



UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR

FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA

ESCUELA DE POSGRADO

DIPLOMADO EN GEOTERMIA PARA AMERICA LATINA

EDICION 2016



TEMA: Diseño conceptual de un sistema hibrido integrado de
simple flash - binario para una planta geotérmica

PRESENTAN:

Edgardo Alfredo Cárcamo Palencia

Antonio José Rivera Calderón

ASESOR:

Ing. Oscar Fernando Cideos Núñez

CIUDAD UNIVERSITARIA, DICIEMBRE 2016

Diseño conceptual de un sistema híbrido integrado de simple flash - binario para una planta geotérmica

Estudiantes: Ing. Edgardo Alfredo Cárcamo Palencia¹, Ing. Antonio José Rivera Calderon²
Asesor: Ing. Oscar Fernando Cideos Núñez³
Diplomado en Geotermia para América Latina 2016

RESUMEN

Se ha desarrollado el diseño conceptual y análisis de un sistema híbrido integrado de simple flash – binario para una planta geotérmica, para esto se da inicio estableciendo el marco teórico correspondiente a ciclos de plantas geotérmoelectricas, sus componentes, funcionamiento y diagrama de operación. Se presenta el análisis termodinámico de cada uno de los componentes que componen este tipo de plantas y una descripción de la metodología utilizada en el diseño del sistema en estudio, sus variables de diseño a ser consideradas posteriormente en la simulación del funcionamiento del ciclo. Posteriormente se lleva a cabo el análisis de los gráficos obtenidos del proceso de simulación del ciclo en los cuales se estudia el comportamiento de las variables de salida del sistema, en específico, potencias realizadas por las turbinas y eficiencias de la planta para determinar los rangos de operación óptimos del sistema para la presentación de resultados, finalizando con la comparación del ciclo en estudio con un sistema de doble flash para condiciones de operación definidas para la evaluación de las ventajas operativas del ciclo en estudio respecto al ciclo en comparación.

-
1. email: edcarcamo9@hotmail.com
 2. email: eng.antorivera@gmail.com
 3. email: ocideos@gmail.com

INDICE

1. Introduccion	5
2. Planteamiento del problema.....	6
3. Objetivos.....	6
4. Marco teorico	7
4.1. Ciclos de plantas geotermicas	7
4.1.1. Plantas de simple flash.....	7
4.1.2. Plantas de doble flasheo	9
4.1.3. Ciclos binarios	10
4.2. Fluidos de trabajo	12
4.2.1. Consideraciones de salud, seguridad e impacto ambiental	12
4.2.2. Propiedades termodinámicas.	13
4.3. Ciclo de estudio	14
4.3.1. Plantas hibridas flash-binario.....	14
5. Metodologia	15
5.1. Componentes y analisis termodinamico.....	15
5.1.1. Análisis de turbina de vapor	15
5.1.2. Análisis de separador ciclónico	16
5.1.3. Análisis de intercambiadores de calor	17
5.1.4. Análisis de bomba de alimentación	18
5.2. Diseño y simulacion.....	19
6. Analisis de datos.....	20
6.1. Analisis de datos en ciclo de estudio	20
6.1.1. Trabajo de turbina – presion de entrada a la turbina	20
6.1.2. Trabajo total – presion de entrada a la turbina	21
6.1.3. Eficiencia termica – presion de entrada a la turbina	21
6.1.4. Eficiencia de utilizacion – presion de entrada a la turbina.....	22
6.1.5. Calor disponible en fluido – temperatura minima de reinyeccion	23
6.1.6. Trabajo en turbina binaria bbb – temperatura minima de reinyeccion.....	23
6.1.7. Eficiencias – temperatura minima de reinyeccion	24
6.1.8. Trabajo en turbinas binarias – presion de vaporizador	25
6.1.9. Trabajo total – presiones de vaporizacion	26
6.1.10. Trabajo total – presion de entrada a la turbina para diferentes fluidos de trabajo	27

6.1.11. Eficiencias – presión de entrada a la turbina para diferentes fluidos de trabajo	27
6.2. Análisis de resultados de ciclo de doble flasheo	29
6.2.1. Trabajo total – presión de entrada de turbina del lado de alta presión para diferentes presiones del lado de baja presión	29
6.2.2. Eficiencias – presión de entrada a la turbina para presión de baja de 3 bares	29
7. Presentación de resultados.....	31
Conclusiones y recomendaciones.....	32
Agradecimientos	33
Referencias bibliográficas	34

1. INTRODUCCION

El desarrollo de plantas geotérmicas de ciclo binario cuenta con un extenso historial de aplicaciones a lo largo del tiempo, siendo el inicio de su principio de funcionamiento en el campo de Larderello, Italia, en el denominado “ciclo indirecto” como una solución al aprovechamiento de vapor altamente contaminado, siendo imposible ser éste utilizado directamente en una turbina, se hizo uso de un intercambiador de calor para la evaporación de agua limpia para la generación de energía a través de la turbina. Las plantas geotérmicas de ciclo binario son lo más aproximado termodinámicamente a plantas térmicas convencionales en el aspecto que el fluido de trabajo opera en un ciclo cerrado. El fluido de trabajo seleccionado para su uso en ciclos binarios debe contar con unas propiedades termodinámicas específicas de manera que este sea capaz de recibir calor del fluido geotérmico residual, ser evaporado y expandirse a través de una turbina para la generación de energía, condensarse y retornar mediante bombeo al evaporador dando inicio a un nuevo ciclo de trabajo.

Las plantas de ciclo binario son muy utilizadas en la actualidad como una alternativa para mejorar la eficiencia de una planta geotérmica de simple flash ya existente, mejorando así el aprovechamiento del calor del agua residual caliente destinada a reinyección. Un enfoque diferente considera el diseño integrado del ciclo de una planta geotérmica de flash, y su respectivo ciclo binario con el fin de optimizar el proceso de diseño considerando las mejores características para cada uno de los ciclos, y por extensión la mejora de la eficiencia total de la planta en contraste con el diseño de una planta de ciclo binario para su adición a un sistema ya existente.

2. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

El presente proyecto de graduación comprende el diseño conceptual de un sistema híbrido de simple flash - binario para una central geotérmica y la evaluación de diferentes alternativas de fluidos de trabajo para la parte binaria del sistema, con el fin de caracterizar termodinámicamente los elementos que lo conforman y parámetros de funcionamiento para su posterior comparación frente a un sistema binario simple.

3. OBJETIVOS

Objetivo general

- Realizar el diseño conceptual de un sistema híbrido integrado de simple flash-binario para una planta geotérmica.

Objetivos específicos

- Caracterizar termodinámicamente los diferentes elementos que conforman el sistema híbrido simple flash-binario.
- Analizar las alternativas de fluidos de trabajo para la parte binaria del sistema.
- Realizar un análisis comparativo entre un sistema de doble flash y un sistema híbrido simple flash-binario.

4. MARCO TEORICO

El presente marco teórico incluye los fundamentos básicos del funcionamiento de algunas configuraciones de plantas geotérmicas utilizadas para el aprovechamiento del recurso geotérmico en la generación de energía eléctrica, además, se incluye el diagrama del ciclo geotérmico que representa el comportamiento del fluido a lo largo de su interacción con cada uno de los componentes que integran una planta geotérmicas.

4.1. CICLOS DE PLANTAS GEOTERMICAS

Las centrales geotermoeléctricas se componen de un conjunto de elementos que permiten el aprovechamiento de la energía térmica del fluido geotérmico para su transformación en energía mecánica sobre un eje conectado a un generador eléctrico, para esto diferentes configuraciones han sido diseñadas para mejorar el aprovechamiento del recurso y por ende la eficiencia de las plantas. A continuación se presentan algunas de estas configuraciones y su funcionamiento.

4.1.1.PLANTAS DE SIMPLE FLASH

Las plantas con tecnología simple flash son el pilar de la industria de energía geotérmica. Este tipo de centrales son generalmente instaladas cuando se tiene un reservorio geotérmico que está constituido principalmente por líquido dominante. A mayo de 2007 había 159 unidades de este tipo en funcionamiento en 18 países de todo el mundo. Las centrales de simple flash representan alrededor del 32 % de todas las centrales geotérmicas y constituyen más del 42 % de la capacidad total instalada de energía geotérmica en el mundo. La potencia alcanzada por estas centrales varía entre los 3 y 90 MW_e por unidad, con un promedio de 25 MW_e por unidad [1].

4.1.1.1. Componentes de una planta de simple flash

Los equipos principales para una central de simple flash, se presentan en el esquema de una planta de simple flash de la Fig. 1, los cuales son:

- Separador ciclónico (CS: cyclone separator)
- Turbina (T: turbine)
- Generador (G: generator)
- Sistema de condensación (C: condenser) con una torre de enfriamiento (CT: cooling tower).

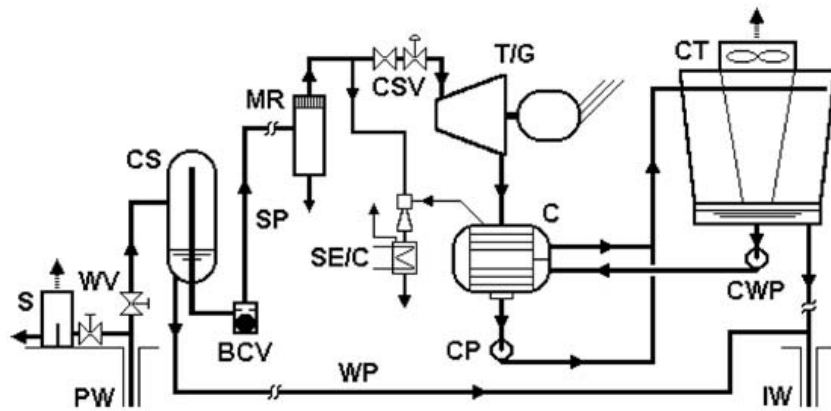


Fig. 1. Esquema de planta geotérmica de simple flash.

En la válvula del cabezal el fluido proveniente de los pozos de producción es despresurizado hasta la presión de operación del separador ciclónico. Debido a la despresurización el fluido proveniente del pozo llega en forma de mezcla a la válvula del cabezal. En el separador ciclónico el fluido proveniente del pozo es separado en su fase de vapor y líquida. Luego desde el separador ciclónico, el vapor es conducido hacia el conjunto turbina-generador donde se genera la potencia eléctrica.

El líquido que sale del separador ciclónico, resulta ser salmuera muy concentrada donde quedan contenida todas las sales minerales y otros sólidos provenientes del reservorio, como la sílice.

El vapor expandido de la turbina en fase de mezcla ingresa a un condensador en donde es llevado a fase líquida completa para posteriormente ser reinyectado a través de los pozos de reinyección.

El diagrama termodinámico T-s de la central simple de flash se muestra en la Fig. 2.

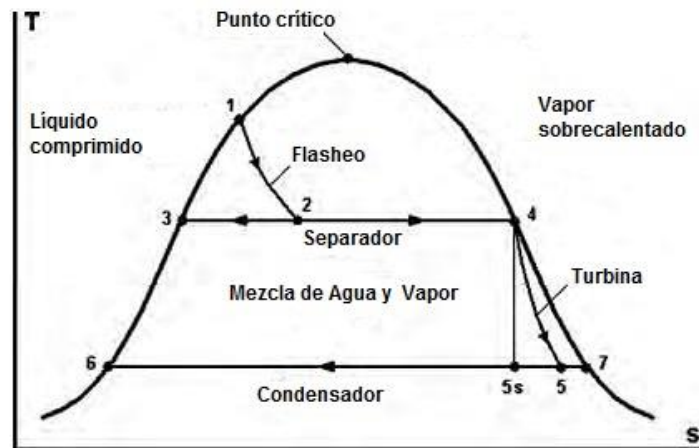


Fig. 2. Diagrama T-s de una planta de simple-flash

4.1.2. PLANTAS DE DOBLE FLASHEO

Las centrales doble flash son una mejora de las centrales simple flash, estas pueden producir entre un 15 y 25 % más de potencia de salida para iguales condiciones del fluido geotérmico. Estas centrales son más complejas, costosas y requieren de un mayor mantenimiento, pero la potencia extra podría justificar su instalación. La potencia eléctrica de este tipo de centrales varía entre los 4.7 y 110 MW_e por unidad y el promedio está alrededor de los 32 MW_e por unidad [1].

4.1.2.1. Componentes y descripción de una planta de doble flash

Una configuración típica de las centrales doble flash es representada en el esquema de la Fig. 3 en esencia es similar a las de simple flash, sin embargo su eficiencia es más alta ya que utiliza una mayor cantidad de energía que la que aporta originalmente el fluido extraído de la tierra.

En este caso el fluido proveniente de los pozos es conducido hacia un separador ciclónico (CS) inicial donde se extrae el vapor del fluido geotérmico a alta presión y es conducido a la turbina (T) de alta presión. El líquido proveniente del separador se conduce a un segundo separador (flasher), a una presión más baja que la de separación.

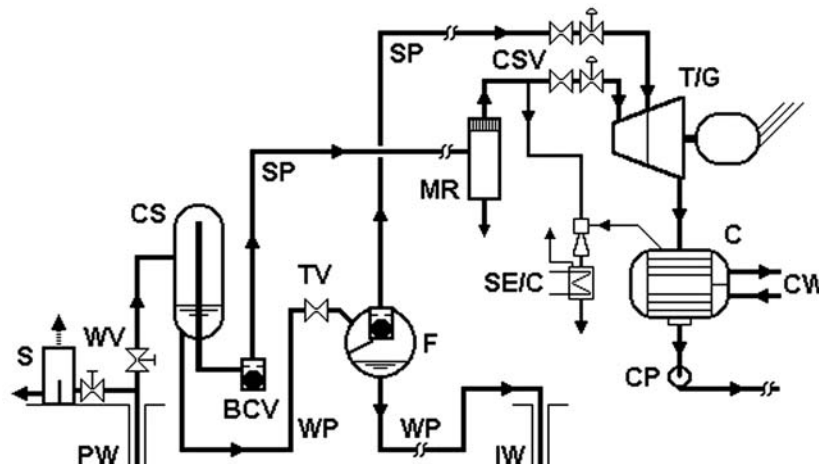


Fig. 3. Esquema de una planta geotérmica de doble flash

Existen varias configuraciones para las plantas de doble flash, una de ellas es con una sola turbina de doble entrada de vapor, una para alta presión y otra para baja presión, donde el vapor de baja presión es admitido en una etapa intermedia de la turbina y combinarse con el vapor proveniente de las etapas de alta presión. Un diagrama T-s de este ciclo y su comportamiento se muestra en la Fig. 4 a continuación.

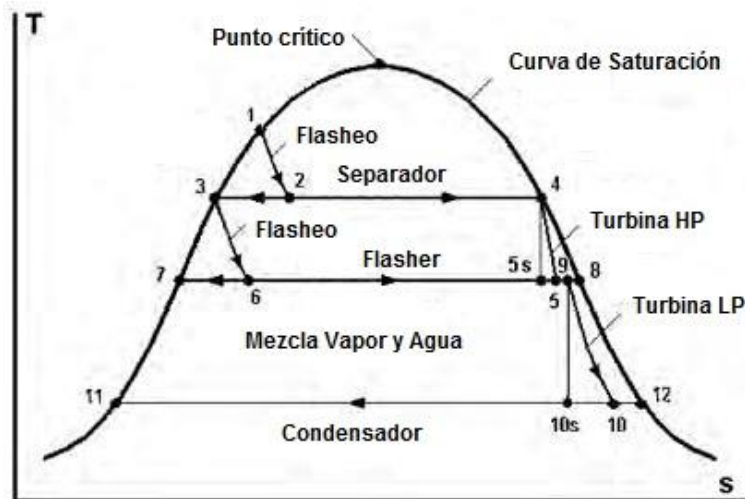


Fig. 4. Diagrama T-s de una planta de doble flash

4.1.3. CICLOS BINARIOS

Si un fluido geotermal tiene una baja temperatura entre 100 y 180 °C, dependiendo del potencial de incrustación del fluido construir una planta tipo flash que pueda aprovechar este recurso de manera eficiente y económica puede resultar complicado. Las plantas geotérmicas de ciclo binario para la generación eléctrica son consideradas cuando se tienen recursos geotérmicos de baja temperatura. Las plantas geotérmicas de ciclo binario son lo más aproximado termodinámicamente a plantas térmicas convencionales en el aspecto que el fluido de trabajo opera en un ciclo cerrado. Dicho fluido se caracteriza por tener un punto de ebullición distinto al del agua y diferentes propiedades termodinámicas respecto a esta. Dentro del ciclo, el fluido de trabajo recibe calor del fluido geotérmico en un intercambiador de calor cerrado para ser vaporizado y enviado a la turbina. Al salir de la turbina es condensado y reutilizado en un circuito cerrado.

La primera central geotermal de ciclo binario fue puesta en operación el año 1967 en la localidad de Paratunka cercana a la ciudad de Petropavlovsk en Rusia con una capacidad instalada de 670 kW. Hoy en día este tipo de centrales geotérmicas son las que tiene una mayor cantidad de unidades en funcionamiento con 162 unidades en operación en mayo de 2007, con una generación de 373 MW_e de potencia en 17 países. Esto constituye el 32 % de todas las centrales en operación pero solo representa el 4 % de toda la potencia generada por las centrales geotérmicas. Lo que equivale a decir que una central geotérmica de ciclo binario tiene como promedio solo 2.3 MW_e de potencia por unidad en operación. Las centrales de ciclo binario avanzadas pueden alcanzar potencias entre 7-10 MW_e. Además recientemente varias de estas unidades se han añadido a las plantas flash para recuperar la energía que se encuentra en el fluido geotérmico de desecho de la planta [1].

4.1.3.1. Componentes y descripción de una planta binaria simple

En su forma más simple, una central binaria sigue el esquema que se muestra en la Fig. 5. Los pozos de producción (PW: Production well) están equipados con bombas (P: Pump) las que extraen el fluido geotermal de estos pozos de producción en el caso que estos pozos no sean artesianos. Más adelante se encuentran un removedor de arena (SR: Sand remover) para evitar la erosión de las tuberías y tubos de los intercambiadores de calor. Por lo general hay dos pasos en el proceso de calentamiento-ebullición del fluido de trabajo que se ocupa para expandir en la turbina, el primer paso es realizado en el precalentador (PH: Pre Heater), donde el fluido de trabajo es llevado a su punto de ebullición y en el evaporador (E) donde sale como vapor saturado. Después de estas etapas el fluido de trabajo es llevado a la turbina, luego que se expande es condensado para posteriormente ser bombeado al precalentador.

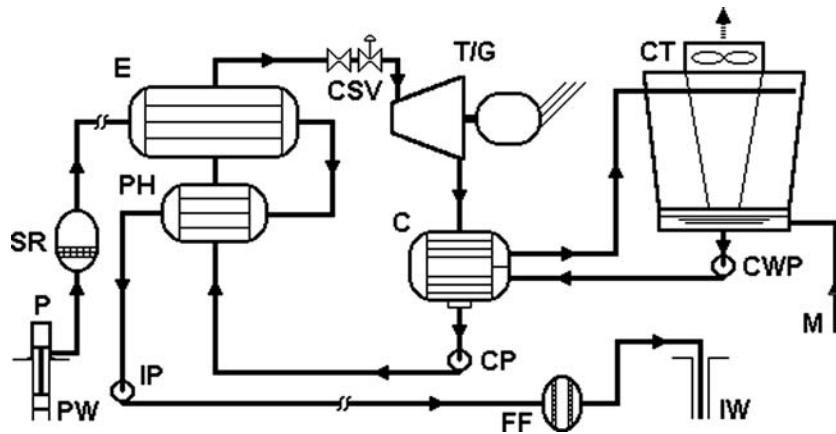


Fig. 5. Diagrama de una planta binaria simple.

Los procesos termodinámicos experimentados por el fluido de trabajo se muestran en un diagrama P-h en la Fig. 6.

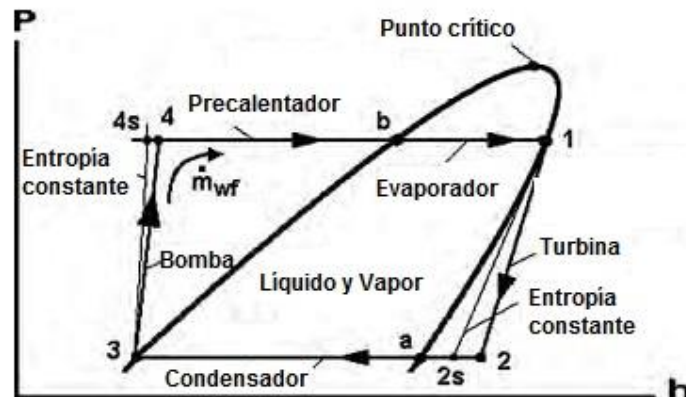


Figura 6. Diagrama Presión-Entalpia de una planta binaria simple.

4.2. FLUIDOS DE TRABAJO

El ciclo binario es un ciclo Rankine no convencional, es decir un Ciclo Rankine Orgánico (ORC). Los ciclos Rankine orgánicos utilizan un fluido orgánico en lugar de agua, y resulta muy importante tomar en consideración la selección de fluidos de trabajo, ya que el fluido orgánico utilizado tiene un impacto en el rendimiento de una planta binaria. Existen varias opciones para los fluidos de trabajo en una planta binaria, para la selección de un fluido de trabajo los criterios de selección no solo serán técnicos, si no también económicos, adicionalmente se considera seguridad, salud e impactos ambientales.

4.2.1. CONSIDERACIONES DE SALUD, SEGURIDAD E IMPACTO AMBIENTAL

En la Tabla 1, se muestran algunas propiedades en cuanto a salud y medio ambiente, de algunos fluidos de trabajo. Para la selección de fluido, toxicidad y flamabilidad son dos factores muy importantes en materia de seguridad humana; el potencial de agotamiento del ozono (ODP) y el potencial de calentamiento global (GWP) reflejan cuestiones ambientales. La ODP y GWP, estos indicadores entre más bajo sean los valores de estos dos números, resultan más seguros para el medio ambiente [1 y 2].

Tabla 1. Propiedades medioambientales, seguridad y salud de algunos fluidos de trabajo para plantas binarias.

Fluido	Fórmula	Toxicidad	Flamabilidad	ODP*	GWP*
R134a	CH_2FCF_3	Baja	No inflamable	0	1430
R245fa	$\text{C}_3\text{H}_3\text{F}_5$	Baja	No inflamable	0	1030
n-pentano	C_5H_{12}	Baja	Muy alta	0	3
Isopentano	$i - \text{C}_5\text{H}_{12}$	Baja	Muy alta	0	3
Isobutano	$i - \text{C}_4\text{H}_{10}$	Baja	Muy alta	0	3

*Potencial de agotamiento del ozono; **Potencial de calentamiento global

Para un planteamiento inicial del problema de selección de fluido, R 134a y R 245fa son la apuesta más segura en cuanto a factores de seguridad humana ya que no presentan inflamabilidad y no son tóxicos. En cuanto a los factores ambientales, los cinco fluidos presentados tienen cero ODP. El GWP mide cuánto calor atrapa a un gas de efecto invernadero en la atmósfera; es una medida relativa ya que compara la cantidad de calor atrapado por una masa similar de dióxido de carbono. GWP es mayor entre los refrigerantes pero todavía está dentro de la zona de seguridad para utilización industrial y están aprobados por las normas vigentes. Para la seguridad y el medio ambiente, todos los fluidos considerados son factibles para su utilización. Así, la selección de fluidos se convierte en un problema técnico.

4.2.2. PROPIEDADES TERMODINÁMICAS.

En la Tabla 2 se muestran los fluidos comúnmente utilizados como fluidos de trabajo y sus propiedades termodinámicas críticas. Como estándar de comparación se incluye el agua y claramente se puede apreciar que la temperatura y propiedades críticas están muy por debajo de las condiciones críticas del agua.

Tabla 2. Propiedades termodinámicas de fluidos orgánicos.

Fluido	Fórmula	T _c , °C	P _c , MPa
R134a	CH ₂ FCF ₃	101.06	4.059
R245fa	C ₃ H ₃ F ₅	154.05	3.651
n-pentano	C ₅ H ₁₂	193.90	3.240
Isopentano	i - C ₅ H ₁₂	187.80	3.409
Isobutano	i - C ₄ H ₁₀	135.92	3.685
Agua	H ₂ O	374.14	22.089

Otra característica importante para seleccionar fluidos de trabajo es la forma de la curva de vapor saturado en un diagrama Temperatura - Entropía, como el presentado en la Fig. 7, ya que en el agua se tendría una pendiente negativa en todo momento, puntos *c* y *h*. Caso contrario de los líquidos retrógrados. Los líquidos retrógrados son aquellos que tiene una línea de vapor saturado con un pendiente positiva, puntos *b* y *e*, teniendo en la salida de la turbina vapor sobrecalentado, puntos *b* y *f*, caso contrario con el agua que aún se encontrara en zona de mezcla, puntos *c* y *g*.

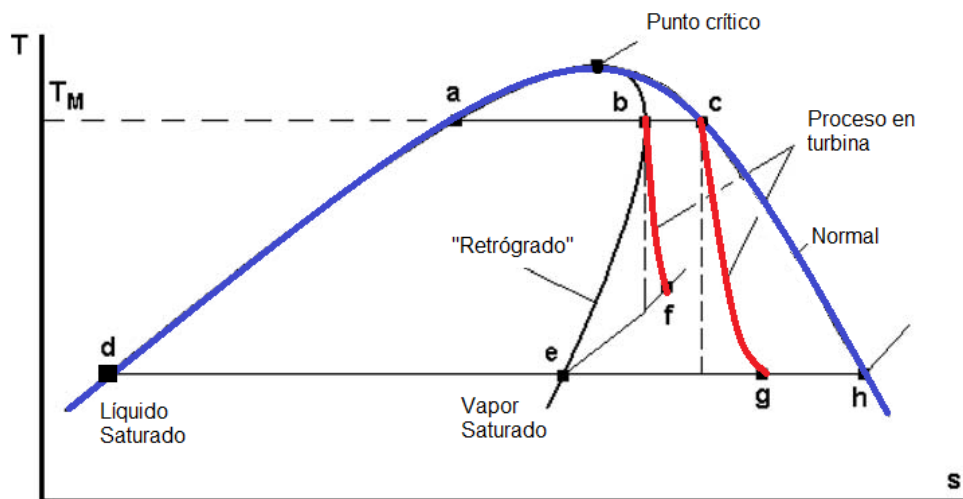


Fig. 7. Diagrama T-S de Presión-Entalpía de una planta binaria simple.

Después de analizar los fluidos tomando en cuenta la consideración anterior se puede considerar cuatro fluidos retrógrados: isopentano, isobutano, n-pentano y R 245fa. En la Fig.8 se puede ver la curva de saturación para los diferentes fluidos.

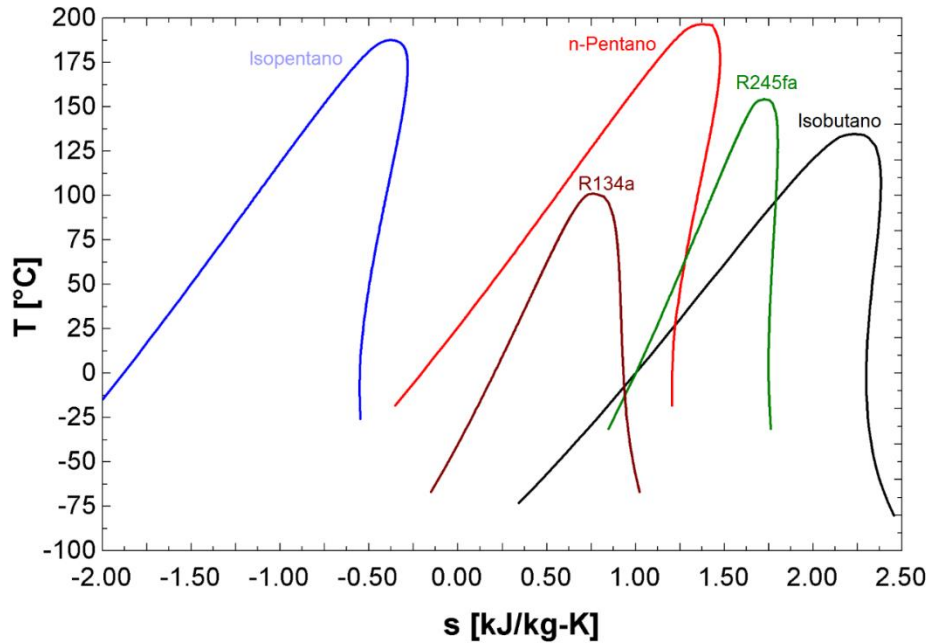


Fig.8. Diagrama T-S de algunos fluidos orgánicos.

4.3. CICLO DE ESTUDIO

El ciclo a ser analizado en el presente proyecto de graduación corresponde a una Planta híbrida flash – binaria integrada, una de las configuraciones de ciclos binarios avanzados para mejorar la eficiencia global de una planta geotérmica. Su funcionamiento se detalla en el apartado a continuación.

4.3.1. PLANTAS HÍBRIDAS FLASH-BINARIO

Una planta integrada de flash-binario se muestra esquemáticamente en la Fig. 9. El vapor geotérmico proveniente del separador ciclónico primero impulsa la turbina de vapor y luego se condensa en el evaporador del ciclo binario SSBB (*Siglas del inglés Spent Steam Bottoming Binary*) superior E. Las dos turbinas en la parte superior del esquema pueden conectarse a un generador común, como se muestra. El fluido geotérmico separado en condiciones de saturación que sale del separador ciclónico representado por el estado 3 se utiliza para precalentar y evaporar el fluido de trabajo en el ciclo binario BBB (*Siglas del inglés Brine Bottoming Binary*) inferior. Los gases no condensables fluyen con el vapor a través de la turbina de vapor ST y en el evaporador donde por diferencia de densidades estos gases se sitúan en la parte superior del evaporador, para ser retirados y comprimidos para su recombinación con el fluido geotérmico en el tanque BHT. El tanque BHT recolecta el vapor condensado del ciclo binario superior, el agua geotérmica proveniente del ciclo binario inferior y gases no condensables, para luego ser reinyectado.

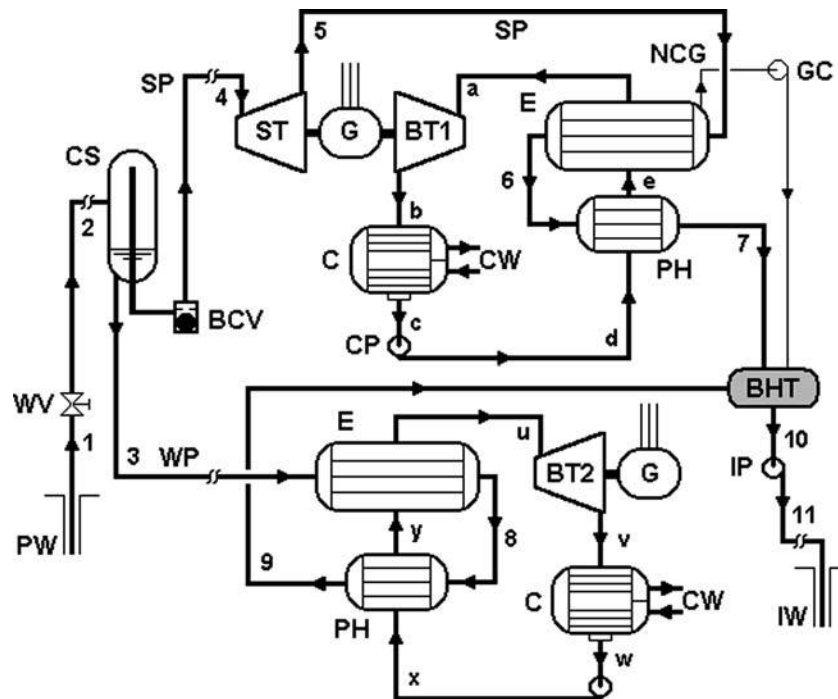


Fig. 9. Esquema de una planta integrada flash-binaria.

5. METODOLOGIA

A continuación se detalla la formulación de la metodología utilizada para el análisis del ciclo de estudio, su optimización y su comparación con el ciclo binario simple.

5.1. COMPONENTES Y ANALISIS TERMODINAMICO

Primeramente se considera la base de cálculos necesaria para el análisis termodinámico del ciclo y sus componentes principales.

5.1.1. ANÁLISIS DE TURBINA DE VAPOR

En el análisis de una turbina como la presentada en el diagrama de la Fig. 10 se asumen ciertas condiciones, las cuales se enlistan a continuación.

- La energía potencial del fluido se considera despreciable.
- La energía cinética del fluido se considera despreciable.
- El sistema es adiabático.

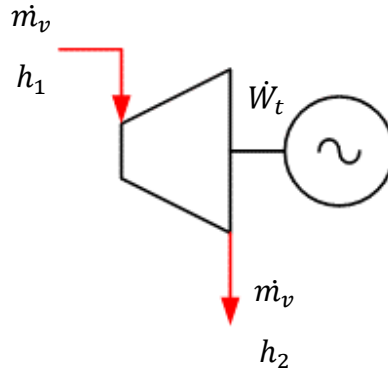


Fig. 10. Diagrama de una turbina.

La ecuación para el trabajo realizado por una turbina está definido por:

$$\dot{W}_t = \dot{m}_v \eta_t (h_1 - h_2)$$

Donde:

- \dot{W}_t : Potencia de la turbina
- η_t : Eficiencia isentópica de la turbina
- h_1 : Entalpia del vapor a la entrada de la turbina
- h_2 : Entalpia del vapor a la salida de la turbina

5.1.2. ANÁLISIS DE SEPARADOR CICLÓNICO

El separador ciclónico mostrado en la Fig. 11 es el encargado, de separar la fase líquida de la fase de vapor del fluido geotérmico proveniente del pozo productor. La fase vapor se encuentra con una calidad de uno, es decir la condición es de vapor saturado y la fase líquida en condiciones de líquido saturado.

Para el análisis de este elemento se utiliza la ecuación de balance de masa y energía para conocer las variables:

$$\dot{m}_{fb} h_{fb} = \dot{m}_v h_{g@P_s} + \dot{m}_l h_{f@P_s}$$

Donde:

- \dot{m}_{fb} : Flujo másico bifásico proveniente del pozo
- \dot{m}_v : Flujo másico de vapor saturado
- \dot{m}_l : Flujo másico de líquido saturado
- P_s : Presión de separación
- h_{fb} : Entalpia del fluido bifásico
- $h_{g@P_s}$: Entalpia de vapor saturado a presión de separación
- $h_{f@P_s}$: Entalpia de líquido saturado a presión de separación

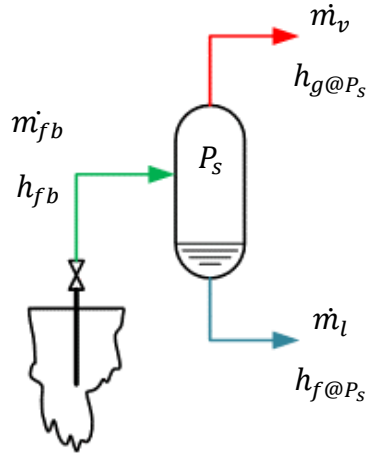


Fig. 11 Diagrama de un separador ciclónico

5.1.3. ANÁLISIS DE INTERCAMBIADORES DE CALOR

El análisis para los intercambiadores de calor en donde el fluido geotérmico transfiere parte de su energía al fluido de trabajo y para el caso de los circuitos binarios los intercambiadores son utilizados como condensadores del vapor saliente de la turbinas.

Asumimos que el intercambiador de calor está bien aislado por lo que la transferencia de calor se genera únicamente entre el fluido geotérmico y el fluido de trabajo. Para tener una mejor comprensión del análisis, asumiremos también que el flujo másico es constante y que los cambios de la energía cinética y potencial son despreciables.

Realizando un análisis de masa y energía en el intercambiador como el de la Fig. 12 se tiene:

$$\dot{m}_a(h_1 - h_2) = \dot{m}_b(h_4 - h_3)$$

Donde:

- \dot{m}_a : Flujo másico del fluido que cede calor.
- \dot{m}_b : Flujo másico del fluido que gana calor.
- h_1 : Entalpía de entrada al intercambiador del fluido que cede calor.
- h_2 : Entalpía de salida del intercambiador del fluido que cede calor.
- h_3 : Entalpía de entrada al intercambiador del fluido que gana calor.
- h_4 : Entalpía de salida del intercambiador del fluido que gana calor.

Para calcular el calor disponible que un fluido puede transferir se calcula a partir de las variables utilizadas en la Fig. 12, se tiene:

$$\dot{Q}_{disp} = \dot{m}_a(h_1 - h_2) = \dot{m}_b(h_4 - h_3) \text{ [KW]}$$

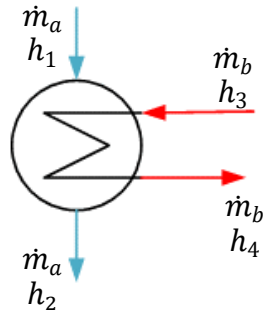


Fig. 12. Diagrama de un intercambiador de calor.

5.1.4. ANÁLISIS DE BOMBA DE ALIMENTACIÓN

En las plantas de ciclo binario, diferentes bombas son usadas en diferentes puntos del sistema. Básicamente, el fluido de trabajo es bombeado desde el condensador hasta flasher. También se encuentran bombas localizadas en el sistema de enfriamiento por agua si es el caso o en el sistema de enfriamiento húmedo. Estas bombas empujan el agua o el fluido refrigerante al condensador. Las bombas también son utilizadas en el sistema de reinyección del agua residual geotérmica o salmuera.

Para la caracterización de una bomba como la de la Fig. 13 se tiene:

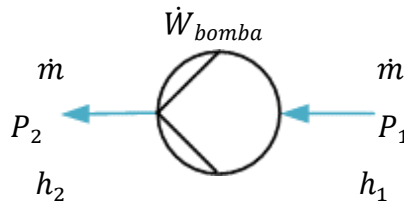


Fig. 13. Diagrama de una bomba.

$$\dot{W}_{bomba} = \dot{m} (h_2 - h_1)$$

Para calcular el cambio de entalpia a través de la bomba se utiliza la siguiente ecuación:

$$dh = \frac{100 v (P_2 - P_1)}{\eta_{bomba}}$$

Entonces partiendo de tener el cambio de entalpia, se puede calcular la entalpia a la salida de la bomba.

$$h_2 = dh + h_1$$

Donde:

\dot{W}_{bomba} :	Potencia consumida por la bomba.
\dot{m} :	Flujo másico a través de la bomba.
P_2 :	Presión a la salida de la bomba.
P_1 :	Presión a la entrada de la bomba.
η_{bomba} :	Eficiencia de la bomba.
dh :	Cambio de entalpía a través de la bomba.
h_2 :	Entalpía a la salida de la bomba.
h_1 :	Entalpía a la entrada de la bomba.

5.2. DISEÑO Y SIMULACION

Establecida la base de cálculo sobre la cual se analizara el ciclo se procede a hacer el modelado de este en el Engineering Equation Solver (EES). Para esto, se hizo la programación de las ecuaciones de cada uno de los estados y elementos del ciclo.

Para la programación y evaluación inicial del ciclo se han considerado las variables de diseño presentadas en la Tabla 3 a continuación.

Tabla 3. Variables de diseño utilizadas en el diseño y cálculos preliminares del ciclo en estudio.

Descripción	Símbolo	Valor	Unidad
Presión máxima	$P_{max} =$	40.0	bar
Caudal máximo	$\dot{m}_{max} =$	200.0	kg/s
Entalpía del pozo	$h_{well} =$	1200.0	kJ/kg
Eficiencia isentropica de turbina de vapor	$\eta_{is,turbine} =$	0.8	-
Eficiencia de bombas de fluidos binario	$\eta_{pump} =$	0.8	-
Presión de entrada a turbina de vapor	$P_{in,turb} =$	12.0	bar
Temperatura mínima de reinyección	$T_{min,rein} =$	110.0	°C
Presión de vaporizador ciclo SSBB	$P_{flash1} =$	15.0	bar
Presión de vaporizador ciclo BBB	$P_{flash2} =$	15.0	bar
Temperatura de aerocondensador ciclo SSBB	$T_{cond1} =$	45.0	°C
Temperatura de aerocondensador ciclo BBB	$T_{cond2} =$	45.0	°C

Definidas las variables de diseño se elaboró de manera adicional el diagrama del ciclo y sus componentes por medio del software Microsoft Visio para su utilización en la evaluación y cálculos de los estados del ciclo de manera dinámica.

La simulación de los parámetros de operación del ciclo se realizó mediante la evaluación de las variables de diseño más significativas desarrollándose cálculos iterativos del ciclo con diferentes valores de las variables y fluidos de trabajo en análisis, con el fin de elaborar gráficos del comportamiento del ciclo respecto a dicha variación.

Posteriormente se diseñó y simuló un ciclo adicional de una planta de doble flash; para su simulación y comparación con los resultados obtenidos del ciclo en estudio.

6. ANALISIS DE DATOS

Finalizado el trabajo de modelado y simulación de los ciclos definidos para los propósitos de este proyecto se presentan los datos obtenidos de estos por medio de gráficos para su análisis y comparación.

6.1. ANALISIS DE DATOS EN CICLO DE ESTUDIO

La evaluación de los diferentes parámetros de funcionamiento y fluidos de trabajo en la simulación del ciclo en estudio, permitió obtener diferentes gráficos del comportamiento de las variables de salida del ciclo en función de las variables de entrada, el análisis de estos gráficos se presenta a continuación.

6.1.1. TRABAJO DE TURBINA – PRESION DE ENTRADA A LA TURBINA

La Fig. 14 muestra el grafico de comportamiento del trabajo generado por la turbina de vapor en relación a la presión de entrada del vapor a la misma.

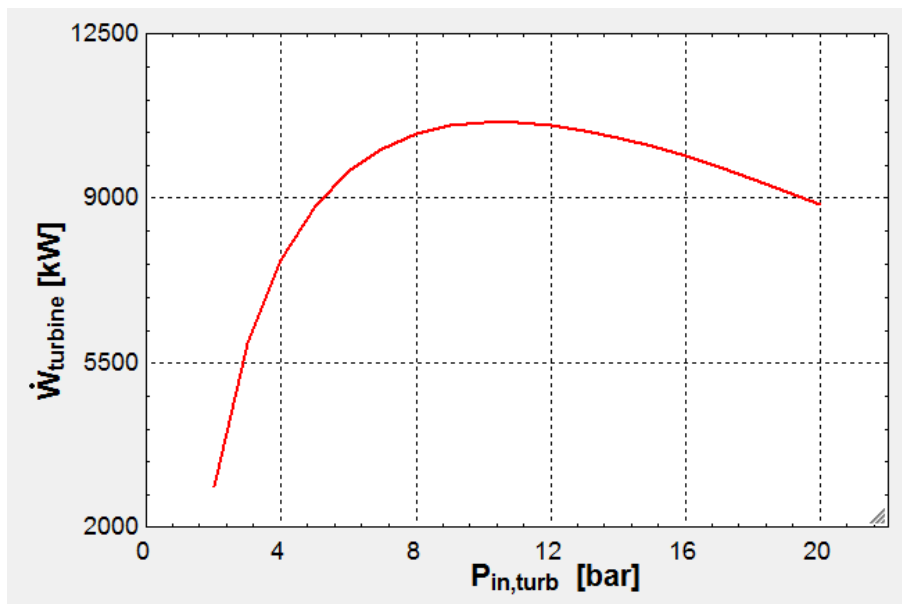


Fig. 14. Gráfico $\dot{W}_{turbine}$ vs $P_{in,turb}$

Como puede observarse de la Fig. 14 la potencia generada por la turbina de vapor alcanza su máxima capacidad de operación en un rango de presiones de vapor entre 8 y 12 bar.

6.1.2. TRABAJO TOTAL – PRESION DE ENTRADA A LA TURBINA

La Fig.15 presenta el grafico de comportamiento del trabajo total de la planta según la variación de la presión de entrada del vapor a la turbina. Al igual que el grafico anterior de la Fig. 14 puede observarse que la potencia varia incrementando hasta un punto máximo luego del cual decae nuevamente, en este caso el grafico sugiere que los máximos valores de potencia son alcanzados a presiones de trabajo entre 6 y 8 bar, valores por debajo de los determinados en el gráfico de la Fig. 15, por lo cual se deben analizar otras variables para determinar el rango de presiones de funcionamiento óptimo.

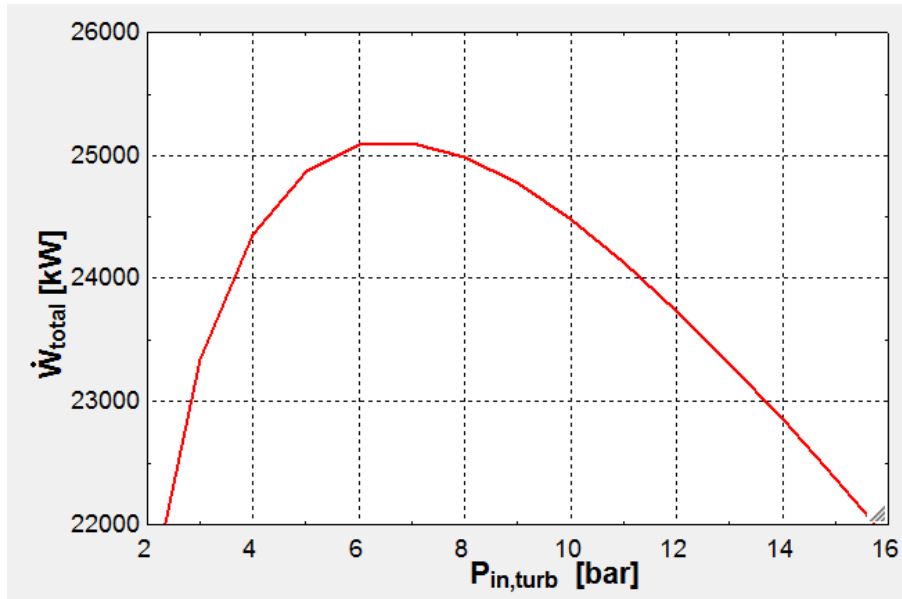


Fig. 15. Grafico \dot{W}_{total} vs $P_{in,turb}$

6.1.3. EFICIENCIA TERMICA – PRESION DE ENTRADA A LA TURBINA

La eficiencia térmica o de primera ley presenta un comportamiento al variar la presión de trabajo como se presenta en la Fig. 16, en la cual puede observarse que, la variación de la eficiencia respecto a la presión es mínima alcanzando un máximo entre los 8 y 12 bar de operación.

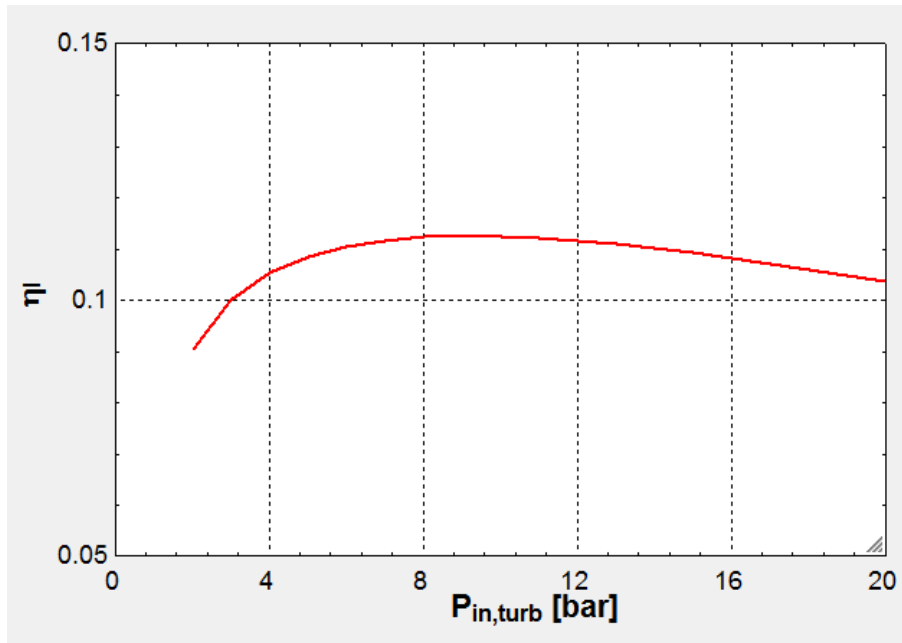


Fig. 16. Gráfico η_I vs $P_{in,turb}$

6.1.4. EFICIENCIA DE UTILIZACION – PRESION DE ENTRADA A LA TURBINA

La eficiencia de utilización o de segunda ley tiene una variación más significativa respecto a la presión de trabajo de la turbina como se muestra en la Fig. 17.

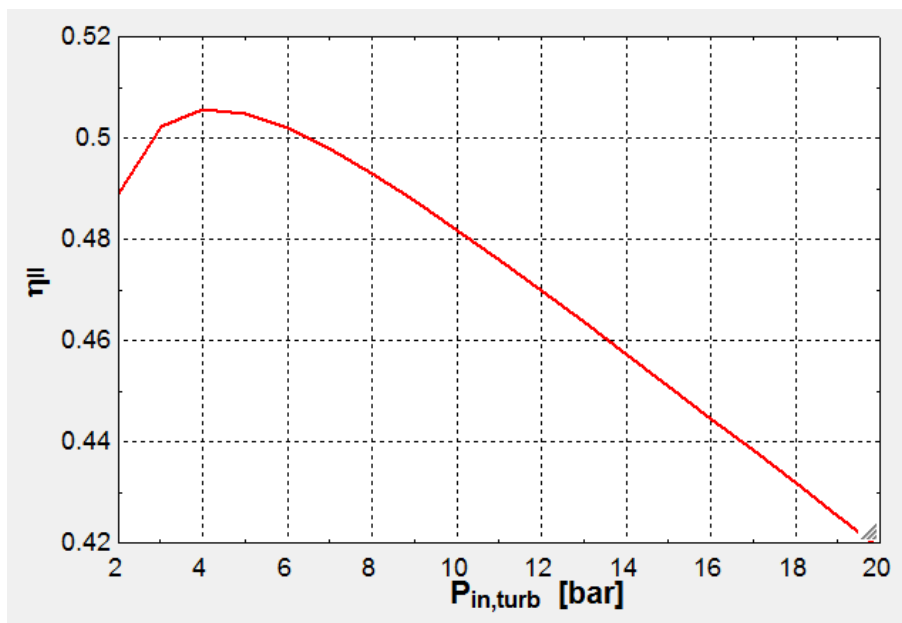


Fig. 17. Gráfico η_{II} vs $P_{in,turb}$

En esta gráfica, nuevamente se observa un máximo a valores bajos de presión en el rango entre 2 y 6 bar, a diferencia de los rangos determinados por medio de las gráficas de trabajo – presión de entrada a la turbina mostradas anteriormente.

6.1.5. CALOR DISPONIBLE EN FLUIDO – TEMPERATURA MINIMA DE REINYECCION

La Fig. 18 demuestra la variación entre el calor disponible en el líquido luego de su separación, el cual es utilizado para el intercambio de calor con el fluido del ciclo binario BBB. Como se esperaría de estos gráficos, presentan una tendencia lineal debido a la relación directa entre la entalpia del fluido y su temperatura, de igual manera queda definida la influencia de la temperatura con el calor disponible de manera que este será mayor mientras menor sea la temperatura de reinyección, es decir ambas variables presentan una relación inversa.

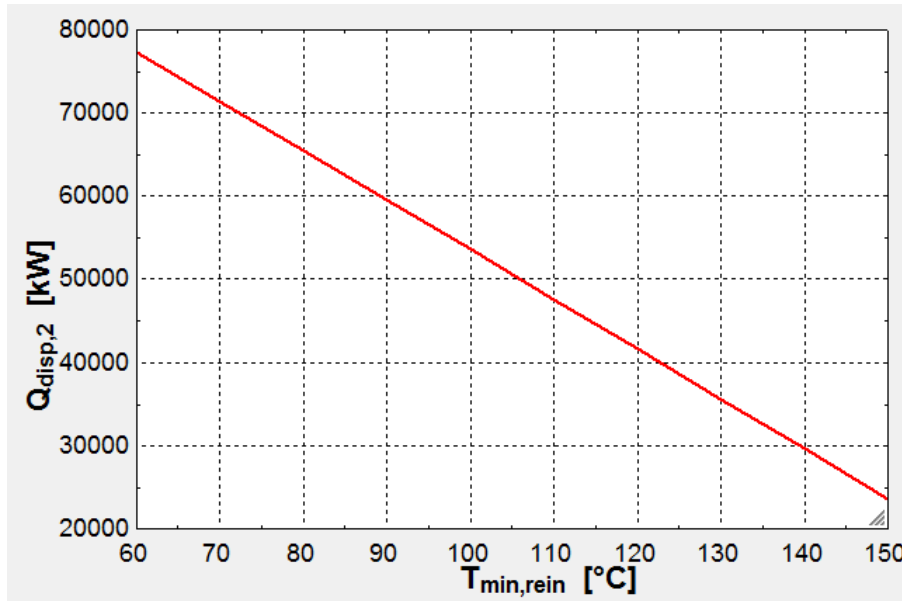


Fig. 18. Grafico Q_{disp} vs $T_{min,rein}$

6.1.6. TRABAJO EN TURBINA BINARIA BBB – TEMPERATURA MINIMA DE REINYECCION

Tal y como el caso del calor disponible representado en la Fig. 18, el grafico de la Fig. 19 presenta el efecto de la variación de la temperatura mínima de reinyección en la potencia desarrollada por la turbina binaria BBB, siendo este de igual manera inversamente proporcional a dicha temperatura.

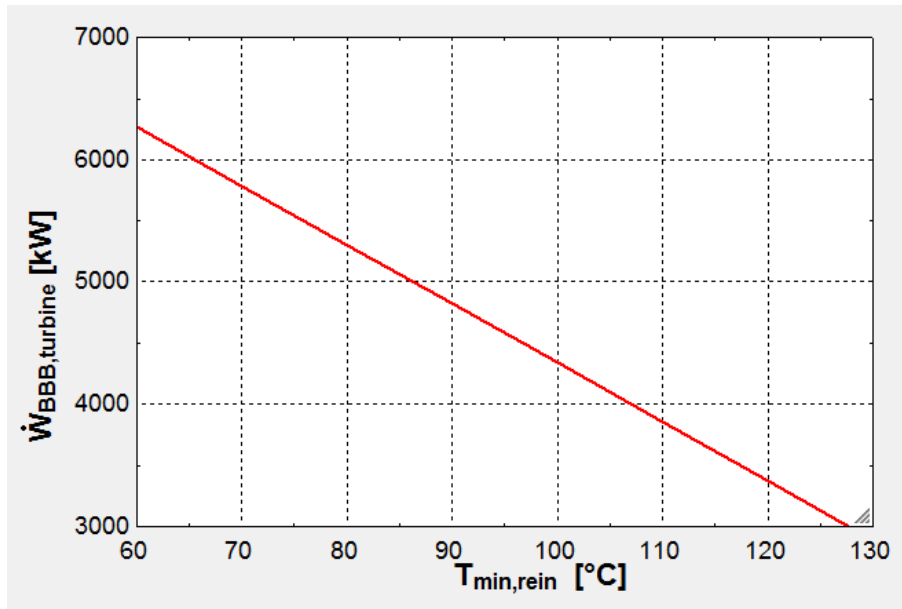


Fig. 19. Grafico $\dot{W}_{BBB,turbine}$ vs $T_{min,rein}$

Lo anterior podría llevar a considerar bajas temperaturas de reinyección para el diseño, sin embargo en geotermia debido a la composición química del fluido deben considerarse otros factores entre los cuales se puede indicar como de mayor importancia para este efecto la temperatura de saturación de la sílice, de manera que la selección de temperaturas de reinyección menores o cercanas a esta incrementan el porcentaje de incrustación del sílice en las paredes internas de la tubería de reinyección llevando a una reducción progresiva de la capacidad operativa de la planta.

6.1.7. EFICIENCIAS – TEMPERATURA MINIMA DE REINYECCION

La Fig. 20 presenta el comportamiento de ambas eficiencias de la planta con respecto a la temperatura mínima de reinyección.

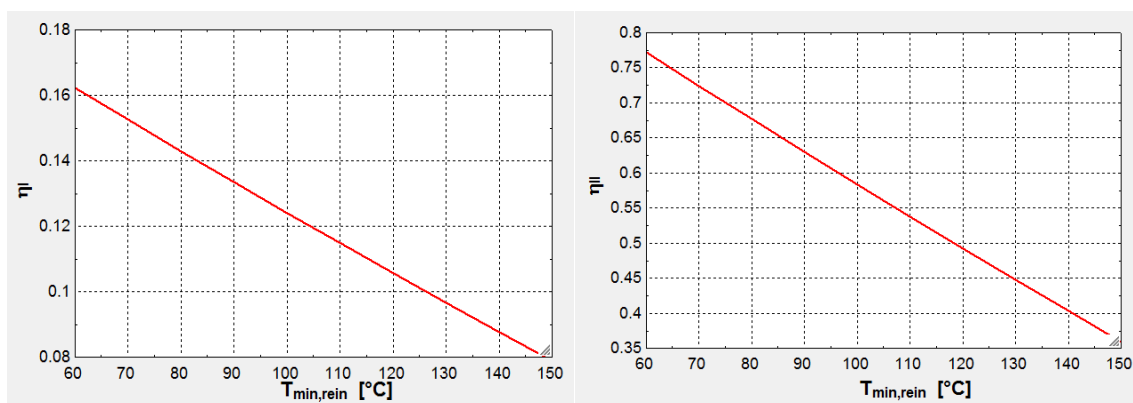


Fig. 20. Izquierda Grafico η_I vs $T_{min,rein}$, derecha Grafico η_{II} vs $T_{min,rein}$

De igual manera a los gráficos anteriores es el efecto presentado por la variación de la temperatura de operación de los condensadores de los ciclos binarios, con la diferencia

de que la menor temperatura de condensación estará limitada a la capacidad del equipo seleccionado para la planta.

6.1.8. TRABAJO EN TURBINAS BINARIAS – PRESION DE VAPORIZADOR

En la Fig. 21 y 22 se indican el efecto de la variación de la presión de vaporización sobre el trabajo realizado por las turbinas binarias del ciclo BBB y SSBB respectivamente, así como también el efecto de los diferentes fluidos de trabajo para el ciclo binario en el trabajo. En estos se puede observar el incremento de la potencia generada por la turbina respecto al incremento en la presión de operación del vaporizador del ciclo. Además de las diferentes capacidades de potencia posibles mediante el uso de diferentes fluidos de trabajo en cada uno de los ciclos.

Una comparación de ambas graficas (Fig. 21 y 22) se puede indicar que el trabajo generado por la turbina del ciclo binario SSBB es mayor al generado por el ciclo binario BBB para cualquiera de los fluidos seleccionados.

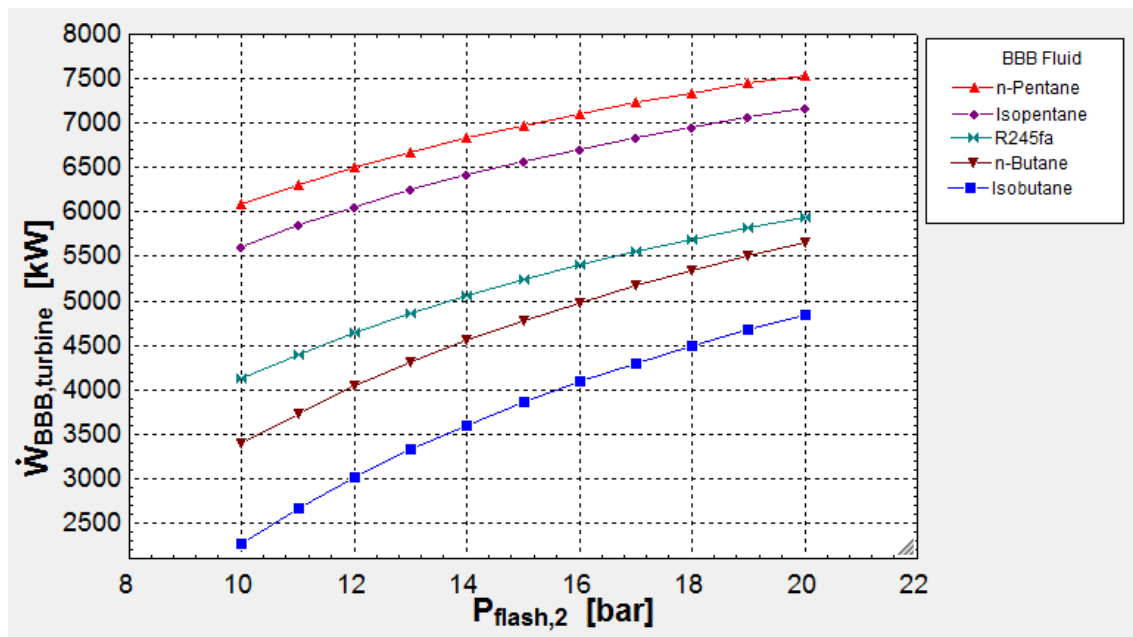


Fig. 21. Grafico $\dot{W}_{BBB,turbine}$ vs $P_{flash,2}$

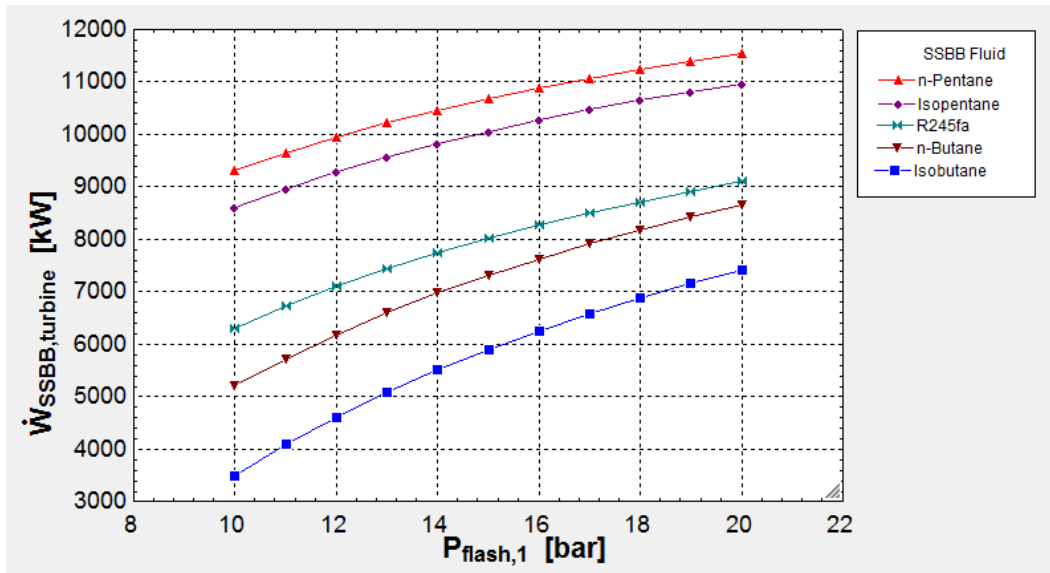


Fig. 22. Gráfico $\dot{W}_{SSBB,turbine}$ vs $P_{flash,1}$

6.1.9. TRABAJO TOTAL – PRESIONES DE VAPORIZACION

La Fig. 23 representa un gráfico del trabajo total de la planta para diferentes combinaciones de fluidos de trabajo en los ciclos binarios respecto a la variación de presiones de vaporización, considerando presiones iguales para los vaporizadores de ambos ciclos.

Las combinaciones definidas consideran fluidos similares para ambos ciclos binarios, siendo el n-Pentano el fluido con el cual se logra la mayor potencia en cada uno de los ciclos binarios y por extensión de la planta, combinaciones de fluidos de trabajo diferentes para cada uno de los ciclos resultan en potencias menores a las obtenidas por el n-Pentano.

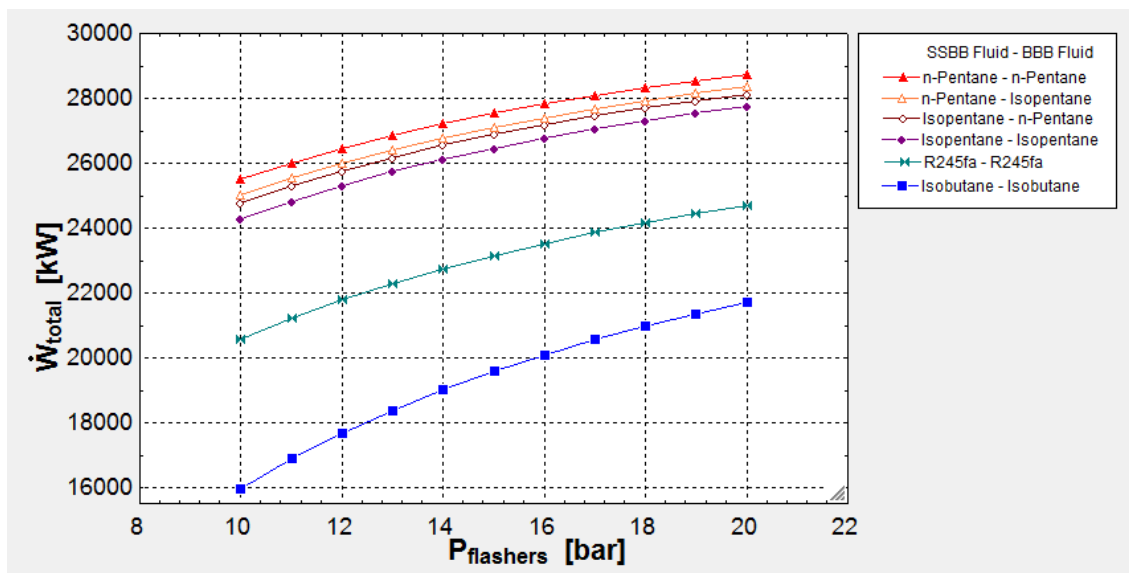


Fig. 23. Gráfico \dot{W}_{total} vs $P_{flashers}$

6.1.10. TRABAJO TOTAL – PRESION DE ENTRADA A LA TURBINA PARA DIFERENTES FLUIDOS DE TRABAJO

Como resumen de los análisis anteriores se presenta la Fig. 24 que representa el trabajo total de la planta con las diferentes combinaciones de fluidos de trabajo para los ciclos binarios y su variación respecto a diferentes presiones de entrada a la turbina de vapor. Nuevamente se aprecia la ventaja del n-Pentano sobre el resto de fluidos de trabajo obteniéndose una potencia máxima en el rango de presiones de 6 a 10 bar equivalente a 28 MW aproximadamente.

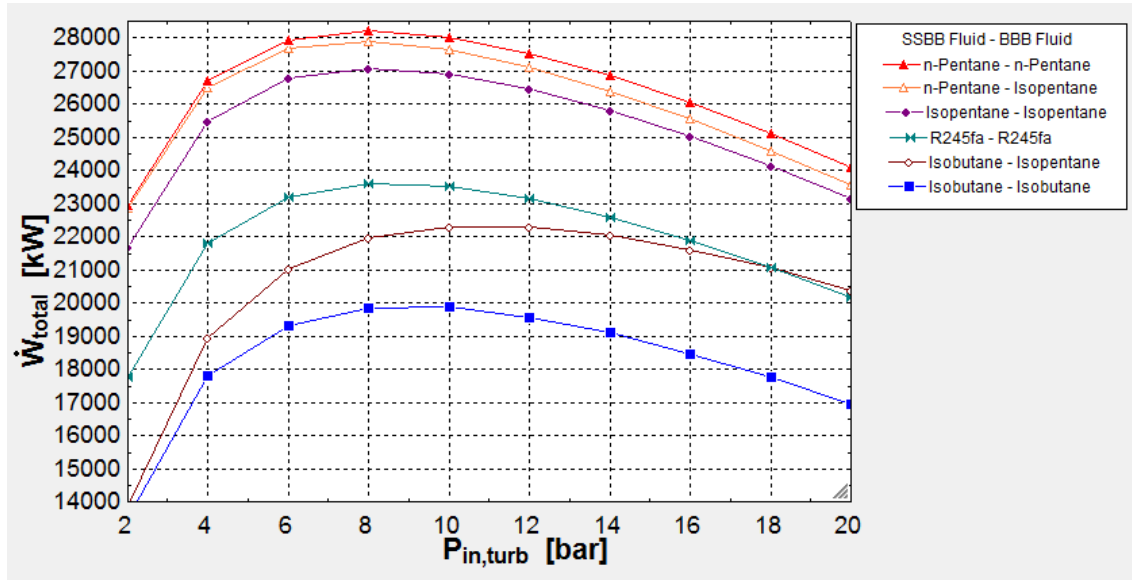


Fig. 23. Grafico \dot{W}_{total} vs $P_{in,turb}$ con diferentes fluidos de trabajo para los ciclos binarios.

6.1.11. EFICIENCIAS – PRESION DE ENTRADA A LA TURBINA PARA DIFERENTES FLUIDOS DE TRABAJO

Finalmente se presentan las Fig. 25 y 26 correspondientes a las eficiencias de primera y segunda ley respectivamente, los gráficos representan el comportamiento de los valores de eficiencia con respecto a la variación de presión de entrada a la turbina de vapor y a las diferentes combinaciones de fluidos de trabajo utilizadas en los ciclos binarios de la planta.

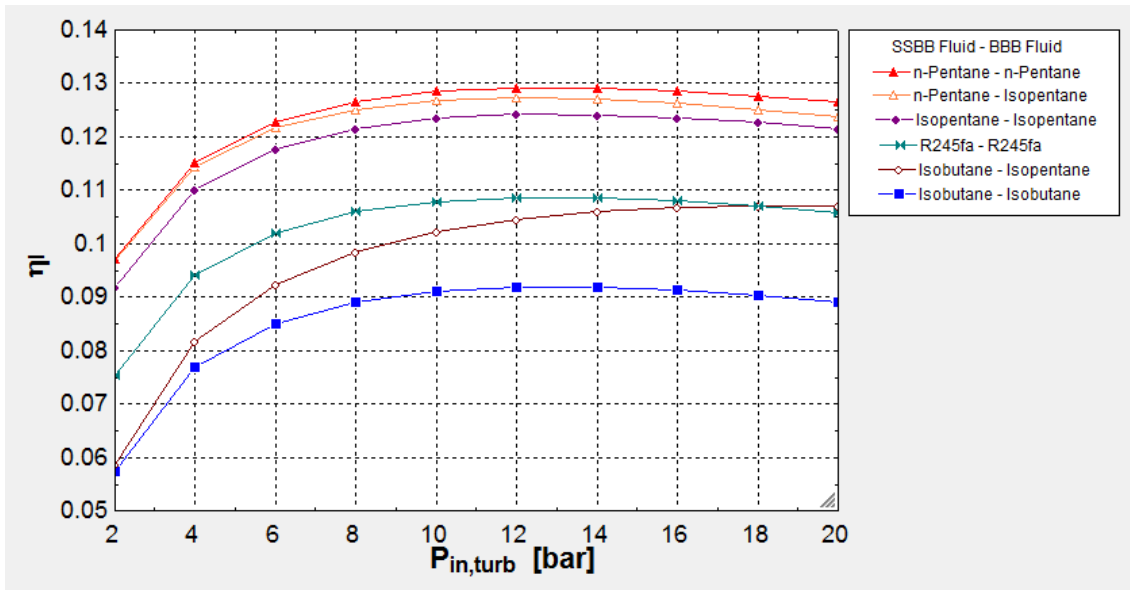


Fig. 25. Grafico η_I vs $P_{in,turb}$ con diferentes fluidos de trabajo para los ciclos binarios.

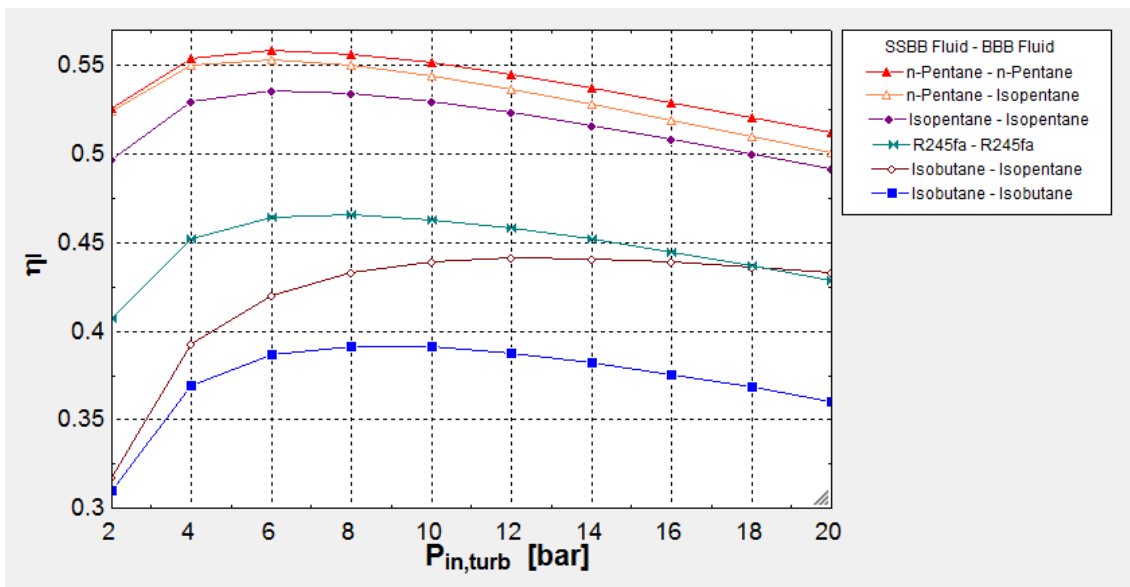


Fig. 26. Grafico η_{II} vs $P_{in,turb}$ con diferentes fluidos de trabajo para los ciclos binarios

La eficiencia térmica o eficiencia de primera ley representada en la Fig. 25 indica un comportamiento bastante similar a partir de los 8 bar en adelante, teniendo un valor máximo en el rango entre 10 y 14 bar de presión. Por otro lado la eficiencia de utilización de la Fig. 26 presenta valores máximos en el rango entre 4 y 8 bar luego de lo cual presenta un decremento significativo.

6.2. ANALISIS DE RESULTADOS DE CICLO DE DOBLE FLASHEO

Para este ciclo se analizarán gráficos de un ciclo de doble flash que tienen condiciones de entrada análogas del ciclo híbrido flash-binario, con esto se pretende realizar una comparación entre ambos ciclos para poder obtener las ventajas y desventajas correspondientes de cada uno. Teniendo en cuenta que para el ciclo de doble flash la turbina es considerada de doble etapa.

6.2.1. TRABAJO TOTAL – PRESION DE ENTRADA DE TURBINA DEL LADO DE ALTA PRESION PARA DIFERENTES PRESIONES DEL LADO DE BAJA PRESIÓN

La Fig. 27 muestra el gráfico de la potencia total de la producción de la planta y su variación con respecto a la presión de entrada al lado de alta presión de la turbina. Cada línea corresponde a una presión de entrada del lado de baja presión a la turbina. Se puede observar el incremento de la potencia total de la planta respecto al incremento de la presión de la turbina. Tomando de referencia los valores de presión del ciclo híbrido entre 10 y 12 bar, seleccionando una presión de baja de 3 bar, para el ciclo de doble flasheo se obtendría una potencia total aproximadamente de 12 MW.

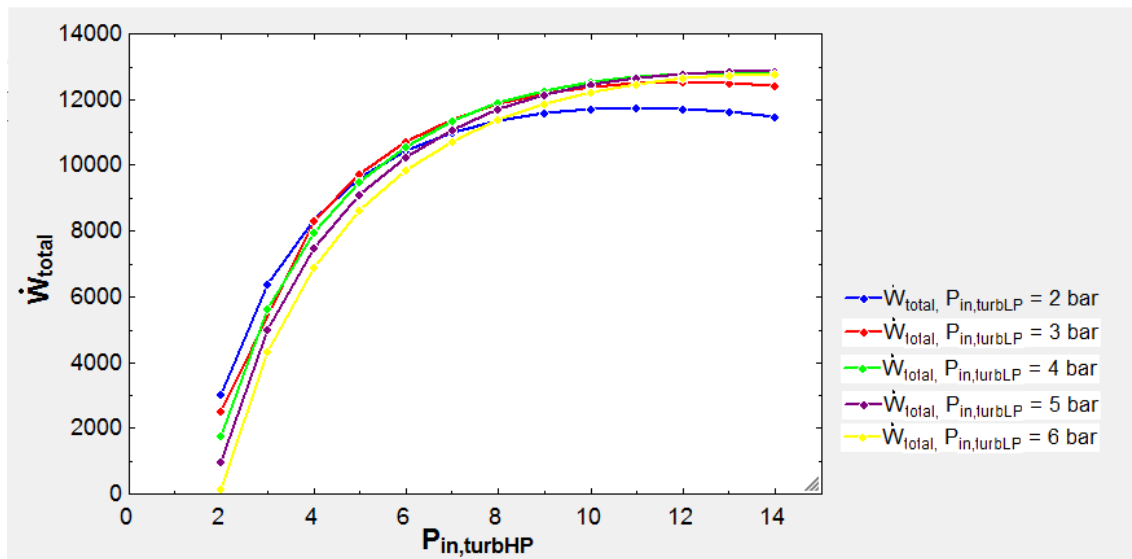


Fig. 27. Gráfico \dot{W}_{total} vs $P_{in,turbHP}$ con diferentes presiones del lado de baja de la turbina

6.2.2. EFICIENCIAS – PRESION DE ENTRADA A LA TURBINA PARA PRESION DE BAJA DE 3 BARES

Las Fig. 28 y 29 corresponden a las eficiencias de primera y segunda ley respectivamente, los gráficos representan el comportamiento de los valores de eficiencia con respecto a la variación de presión de entrada a la entrada de alta de la turbina de vapor y a una presión fija del lado de baja.

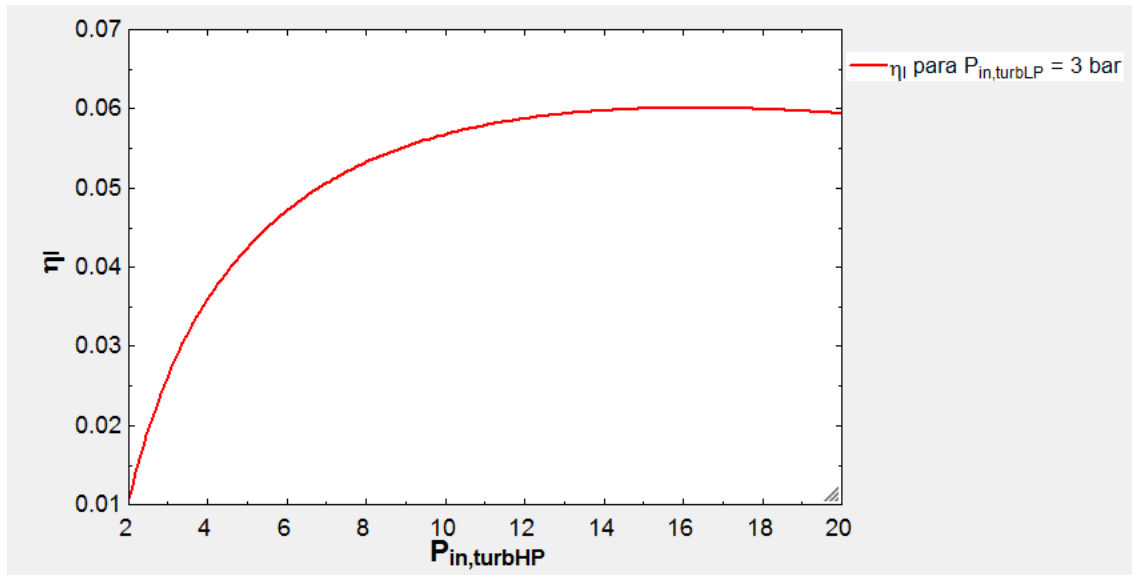


Fig. 28. Gráfico η_I vs $P_{in,turb,HP}$ con una presión del lado de baja de 3 bares.

La eficiencia de primera ley de la Fig. 28 muestra una tendencia similar a partir de los 10 bar y con un leve declive a partir de los 18 bar. Teniendo su valor máximo de eficiencia entre los 12 y 14 bar.

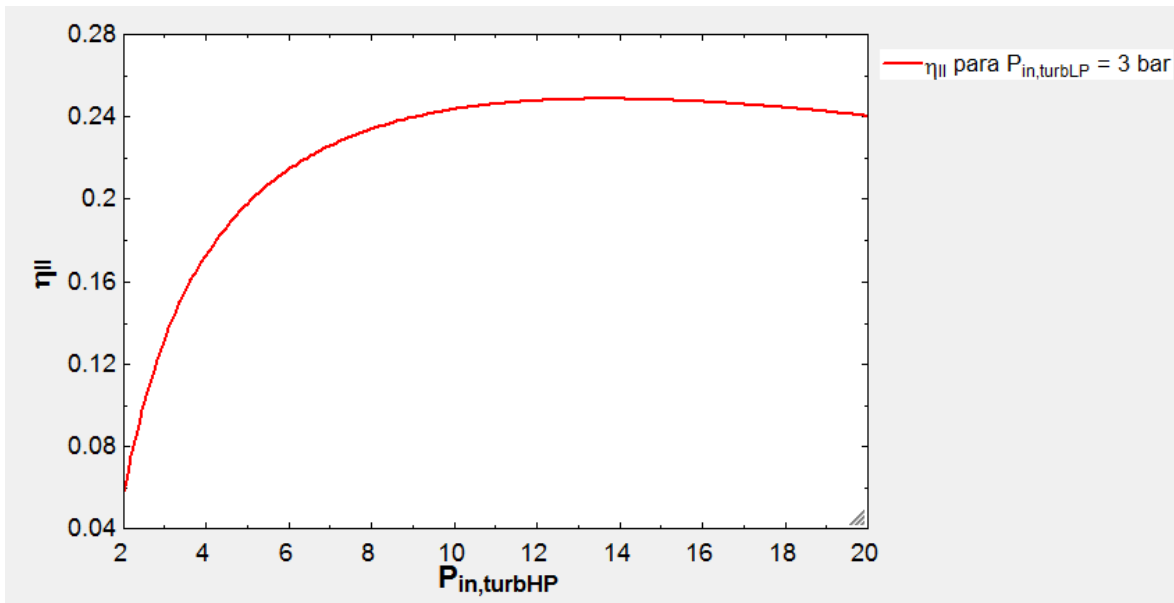


Fig. 29. Gráfico η_{II} vs $P_{in,turb,HP}$ con una presión del lado de baja de 3 bares.

La eficiencia de utilización de la Fig. 29 muestra una tendencia similar a partir de los 10 bar y presentando una leve decremento a partir de los 18 bar.

7. PRESENTACION DE RESULTADOS

Finalmente se presentan los resultados obtenidos de la simulación y análisis de los gráficos incluidos en el apartado anterior. La Tabla 4 comprende un resumen de los rangos de operación seleccionados para el ciclo en estudio y el ciclo de una planta de doble flash para la comparación de las variables de salida obtenidas de la configuración seleccionada para cada uno de estos.

Tabla 4. Comparación de variables de salida de los diferentes ciclos analizados.

Variable	Ciclo	Híbrido Simple Flash- Binario	Doble Flash
$P_{in,turb}, bar$		8 - 12	-
$P_{in,turbHP}, bar$		-	8 – 12
$P_{in,turbLP}, bar$		-	3 - 6
$P_{BBB,turb}, bar$		16 - 18	-
$P_{SSBB,turb}, bar$		16 - 18	-
Fluido de trabajo BBB		n-Pentano	-
Fluido de trabajo SSBB		n-Pentano	-
$\dot{m}_{in,turb}, kg/s$		43.45 - 35.93	-
$\dot{m}_{in,turbHP}, kg/s$		-	43.45 – 35.93
$\dot{m}_{in,turbLP}, kg/s$		-	53.93 – 44.62
$\dot{m}_{in,turbBBB}, kg/s$		72.24 - 91.96	-
$\dot{m}_{in,turbSSBB}, kg/s$		176.3 - 140.8	-
$T_{min,rein,turb}, ^\circ C$		110	45
$\dot{W}_{turbine}, MW$		10.36 – 10.55	-
$\dot{W}_{turbineHP}, MW$		-	6.40 – 3.90
$\dot{W}_{turbineLP}, MW$		-	21.2 – 21.13
$\dot{W}_{BBB,turbine}, MW$		5.50 – 7.34	-
$\dot{W}_{SSBB,turbine}, MW$		13.41 – 11.24	-
\dot{W}_{total}, MW		29.27 – 29.13	27.60 – 25.03
η_I		13 - 14%	12 – 12%
η_{II}		58 - 58%	54 - 50%

La Tabla 4 permite demostrar el mejor rendimiento del ciclo híbrido de flash - binario integrado propuesto sobre el ciclo de doble flash al obtenerse capacidades de potencia y eficiencias ligeramente mayores a aquellas del ciclo de comparación, para las condiciones de operación definidas. La diferencia en la temperatura de reinyección indicada en la Tabla 3 se debe a la adición de un intercambiador de calor a la salida de la turbina del ciclo en estudio por lo cual se requiere una mayor temperatura de reinyección para el aprovechamiento de la misma en el proceso de intercambio, a diferencia del ciclo de doble flash donde luego de pasar por la turbina el fluido se condensa y es enviado directamente a reinyección.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Finalizado el diseño y análisis del sistema híbrido flash – binario integrado para una planta geotérmica se pueden realizar las siguientes conclusiones.

- ✓ Se ha realizado el diseño conceptual de un ciclo híbrido flash – binario integrado para condiciones de trabajo ideales, mediante el desarrollo de un modelo termodinámico de sus diferentes componentes en un código del software EES para la evaluación de las condiciones de diseño y sus variaciones.
- ✓ Los resultados de la simulación y comparación permiten demostrar la mejora del sistema propuesto respecto a los sistemas convencionales de doble flash para las condiciones de diseño establecidas, obteniéndose valores de potencia total y de eficiencias de planta mayores a aquellos obtenidos del ciclo de comparación.
- ✓ La evaluación de los diferentes fluidos de trabajo para los ciclos binarios permite establecer una ventaja del n-Pentano por sobre los otros fluidos de trabajo o sus combinaciones. Adicionalmente a los fluidos de trabajo presentados en el presente proyecto se llevó a cabo la evaluación del fluido n-Decano presentando resultados muy por encima de los obtenidos por el n-Pentano sin embargo fue descartado del análisis por su alta peligrosidad por riesgo de explosión.

Considerando superados los objetivos del presente proyecto de graduación se pueden realizar las siguientes recomendaciones para estudios posteriores sobre la temática abordada.

- ✓ Se debe realizar el análisis real del sistema considerando pérdidas de carga en líneas de acarreo, transferencia de calor en los componentes del sistema, pérdidas de temperatura y entalpía e irreversibilidades en los diferentes procesos con el fin de establecer una base de comparación más aproximada a la realidad.
- ✓ De igual manera se considera importante la elaboración de un análisis económico de los beneficios y costos de instalación y operación del sistema híbrido de flash – binario con el fin de establecer su viabilidad económica respecto a las ventajas operacionales presentadas en los resultados, así como también su comparación con los costos de otros ciclos convencionales de operación.

AGRADECIMIENTOS

Agradecemos infinitamente a Dios por habernos brindado la oportunidad de completar un logro más en nuestra carrera profesional, con la culminación de este diplomado permitiendo capacitarnos y ser más competitivos en el ámbito laboral.

A nuestras familias por su incondicional apoyo a lo largo de este proceso de aprendizaje y formación.

A LaGeo, por sus esfuerzos y compromiso invertidos en el desarrollo del Diplomado en Geotermia para América Latina en su Edición 2016, por abrirnos sus puertas y darnos una oportunidad de estudio de calidad en la especialización en geotermia.

A nuestros profesores, que con la mejor voluntad transmitieron sus conocimientos técnicos y compartieron sus inmensurables experiencias laborales.

A nuestro asesor Ing. Oscar Fernando Cideos, por compartir con nosotros su experiencia, opiniones y enseñanzas para poder llevar a cabo este proyecto de la mejor manera posible y el cumplimiento de los objetivos propuestos.

REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

- [1] DiPippo R. (2008): Geothermal Power Plants: Principles, applications, case studies and environmental impact, Second Edition, Butterworth – Heinemann, Great Britain, 87 – 98, 116 – 121, 158 – 169, 197 – 205.
- [2] Cideos O. (2012): Power production using low-temperature heat sources in El Salvador, United Nations University, Geothermal Training Programme, Reykjavik, Iceland, 63 - 64
- [3] Cengel Y. (2012): Termodinámica, 7ª Ed. México D.F.