

**Problematiche di standardizzazione di impianti a ciclo binario per
l'utilizzazione di risorse geotermiche a moderata temperatura**

Alessandro Franco

Dipartimento di Energetica "L. Poggi"
Largo Lucio Lazzarino – 56126 PISA



Facoltà di Ingegneria

Corso di Laurea in

INGEGNERIA ENERGETICA



UNIVERSITÀ DI PISA

Alessandro Franco

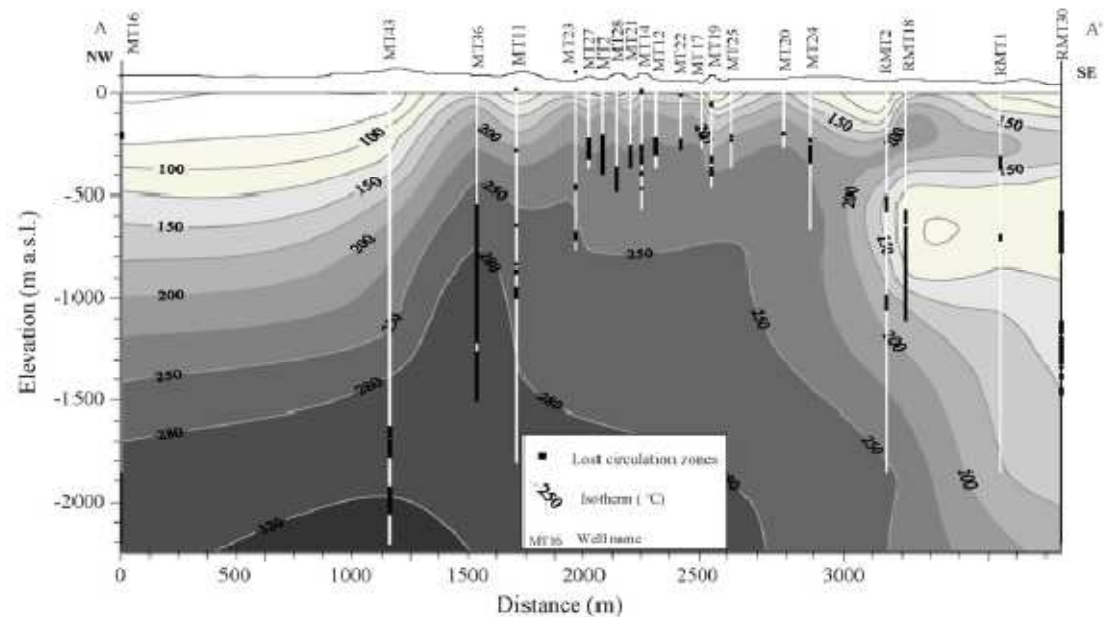
alessandro.franco@ing.unipi.it

Oggetto della presentazione

Impianti a ciclo binario (**ORC**)

Utilizzazione di campi geotermici ad acqua dominante a **temperature relativamente basse (< 130 °C)**, accessibili a quote **inferiori ai 1000 m** con attività perforative di minore entità;

La ricerca riguarda i due aspetti: esplorazione e caratterizzazione della risorsa, ottimizzazione impiantistica



Temperature inferiori a 150 °C disponibili anche ai limiti di acquiferi già largamente utilizzati

- messa a punto di nuove tecniche di **indagine geologica**;
- lo sviluppo di impianti standardizzabili di taglie medie (0.5-2 MW) che possano essere prodotti a livello industriale (“mass produced”) ed in grado di adattarsi in maniera abbastanza buona a varie condizioni.

Si vogliono analizzare le prospettive degli impianti ORC che utilizzano risorse geotermiche a temperature ridotte e le prospettive del ciclo ORC rigenerativo

Caratterizzazione delle risorse geotermiche

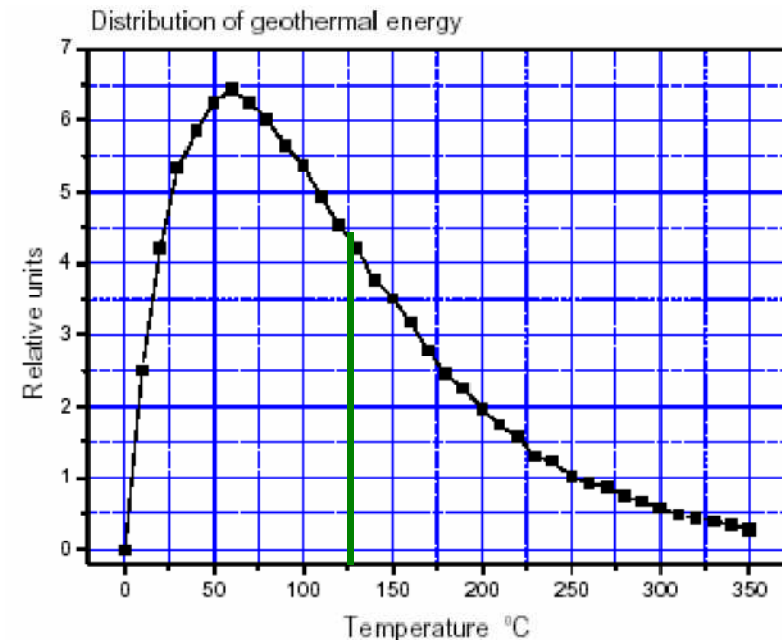
Classificazione delle risorse geotermiche in base alla temperatura (°C).

	(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

Rif: (a) Muffler and Cataldi (1978).
(b) Hochstein (1990).
(c) Benderitter and Cormy (1990).
(d) Nicholson (1993).

(e) Axelsson and Gunnlaugsson (2000)

Un notevole quantitativo di risorse ancora utilizzabili (**oltre il 70%**) è individuabile nella fascia sotto i 150 °C ed in particolare al disotto di 125-130 °C. Queste temperature diventano particolarmente interessanti quando reperibili a quote ridotte, con riduzione dei costi geologici



Distribuzione risorse geotermiche
(Stefansson, 2005).

Impianti a ciclo binario sono già oltre 230 per oltre 1150 MW

	Binari	Combinati Flash + Binario
Stati Uniti	140	10
Nuova Zelanda	10	14
Filippine	13	5
Islanda	8	
Portogallo	5	
Austria	3	
Germania	3	
Nicaragua	1	7

La tecnologia dei cicli binari è legata ad alcuni grandi produttori

Principali aziende produttrici

Ormat

UTC Power

Barber-Nichols (ORC)

Mafi-Trench (ORC)

Turboden (ORC)

Enex (ORC)

GE

Siemens (Kalina)

Exorka (Kalina)

Gulf Coast

Deluge Inc.

Linear Power Ltd.

Oltre **80%** impianti sono semplici, meno del **20%** combinati

Gradi di libertà

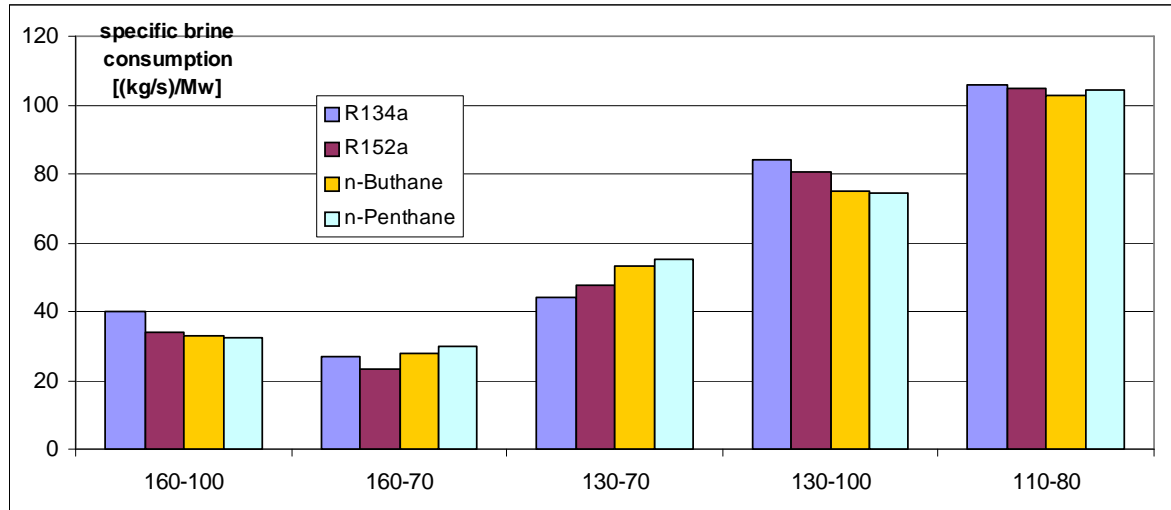
- Il progetto di un impianto a ciclo binario coinvolge all'incirca 25-30 variabili
- L'impianto deve essere adattato alle specifiche condizioni operative (M_{geo} , $T_{geo} - T_{rein} - T_{amb}$)
- Funzionamento è molto sensibile alle variazioni delle condizioni operative durante la vita utile

Idee generali sugli impianti a ciclo binario

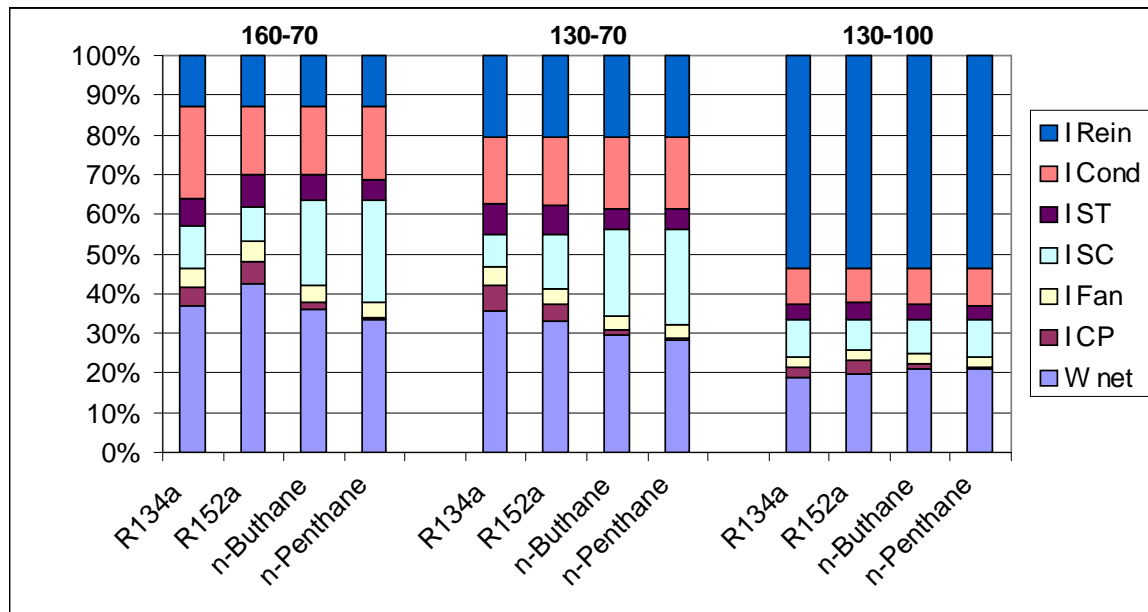
Cicli binari: ottima soluzione in linea teorica, ma necessitano di un grosso lavoro in fase di progettazione

- **Cicli di recupero semplici**
- **Fluido operativo: variabile importante, ma meno di altre**
- **Lo scambio termico resta un problema fondamentale per la progettazione di un impianto a ciclo binario.**
- **Il sistema di condensazione ha un notevole impatto sulle prestazioni**
- **Difficoltà di standardizzazione tecnologica per variabilità:**
 - **Temperatura**
 - **Condizioni climatiche**
 - **Portate estraibili**
 - **Composizione chimica (fenomeni di scaling e corrosione)**
- **La reiniezione introduce almeno due ulteriori problematiche:**
 - **Cristallizzazione dei sali disciolti nel fluido geotermico**
 - **Pressione e profondità del pozzo**

Alcuni dati di riferimento



Consumi specifici di impianti a ciclo binario



Perdite exergetiche in impianti a ciclo binario

Combinazione di

- Temperatura di sorgente
- Temperatura di reiniezione
- Fluido operativo
- ciclo termodinamico

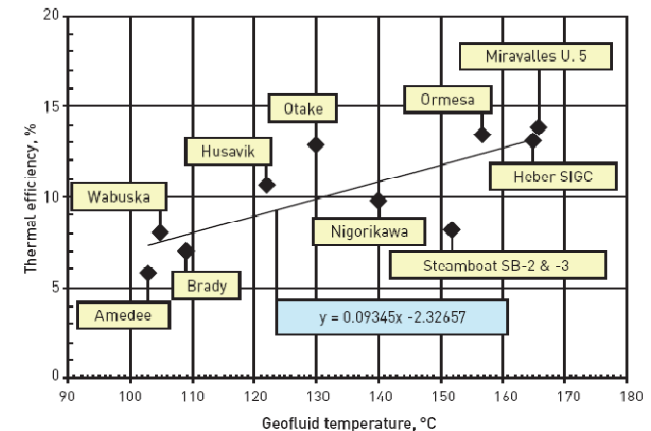
$$T < 160^\circ$$

Per 1 MW

Geofluido = 30 – 110 kg/s

$$\eta_{II} = 20 - 40 \%$$

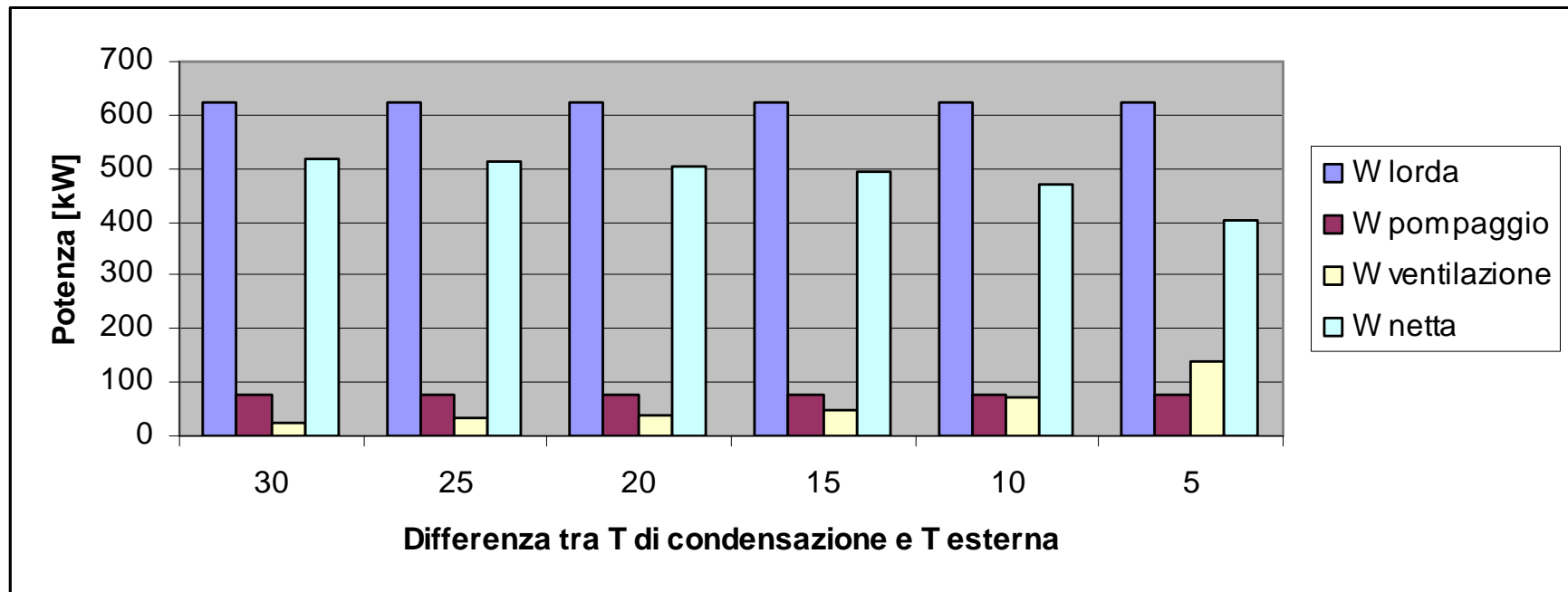
$$\eta_I = 4 - 12 \%$$



Decurtazione di potenza per il funzionamento degli ausiliari

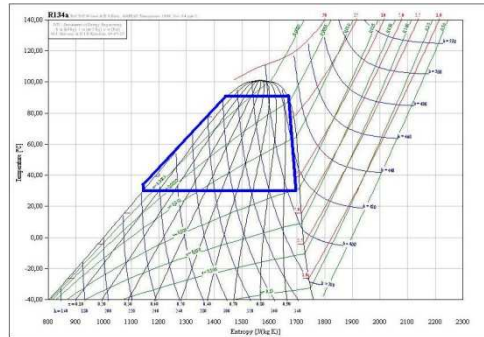
Valutazione dei consumi ausiliari

- Pompaggio del fluido operativo
 - Oltre il 10% della potenza lorda
- **Movimentazione dell'aria di raffreddamento**
 - Forte dipendenza dalla temperatura ambiente e dalla velocità dell'aria
 - Può assorbire oltre il 20% della potenza lorda

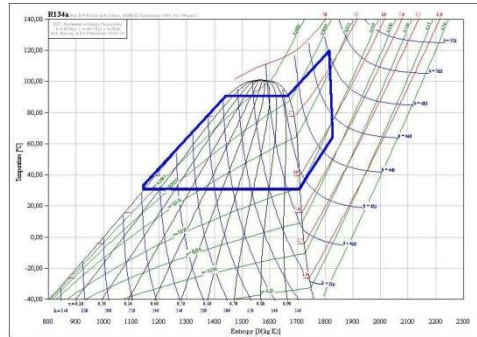


Cicli termodinamici di riferimento per impianti ORC

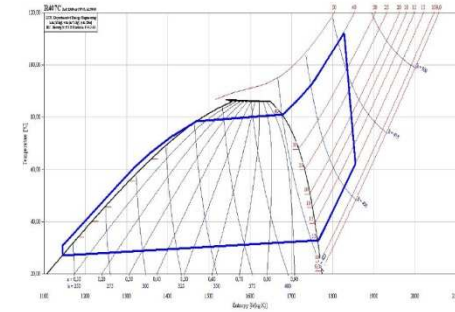
Rankine



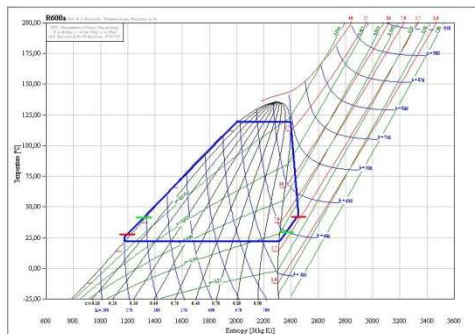
Hirn



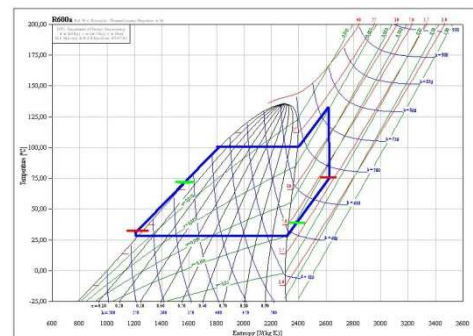
Kalina



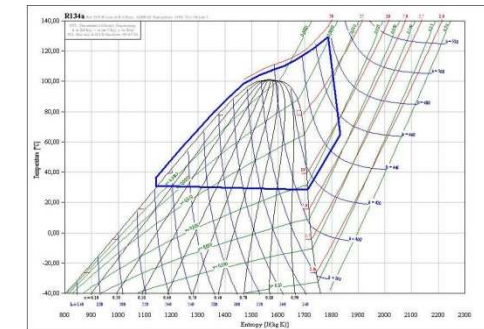
Rankine Rigenerativo



Hirn Rigenerativo



Supercritico



Cicli utilizzati sono quelli base (**Rankine** e **Rankine surriscaldato**, **Kalina**)

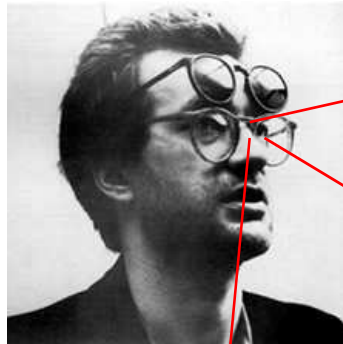
Fluidi di lavoro: **idrocarburi** (isopentano, butano), **refrigeranti**

Cicli innovativi sono i **rigenerativi** e i **supercritici**

Notevole interesse scientifico!

Keywords

Geothermal utilization, low temperature geothermal, efficiency, exergy, thermodynamic cycle, binary cycle, Kalina cycle, Variable Phase cycle, organic Rankine cycle, radial outflow turbine, axial impulse turbine



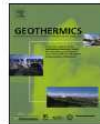
Geothermics 38 (2009) 379–391



Contents lists available at ScienceDirect

Geothermics

journal homepage: www.elsevier.com/locate/geothermics



Optimal design of binary cycle power plants for water-dominated, medium-temperature geothermal fields

Alessandro Franco^{a,*}, Marco Villani

^aDipartimento di Energetica "L. Poggi", Università di Pisa, Largo Lucio Lazzarino, 56126 Pisa, Italy

ARTICLE INFO

Article history:
Received 11 September 2008
Accepted 14 August 2009
Available online 10 September 2009

Keywords:
Geothermal
Thermodynamics
Medium-temperature geothermal resources
Binary plants
Exergy analysis
Rejection temperature
Optimum design

ABSTRACT

Exploitation of lower temperature, water-dominated geothermal fields is analyzed, and a methodology for optimizing geothermal binary plants is discussed. The geothermal fluid inlet temperatures considered are in the 110–160 °C range, while the return temperature of the brine is assumed to be between 70 and 100 °C. The analysis shows that the brine specific consumption, ranging from 20 to 120 kg s⁻¹ for each net MW produced, and the efficiency of the plants, ranging from 20% to 45% in terms of Second Law efficiency, are dictated mainly by the combination of the brine inlet temperature, the brine rejection temperature and the energy conversion cycle being used. For given operating conditions and with correct matching between working fluid and energy conversion cycle, it is possible to obtain very similar performances in a number of different cases. It is shown that optimization of the plant can yield improvements of up to 30–40% in terms of reduction of brine specific consumption compared to conventional design.

© 2009 Elsevier Ltd. All rights reserved.



Available online at www.sciencedirect.com

ScienceDirect

Applied Thermal Engineering 28 (2008) 998–1007

APPLIED THERMAL
ENGINEERING

www.elsevier.com/locate/apthermeng

An examination of regenerative organic Rankine cycles using dry fluids

Pedro J. Mago^{a,*}, Louay M. Chamra, Kalyan Srinivasan, Chandramohan Somayajhi

^aDepartment of Mechanical Engineering, Mississippi State University, 210 Carpenter Engineering Building, P.O. Box ME, Mississippi State, MS 39762-5925, United States

Received 18 October 2006; accepted 25 June 2007

Available online 4 July 2007

Abstract

This paper presents an analysis of regenerative organic Rankine cycles "ORC" using dry organic fluids, to convert waste energy to power from low-grade heat sources. The dry organic working fluids selected for this investigation are R113, R245ca, R123, and isobutane, with boiling points ranging from -12 °C to 48 °C. Regenerative ORC is analyzed and compared with the basic ORC in order to determine the configuration that presents the best thermal efficiency with minimum irreversibility. The evaluation for both configurations will be performed using a combined first and second law analysis by varying certain system operating parameters at various reference temperatures and pressures. Results from these analyses show that regenerative ORC produces higher efficiency compared with the basic ORC while also reducing the amount of waste heat required to produce the same power with a lower irreversibility. © 2007 Elsevier Ltd. All rights reserved.

Energy 35 (2010) 1033–1039



Contents lists available at ScienceDirect

Energy

journal homepage: www.elsevier.com/locate/energy



Efficiency optimization potential in supercritical Organic Rankine Cycles

A. Schuster^{a,*}, S. Karellas^b, R. Aumann^a

^aTechnische Universität München Institute of Energy Systems Boltzmannstr. 15, 85748 Garching, Germany

^bNational Technical University of Athens Laboratory of Steam Boilers and Thermal Plants Heronon Polytechniou 9, 15780 Athens, Greece

ARTICLE INFO

Article history:
Received 30 October 2008
Revised in revised form
19 May 2009
Accepted 9 June 2009
Available online 8 August 2009

Keywords:
ORC
Organic Rankine Cycle
Supercritical fluid
Low temperature heat recovery

ABSTRACT

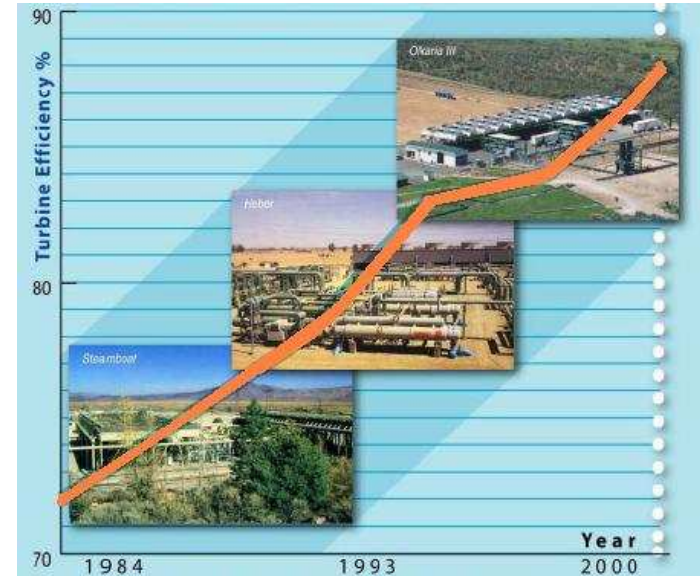
nowadays, the use of Organic Rankine Cycle (ORC) in decentralised applications is linked with the fact that this process allows the use of low temperature heat sources and offers an advantageous efficiency in small-scale concepts. Many state-of-the-art and innovative applications can successfully use the ORC process. In this process, according to the heat source level, special attention must be drawn to the choice of the appropriate working fluid, which is a factor that affects the thermal and exergetic efficiency of the cycle. The investigation of supercritical parameters of various working fluids in ORC applications seems to bring promising results concerning the efficiency of the application.

This paper presents the results from a simulation of the ORC and the optimization potential of the process when using supercritical parameters. In order to optimize the process, various working fluids are considered and compared concerning their thermal efficiency and the usable percentage of heat. The reduction of energy losses is discussed based on the need of surplus heat exchanger surface.

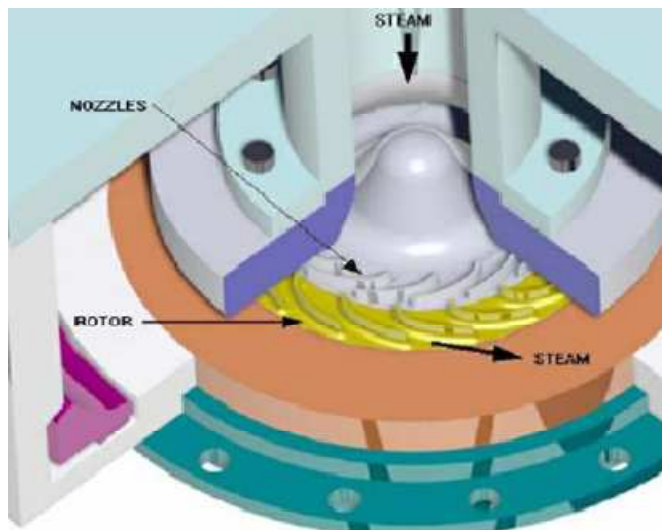
© 2009 Elsevier Ltd. All rights reserved.

Altra interessante campo di ricerca è il componente turbina

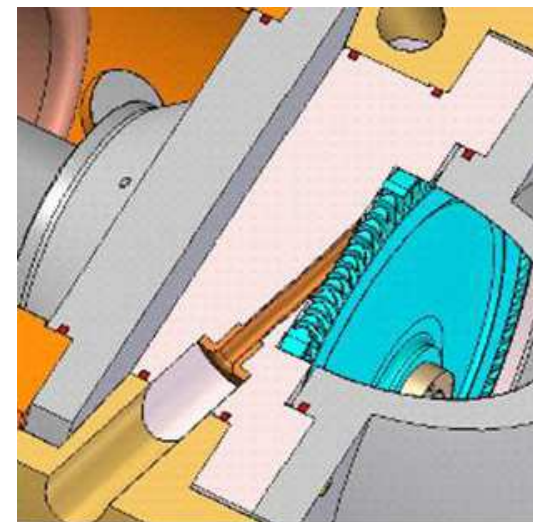
Anno di installazione	Impianto	Rendimento di turbina
1984	Steamboat, USA	72
1985	Ormesa, USA	75
1989	Puna, USA	78
1993	Heber, USA	83
1996	Rotokawa, NZ	84
2000	Olkaria, Kenya	88



Negli anni rendimento (isoentropico) di turbina è passato da **72%** a **88%**.
Importante aumentare il rendimento di generazione: i rendimenti si moltiplicano.



Euler Turbine



Variable Phase Turbine

Impianti che utilizzano risorse con $T < 130$ °C

Plant and location	T_{geo} (°C)	Cycle	Working fluid	Gross capacity (kWe)	Specific brine consumption [(kg/s)/MW]	Cooling tower
Husavik, Iceland	124	Kalina	NH ₃ -H ₂ O	2030 (1700)	53	Wet
Unternhaching, GER	122	Kalina	NH ₃ -H ₂ O	4000.(3400)	44.2	Wet
Bruchsal, GER	120	Kalina	NH ₃ -H ₂ O	610 (550)	51,8	Wet
Empire, USA	118	RAN	Isopentane	1200 (1000)	90.8	Dry
Fang, Thailand	116	RAN	Isopentane	300 (175)	47.4	Wet
Nagqu, China	110	RAN	Isopentane	1300 (1000)	69	Dry
Bad Blumau, Austria	110	RAN	Isopentane	250 (180)	120	Dry
Wineagle (Susanville), USA	110	RAN	Isobutane	750 (600)	105	Dry
Altheim, Austria	106	RAN	C ₅ F ₁₂	1000 (500)	86	Dry
Wabuska, USA	104	RAN	Isopentane	750 (600)	90	Wet
Wendel, USA	103	RAN	R114	2000 (1600)	128.2	Wet
Birdsville, Australia	98-99	RAN	R114 (Isopentane)	150 (120)	200	Wet
Neustadt-Glewe, GER	98-100	RAN	C ₅ F ₁₂	230 (180)	120.8	Wet
Chena Hot Spring, USA	74	RAN	R134a	250 (210)	57.9	Wet/Dry

Esiste già oggi un numero rilevante di impianti a ciclo binario che utilizzano risorse a temperature inferiori a 130 °C

Molte soluzioni proposte:

Impianto **ORMAT** 



Olkaria 3 – Kenya, 12 MW (250 °C)

Leader del settore, realizza tutti gli impianti

Impianto  **UTC Power**
A United Technologies Company



Chena, Alaska – USA, 200 kW (74 °C)

Solo piccole taglie

Impianto  **TURBODEN**



Altheim – Austria, 500 kW (105 °C)

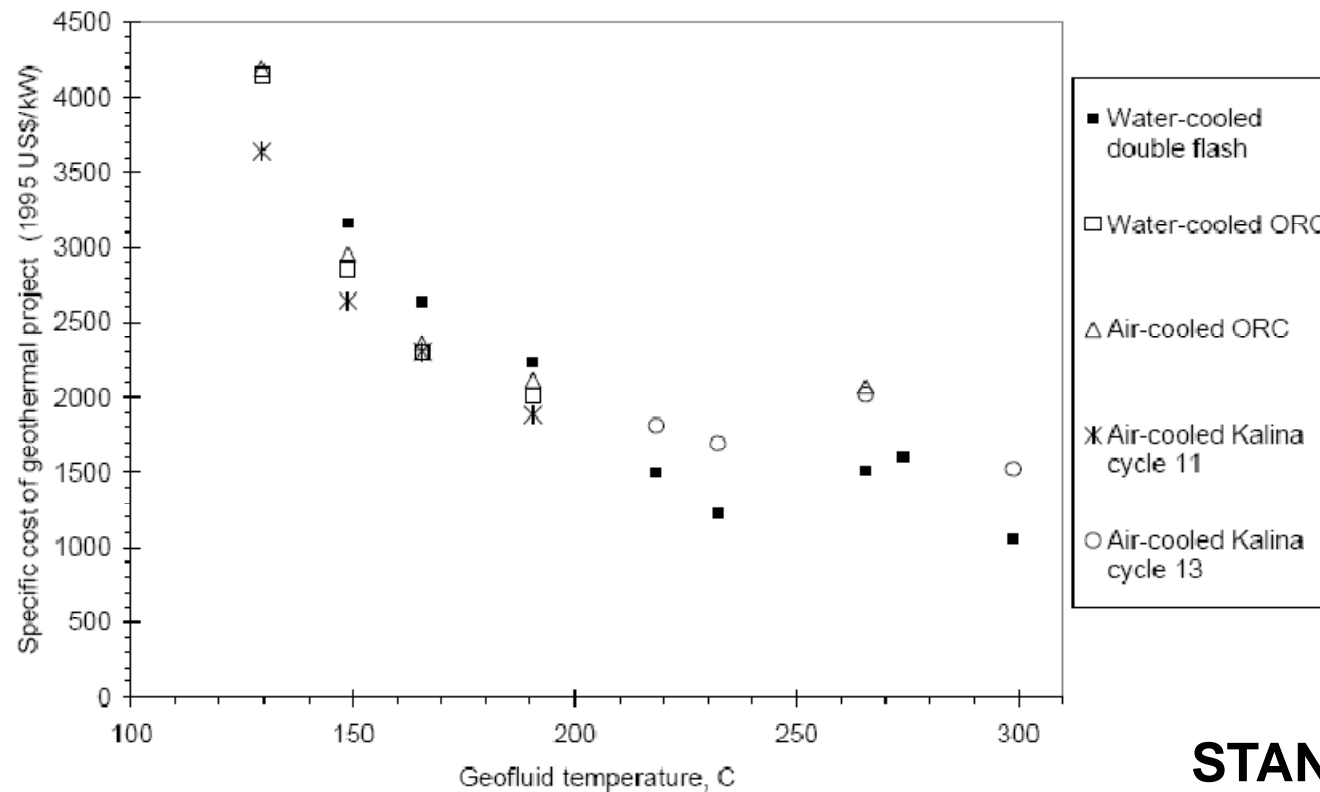
Rispetto a altre tecnologie il ciclo binario risente della grande varietà delle condizioni a contorno per cui ogni applicazione va studiata come un caso a se stante con evidenti penalizzazioni sui costi

1500–3000 Euro/KW installato

 **Ingeco**
Clean Energy Systems

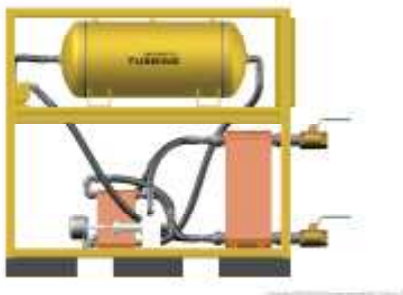


Costi degli impianti a ciclo binario

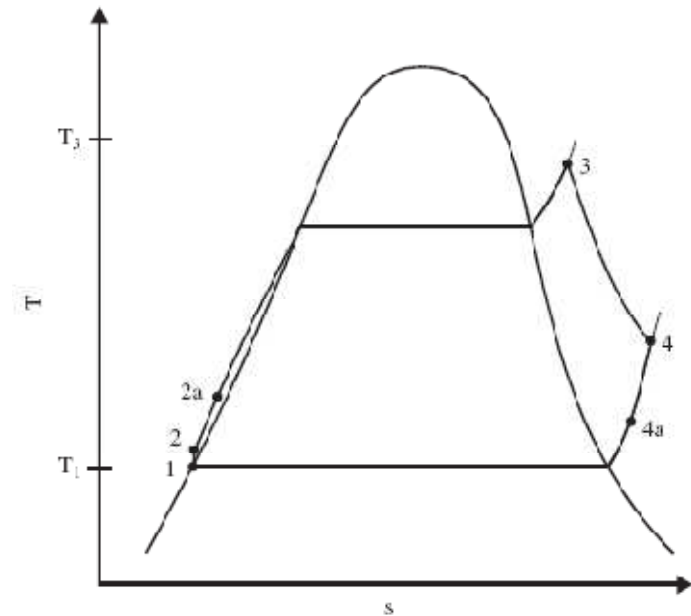
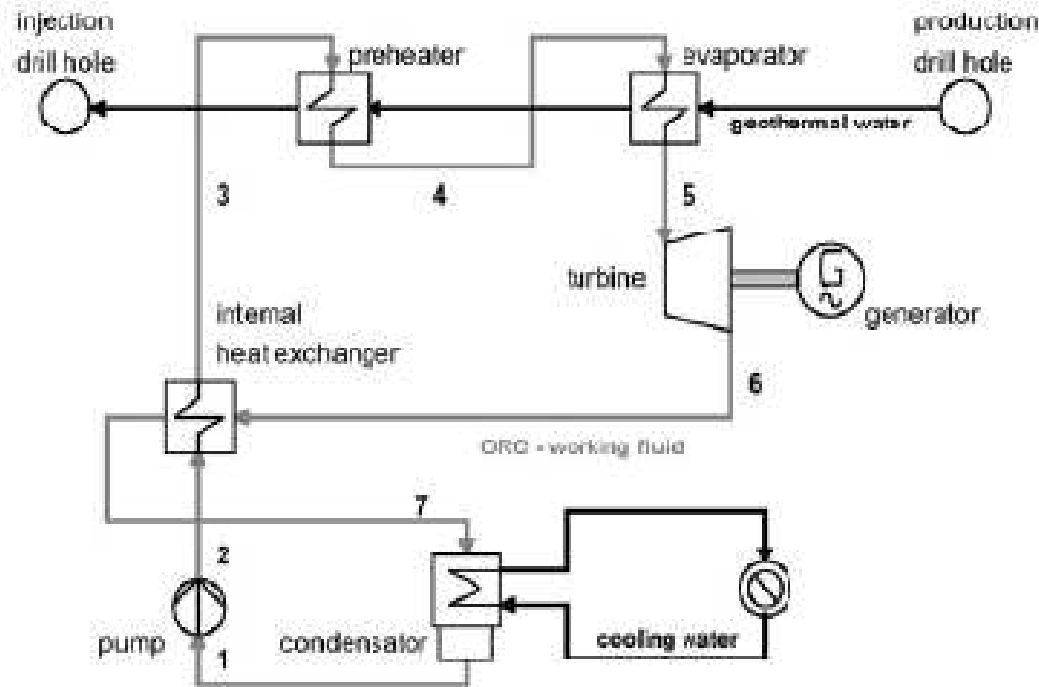


I costi aumentano in maniera significativa con riduzione della temperatura di sorgente: maggior incidenza del lavoro geologico ed effetti di scala

STANDARDIZZAZIONE

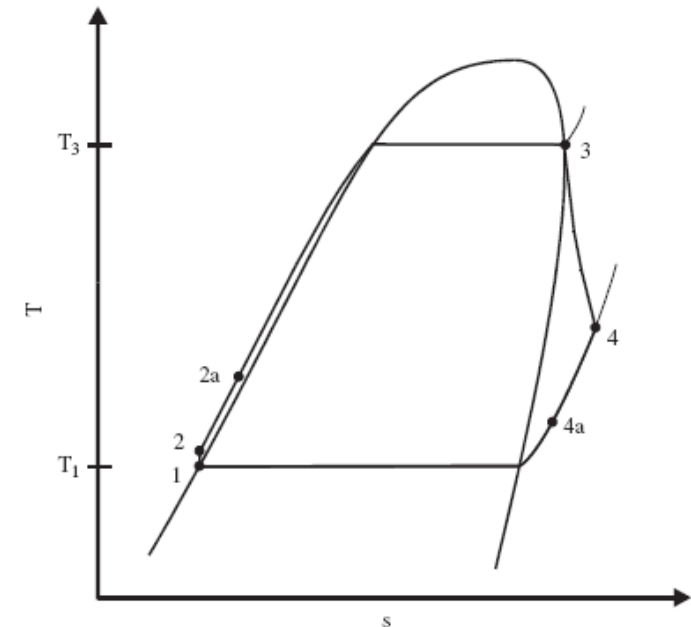


Il ciclo binario rigenerativo

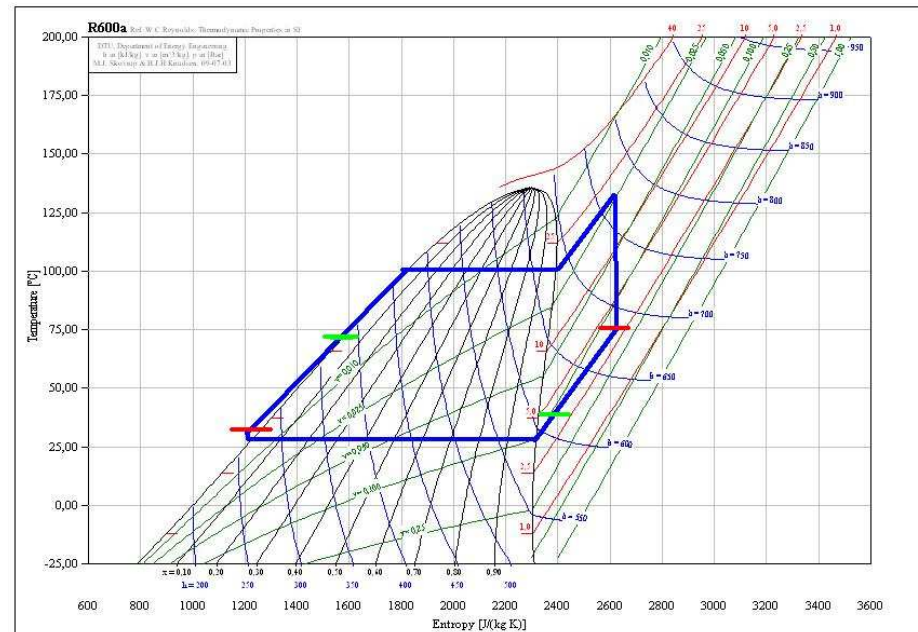
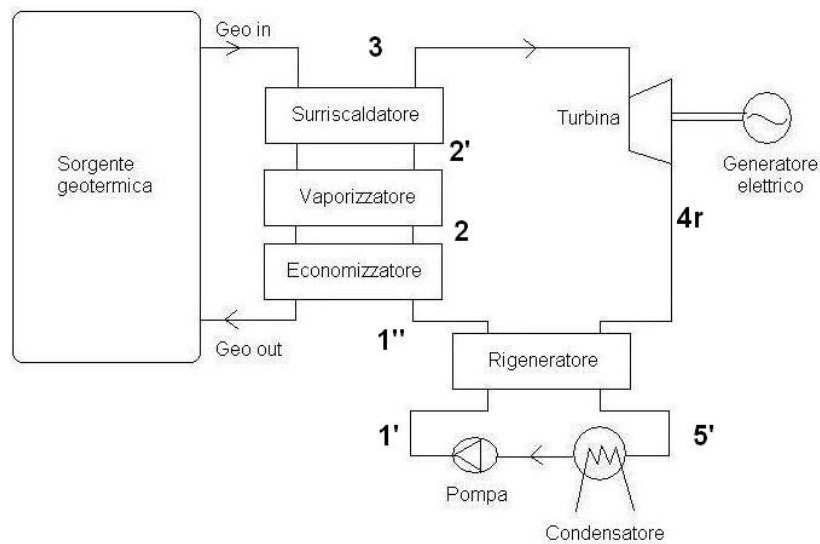
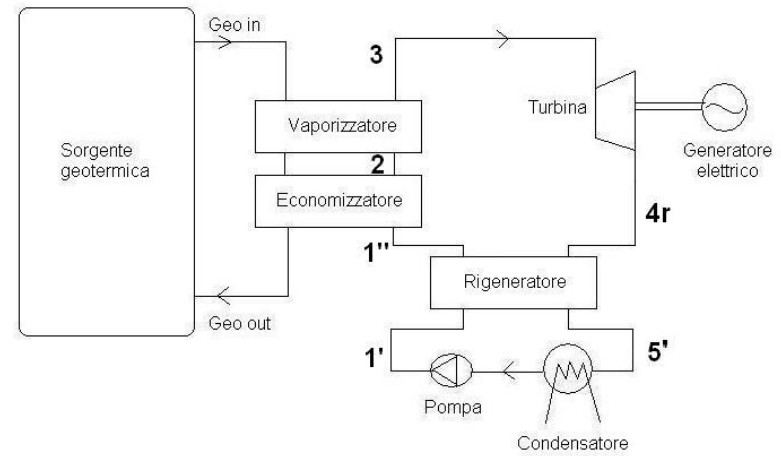
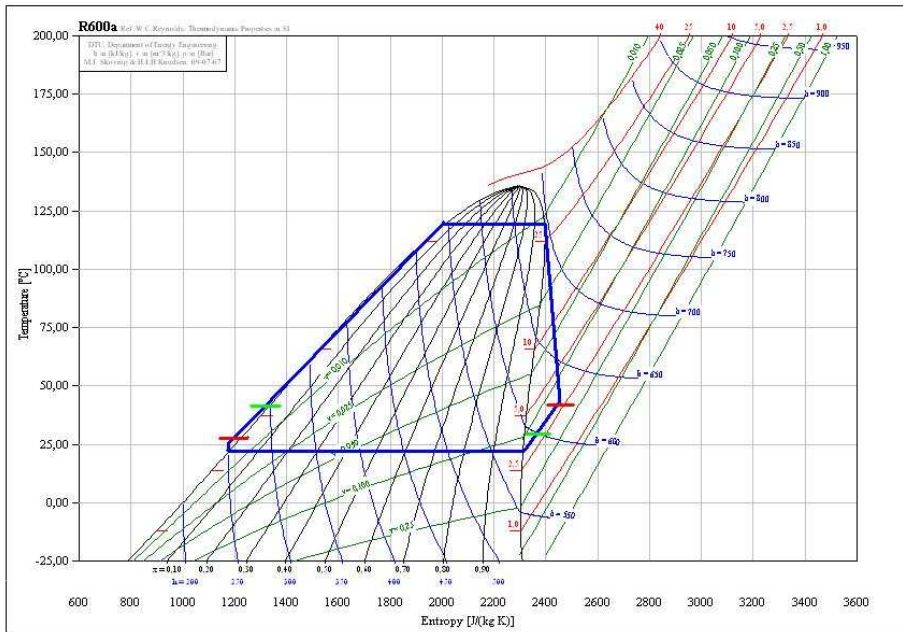


Rigenerazione interessante per:

- aumentare la temperatura inizio espansione
- ridurre la portata di fluido geotermico estratta dai pozzi
- diminuire la **potenza termica** nella fase di **condensazione**
- svincolare maggiormente l'impianto dalle condizioni esterne (autocompensazione)



Sono praticabili sia la soluzione senza surriscaldamento (Rankine Rigenerativo sopra) che quella con surriscaldamento (Hirn rigenerativo sotto)



Analisi di alcuni casi particolari

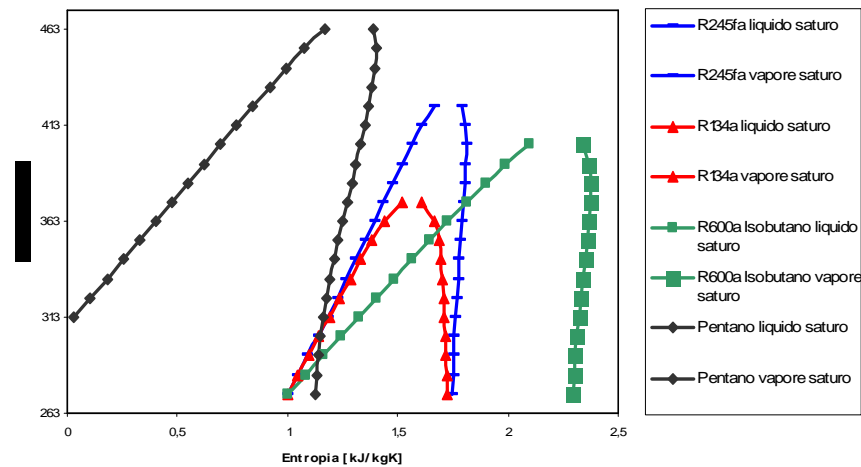
Fluidi considerati

Potenzialmente si potrebbero adottare: CFC, HCFC, HFC, FC, HC e miscele.

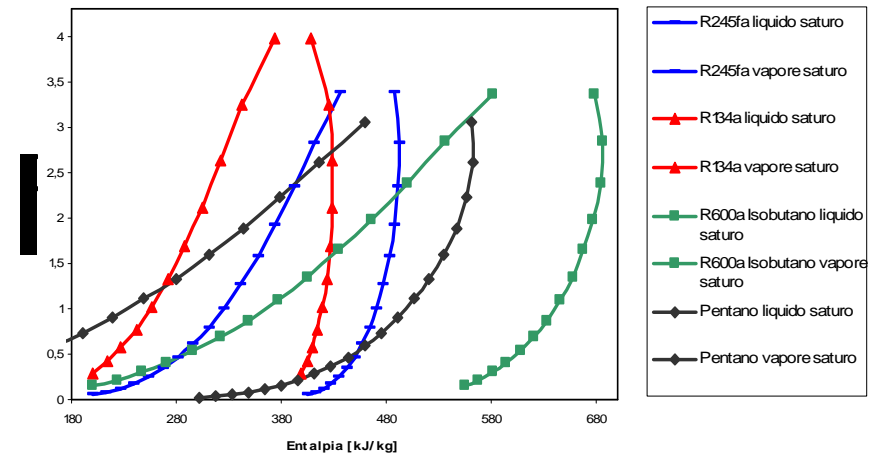
Nome	Classe	Temperatura critica [° C]	Pressione critica [MPa]	Tipo di campana
R134a	HFC	101,1	4,060	Non retrograda
R245fa	HFC	154,1	3,640	Retrograda
R600a Isobutano	HC	134,7	3,629	Retrograda
Pentano	HC	196,6	3,370	Retrograda

Sono stati presi in esame tali fluidi perché hanno caratteristiche differenti

Piano Ts Temperatura entropia

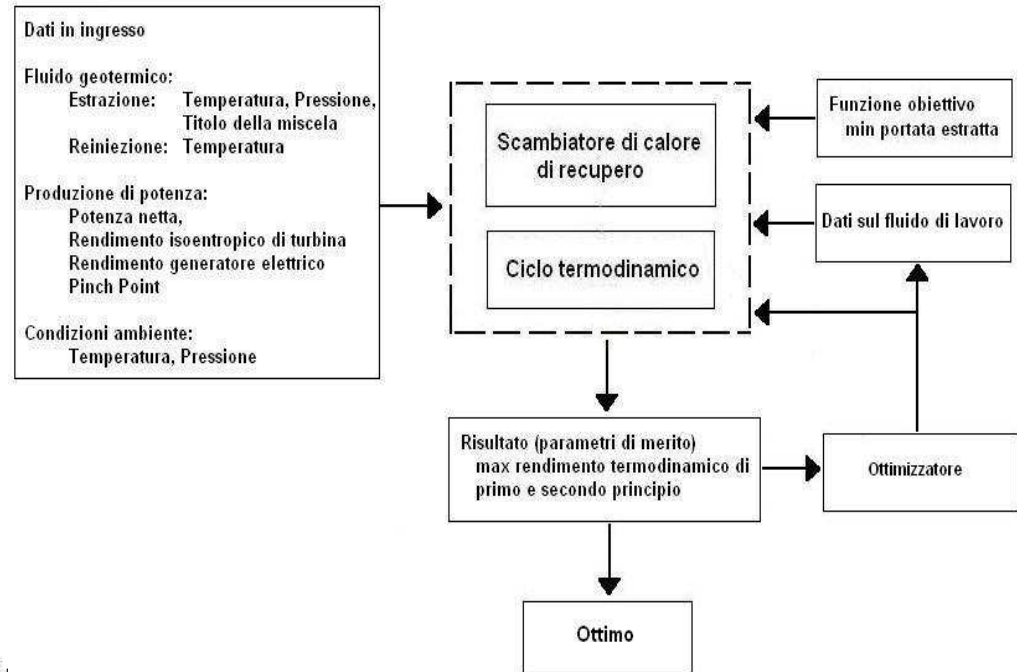
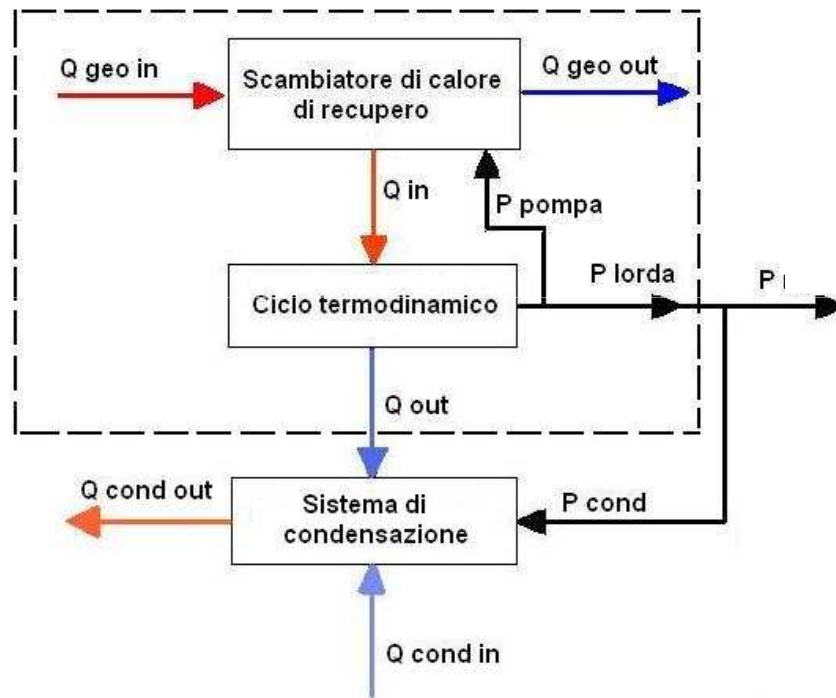


Piano ph pressione entalpia



Modello termofluidodinamico

Schema a blocchi di un impianto geotermoelettrico con ciclo binario



$$\eta_I = \frac{P_e}{\dot{m}_G h_{Geo\text{in}}} \quad \eta_{II} = \frac{P_e}{\dot{m}_G ex_{Geo\text{in}}}$$

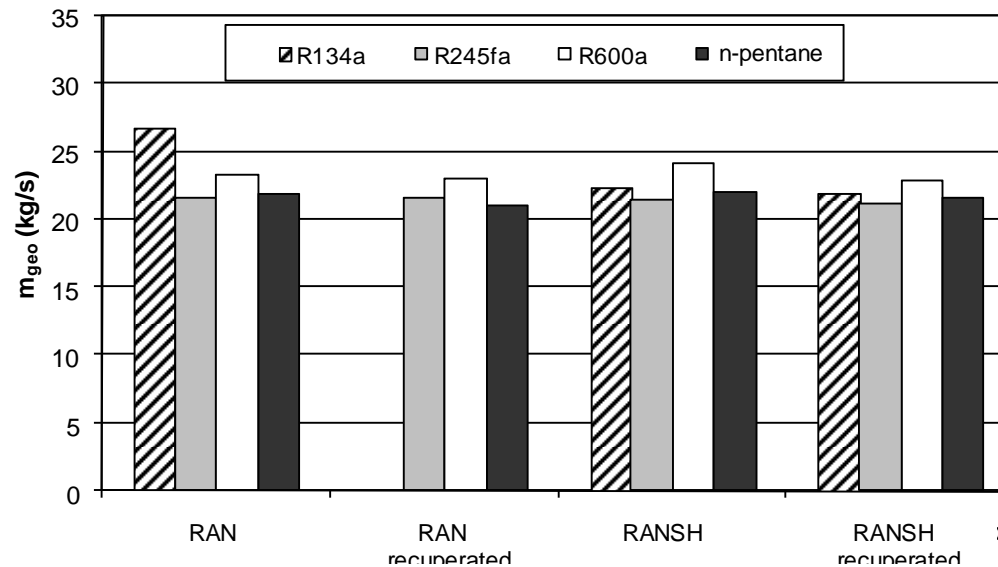
$$ex_{Geo\text{in}} = h - h_0 - T_0(s - s_0)$$

Sorgenti analizzate: Campi ad acqua dominante con temperatura fra **130 e 100 °C** ,
 reiniezione nell'acquifero a **90, 80 e 70 °C** .

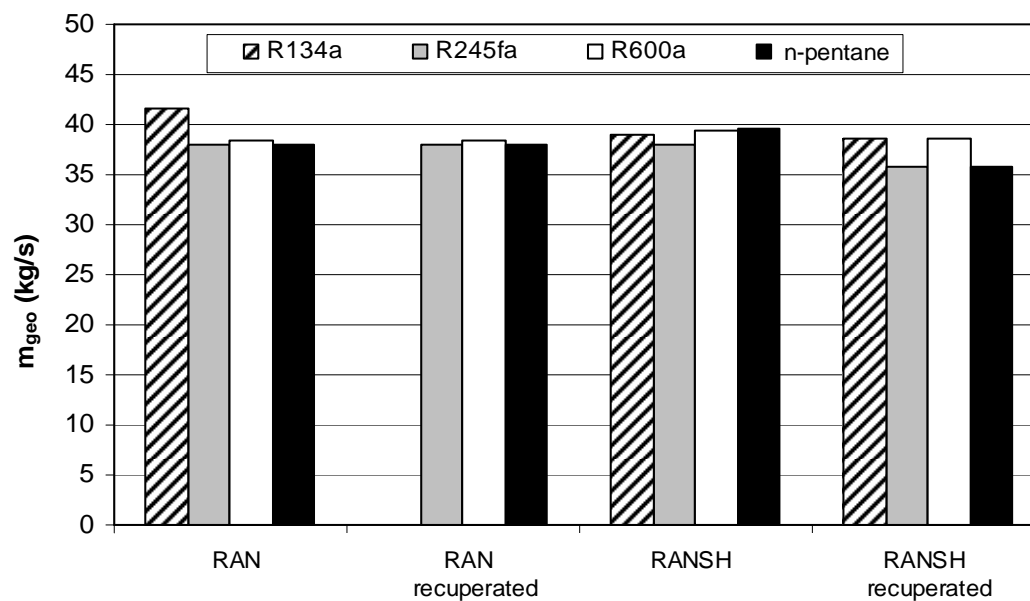
Condizioni Operative: Condensazione a **30, 20 e 10 °C**

Potenza elettrica: **500 kW**

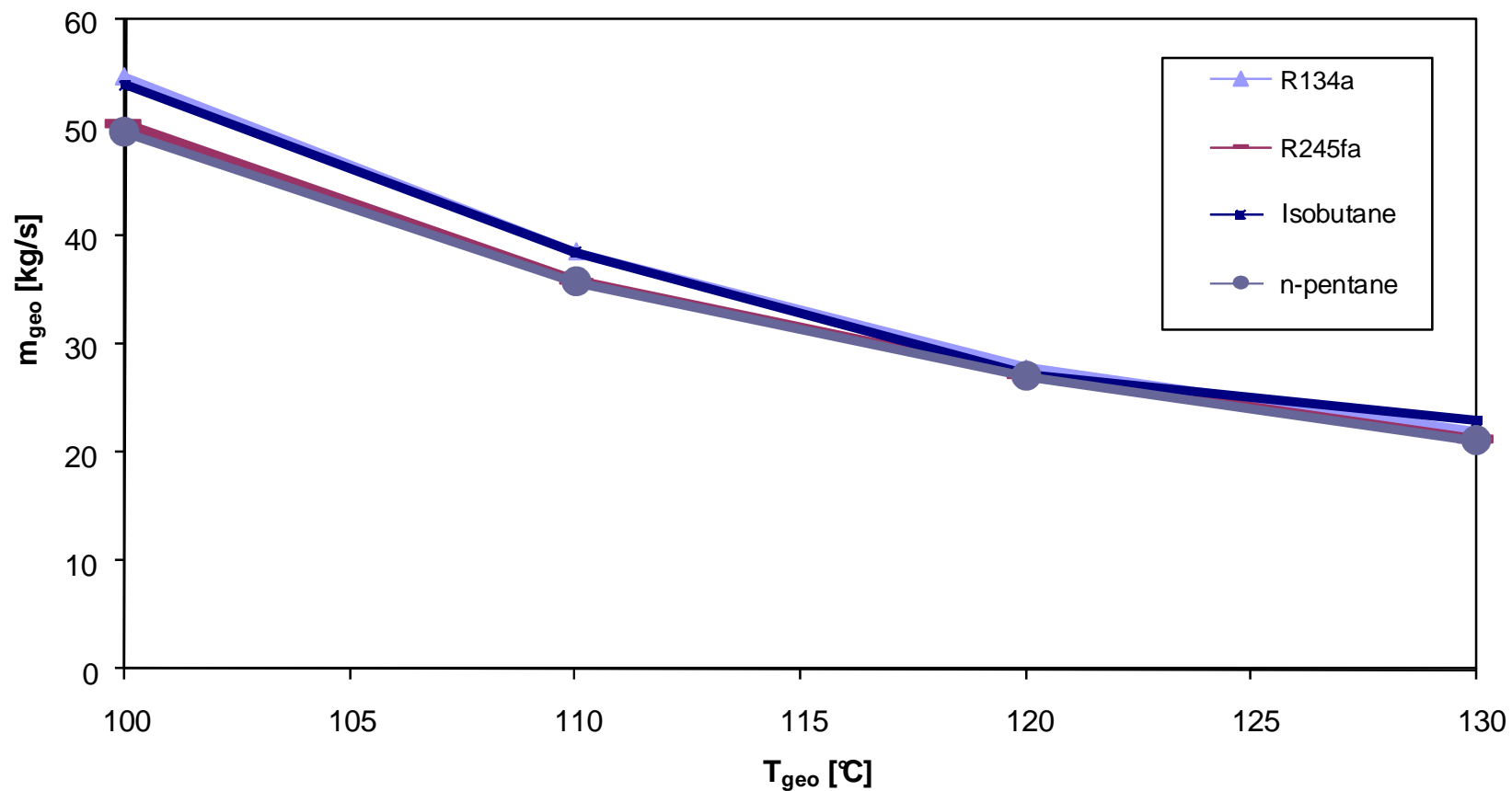
Analisi di sensibilità: temperatura di sorgente e di reiniezione (analisi di un sistema con potenza netta 500 kW)



$T_{geo} = 130^{\circ}\text{C}$
 $T_{rej} = 70^{\circ}\text{C}$ $T_{cond} = 30^{\circ}\text{C}$



$T_{geo} = 110^{\circ}\text{C}$
 $T_{rej} = 70^{\circ}\text{C}$
 $T_{cond} = 30^{\circ}\text{C}$

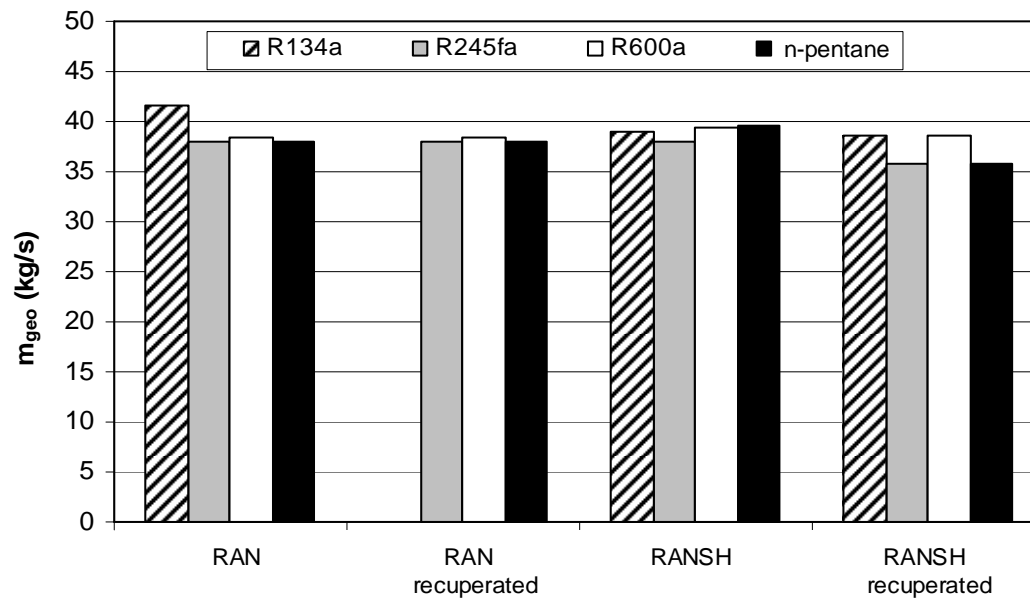
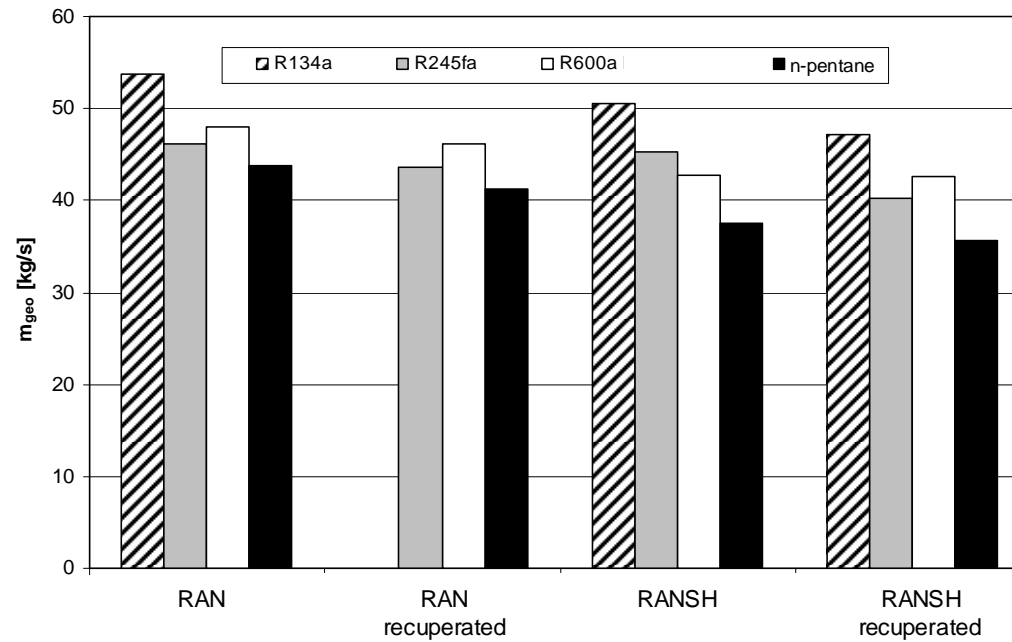


Il ciclo rigenerativo risulta piuttosto interessante soprattutto con fluido R245fa (HFC)

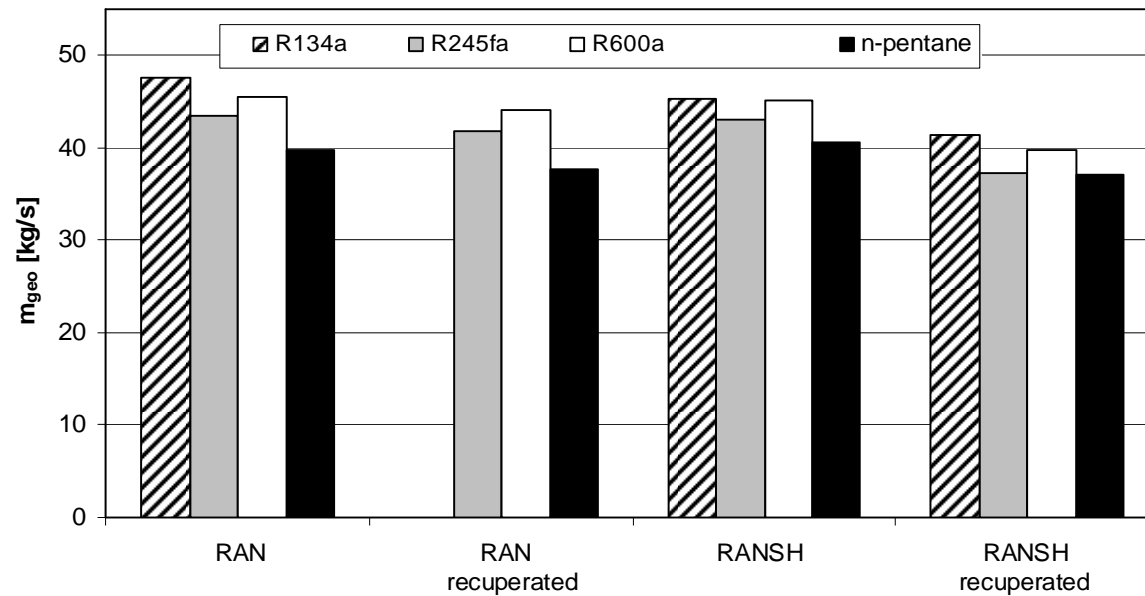
PREGI EFFETTIVI

- Possibilità di standardizzare il sistema
- Possibilità di ridurre le dimensioni del sistema di condensazione

Effetto della variazione della temperatura di reiniezione



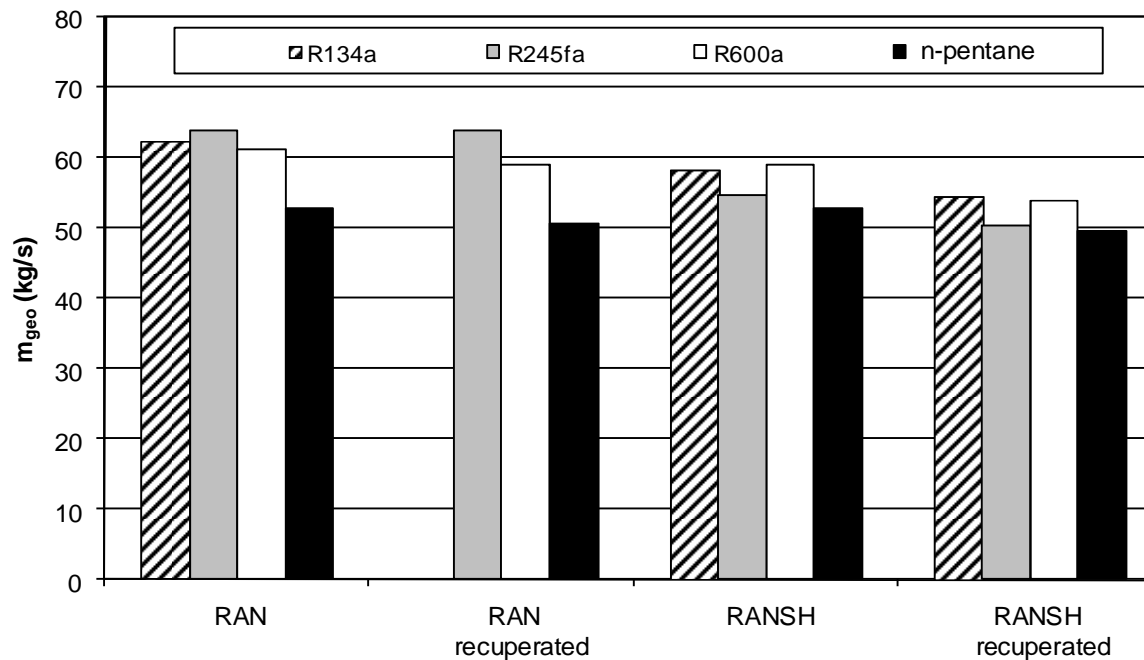
Effetto della variazione della temperatura di condensazione



$$T_{geo} = 100\text{ °C}$$

$$T_{rej} = 70\text{ °C}$$

$$T_{cond} = 20\text{ °C}$$



$$T_{geo} = 100\text{ °C};$$

$$T_{rej} = 70\text{ °C};$$

$$T_{cond} = 30\text{ °C}$$

Riduzione della superficie del condensatore

	R134a		R245fa		R600a		n-pentane	
	RAN	RANSH	RAN	RANSH	RAN	RANSH	RAN	RANSH
130-70-30		8.8%	7.0%	10.6%	4.7%	19.0%	9.2%	13.5%
120-70-30		9.3%	7.2%	10.6%	4.7%	9.4%	6.5%	19.3%
110-70-30		9.8%	6.2%	13.8%	4.7%	14.0%	9.2%	15.6%
100-70-30		4.7%	6.7%	10.5%	3.6%	10.4%	5.0%	11.6%



Conclusioni

Si sono analizzate le prospettive degli impianti a ciclo binario per temperature di sorgente relativamente basse con particolare attenzione al **ciclo rigenerativo**

Analisi termodinamica di impianti a ciclo binario con rigenerazione interna per varie combinazioni dei parametri operativi (T_{geo} , T_{rein} , T_{cond}): **temperatura geofluido <130 °C**

Possibili incrementi di efficienza (5% relativo), riduzione delle superfici del sistema di raffreddamento (5-10%), minore sensibilità alle variazioni delle **temperature di reiniezione** (da luogo a luogo e durante il ciclo di vita) e dell'ambiente (durante l'anno).

Rigenerazione quasi sempre vantaggiosa ma miglioramenti molto variabili.

Migliori prestazioni con idrocarburi, ma anche il **R245fa** interessante. Ciclo **Hirn rigenerativo** più performante nella maggior parte dei casi. Ciclo Rankine rigenerativo più indicato con differenze di temperatura elevate (**> 50 °C**).

Aumento del **rendimento degli espansori** molto importante soprattutto nel caso di sviluppo di sistemi a ciclo Hirn con rigenerazione.

Properties of HFC-245fa

Chemical Name	1,1,1,3,3-pentafluoropropane
Molecular Formula	CF₃CH₂CHF₂
Molecular Weight	134
Flammability Limits in Air @ 1atm** (vol %)	None
Flash Point *	None
Water Solubility in HFC-245fa	1600 ppm
ASHRAE Safety Group Classification	B1

*Flashpoint by ASTM D 3828-87; ASTM D1 310-86

**Flame Limits measured at ambient temperature and pressure using ASTM E83-85

with electrically heated mesh ignition, spark ignition and hot-wire ignition; ambient air

Standard International Units*		English Units*	
Boiling Point °C @ 1.01 bar	15.3	Boiling Point (°F) @ 1atm	59.5
Freezing Point °C @ 1.01 bar	<-107	Freezing Point (°F)	<-160
Critical Temperature °C	154.05	Critical Temperature °C (°F)	309.25
Critical Pressure MPa (bar)	36.4	Critical Pressure MPa (psia)	527.5
Critical Density kg/m ³	517	Critical Density kg/m ³ (lb/ft ³)	32.26
Vapor Density @ Boiling Point (lb/ft ³)	5.921	Vapor Density @ Boiling Point (lb/ft ³)	0.3697
Liquid Density (kg/m ³)	1339	Liquid Density (lb/ft ³)	83.56
Liquid Heat Capacity (kJ/kg K)	1.36	Liquid Heat Capacity (Btu/lb °F)	0.33
Vapor Heat Capacity @ constant pressure, 1.01 bar (kJ/kg K)	0.8931	Vapor Heat Capacity @ constant pressure, 1atm (Btu/lb °F)	0.216
Heat of vaporization at Boiling Point (kJ/kg)	196.7	Heat of vaporization at Boiling Point (Btu/lb)	84.62
Liquid Thermal Conductivity (W/m K)	0.081	Liquid Thermal Conductivity (Btu/hr ft °F)	0.0468
Vapor Thermal Conductivity (W/m K)	0.0125	Vapor Thermal Conductivity (Btu/hr ft °F)	0.0072
Liquid Viscosity (mPa s)	402.7	Liquid Viscosity (lb/ft hr)	0.9744
Vapor Viscosity (mPa s)	10.3	Vapor Viscosity (lb/ft hr)	0.025
*Properties at 77 °F / 25° C unless noted otherwise			
**NIST Refprop v 7.0			

Tabela 1