

**OPTIMIZACIÓN DE UN CICLO ORGÁNICO DE RANKINE (ORC) USANDO  
RECURSOS GEOTERMALES DE BAJA ENTALPÍA.**

**JESÚS DAVID ARRIETA GARRIDO**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER  
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO-QUÍMICAS  
ESCUELA DE INGENIERÍA QUÍMICA  
BUCARAMANGA**

**2012**

**OPTIMIZACIÓN DE UN CICLO ORGÁNICO DE RANKINE (ORC) USANDO  
RECURSOS GEOTERMALES DE BAJA ENTALPÍA.**

**JESÚS DAVID ARRIETA GARRIDO**

**Trabajo de grado para optar por el título de  
Ingeniero Químico**

**Director**

**M. Sc. OMAR JOSÉ GUERRA FERNÁNDEZ**

**Codirector**

**Ph.D. DIONISIO ANTONIO LAVERDE CATAÑO**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER  
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO-QUÍMICAS  
ESCUELA DE INGENIERÍA QUÍMICA  
BUCARAMANGA**

**2012**

## **AGRADECIMIENTOS**

*M.Sc. Omar José*

*Por hacer de su labor de dirección y maestro un recurso excelente de transmisión de valores, conocimiento y consejos, y por haberlos compartido desde el principio; por su tiempo y entusiasmo hasta el final*

## TABLA DE CONTENIDO

	<b>Pág.</b>
INTRODUCCIÓN	13
1. OBJETIVOS	16
1.1 OBJETIVO GENERAL	16
1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	16
2. DESCRIPCIÓN METODOLÓGICA	17
2.1 CRITERIOS DE SELECCIÓN DEL FLUIDO DE TRABAJO	17
2.1.1 Estimación de las propiedades termodinámicas del fluido de trabajo	20
2.2 ANÁLISIS DEL CICLO ORGÁNICO DE RANKINE	20
2.3 DISEÑO DE EQUIPOS	23
2.3.1 Turbina.	23
2.3.2 Intercambiadores de calor.	24
2.3.2.1 Intercambiadores de calor de Tubo & Carcasa.	24
2.3.2.2 Evaporador.	25
2.3.2.3 Condensador	26
2.3.3 Estimación del coeficiente global de transferencia de calor U.	27
2.3.4 Bomba fluido de trabajo.	27
2.4 ANÁLISIS “PINCH”	28
2.5 ESTIMACIÓN DE COSTOS	29
2.5.1. Intercambiadores de calor.	30
2.5.2 Bombas.	30
2.5.3 Turbina.	30
2.6 METODOLOGÍA DE OPTIMIZACIÓN	31
2.6.1 Función Objetivo.	31

2.6.2 Modelo del proceso	32
2.6.3 Restricciones del modelo	32
2.6.4 Formulación NLP	32
2.7 FUNCIÓN OBJETIVO	33
3. RESULTADOS Y ANÁLISIS	36
4. CONCLUSIONES	41
BIBLIOGRAFÍA	43
ANEXOS	49

## LISTA DE TABLAS

	<b>Pág.</b>
Tabla 1. Propiedades De R-245fa.	20
Tabla 2. Correlaciones de costo, índice de costo y multiplicador para costo instalado.	30
Tabla 3. Condiciones operacionales para un ciclo orgánico de Ranking.	36
Tabla 4. Descripción del modelo para un ciclo orgánico de Ranking (Caso Base)	38
Tabla 5. Estado termodinámicos óptimos del ciclo orgánico de Ranking.	38
Tabla 6. Resultados óptimos para 280kw, considerando Tuwy de 93,3°C y tcwi de 19°C.	40

## LISTA DE FIGURAS

	<b>Pág.</b>
Figura 1. Fluido orgánico vs Agua. Tomado de Organic Rankine Technology Pratt & Whitney Power System. <sup>[1]</sup>	18
Figura 2. Tres tipos de fluidos de trabajo: Isentrópico, Seco y Húmedo.	18
Figura 3. Diagrama Ciclo Orgánico de Rankine.	22
Figura 4. Diagrama T-s.	23
Figura 5. Intercambiador de Tubo & Carcasa tipo Kettle. Tomada de: D.A. McNeil.	25
Figura 6. Diagrama T-h, " <i>Pinch points</i> " en un ciclo orgánico de Rankine.	29
Figura 7. Optimización termodinámica y económica del ciclo orgánico de Rankine.	38
Figura 8. Costo y rendimiento del ciclo orgánico de Rankine de 280kW en función de la temperatura del geofluido de baja entalpía	39
Figura 9. Costo de la energía producida y AT/kWNeto en función de la temperatura del recurso geotermal de baja entalpía	39

## LISTA DE ANEXOS

	<b>Pág.</b>
Anexo A. Propiedades de Algunos Fluidos Orgánicos.	49
Anexo B. Procedimiento para la estimación de parámetros de modelos polinomiales (correlaciones polinomiales).	50
Anexo C. Procedimiento para establecer los estados termodinámicos en un ciclo de orgánico de Rankine.	56
Anexo D. Procesos que conforman un ciclo orgánico de Rankine.	57
Anexo E. Estimación del coeficiente global de transferencia de calor (U).	58
Anexo F. Cantidad de combustible fósil usado y CO <sub>2</sub> al generar 1 kWh	64
Anexo G. Condiciones óptimas de operación para el ciclo orgánico de Rankine en diagramas P-h, T-s y T-h respectivamente.	65

## RESUMEN

TITULO: OPTIMIZACIÓN DE UN CICLO ORGÁNICO DE RANKINE (ORC) USANDO RECURSOS GEOTERMALES DE BAJA ENTALPÍA.\*

AUTOR: JESÚS DAVID ARRIETA GARRIDO\*\*

PALABRAS CLAVES: Ciclo orgánico de Rankine, Recursos geotermales, Fluido de trabajo

El incremento en la demanda de energía eléctrica, el alto costo de algunas de las materias primas usadas para la generación de ésta y a su vez el aumento de emisiones de CO<sub>2</sub> en la atmósfera debido a la generación de energía eléctrica a partir de combustibles fósiles han obligado tanto a entes políticos como industriales a desarrollar e implementar nuevas políticas y técnicas orientadas a la generación de energía eléctrica amigable con el medio ambiente, sostenible y de bajo costo. Es por ello que la recuperación del calor residual en fuentes geotérmicas de baja entalpía mediante ciclos orgánicos de Rankine se perfila como una de las tecnologías más promisorias tanto en el aspecto económico como en el ambiental. El aprovechamiento de recursos geotermales de baja entalpía para la generación de energía eléctrica con un costo (US\$/kWh) de generación competitivo en el mercado, conlleva al estudio y análisis detallado de diferentes factores como son: las condiciones termodinámicas del ciclo de potencia, la adecuada selección del fluido de trabajo dentro del ciclo, el lugar de instalación y la temperatura del recurso geotermal. Estos factores inciden en la eficiencia global del ciclo termodinámico al igual que en la factibilidad económica del sistema de generación de energía. En este trabajo se aborda la optimización de las condiciones operacionales para la generación de energía eléctrica a partir de fuentes geotermales asociadas a la coproducción de agua en operaciones del petróleo & gas, obteniendo un valor óptimo de la energía producida de 0,126 US\$/kWh el cual está dentro de un precio competitivo en el mercado eléctrico nacional.

---

\* Trabajo de grado

\*\* Facultad de Ingenierías Físico-Químicas. Escuela de Ingeniería Química. Director: Omar José Guerra Fernández, M.Sc. Codirector: Dionisio Antonio Laverde Cataño, Ph.D.

## ABSTRACT

TITLE: OPTIMIZATION AN ORGANIC RANKINE CYCLE (ORC) USING LOW ENTHALPHY GEOTHERMAL RESOURCES\*

Author: Jesús David Arrieta Garrido \*\*

*Keywords:* Organic Rankine cycle, Geothermal resources, Working fluid

The increase in electricity demand, the high cost of some of the raw materials used to generate it and in turn increasing CO<sub>2</sub> in the atmosphere due to the generation of electricity from fossil fuels have forced both political and industrial entities to develop and implement new policies and techniques aimed at generating electricity with environmentally friendly, sustainable and affordable.

That is why the recovery of waste heat in low enthalpy geothermal organic Rankine cycles using emerges as one of the most promising technologies both economically and environmentally.

The use of low enthalpy geothermal resources for electricity generation at a cost (US\$/kWh) competitive generation market, involves the study and detailed analysis of various factors including the thermodynamic conditions of the power cycle, proper selection of the working fluid in the cycle, the installation location and the temperature of the geothermal source. These factors affect the overall efficiency of the thermodynamic cycle as in the economic feasibility of the power generation system.

This paper addresses the optimization of operating conditions for the generation of electricity from geothermal sources associated with water co oil & gas operations, obtaining an optimal value of the energy of 0.126 US\$/kWh the which is within a competitive price in the national electricity market.

---

\* Work degree

\*\* Faculty of Engineering and Physical Chemistry. School of Chemical Engineering. Director: Omar Fernández Guerra, M.Sc. Co-Director: Antonio Dionisio Laverde Cataño, Ph.D.

## INTRODUCCIÓN

La alta demanda de energía eléctrica y el incremento en las emisiones de CO<sub>2</sub> han sido la mayor motivación para la búsqueda y el desarrollo de nuevas tecnologías para el aprovechamiento de recursos de energía renovable como lo son: solar, geotermal, biomasa y la gran cantidad de calor residual de procesos industriales. El presente estudio se enfocará en la evaluación de fuentes geotermales las cuales se clasifican en alta (<220°C), media (100-220°C) y baja entalpía (70-100°C). Mostrando un mayor interés en los recursos de baja entalpía debido al poco aprovechamiento que se le da y a los que se le puede utilizar de manera eficiente tanto en la generación de energía eléctrica, como para otros procesos de intercambio de energía<sup>[1]</sup>.

La conversión de recursos geotermales de baja entalpía a energía eléctrica ha sido implementada en sin número de sitios tanto a escala piloto como industrial, logrando gradualmente un incremento en la eficiencia global de dicho sistema de generación. Debido a que el aprovechamiento de estos recursos tiene un gran potencial a largo plazo, el presente estudio se centrará en la evaluación técnica y económica preliminar de la generación de energía eléctrica a partir de estos recursos geotermales.

Es pertinente aclarar que recientemente se han identificado enormes cantidades de estos recursos los cuales siguen sin ser aprovechados, uno de ellos está asociado principalmente con la coproducción de geofluido (agua caliente) en las operaciones de petróleo & gas.

Las aguas asociadas a la coproducción reciben este nombre porque al extraer el crudo de los yacimientos, y debido a las características estructurales del subsuelo

donde se ubica el pozo y a su nivel freático, vienen mezcladas con el crudo. De hecho, en la mayoría de los pozos, las mismas aguas son parte del proceso de extracción, ya que ejercen una presión natural, empujando al crudo hacia la superficie una vez perforado el pozo. La coproducción de estas aguas tiene una proporción de casi 5 barriles diarios de agua por 1 barril diario de crudo en los pozos de producción de crudo pesado en Colombia<sup>[2]</sup>.

En este estudio se evaluará el aprovechamiento eficiente de los recursos geotermales de baja entalpía de 49-93,3°C del campo Castilla<sup>[3]</sup> para la generación en energía eléctrica mediante ciclos orgánicos de Rankine la cual es la tecnología más adecuada para el aprovechamiento de estos recursos, evaluando su factibilidad técnica y económica. Con el fin de analizar de manera sistemática diferentes condiciones de operación de proceso que permita maximizar la eficiencia y optimizar (minimizar) el costos de producción del kWh generado, se desarrollarán modelos matemáticos de proceso adecuados (balance entre complejidad y exactitud de los modelos) para optimización y se implementarán en un modelo no lineal (NLP). Esto permitirá evaluar el desempeño operacional del proceso ante diferentes condiciones operacionales, optimizar condiciones de operación y evaluar la factibilidad de la planta teniendo en cuenta las condiciones del mercado eléctrico nacional y la disponibilidad del recurso geotermal.

En el modelo de optimización la función objetivo será el costo de producción de la energía, la cual será minimizada variando las presiones de evaporación y condensación, teniendo en cuenta las restricciones operacionales del proceso, las cuales incluyen las temperaturas de entrada del geofluido y del agua de enfriamiento.

Este trabajo está dividido en 3 secciones: La primera se enfocará en una breve explicación de los fundamentos termodinámicos, químicos, ambientales y de seguridad que se deben tener en cuenta a la hora del diseño del ciclo orgánico,

mostrando a su vez el desarrollo de modelos matemáticos de procesos para cada uno de los equipos involucrados en el ciclo para su posterior diseño.

La segunda sección mostrará la metodología de optimización para la evaluación del mismo y por último, la tercera sección muestra el análisis de los resultados más importantes y sus respectivas conclusiones.

Para este análisis se utilizaron herramientas computacionales como: hoja de cálculos de libre office 3.3.4 para la simulación del caso base, scilab 5.3 para la generación de las correlaciones empíricas con el fin de determinar las propiedades termodinámicas del fluido de trabajo y GAMS (The General Algebraic Modeling System) para la implementación del modelo de optimización.

## **1. OBJETIVOS**

### **1.1 OBJETIVO GENERAL**

- Evaluar la generación de energía eléctrica a partir de recursos geotermales de baja entalpía asociados a campos de producción de crudo, teniendo como prioridad de que el costo del kWh generado sea competitivo en el mercado eléctrico nacional, del mismo modo identificar la cantidad de combustible fósil que se dejará de usar y las emisiones de CO<sub>2</sub> que se dejarían de emitir implementando esta tecnología.

### **1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS**

- Desarrollar modelos matemáticos de procesos adecuados (balance entre complejidad y exactitud del modelo) para la optimización del ciclo orgánico de Rankine permitiendo de esta manera la búsqueda sistemática (con un bajo costo computacional) de las condiciones operacionales óptimas del proceso.
- Encontrar un diseño costo-eficiencia óptimo para la generación de energía eléctrica a partir de un fluido geotermal de baja entalpía usando un ciclo orgánico de Rankine.

## 2. DESCRIPCIÓN METODOLÓGICA

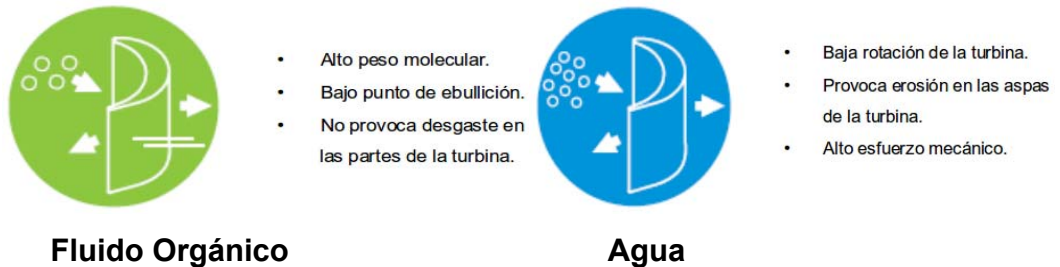
La metodología para el desarrollo de este proceso se divide en dos etapas. La primera hace referencia al diseño de un ciclo orgánico de Rankine, dicho diseño incluye: la adecuada selección del fluido de trabajo, análisis del ciclo orgánico de Rankine, diseño de equipos, análisis “*pinch*” y correlaciones de costo. La segunda etapa incluye la optimización que está sujeta a: función objetivo, modelo del proceso, restricciones del modelo y el tipo de problema de optimización.

A continuación se describirán brevemente cada uno de los aspectos que conforman estas etapas.

### 2.1 CRITERIOS DE SELECCIÓN DEL FLUIDO DE TRABAJO

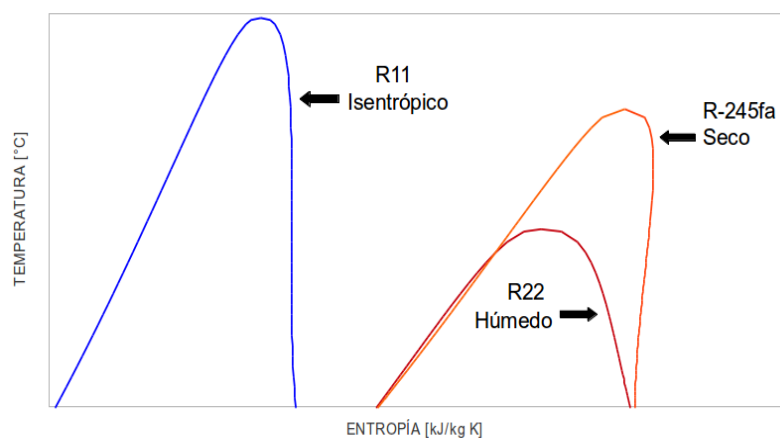
Varios ciclos termodinámicos como el ciclo orgánico de Rankine, ciclo supercrítico de Rankine, ciclo de Kalina y ciclo de Goswami son adecuados para la conversión de recursos de baja entalpía en energía eléctrica. A pesar de ello, estos ciclos están limitados por la temperatura del recurso geotermal, la correcta selección del fluido de trabajo y las condiciones ambientales del lugar donde se desean instalar. Este trabajo se enfocará en el ciclo orgánico de Rankine ya que es menos complejo y presenta un menor costo de mantenimiento<sup>[4]</sup>. A diferencia del ciclo convencional de Rankine que usa agua como fluido de trabajo, el ciclo orgánico de Rankine utiliza fluidos de trabajo orgánicos, de alto peso molecular y de bajo punto de ebullición (Figura 1).

**Figura 1. Fluido orgánico vs Agua. Tomado de Organic Rankine Technology Pratt & Whitney Power System.<sup>[4]</sup>**



Estos fluidos se diferencian por la pendiente de la curva de saturación ( $ds/dT$ ) en un diagrama T-s (Figura 2) la cual puede ser recta (isentrópicos), negativa (húmedos) y positiva (secos). Los fluidos isentrópicos y secos evitan la formación de mezcla de dos fases en el proceso de expansión reduciendo así el costo y mantenimiento de la turbina. La elección de un fluido de trabajo adecuado para un ciclo orgánico de Rankine implica la correcta evaluación de las propiedades termodinámicas y químicas como lo son el peso molecular, temperatura y presión crítica, calor latente y el tipo de pendiente de saturación  $ds/dT$ .

**Figura 2. Tres tipos de fluidos de trabajo: Isentrópico, Seco y Húmedo.**



Los fluidos de trabajo con alto peso molecular y alto calor latente tienden a absorber una cantidad significativa de energía del recurso de baja entalpía lo cual reduce tanto el tamaño del área de transferencia de calor requerida al igual que el consumo energético de la bomba<sup>[5]</sup>. Algunos autores como Maizza y Maizza<sup>[6]</sup> sugieren fluidos de trabajo de alto calor latente, alta densidad y bajo calor específico del líquido. Sin embargo, Yamamoto<sup>[7]</sup> sugiere que fluidos con bajo calor latente son mejores ya que el vapor saturado a la entrada de la turbina puede proveer mejores condiciones de operación. Adicionalmente se debe tener una clasificación de seguridad como: no-corrosivos, no-inflamables y no-tóxicos, esto para no afectar el material de los intercambiadores de calor, tuberías y álabes de la turbina.

En cuanto al aspecto ambiental las principales precauciones incluyen el potencial de reducción del ozono (ODP), potencial de calentamiento global (GWP) y el tiempo de vida en la atmósfera (ALT). Algunos fluidos como el R-11, R-12, R-113, R-114 y R-115 son restringidos por acuerdos internacionales<sup>[8]</sup>. El ODP y GWP representan el potencial de las sustancias para contribuir con el agotamiento del ozono y el calentamiento global. En el Anexo A se muestran las propiedades antes mencionadas para algunos fluidos orgánicos. En este análisis se recomienda el uso del R-245fa (1,1,1,3,3-Pentafluoropropano) como fluido de trabajo<sup>[9]</sup>, la Tabla 1 muestra las propiedades termodinámicas, químicas, ambientales y de seguridad de dicho fluido de trabajo.

**Tabla 1. Propiedades De R-245fa.**

<b>Parámetro</b>	<b>Valor</b>
Peso Molecular	134,0482 kg/mol
Temperatura de ebullición (Tb)	14,9 °C
Temperatura crítica (Tc)	154,05 °C
Presión Crítica (Pc)	3,64 Mpa
Calor Latente L	177,08 kJ/kg
(ds/dT)	0,19 kJ/kg K <sup>2</sup>
GWP (100 años)	1030
ALT	7,6 años
Grupo de Seguridad (ASHRAE)	B1

*Clasificación Grupo de Seguridad*

*Clase B: Algunos posibles efectos tóxicos a concentraciones < 400ppm.*

*Subclase 1: No Inflamable*

El GWP del R-245fa significa que éste atraparé 1030 veces más calor que el CO<sub>2</sub> si ambos son liberados a la atmósfera en los próximos 100 años.

### **2.1.1 Estimación de las propiedades termodinámicas del fluido de trabajo.**

Las propiedades termodinámicas del fluido de trabajo serán correlacionadas mediante modelos polinomiales. Los parámetros de dichos modelos serán estimados mediante la técnica de mínimos cuadrados. La técnica de mínimos cuadrados, los polinomios generados y las gráficas de paridad se presenta en el Anexo B.

Este procedimiento se realizó en sciLab 5.3 y hoja de cálculo de libre office 3.3.4 ubuntu package 1:3.3.4.

## **2.2 ANÁLISIS DEL CICLO ORGÁNICO DE RANKINE**

El esquema del ciclo orgánico de Rankine que se muestra en las Figuras 3 y 4, consta de intercambiadores de calor (evaporador y condensador), turbina y sistemas de bombeo. Al sistema binario se bombea geofluido de baja entalpía proveniente de campos de producción de crudo, el cual pasa a través del

intercambiador de calor para evaporar el fluido de trabajo. La energía interna del fluido de trabajo es convertida en energía cinética en la turbina de forma adiabática. El fluido de trabajo se descarga de la turbina a baja presión y es condensado mediante el intercambio de energía con el bombeo del agua de enfriamiento, luego el fluido de trabajo condensado es bombeado adiabáticamente al evaporador completando así el ciclo de potencia.

El procedimiento para calcular los estados termodinámicos del ciclo orgánico de Rankine se presenta en el Anexo C. A continuación se describen las 4 etapas del ciclo orgánico de Rankine el cual se asume en estado estacionario<sup>[10]</sup>.

- **Estado 4-1**

Calentamiento y evaporación a presión constante, consta de dos secciones de calentamiento del R-245fa, hasta la temperatura de saturación y vaporización a presión y temperatura constante. El geofluido es bombeado desde pozos de producción de crudo.

- **Estado 1-2**

Expansión adiabática (Isentrópica) reversible, hasta la presión del condensador. Donde típicamente se maneja un rango de presión a la entrada de 500-4000 kPa<sup>[11]</sup>. Se asume como vapor saturado a la entrada de la turbina.

- **Estado 2-3**

Proceso a presión y a temperatura constante en un condensador para producir líquido saturado.

Se bombea agua a una temperatura dada proveniente de la torre de enfriamiento.

- **Estado 3-4**

Bombeo adiabático del líquido saturado hasta la presión del evaporador lo cual produce líquido comprimido. La línea vertical (la cual se exagera en la Figura 4) es

muy corta, porque es pequeña la elevación de la temperatura asociado con la compresión de un líquido.

La eficiencia del ciclo se expresa mediante la ecuación (1).

$$\eta_{ORC} = \frac{\dot{Q}_E - \dot{Q}_C}{\dot{Q}_E} \quad (1)$$

Para la simulación del caso base se utilizó una Hoja de calculo de libre office 3.3.4 ubuntu package 1:3.3.4. Dicha simulación será usada como punto de partida para la optimización del ciclo.

**Figura 3. Diagrama Ciclo Orgánico de Rankine.**

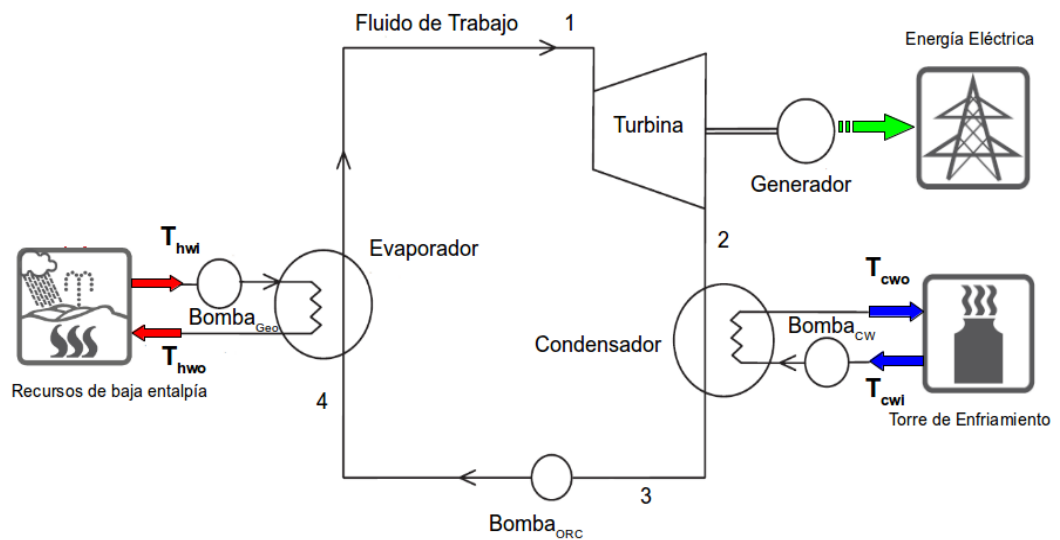
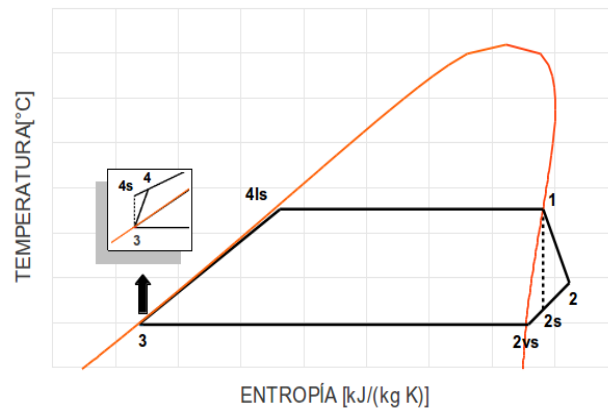


Figura 4. Diagrama T-s.

R-245fa



## 2.3 DISEÑO DE EQUIPOS

A continuación se muestran las diferentes ecuaciones empleadas (balances de masa y de energía) para el diseño de los equipos en el ciclo orgánico de Rankine y a su vez las correlaciones usadas para la estimación de costo de cada uno de ellos. Estos equipos son presentados en el Anexo D donde se muestra cada uno de los diferentes procesos que componen al ciclo. Los estados termodinámicos son calculados mediante los polinomios generados para el R-245fa de manera sistemática.

**2.3.1 Turbina.** El flujo másico del fluido de trabajo es calculado por la ecuación (2).

$$\dot{m}_{wf} = \frac{W_{Gross}}{(h_1 - h_2)\eta_T \eta_G} \quad (2)$$

Donde:

$$\eta_T = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}} \quad (3)$$

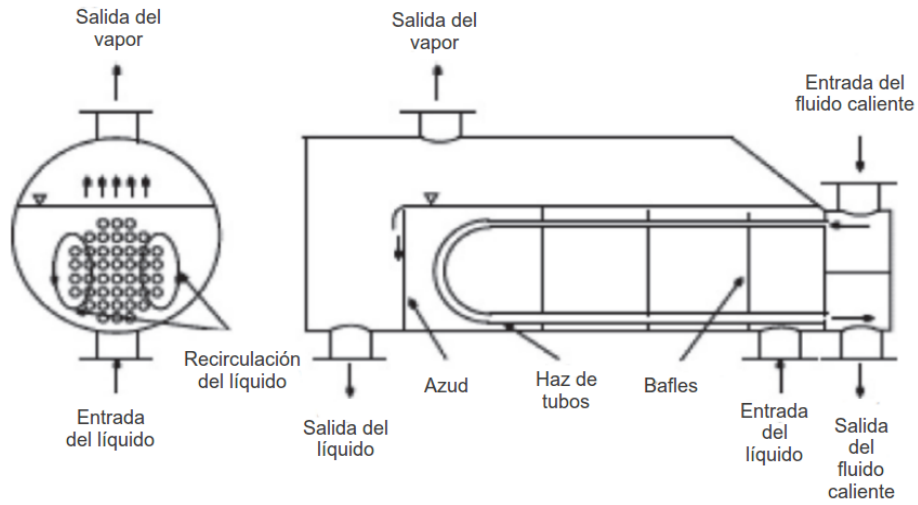
**2.3.2 Intercambiadores de calor.** Los intercambiadores de calor son dispositivos que permiten como su nombre lo indica, intercambiar calor entre dos fluidos a diferentes temperaturas. En la gran mayoría de estos intercambiadores una superficie sólida conductora separa a los dos fluidos, lo cual permite que estos fluidos intercambien energía en forma de calor. En la extensa mayoría de procesos químicos se utilizan intercambiadores de calor de Tubo & Carcasa dependiendo de las características y procesos que se desea llevar a cabo, por ende, el diseño óptimo y las condiciones de operación de un intercambiador es de suma importancia para la rentabilidad de cualquier proceso.

A continuación se presenta una breve descripción de las características y ventajas más relevantes de los intercambiadores de Tubo & Carcasa.

**2.3.2.1 Intercambiadores de calor de Tubo & Carcasa.** Los intercambiadores de calor de Tubo & Carcasa (Figura 5) son probablemente el tipo más común de intercambiadores con un amplio rango de operación de temperatura y presión. Estos tipos de intercambiadores manejan una alta gama de configuraciones geométricas, con alta variedad de tamaños y configuraciones de flujo (contra-corriente y contra-flujo) para una mayor transferencia de calor y su construcción facilita el desmontaje periódico para mantenimiento y limpieza<sup>[12]</sup>.

En el ciclo orgánico de Rankine el geofluido se pasa a través de los tubos y el refrigerante por medio de la carcasa para ambos intercambiadores (evaporador y condensador), esto para evitar problemas de corrosión en la carcasa del intercambiador. También pueden manejar cualquier tipo de fluidos tanto en carcasa como en tubos lo cual es una ventaja que permite adecuar al ciclo de potencia para altos rangos de operación. La desventaja radica en que estos intercambiadores requieren grandes áreas de transferencia, en relación a otros tipos de intercambiadores como lo son los de platos.

**Figura 5. Intercambiador de Tubo & Carcasa tipo Kettle. Tomada de: D.A. McNeil<sup>[13]</sup>.**



**2.3.2.2 Evaporador.** El flujo másico del geofluido se puede estimar mediante las ecuaciones 4 y 5.

$$\dot{Q}_E = \dot{m}_{Geo} (h_{hwi} - h_{hwo}) = \dot{m}_{wf} (h_1 - h_4) \quad (4)$$

$$\dot{m}_{Geo} C_{p_{Geo}} (T_{hwi} - T_{hwo}) = \dot{m}_{wf} (h_1 - h_4) \quad (5)$$

para obtener la siguiente relación:

$$\dot{m}_{Geo} = \frac{\dot{m}_{wf} (h_1 - h_4)}{C_{p_{Geo}} (T_{hwi} - T_{hwo})} \quad (6)$$

La constante de calor específico del geofluido ( $C_{p_{Geo}}$ ) se supone aproximadamente igual a la del agua.

El área de transferencia de calor necesaria para el evaporador  $A_E$  puede ser determinada por la ecuación (7).

$$\dot{Q}_E = U_E A_E LMTD_E \quad (7)$$

LMTD es la diferencia de temperatura media logarítmica y viene dado por la ecuación (8).

$$LMTD = \frac{(T_{hi} - T_{co}) - (T_{ho} - T_{ci})}{\ln\left(\frac{(T_{hi} - T_{co})}{(T_{ho} - T_{ci})}\right)} \quad (8)$$

Dado que la diferencia de temperatura media logarítmica puede causar dificultades numéricas que surgen por la división por cero, lo cual presenta posibles problemas de convergencia del algoritmo de optimización. Opcionalmente se pueden usar aproximaciones para la *LMTD* que no tengan este tipo de inconvenientes como son las aproximaciones de Chen (1987)<sup>[14]</sup> y Paterson (1984)<sup>[15]</sup>.

- Aproximación de Chen:

$$LMTD = [\Delta T_1 \Delta T_2 \left(\frac{\Delta T_1 + \Delta T_2}{2}\right)]^{\frac{1}{3}} \quad (9)$$

- ✦ Aproximación de Paterson:

$$LMTD = \frac{2}{3}(\Delta T_1 \Delta T_2)^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{3}\left(\frac{\Delta T_1 + \Delta T_2}{2}\right) \quad (10)$$

Donde:  $\Delta T_1 = T_{in}^H - T_{out}^C$  y  $\Delta T_2 = T_{out}^H - T_{in}^C$

En el cálculo de la *LMTD* puede usarse la aproximación de Chen o bien la de Paterson. Cabe notar que si  $(T_{hi} - T_{co})$  o  $(T_{ho} - T_{ci})$  toman el valor de cero también la aproximación de Chen toma ese valor cosa que no hace la aproximación de Paterson<sup>[16]</sup>.

**2.3.2.3 Condensador.** El calor intercambiado entre el fluido de trabajo y el agua de enfriamiento viene dado por:

$$\dot{Q}_C = \dot{m}_{wf} (h_2 - h_3) \quad (11)$$

El flujo másico del agua de enfriamiento se puede estimar mediante cualquiera de las ecuaciones (12) y (13).

$$\dot{m}_{cw}(h_{cwo} - h_{cwi}) = \dot{m}_{wf}(h_2 - h_3) \quad (12)$$

$$\dot{m}_{cw} C_{p,cw}(T_{cwo} - T_{cwi}) = \dot{m}_{wf}(h_2 - h_3) \quad (13)$$

El calor específico del agua se puede considerar constante para pequeñas diferencias de temperaturas ( $\Delta T$ ) de entrada y salida. En este caso se usó la ecuación (13).

El área de transferencia de calor necesaria se puede obtener mediante la ecuación (14).

$$\dot{Q}_c = U_c A_c LMTD_c \quad (14)$$

**2.3.3 Estimación del coeficiente global de transferencia de calor U.** El procedimiento para la estimación del coeficiente global de transferencia de calor (U) está basado en correlaciones empíricas altamente no lineales, estas no linealidades pueden generar problemas críticos de convergencia en los algoritmos de optimización. Por esta razón, el problema de optimización del ciclo orgánico de Rankine fue dividido en dos etapas: una de optimización, suponiendo valores del coeficiente de transferencia para los intercambiadores de calor (evaporador y condensador) y otra de simulación para la estimación del coeficiente global de transferencia real de ambos intercambiadores, esto conduce a un proceso iterativo el cual busca que tanto los coeficientes globales de transferencia de calor calculados para el evaporador y el condensador sean aproximadamente iguales a los supuestos. En el Anexo E se presenta dicho proceso iterativo.

**2.3.4 Bomba fluido de trabajo.** La potencia necesaria para el bombeo del fluido de trabajo dentro del ciclo de potencia se muestra en la ecuación (15) y la eficiencia de la bomba es definida por la expresión (16).

$$\dot{W}_p = \dot{m}_{wf} (h_4 - h_3) = \frac{\dot{m}_{wf} (h_{4s} - h_3)}{\eta_p} \quad (15)$$

$$\eta_p = \frac{h_{4s} - h_3}{h_4 - h_3} \quad (16)$$

## 2.4 ANÁLISIS “PINCH”

La fuerza impulsora para el intercambio de calor entre dos fluidos es la diferencia de temperaturas entre los dos. En un ciclo orgánico de Rankine cada intercambiador de calor puede ser dividido en 3 zonas: líquido, dos fases y vapor. Los perfiles de temperatura en los intercambiadores de calor (evaporador y condensador) se presentan en la Figura 6, en esta gráfica se muestra una diferencia de temperatura mínima tanto en la evaporación como en la condensación. Este punto es un parámetro fundamental para el diseño de un ciclo de potencia y es llamado “*Pinch Point*”<sup>[17]</sup>.

Este valor siempre debe ser positivo con el fin de que el intercambiado de calor sea posible.

- Un valor “*pinch*” pequeño conlleva a una difícil transferencia de calor y por lo tanto se requiere una mayor área de transferencia de calor.
- Valores nulos o negativos de “*pinch*” representaría un área infinita de intercambio de calor.

La temperatura de evaporación y condensación “*Pinch Point*” se definen como:

$$T_{ppe} = \frac{T_{hwi} - T_{hwo}}{\Delta H_{3-1}} \Delta H_{4s-3} + T_{hwo} \quad (17)$$

$$T_{ppc} = \frac{T_{cwo} - T_{cwi}}{\Delta H_{2-3}} \Delta H_{2vs-3} + T_{cwi} \quad (18)$$

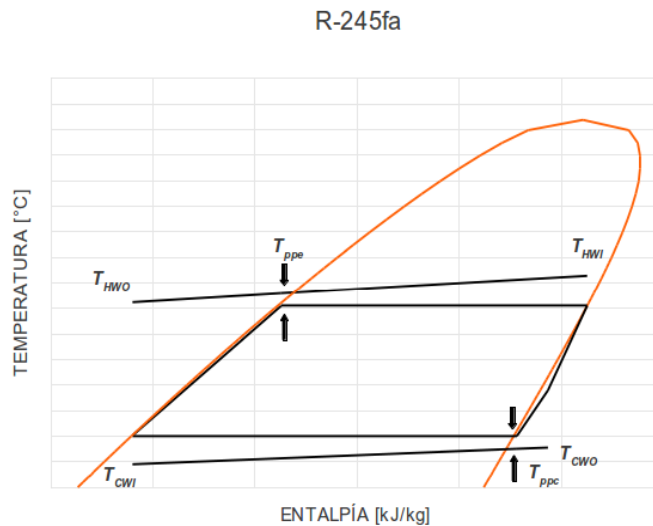
Donde:

$$T_{ppe} = PPTD + T_{4is} \quad (19)$$

$$T_{ppc} = T_{2is} - PPDT \quad (20)$$

Los valores de *PPDT* pueden ser de 5 a 10°C para alcanzar un óptimo económico. Este trabajo se considerará un valor mínimo de 5°C para el punto “*pinch*” conforme Qouilin<sup>[17]</sup>.

Figura 6. Diagrama T-h, “*Pinch points*” en un ciclo orgánico de Rankine.



## 2.5 ESTIMACIÓN DE COSTOS

Un aspecto muy importante en el diseño y la optimización del ciclo de potencia son los costos de los equipos, los cuales son función de las condiciones operativas (área, caudales y potencia). Brevemente se describirán las correlaciones para hallar el costo de los diferentes equipos, la Tabla 2 resume las correlaciones con sus respectivos rangos, unidades de operación, índices de costo M&S<sup>[18]</sup> para el año de compra y multiplicadores para calcular el costo instalado.

Para llevar el costo a valor presente (2011) se aplica la ecuación (21).

$$C = C_a \left( \frac{I}{I_a} \right) \quad (21)$$

**Tabla 2. Correlaciones de costo, índice de costo y multiplicador para costo instalado.**

Equipo	Unidad de Operación	Rango de Operación	Correlación de Costo	Año	M&S	Multiplicador
IC T&C	Área m <sup>2</sup>	Ilimitado	30800+750A <sup>0,81</sup>	1986	797,6	-
Turbina	Potencia kW	14,92<kW<3730	(0,4793(kW <sup>0,81</sup> ))*10 <sup>3</sup>	2003	1123,6	1,5
Bomba	Caudal L/s	0,2<L/s<500	3300+48(L/s) <sup>1,2</sup>	2006	1302,3	2,8

*Índice de costo M&S para el 2011 es 1536,5*

*Costo Instalado=(Costo de compra)(Multiplicador)*

*Para T&C la correlación incluye el costo instalado*

**2.5.1. Intercambiadores de calor.** Para la estimación del costo de los intercambiadores de calor (evaporador y condensador) se debe definir el tipo de material tanto para tubos como de la carcasa, en este estudio será acero al carbón (CS) para ambos y se utiliza la correlación de costo de Hall (1986)<sup>[19]</sup>.

$$C_{STHX}(\$) = 30800 + 750A^{0,81} \quad (22)$$

Esta correlación es función del área de transferencia y permite calcular el costo instalado de un intercambiador de calor de Tubo & Carcasa de CS.

**2.5.2 Bombas.** El tipo de bomba utilizada para el fluido de trabajo, geofluido y agua de enfriamiento es de tipo centrífuga y el costo se puede estimar mediante la siguiente correlación, la cual está en función del caudal en L/s<sup>[20]</sup>.

$$C_p(\$) = 3300 + 48(L/s)^{1,2} \quad (23)$$

Donde: 0,2<L/s<500

**2.5.3 Turbina.** Para la adecuada selección del tipo de turbina del ciclo orgánico de Rankine se debe tener en cuenta la cantidad de flujo másico y las caídas de

presión. Para ello se proponen dos tipos de turbinas las cuales son: turbina de flujo axial, la cual por lo general maneja altas caídas de entalpía con velocidades periféricas limitadas y turbinas de flujo radial que son más atractivas para un ciclo orgánico de Rankine ya que manejan flujos másicos menores y por ende permiten un mejor desempeño en un rango de menor dimensionamiento<sup>[21]</sup>.

Para la estimación del costo se emplea la siguiente expresión, la cual está en función de la potencia generada<sup>[22]</sup>:

$$C_T(\$) = (0,4793(kW)^{0,81}) \square 10^3 \quad (24)$$

Donde:  $14,92 < kW < 3730$

## 2.6 METODOLOGÍA DE OPTIMIZACIÓN

Para desarrollar un modelo de optimización se deben identificar los tres componentes más relevantes del problema, estos componentes son:

- Función Objetivo
- Modelo del proceso.
- Restricciones del modelo.

Al identificar estos tres componentes se tendrá la claridad sobre el tipo de problema de optimización a resolver. Brevemente se describirán cada uno de estos componentes.

**2.6.1 Función Objetivo.** Generalmente hace referencia al aspecto económico dependiendo de cada caso. Un ejemplo claro sería el costo total de una planta el cual permitirá establecer la viabilidad del proyecto.

La función objetivo puede ser minimizada o maximizada dependiendo del objetivo que se establezca en cada modelo.

**2.6.2 Modelo del proceso.** Los modelos de procesos son relacionados matemáticas entre las variables independientes y las variables dependientes de los procesos.

**2.6.3 Restricciones del modelo.** Las variables independientes y dependientes están sujetas a diferentes restricciones y dominios. Las restricciones del modelo hacen referencia a la disponibilidad del recurso, condiciones de diseño y límites operativos entre otras. Adicionalmente el dominio de las variables hace referencia a la naturaleza de la variable, por ejemplo una presión tiene dominio en los reales positivos ( $\mathbb{R}^+$ ).

Para cada tipo de problema existen diferentes tipos de algoritmos programados en subrutinas denominadas “solvers” que están disponibles en diferentes plataformas (GAMS, MatLab, etc.).

**2.6.4 Formulación NLP.** Dependiendo del tipo de variables (reales o binarias), del tipo de restricciones y la función objetivo (lineales y no lineales) los problemas de optimización pueden ser clasificados en:

- programación lineal (LP):  
Restricciones y función objetivo lineales (no hay variables binarias)
- Programación mixta-entera lineal:  
Restricciones y función objetivo lineales, variables reales y binarias
- Programación no lineal (NLP):  
Restricciones, función objetivo no lineales y variables no binarias
- Programación mixta entera no lineal (MINLP):  
Restricciones, función objetivo no lineales y variables reales+ y/o binarias

Para este caso de estudio las restricciones son no lineales y las variables son reales, por tanto el problema de optimización puede ser clasificado como un NLP.

La formulación general de un problema NLP puede ser descrita por:

$$\begin{aligned}
 & \min = f(x) \\
 & \text{s.t. } h(x) = 0 \\
 & \quad g(x) \leq 0 \\
 & \quad x \in X \subseteq \mathbb{R}^n
 \end{aligned} \tag{P1}$$

Las funciones  $f(x)$ ,  $h(x)$ ,  $g(x)$  pueden tomar cualquier forma de no-linealidad y se puede asumir que estas satisfacen continuidad y requerimientos de diferenciabilidad.

El problema de optimización resultante para el ciclo orgánico de Rankine fue implementado en GAMS (23,8,2) utilizando el “solver” CONOPT el cual se basa en el método del gradiente reducido generalizado (GRG). Las corridas fueron ejecutadas en el servidor Neos<sup>[23]</sup>.

## 2.7 FUNCIÓN OBJETIVO

El objetivo de este trabajo es evaluar la generación de energía eléctrica a partir de un fluido geotermal de baja entalpía, lo cual indica que el costo de electricidad producida (epc) será la función objetivo, este costo será minimizado variando las presiones de evaporación, condensación y los flujos másicos tanto para el geofluido como para el agua de enfriamiento en el ciclo orgánico de Rankine, para obtener así un valor competitivo del kWh generado.

$$epc = \frac{A_{n,k} + f_k Costo_{Total2011}}{W_{Neto} h_{full\ load}} \tag{25}$$

Donde:

$$Costo_{Total\ 2011} = C_E + C_C + C_T + C_{P_{ORC}} + C_{P_{Geo}} + C_{P_{CW}} + C_{CT} \quad (26)$$

El costo de la torre de enfriamiento es de: 740194 US\$ <sup>[24]</sup>

$$A_{n,k} = Costo_{Total\ 2011} \frac{i(1+i)^{TL}}{(1+i)^{TL} - 1} \quad (27)$$

Otra función objetivo puede ser la relación del área total de transferencia de calor y el trabajo neto producido<sup>[25]</sup>.

$$\gamma = \frac{A_T}{W_{Neto}} \quad (28)$$

En este trabajo se utilizó la función objetivo de la ecuación (25).

Por otro lado la implementación de un ciclo orgánico de Rankine para la recuperación del calor residual y la posterior generación de energía evita la utilización de combustibles fósiles como lo son el carbón y el gas natural lo cual a su vez disminuye las emisiones de CO<sub>2</sub> al ambiente.

A continuación se presentan expresiones<sup>[26]</sup> para estimar la cantidad de carbón térmico o gas natural necesario para la generación de energía eléctrica ( $M_{fossil\ fuels}$ ) y la cantidad de CO<sub>2</sub> que se emite utilizando estos combustibles fósiles ( $M_{CO_2}$ ), lo cual permitirá hacer un paralelo con este ciclo, teniendo como base de cálculo la misma potencia generada.

$$M_{fossil\ fuels} = 365t_0 a_{fossil\ fuels} (\dot{W}_{Neto}) \quad (29)$$

$$M_{CO_2} = 365t_0 a_{CO_2} (\dot{W}_{Neto}) \quad (30)$$

Donde:

$t_0$  es el tiempo de operación de la planta generadora de energía por día.

$a_{fossil\ fuels}$  es la cantidad de combustible fósil consumido para producir 1 kWh.

$aco_2$  es la cantidad de CO<sub>2</sub> por kWh generado por el consumo de combustibles fósiles.

Estos valores tanto para  $a_{fossil\ fuels}$  y  $aco_2$  son descritos para gas natural y carbón en el Anexo F.

La cantidad de CO<sub>2</sub> que se dejaría de emitir con la implementación de esta tecnología puede ser un factor que disminuya el costo de la energía producida mediante la venta de bonos o créditos de carbón a diferentes países que desean cumplir con protocolos internacionales.

### 3. RESULTADOS Y ANÁLISIS

El objetivo principal de este trabajo fue la evaluación de la generación de energía eléctrica a partir de un recurso geotermal de baja entalpía usando un ciclo orgánico de Rankine mediante la metodología de optimización NLP.

El modelo de optimización permitió establecer las condiciones óptimas de operación teniendo en cuenta las especificaciones y parámetros ilustrados en la Tabla 3. A su vez la Tabla 4 presenta la estructura matemática del problema de optimización. El número total de grados de libertad indica que el modelo de optimización para el ciclo orgánico de Rankine posee 4 variables de decisión, estas variables hacen referencia a los flujos máxicos tanto para el geofluido como para el del agua de enfriamiento y las presiones de evaporación y condensación.

**Tabla 3. Condiciones operacionales para un ciclo orgánico de Ranking.**

<b>Condiciones de Operación</b>	
Fluido de Trabajo	R-245fa
Trabajo Bruto	280 kW
Condensador y Evaporador	Tubo & Carcasa
Temperatura Geofluido [°C]	70-95
Temperatura Agua de enfriamiento [°C]	19
Eficiencia de la Turbina <sup>[27]</sup>	0,85
Eficiencia del Generador <sup>[28]</sup>	0,96
Eficiencia de Bombeo del R-245fa <sup>[29]</sup>	0,75
Eficiencia de Bombeo del Geofluido y agua de enfriamiento <sup>[30]</sup>	0,8
Tiempo de Vida <sup>[31]</sup> [años]	15
Tasa de Interés %	12
$f_k$ <sup>[31]</sup> % (Seguro y Mantenimiento)	1,65
$h_{foull load}$ [hr]	7500

El método de optimización converge a una sola solución donde se minimizó la función objetivo variando las presiones de evaporación y condensación.

En la Tabla 5 se presentan las condiciones termodinámicas óptimas del ciclo de potencia para el caso de estudio calculados mediante los polinomios generados del fluido de trabajo.

Los diagramas P-h, T-s y T-h para las condiciones operacionales óptimas se presentan en el Anexo G.

En la Figura 7 se muestra la influencia de la temperatura de evaporación en la función objetivo y el trabajo neto generado, se puede observar que el incremento de la temperatura de evaporación dada una temperatura del recurso geotermal disminuye la potencia neta debido al aumento del área de transferencia de calor de ambos intercambiadores lo que conlleva al poco aprovechamiento del recurso a razón de que las temperaturas de salida del geofluido ( $T_{hwo}$ ) y del agua de enfriamiento ( $T_{cwo}$ ) se aproximan a los valores de entrada ( $T_{hwi}$  y  $T_{cwi}$ ), lo que da a entender un aumento directamente proporcional de los flujos máxicos ( $m_{Geo}$  y  $m_{cw}$ ) y la potencia de bombeo de estos flujos. Adicionalmente en la Figura 8 describe que la relación US\$/kW y la potencia específica como una función de la temperatura del fluido geotermal, se puede notar que la potencia específica aumenta a medida que la temperatura del geofluido es mayor, caso contrario sucede con la relación US\$/kW, como era esperado. De igual manera el costo de la energía producida y son mínimas cuando la temperatura del geofluido es mayor Figura 9.

El costo instalado del kW óptimo es de 5910,23 US\$/kW para el año 2011 con las condiciones operacionales ilustradas en la Tabla 3. De igual manera los valores reportados por J. Karl<sup>[32]</sup> para la eficiencia del ciclo orgánico de Rankine concuerdan con el valor obtenido en este trabajo el cual es de 8,707% y un valor del epc de 0,126 US\$/kWh el cual está dentro de un valor comercial y competitivo<sup>[33]</sup>.

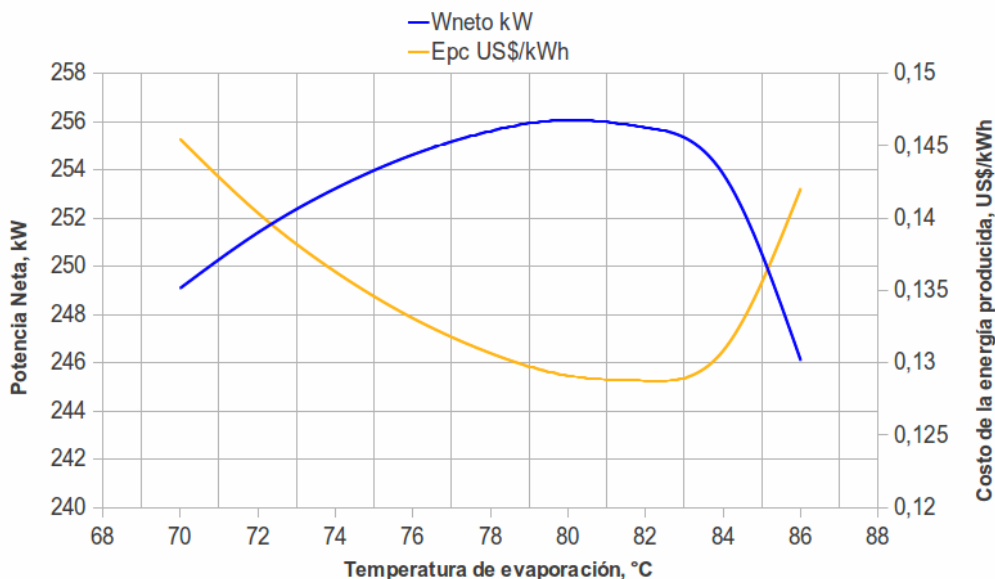
**Tabla 4. Descripción del modelo para un ciclo orgánico de Ranking (Caso Base)**

Número total de variables	65
Variables únicamente con límites inferiores	62
Variables con límites inferiores y superiores	2
Variables únicamente con límites superiores	0
Número de restricciones de igualdad	61
Número de restricciones de desigualdad	2
Restricciones de desigualdad con límites inferiores y superiores	2
Total número grados de libertad	4

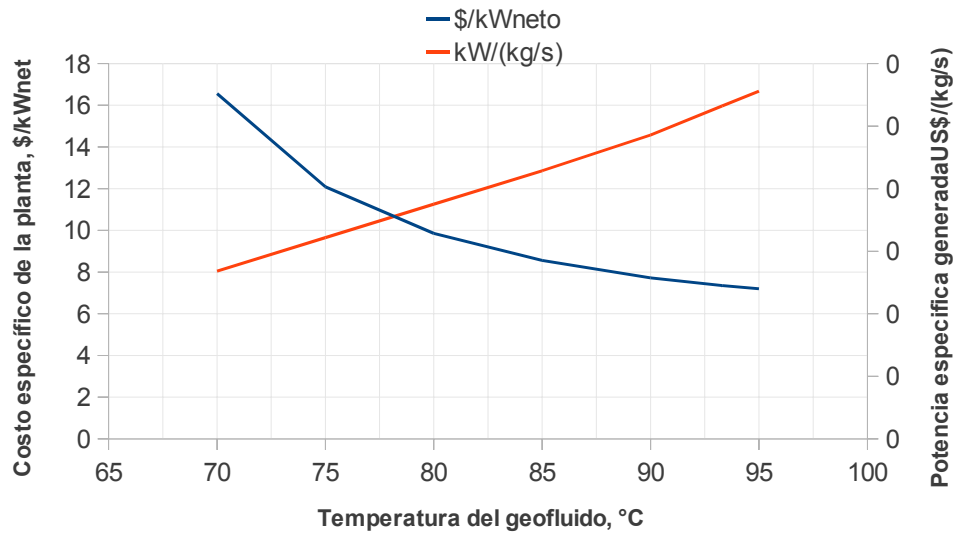
**Tabla 5. Estado termodinámicos óptimos del ciclo orgánico de Ranking.**

Punto	Estado	T[°C]	P[MPa]	h [kJ/kg]	s [kJ/kg K]
1	Vapor Saturado	81,3	0,816	462,6134	1,7804
2s	Vapor Sobre-calentado (Isentrópico)	36,8	0,178	440,823	1,7804
2	Vapor Sobre-calentado	48,4	0,178	444,0916	1,8219
2vs	Vapor Saturado	30	0,178	428,0203	1,757
3	Líquido Saturado	30	0,178	239,6348	1,1373
4s	Líquido Sub-enfriado (Isentrópico)	30	0,816	239,6353	1,1373
4	Líquido Sub-enfriado	30	0,816	239,6354	1,1368
4ls	Líquido Saturado	81,3	0,816	312,9765	1,3618

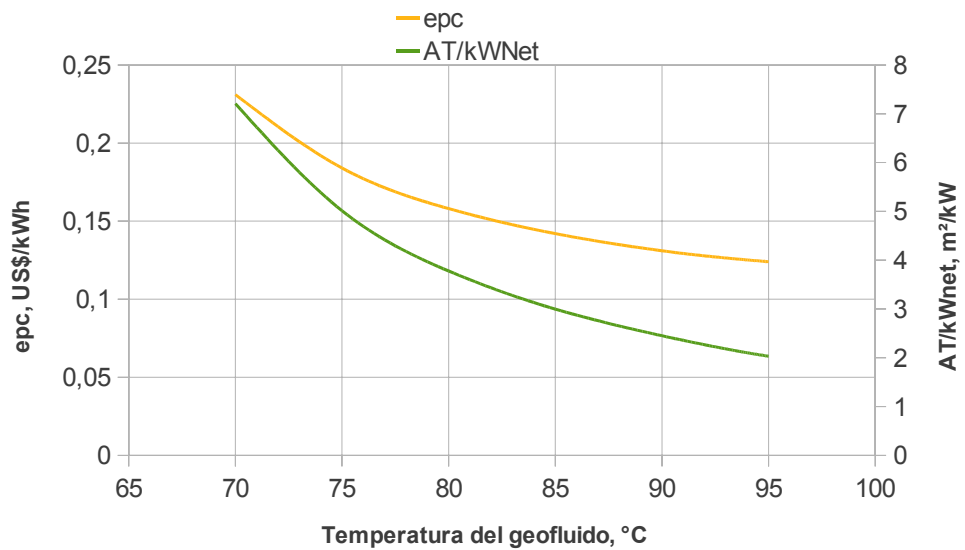
**Figura 7. Optimización termodinámica y económica del ciclo orgánico de Rankine.**



**Figura 8. Costo y rendimiento del ciclo orgánico de Rankine de 280kW en función de la temperatura del geofluido de baja entalpía**



**Figura 9. Costo de la energía producida y AT/kWNet en función de la temperatura del recurso geotermal de baja entalpía.**



**Tabla 6. Resultados óptimos para 280kw, considerando Tuwy de 93,3°C y tcwi de 19°C.**

Variable	Valor	Unidad
$W_{Gross}$	280	kW
$T_{hwi}$	93,3	°C
$T_{cwi}$	19	°C
Temperatura de Evaporación ( $T_1$ )	81,3	°C
Presión de Evaporación ( $P_1$ )	0,816	MPa
Temperatura de Condensación ( $T_{2vs}$ )	29,9	°C
Presión de Condensación ( $P_2$ )	0,178	MPa
$T_{hwo}$	82,9	°C
$T_{cwo}$	25,5	°C
$m_{Geo}$	89,9	kg/s
$m_{cw}$	131,793	kg/s
$m_{wf}$	17,54	kg/s
$W_{NETO}$	257,165	kW
Potencia de bombeo del geofluido	6,532	kW
Potencia de bombeo del agua de enfriamiento	16,292	kW
Potencia de bombeo ORC	0,011	kW
$(h_o)_e$	1386,474	W/m <sup>2</sup> °C
$(h_i)_e$	10578,474	W/m <sup>2</sup> °C
$U_E$	841,714	W/m <sup>2</sup> °C
$(h_o)_c$	769,018	W/m <sup>2</sup> °C
$(h_i)_c$	7693,237	W/m <sup>2</sup> °C
$U_C$	564,3	W/m <sup>2</sup> °C
$A_E$	169,652	m <sup>2</sup>
$A_C$	385,06	m <sup>2</sup>
$epc$	0,126	US\$/kWh
$\gamma$	2,157	m <sup>2</sup> /kW
$\eta_{ORC}$	8,707	%
$M_{fossil\ fuels}$ (Carbón)	1052,49	t/año
$M_{fossil\ fuels}$ (Gas Natural)	63791219,91	m <sup>3</sup> /año
$M_{CO_2}$ (Carbón/Bituminous)	2064,11	tCO <sub>2</sub> /año
$M_{CO_2}$ (Carbón/Sub-bituminous)	2145,86	tCO <sub>2</sub> /año
$M_{CO_2}$ (Carbón/Lignite)	2164,94	tCO <sub>2</sub> /año
$M_{CO_2}$ (GasNatural)	1144,46	tCO <sub>2</sub> /año

Algunos valores ilustrados en la Tabla 6 como lo son: la cantidad de combustible fósil tanto para el carbón como para el gas natural y a su vez las emisiones de CO<sub>2</sub> emitidas a la atmósfera al generar 280 kW posiciona a los ciclos orgánicos de Rankine para la generación de energía eléctrica a partir de recursos geotermales de baja entalpía como una tecnología sostenible y amigable con le medio ambiente.

#### 4. CONCLUSIONES

Basados en los resultados obtenidos en este estudio podemos concluir que:

- Es factible la producción de energía eléctrica a partir de recursos geotermales de baja entalpía usando un ciclo orgánico de Rankine. Los costos de la producción de la energía eléctrica (epc) para el ciclo orgánico de Rankine sería de 0,126 U\$/kWh y la eficiencia total del ciclo de potencia es de 8,707%.
- La temperatura de evaporación es una variable clave en la optimización de un ciclo orgánico de Rankine, dado que tiene un gran impacto en el costo de producción de energía eléctrica. Es preciso notar que una elevada temperatura de evaporación no implica un costo de producción de energía óptimo. Por otro lado las condiciones termodinámicas del fluido geotermal son de suma importancia a la hora de definir la factibilidad del ciclo de potencia, una elevada temperatura de entrada del geofluido tiene asociado una baja relación de área de intercambio de calor con el kW neto y con ello un bajo costo de producción de energía.
- La implementación del ciclo orgánico de Rankine no solo en campos de producción de crudos pesados si no usando otros recursos como: solar, biomasa y calor residual industrial para la recuperación de esta energía, permiten reducir el consumo de combustibles fósiles y al mismo tiempo las emisiones de CO<sub>2</sub> a la atmósfera en la generación de energía eléctrica. Como por ejemplo, al generar 280 kW implementando esta tecnología dejaríamos de consumir 1052,5 Toneladas de carbón térmico al mismo tiempo que dejaríamos de emitir 2064,11 tCO<sub>2</sub>/año a la atmósfera.

## Nomenclatura

$A$	Área de transferencia de calor [m <sup>2</sup> ]
$ALT$	Tiempo de vida en la atmósfera
$A_{n,k}$	Anualidad [US\$]
$A_T$	Área total
$C$	Costo actual [US\$]
$C_a$	Costo base [US\$]
$C_{Total}$	Costo total [US\$/año]
$C_p$	Capacidad calorífica [J/kg K]
$d$	Diámetro [m]
$d_i$	Diámetro de entrada del tubo [m]
$d_o$	Diámetro de salida del tubo [m]
$epc$	Costo de energía [US\$/kWh]
$g$	Gravedad [m/s <sup>2</sup> ]
$G_p$	Velocidad másica del agua [kg/s m <sup>2</sup> ]
$GWP$	Potencial de calentamiento global
$h$	Entalpía [kJ/kg]
$h_o$	Coefficiente de convección fluido de trabajo [W/m <sup>2</sup> K]
$(h_o)_c$	Coefficiente de condensación [W/m <sup>2</sup> °C]
$h_{full\ load}$	Tiempo de máximo de funcionamiento [h]
$h_{od}$	Factor de ensuciamiento del fluido de trabajo [W/m <sup>2</sup> K]
$h_i$	Coefficiente de convección del geofluido [W/m <sup>2</sup> K]
$h_{id}$	Factor de ensuciamiento del geofluido [W/m <sup>2</sup> K]
$I$	Índice actual
$I_a$	Índice base
$i$	Tasa de interés
$jf$	Factor de fricción en los tubos
$k$	Conductividad térmica [W/m K]
$LMTD$	Diferencia temperatura media logarítmica [°C]
$L$	Longitud de los tubos [m]
$m$	Flujo másico [kg/s]
$n$	Número de pasos de tubos
$N_p$	Número de pasos
$N_t$	Número de tubos
$ODP$	Potencial de agotamiento del ozono
$P$	Presión [Mpa]
$P^*$	Presión [Bar]
$P_c$	Presión crítica [Bar]
$PPTD$	Diferencia de temperaturas del punto "pinch" [°C]
$Q$	Flujo de calor [W]
$q$	Flujo de calor por unidad de área [W/m <sup>2</sup> ]
$Re$	Número de Reynolds
$T$	Temperatura [°C]
$t$	Promedio de temperatura [°C]
$TL$	Vida técnica [años]
$U$	Coefficiente global de transferencia [W/m <sup>2</sup> K]
$u_t$	Velocidad lineal del fluido [m/s]
$v$	Velocidad del fluido [m/s]
$W$	Trabajo [ W]

## Letras Griegas

$\eta$	Eficiencia
$\mu$	Viscosidad [kg/m s]
$\rho$	Densidad del fluido [kg/m <sup>3</sup> ]
$\Delta P$	Caída de presión [Pa]
$\Gamma_h$	Carga del tubo horizontal [kg/s m]
$\Delta T$	Diferencia de temperaturas [°C]

## Sub-Indicies

$1, 2, 2s, 2vs, 3, 4, 4s, 4ls,$	Puntos de estado
$o$	Inicial
$C$	Condensador
$F$	Flujo
$cw$	Agua de enfriamiento
$cwi$	Agua de enfriamiento a la entrada
$cwo$	Agua de enfriamiento a la salida
$ci$	Entrada del fluido frío
$co$	Salida del fluido frío
$E$	Evaporador
$G$	Generador
$Geo$	Geofluido
$Gross$	Neto
$hi$	Entrada del fluido caliente
$ho$	Salida del fluido caliente
$hwi$	Agua caliente a la entrada
$hwo$	Agua caliente a la salida
$in$	Entrada
$L$	Líquido
$o, Cal$	Primer cálculo
$o, Supp$	Primer suposición
$OT$	1 tubo
$out$	Salida
$p$	Bomba
$PH$	Pre-calentador
$ppe$	Punto "Pinch" evaporador
$ppc$	Punto "Pinch" condensador
$STHX$	Intercambiador de Tubo&Carcasa
$T$	Turbina
$t$	Tubos
$TCS$	Área de sección transversal
$V$	Vapor
$w$	Pared
$wf$	Fluido de trabajo

## BIBLIOGRAFÍA

- [1] MASSACHUSETTS INSTITUTE OF TECHNOLOGY (MIT). The future of geothermal energy: Impact of enhanced geothermal systems (EGS) on the United States in the 21<sup>st</sup> century. (2006). Disponible en: <[www.geothermal.inel.gov](http://www.geothermal.inel.gov)>.
- [2] ECOPETROL S.A. Carta petrolera N° 124 Octubre-Diciembre del 2010: Aguas de producción de Castilla. {En Línea}. {El 15 de marzo del 2012} disponible en: <[http://www.ecopetrol.com.co/especiales/carta\\_petrolera124/produccion.htm](http://www.ecopetrol.com.co/especiales/carta_petrolera124/produccion.htm)> }
- [3] COBOS Juan Carlos. Información acerca de especificaciones técnicas para realizar prueba geotermica de baja entalpía en la estación Castilla II. {Correo electrónico}. Mensaje enviado a: Jesús David ARRIETA. 10 de Noviembre de 2011. {citado el 17 de Noviembre de 2011}. Comunicación personal.
- [4] ORGANIC RANKINE CYCLE TECHNOLOGY. Pratt and Whitney Power Systems. Manual {En Línea} disponible en: <<http://www.pw.utc.com/>>.
- [5] VÉLEZ Fredy, SEGOVIA José J., MARTÍN M. Carmen, ANTOLÍN Gregorio, CHEJNE Farid, QUIJANO Ana. A technical, economical and market review or organic Rankine cycles for the conversion of low-grade heat for power generation. En: Renewable and Sustainable Energy Reviews. Vol.,16(2012); 4175-4189.
- [6] MAIZZA V, MAIZZA A. Working fluids in non-steady flows for waste energy recovery systems. En: Applied Thermal Engineering. Vol.,16 (1996); 579-590.
- [7] YAMAMOTO T, FURUHATA T, ARAI N, MORI K. Design and testing of organic Rankine cycle. En: Energy. Vol., 26 (2001); 239-251.

[8] U.S. ENVIRONMENTAL PROTECTION AGENCY CLASS I OZONE-DEPLETING SUBSTANCES. {En Linea}. {El 3 de abril del 2012} disponible en: <[www.epa.gov/ozone/science/ods/classone.html](http://www.epa.gov/ozone/science/ods/classone.html)>

[9] SALEH B., KOGLBAUER G., WENDLAND M., FISCHER J. Working fluids for low-temperature Organic Rankine Cycles. En: Energy. Vol., 32 (2007); 1210-1221.

[10] SMITH J. M., VAN NESS H. C., ABBOTT M. M. Introducción a la termodinámica en Ingeniería Química. 7<sup>ma</sup> Edición. Mc Graw Hill, 2007. Cap 8.

[11] FIASCHI Daniele, MANFRIDA Giampaolo, Francesco Maraschiello. Thermo-fluid dynamics preliminary design of turbo-expanders for ORC cycles. En: Applied Energy. Vol., 97(2012); 601-608.

[12] SELBAS Resat, KIZILKAN Önder, REPPICH Marcus. A new design approach for shell-and-tube heat exchangers using genetic algorithms from economic point of view. En: Chemical Engineering and Processing. Vol., 45(2006); 268-275.

[13] MCNEIL D.A., BAMARDOUF K., BURNSIDE B.M. Tho-dimensional flow modeling of a thin slice kettle reboiler. En: International Journal of Heat and Mass Transfer. Vol., 54(2011);1907-1923.

[14] CHEN, J.J.J. Letter to the Editor: Comments on improvement on a replacement for the logarithmic mean. En: Chemical Engineering Science. Vol., 42(1987); 2488-2489.

[15] PATERSON. W. R. Areplacement for the logaritmic mean. En: Chemical Engineering Science. Vol., 39 (1984), 1635-1636.

[16] RAVAGNANI Mauro A.S.S CABALLERO SUÁREZ José A. Redes de intercambiadores de calor. Publicaciones Universidad de Alicante. Pag. 190.

[17] QUOILIN Sylvain. An introduction to thermodynamics applied to Organic Rankine Cycles. STG International. MIT. November 2008.

[18] Chemical Engineering Magazine, Business & Economics, Economic Indicators {En Linea}. {15 de febrero del 2012} disponible en : <[http://www.che.com/business and economics/economic indicators.html](http://www.che.com/business_and_economics/economic_indicators.html)>. .

[19] HALL S. G., AHMAD S., SMITH R. Capital costo targets for heat exchanger networks comprising mixed materials of construction, pressure ratings and exchanger types. En: Computers chem. Engng. Vol., 14 No 3(1990); 319-335.

[20] TOWLER Gavin, SINNOTT Ray. Chemical engineering design principles: Practice and economics of plant and process design. San Diego, California: ELSEVIER Butterworth-Heinemann, 2008. Cap. 6.

[21] SAURET Emilie, ROWLANDS Andrew S. Candidate radial-inflow turbines and high-density working fluids for geothermal power systems. En: Energy. Vol., 36 (2011); 4460-4467.

[22] WALAS Satanley M. Chemical Process Equipment Selection and Design. 2<sup>nd</sup> Edition. Washington: Butterworth-Heinemann, 2010. Series in Chemical Engineering.

[23] The NEOS Server. Disponible en: <[www.neos-server.org/neos/](http://www.neos-server.org/neos/)>.

[24] COBOS Juan Carlos. Información acerca especificaciones técnicas para el montaje de una torre enfriamiento en el campo Castilla II. [Correo electrónico]. Mensaje enviado a: Jesús David ARRIETA. 7 de Febrero de 2012. [citado el 14 de Febrero de 2012]. Comunicación personal.

[25] MADHAWA H.D., HETTIARACHCHI, GOLUBOVIC Mihajlo, WOREK William M., IKEGAMI Yasuyuki. Optimum Design criteria for an Organic Rankine cycle using low-temperature geothermal heat sources. En: Energy. Vol., 32 (2007); 1698-1706.

[26] GUO T., WANG H. X., ZHANG S.J., Fluids and parameters optimization for a novel cogeneration system driven by low-temperature goethermal sources. En: Energy. Vol., 36 (2011); 2639-2649.

[27] SHENGJUN Zhang, HUAIXIN Wang, TAO Guo. Performance comparasion and parametric optimization of subcritical Organic Rankine Cycle (ORC) and transcritical power cycle system for low-temperature goethermal power generation. En: Applied Energy. Vol., 88 (2011); 2740-2754.

[28] MARCUCCILLI Frédéric, ZOUAGHI Amuel. Radial Inflow turbines for Kalina and organic Rankine cycles. En: Proceedings European Geothermal Congress (Unterhaching, Germany, 30 May-1June 2007).

[29] KOSMADAKIS G., MANOLAKOS D., PAPADAKIS G. Simulation and economic analysis of a CPV/thermal system coupled with an organic Rankine cycle for increased power generation. En: Solar Energy. Vol., 85 (2011); 308-324.

[30] GUO T., WANGS H.X, ZHANG S.J. Selection of working fluid for a novel low-temperature geothermally-powered ORC based cogeneration system. En: Energy Conversion and Management. Vol., 52 (2011); 2384-2391.

[31] SCHUSTER A, KARELLAS S, KAKARAS E, SPLIETHOFF H. Energetic and economic investigation of organic Rankine cycle applications. En: Applied Thermal Engineering. Vol., 29 (2009); 1809-1817.

[32] KARL J., Decentralised Energy Systems, New Technologies in Liberalised Energy Market (Dezentrale Energiessysteme, Neue Technologien mi liberalisierten Energiemarkt), Oldenbourg Verlag, München, 2004 (en Alemania).

[33] GONZÁLES Hernán. Precios de la energía eléctrica en Colombia: En :El Espectador {En línea}. Publicado el 24 de enero de 2012. Disponible en: <<http://www.elespectador.com/impreso/opinion/columna-322779-precios-de-energia-electrica-colombia> > {citado el 7 de Marzo del 2012}.

[34] CHEN Huijuan, YOGI GOSWAMI D., STEFANAKOS Elias K. A review of thermodynamics cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat. En: Renewable and Sustainable Energy Reviews. Vol., 14 (2010); 3059-3067.

[35] GUERRA FERNÁNDEZ Omar José. Formulação de modelos de processo para planejamento da produção em refinarias de petróleo. São Paulo, 2009. Paulo Para obtenção do título de mestre em Engenharia, Dissertação apresentada à Escola Politécnica da Universidade de São Paulo.

[36] DIPIPO Ronald. Geothermal Power plants: Principles, applications, case studies and environmental impact. 3<sup>rd</sup> Edition. Waltham. Butterworth-Heinemann ELSEVIER 2012. Cap 8.

[37] TUBULAR EXCHANGER MANUFACTURES ASSOCIATION, Inc (TEMA). {En Línea}. {El 23 de mayo del 2012} disponible en: <<http://www.tema.org/>>

[38] TOWLER Gavin, SINNOTT Ray. Chemical engineering design principles: Practice and economics of plant and process design. San Diego, California: ELSEVIER Butterworth-Heinemann, 2008. Cap. 12.

[39] PITTS, D.R., SISSOM L.E.. 1000 Solved problems in heat transfer, Schaum's Outline Series, McGraw-Hill, New York, 1991.

[40] INCROPERA, F.P., D.P. DeWitt. Fundamentals of heat and mass transfer, 4<sup>th</sup> Edition. Jhon Wiley & Sons, New York, 1996.

[41] U.S. ENERGY INFORMATION ADMINISTRATION {En Linea}. {El 3 mayo del 2012} disponible en: < [www.eia.gov](http://www.eia.gov) > .

## ANEXOS

### Anexo A. Propiedades de Algunos Fluidos Orgánicos.

**Tabla A1. Propiedades termodinámicas y físicas de algunos fluidos de trabajo Chen[34].**

Fluido	Peso Molecular (kg/mol)	Tc(K)	Pc(MPa)	Calor Latente L (kJ/kg)	(ds/dT) (kJ/kg K <sup>2</sup> )
R-21	102,92	451,48	5,18	216,17	-0,78
R-22	86,47	369,3	4,99	158,46	-1,33
R-23	70,01	299,29	4,83	89,69	-6,49
R-32	52,02	351,26	5,78	218,59	-4,33
R-41	34,03	317,28	5,9	270,04	-7,2
R-116	138,01	293,03	3,05	30,69	-5,54
R-123	152,93	456,83	3,66	161,82	0,26
R-124	136,48	395,43	3,62	132,97	0,26
R-125	120,02	339,17	3,62	81,49	-1,08
R-134a	102,3	374,21	4,06	155,42	-0,39
R-141b	116,95	477,5	4,21	215,13	0
R-142b	100,5	410,26	4,06	185,69	0
R-143a	84,04	345,86	3,76	124,81	-1,49
R-152a	66,05	386,41	4,52	249,67	-1,14
Etano	30,07	305,33	4,87	223,43	-8,28
R-218	188,02	345,02	2,64	58,29	0,45
R-227ea	170,03	375,95	3	97,14	0,76
R-236ea	152,04	412,44	3,5	142,98	0,76
R-245ea	134,05	447,57	3,93	188,64	0,6
R-245fa	134,05	427,2	3,64	177,08	0,19
HC-270	42,08	398,3	5,58	366,18	-1,54
Propano	44,1	369,83	4,25	292,13	-0,79
R-C318	200,03	388,38	2,78	93,95	1,05
R-3-1-10	238,03	386,33	2,32	77,95	1,32
FC-4-1-12	288,03	420,56	2,05	86,11	1,56
Butano	58,12	425,13	3,8	336,82	1,03
Isobutano	58,12	407,81	3,63	303,44	1,03
Pentano	72,15	469,7	3,37	349	1,51
Amoniaco	17,03	405,4	11,33	1064,38	-10,48
Agua	18	647,1	22,06	2391,79	-17,78
Dioxido de Carbono	44,01	304,13	7,38	167,53	-8,27
Propano	42,08	365,57	4,66	284,34	-1,77
Propino	40,06	402,38	5,63	431,61	-1,87
Benceno	78,11	562,05	4,89	418,22	-0,7

## Anexo B. Procedimiento para la estimación de parámetros de modelos polinomiales<sup>[35]</sup> (correlaciones polinomiales).

El polinomio de 2<sup>do</sup> grado de una sola variable independiente se muestra en la ecuación (B1).

$$y = \theta_0 + \theta_1 x + \theta_2 x^2 + \dots + \theta_m x^m = \sum_{i=0}^m \theta_i x^i \quad (\text{B1})$$

Adicionalmente se presenta el polinomio de 2<sup>do</sup> grado para dos variables dependientes se expresa mediante la ecuación (B2).

$$y = \theta_0 + \sum_{i=1}^n \theta_i x_i + \sum_{i=1}^n \theta_{i,i} x_i x_i + \sum_{i=1}^n \sum_{j>1}^n \theta_{i,j} x_i x_j \quad (\text{B2})$$

Donde:

$\theta_i, \theta_{i,i}, \theta_{i,j}$  Parámetros de correlación

$x, x_i, x_j$  Variables independientes

$y$  Variable dependiente en cada correlación

El método de ajuste adoptado fue el de mínimos cuadrados (minimizar la suma de errores cuadráticos medios entre las predicciones usando la correlación polinomial y los datos experimentales o simulados). La definición de suma de errores cuadráticos medios se presenta en la ecuación (B3).

$$\min S(\theta) = \sum_{i=1}^r (y_i^{cal} - y_i^{exp})^2 = (Y - X\theta)'(Y - X\theta) \quad (\text{B3})$$

Donde:

$y_i^{cal}$  Valor de la variable dependiente

$y_i^{exp}$  Valor calculado de la variable dependiente

$Y$  Vector de datos experimentales para la variable dependiente y

$X$  Matriz de variables independientes

$\theta$  Vector de parámetros

$S(\theta)$  Suma de errores cuadráticos medios

Los parámetros  $\theta_i$  pueden ser obtenidos mediante la ecuación (B4).

$$\theta = (X'X)^{-1}X'Y \quad (B4)$$

$$y = X\theta \quad (B5)$$

Los términos de (B4) son: Vector Y, Matriz de primer orden (n=1), Matriz de

$$Y = \begin{bmatrix} y_1 \\ y_2 \\ y_3 \\ \dots \\ y_n \end{bmatrix} \quad X = \begin{bmatrix} 1 & x_{1,1} & x_{1,1}^2 \\ 1 & x_{1,2} & x_{1,2}^2 \\ 1 & x_{1,3} & x_{1,3}^2 \\ \dots & \dots & \dots \\ 1 & x_{1,n} & x_{1,n}^2 \end{bmatrix} \quad X = \begin{bmatrix} 1 & x_{1,1} & x_{1,1}^2 & x_{2,1} & x_{2,1}^2 \\ 1 & x_{1,2} & x_{1,2}^2 & x_{2,2} & x_{2,2}^2 \\ 1 & x_{1,3} & x_{1,3}^2 & x_{2,3} & x_{2,3}^2 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 1 & x_{1,n} & x_{1,n}^2 & x_{2,n} & x_{2,n}^2 \end{bmatrix}$$

segundo orden (n=2)

**Tabla B1. Estimación de parámetros en modelos polinómicos.**

Prop. Termo/ $\theta_i$	$\theta_0$	$\theta_1$	$\theta_2$	$\theta_3$	$\theta_4$	R <sup>2</sup>
T <sub>1</sub> =T <sub>1</sub> (P <sub>1</sub> )	24,405787	88,354988	-22,806372			0,999
h <sub>1</sub> =h <sub>1</sub> (P <sub>1</sub> )	422,58085	64,321188	- 18,703			0,999
s <sub>1</sub> =s <sub>1</sub> (P <sub>1</sub> )	1,7457701	0,0544037	-0,0146619			0,999
h <sub>2s</sub> =h <sub>2s</sub> (P <sub>2</sub> ,s <sub>1</sub> )	393,10785	263,19601	0,0463461	0,7721237	-0,1608375	≈1
T <sub>2s</sub> =T <sub>2s</sub> (h <sub>2s</sub> )	-449,62067	1,1034482	9,91E-011			≈1
T <sub>2</sub> =T <sub>2</sub> (P <sub>2</sub> ,h <sub>2</sub> )	- 112,08984	159,9125	-91,836328	0,0327011	0,0006106	≈1
s <sub>2</sub> =s <sub>2</sub> (h <sub>2</sub> )	0,1434579	0,0037795	1,30E-012			≈1
T <sub>2vs</sub> =T <sub>2vs</sub> (P <sub>2vs</sub> )	-12,621859	324,38586	-476,37243			≈1
h <sub>2vs</sub> =h <sub>2vs</sub> (P <sub>2vs</sub> )	393,90251	259,50869	-381,09794			≈1
s <sub>2vs</sub> =s <sub>2vs</sub> (P <sub>2vs</sub> )	1,7314269	0,1946315	-0,2858235			≈1
T <sub>3</sub> =T <sub>3</sub> (P <sub>3</sub> )	-12,621859	324,38586	-476,37243			≈1
h <sub>3</sub> =h <sub>3</sub> (P <sub>3</sub> )	181,20805	444,40863	-652,63023			≈1
s <sub>3</sub> =s <sub>3</sub> (P <sub>3</sub> )	0,9411394	1,492175	-2,1913132			≈1
h <sub>4s</sub> =h <sub>4s</sub> (P <sub>4</sub> ,s <sub>4</sub> )	-99,029274	-0,0005157	0,0000357	297,92122	0,0336134	≈1
T <sub>4s</sub> =T <sub>4s</sub> (P <sub>3</sub> )	1,3620445	135,17618	146,19845			0,995
T <sub>4ls</sub> =T <sub>4ls</sub> (h <sub>4ls</sub> )	-148,44298	0,745614	-2,02E-012			≈1
s <sub>4</sub> =s <sub>4</sub> (h <sub>4ls</sub> )	0,2838124	0,0035599	-9,62E-015			≈1
T <sub>4</sub> =T <sub>4</sub> (P <sub>4</sub> )	24,405787	88,354988	-22,806372			≈1
h <sub>4</sub> =h <sub>4</sub> (P <sub>4</sub> )	227,60868	132,53248	-34,209558			≈1
s <sub>4</sub> =s <sub>4</sub> (P <sub>4</sub> )	0,5116167	0,0027167	-1,44E-016			≈1

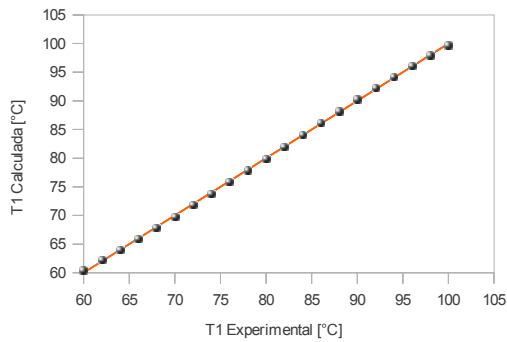
Para una sola variable independiente y para dos variables dependientes tenemos las expresiones (B6) y (B7) respectivamente.

$$Y = \theta_0 + \theta_1 X + \theta_2 X^2 \quad (B6)$$

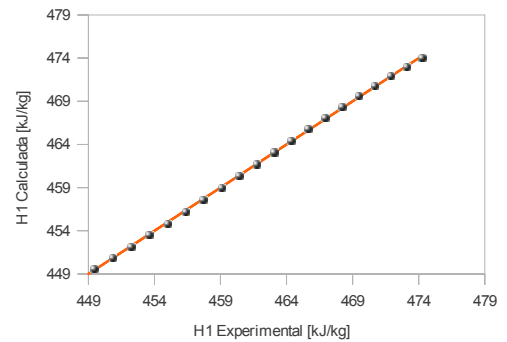
$$Y = \theta_0 + \theta_1 X_1 + \theta_2 X_1^2 + \theta_3 X_2 + \theta_4 X_2^2 \quad (B7)$$

A seguir se presentan las gráficas de paridad para las variables dependientes.

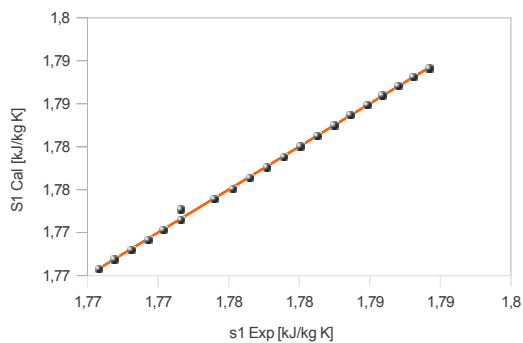
**Figura B1. Gráfica de paridad  $T_1$  Calculada vs  $T_1$  Experimental**



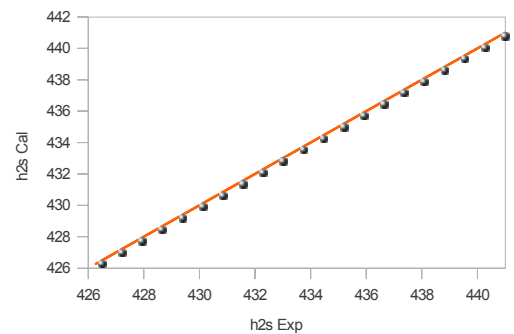
**.Figura B2. Gráfica de paridad  $h_1$  Calculada vs  $h_1$  Experimental**



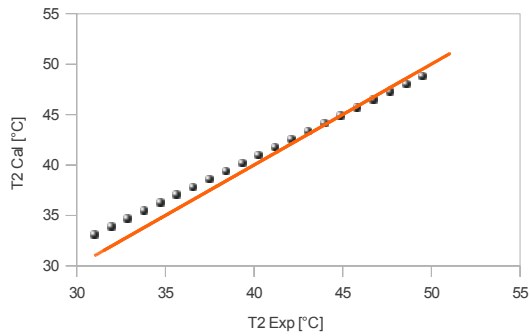
**Figura B3. Gráfica de paridad  $s_1$  Calculada vs  $s_1$  Experimental**



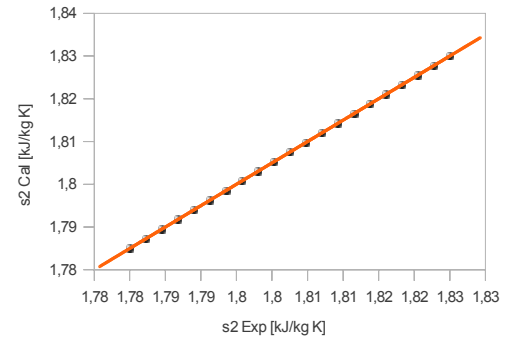
**Figura B4. Gráfica de paridad  $h_{2s}$  Calculada vs  $h_{2s}$  Experimental.**



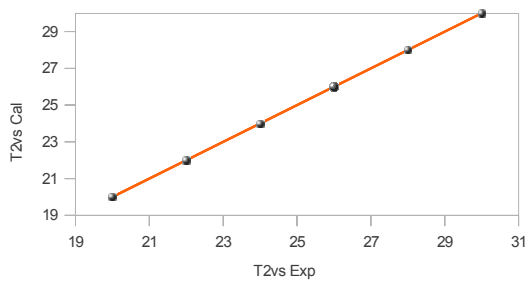
**Figura B5. Gráfica de paridad  $T_2$  Calculada vs  $T_2$  Experimental.**



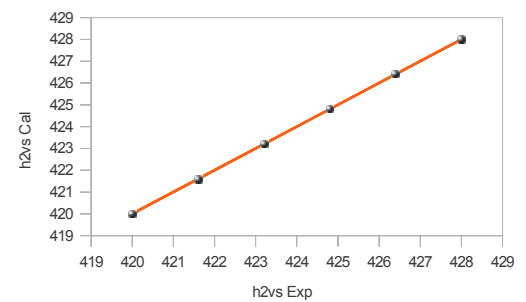
**Figura B6. Gráfica de paridad  $s_2$  Calculada vs  $s_2$  Experimental.**



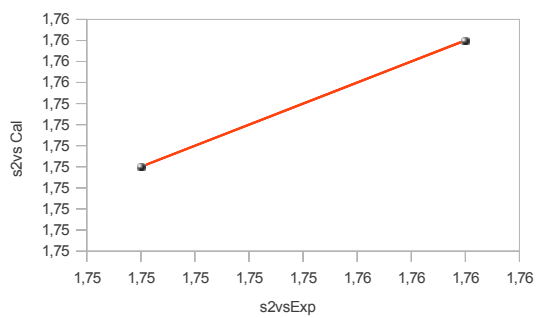
**Figura B7. Gráfica de paridad  $T_{2vs}$  Calculada vs  $T_{2vs}$  Experimental.**



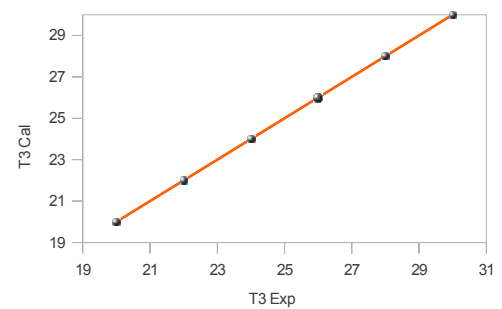
**Figura B8. Gráfica de paridad  $h_{2vs}$  Calculada vs  $h_{2vs}$  Experimental.**



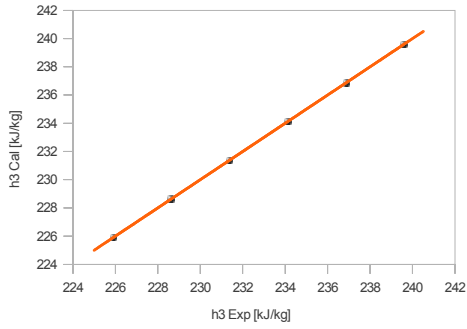
**Figura B9. Gráfica de paridad  $s_{2vs}$  Calculada vs  $s_{2vs}$  Experimental.**



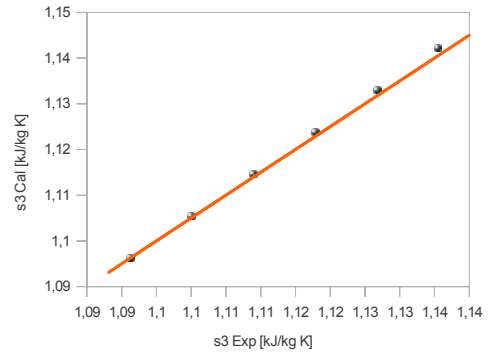
**Figura B10. Gráfica de paridad  $T_3$  Calculada vs  $T_3$  Experimental.**



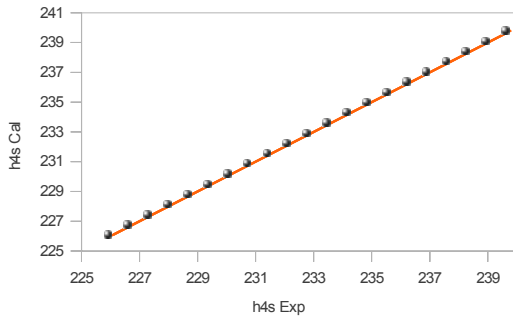
**Figura B11. Gráfica de paridad  $h_3$  Calculada vs  $h_3$  Experimental.**



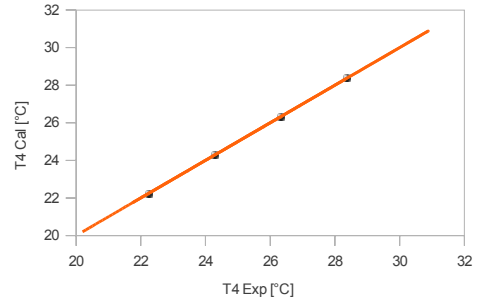
**Figura B12. Gráfica de paridad  $s_3$  Calculada vs  $s_3$  Experimental**



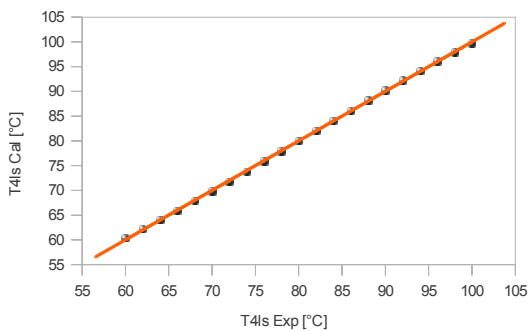
**Figura B13. Gráfica de paridad  $h_{4s}$  Calculada vs  $h_{4s}$  Experimental.**



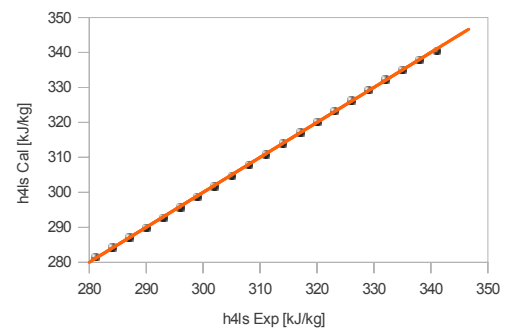
**Figura B14. Gráfica de paridad  $T_4$  Calculada vs  $T_4$  Experimental.**



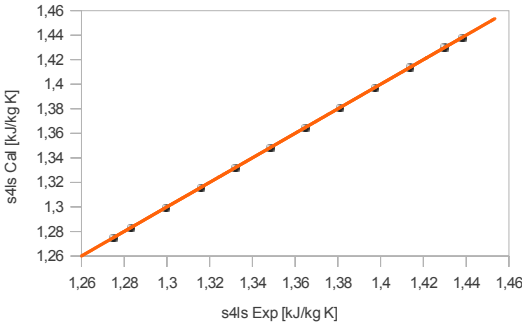
**Figura B15. Gráfica de paridad  $T_{4ls}$  Calculada vs  $T_{4ls}$  Experimental.**



**Figura B16. Gráfica de paridad  $h_{4ls}$  Calculada vs  $h_{4ls}$  Experimental.**



**Figura B17. Gráfica de paridad  $s_{4Is}$  Calculada vs  $s_{4Is}$  Experimental.**



**Anexo C. Procedimiento para establecer los estados termodinámicos en un ciclo de orgánico de Rankine<sup>[36]</sup>.**

*Estado 1:* Vapor saturado a una presión dada  $P_1$ : Se obtiene  $s_1$  y  $h_1$ .

*Estado 2:* Salida de la Turbina al estado real (2): Se debe encontrar primero el estado de salida isentrópico.

*Estado 2<sub>s</sub>:* Estado isentrópico a la salida de la turbina:  $s_{2s}=s_1$ ,  $P_2=P_{\text{sat}}$  para  $T_{2ls}$  y se obtiene  $h_{2s}$  por medio del polinomio para este estado.

*Estado 2:* Usando la definición de la eficiencia de turbina ecuación (3), se puede encontrar  $h_2$ .

*Estado 2<sub>ls</sub>:* Vapor saturado a  $T_{2ls}$  se obtiene  $s_{2ls}$  y  $h_{2ls}$ .

*Estado 3:* Líquido saturado a  $T_{2ls}$  se obtienen  $v_3$  y  $h_4$ . El volumen específico puede ser usado como buena aproximación para encontrar la entalpía en el estado 4<sub>s</sub>

*Estado 4:* Estado real de la salida de la Bomba; es necesario encontrar primero el estado isentrópico.

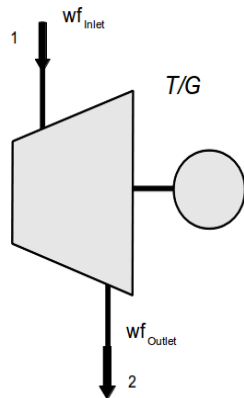
*Estado 4<sub>s</sub>:* Estado isentrópico a la salida de la bomba:  $P_{4s}=P_1$ . Porque el líquido es casi incompresible (Densidad constante) en un alto grado de precisión, el valor de  $h_{4s}$  puede ser encontrado por la siguiente expresión:  $h_{4s} \approx h_3 + v_3(P_{4s} - P_3)$ .

*Estado 4:* La definición de eficiencia de la bomba es similar a la de la turbina a diferencia que el numerador es el trabajo isentrópico y el denominador es el trabajo real (ecuación 16). Por ende se encuentra  $h_4$ .

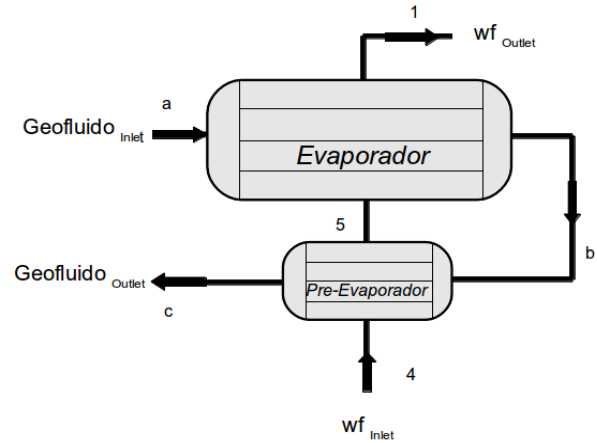
*Estado 4<sub>vs</sub>:* Vapor saturado a  $P_{4vs}$  lo cual permite encontrar  $h_{4vs}$

**Anexo D. Procesos que conforman un ciclo orgánico de Rankine.**

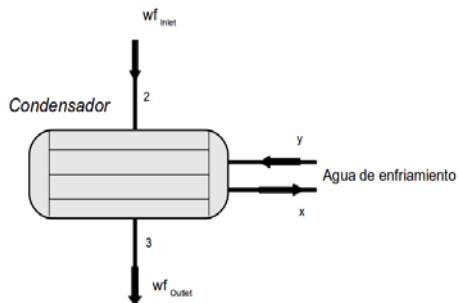
**Figura D1. Turbina y generador para un ciclo orgánico de Rankine.**



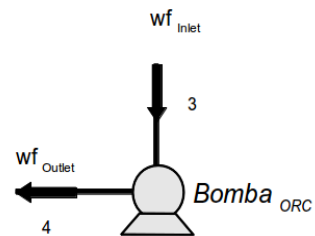
**Figura D2. Precalentador y Evaporador.**



**Figura D3. Condensador con agua de enfriamiento.**



**Figura D4. Bombeo del condensado.**



## Anexo E. Estimación del coeficiente global de transferencia de calor (U).

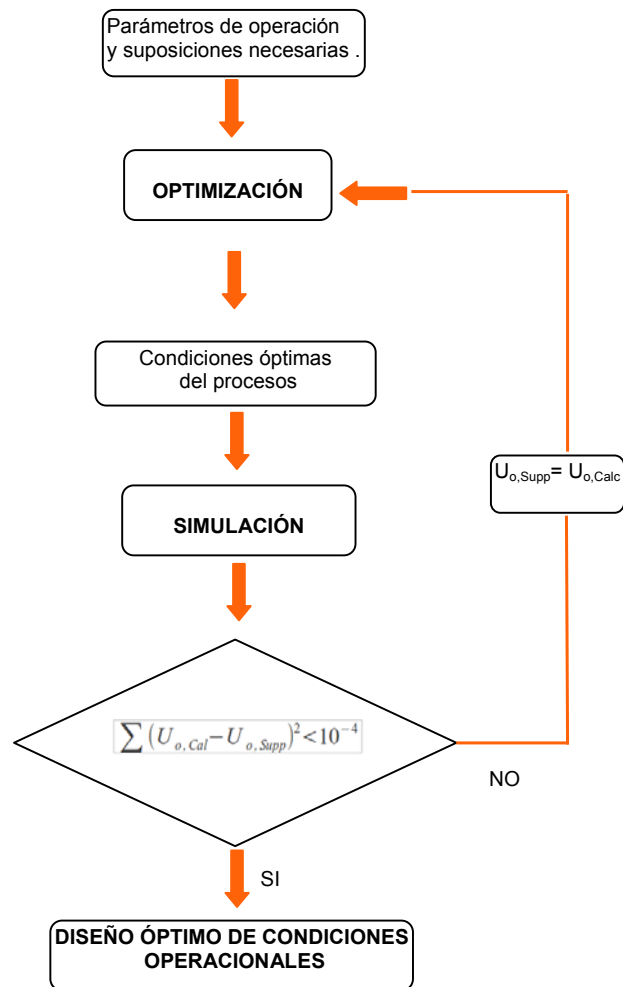


Figura E1. Optimización y simulación para un ciclo orgánico de Rankine.

Mediante las siguientes ecuaciones se puede estimar el coeficiente global de transferencia de calor.

$$\frac{1}{U_0} = \frac{1}{h_0} + \frac{1}{h_{od}} + \frac{d_0 \ln\left(\frac{d_0}{d_i}\right)}{2k_w} + \frac{d_0}{d_i} \left(\frac{1}{h_{id}}\right) + \frac{d_0}{d_i} \left(\frac{1}{h_i}\right) \quad (E1)$$

En el caso de evaporación los coeficientes  $h_0$  y  $h_i$  se calculan mediante la correlaciones de Mostinski (1963) y Eagle & Ferguson (1930)

$$h_o = 0,104 (P_C)^{0,69} (q)^{0,7} \left[ 1,8 \left(\frac{P'}{P_C}\right)^{0,17} + 4 \left(\frac{P'}{P_C}\right)^{1,2} + 10 \left(\frac{P'}{P_C}\right)^{10} \right] \quad (E2)$$

$$h_i = \frac{4200 (1,35 + 0,02 T) u_t^{0,8}}{d_i^{0,2}} \quad (E3)$$

Donde:

$$u_t = \frac{G_p}{\rho_{agua}} \quad (E4)$$

$$G_p = \frac{m_{fluido}}{A_F} \quad (E5)$$

$$A_F = (n) (A_{TCS} \square 10^{-6}) \quad (E6)$$

$$n = \frac{N_t}{N_p} \quad (E7)$$

$$A_{TCS} = \left(\frac{\pi}{4}\right) (d_i)^2 \quad (E8)$$

$$N_t = \frac{A_{HX}}{A_{OT}} \quad (E9)$$

$$A_{OT} = L d_o \pi \quad (E10)$$

$$d_i = 0,8 d_o \quad (E11)$$

Las medidas estándares del  $d_o$  se presentan en la Tabla E1 y los valores de la longitud de tubos  $L$  maneja un rango de 1,83-7,22m.

A medida que aumenta el valor de la longitud de los tubos, el diámetro de la

carcasa aumenta y por ende disminuye el área de la misma, obtenido así un costo menor del intercambiador de calor.

**Tabla E1. Valores de  $d_o$  [37]**

Diámetro de salida de tubos $d_o$ (mm)
16
20
25
30
38
50

Para el caso de la condensación, se utiliza el método de Kern(1950)

$$(h_o)_c = 0,95 k_L \left[ \frac{\rho_L (\rho_L - \rho_V) g}{\mu_L \Gamma_h} \right]^{1/3} N_r^{-1/6} \quad (E12)$$

$$\text{Donde: } \Gamma_h = \frac{m_{\text{fluido}}}{L N_t} \quad (E13)$$

$N_r$  puede ser despreciado para bajas viscosidades del condensado.

### Caídas de presión

La caída de presión en el lado de los tubos se representa por la ecuación (E14).

$$\Delta P_t = N_p [8 j_f \left( \frac{L}{d_i} \right) \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{-m} + 2,5] \frac{\rho u_t^2}{2} \quad (E14)$$

$j_f$  se obtiene de la Fig. E2

$m = 0,25$  para flujo laminar ,  $Re < 2100$ ;

$m = 0,14$  para flujo turbulento,  $Re > 2100$ .

Donde el número de Reynolds:

$$Re_t = \frac{\rho_t v_t d_i}{\mu_t} \quad (E15)$$

Para validar las caídas de presión se debe tener en cuenta la viscosidad de fluido

a tratar.

### Líquidos

Viscosidad  $< 1 \text{ mNs/m}^2$  se tiene que la caída de presión es de  $35 \text{ kN/m}^2$

$1 < \text{Viscosidad} < 10 \text{ mNs/m}^2$  se tiene que la caída de presión está ente  $50\text{-}70 \text{ kN/m}^2$

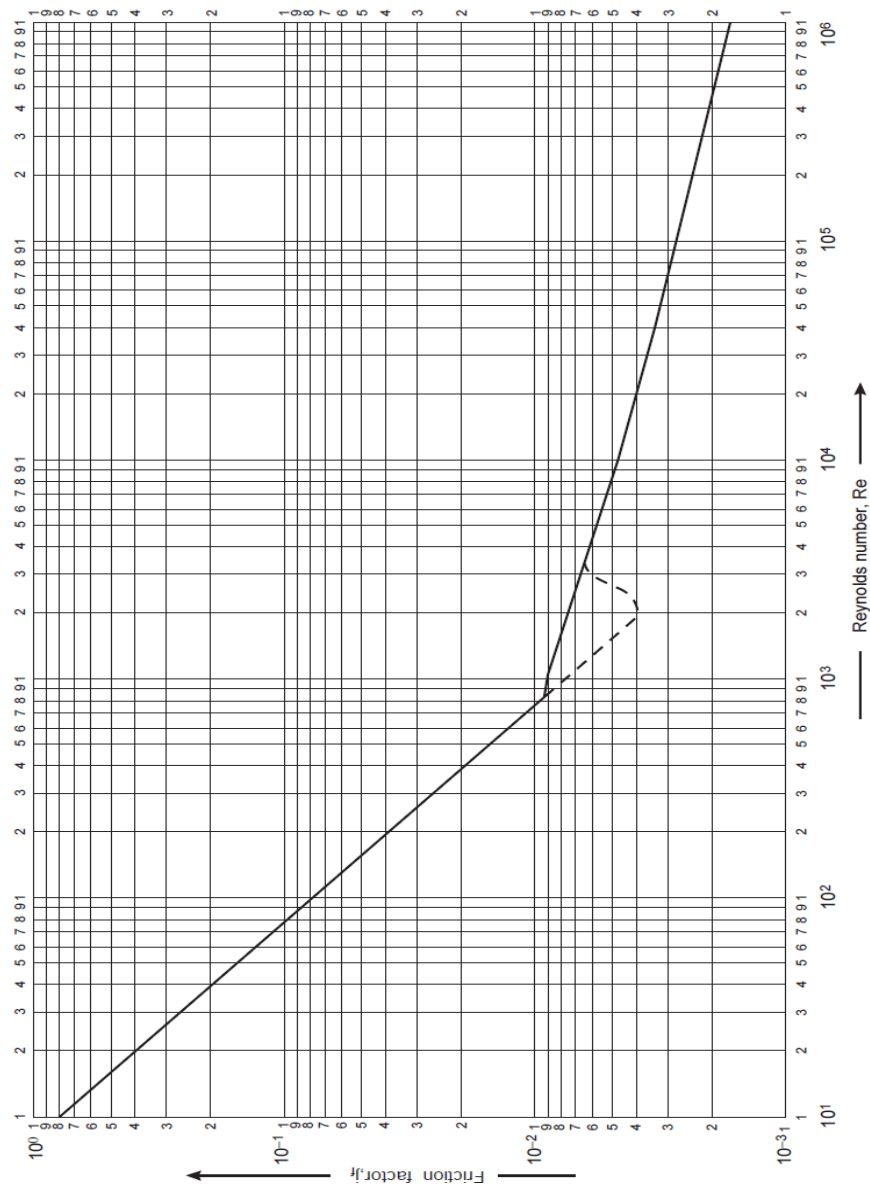


Figura E2. Factor de fricción en los tubos. Fuente: Towler<sup>[38]</sup>.

**Valores típicos de coeficientes globales de transferencia y factores de ensuciamiento para algunos fluidos.**

En las siguientes tablas se muestran los valores típicos de ensuciamiento para diferentes fluidos, valores aproximados de los coeficientes globales de transferencia de calor y su posterior cálculo iterativo.

**Tabla E2. Factores de ensuciamiento (Coeficientes) para algunos fluidos[38].**

<b>Fluido</b>	<b>Coeficiente (W/m<sup>2</sup> °C)</b>	<b>Factor (Resistencia) (m<sup>2</sup> °C/W)</b>
Agua de río	3000-12000	0,0003-0,0001
Agua de mar	1000-3000	0,001-0,0003
Agua de enfriamiento (Torres)	3000-6000	0,0003-0,00017
Agua de ciudad (Blanda)	3000-5000	0,0003-0,0002
Agua de ciudad (Dura)	1000-2000	0,001-0,0005
Vapor de condensado	1500-5000	0,00067-0,0002
Vapor (Libre de hidrocarburos)	4000-10000	0,0025-0,0001
Vapor (Tazas de hidrocarburo)	2000-5000	0,0005-0,0002
Salmuera refrigerante	3000-5000	0,0003-0,0002
Aire y gases industriales	5000-10000	0,0002-0,0001
Gases de combustión	2000-5000	0,0005-0,0002
Vapores orgánicos	5000	0,0002
Líquidos orgánicos	5000	0,0002
Hidrocarburos livianos	5000	0,0002
Hidrocarburos pesados	2000	0,0005
Orgánicos de ebullición	2500	0,0004
Orgánicos de condensación	5000	0,0002
Fluidos de transferencia de calor	5000	0,0002
Solución de sal acuosa	3000-5000	0,0003-0,0002

**Tabla E3. Valores aproximados de U para varias simulaciones [39-40]**

<b>Fluidos</b>	<b>Coeficiente global de transferencia U</b>
	<b>W/m<sup>2</sup> °C</b>
Refrigerante (Condensación)-Agua	450-850
Refrigerante (Evaporación)-Salmuera	170-850
Refrigerante (Evaporación)-Agua	170-850

**Tabla E4. Estimación de los coeficientes globales de transferencia por medio de simulación**

<b>Iteración</b>	<b><math>\Sigma(U_{o,Cal}-U_{o,Sup})^2</math></b>	<b><math>U_{E,Cal}</math></b>	<b><math>U_E</math></b>	<b><math>U_{c,Cal}</math></b>	<b><math>U_c</math></b>
1	252450,958	1230,342	850	521,685	850
2	64821,65	980,71	1230,342	571,738	521,685
3	7127,66	896,734	980,71	563,033	571,738
4	1050,142	864,362	896,734	564,517	563,033
5	174,945	851,138	864,362	564,263	564,517
6	30,468	845,618	851,138	564,306	564,263
7	5,413	843,292	845,618	564,299	564,306
8	0,969	842,308	843,292	564,3	564,299
9	0,174	841,89	842,308	564,3	564,3
10	0,031	841,714	841,89	564,3	564,3
11	0,006	841,638	841,714	564,3	564,3
12	0,001	841,607	841,638	564,3	564,3
13	1,83E-004	841,593	841,607	564,3	564,3

## Anexo F. Cantidad de combustible fósil usado y CO<sub>2</sub> al generar 1 kWh

Estos valores depende tanto el poder calorífico como el tipo de combustible. En las siguientes tablas se presenta estos valores.

**Tabla F1. Cantidad de combustible fosil para generar 1 kWh. Fuente: EIA[41]**

<b>Combustible</b>	<b><i>a fossil fuels</i></b>
Carbón	0,4672 kg/kWh
Gas Natural	28,31685 m <sup>3</sup> /kWh

**Tabla F2. Cantidad de CO<sub>2</sub> emitido por 1 kWh para diferentes combustibles. Fuente: EIA [41]**

<b>Combustible</b>	<b><i>a co. (kg CO<sub>2</sub>/kWh)</i></b>
Carbón	
<i>Bituminous</i>	0,916256
<i>Sub-Bituminous</i>	0,952543
<i>Lignite</i>	0,961615
Gas Natural	0,508023

**Anexo G. Condiciones óptimas de operación para el ciclo orgánico de Rankine en diagramas P-h, T-s y T-h respectivamente.**

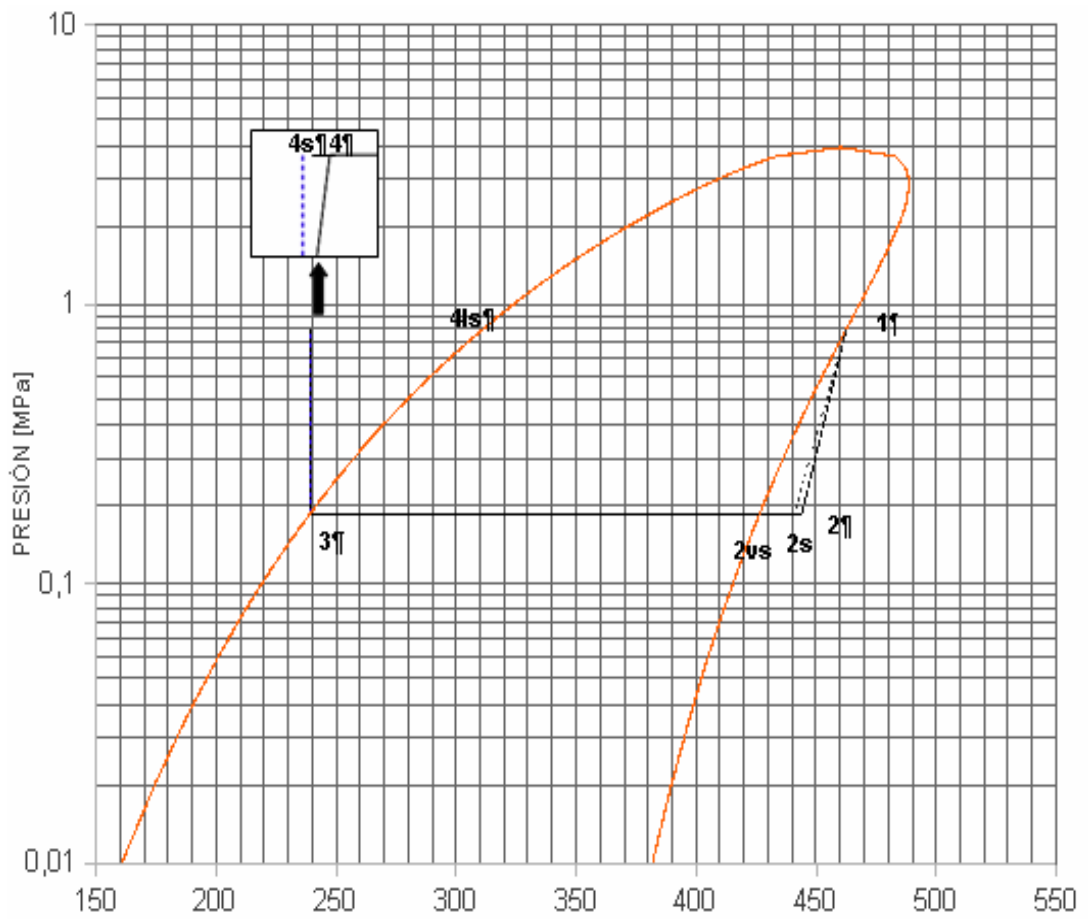


Figura G1. Diagrama P-h para el ciclo orgánico de Rankine analizado.

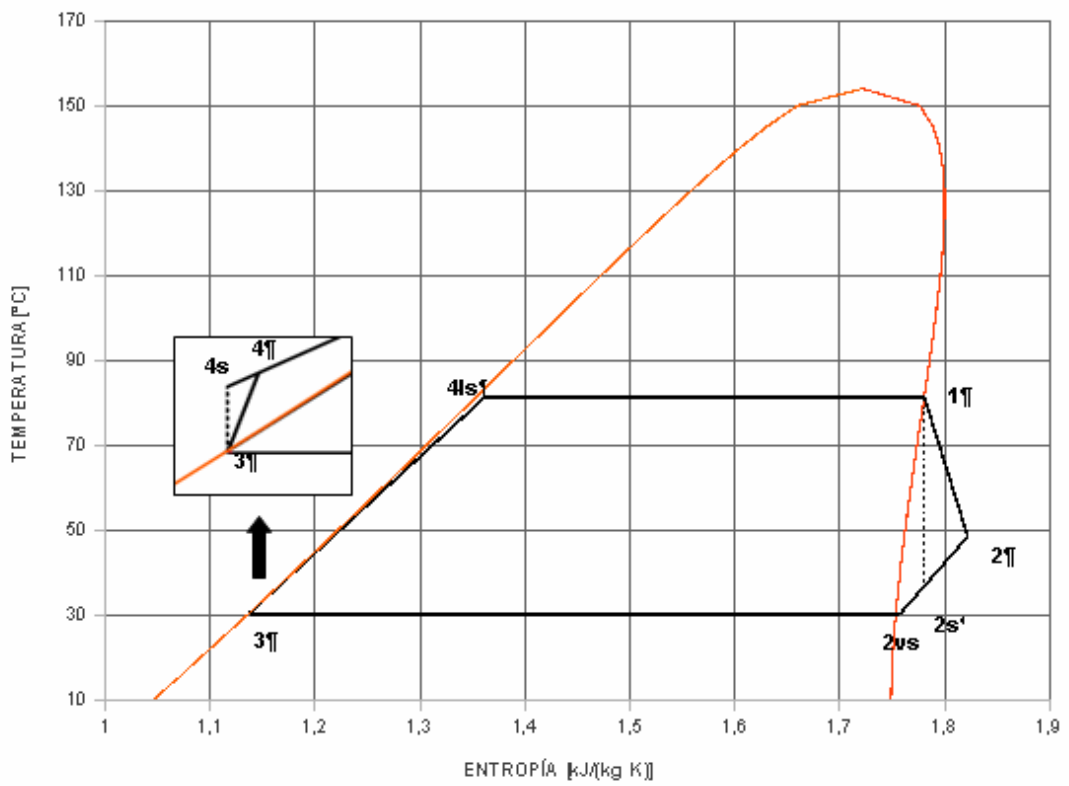


Figura G2. Diagrama T-s para el ciclo orgánico de Rankine analizado.

### R-245fa

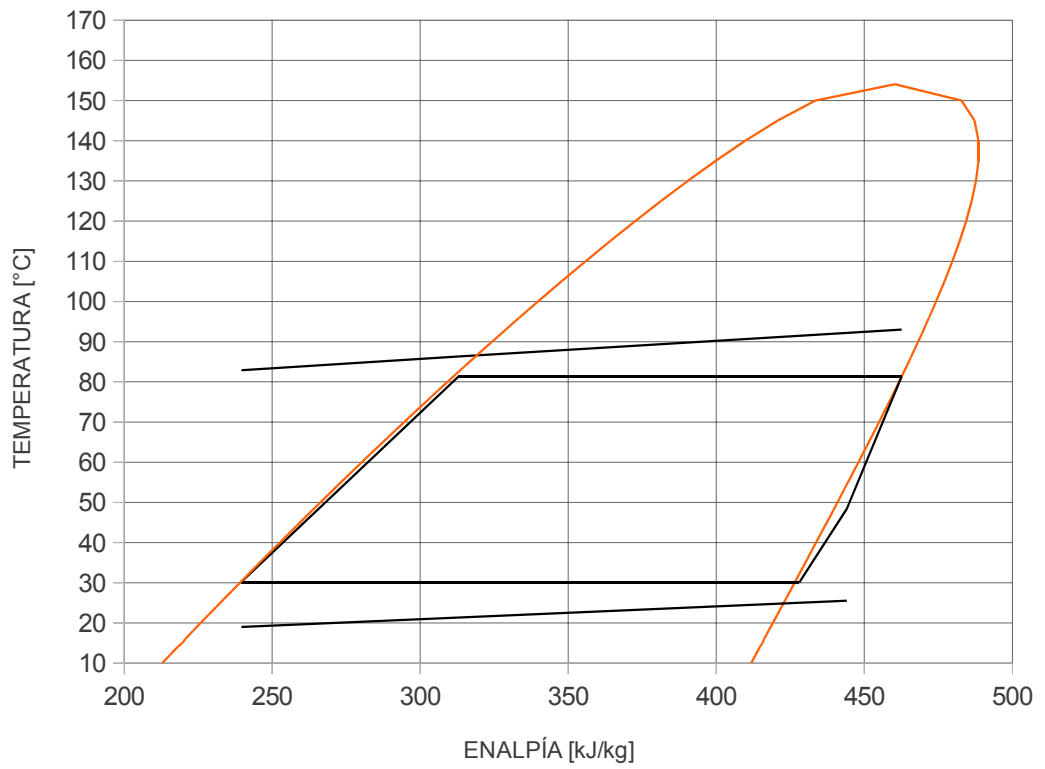


Figura G3. Diagrama T-h para el ciclo orgánico de Rankine analizado.