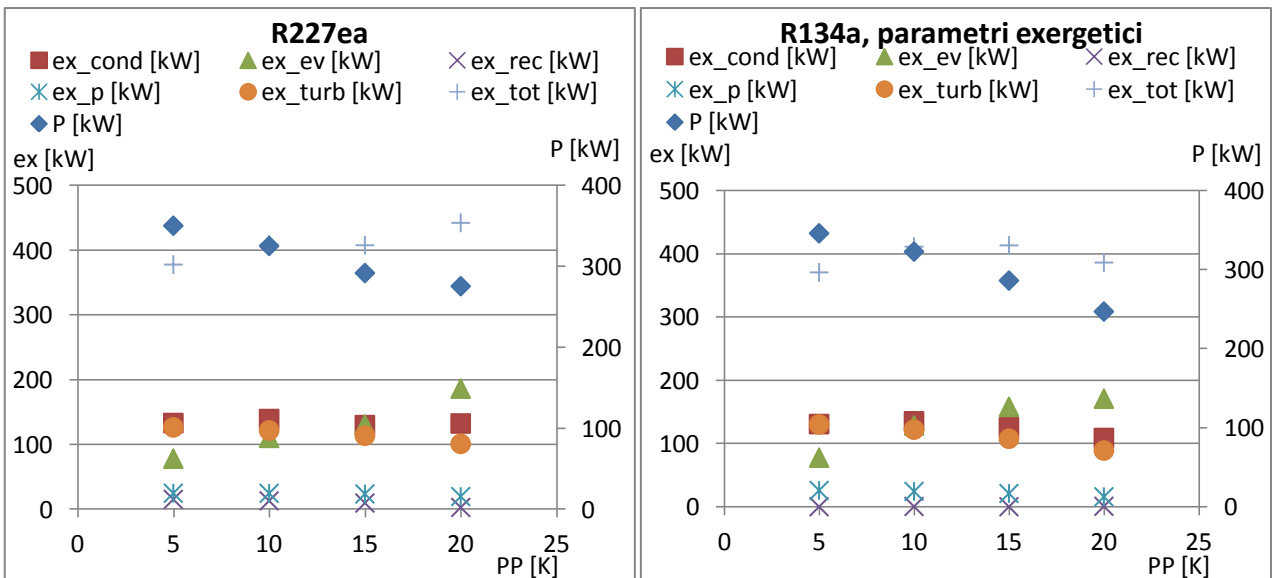


Figura 129.b: confronto tra parametri exergetici (riferiti all'asse delle ordinate principale) e potenza prodotta (riferita all'asse delle ordinate secondario)

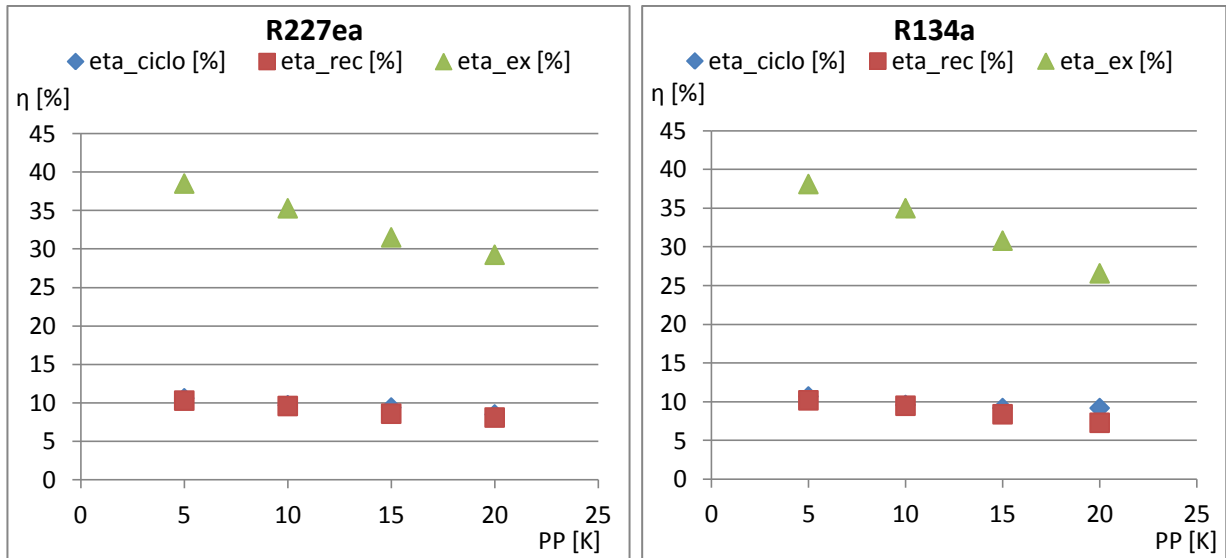


Figura 130.b: confronto tra parametri prestazionali

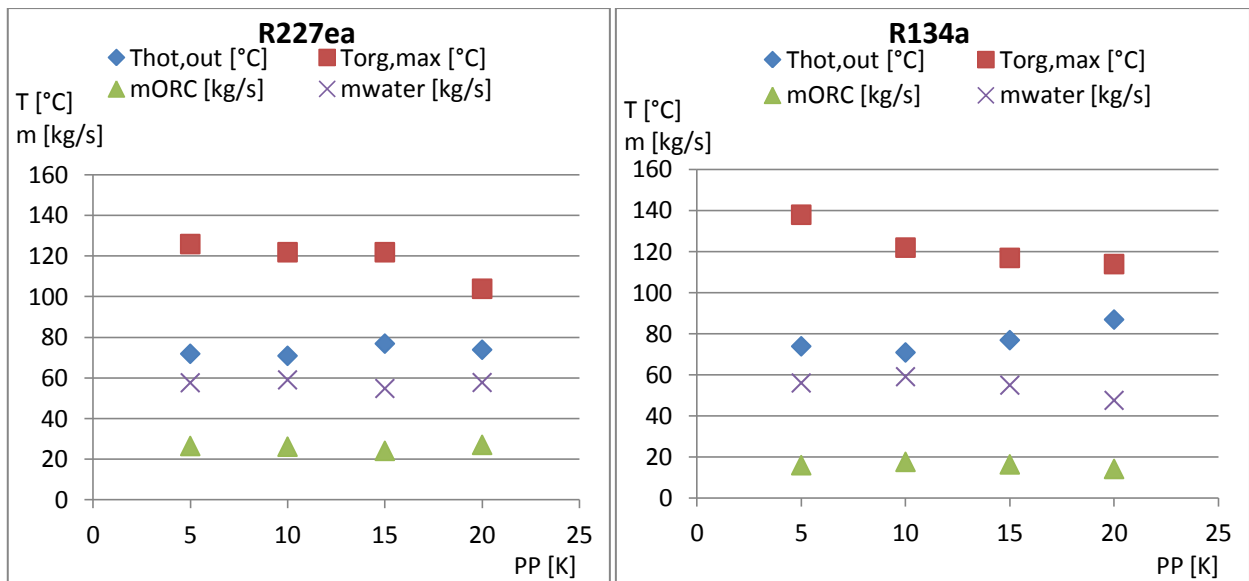
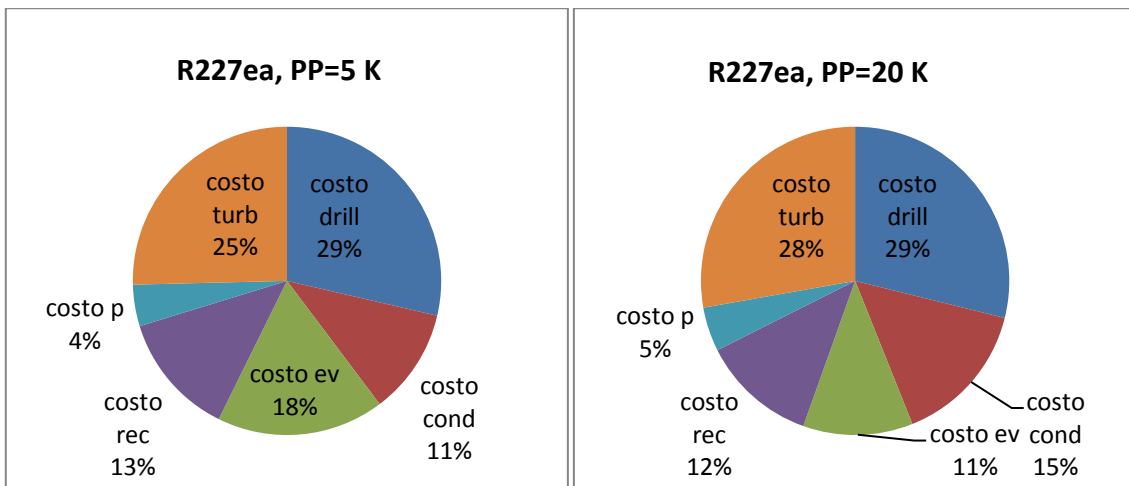


Figura 131.b: confronto tra parametri termodinamici



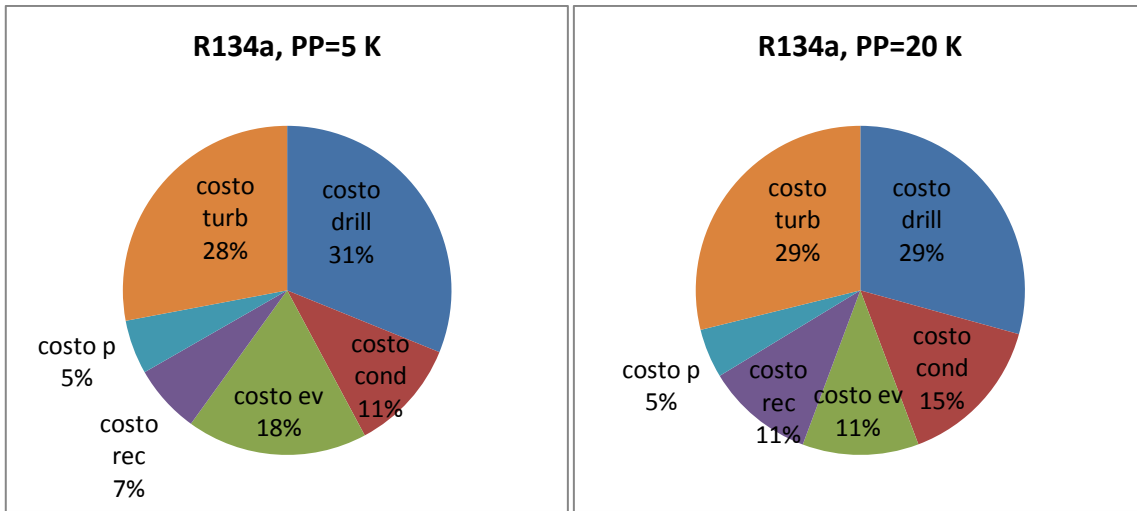


Figura 132.b: costi per componente (in percentuale rispetto al costo complessivo)

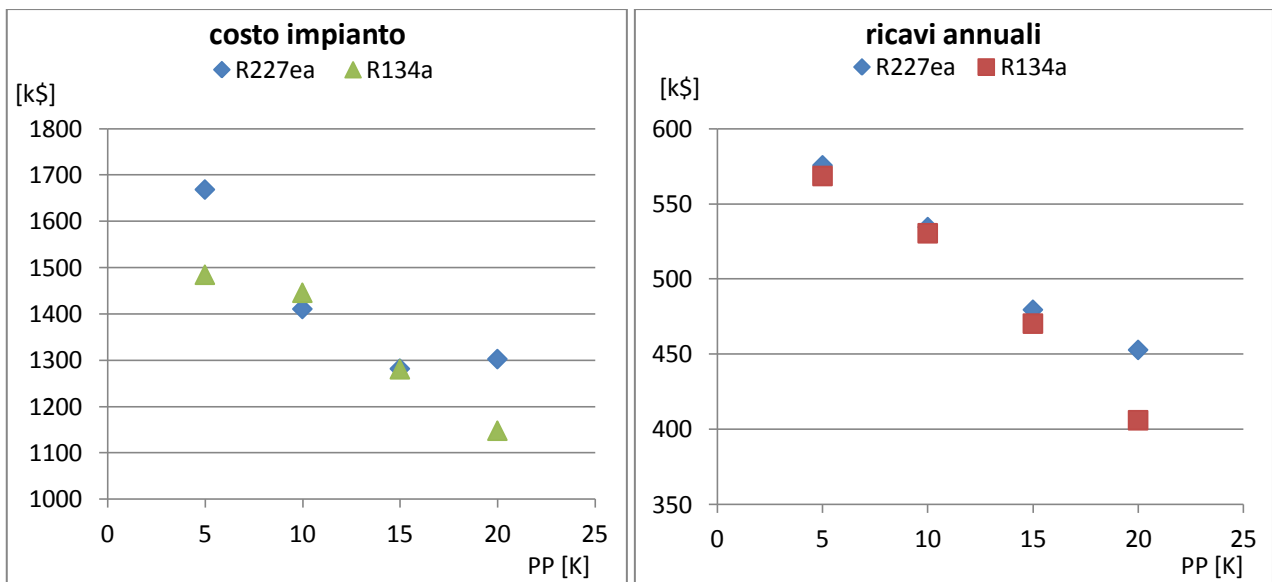


Figura 133.b: costo dell'impianto e ricavi annuali

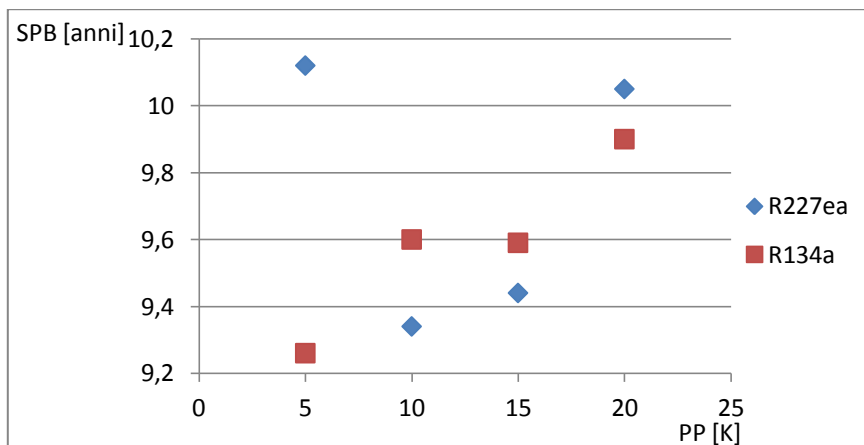


Figura 134.b: tempo di ritorno

$T_{geo} = 170^{\circ}\text{C}$

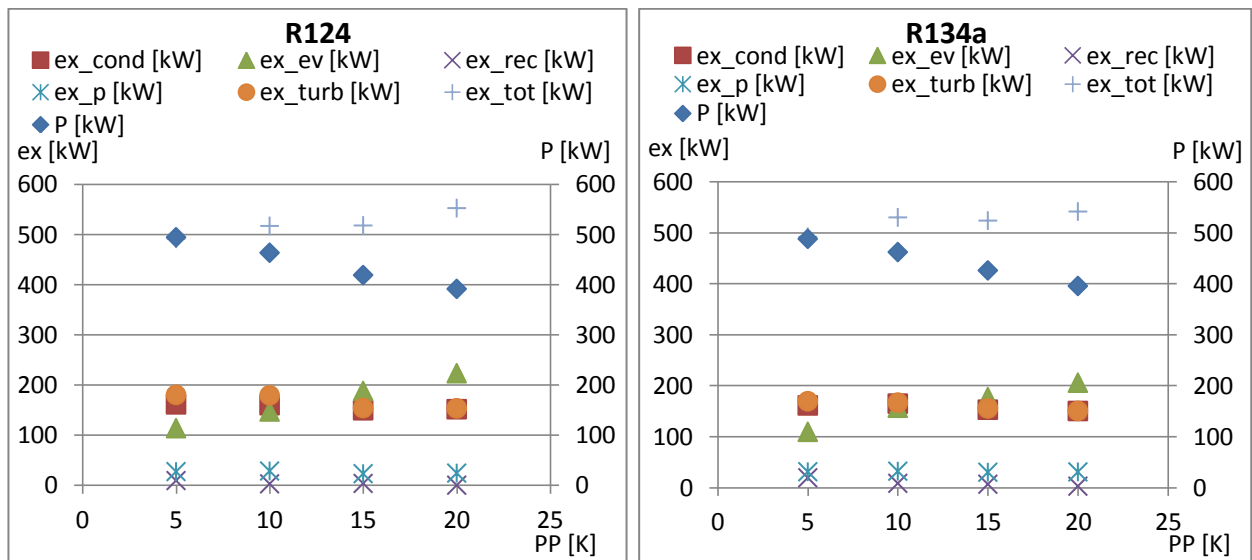


Figura 135.b: confronto tra parametri exergetici (riferiti all'asse delle ordinate principale) e potenza prodotta (riferita all'asse delle ordinate secondario)

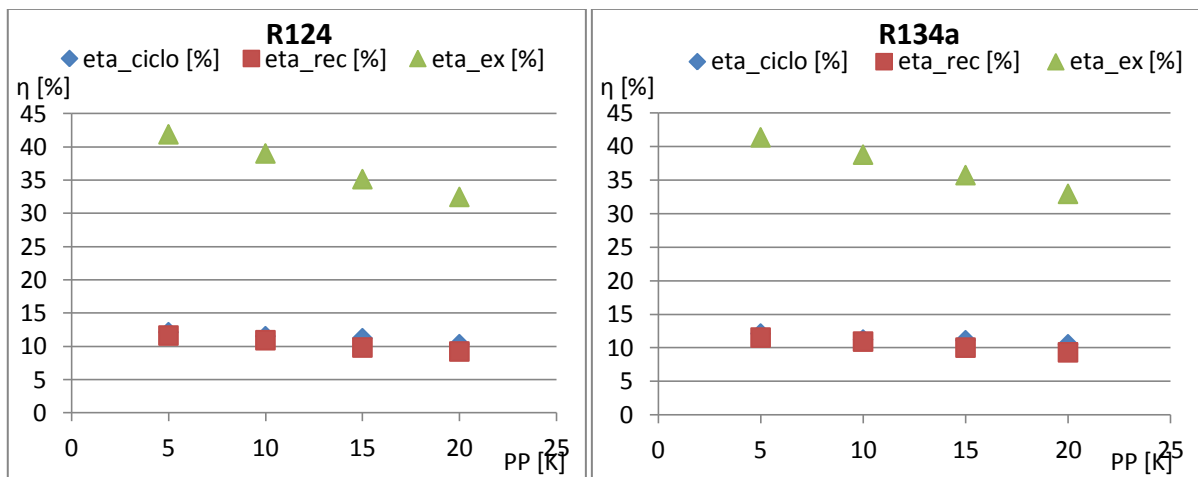


Figura 136.b: confronto tra parametri prestazionali

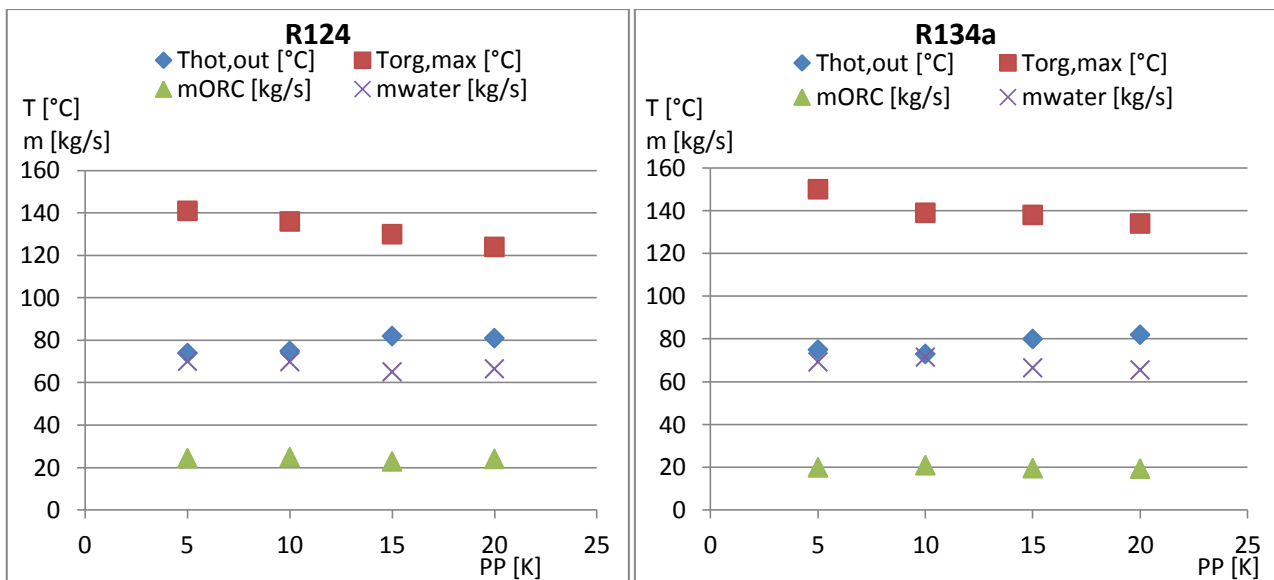


Figura 137.b: confronto tra parametri termodinamici

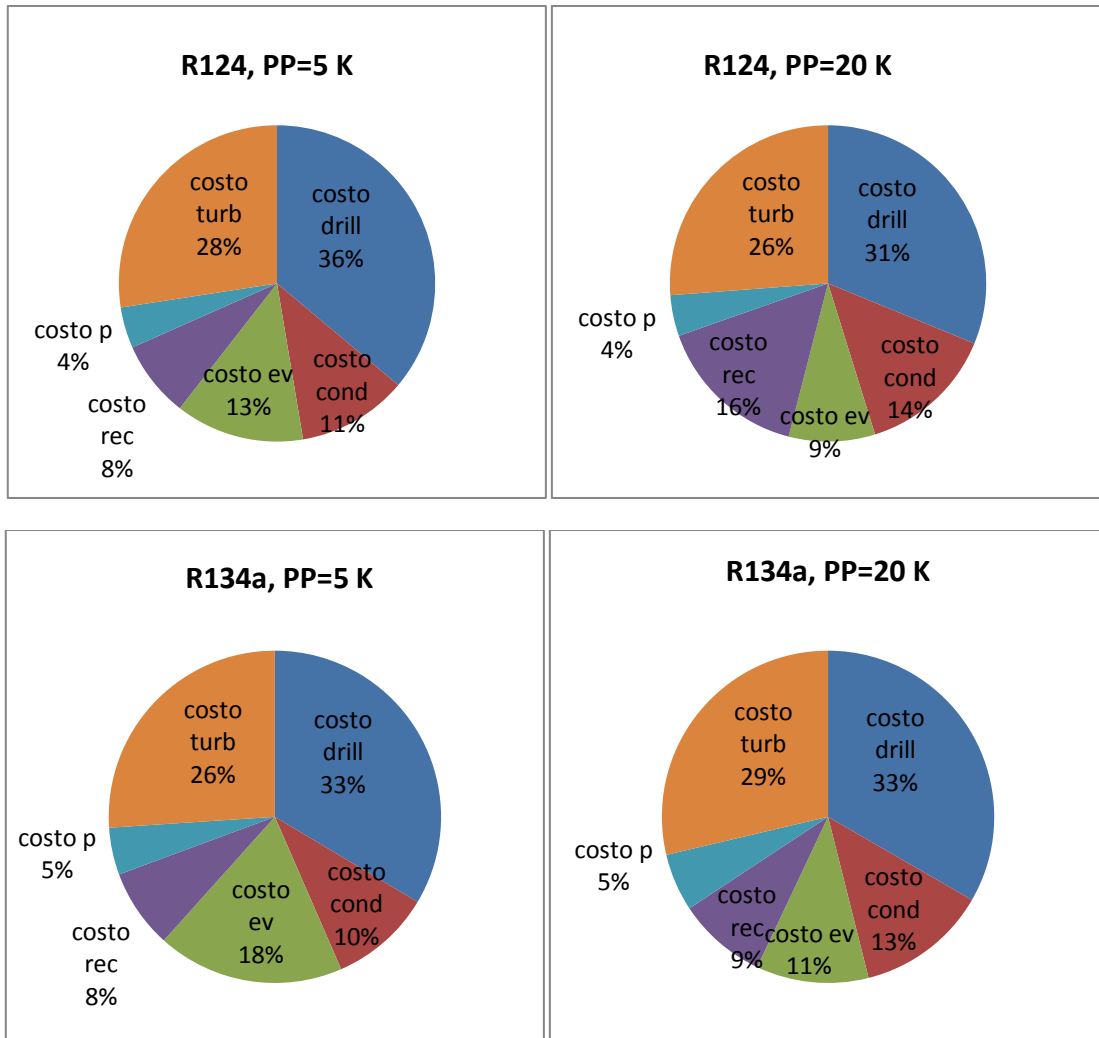


Figura 138.b: costi per impianto (in percentuale rispetto ai costi complessivi)

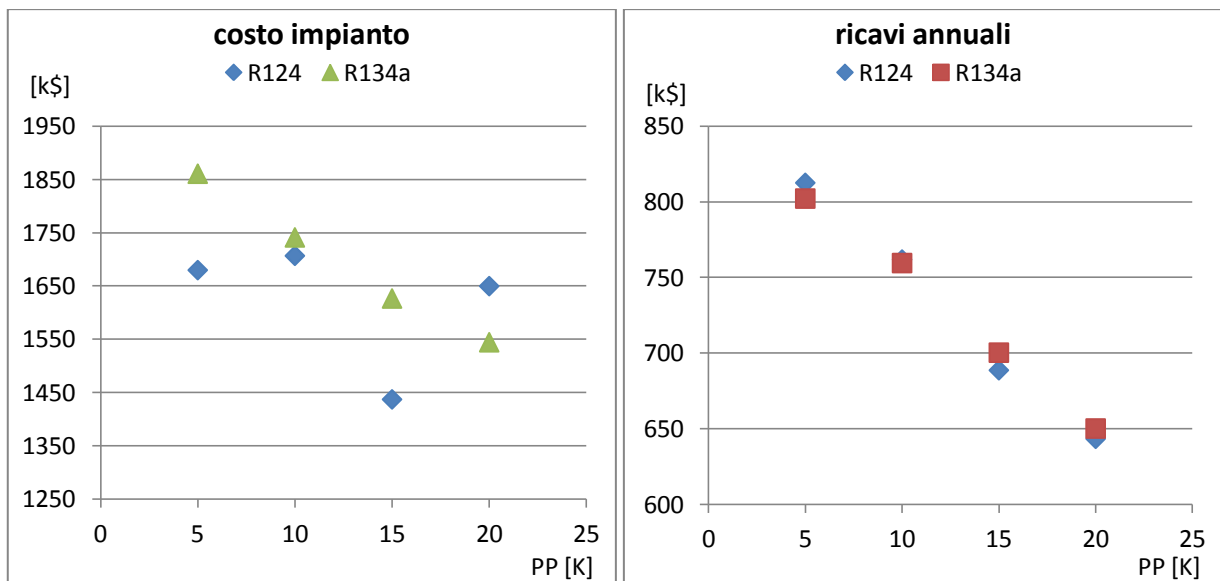


Figura 139.b: costo dell'impianto e ricavi annuali

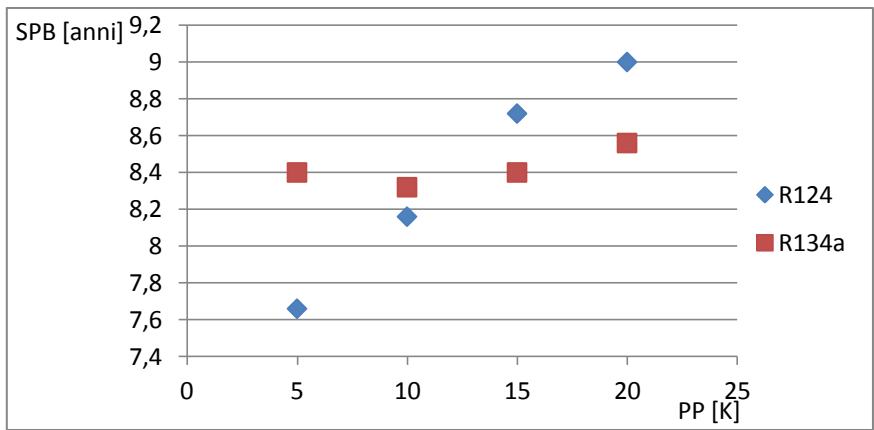


Figura 140.b: tempo di ritorno

Figure relative a 4.2.6. Selezione dei fluidi ottimi al variare della temperatura della sorgente termica

T_{geo} compresa tra 110°C e 170°C

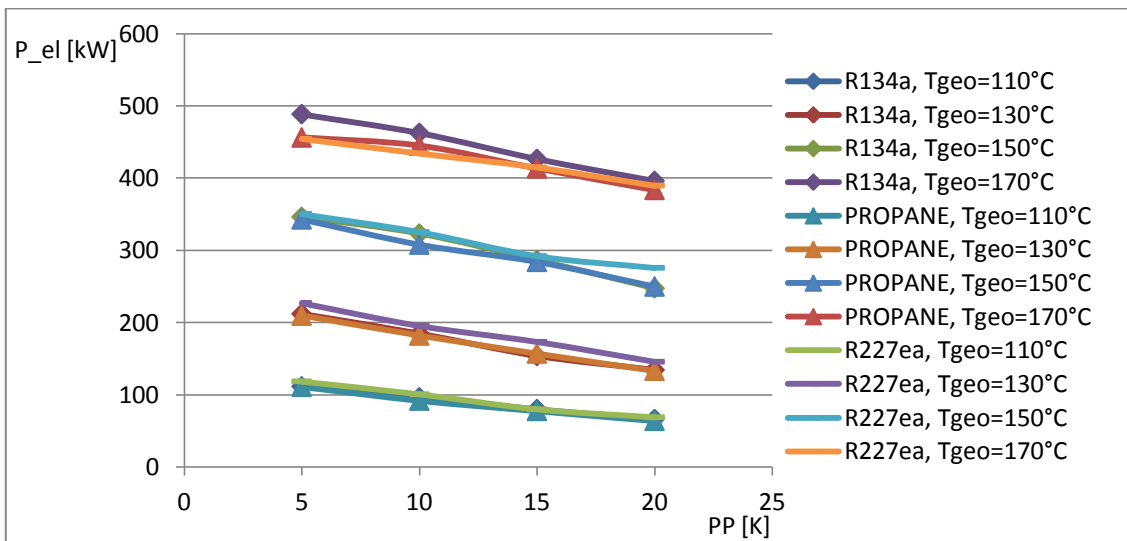
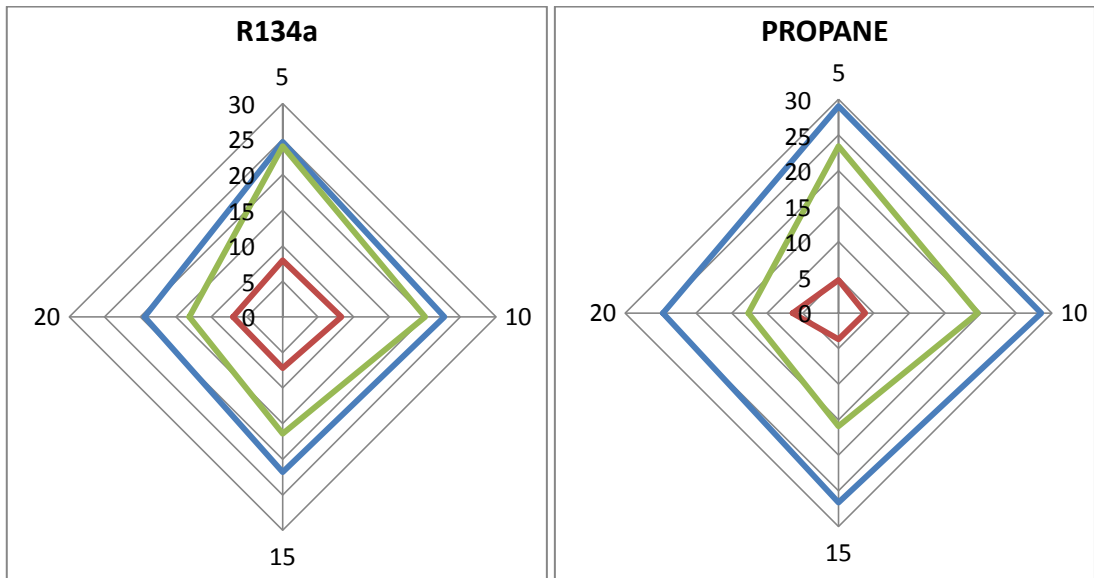


Figura 141.b : potenza prodotta dai tre fluidi scelti tra T_{geo}=110°C e T_{geo}=170°C



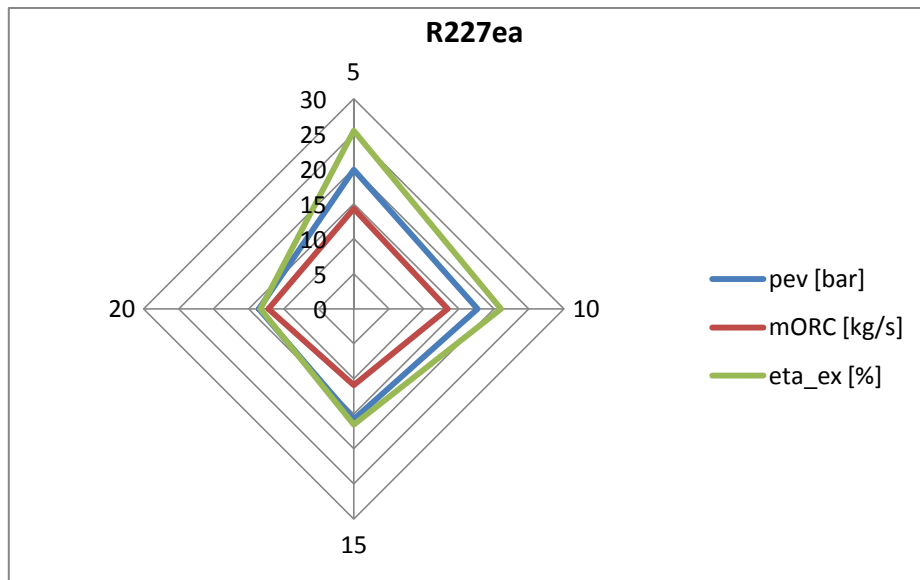


Figura 142.b: confronto tra pressione di evaporazione, portata di massa e rendimento exergetico realizzati dai tre fluidi scelti a $T_{geo}=110^{\circ}C$

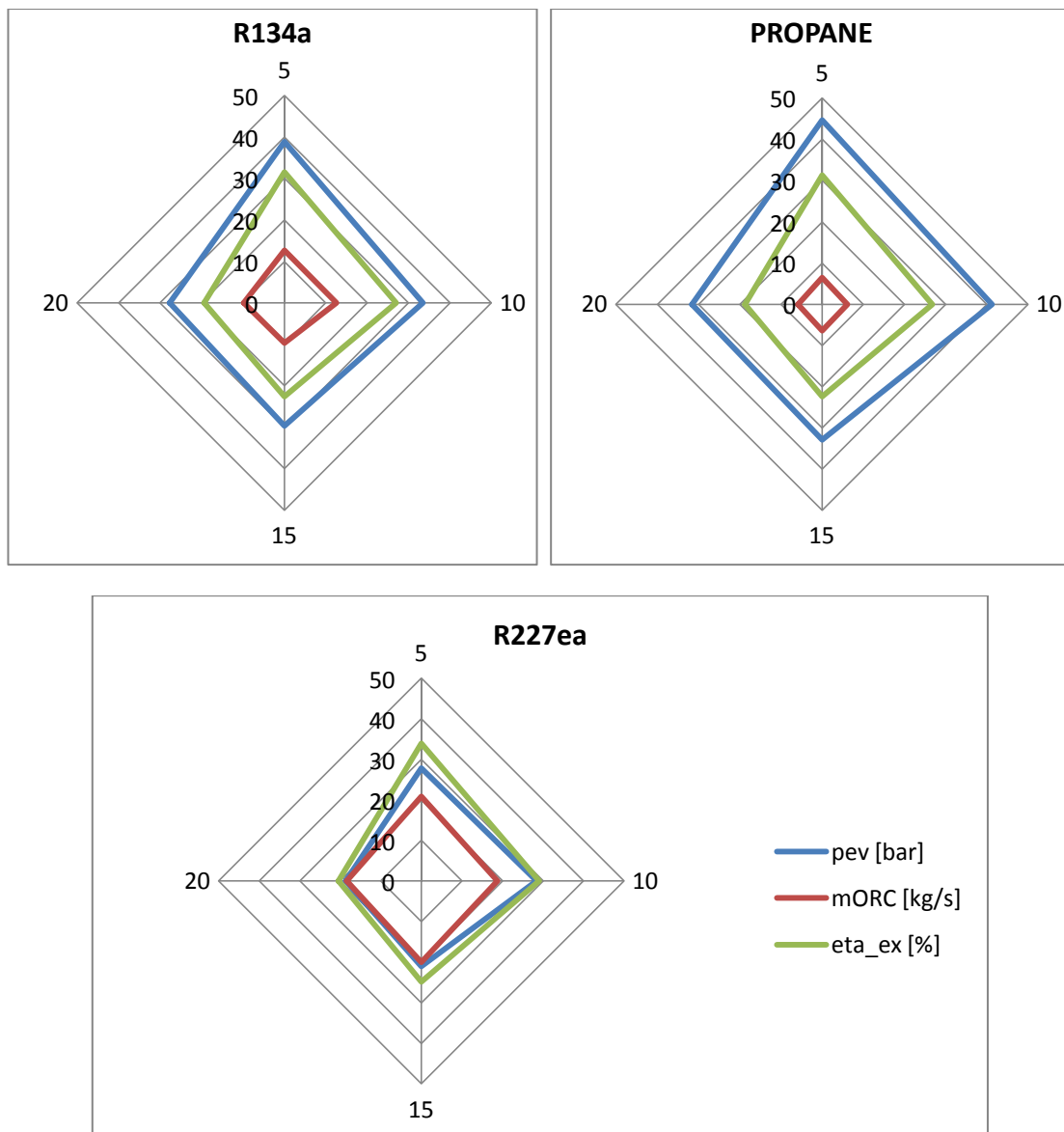


Figura 143.b: confronto tra pressione di evaporazione, portata di massa e rendimento exergetico realizzati dai tre fluidi scelti a $T_{geo}=130^{\circ}C$

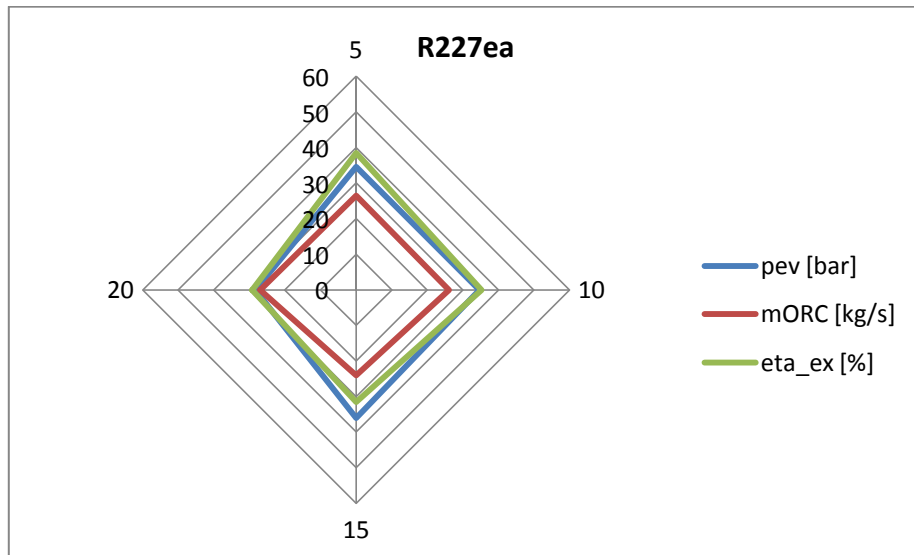
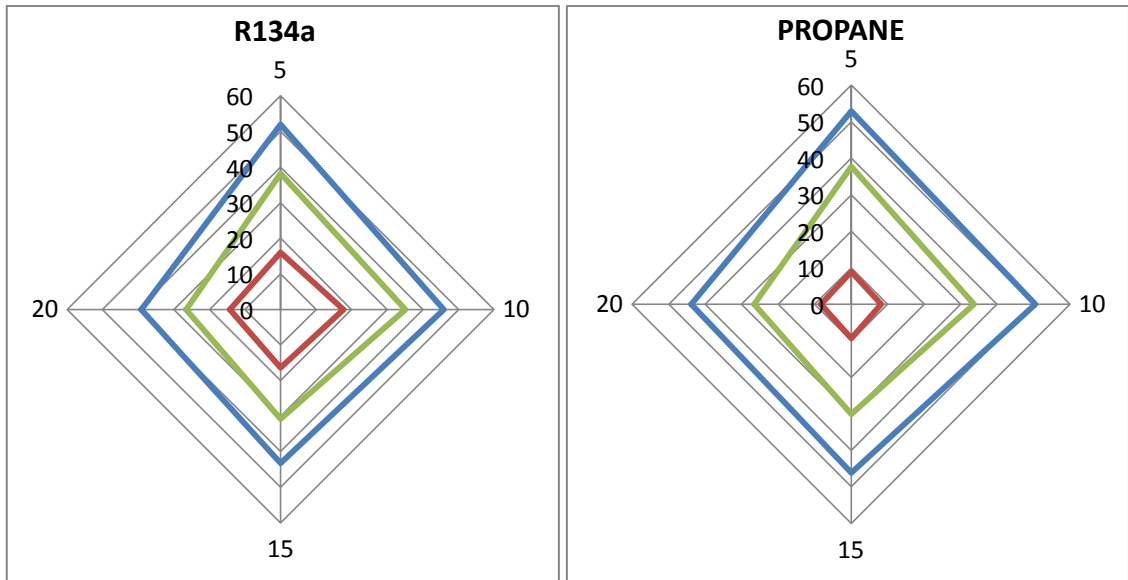
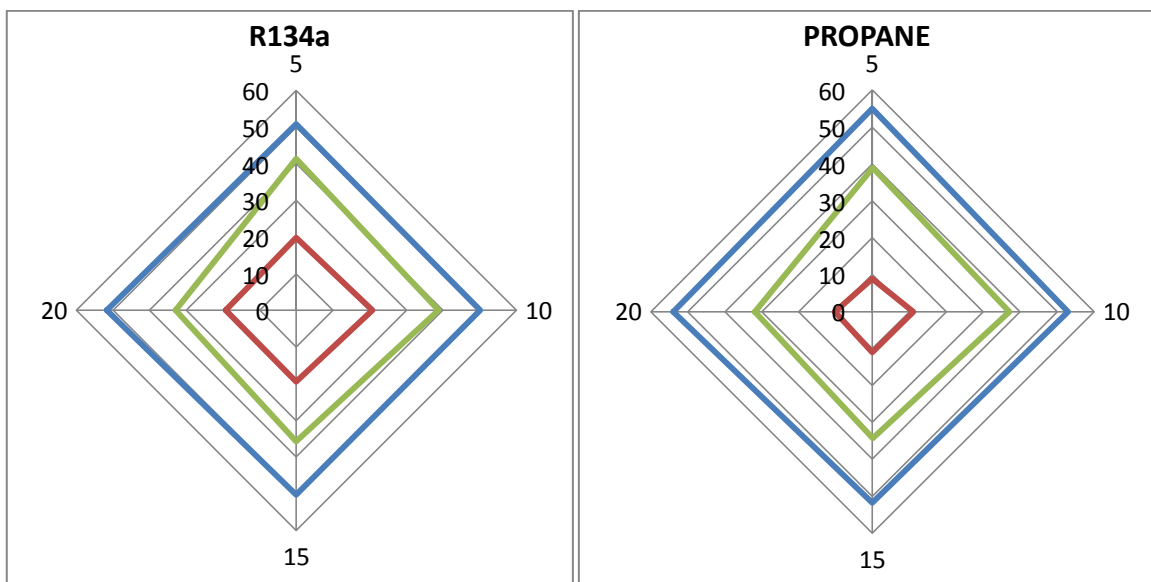


Figura 144.b: confronto tra pressione di evaporazione, portata di massa e rendimento exergetico realizzati dai tre fluidi scelti a $T_{geo}=150^{\circ}C$



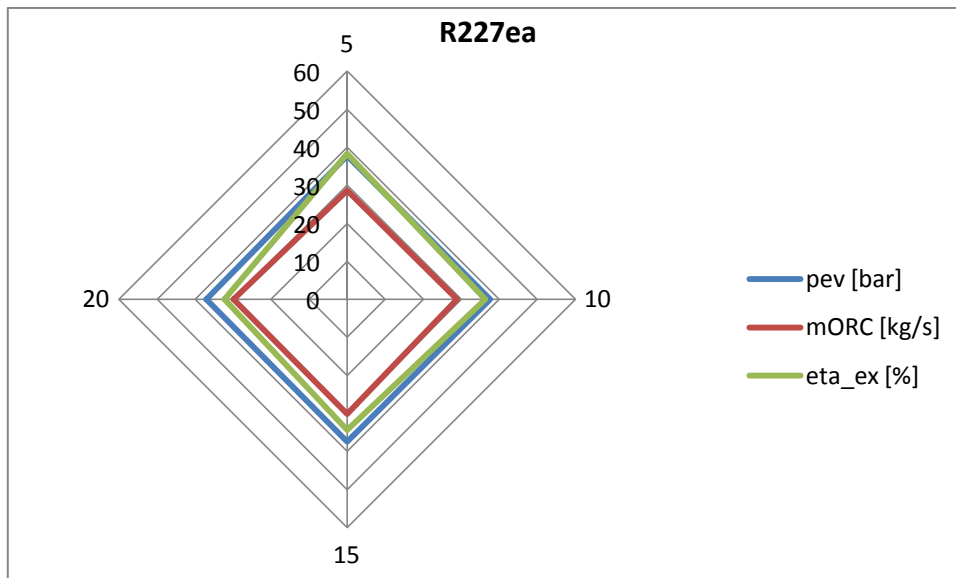


Figura 145.b: confronto tra pressione di evaporazione, portata di massa e rendimento exergetico realizzati dai tre fluidi scelti a $T_{geo}=170^{\circ}\text{C}$

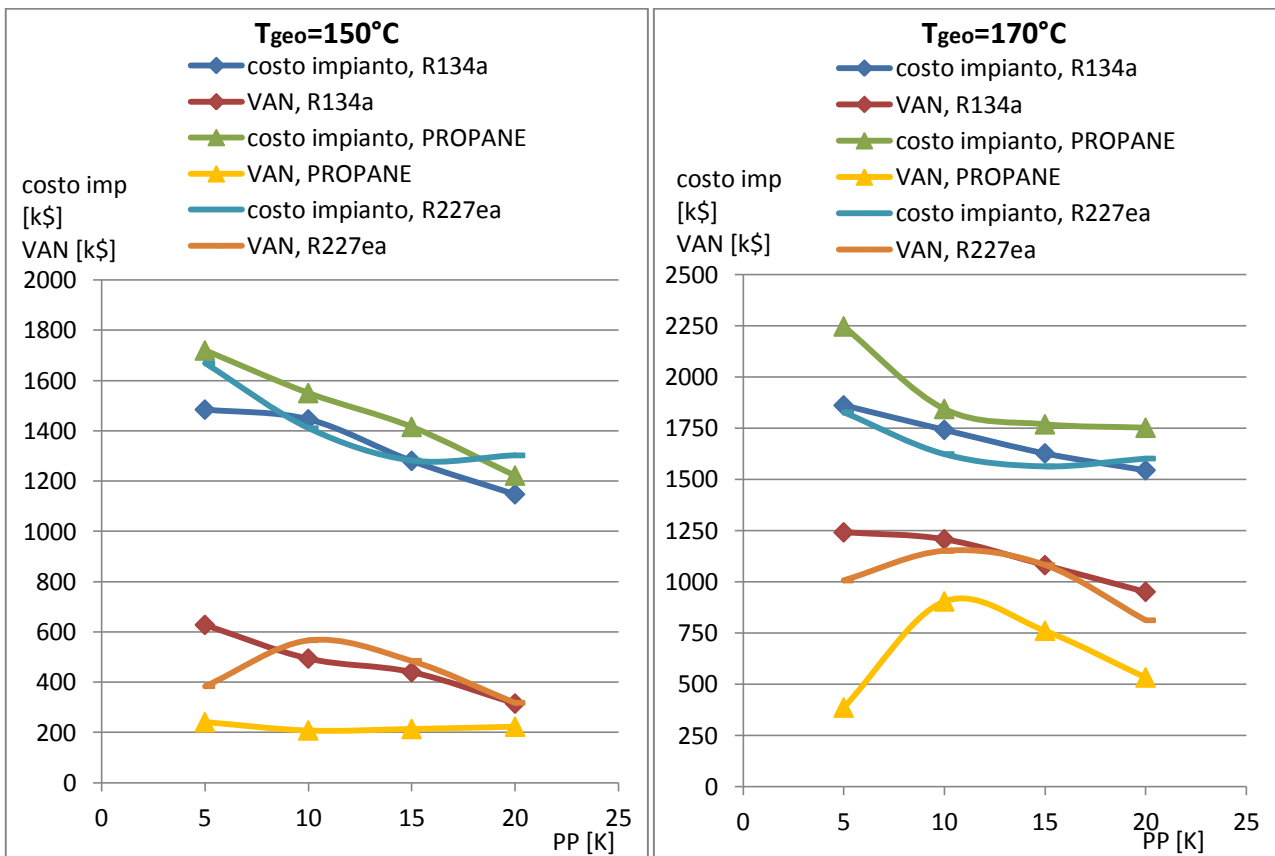
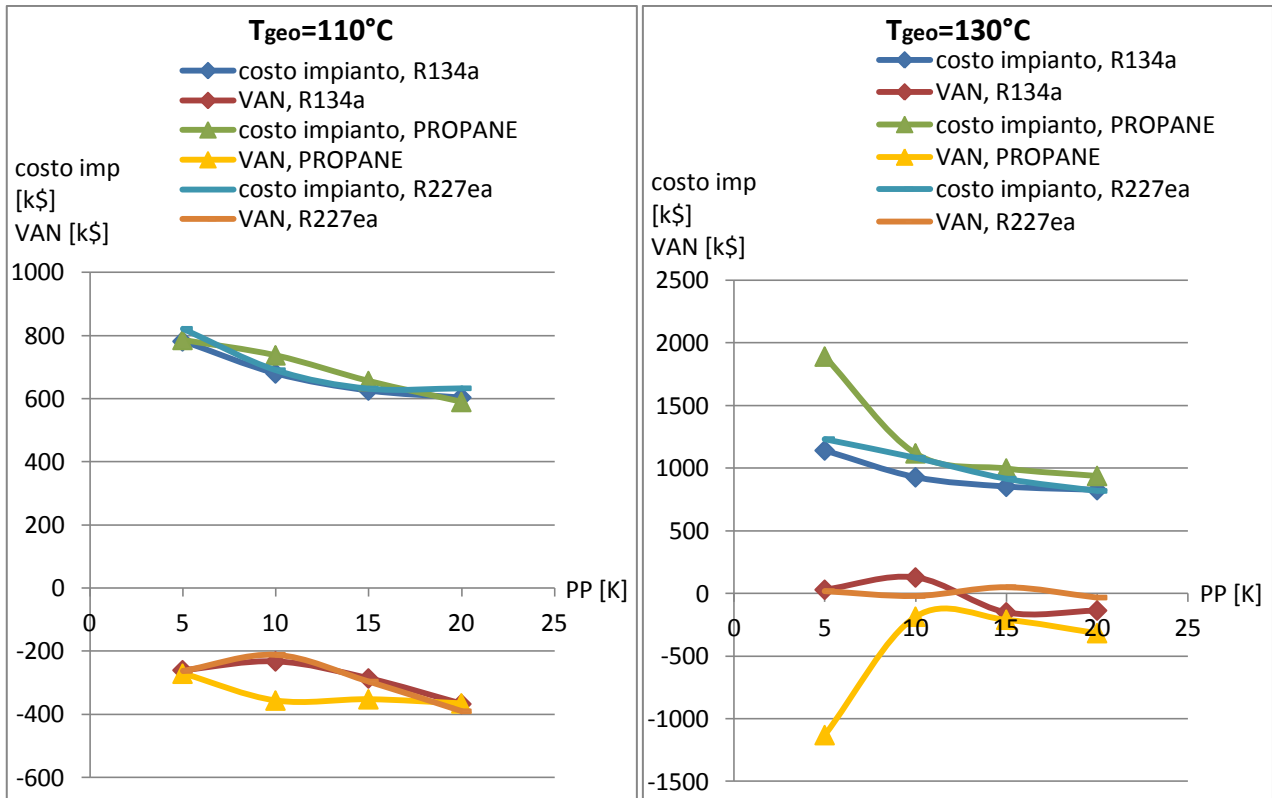


Figura 146.b: costo dell'impianto e VAN realizzati dai tre fluidi scelti tra $T_{geo}=110^{\circ}C$ e $T_{geo}=170^{\circ}C$

Caso (c)

Figure relative a 4.2.7. Selezione dei fluidi ottimi per ogni temperatura della sorgente termica

$T_{geo} = 130^{\circ}\text{C}$

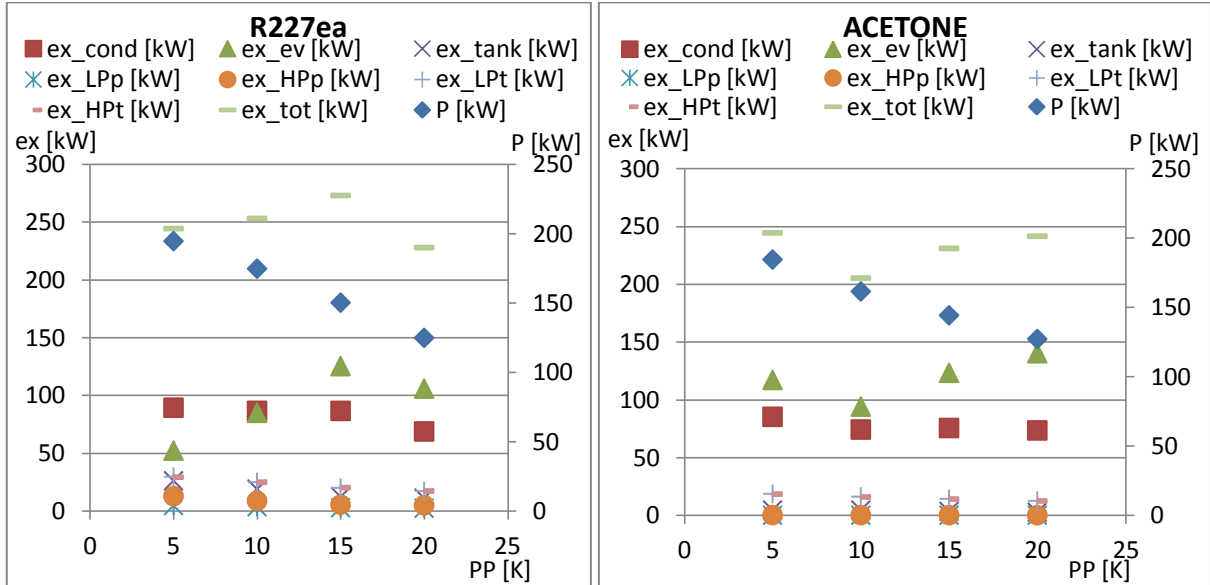


Figura 147.c: confronto tra parametri exergetici (riferiti all'asse delle ordinate principale) e la potenza prodotta (riferita all'asse delle ordinate secondario)

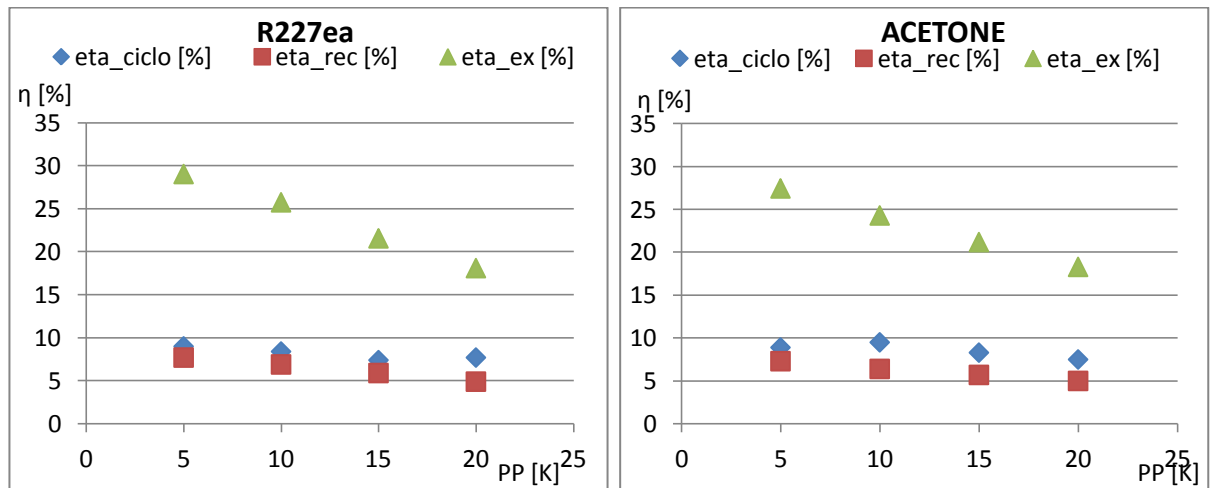


Figura 148.c: confronto tra parametri prestazionali

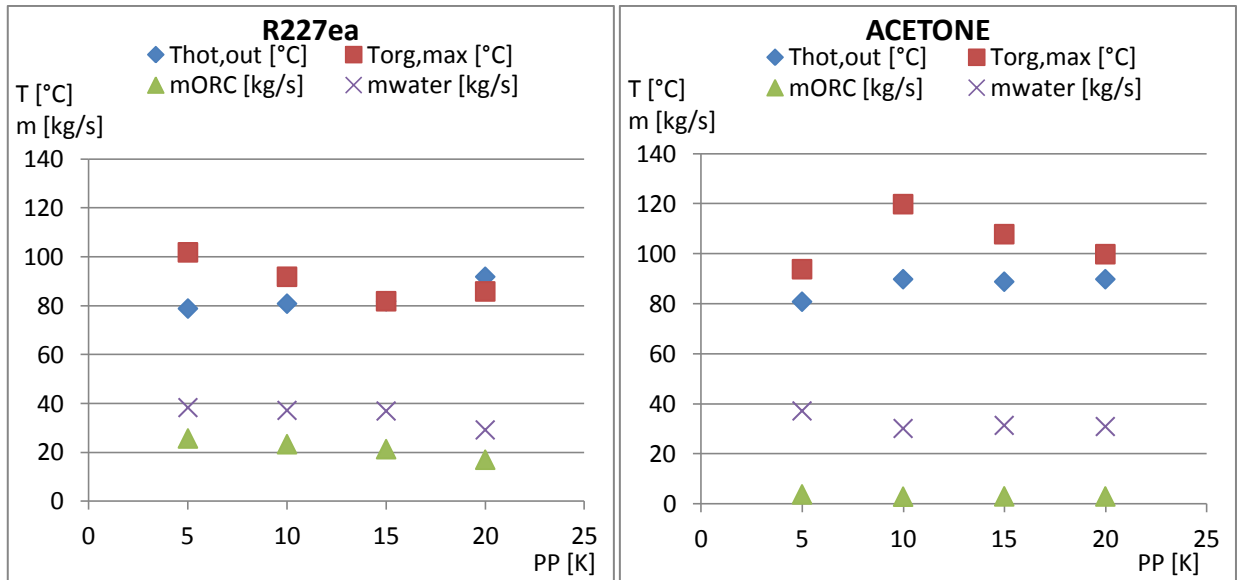


Figura 149.c: confronto tra parametri termodinamici

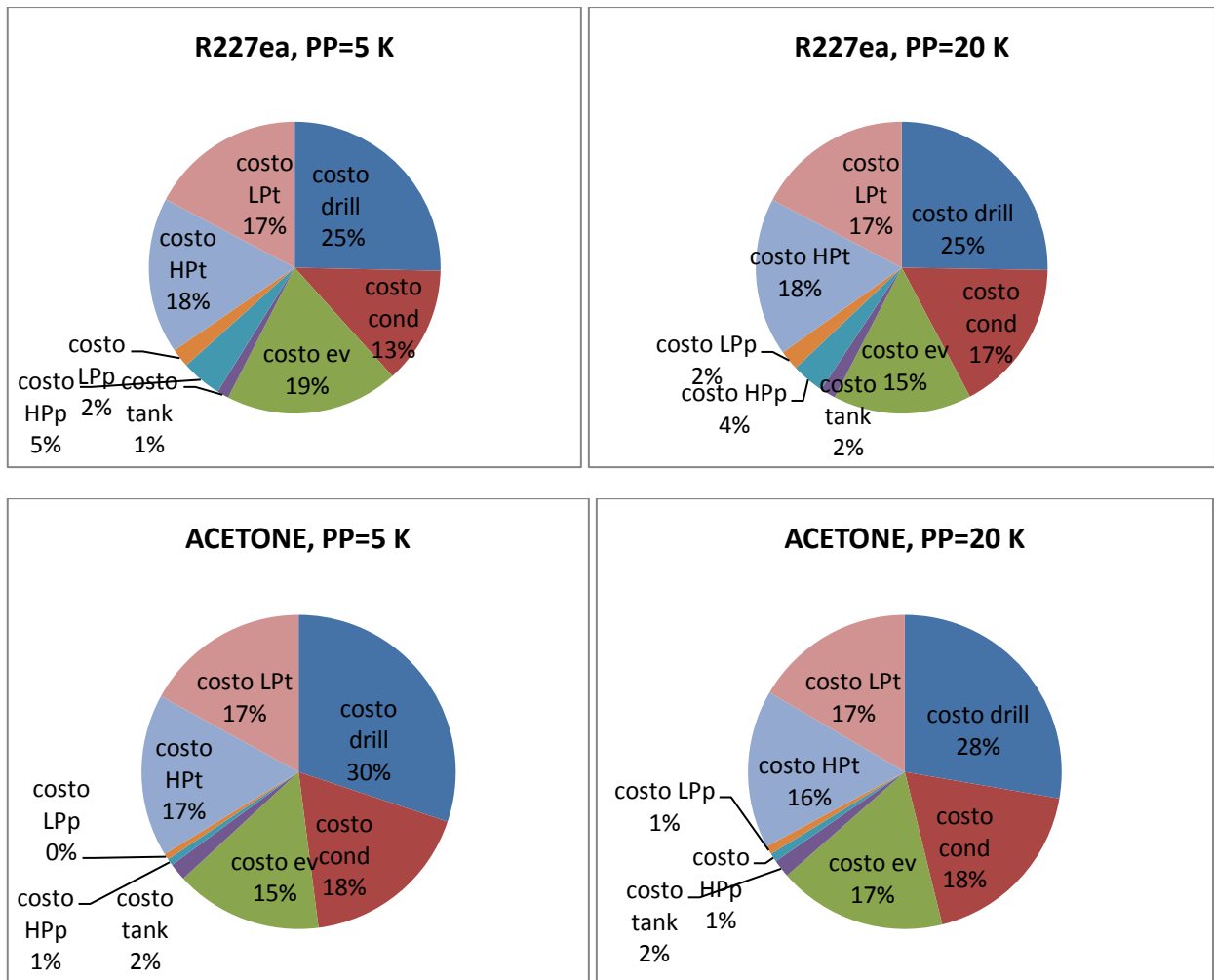


Figura 150.c: costi per componente (in percentuale rispetto al costo complessivo)

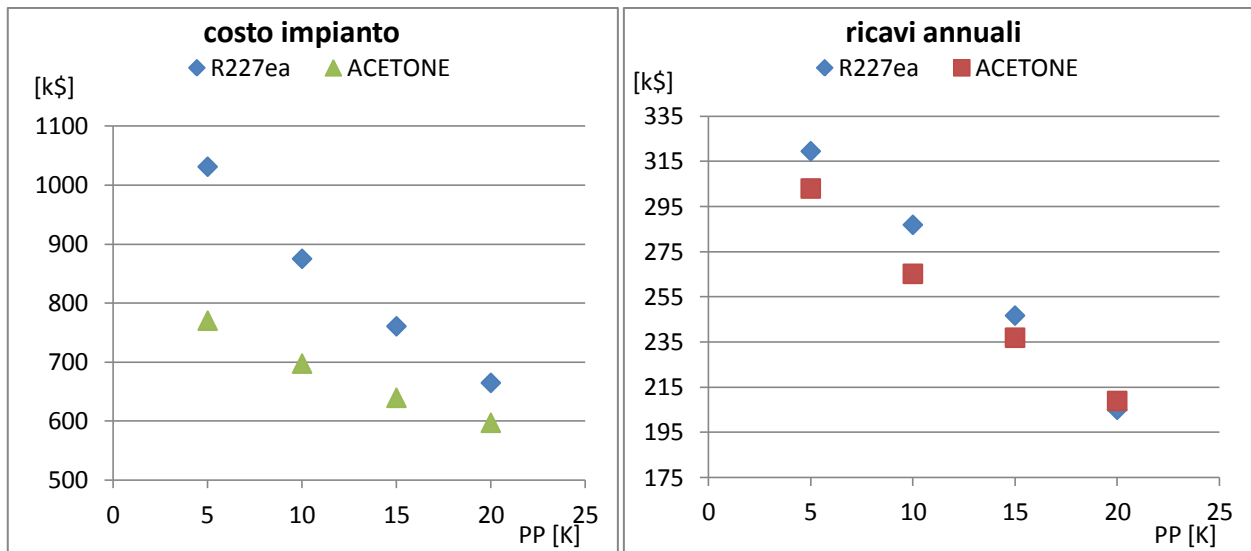


Figura 151.c: costo dell'impianto e ricavi annuali

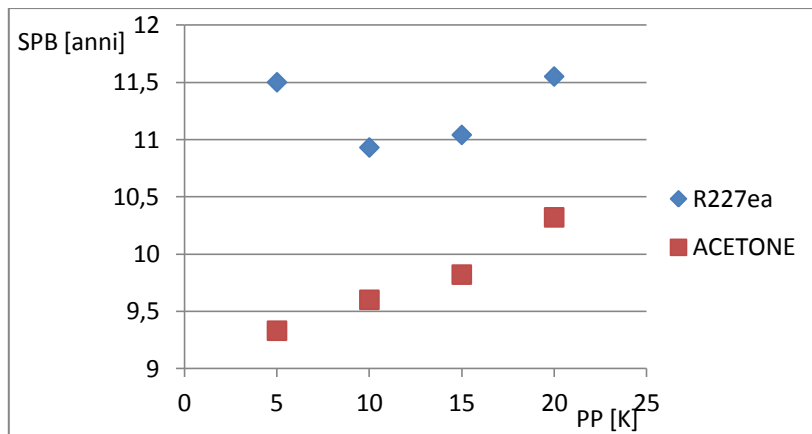


Figura 152: tempo di ritorno

$T_{geo} = 150^{\circ}C$

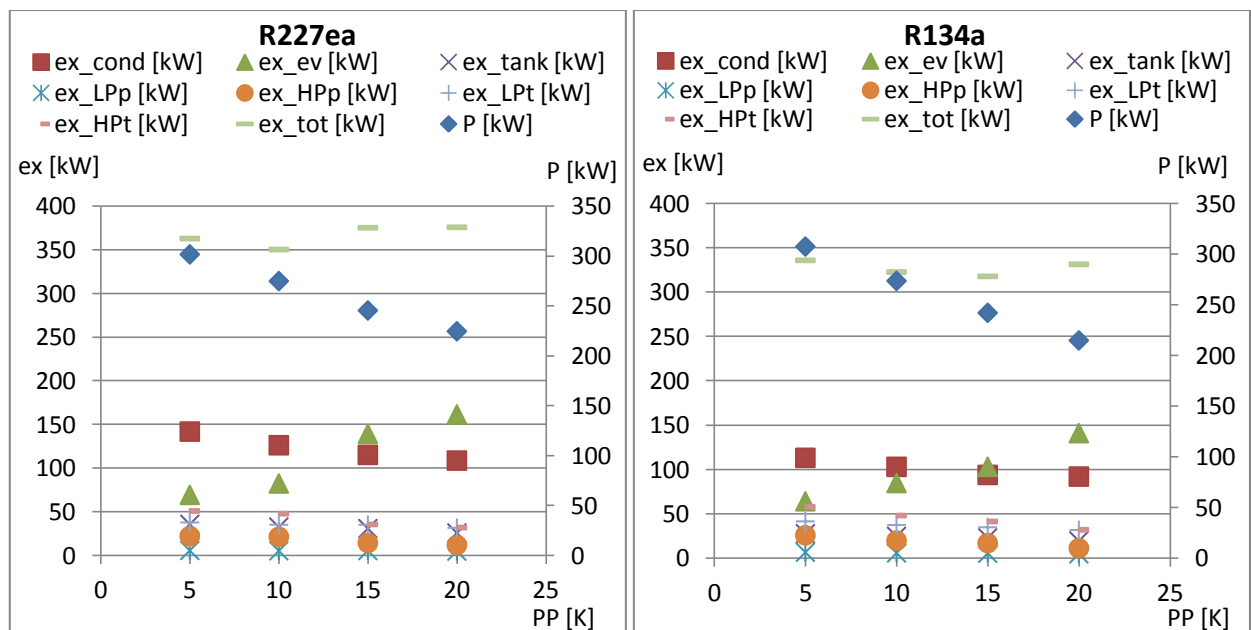


Figura 153.c: confronto tra parametri exergetici (riferiti all'asse delle ordinate principale) e potenza prodotta (riferita all'asse delle ordinate secondario)

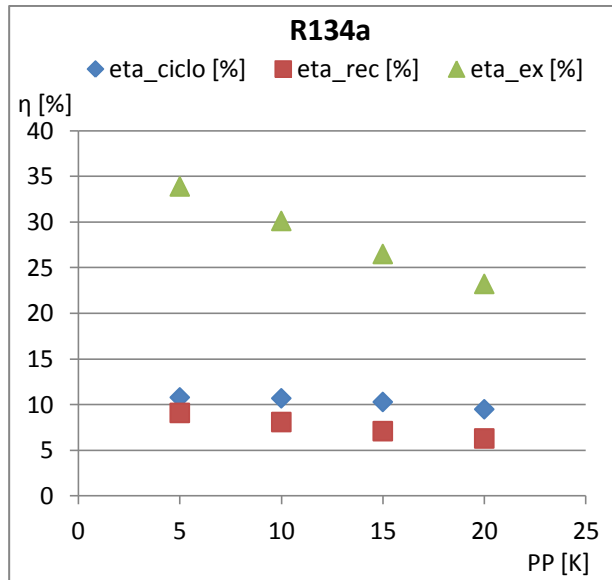
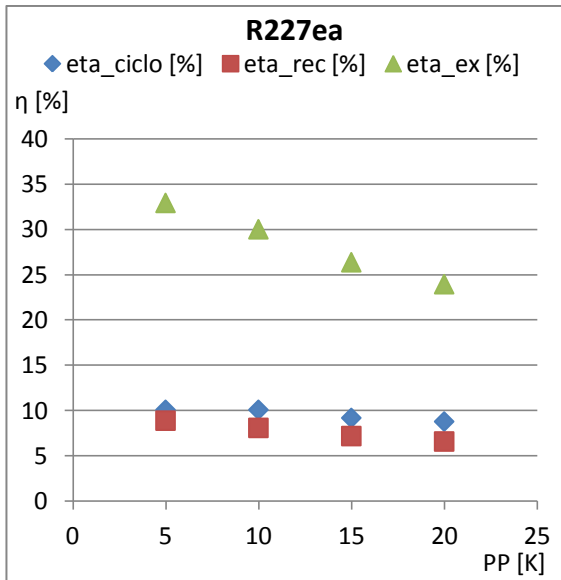


Figura 154.c: confronto tra parametri prestazionali

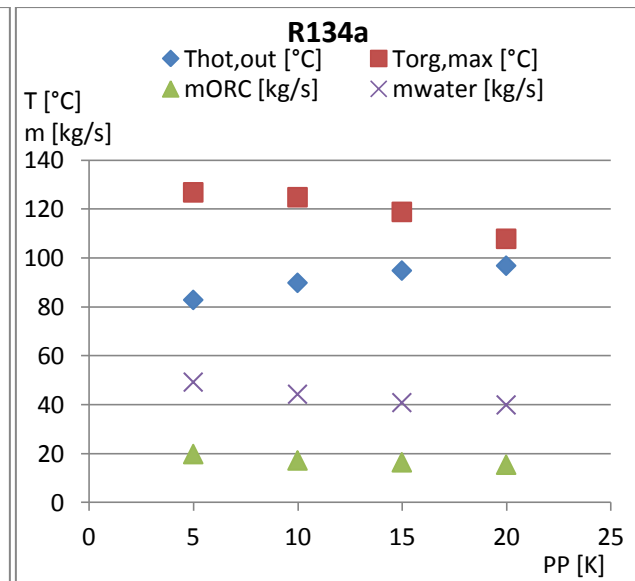
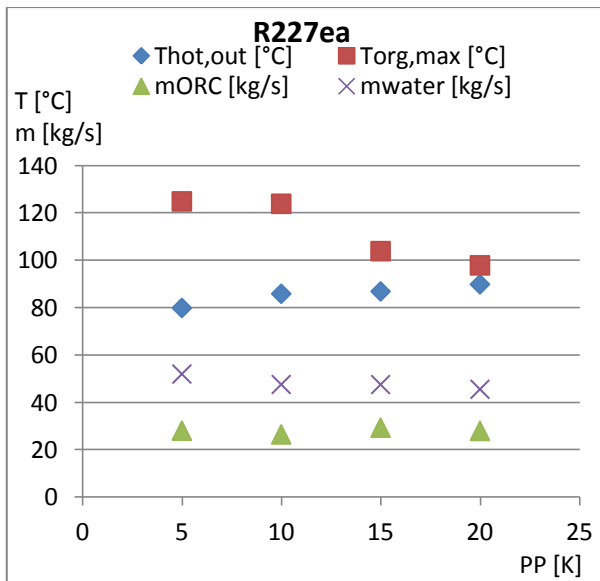
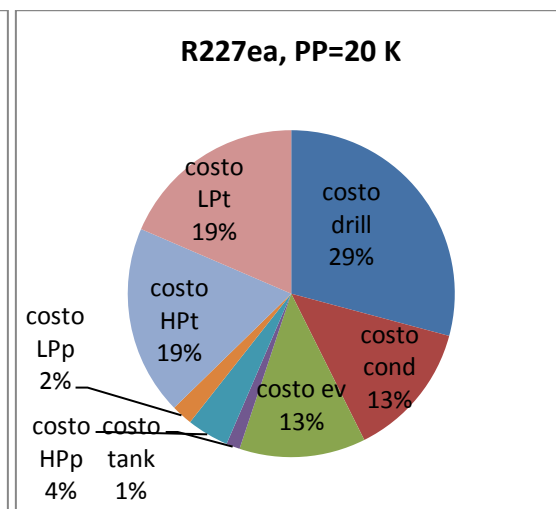
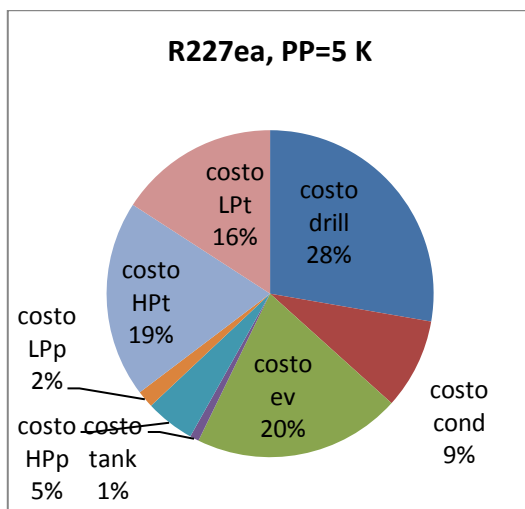


Figura 155.c: confronto tra parametri termodinamici



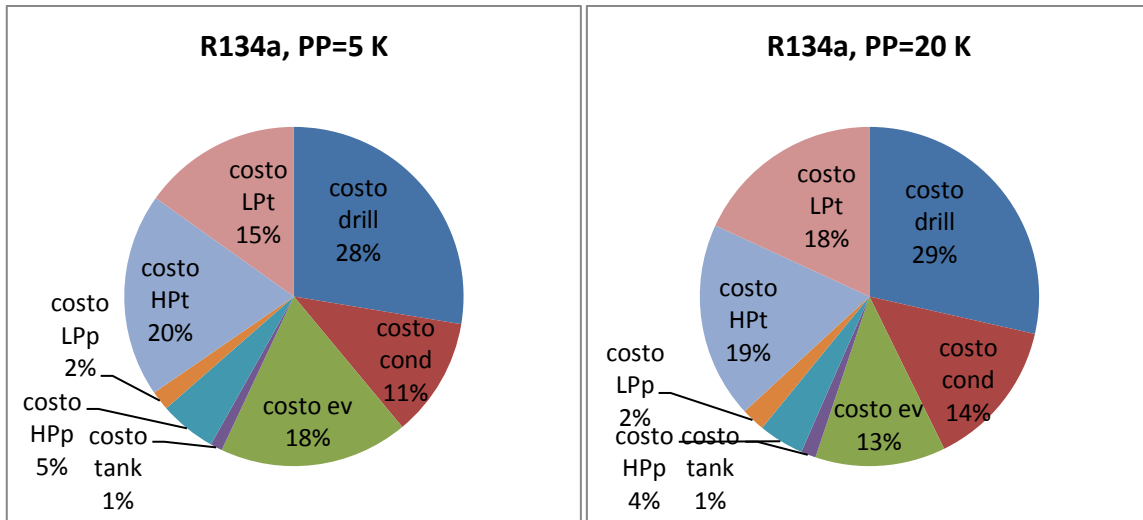


Figura 156.c: costi per componente (in percentuale rispetto al costo complessivo)

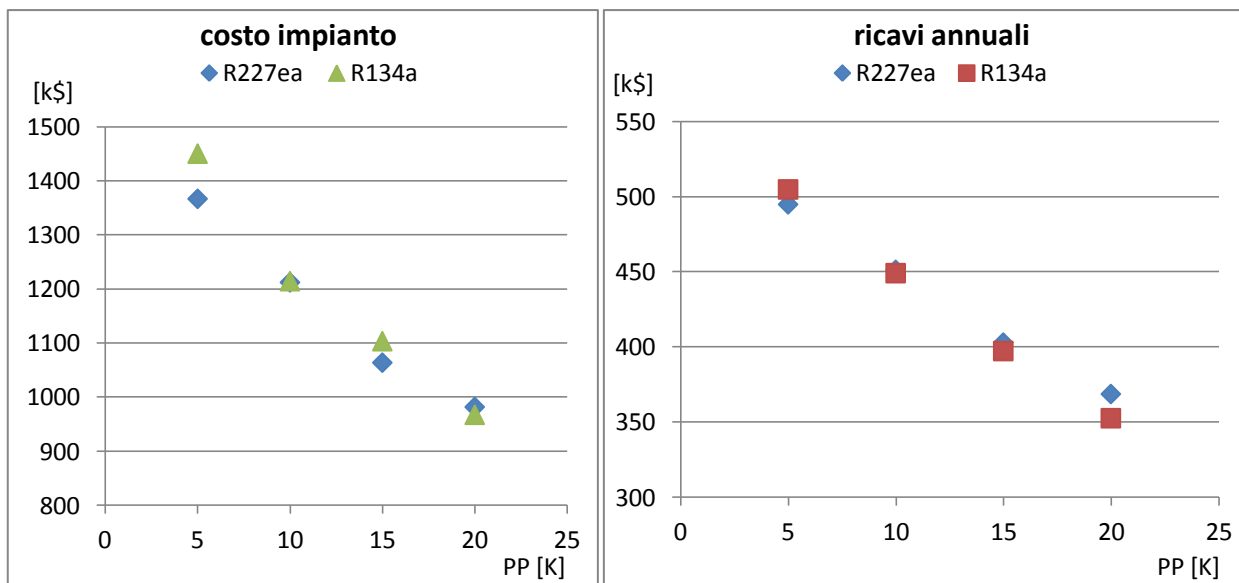


Figura 157.c: costo dell'impianto e ricavi annuali

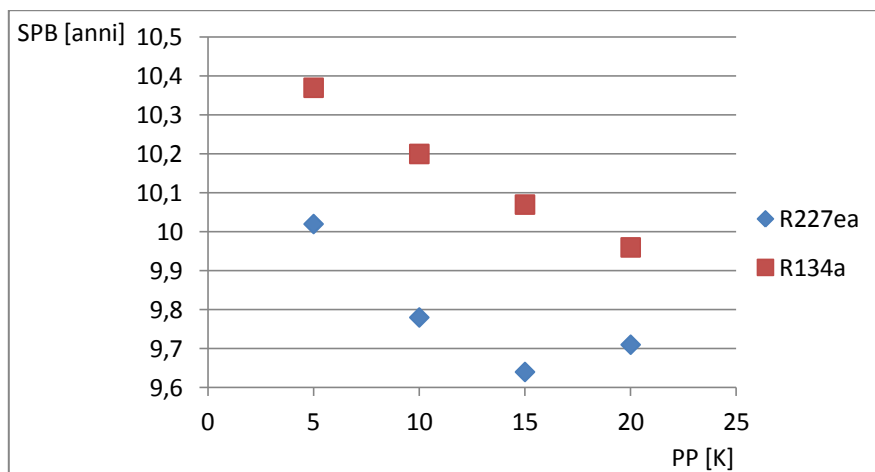


Figura 158.c: tempo di ritorno

$T_{geo}=170^{\circ}\text{C}$

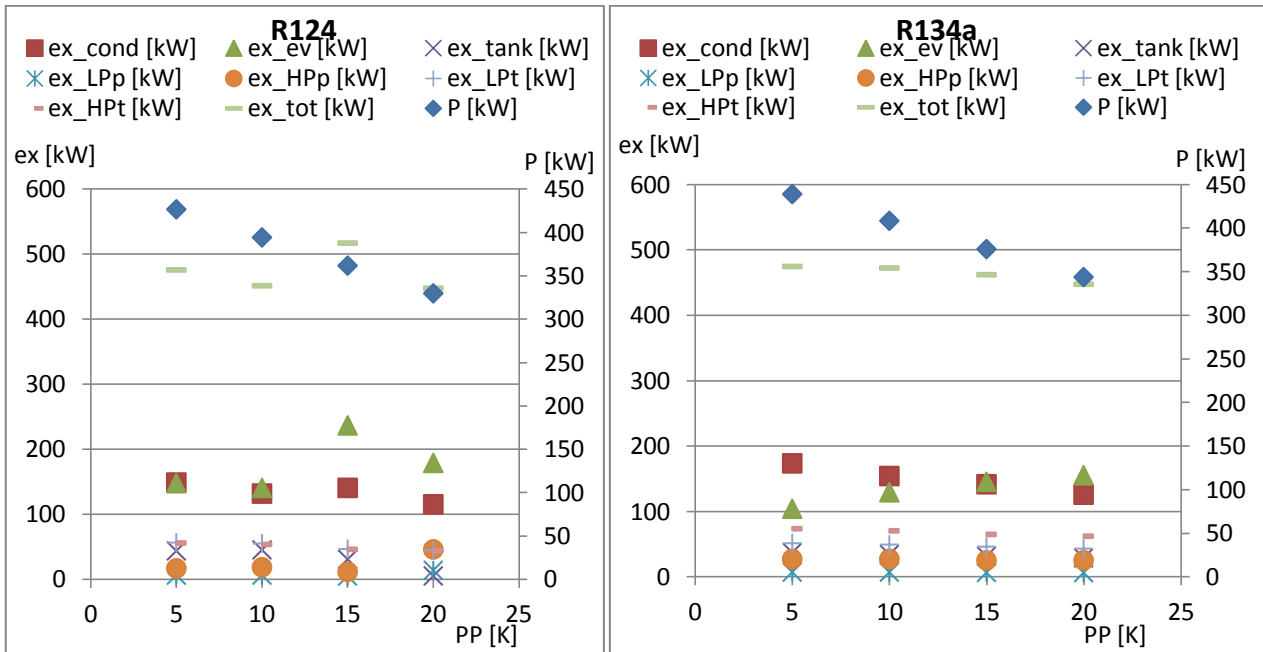


Figura 159.c: confronto tra parametri exergetici (riferiti all'asse delle ordinate principale) e potenza prodotta (riferita all'asse delle ordinate secondario)

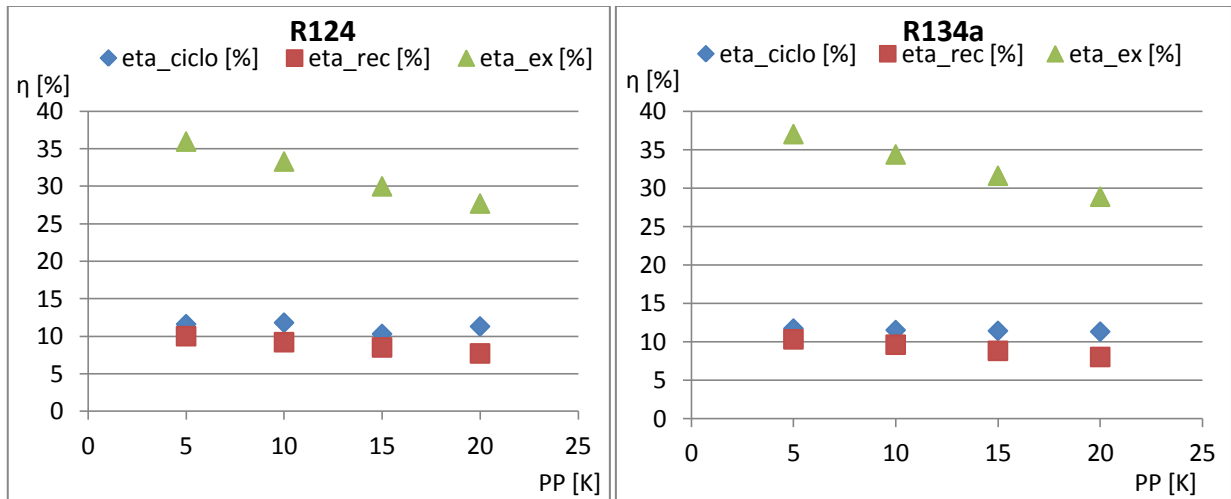


Figura 160.c: confronto tra parametri prestazionali

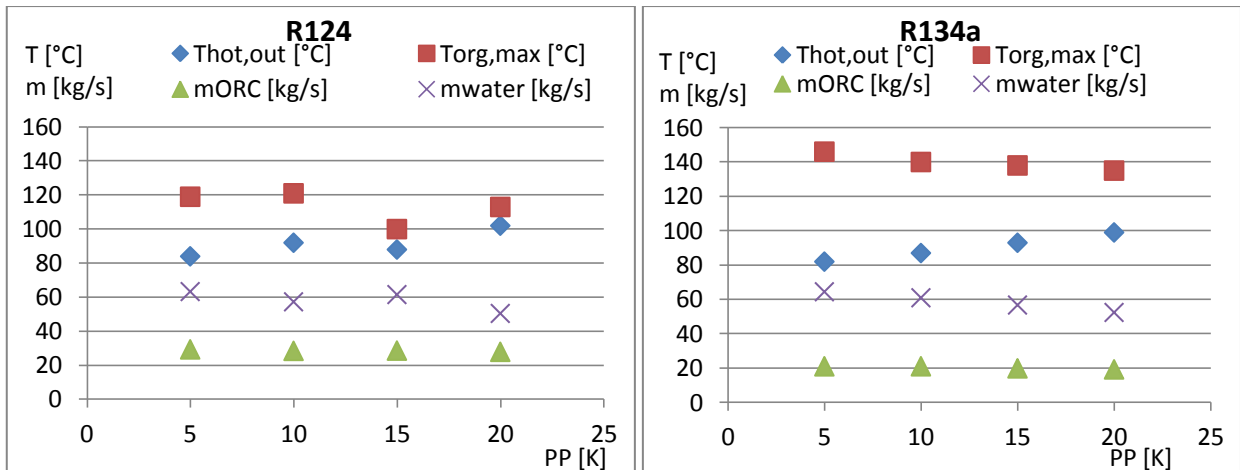


Figura 161.c: confronto tra parametri prestazionali

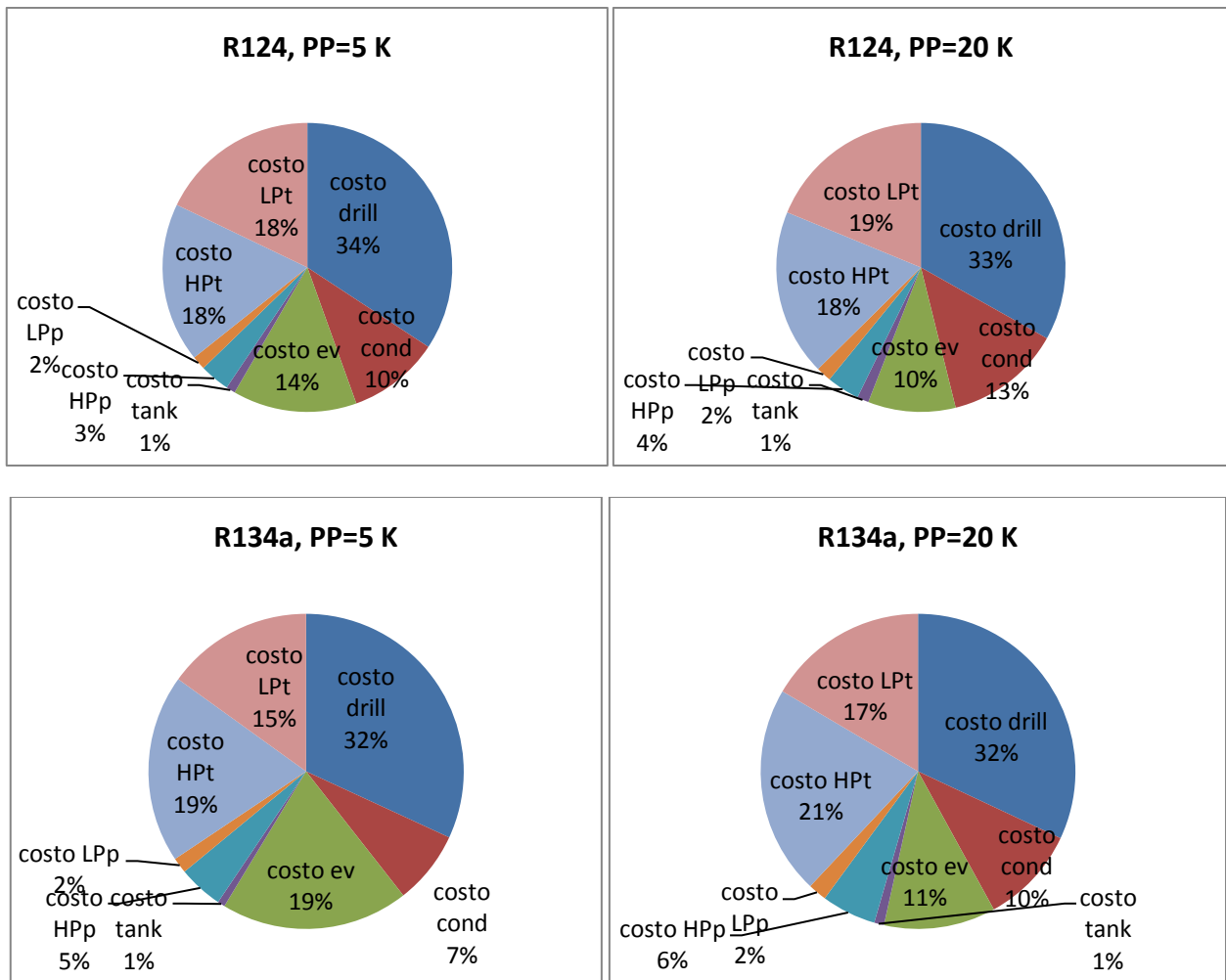


Figura 162.c: costi per componente (in percentuale rispetto al costo complessivo)

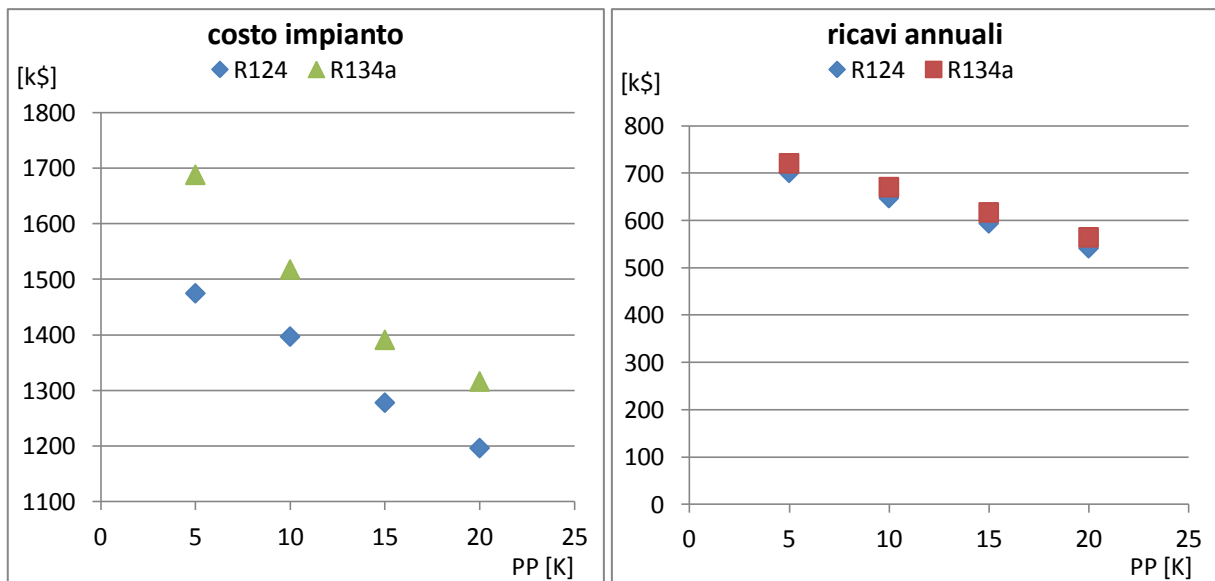


Figura 163.c: costo dell'impianto e ricavi annuali

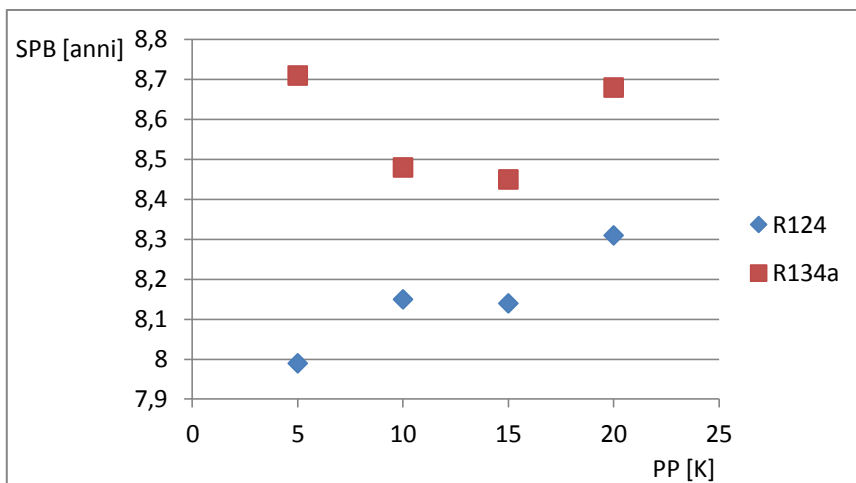


Figura 164.c: tempo di ritorno

Figure relative a 4.2.9. *selezione dei fluidi ottimi al variare della temperatura della sorgente termica*

T_{geo} compresa tra 110°C e 170°C

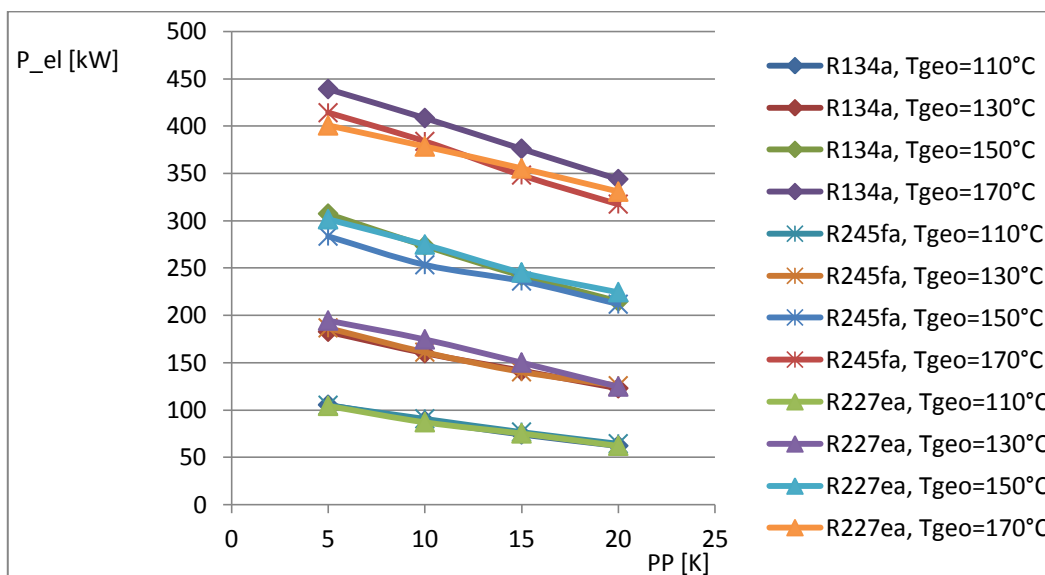
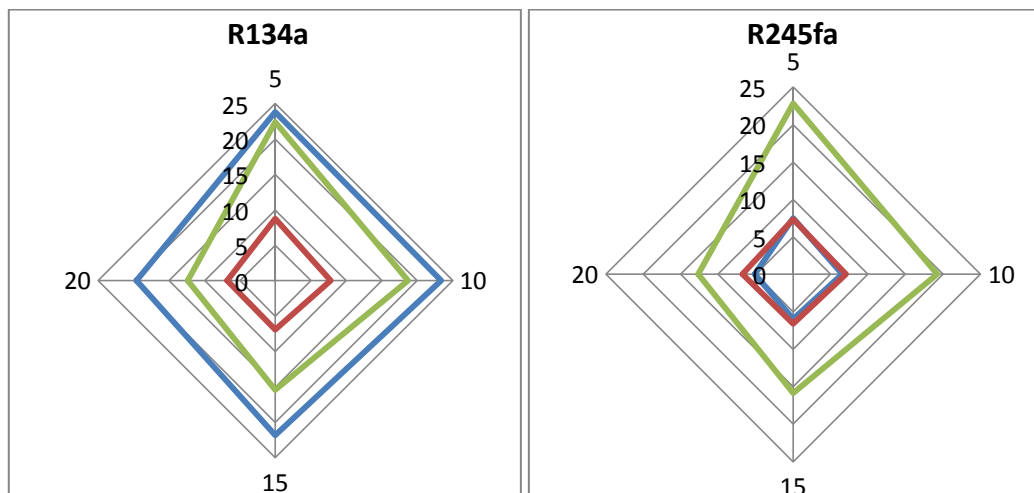


Figura 165.c: potenza prodotta dai tre fluidi scelti tra T_{geo}=110°C e T_{geo}=170°C



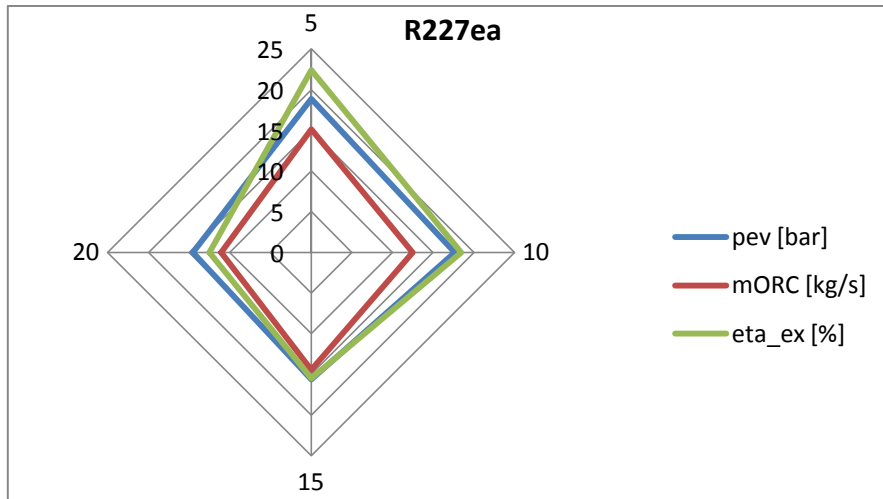


Figura 166.c : confronto tra pressione di evaporazione, portata di massa e rendimento exergetico realizzati dai due fluidi scelti a $T_{geo}=110^{\circ}C$

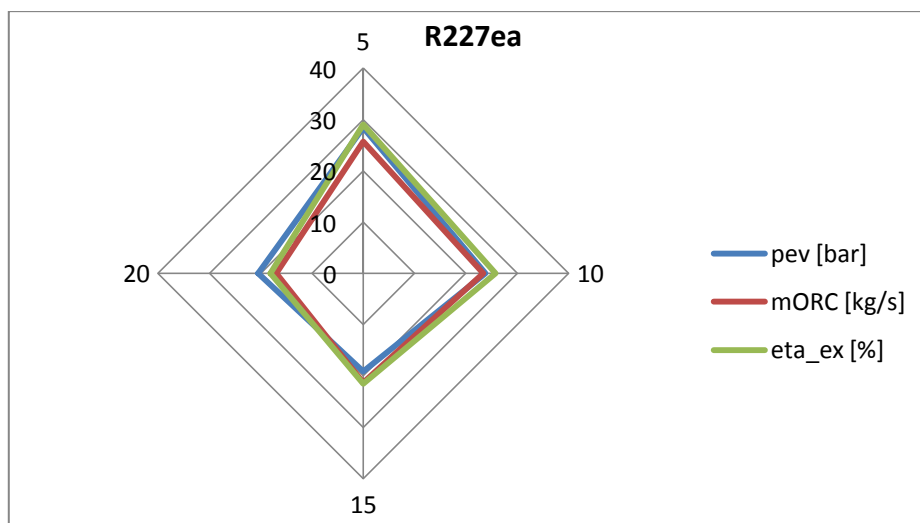
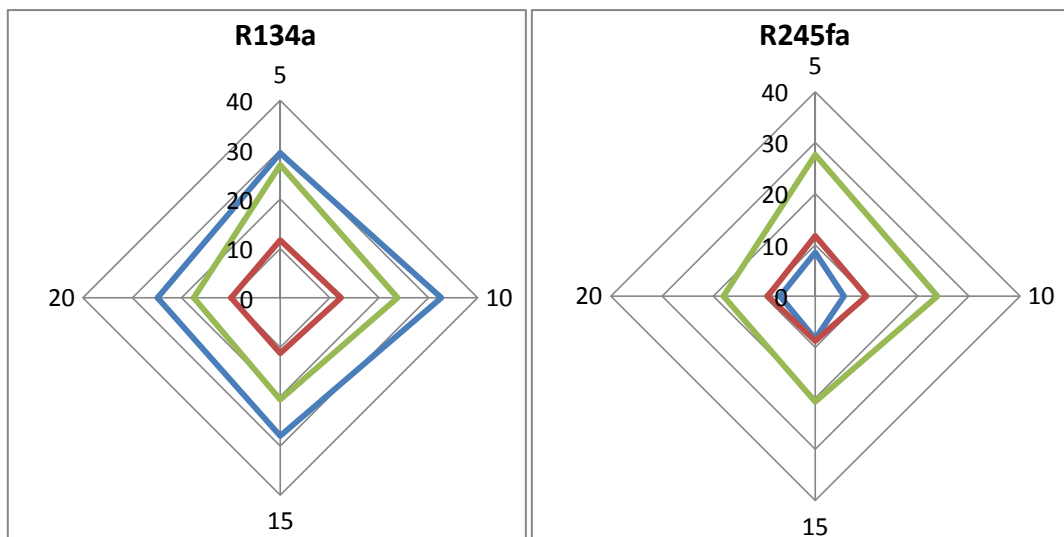


Figura 167.c : confronto tra pressione di evaporazione, portata di massa e rendimento exergetico realizzati dai tre fluidi scelti a $T_{geo}=130^{\circ}C$

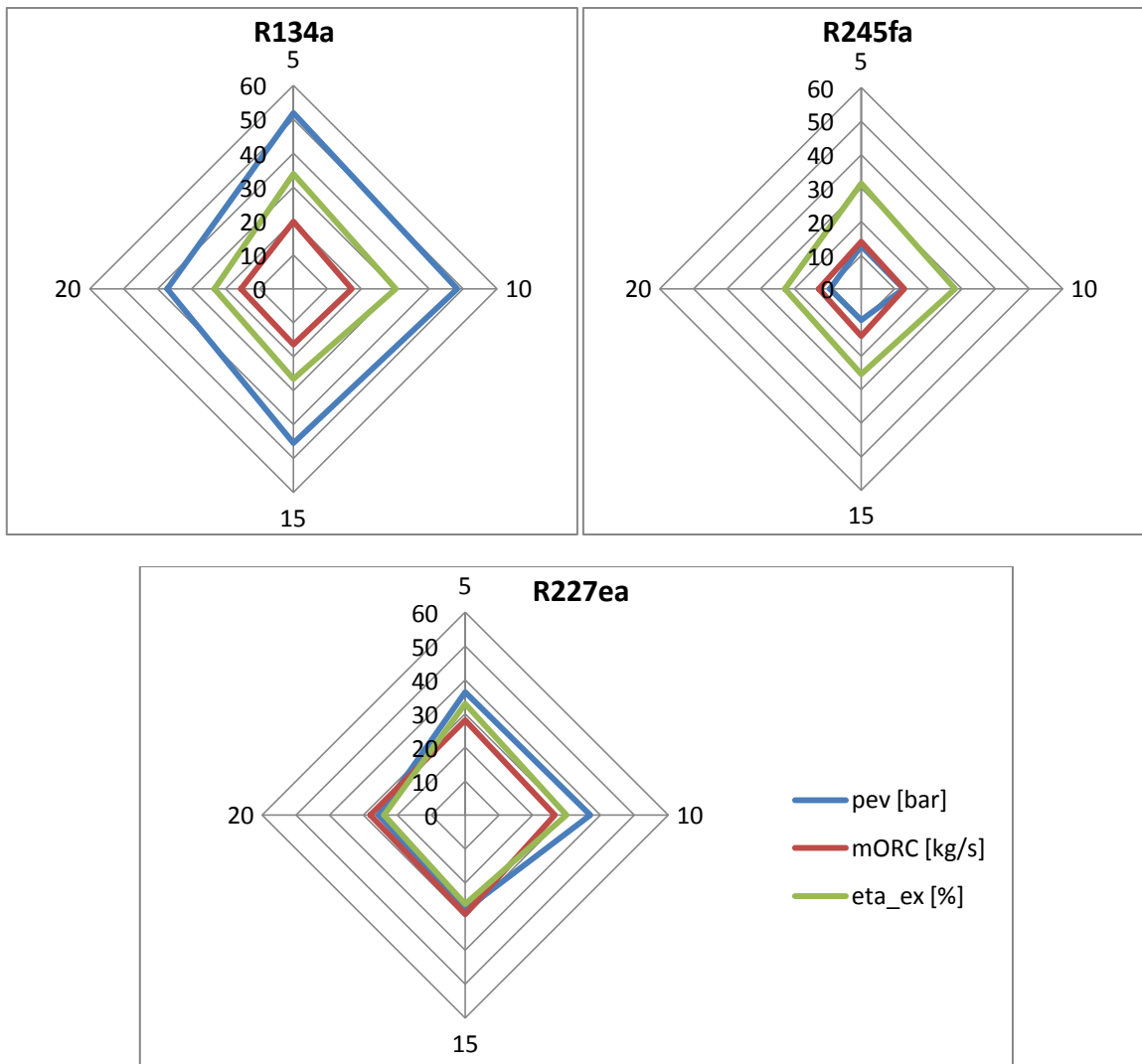
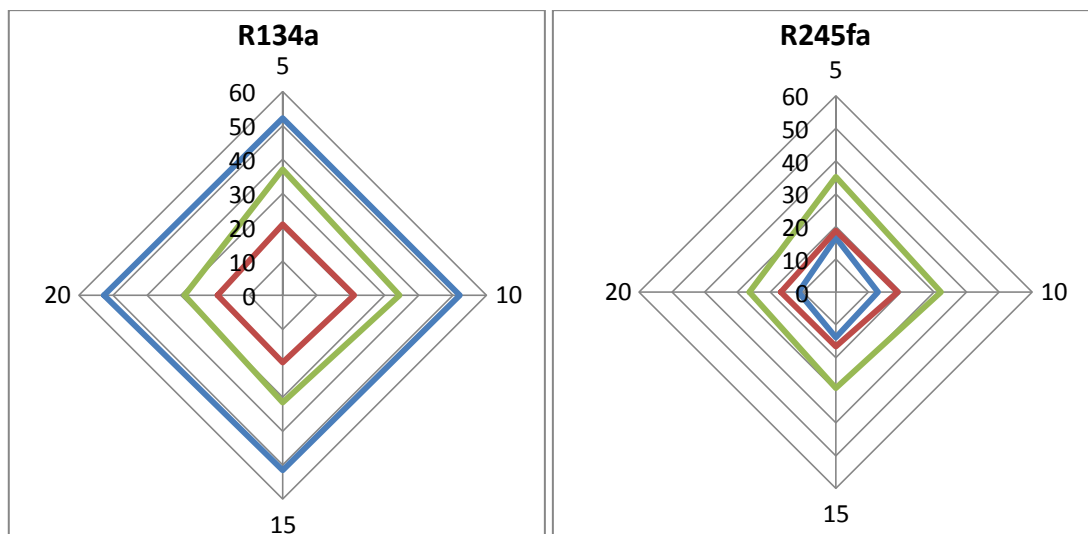


Figura 168.c: confronto tra pressione di evaporazione, portata di massa e rendimento exergetico realizzati dai tre fluidi scelti a $T_{geo}=150^{\circ}C$



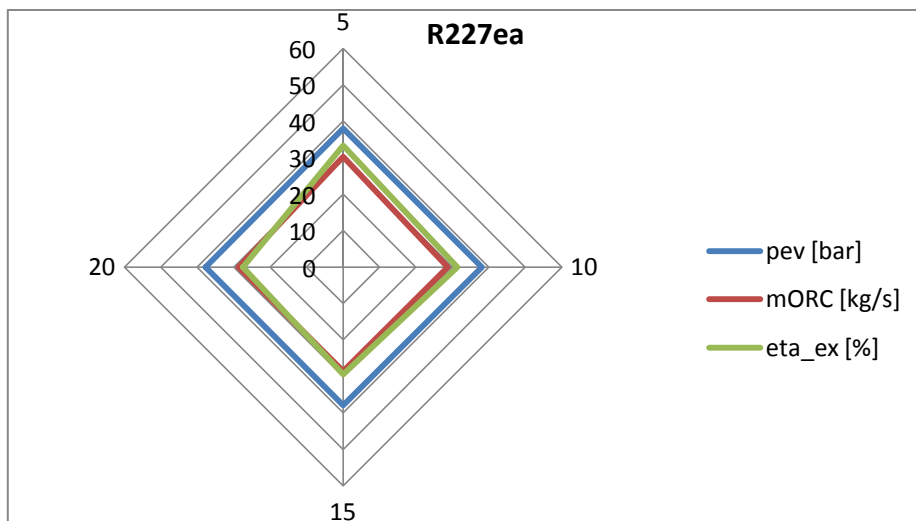
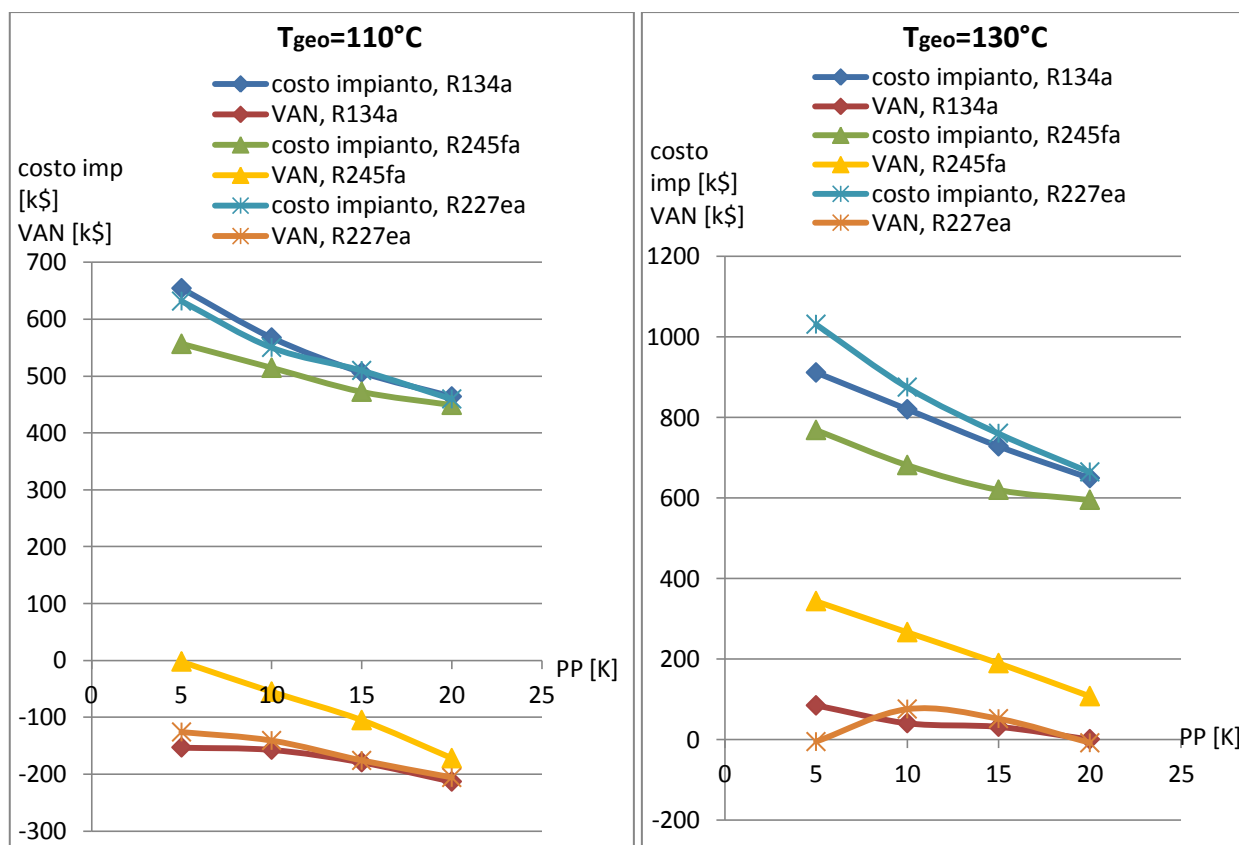


Figura 169.c: confronto tra pressione di evaporazione, portata di massa e rendimento exergetico realizzati dai tre fluidi scelti a $T_{geo}=170^{\circ}\text{C}$



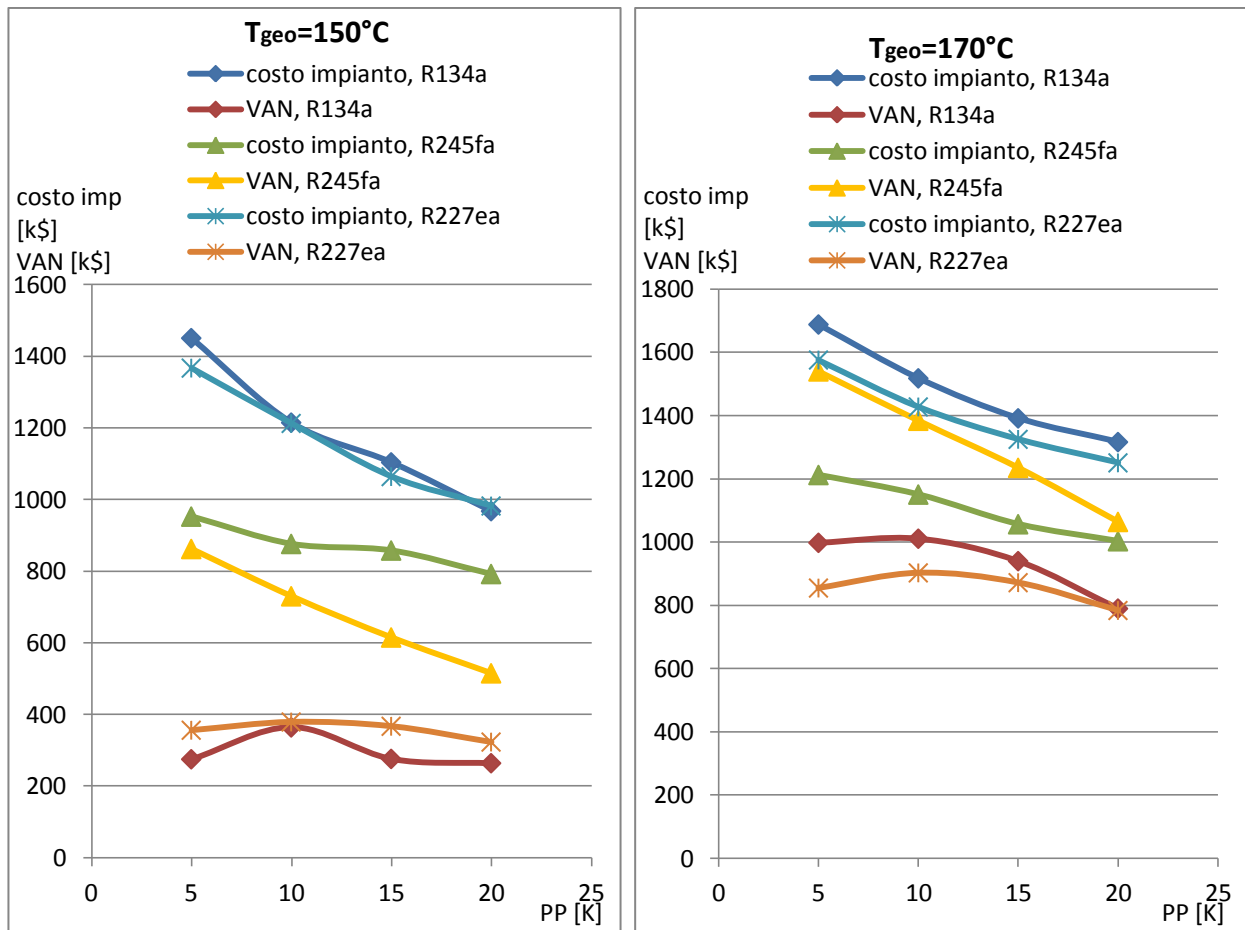


Figura 170.c: costo d'impianto e VAN realizzati dai tre fluidi scelti tra $T_{geo}=110^{\circ}C$ e $T_{geo}=170^{\circ}C$

Appendice C

Ottimizzazione dell'Indice di Profittabilità

Figure relative a 4.3.2. Confronto tra i modelli

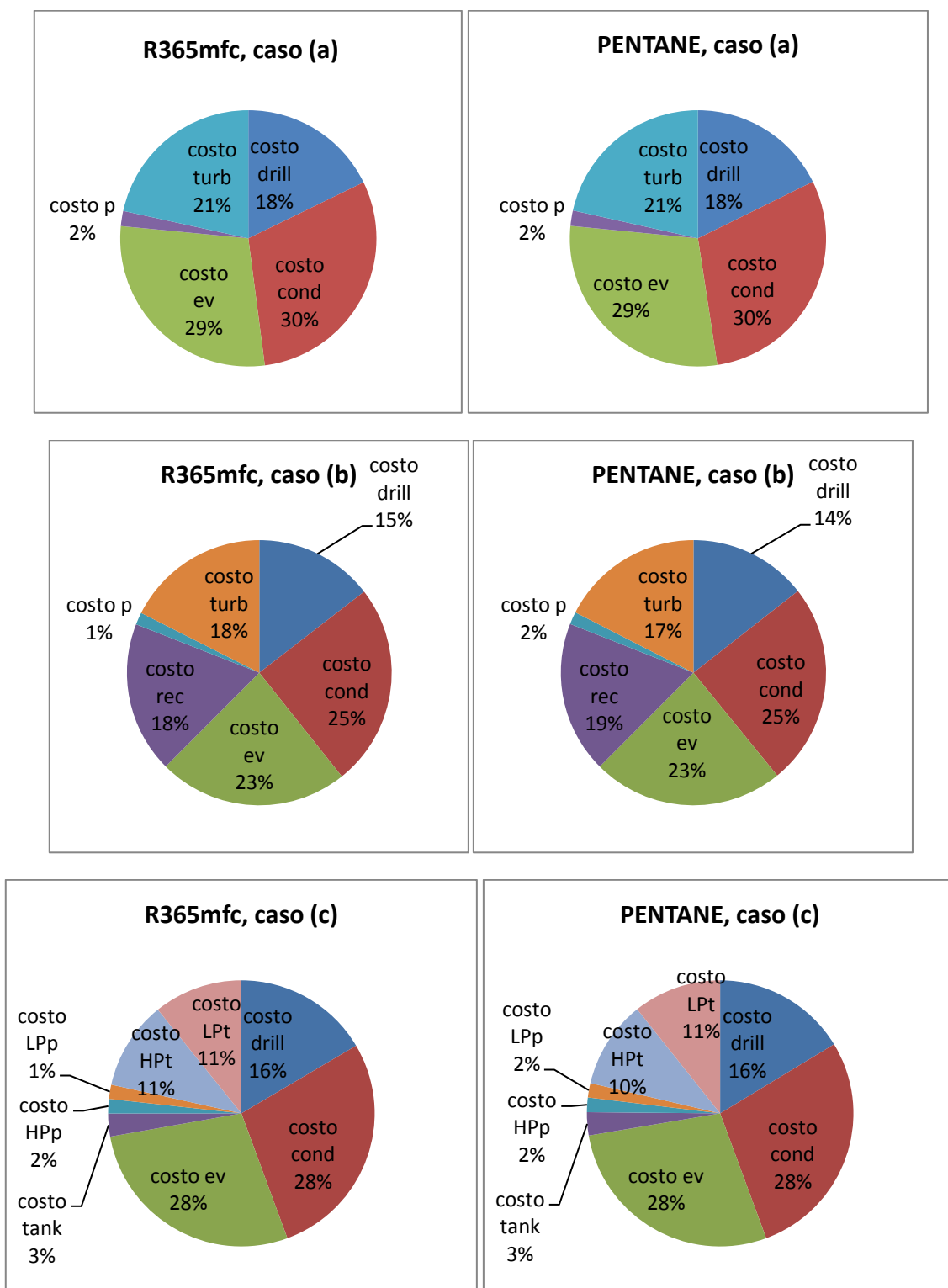


Figura 171: confronto tra i costi per componente per i due fluidi scelti a $T_{geo}=90^{\circ}C$ al variare della configurazione d'impianto

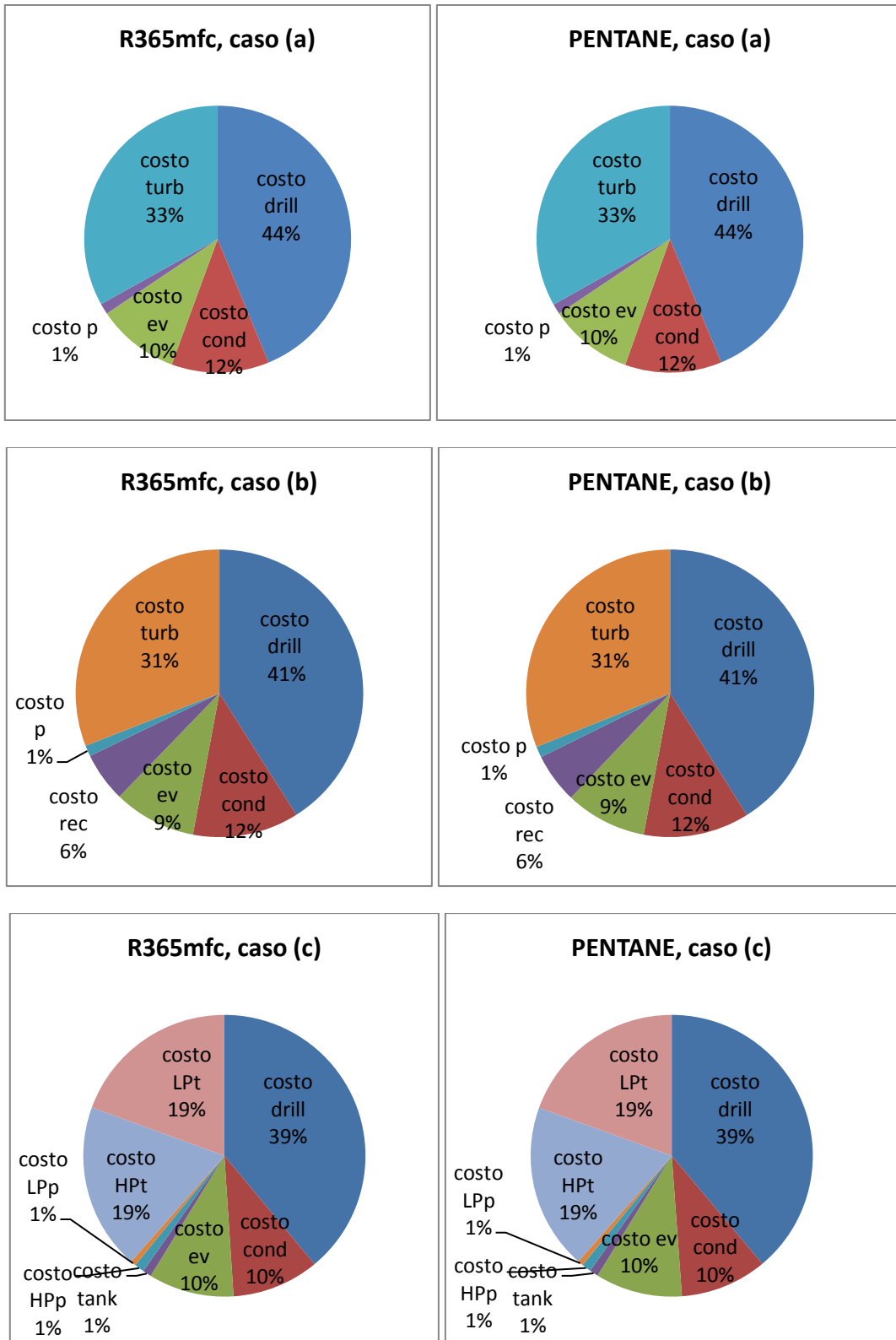


Figura 172: confronto tra i costi per componente per i due fluidi scelti a $T_{geo}=170^{\circ}C$ al variare della configurazione d'impianto

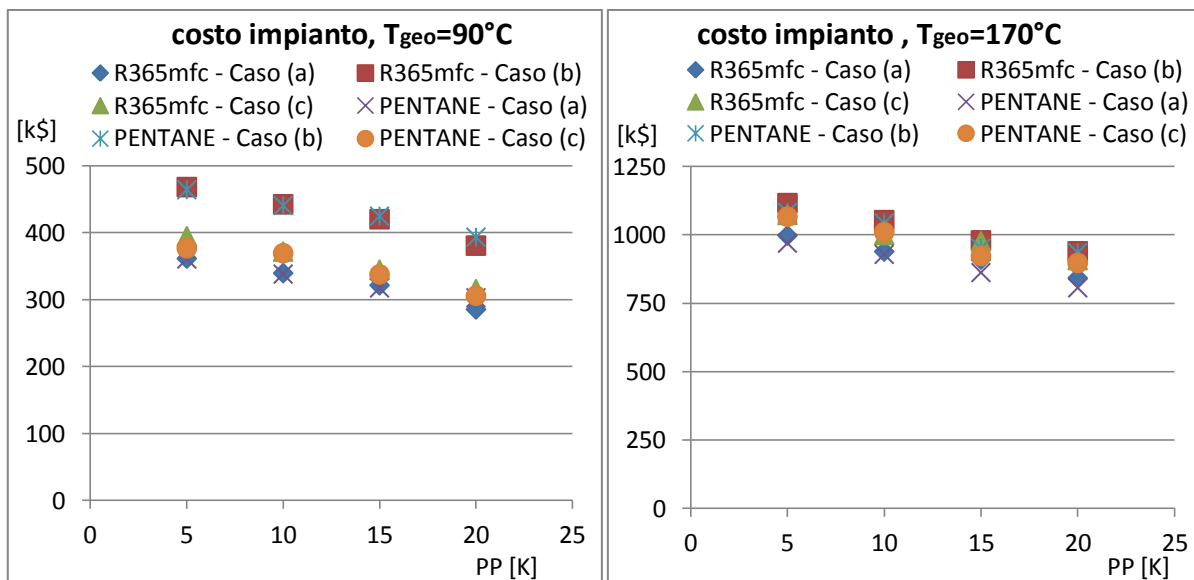


Figura 173: costi d'impianto per i due fluidi scelti a $T_{geo}=90^{\circ}\text{C}$ ed a $T_{geo}=170^{\circ}\text{C}$ al variare della configurazione d'impianto

Tabelle relative a 4.4. Confronto tra ottimizzazioni

R134a - ottimizzazione potenza						
PP [K]	P [kW]	p_{cond} [bar]	p_{ev} [bar]	$T_{hot,out}$ [$^{\circ}\text{C}$]	$T_{org,max}$ [$^{\circ}\text{C}$]	m_{ORC} [kg/s]
5	342,25	10,17	51,99	70,85	140,85	15,288
10	318,28		46,36	70,85	124,85	16,696
15	281,43		44,91	78,85	121,85	15,220
20	250,67		34,63	77,85	101,85	16,453

PP [K]	η_{ciclo} [%]	η_{rec} [%]	η_{ex} [%]
5	10,2	10,1	37,43
10	9,5	9,4	34,42
15	9,3	8,3	30,35
20	8,2	7,4	26,4

PP [K]	costo drill [k\$]	costo cond [k\$]	costo ev [k\$]	costo p [k\$]	costo turb [k\$]	costo impianto [k\$]	IP
5	616,1	185,7	365,7	103,3	553,1	1311	0,36
10	572,9	221,1	250,6	97,6	528,6	1195,4	0,38
15	506,6	212,1	206	88,8	486,4	1082	0,36
20	451,2	255,8	174,8	71	441	1013,6	0,30

R134a - ottimizzazione rendimento exergetico						
PP [K]	P [kW]	p _{cond} [bar]	p _{ev} [bar]	T _{hot,out} [°C]	T _{org,max} [°C]	m _{ORC} [kg/s]
5	342,25	10,17	51,99	70,85	140,85	15,288
10	318,28		46,41	70,85	124,85	16,705
15	287,89		38,56	70,85	107,85	17,984
20	254,77		39,38	79,85	107,85	16,181

PP [K]	η _{ciclo} [%]	η _{rec} [%]	η _{ex} [%]
5	10,2	10,1	37,43
10	9,5	9,4	34,42
15	8,6	8,5	30,6
20	8,6	7,5	27,06

PP [K]	costo drill [k\$]	costo cond [k\$]	costo ev [k\$]	costo p [k\$]	costo turb [k\$]	costo impianto [k\$]	IP
5	616,1	185,7	365,7	103,3	553,1	1311	0,36
10	572,9	221,4	250,7	97,7	528,7	1196,2	0,38
15	518,2	277,4	205,4	84,6	490,4	1142,4	0,32
20	458,6	270	178,3	80,6	453,9	1063,5	0,27

R134a - ottimizzazione Indice di Profittabilità						
PP [K]	P [kW]	p _{cond} [bar]	p _{ev} [bar]	T _{hot,out} [°C]	T _{org,max} [°C]	m _{ORC} [kg/s]
5	297,97	10,17	35,82	70,85	125,85	15,106
10	298,28		35,90	70,85	125,85	15,115
15	265,71		34,65	77,85	121,85	14,026
20	229,14		31,02	83,85	121,85	12,545

PP [K]	η _{ciclo} [%]	η _{rec} [%]	η _{ex} [%]
5	8,9	8,8	31,86
10	8,9	8,8	31,89
15	8,7	7,8	28,29
20	8,2	6,8	24,11

PP [K]	costo drill [k\$]	costo cond [k\$]	costo ev [k\$]	costo p [k\$]	costo turb [k\$]	costo impianto [k\$]	IP
5	536,4	178,6	246,2	69,7	485,2	1049,3	0,45
10	536,9	178,7	246,3	69,9	485,7	1050,4	0,45
15	478,3	173,6	203,8	64	448,5	953,9	0,43
20	412,5	159,2	182,8	52,8	399,9	847,4	0,40

R227ea - ottimizzazione potenza						
PP [K]	P [kW]	p _{cond} [bar]	p _{ev} [bar]	T _{hot,out} [°C]	T _{org,max} [°C]	m _{ORC} [kg/s]
5	304,57	7,02	38,02	70,85	144,85	19,30
10	299,2		38,02	70,85	132,85	21,451
15	287,51		36,05	70,85	121,85	23,744
20	269,44		28,37	70,85	105,85	25,307

PP [K]	η _{ciclo} [%]	η _{rec} [%]	η _{ex} [%]
5	9,1	9,0	32,69
10	8,9	8,8	32,02
15	8,6	8,5	30,55
20	8,0	8,0	28,28

PP [K]	costo drill [k\$]	costo cond [k\$]	costo ev [k\$]	costo p [k\$]	costo turb [k\$]	costo impianto [k\$]	IP
5	548,2	155,1	427,1	85,2	506,6	1259,3	0,28
10	538,6	169,6	280,7	91,5	508,4	1141,6	0,36
15	517,5	190,2	234,4	92,9	500,2	1110,6	0,35
20	485	207,9	196,8	76,1	467,8	1024,8	0,37

R227ea- ottimizzazione rendimento exergetico						
PP [K]	P [kW]	p _{cond} [bar]	p _{ev} [bar]	T _{hot,out} [°C]	T _{org,max} [°C]	m _{ORC} [kg/s]
5	304,57	7,02	38,02	70,85	144,85	19,3
10	299,11		37,81	70,85	132,85	21,4
15	288,42		35,09	70,85	121,85	23,34
20	261,98		28,37	73,85	108,85	23,402

PP [K]	η _{ciclo} [%]	η _{rec} [%]	η _{ex} [%]
5	9,1	9,0	32,69
10	8,9	8,8	32,01
15	8,6	8,5	30,67
20	8,1	7,7	27,55

PP [K]	costo drill [k\$]	costo cond [k\$]	costo ev [k\$]	costo p [k\$]	costo turb [k\$]	costo impianto [k\$]	IP
5	548,2	155,1	427,1	85,2	506,6	1259,3	0,28
10	538,4	169,2	280,5	90,8	507,7	1139,1	0,37
15	519,2	185,9	233,7	89,5	497,6	1096,1	0,37
20	471,6	190,8	191,3	72,3	456,2	982,8	0,38

R227ea - ottimizzazione Indice di Profittabilità						
PP [K]	P [kW]	p _{cond} [bar]	p _{ev} [bar]	T _{hot,out} [°C]	T _{org,max} [°C]	m _{ORC} [kg/s]
5	271,83	7,02	27,16	70,85	119,85	21,485

10	271,32		27,04	70,85	119,85	21,459
15	268,27		26,36	70,85	116,85	21,847
20	238,59		24,30	76,85	110,85	20,786

PP [K]	η_{ciclo} [%]	η_{rec} [%]	η_{ex} [%]
5	8,1	8,0	28,57
10	8,1	8,0	28,51
15	8,0	7,9	28,12
20	7,7	7,0	24,81

PP [K]	costo drill [k\$]	costo cond [k\$]	costo ev [k\$]	costo p [k\$]	costo turb [k\$]	costo impianto [k\$]	IP
5	489,3	169	222,5	65,3	458,6	980,7	0,43
10	488,4	168,8	222,4	64,9	457,8	978,8	0,43
15	482,9	171,7	214,9	64	454	968,5	0,43
20	429,5	168,9	182,8	56,8	416,7	882	0,40

Bibliografia

- [1] A. Cavallini, L. Mattarolo. *Termodinamica applicata*. Cleup, Padova, 1992.
- [2] 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 (2011) 3963-3979.
- [3] K. J. DiGenova, B. B. Botros, J. G. Brisson. Method for customizing an organic Rankine cycle to a complex heat source for efficient energy conversion, demonstrated on a Fischer Tropsch plant. *Applied Energy* 102 (2013) 746-754.
- [4] H. Uehara. *History and the future of OTEC*. Renewable Energy, Japan, 2006.
- [5] A. Schuster, S. Karellas, E. Kakaras, H. Spliethoff. Energetic and economic investigation of innovative Organic Rankine Cycle applications. *Applied Thermal Engineering* 29 (2008) 1809-1817.
- [6] D. Manolakos, E. S. Mohamed, I. Karagiannis, G. Papadakis. Technical and economic comparison between PV-RO system and RO-Solar Rankine System. Case study: Thirasia island. *Desalination* 2008; 221: 37-46.
- [7] M. Astolfi, L. Xodo, M. C. Romano, E. Macchi. Technical and economical analysis of a solar-geothermal hybrid plant based on an Organic Rankine Cycle. *Geothermics* 40 (2011) 58-68.
- [8] 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.
- [9] F. Bakhtar, M. R. Mahpeykar. On the performance of a cascade of turbine rotor tip section blading in nucleating steam. Part 3: theoretical treatment. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part C Mechanical Engineering Science* 1997; 211: 195-210
- [10] F. Bakhtar, M. Ebrahimi. On the performance of a cascade of turbine rotor tip section blading in wet steam. Part 1: generation of wet steam of prescribed droplet sizes. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part C Mechanical Engineering Science* 2005; 209: 115-24.
- [11] F. Bakhtar, H. Mashmouhy, O. C. Jadayel. On the performance of a cascade of turbine rotor tip section blading in wet steam. Part 2: surface pressure distributions. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part C Journal of Mechanical Engineering Science* 1997; 211: 531-40.
- [12] F. Bakhtar, H. Mashmouhy, O. C. Jadayel. On the performance of a cascade of turbine rotor tip section blading in wet steam. Part 4: droplet measurements. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part C Journal of Mechanical Engineering Science* 1997; 211: 639-48.

- [13] F. Bakhtar, R. J. K. Henson, H. Mashmoushy. On the performance of a cascade of turbine rotor tip section blading in wet steam. Part 5: theoretical treatment. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part C Journal of Mechanical Engineering Science* 1997; 220(4): 457-48.
- [14] D. Y. Goswami, S. Hingorani, G. Mines. A laser-based technique for particle sizing to study two-phase expansion in turbines. *Journal of Solar Energy Engineering* 1991; 113: 211-8.
- [15] O. J. Demuth. *Analyses of mixed hydrocarbon binary thermodynamic cycles for moderate temperature geothermal sources*. Idaho; 1981.
- [16] O. J. Demuth. *Preliminary assessment of condensation behavior for hydrocarbon-vapor expansion which cross the saturation line near the critical point*. Idaho; 1983.
- [17] H. Chen, D. Y. Goswami, E. K. Stefanakos. A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2010; 14(9): 3059-67.
- [18] V. Maizza, A. Maizza. Unconventional working fluids in organic Rankine-cycles for waste energy recovery systems. *Applied Thermal Engineering* 2001; 21: 381-90.
- [19] A. I. Papadopoulos, M. Stijepovic, P. Linke. On the systematic design and selection of optimal working fluids for organic Rankine cycles. *Applied Thermal Engineering* 2010; 30(6-7): 760-9.
- [20] J. Lariola. Electricity from industrial waste heat using high-speed organic Rankine cycle (ORC). *International Journal of Production Economics* 1995; 41(1-3): 227-35.
- [21] T. Yamamoto, T. Furuhashi, N. Arai, K. Mori. Design and testing of organic Rankine cycle. *Energy* 26(3) (2001) 239.
- [22] U. Drescher, D. Brüggemann. Fluid selection for the organic Rankine cycle (ORC) in biomass power and heat plants. *Applied Thermal Engineering* 2010; 27(1): 223-8.
- [23] D. Mikielwicz, J. Mikielwicz. A thermodynamic criterion for selection of working fluid for subcritical and supercritical domestic micro CHP. *Applied Thermal Engineering* 2010; 30(16): 2357-62.
- [24] C. R. Kuo, S. W. Hsu, K. H. Chang, C. C. Wang. Analysis of a 50 kW organic Rankine cycle system. *Energy* 2011; 36(10): 5877-85.
- [25] M. Z. Stijepovic, P. Linke, A. I. Papadopoulos, A. S. Grujic. On the role of working fluid properties in organic Rankine cycle performance. *Applied Thermal Engineering* 2012; 36: 406-13.
- [26] A. I. Papadopoulos, M. Stijepovic, P. Linke. On the systematic design and selection of optimal working fluids for organic Rankine cycles. *Applied Thermal Engineering* 2010; 30(6-7): 760-9.

- [27] C. Invernizzi, P. Iora, P. Silva. Bottoming micro-Rankine cycles for micro-gas turbines. *Applied Thermal Engineering* 2007; 27(1): 100-10.
- [28] V. Maizza, A. Maizza. Working fluids in non-steady flows for waste energy recovery systems. *Applied Thermal Engineering* 1996; 16(7): 579-90.
- [29] A. Borsukiewicz-Gozdur. Pumping work in the organic Rankine cycle. *Applied Thermal Engineering* 2013; 51(1-2): 781-6.
- [30] E. Logan. *Handbook of turbomachinery*. CRC; 1994.
- [31] B. T. Liu, K. H. Chien, C. C. Wang. Effect of working fluids on organic Rankine cycle for waste heat recovery. *Energy* 2004; 29(8): 1207-17.
- [32] J. C. Bruno, J. Lopez-Villada, E. Letelier, S. Romera, A. Coronas. Modelling and optimization of solar organic Rankine cycle engines for reverse osmosis desalination. *Applied Thermal Engineering* 2008; 28(17-18): 2212-26.
- [33] P. J. Mago, L. M. Chamra, K. Srinivasan, C. Somayaji. An examination of regenerative organic Rankine cycle using dry fluids. *Applied Thermal Engineering* 2008; 28(8-9): 998-1007.
- [34] C. Invernizzi, P. Iora, P. Silva. Bottoming micro-Rankine cycles for micro-gas turbines. *Applied Thermal Engineering* 2007; 27(1): 100-10.
- [35] J. M. Garrido, H. Quinteros-Lama, A. Mejia, J. Wisniak, H. Segura. A rigorous approach for predicting the slope and curvature of the temperature-entropy saturation boundary of pure fluids. *Energy* 2012; 45(1): 888-99.
- [36] E. Macchi, A. Perdichizzi. Efficiency prediction for axial-flow turbines operating with non conventional fluids. *Transaction of the ASME Journal of Engineering for Power* 1981; 103: 718-24 (October).
- [37] J. Harinck, A. Guardone, P. Colonna. The influence of molecular complexity on expanding flows of ideal and dense gases. *Phys. Fluids* (2009) 21 086101/1-14.
- [38] A. Schuster, S. Karellas, E. Kakaras, H. Spliethoff. Energetic and economic investigation of innovative Organic Rankine Cycle applications. *Applied Thermal Engineering* 29 (2008) 1809-1817.
- [39] D. Wang, X. Ling, H. Peng, L. Liu, L. Tao. Efficiency and optimal performance evaluation of organic Rankine cycle for low grade waste heat power generation. *Energy* 2013; 50: 343-52.
- [40] M. Chys, M. van den Broek, B. Vanslambrouck, M. de Paepe. Potential of zeotropic mixtures as working fluids in organic Rankine cycles. *Energy* 2012; 44(1): 623-32.
- [41] Y. Baik, M. Kim, K. Chang, Y. Lee, H. Yoon. Power enhancement potential of a mixture transcritical cycle for a low-temperature geothermal power generation. *Energy* 2012; 47(1): 70-6.

- [42] G. Angelino, P. Colonna di Paliano. Multicomponent working fluids for organic Rankine cycles (ORCs). *Energy* 1998; 23(6): 449-63.
- [43] R. Rayegan, Y. X. Tao. A procedure to select working fluids for solar organic Rankine cycles (ORCs). *Renewable Energy* 2011; 36(2): 659-70.
- [44] G. Qiu, H. Liu, S. Riffat. Expanders for micro-CHP systems with organic Rankine cycle. *Applied Thermal Engineering* 2011; 31(16): 3301-7.
- [45] V. Lemort, S. Quoilin, C. Cuevas, J. Lebrun. Testing and modeling a scroll expander integrated into an organic Rankine cycle. *Applied Thermal Engineering* 2009; 29(14-15): 3094-102.
- [46] 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; 226(1): 126-36.
- [47] E. Macchi. Design Limits, Basic Parameter Selection and Optimization Methods in Turbomachinery Design. NATO ASI Series, Series E: Applied Sciences-No.97B, vol. 2. Martinus Nijhoff Publishers, 1985, pp. 805-828.
- [48] E. Macchi, A. Perdichizzi. Theoretical prediction of the off-design performance of axial-flow turbines. *Proceedings Atti del XXXII Congresso Nazionale ATI, Roma, September 1977*, pp. 1867-1896.
- [49] R. Turton, R. C. Bailie, W. B. Whiting, J. A. Shaeiwitz. Analysis, synthesis and design of chemical processes. 3rd edition. Prentice Hall; 2009.
- [50] A. Toffolo, A. Lazzaretto, G. Manente, M. Paci. A multi-criteria approach for the optimal selection of working fluid and design parameters in Organic Rankine Cycle systems. *Applied Energy* 121 (2014) 219-232.
- [51] D. Budisulistyo, S. Krumdieck. Thermodynamic and economic analysis for the pre-feasibility study of a binary geothermal power plant. *Energy Conversion and Management* 103 (2015) 639-649.
- [52] M. Astolfi, M. C. Romano, P. Bombarda, E. Macchi. Binary ORC (organic Rankine cycles) power plants for exploitation of medium-low temperature geothermal sources - Part B: Techno-economic optimization. *Energy* 66 (2014) 435-446.
- [53] M. Astolfi, M. C. Romano, P. Bombarda, E. Macchi. Binary ORC (organic Rankine cycles) power plants for exploitation of medium-low temperature geothermal sources - Part A: Thermodynamic optimization. *Energy* 66 (2014) 423-434.
- [54] C. Spadacini, L. Centemeri, L. G. Xodo, M. Astolfi, M. C. Romano, G. Lozza. A new configuration for Organic Rankine Cycle power systems. In: *First International Seminar on ORC Power Systems, Delft (NL) 22-23 September 2011*.

- [55] S. Filippini, U. Merlo, M. C. Romano, G. Lozza. Potential of water-sprayed condensers in ORC plants. In: First International Seminar on ORC Power Systems, Delft (NL) 22-23 September 2011.
- [56] M. Wang, J. Wang, Y. Zhao, P. Zhao, Y. Dai. Thermodynamic analysis and optimization of a solar-driven regenerative organic Rankine cycle (ORC) based on flat-plate solar collectors. *Applied Thermal Engineering* 50 (2013) 816-825.
- [57] R. Turton, R. C. Bailie, W. B. Whiting, J. A. Shaeiwitz. Analysis, synthesis and design of chemical processes. 3rd edition. Prentice Hall; 2009.
- [58] ANSI/ASHRAE Standard 34-2001 (Designation and Safety Classifications of Refrigerants)
- [59] A. Cavallini, D. Del Col, L. Doretti, C. Zilio. Fluidi frigoriferi - Processi di sostituzione e nuove frontiere tecnologiche. AREA Science Park, Gennaio 2007.
- [60] NIST Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties Database (REFPROP): Version 9.1 <http://www.nist.gov/srd/nist23.cfm>
- [61] J. M. Calm, G. C. Hourhan. Physical, safety and environmental data for current and alternative refrigerants. ICR 2011, August 21 - 26, Prague, Czech Republic.
- [62] S. R. Turns. An introduction to combustion - Concepts and Applications. McGraw-Hill International Edition, Third Edition, 2012.