

IL CICLO KALINA IN CONDIZIONI DI LAVORO ITALIANE ALIMENTATO DA FONTE GEOTERMICA A MEDIA ENTALPIA

ing. Riccardo Fiorillo, ing. Lorenzo De Pascalis, prof. ing. Giuseppe Starace*

Dipartimento di ingegneria dell'innovazione - Università del Salento Via per Arnesano, I-73100 LECCE

*giuseppe.starace@unisalento.it

SOMMARIO

Sensibilità crescente alle tematiche di inquinamento ambientale e necessità di risparmiare energia e ricorrere alle fonti di energia rinnovabile rappresentano le motivazioni di fondo alla base della scelta della risorsa geotermica a media entalpia per la produzione di energia elettrica. Allo stato attuale, gli avanzamenti tecnologici consentono di sfruttare risorse prima non disponibili e di sviluppare impianti termoelettrici rispettosi dell'ambiente.

Gli studi dei quali si rende conto in questo lavoro, evidenziano come il ciclo Kalina possa porsi come candidato di rilievo per la produzione di energia elettrica se accoppiato con risorse geotermiche a medio-bassa entalpia o se alimentato con cascami termici derivanti da processi industriali.

L'impianto a ciclo Kalina KCS-34, di cui qui si effettua una descrizione e l'analisi termodinamica è modellato con il software di Cycle-Tempo 5.0, si alimenta con la risorsa geotermica e utilizza come fluido evolvente una miscela binaria di acqua ed ammoniaca. Il modello termodinamico, validato confrontando i risultati forniti dalla simulazione con i dati di esercizio dell'impianto di Husavik (Islanda) è tarato sulle condizioni ambientali della risorsa geotermica italiana e consente di analizzare le performance dell'impianto al variare della portata e della temperatura del geofluido. Il rendimento di primo principio dell'impianto si attesta su percentuali variabili dal 7% al 12% quantificando in numeri significativi i vantaggi energetici ottenuti con il ricorso a fonti di energia termica a temperatura compresa tra 90 e 150 °C.

INTRODUZIONE

La Terra rilascia continuamente calore verso lo spazio che la circonda attraverso la sua superficie. Il flusso è particolarmente consistente nelle aree vulcaniche. Qui il magma fuso, a temperatura compresa tra 800 e 1100°C, si accumula in serbatoi a profondità anche inferiore ai 10 km.

L'energia termica del pianeta può essere utilmente sfruttata per fini energetici quando l'acqua meteorica, infiltratasi in profondità all'interno di aree permeabili, viene riscaldata all'interno di rocce calde e profonde e si accumula in serbatoi. Essa può venire estratta mediante la perforazione di appositi pozzi e se ne può sfruttare il contenuto entalpico.

In generale, la risorsa geotermica utilizzabile è confinata all'interno delle zone superiori della crosta terrestre.

Le risorse geotermiche vengono convenzionalmente classificate in [1] [2]:

- *sistemi a vapore dominante* (hanno il più alto contenuto energetico e contengono in massima parte vapore secco insieme a quantità minori di acqua liquida);
- *sistemi ad acqua dominante* (acqua liquida con al più una ridotta presenza di vapore) [3];
- *sistemi a rocce calde secche* (si trovano in zone secche con stratificazioni solide ad alta temperatura e bassa permeabilità);
- *sabbie geo-pressurizzate* (sono una poco diffusa forma di acquifero sedimentario dove i fluidi, all'interno dei pori, sono soggetti ad elevate pressioni).

Nei sistemi a vapore dominante (come i campi di Larderello e del Monte Amiata, in Toscana) il vapore è generalmente utilizzato direttamente all'interno di una centrale elettrica. Nei sistemi ad acqua dominante, invece, l'energia elettrica viene prodotta sfruttando fluidi di lavoro intermedi a bassa temperatura di ebollizione (ad esempio, miscele ammoniacale/acqua o isobutano) [4].

Il fluido estratto, poi, è identificato in funzione della temperatura T : alta ($T > 150^\circ\text{C}$), media ($90^\circ\text{C} < T < 150^\circ\text{C}$) e bassa ($T < 90^\circ\text{C}$). Gli usi energetici sono descritti nel diagramma di Lindal [5] riportato in Figura 1.

Riguardo al loro contenuto entalpico, si distinguono fluidi ad alta ($h > 630 \text{ kcal/kg}_{vs}$) a media ($100 \text{ kcal/kg}_{vs} < h < 670 \text{ kcal/kg}_{vs}$) e a bassa ($h < 100 \text{ kcal/kg}_{vs}$) entalpia specifica riferita all'unità di massa di vapore saturo secco.

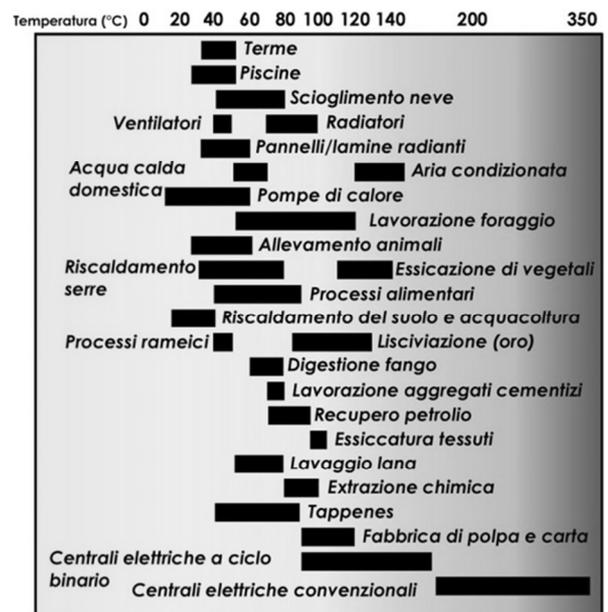


Figura 1 – Utilizzo delle risorse geotermiche al variare della temperatura della sorgente (Diagramma di Lindal)

Le risorse ad alta e media entalpia che vengono generalmente sfruttate per la generazione elettrica si compongono come di seguito [6]:

- una sorgente di calore, rappresentata da un'intrusione magmatica o dal serbatoio di un vulcano, che genera un'elevata anomalia termica nelle rocce sovrastanti;
- un serbatoio geotermico, ovvero un volume di rocce calde permeabili al cui interno viene riscaldata acqua meteorica che viene a contatto con le rocce e da dove il fluido caldo viene estratto;
- un'adeguata ricarica meteorica del serbatoio, alla quale si può contribuire anche con la reiniezione del fluido estratto dopo il suo sfruttamento;
- una copertura impermeabile al di sopra del serbatoio, che impedisce la dissipazione del calore e mantiene un'adeguata pressione del fluido nel serbatoio.

Su base mondiale già nel 2010, dalla risorsa geotermica si ricavava elettricità per un totale di 67.246 GWh, valore corrispondente all'equivalente energetico di 114,4 milioni di barili (17,2 milioni di tonnellate) di petrolio [7].

Per l'energia termica, nello stesso anno la produzione, derivante principalmente da sistemi a bassa entalpia, si contavano 121.696 GWh, valore corrispondente 206,5 milioni di barili (31 milioni di tonnellate) di petrolio.

Il petrolio risparmiato era pari complessivamente a 320,9 milioni di barili.

Quanto al contributo alla riduzione dell'immissione in atmosfera di anidride carbonica, si calcola che con l'utilizzo della risorsa geotermica si avrebbe un potenziale risparmio di:

- circa 10 milioni di tonnellate all'anno se si sostituisse la fonte costituita da gas naturale;
- circa 43 milioni di tonnellate all'anno se si sostituisse il petrolio;
- oltre 48 milioni di tonnellate all'anno se si sostituisse il carbone.

Altri benefici ambientali discendono dall'abbattimento delle emissioni di ossidi di zolfo e di azoto.

A livello economico, la fonte geotermica per la produzione di energia elettrica ha costi molto competitivi e la produzione italiana potrebbe aumentare significativamente, considerando la scarsa presenza allo stato attuale di impianti binari a media entalpia.

Almeno in termini relativi la distribuzione delle risorse geotermiche a livello planetario presenta i valori più elevati alle medie temperature del fluido geotermico (tra i 50 e i 150 °C) [8] e perciò lo sfruttamento di queste risorse è da considerare in una prospettiva anche di breve termine (Figura 2).

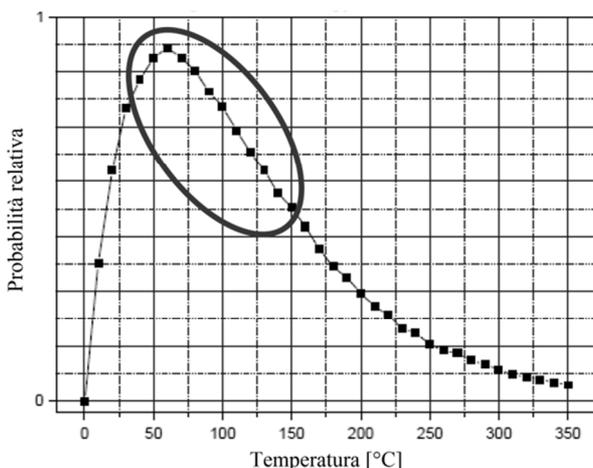


Figura 2 – Distribuzione mondiale delle risorse geotermiche in funzione della temperatura

La produzione di elettricità è la forma di utilizzazione più importante delle risorse geotermiche ad alta temperatura

(>150°C). Le risorse a temperatura medio/bassa (<150°C) sono adatte a molti tipi di impiego come evidenziato (Figura 1). Il diagramma di Lindal mette in evidenza, infatti, due aspetti importanti dell'utilizzazione delle risorse geotermiche [5] e [9]:

- (a) con impianti a cascata o combinati è possibile estenderne lo sfruttamento;
- (b) la temperatura dei fluidi costituisce il principale fattore limitante della possibile utilizzazione.

Si produce energia con *impianti convenzionali* o a *ciclo binario*, a seconda delle caratteristiche della risorsa geotermica disponibile [10]; il livello termico del geofluido impone scelte diverse per i fluidi evolventi e le configurazioni di ciclo a cui corrispondono le migliori efficienze.

Nel caso degli impianti ad alta temperatura si ricorre al ciclo Rankine a vapore d'acqua; nel caso di media e bassa temperatura, invece, si utilizzano i cicli a fluido organico ORC (Organic Rankine Cycle), sub- o super-critici ovvero cicli che utilizzano una miscela binaria di acqua e ammoniaca (AWM, Ammonia Water Mixture).

Il ciclo termodinamico binario, noto come *Kalina Cycle System* (Figura 3), dal nome del suo inventore Alexander Kalina [11][12] manifesta significativi vantaggi in chiave tecnico-economica [13][14]. Esso mostra un rendimento superiore a quello degli impianti ORC, ma, rispetto a questi ultimi presenta una maggiore complessità costruttiva (sono necessari recuperatori, separatori di fase, risurriscaldatori, etc.).

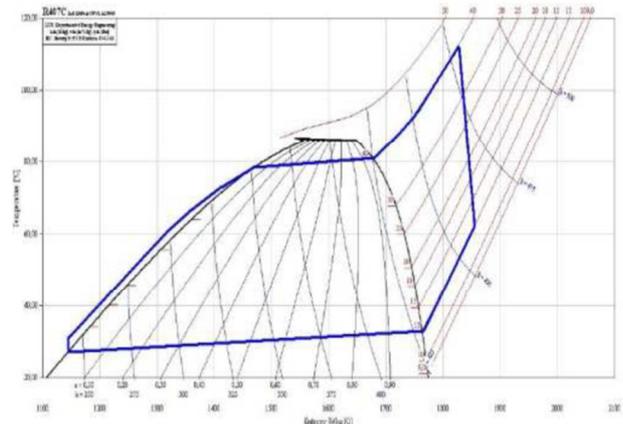


Figura 3 – Esempio di ciclo Kalina nel diagramma T-s

Negli impianti binari a ciclo Kalina [15], il liquido geotermico è utilizzato come sorgente calda per alimentare un ciclo termodinamico di un miscela (AWM, Ammonia/Water Mixture). Il vantaggio consiste nel buon accoppiamento dei profili di temperatura del fluido geotermico e della miscela AWM durante la fase di somministrazione del calore, garantita dall'uso di miscele non azeotropiche, per le quali passaggio di fase avviene con variazione di temperatura.

Esiste oggi un numero rilevante di impianti a ciclo binario che utilizzano risorse a temperature inferiori a 130 °C (Tabella 1).

In questo lavoro viene descritto il ciclo Kalina nelle sue varianti e viene preso in considerazione il modello di un impianto a ottimizzato sulla realtà italiana, con l'ausilio di simulazioni termodinamiche del ciclo svolte con il software Cycle-Tempo, sviluppato dall'Università di Delft (Olanda).

Il modello è utile a condurre un'analisi di sensibilità al variare della potenza termica disponibile alla sorgente calda e, in particolare, della portata e della temperatura di estrazione del geofluido.

IL CICLO KALINA

Il ciclo termodinamico Kalina per la produzione di energia elettrica rappresenta un felice matrimonio tra il ciclo diretto Rankine e quello inverso ad assorbimento il cui fluido evolvente è costituito dalla miscela acqua/ammoniaca.

Il ricorso ad una miscela non-azeotropica AWM trova la sua motivazione nella caratteristica delle miscele binarie di vaporizzare a pressione costante e a temperatura variabile. Ottenere un buon accoppiamento tra la curva di raffreddamento del geofluido e la trasformazione di riscaldamento del fluido evolvente del ciclo termodinamico, permette di ridurre sensibilmente le irreversibilità presenti nella trasmissione del calore [16]. Il rendimento termodinamico di secondo principio del ciclo Kalina può allora raggiungere il 60% anche disponendo di fonti a bassa temperatura.

La miscela AWM si comporta come un fluido completamente diverso dai suoi componenti [17] (Figura 4) L'ammoniaca, più volatile dell'acqua, è il componente che lascia per prima la miscela quando viene scaldata fino alle condizioni di ebollizione; viceversa l'acqua è il componente che condensa per primo quando la miscela viene raffreddata fino alla condensazione.

Il diagramma riporta le temperature delle fasi liquido/vapore della miscela AWM a 19,7 bar relativi (20,7 bar assoluti) in funzione della concentrazione in peso di ammoniaca. Tale pressione è quella minima che, generalmente, regna nell'evaporatore nell'esercizio degli impianti Kalina.

Il punto 1 si trova alla temperatura di saturazione dell'acqua alla pressione appena indicata (214 °C).

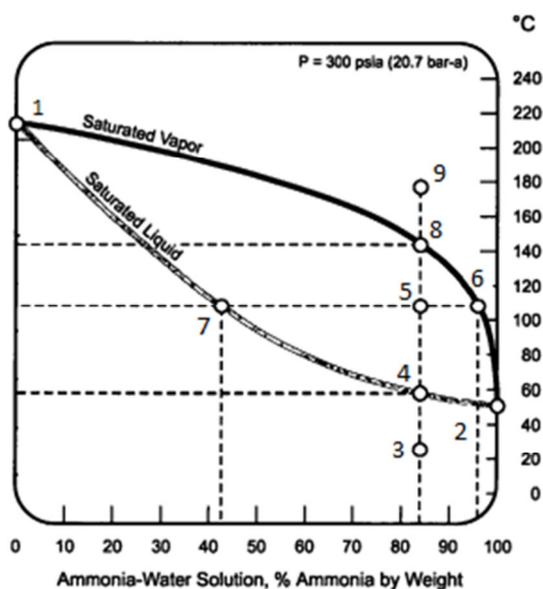


Figura 4 – Diagramma di fase Acqua-Ammoniaca

Il punto 2 si trova alla temperatura (51 °C) di ebollizione/condensazione dell'ammoniaca pura.

La curva inferiore tra i punti 1 e 2 è la linea del liquido saturo, la linea superiore è la linea del vapore saturo. Quando una miscela acqua-ammoniaca vaporizza o condensa, il diagramma di figura 4 consente una facile comprensione del processo di cambiamento di fase.

Durante la vaporizzazione (o la condensazione), le concentrazioni dei componenti nelle due fasi, liquida e vapore, sono diverse a causa della diversa volatilità dei componenti. Ciò comporta che il cambiamento di fase avvenga in un range di temperatura che in figura 4 è quello compreso tra i punti 4 e 8.

Se la somministrazione di calore non consente l'intera vaporizzazione (ad esempio in figura 4, si ferma a 116 °C, punto 5), il fluido presenta due concentrazioni diverse nelle due fasi e per questo, è necessario il ricorso a separatori in uscita dagli scambiatori deputati a garantire l'evaporazione della miscela.

L'utilizzo di una miscela lascia intravedere la possibilità di ottimizzare lo scambio termico intervenendo sulla pressione di

lavoro o sulla concentrazione della miscela anche in funzione della temperatura della sorgente.

Grazie alla temperatura di ebollizione variabile, l'incremento di temperatura della AWM, negli scambiatori in controcorrente, segue molto da vicino l'abbassamento di temperatura del fluido geotermico [17].

La Figura 5 illustra il processo di trasferimento di calore di un evaporatore di un ciclo Kalina alla pressione di 20,7 bar assoluti e 84% di ammoniaca in soluzione. I punti 4, 5 ed 8 sono gli stessi della Figura 4. Si nota come la curva di riscaldamento della soluzione AWM segua molto da vicino la curva di raffreddamento della sorgente fredda (molto meglio della curva dell'iso-pentano puro).

La temperatura media della soluzione AWM durante la fase di riscaldamento è di 94 °C a 20,7 bar assoluti mentre l'isopentano del corrispondente ciclo ORC a isopentano lavorerebbe a 6,9 bar assoluti a una temperatura media di 79 °C senza riuscire ad estrarre calore dalla porzione a più bassa temperatura dello scambiatore a fluido geotermico.

E nemmeno le azioni di incremento dell'efficienza dell'ORC avrebbero successo. Infatti:

- abbassare la pressione di lavoro del fluido organico produrrebbe una diminuzione della potenza generata dalla turbina;
- introdurre più livelli di pressione produrrebbe notevoli complicazioni impiantistiche (duplicazione del sistema di controllo dell'evaporatore e introduzione di una turbina con più punti di immissione o più turbine a differenti livelli di pressione).

Tabella 1 – Impianti che utilizzano risorse geotermiche con T<130°C

Ubicazione Impianto	Temp geofluido [°C]	Tipologia ciclo [Kalina /RAN]	Fluido di lavoro	Potenze [kW _e] Lorda (Netta)	Consumo specifico fluido geot. [(kg/s)/MW]	Tipologia Torre evap.
Husavik, Islanda	124	K	NH ₃ -H ₂ O	2030 (1700)	53	Bagnata
Unternhaching, Ger	122	K	NH ₃ -H ₂ O	4000 (3400)	44,2	Bagnata
Bruchsal, Ger	120	K	NH ₃ -H ₂ O	610 (550)	51,8	Bagnata
Empire, USA	118	RAN	Isopentano	1200 (1000)	90,8	Secca
Fang, Thailandia	116	RAN	Isopentano	300 (175)	47,4	Bagnata
Nagqu, Cina	110	RAN	Isopentano	1300 (1000)	69	Secca
BadBlumau, Austria	110	RAN	Isopentano	250 (180)	120	Secca
Wineagle, (Susanville), USA	110	RAN	Isobutano	750 (600)	105	Secca
Altheim, Austria	106	RAN	C ₅ F ₁₂	1000 (500)	86	Secca
Wabuska, USA	104	RAN	Isopentano	750 (600)	90	Bagnata
Wendel, USA	103	RAN	R114	2000 (1600)	128,2	Bagnata
Birdsville, Australia	98-99	RAN	Isopentano	150 (120)	200	Bagnata
Neustadt-Glewe, Ger	98-100	RAN	C ₅ F ₁₂	230 (180)	120,8	Bagnata
Chena Hot Spring, USA	74	RAN	R134a	250 (210)	57,9	Mista

Ancora, con riferimento alla fase di condensazione [17], per evitare temperature troppo alte e, quindi, bassi rendimenti, si fa ricorso a un recuperatore di calore all'uscita della turbina e prima del condensatori con l'intento di riscaldare la portata di fluido in ingresso all'evaporatore.

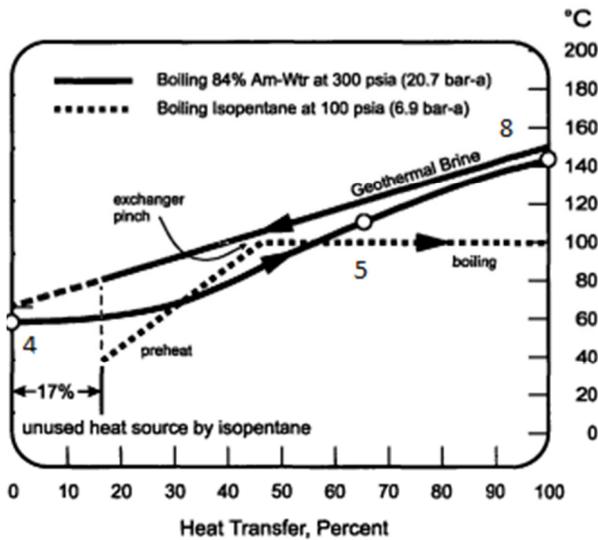


Figura 5 – Profilo di temperatura durante la fase di riscaldamento

La Figura 6 mostra il processo di condensazione sul diagramma di fase, mentre la Figura 7 il profilo di temperatura del processo di recupero termico e della successiva condensazione.

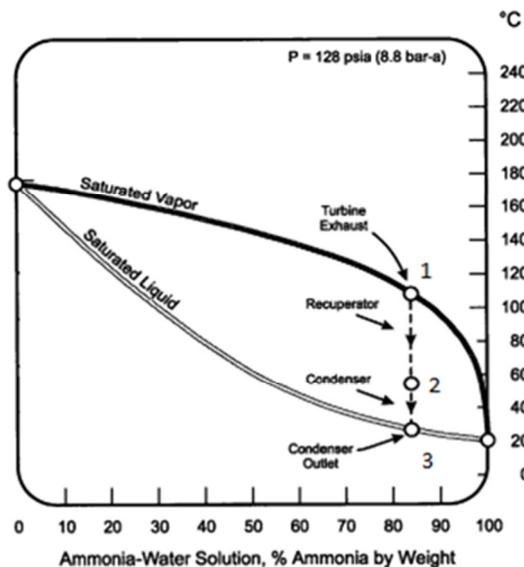


Figura 6– Processo di condensazione sul diagramma di fase per il ciclo Kalina

La possibilità di rigenerare è desumibile dall'osservazione della Figura 8, che mostra il diagramma di miscibilità della miscela AWM per due valori di pressione: per certi intervalli di pressione, il punto di inizio ebollizione (*bubble point*) T_b alla pressione maggiore risulta sottostante al punto di inizio condensazione (*dew point*) T_d alla pressione minore; ne consegue la possibilità di un ricircolo di calore internamente al ciclo, dalla pressione minore alla pressione maggiore, ossia di una rigenerazione.

Nei cicli Kalina la turbina elabora una fase vapore con concentrazione pari al 96% di ammoniaca. All'ingresso del condensatore questa miscela ricca in ammoniaca si mescola con la corrente liquida al 42% di ammoniaca per effettuare una rigenerazione con notevoli vantaggi (incrementi di rendimento maggiori del 16%) legati ad una minore pressione di scarico turbina [17].

IL CICLO KCS-34

Il primo ciclo Kalina per applicazioni geotermiche, sviluppato nel 1984, fu chiamato KCS-11 o Kalina Cycle System 11. Fu progettato per sfruttare risorse geotermiche con un temperatura tra i 120 °C a 200 °C.

Allo stato attuale esistono poche sorgenti termiche con temperatura vicina ai 200 °C ancora sfruttabili. Ve ne sono, invece, molte altre con temperature inferiori ai 120 °C. Il KCS-11 non è adatto a queste ultime perché i vantaggi rispetto ad un ciclo Rankine sono trascurabili a fronte di serie complicazioni impiantistiche.

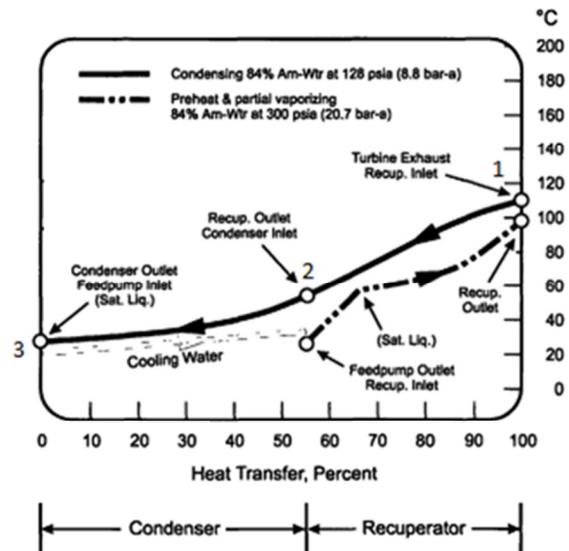


Figura 7 – Profilo di temperatura del processo di condensazione del ciclo Kalina

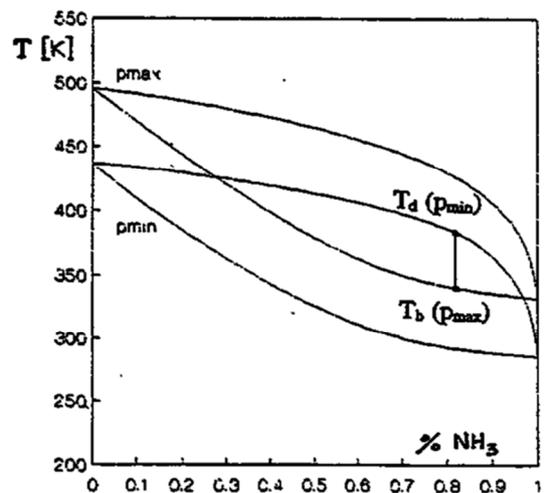


Figura 8 – Diagramma di miscibilità per il sistema H2O/NH3 per due valori di pressione ciclo Kalina

La necessità di sviluppare cicli Kalina adatti a sorgenti termiche a temperatura inferiore ha dato luogo alla concezione di due cicli evoluti: il KCS-34 (Figura 9) e il KCS-34g (Figura 10).

Il KCS-34 si presenta più adatto per applicazioni CHP (Combined Heat and Power) e teleriscaldamento; il KCS-34g, che non prevede il recuperatore di calore, è più indicato per impianti di taglia più ridotta.

Il separatore del KCS-34, suddividendo la corrente in due flussi, uno allo stato vapore e uno allo stato liquido, ha la funzione di proteggere la turbina dalla necessaria presenza di liquido in uscita dall'evaporatore dovuta alla bassa temperatura del fluido geotermico. Il flusso di liquido ad alta pressione in uscita dal separatore viene poi utilizzato per riscaldare la corrente nello scambiatore HE3-HT Recuperator.

KCS 34

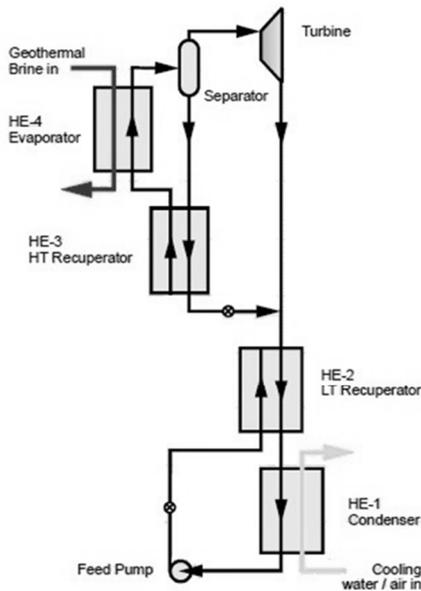


Figura 9 – Kalina Cycle System KCS-34

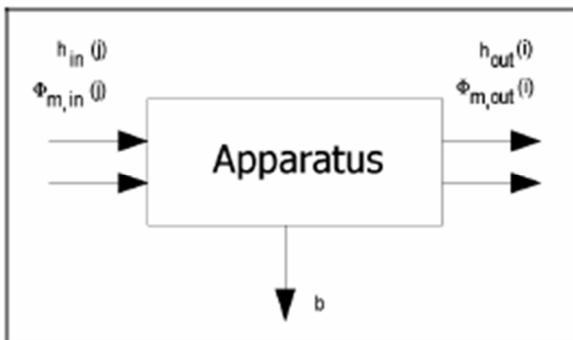


Figura 10 – Kalina Cycle System KCS-34g

La corrente viene successivamente laminata prima di essere miscelata con la miscela ricca in uscita dalla turbina.

Il recupero di calore a bassa temperatura con lo scambiatore HE2 – LT Recuperator [17] completa il ciclo.

Il KCS-34g è uno schema molto adatto alla produzione di energia su piccola scala. Esso non prevede il recuperatore di calore a bassa temperatura ma suddivide la portata di fluido di lavoro ad alta pressione nei due scambiatori HE2 e HE3.

Tali flussi si ricongiungono successivamente prima dell'ingresso nel separatore [17].

IL MODELLO

Nel Laboratorio di Ingegneria Energetica dell'Università di Delft (Olanda), è stato sviluppato un software utile a calcolare i flussi di massa, le variabili termodinamiche, gli equilibri chimici e la composizione di flussi misti per i singoli processi e per le loro combinazioni in cicli anche complessi come quelli di produzione di energia elettrica:

Il software Cycle-Tempo [18] nella sua versione 5.0 può essere utilizzato per determinare e ottimizzare le variabili di processo e per esplorare la variazione di performance di cicli esistenti al variare dei parametri di lavoro. Cycle-Tempo 5.0 risolve bilanci di massa, molari, di energia e sulla base di proprietà termodinamiche disponibili al suo interno.

Cycle-Tempo segue un processo di calcolo di tipo matriciale in cui le equazioni sono i bilanci di massa e di energia (Figura 11).

I bilanci di massa e di energia [20] sono del tipo:

$$\sum_{j=1}^{n_{in}} \phi_{m,in}(j) - \sum_{i=1}^{n_{out}} \phi_{m,out}(i) = b(k)$$

$$\sum_{j=1}^{n_{in}} \phi_{m,in}(j) h_{in}(j) - \sum_{i=1}^{n_{out}} \phi_{m,out}(i) h_{out}(i) = b(l)$$

dove $\phi_{m,in}$ e $\phi_{m,out}$ sono le portate massiche in ingresso ed uscita; h_{in} e h_{out} sono le entalpie in ingresso ed uscita; k è il numero di equazioni per il bilancio di massa; l è numero di equazioni per il bilancio di energia.

KCS 34g

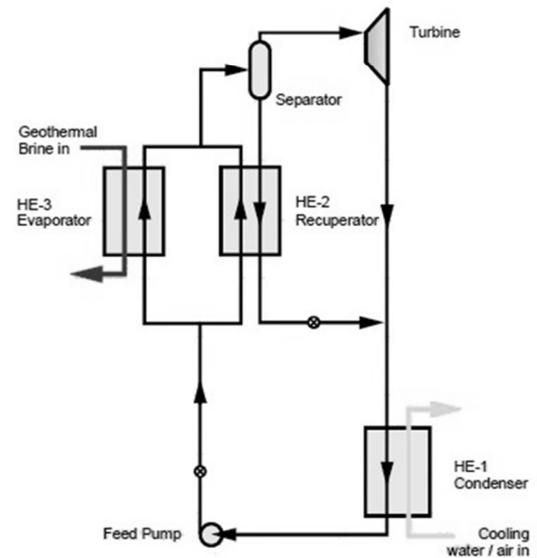


Figura 11 – Schema dei bilanci di massa ed energia di un apparato

Il modello e la sua validazione

L'impianto di Husavik, in Islanda (del 2000), è stata la prima applicazione geotermica del ciclo Kalina e produce 2 MWe e 20 MWt [21].

L'impianto geotermico sfrutta una portata di 90 kg/s di fluido geotermico a 124°C che lascia l'impianto a 80°C e viene usato per il teleriscaldamento della città di Husavik (2500 persone). L'impianto di Husavik utilizza il KCS-34, appositamente progettato da A. Kalina per generare energia elettrica utilizzando quella sorgente termica a media-bassa entalpia.

La scelta del fluido di lavoro (AWM con 82% in peso di ammoniaca) consente di disporre di un ciclo con un rendimento globale superiore del 29% rispetto ad un equivalente impianto ORC.

Lo schema dell'impianto di Husavik è in Figura 12.

Il modello generato in Cycle-Tempo è ispirato ad uno studio di *Nasruddin et al.* [22] in cui viene analizzata l'efficienza del ciclo Kalina KCS-34 per la produzione di energia elettrica da una fonte geotermica indonesiana.

Il modello, costruito e validato sulla base dei dati e delle conoscenze relativi al funzionamento dello stesso impianto islandese può essere adattato alle condizioni ambiente del sito di interesse (caso italiano).

In Figura 13 è rappresentato il modello termodinamico e lo schema funzionale in Cycle tempo dell'impianto italiano oggetto dell'analisi di sensibilità di cui qui si riportano i risultati.

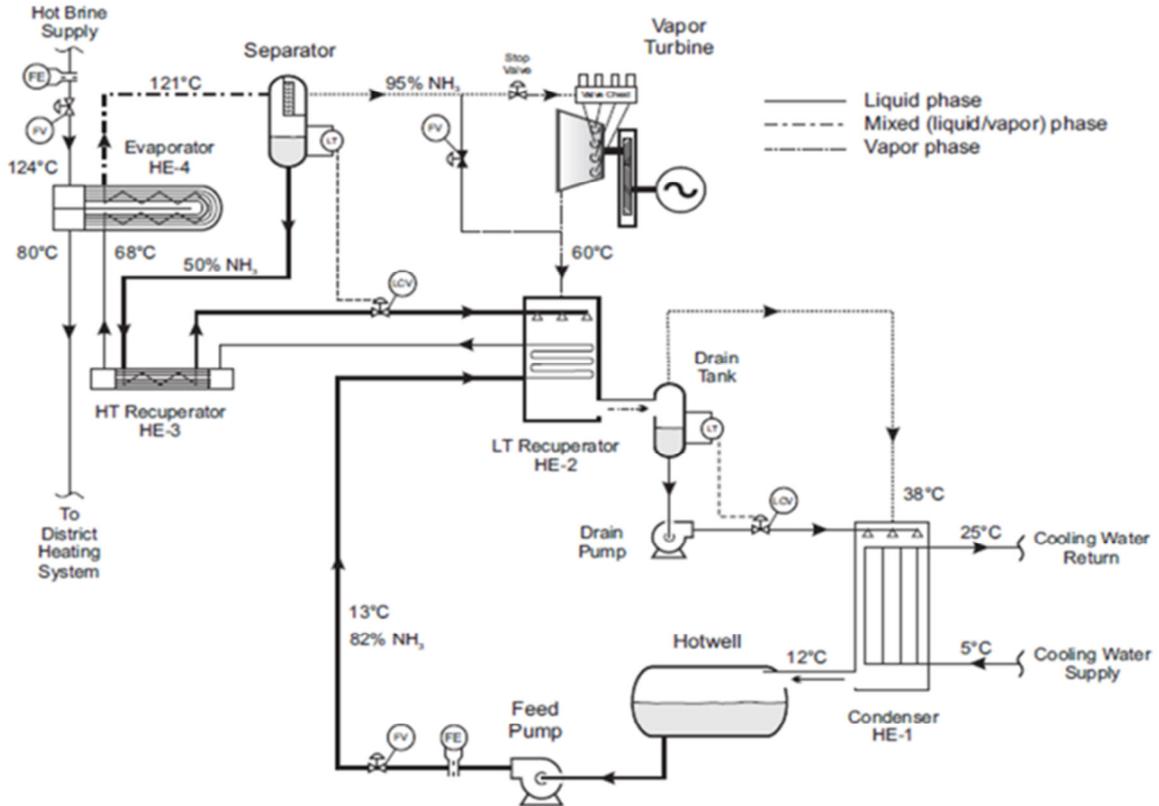


Figura 12 – Process Flow Diagram dell'impianto a KCS-34 di Husavik

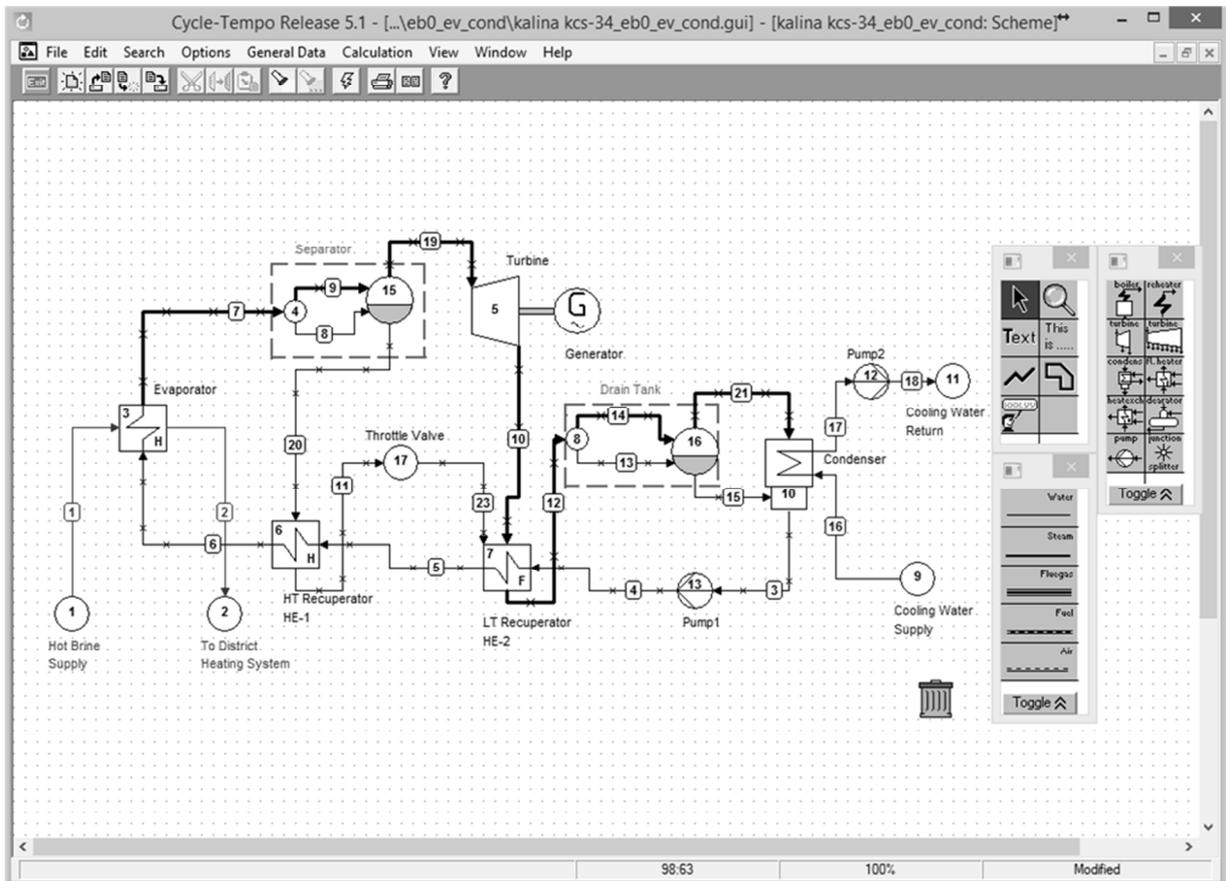


Figura 13 – Schema grafico e di input del modello di ciclo in Cycle-Tempo 5.0

In Figura 13 sono riconoscibili:

- la turbina + generatore;
- il condensatore;
- l'evaporatore;
- uno scambiatore HT Recuperator;
- uno scambiatore LT Recuperator;
- la pompa nel circuito principale;
- la pompa nel circuito del condensatore;
- due Drum (separator e assorbitore);
- l'Heat Source e l'Heat Sink per la sorgente geotermica;
- l' Heat Source e l'Heat Sink per l'acqua di raffreddamento del condensatore.

La fase di validazione sulla base dei dati noti ha mostrato i risultati, riassunti in Tabella 2: vengono confrontati i risultati delle simulazioni svolte per questo lavoro (Caso 1) con quanto svolto da *Nasruddin et al.* (Caso 2, relativo ad un impianto indonesiano) [22] e con i dati reali dell'impianto islandese di Husavik [23].

Tabella 2 - Confronto tra i principali parametri termodinamici dei cicli oggetto di studio

Apparati	Parametri	KCS 34 (CASO 1)	KCS 34 (CASO 2)	KCS 34 (reale)
Pompa n°13	P _{out} [bar]	35	35	35
	T _{out} [°C]	12,25	12,9	13
	Potenza [kW]	102.7	100.6	130.0
Recuperatore HT	T _{out1} [°C]	67	67	67
Evaporatore	P _{out1} [bar]	31	31	31
	T _{in2} [°C]	121°C	121°C	121°C
	T _{out2} [°C]	80°C	80°C	80°C
	T _{out1} [°C]	118°C	118°C	118°C
Sorgente geotermica	Portata [kg/s]	90	90	90
	Portata turbina [kg/s]	11,7	12,37	11,2
Separatore	Frazione [%] in massa di NH ₃ verso turbina	96,4	96,2	≈ 95
Turbine	T _{in} [°C]	≈ 118,2 °C	≈ 118,2 °C	≈ 120 °C
	T _{out} [°C]	51,38 °C	52,21 °C	53-60 °C
	p _{out} [bar]	5,5	5,5	≈ 5,5
Condensatore (ad acqua)	Portata acqua [kg/s]	173	173	173
	T _{in1} [°C]	5	5	5
	T _{out1} [°C]	24	24	24
Generatore	Potenza Elettrica prodotta [kW]	1951,5	1959	1950

LA SIMULAZIONE DEL CASO ITALIANO

Per adattare il modello al caso italiano, lasciando inalterati modello KCS34, sorgente termica e percentuale di NH₃ nella miscela di fluido di lavoro è stata, invece, modificata la temperatura dell'acqua di raffreddamento (28 °C) al condensatore e, conseguentemente, aumentata la pressione di condensazione da 5,5 a 10,5 bar.

In Tabella 3 vi sono i dati relativi a ciascun tubo dell'impianto (individuato attraverso il numero identificativo) con indicazione della tipologia di fluido circolante, della portata massica, della portata volumetrica, della pressione, della temperatura, della entalpia, dell'entropia, della qualità e della frazione in peso di un componente (ammoniaca nel caso della miscela AWM).

In Tabella 4 sono riportati i dati del bilancio energetico con l'indicazione degli ingressi e delle uscite di energia dall'impianto. Sono assunte come trascurabili le perdite energetiche attraverso le tubazioni. Il segno negativo indica che l'energia fuoriesce dal sistema.

In Tabella 5, sono rappresentati i dati dell'energia elettrica prodotta e assorbita tenendo conto dei rendimenti meccanici ed elettrici dei componenti.

L'incremento della temperatura di condensazione e il conseguente aumento della pressione di condensazione (a pari pressione e temperatura in ingresso della turbina) producono effettivamente una riduzione dell'energia prodotta dall'impianto da 1,95 a 1,27 MW_e.

Analisi di sensibilità

L'analisi delle performance dell'impianto "italiano" al variare della portata di fluido geotermico e al variare della temperatura di ingresso della sorgente con ΔT costante ha portato ai risultati riassunti di seguito.

I valori di portata di fluido geotermico presi in considerazione sono stati 2, intorno al valore di progetto di 90 kg/s:

- 1) 60 kg/s (Caso 2);
- 2) 120 kg/s (Caso 3).

In Tabella 6 vi è un prospetto riepilogativo delle simulazioni effettuate al variare della portata di fluido geotermico (sorgente calda); la Figura 14 è riassuntiva della stessa 'analisi di sensibilità.

La successiva analisi è condotta al variare della temperatura di ingresso della sorgente calda con ΔT costante pari a 41°C.

I casi sono quelli relativi alle temperature di:

- 1) 110 °C (Caso 4);
- 2) 130 °C; (Caso 5)
- 3) 140 °C (Caso 6)

Intorno al valore di progetto pari a 121 °C.

Per ciascuno dei casi precedenti è stata eseguita una simulazione delle performance del ciclo per determinare l'energia elettrica prodotta dall'impianto regolando la portata di acqua di raffreddamento al condensatore e, laddove richiesto dalla simulazione, la pressione di ingresso turbina.

In Tabella 7 viene illustrato un prospetto riepilogativo delle simulazioni effettuate al variare della temperatura della sorgente calda. La Figura 15 è riassuntiva dell'analisi di sensibilità alla temperatura del fluido geotermico.

CONCLUSIONI

Il modello termodinamico del ciclo Kalina KCS-34 effettuato con l'ausilio del software Cycle-Tempo 5.0 (sviluppato dal laboratorio di Ingegneria Energetica dell'Università di Delft (Olanda)) è stata validata confrontando i risultati forniti dalla simulazione del ciclo Kalina, i dati operativi della centrale di Husavik (Islanda) e una simulazione dei ricercatori Nasruddin, Usvika R., Rifaldi M. e Noor A. [19].

Successivamente è stato modellato un ciclo termodinamico Kalina adatto alle condizioni italiane, il quale ha mostrato minore capacità di produrre energia elettrica dell'omologo islandese (1271.15 kW con un rendimento del 7.5%) a causa di una temperatura di raffreddamento più alta del caso islandese.

L'analisi di sensibilità del ciclo termodinamico alla variazione di portata e temperatura di ingresso del fluido geotermico ha consentito di concludere che:

- l'aumento della portata produce un incremento dell'energia prodotta dalla turbina senza incorrere in variazioni dei parametri termodinamici del ciclo. Il rendimento di primo principio è compreso tra 7.5% e 8.2% (Tabella 5).
- all'incremento della temperatura del fluido geotermico in ingresso (con la necessaria variazione della pressione di ingresso in turbina e a pari ΔT) è corrisposto un aumento del rendimento di primo principio che ha toccato il valore massimo di 11.8% per 140 °C.

Un rendimento di primo principio su percentuali variabili dal 7% al 12% evidenzia l'opportunità di procedere nella direzione di uno sfruttamento delle risorse geotermiche tra 90 e 150 °C ponendo il ciclo Kalina in buona posizione per lo sfruttamento dei cascami termici dei sistemi energetici. La reale compatibilità nello sfruttamento delle risorse citate dovrà, comunque essere, per ogni caso, oggetto di studi di fattibilità tecnico-economica.

Tabella 3- "Data for all pipes", informazioni relative a ciascun tubo dell'impianto

Pipe no.	Medium	Mass flow [kg/s]	Mole flow [kmol/s]	Volume flow [m3/s]	Pressure [bar]	Temperature [°C]	Enthalpy [kJ/kg]	Entropy [kJ/kg.K]	Quality [%]	Mass fraction [-]
1	WATERSTM	90.000	4.996	0.095471	10.00	121.00	508.59	1.5379	0.00	
				0.095471	10.00	121.00	508.59	1.5379	0.00	
2	WATERSTM	90.000	4.996	0.092577	9.000	80.00	335.63	1.0748	0.00	
				0.092577	9.000	80.00	335.63	1.0748	0.00	
3	NH3-H2O	17.052	0.993	0.025429	10.50	31.89	34.57	0.4457	0.00	0.8400
				0.025429	10.50	31.89	34.57	0.4457	0.00	0.8400
4	NH3-H2O	17.052	0.993	0.025442	35.00	32.75	39.79	0.4509	0.00	0.8400
				0.025442	35.00	32.75	39.79	0.4509	0.00	0.8400
5	NH3-H2O	17.052	0.993	0.026709	34.00	53.56	139.50	0.7666	0.00	0.8400
				0.026709	34.00	53.56	139.50	0.7666	0.00	0.8400
6	NH3-H2O	17.052	0.993	0.027654	33.00	67.00	206.41	0.9678	0.00	0.8400
				0.027654	33.00	67.00	206.41	0.9678	0.00	0.8400
7	NH3-H2O	17.052	0.993	0.63321	31.00	111.66	1119.31	3.5134	70.74	0.8400
				0.63321	31.00	111.66	1119.31	3.5134	70.74	0.8400
8	NH3-H2O	4.990	0.285	0.0070123	31.00	111.66	277.50	1.3744	0.00	0.5164
				0.0070123	31.00	111.66	277.50	1.3744	0.00	0.5164
9	NH3-H2O	12.062	0.707	0.62616	31.00	111.66	1467.60	4.3982	100.00	0.9738
				0.62616	31.00	111.66	1467.60	4.3982	100.00	0.9738
10	NH3-H2O	12.062	0.707	1.7040	10.50	65.85	1358.95	4.5621	96.70	0.9738
				1.7040	10.50	65.85	1358.95	4.5621	96.70	0.9738
11	NH3-H2O	4.990	0.285	0.0063871	30.00	64.00	48.86	0.7410	0.00	0.5164
				0.0063871	30.00	64.00	48.86	0.7410	0.00	0.5164
12	NH3-H2O	17.052	0.993	1.5262	10.50	55.00	875.83	3.1459	63.59	0.8400
				1.5262	10.50	54.99	875.83	3.1459	63.59	0.8400
13	NH3-H2O	6.208	0.356	0.0080697	10.50	54.99	14.06	0.6286	0.00	0.5681
				0.0080697	10.50	54.99	14.06	0.6286	0.00	0.5681
14	NH3-H2O	10.844	0.637	1.5183	10.50	54.99	1369.15	4.5873	100.00	0.9957
				1.5183	10.50	54.99	1369.15	4.5873	100.00	0.9957
15	NH3-H2O	6.170	0.354	0.0080412	10.50	53.98	11.04	0.6163	0.00	0.5755
				0.0080412	10.50	53.98	11.04	0.6163	0.00	0.5755
16	WATERSTM	171.855	9.539	0.17247	5.000	28.00	117.84	0.4090	0.00	
				0.17247	5.000	28.00	117.84	0.4090	0.00	
17	WATERSTM	171.855	9.539	0.17375	4.000	48.00	201.31	0.6777	0.00	
				0.17375	4.000	48.00	201.31	0.6777	0.00	
18	WATERSTM	171.855	9.539	0.17368	15.00	48.13	202.80	0.6788	0.00	
				0.17368	15.00	48.13	202.80	0.6788	0.00	
19	NH3-H2O	12.062	0.707	0.62616	31.00	111.66	1467.60	4.3982	100.00	0.9738
				0.62616	31.00	111.66	1467.60	4.3982	100.00	0.9738
20	NH3-H2O	4.990	0.285	0.0070123	31.00	111.66	277.50	1.3744	0.00	0.5164
				0.0070123	31.00	111.66	277.50	1.3744	0.00	0.5164
21	NH3-H2O	10.883	0.639	1.5174	10.50	53.98	1366.09	4.5779	100.00	0.9961
				1.5174	10.50	53.98	1366.09	4.5779	100.00	0.9961
23	NH3-H2O	4.990	0.285	0.0096508	10.50	62.95	48.86	0.7484	0.46	0.5164
				0.0096508	10.50	62.95	48.86	0.7484	0.46	0.5164

Tabella 4 – "Energy Balance", Bilancio energetico

No.	Name	Type	Energy loss (enthalpy) [kW]
5	Turbine	3	1310.46
10	Condenser	4	0.00
7	Flash.Heater	5	0.00
6	Heat Exchgr.	6	0.00
12	Pump	8	-254.78
13	Pump	8	-88.97
4	Node	9	0.00
8	Node	9	-0.01
1	Sink/Source	10	-45773.37
9	Sink/Source	10	-20251.13
2	Sink/Source	10	30206.45
11	Sink/Source	10	34851.36
17	Sink/Source	10	0.00
3	Heat Exchgr.	12	0.00
15	Drum	15	0.00
16	Drum	15	0.00
11	Pipe		0.00
12	Pipe		0.00
	Total:		0.00

Tabella 5 – "System Efficiencies", Efficienze del sistema

	No.	Apparatus	Type	Energy [kW]	Totals [kW]
Delivered gross power	1	Generator	G	1271.15	1271.15
Aux. power consumption	12	Pump	8	272.95	
	13	Pump	8	96.82	
					369.76
Delivered net power					901.38

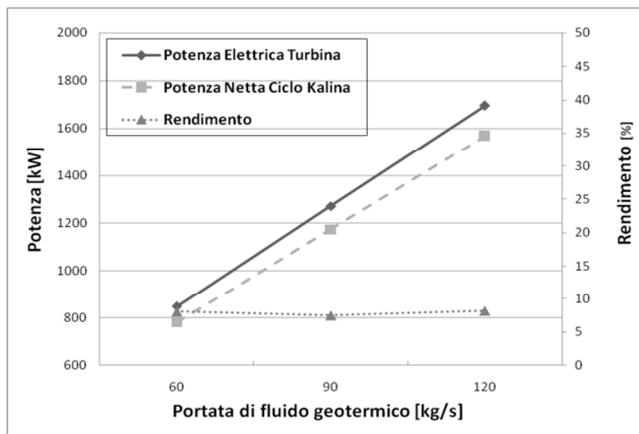


Figura 14 – Analisi di sensitività al variare della portata del fluido geotermico

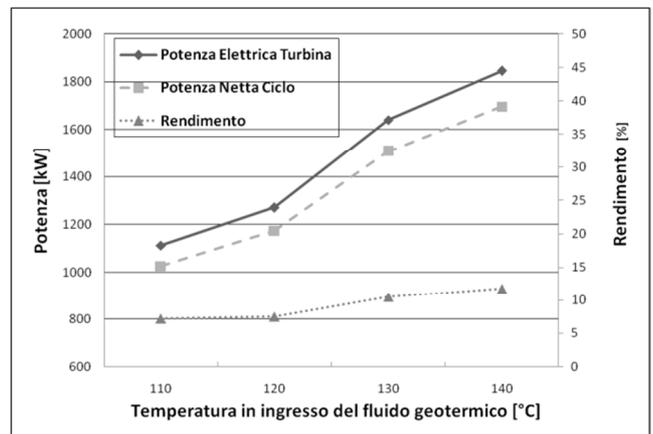


Figura 15 – Analisi di sensitività al variare della temperatura del fluido geotermico

Tabella 6– Riepilogo dei risultati delle simulazioni al variare della portata massica di “brine water”

Caso	Portata Brine water [kg/s]	Potenza Elettrica Turbina, [kW]	Potenza Assorbita Pompa 13, [kW]	Potenza Netta Ciclo*, [kW]	Portata Acqua Raffreddamento [kg/s]	Rendimento Ciclo [%]
Caso 1	90	1271.15	96.82	1174.33	171.85	7.5
Caso 2	60	847.43	66.70	780.73	114.569	8.1
Caso 3	120	1694.86	127.50	1567.36	229.14	8.2

(*) = potenza elettrica al netto dell'assorbimento della pompa 13

Tabella 7– Riepilogo dei risultati delle simulazioni al variare della temperatura in ingresso di “brine water”

Caso	Temperatura Ingresso Brine water, [°C]	Pressione Uscita pompa [bar]	Potenza Elettrica Turbina, [kW]	Potenza Assorbita Pompa 13, [kW]	Potenza Netta Ciclo [kW]	Portata Acqua Raffreddamento [kg/s]	Rendimento Ciclo [%]
Caso 4	110	32	1112.23	86.56	1025.67	173.13	7.2
Caso 5	130	45	1640.35	131.83	1508.52	168.25	10.5
Caso 6	140	50	1846.41	149.41	1697.00	166.60	11.8

(*) = potenza elettrica al netto dell'assorbimento della pompa 13

RICONOSCIMENTI

Il lavoro oggetto di questo articolo è stato finanziato con fondi P.O. PUGLIA FESR 2007-2013 Linea 1.2 – Azione 1.2.4 Bando “Aiuti a Sostegno dei Partenariati Regionali per l’Innovazione” nell’ambito del progetto di ricerca e sviluppo sperimentale denominato “KAGEO” e condotto in partnership (ATS) con ENGREEN srl, Code Engineering srl e Euro Assistance Elettromeccanica srl.

BIBLIOGRAFIA

- [1] Muffler L.J.P., White D.E. (1972), *Geothermal Energy*, Science Teacher, 39, 413-452.
- [2] Barbier E., Santoprete G. (1993), *L’energia geotermica. Una fonte di calore dall’interno della Terra*, Giappicchelli Editore, Torino.
- [3] Enting D.J., Easwaran E., McLarty L. (1994), *Small Geothermal Electric Systems for Remote Powering*, U.S. DoE, Geothermal Division, Washington D.C.
- [4] Dickson M.H., Fanelli M. (eds.) (2003), *Geothermal Energy: Utilization and Technology*, UNESCO Renewable Energy Series.
- [5] Lindal B. (1973), *Industrial and Other Applications of Geothermal Energy*, Geothermal Energy, Earth Science, 12, UNESCO, 135-148, Parigi.
- [6] Armstead H.C.H. (1977), *Geothermal Energy Development*, Progress in Energy and Combustion Science, 2, 181-238.
- [7] Bertani R. (2010), *Geothermal Power Generation in the World 2005–2010: Update Report*, Proceedings of the World Geothermal Congress, Bali.
- [8] Stefansson V. (2005), *World Geothermal Assessment*, Proceedings of the World Geothermal Congress, paper #0001, Antalya.
- [9] Gudmundsson J.S. (1988), *The elements of direct uses*, Geothermics, 17, 119-136.
- [10] Di Pippo R. (2012), *Geothermal Power Plants* (III ed.), Elsevier.
- [11] Kalina A.I. (1984), *Combined-Cycle System with Novel Bottoming*

Cycle, Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, 106(4), 737-742.

- [12] Kalina A.I. (1989), *Kalina Cycle System for Geothermal Heat Sources*, Geothermal Research Council Meeting, Sparks.
- [13] Leibowitz H.M., Markus D.W. (1990), *Economic Performance of geothermal Power Plants using the Kalina Cycle Technology*, Geothermal Resources Council Transactions, 14(2).
- [14] Martston C.H. (1989), *Parametric Analysis of the Kalina Cycle*, ASME, 89-GT-218.
- [15] Kalina A.I. (2003), *New Binary Geothermal Power System*, Proceedings of the International Conference on Geothermal Power Engineering, Sochi.
- [16] Molinari G., Laglia M. (1994), *Analisi dei fattori operativi di un impianto a ciclo binario Kalina® System per l’utilizzazione di fonti geotermiche*, Atti del 49° Congresso Nazionale ATI – Vol. 4.
- [17] Mlcak H.A. (2002), *Kalina® Cycle® Concepts for Low Temperature Geothermal*, Geothermal Resources Council Transactions, Vol. 26.
- [18] Cycle Tempo 5.0 (2002), TU Delft (Delft University of Technology), The Netherlands.
- [19] Hartman M. e Wester W. (1987), *Berekenen van de stoomtabellen (Calculation of steam tables)*, Report EV-1444 Delft University of Technology, Laboratory for Thermal Power Engineering.
- [20] Cycle Tempo 5.0 (2002), Technical Notes, TU Delft (Delft University of Technology), The Netherlands.
- [21] Mlcak H.A. (2001), *Design and Start-up of the 2 MW Kalina® Cycle Orkuveita Husavikur Geothermal Power Plant in Iceland*, European Geothermal Energy Council, Altheim, Austria
- [22] Nasruddin, Usvika R., Rifaldi M., Noor A. (2009), *Energy and exergy analysis of Kalina Cycle System (KCS) 34 with mass fraction ammonia-water mixture variation*, Journal of Mechanical Science and Technology, 1871-1876
- [23] Mlcak H.A., Mirulli M., Hartman M. e Ralph M. (2002), *Notes from the North: a Report on the Debut Year of the 2 MW Kalina Cycle® Geothermal Power Plant in Husavik, Iceland, USA.*